

М. Г. ЧАУСОВ, М. М. БОНДАР, А. П. ПИЛИПЕНКО, А. Г. КУЦЕНКО

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

(опір матеріалів)

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

**ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ:
187 – ДЕРЕВООБРОБНІ ТА МЕБЛЕВІ ТЕХНОЛОГІЇ**

2019

М.Г. ЧАУСОВ, М.М. БОНДАР, А.П. ПИЛИПЕНКО, А. Г. КУЦЕНКО

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

(опір матеріалів)

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

**ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ:
187 – ДЕРЕВООБРОБНІ ТА МЕБЛЕВІ ТЕХНОЛОГІЇ**

КИЇВ

АСПЕКТ-ПОЛІГРАФ

2019

УДК 621. 81 (078.8)

ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ:
187 – ДЕРЕВООБРОБНІ ТА МЕБЛЕВІ ТЕХНОЛОГІЇ

Рекомендовано рішенням

Укладачі: професор, д.т.н. Чаусов М.Г., доцент, к.пед.н. Бондар М.М.,
доцент, к.т.н. Пилипенко А.П., доцент, к.т.н. А. Г. Куценко.
(НУБіП України).

Рецензенти:

Головач І.В., д.т.н., професор, Національний університет
біоресурсів і природокористування України.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Прикладна механіка і основи конструювання:
навчальний посібник

530 с.: іл.

Викладені основи опору матеріалів та деталей машин.
Наведено розрахунки на міцність та жорсткість елементів
конструкцій як при простих видах деформацій, так і при
складному опорі.

ВСТУП

В природі, всі тверді тіла чи інженерні конструкції в тій чи іншій мірі мають властивості міцності та жорсткості, тобто здатні в певних межах сприймати дію зовнішніх сил без руйнування і без значних змін геометричних розмірів. Ці властивості оточуючих нас предметів мають вирішальне значення в усіх без винятку галузях де створюються та експлуатуються споруди, машини, механізми, вузли, деталі та ін.

В зв'язку із чим, саме на дисципліну «Прикладна механіка і основи конструювання» покладене важливе завдання — сформулювати у майбутніх фахівців, такої наукоємної інженерної сфери як автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, глибоке розуміння основ загальної механіки, опору матеріалів як науки про міцність і жорсткість елементів інженерних конструкцій та основних принципів і методів конструювання й інженерного розрахунку машин і механізмів.

Адже, методами опору матеріалів проводяться практичні розрахунки і визначаються необхідні, як кажуть, надійні розміри деталей машин і різних будівельних споруд.

Основні положення опору матеріалів обґрунтовані законами та теоремами загальної механіки і в першу чергу законами статички, без знання яких вивчення курсу прикладної механіки і основ конструювання неможливе.

На відміну від теоретичної механіки опір матеріалів вирішує завдання, в яких найбільш вагомими є властивості деформованих тіл, а закони руху тіла, як жорстко цілого, не тільки відступають на другий план, але в ряді випадків є незначущими.

Опір матеріалів має за мету створити практично прийнятні прості методи розрахунків типових, найбільш поширених елементів конструкцій. При цьому широко використовуються різні наближені методи.

Завдання опору матеріалів полягає не лише у виявленні внутрішніх особливостей об'єктів, а й у істинному формулюванні отриманих закономірностей і правильному визначенні оцінки працездатності та практичної доцільності конструкцій, що вивчають.

При виконанні інженерних розрахунків методи опору матеріалів необхідно використовувати творчо та пам'ятати, що успіх практичного розрахунку залежить не лише у безпомилковому використанні складного математичного апарату, а й у здібності заглиблюватися у суть досліджуваного об'єкту, майстерності знаходити найбільш вдалі гіпотези спрощення та умінні доводити розрахунок до заключного чисельного результату.

ОПІР МАТЕРІАЛІВ

Розділ 1. Основні положення

§ 1.1. Завдання і методи опору матеріалів

Конструювання та розрахунок механізмів, деталей машин або інженерних споруд тісно пов'язані між собою. Тобто, конструювання передбачає детальне розроблення задуму, ідеї у вигляді креслень певних конструкцій, що мають бути виготовлені з обраних конструкційних матеріалів, а метою розрахунку конструкцій є ретельна перевірка їх на міцність, жорсткість і стійкість.

Опір матеріалів — це наука про міцність окремих частин конструкцій і машин, яка ґрунтується на результатах набутого практичного досвіду із використанням сучасних методів моделювання. Під моделюванням розуміють дослідження явищ, процесів або об'єктів шляхом побудови та вивчення їх моделей. Якщо моделі виводяться на основі законів фізики, механіки, теплотехніки й інших наук із застосуванням математичного апарату, то це будуть аналітичні (теоретичні) моделі. Якщо ж моделі будуються на основі спостережень, дослідних даних, то це будуть статистичні (емпіричні) моделі.

Опір матеріалів із моменту свого виникнення завжди був тісно пов'язаний з практикою. Виробнича експлуатація машин і засобів механізації постійно висуває все нові завдання, розв'язання яких допомагає піднесенню науки про опір матеріалів, що в свою чергу сприяє розвитку науково-технічного прогресу.

Завданням науки про опір матеріалів є створення наукових основ для прикладних розрахунків окремих частин конструкцій і механізмів машин із урахуванням їх надійності та ресурсозбереження.

Два останні критерії суперечні й на перший погляд ніби несумісні один з одним. Перша умова веде до збільшення кількості матеріалів, друга — вимагає зменшення затрат ресурсів на виготовлення та експлуатацію інженерної споруди чи механізму. Названі вище протиріччя обумовлюють розвиток науки про опір матеріалів.

Розрахунок під час проектування забезпечує створення надійних, міцних та легких конструкцій.

Значно ускладнювалось би завдання при конструюванні машин і механізмів, коли б доводилось розв'язувати кожне питання шляхом експериментування.

Однак, було б помилковим вважати, що опір матеріалів — це суто теоретична наука. Оскільки ця наука має справу з міцністю і жорсткістю реальних елементів і систем, виготовлених із існуючих конструктивних матеріалів, *методи науки про опір матеріалів* повинні ґрунтуватись на вивченні та пізнанні справжніх властивостей цих матеріалів, тобто на відповідно поставлених експериментах.

Таким чином, опір матеріалів є не тільки теоретичною, а й експериментальною наукою. Її теоретичні положення засновані на законах

механіки твердого тіла: на умовах рівноваги, законах додавання сил, теоремах про моменти сил, на принципі можливих переміщень та ін. Разом із тим, розв'язок будь-якої задачі опору матеріалів починається з припущень, які ґрунтуються на наслідках експериментальних досліджень, і закінчується перевіркою одержаних результатів розрахунків у лабораторії.

§ 1.2. Класифікація зовнішніх сил

Зовнішні сили класифікують за кількома ознаками.

1. Залежно від місця прикладання:

- поверхневі сили, які діють по поверхні елемента (тиск рідини на стінки гідравлічного циліндра механізму навіски енергетичного засобу);
- об'ємні сили, прикладені до кожної точки об'єму елемента (сили ваги добрив у бункері розкидача, інерційні сили).

2. Залежно від розміру площі дії:

- зосереджені сили, що діють на площу, розмір якої малий порівняно з величиною елемента (тиск колеса вагона на рейку). Таке навантаження для спрощення розрахунку можна розглядати як зосереджене, тобто прикладене в точці. Це спрощення не вносить звичайно помітної похибки в розрахунки;
- розподілені навантаження, які безперервно діють на деяку площу елемента (тиск води на греблю).

3. Залежно від тривалості дії:

- постійні навантаження, які діють протягом всього часу роботи конструкції (власна вага конструкції);
- тимчасові навантаження, які діють лише певний час (вага автомобіля, який проїжджає по мосту).

4. За характером дії:

- статичні сили, які, діючи на елемент, зростають поступово від нуля до кінцевої величини, причому їх дія не спричиняє прискорень у елементах або прискорення настільки малі, що при розрахунку ними можна знехтувати (власна вага мостової ферми);
- динамічні сили, дія яких спричиняє в елементах значні прискорення; до них належать інерційні, ударні, повторно-періодичні та вибухові сили.

Навантаження мають такі розмірності: розподілені за довжиною — в системі СІ — $\frac{H}{m}$; $\frac{\kappa H}{m}$ розподілені за площею — $\frac{H}{m^2}$; $\frac{\kappa H}{m^2}$.

§ 1.3. Поняття про деформацію, пружність та пластичність

Реальні тіла внаслідок дії зовнішніх сил змінюють свою форму та розміри.

Зміна форми та розмірів тіла називається деформацією.

Деформація, яка зникає повністю після припинення дії зовнішніх сил, називається ***пружною***. Деформація, яка після припинення дії зовнішніх сил не зникає, називається ***залишковою***. Залишкові деформації в елементах машин і споруд, як правило, не допускаються. При проектуванні елементів конструкцій їх розміри повинні бути такими, щоб не виникали залишкові деформації.

Здатність тіл відновлювати свою початкову форму і розміри після припинення дії зовнішніх сил називається пружністю.

Відомо, що в природі нема зовсім пружних тіл, тобто таких, у яких після припинення дії зовнішніх сил повністю зникають деформації.

Проте деякі матеріали (сталь, дерево та ін.) за своїми властивостями подібні до таких тіл, якщо зовнішні сили не перевершують певної границі (границі пружності), встановленої для них дослідним шляхом. Перевищення цієї границі веде до виникнення залишкових деформацій.

Поява цих деформацій для деяких матеріалів пов'язана з таким напруженим станом тіла, коли значне їх наростання відбувається без помітного збільшення навантаження. Це явище називають ***пластичністю матеріалу***.

§ 1.4. Основні гіпотези і припущення

При вивченні напруженого стану реальних тіл виникають труднощі, зумовлені різноманітністю фізичних і механічних властивостей матеріалів. У зв'язку з цим теорію розрахунку доводиться будувати на певних гіпотезах і припущеннях.

1. ***Гіпотеза плоских перерізів.*** Плоскі перерізи, проведені в тілі до деформації, залишаються плоскими і після деформації. Ця гіпотеза справедлива для багатьох важливих у практичному відношенні випадків роботи конструктивних елементів.
2. ***Гіпотеза про суцільність тіл.*** Весь об'єм тіл суцільно заповнений речовиною або матерією.
3. ***Припущення про малість деформацій.*** Деформації тіл, зумовлені дією зовнішніх сил, малі порівняно з їх розмірами, тобто тіла незначно змінюють свою форму, що дає можливість застосувати принцип незалежності дії сил та інші теореми механіки твердого тіла.
4. ***Припущення про однорідність тіл.*** Фізичні та механічні властивості тіла в усіх точках і по всіх напрямках однакові. Однорідні тіла (матеріали), які мають однакові фізичні та механічні властивості по всіх напрямках, називаються ***ізотропними***. Тіла, які не мають властивостей ізотропності, називаються ***анізотропними***. До них можна віднести деревину і синтетичні матеріали.

5. **Принцип Сен-Венана**¹. У точках тіла, досить віддалених від місць прикладання навантажень, внутрішні сили майже не залежать від способу прикладання сил. Цей принцип дає змогу спростити розрахунки, замінюючи одну систему сил її еквівалентною, але легко визначеною з умов рівноваги.
6. **Принцип незалежності дії сил**. Результат дії на тіло системи сил дорівнює сумі результатів дії тих же сил, які прикладаються до тіла, причому в будь-якому порядку.

§ 1.5. Метод перерізів. Напруження

У елементах конструкцій під дією зовнішніх сил виникають внутрішні сили, які взаємодіють між її окремими частинами. Виникнення внутрішніх сил супроводжується деформацією матеріалу. Ці сили протидіють зовнішнім силам і намагаються відновити попередню форму тіла.

При визначенні внутрішніх сил користуються методом перерізів. Нехай тіло під дією системи сил F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 і F_6 перебуває в стані рівноваги (рис. 1.1, а).

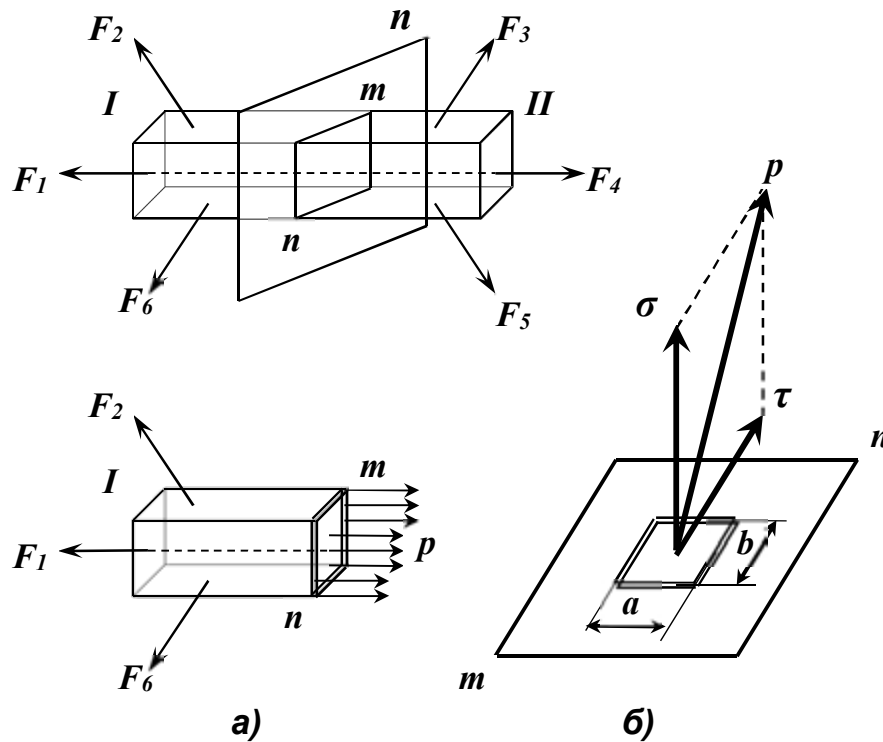


Рис. 1.1.

У місці, де потрібно визначити внутрішні сили (сили взаємодії), уявно проведемо площину mn , яка поділить тіло на дві частини I і II . Відкинемо одну з цих частин, наприклад II . Тоді на частину I , що залишилася, крім зовнішніх сил, будуть діяти внутрішні сили, розподілені по всій площі.

¹ Сен-Венан Адамар-Жан-Клод (1797 - 1886 рр.) — відомий французький вчений у галузі механіки, механіки матеріалів і конструкцій, теорії пружності, гідравліки.

Таким чином, *метод перерізів полягає в тому, що тіло уявно розрізають площиною на дві частини, будь-яку з них відкидають і замість неї до перерізу залишеної частини прикладають внутрішні сили, які діяли до розрізання; залишену частину розглядають як самостійне тіло, яке перебуває в рівновазі під дією зовнішніх і прикладених до перерізу внутрішніх сил.*

Очевидно, що за третім законом Ньютона (аксіома взаємодії) внутрішні сили, які діють у перерізі залишеної і відкинутої частин тіла, однакові за модулем, але протилежні за напрямом. Таким чином, розглядаючи рівновагу будь-якої з двох частин розрізаного тіла, дістанемо одне й те саме значення внутрішніх сил, але зручніше розглядати ту частину тіла, для якої рівняння рівноваги будуть простіші. Згідно з прийнятим припущенням про неперервність матеріалу тіла, можна твердити, що внутрішні сили, які виникають у тілі, рівномірно або нерівномірно розподілені по перерізу.

Застосовуючи до залишеної частини тіла умови рівноваги, не можна знайти закон розподілу внутрішніх сил по перерізу, але можна визначити статичні еквіваленти цих сил.

Сили, віднесені до одиниці площі перерізу, називаються напруженнями. Напруження, що діють від частини *I* на частину *II*, за законом рівності дії та протидії рівні між собою.

Напруження далі будемо позначати буквою *p*, її нормальну складову будемо називати σ (нормальні напруження) а складову, розміщену в площині *nt*, через τ — дотичні напруження (рис. 1.1, б).

Розмірність напружень, тобто внутрішніх сил, які припадають на одиницю площі перерізу, така: $\frac{H}{m^2}; \frac{\kappa H}{m^2}$.

Величина напружень у даній точці є мірою інтенсивності дії внутрішніх сил, які виникають у результаті деформацій, спричинених зовнішніми силами. Напруження, при якому матеріал руйнується, називається *границею міцності*.

Рівнодійна внутрішніх сил (сил взаємодії), які діють у площі перерізу *nt*, називається *зусиллям*.

Зусилля не можна визначати тільки підсумовуванням напружень. Для цього треба визначати елементарне зусилля, яке діє на малу площу ΔA , після чого можна підсумувати зусилля по всьому перерізу. Напруженням у даній точці називається границя відношення сили ΔF до площі ΔA при умові, що ΔA прямує до нуля, тобто:

$$p = \left| \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \right| = \frac{dF}{dA}. \quad (1.1)$$

Умови рівноваги системи сил у загальному випадку виражаються так:

$$\left. \begin{aligned} \sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \\ \sum M_x = 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

Зв'язок між зовнішніми і внутрішніми силами потрібно встановлювати за законом розподілу деформацій по перерізу. Тому слід розглядати деформації, які виникають у тілі під дією зовнішніх сил.

Визначивши характер деформацій, можна судити про розподіл внутрішніх сил по перерізу. Знання закону розподілу напружень по перерізу і використання рівнянь рівноваги дають змогу знайти зв'язок між зовнішніми і внутрішніми силами.

Для визначення внутрішніх сил треба:

1. написати рівняння рівноваги статички для частини тіла, яке розглядаємо;
2. встановити закон зміни деформацій по перерізу тіла;
3. встановити за характером деформації закон розподілу внутрішніх сил (напружень).

Оскільки основним розрахунковим об'єктом у механіці матеріалів і конструкцій є брус і здебільшого нас цікавитимуть внутрішні сили в його поперечному перерізі, то розглянемо, якими будуть статичні еквіваленти внутрішніх сил у поперечному перерізі бруса. Зробимо поперечний переріз бруса *a-a*, як на рис. 1.2 і розглянемо рівновагу його лівої частини.

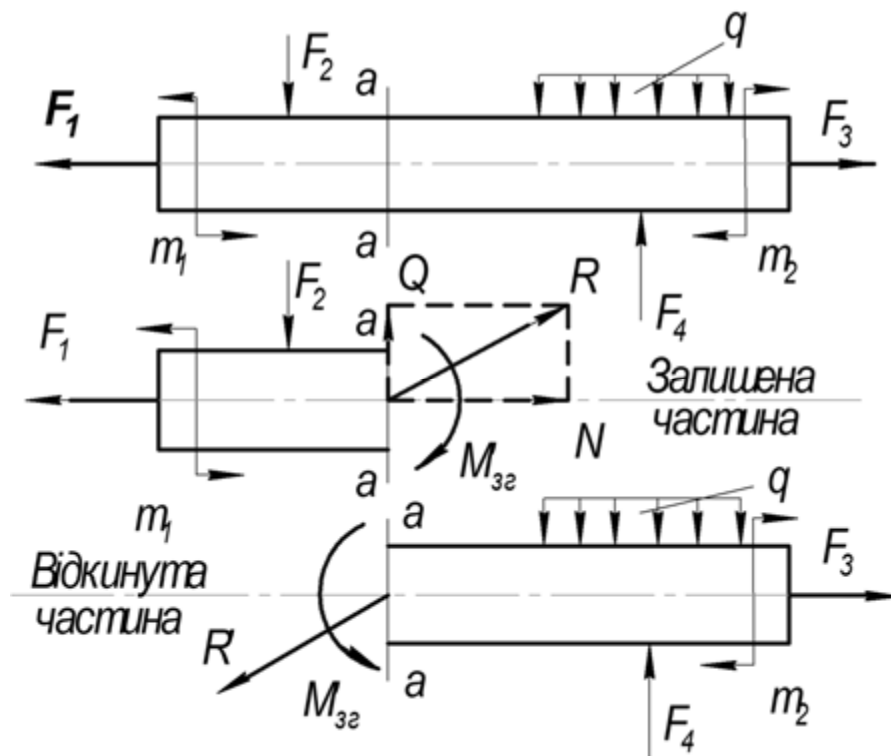


Рис. 1.2

Якщо зовнішні сили, які діють на брус, лежать в одній площині, то в загальному випадку статичним еквівалентом внутрішніх сил, що діють у перерізі *a-a*, будуть головний вектор *R*, прикладений до центра ваги перерізу, і головний момент *M_z*, що зрівноважують плоску систему зовнішніх сил, прикладених до залишеної частини бруса.

Розкладемо головний вектор *R* на складову *N*, напрямлену вздовж осі бруса, і складову *Q* перпендикулярну до цієї осі, тобто що лежить у площині поперечного перерізу. Ці складові головного вектора разом із головним моментом називатимемо внутрішніми силовими факторами, які діють у перерізі бруса.

Складову *N* назвемо поздовжньою силою, складову *Q* — поперечною силою, пару сил *M_z* — згинаючим моментом. Для визначення трьох внутрішніх силових факторів статика дає три рівняння рівноваги залишеної частини бруса, а саме:

$$\Sigma Z = 0; \quad \Sigma Y = 0; \quad \Sigma M = 0.$$

розкриваючи які, маємо:

$$N + \Sigma F_{iz} = 0; \quad Q + \Sigma F_{iy} = 0; \quad M + \Sigma M_0(F_i) = 0;$$

де ΣF_{iz} ; ΣF_{iy} — алгебраїчні суми проєкцій на осі *z* і *y* зовнішніх сил, прикладених до розглядуваної частини бруса, а $\Sigma M_0(F_i)$ — алгебраїчна сума моментів цих сил відносно центра ваги перерізу (вісь *z* завжди спрямовуватимемо по осі бруса).

Якщо зовнішні сили, які діють на брус, не лежать в одній площині, тобто є просторовою системою сил, то в загальному випадку в поперечному перерізі бруса виникає **шість внутрішніх силових факторів** (рис. 1.3) для визначення яких статика дає **шість рівнянь рівноваги** залишеної частини бруса, а саме:

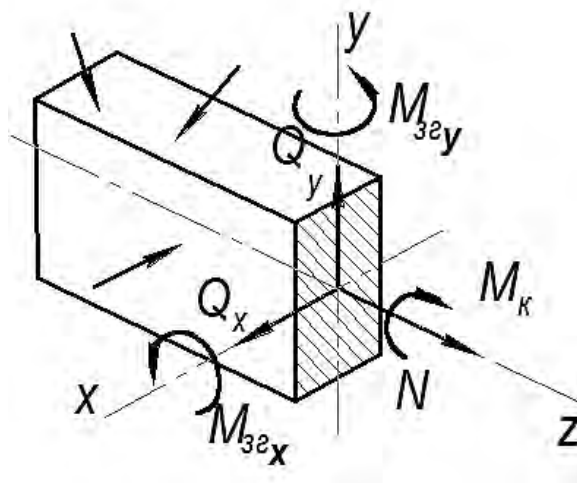


Рис. 1.3.

$$\begin{array}{ll}
1) \quad N + \Sigma F_{iz} = 0; & 4) \quad M_{z_x} + \Sigma M_x(F_i) = 0; \\
2) \quad Q_x + \Sigma F_{ix} = 0; & 5) \quad M_{z_y} + \Sigma M_y(F_i) = 0; \\
3) \quad Q_y + \Sigma F_{iy} = 0; & 6) \quad M_k + \Sigma M_z(F_i) = 0.
\end{array}$$

Шість внутрішніх силових факторів, які виникають у поперечному перерізі бруса в загальному випадку, мають назви:

N	—	поздовжня сила,
$Q_x; Q_y$	—	поперечні сили,
M_k	—	крутний момент,
$M_{z_x}; M_{z_y}$	—	згинаючі моменти.

За різних деформацій у поперечному перерізі бруса виникають різні внутрішні силові фактори. Розглянемо окремі випадки:

1. У перерізі виникає *лише поздовжня сила N* . У цьому випадку буває деформація *розтягу* (якщо сила N напрямлена від перерізу) або деформація *стиску* (якщо сила N напрямлена до перерізу).
2. У перерізі виникає *лише поперечна сила Q* . У цьому випадку буває деформація *зсуву*.
3. У перерізі виникає *лише крутний момент M_k* . Тоді буває деформація *кручення*.
4. У перерізі виникає *лише згинаючий момент M_{z_x}* . Тоді буває деформація чистого згину. Якщо в перерізі одночасно виникає згинаючий момент M_{z_x} і поперечна сила Q , то згин називають поперечним.
5. Якщо в перерізі *одночасно* виникає *кілька внутрішніх силових факторів* (наприклад, згинаючий і крутний моменти або згинаючий момент і поздовжня сила), то в цих випадках трапляється поєднання основних деформацій.

Поряд із поняттям деформації одним із основних понять механіки матеріалів і конструкцій є напруження.

Напруження характеризує інтенсивність внутрішніх сил, які діють у перерізі.

Розглянемо довільно навантажений брус і застосуємо до нього метод перерізів (рис. 1.4).

Виділимо в перерізі нескінченно малий елемент площі dA (що маємо право робити, оскільки вважаємо матеріал неперервним).

Через малість цього елемента можна вважати, що в його межах внутрішні сили, прикладені до різних точок, однакові за модулем і напрямом і, отже, є системою паралельних сил.

Рівнодіючу цієї системи позначимо dR . Поділивши dR на елементарну площину dA , визначимо інтенсивність внутрішніх сил, тобто напружень p в точках елементарної площі dA :

$$p = \frac{dR}{dA}.$$

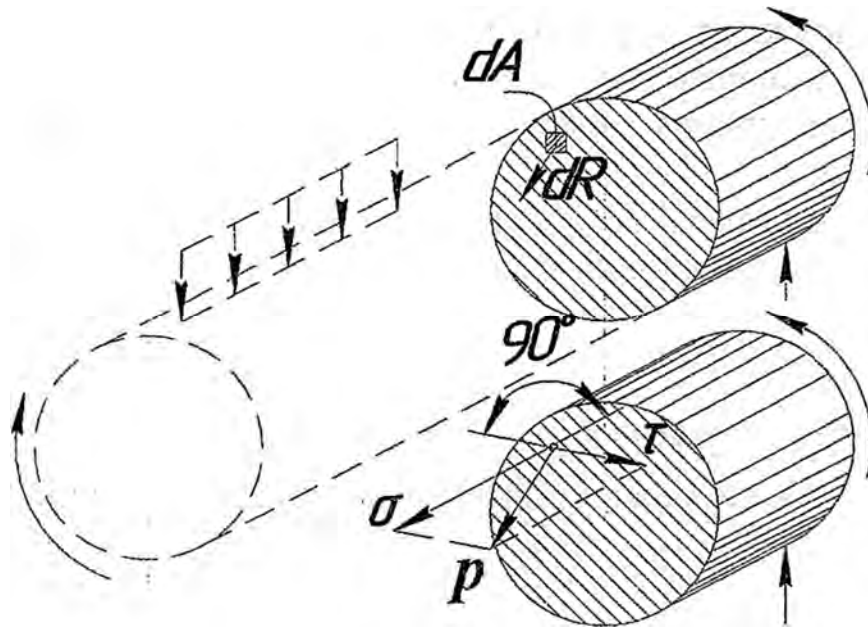


Рис. 1.4.

Отже, *напруження* — це *внутрішня сила, віднесена до одиниці площі перерізу*.

Напруження – величина векторна.

Одиниця напруження:

$$[p] = \frac{[R]}{[A]} = \frac{\text{сила}}{\text{площа}} = \text{ньютон на квадратний метр} = \mathbf{H/m^2} = \text{паскаль (Па)}.$$

Оскільки ця одиниця напруження дуже мала, то використовують більшу одиницю, а саме мегапаскаль (**МПа**):

$$1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па};$$

$$1 \text{ Н/мм}^2 = 10 \text{ кгс/см}^2 \text{ (у системі МКГСС)}.$$

Числові значення напруження, вираженої в **МПа** і **Н/мм²**, однакові.

Оскільки кут між нормальними і дотичними напруженнями завжди дорівнює 90°, то модуль повного напруження **p** визначається за формулою:

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

Розкладання повного напруження на нормальну і дотичну складові має цілком визначений фізичний зміст. Як побачимо далі, в поперечному перерізі бруса у випадках розтягу, стиску і чистого згину діють *тільки нормальні напруження*, а при зсуві і крученні — *тільки дотичні напруження*.

Користуючись принципом незалежності дії сил, від вивчення найпростіших основних деформацій, коли в поперечних перерізах бруса діють тільки нормальні або дотичні напруження, перейдемо до вивчення складніших основних деформацій, коли в поперечному перерізі діють і ті й інші

навантаження, а потім розглянемо випадки поєднання основних деформацій, що іноді називають складним опором.

Зазначимо, що принцип незалежності дії сил стосується тільки конструкцій, деформації яких малі порівняно з їх розмірами і пропорційні діючим навантаженням.

§ 1.6. Основні конструктивні елементи

Усі елементи залежно від форми можна поділити на бруси, пластинки, оболонки і масиви.

- Брус** — це елемент, у якого один із розмірів (довжина) більший від інших (поперечних).
- Пластинка** — це обмежений двома паралельними площинами елемент, у якого два розміри більші від третього.
- Оболонка** — це елемент, обмежений кривими поверхнями, у якого два розміри більші від третього.
- Масив** — це елемент, у якого всі три розміри мають один порядок величин.

Оболонки можуть бути сталої і змінної товщини. Вони поділяються на одно-, дво- і багат шарові. Залежно від властивостей матеріалу оболонки бувають ізотропними або анізотропними. Виготовляються оболонки із залізобетону, сталі, дерева, легких сплавів, пластмас та інших конструкційних матеріалів.

Під дією зовнішніх навантажень в оболонках виникають внутрішні напруження, рівномірно розподілені по товщині (так зване мембранне напруження, або напруження в серединній поверхні), та зусилля згину, що утворюють в перерізах оболонки згинальні та обертові моменти, а також поперечні сили.

Завдяки наявності мембранних зусиль оболонки поєднують значну жорсткість і міцність з порівняно малою вагою, що відрізняє їх від пластинок. Якщо напруженнями від моментів згину при розрахунку можна нехтувати, то оболонка називається безмоментною. Наявність моментів характерна для ділянок оболонок, котрі примикають до країв (так званий граничний ефект).

У курсі опору матеріалів вивчають головним чином бруси, бо вони дуже поширені в інженерній практиці. При проектуванні більшості деталей машин і частин конструкцій наближено їх можна вважати брусами і розраховувати методами опору матеріалів.

За геометричною формою бруси можна розділити на прямолінійні та криволінійні, за виглядом поперечного перетину — на бруси постійного і змінного перетину, а також ступінчасті, за виглядом навантаження — плоскі й просторові.

Брус із прямолінійною віссю, який працює на розтяг або стиск, називають стержнем (рис. 1.5, а), а на кручення — валом.

Брус із прямолінійною віссю, який працює на згин, називають балкою (рис. 1.5, б).

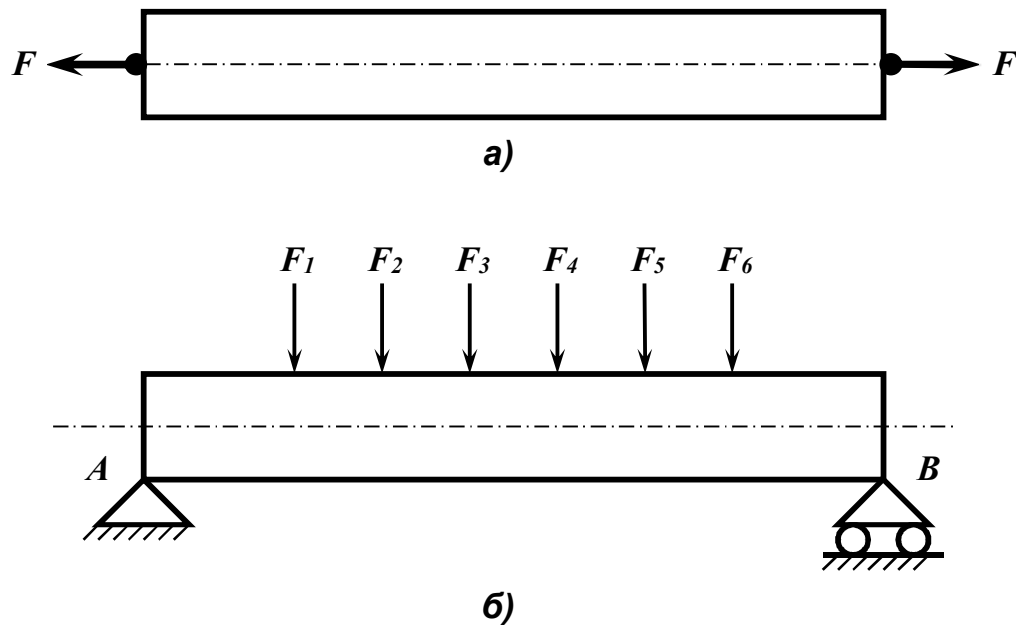


Рис. 1.5.

В інженерній практиці дуже поширені конструкції, які складаються з кількох брусів, наприклад, ферми, рами та ін.

У багатьох машинах і конструкціях є елементи, що мають складну форму — масиви, пластинки та оболонки, розрахунки яких не можна здійснити методами, викладеними у курсі опору матеріалів.

§ 1.7. Найпростіші види деформацій

Деформації виникають з причин різної фізичної природи. Пружні деформації однозначно пов'язані з напруженням. Прирощення пластичних деформацій також пов'язано зі зміною напруження, але неповоротно. Разом ці обидві деформації, які пов'язані зі зміною напруження, називаються "миттєвими". Температурні деформації пов'язані зі зміною температури тіла. Деформації повзучості є такими, зміна яких пов'язана з прирощенням часу.

Сили, прикладені до бруса, можуть спричинити в ньому такі деформації:

1. Розтяг або стиск, які виникають тоді, коли сили направлені вздовж осі стержня. Залежно від напрямку сил стержень може видовжуватись (рис. 1.6, а) або вкорочуватися (рис. 1.6, б). В обох випадках вісь стержня залишається прямолінійною. Цей вид деформації буває в стержнях ферм, канатах тощо.

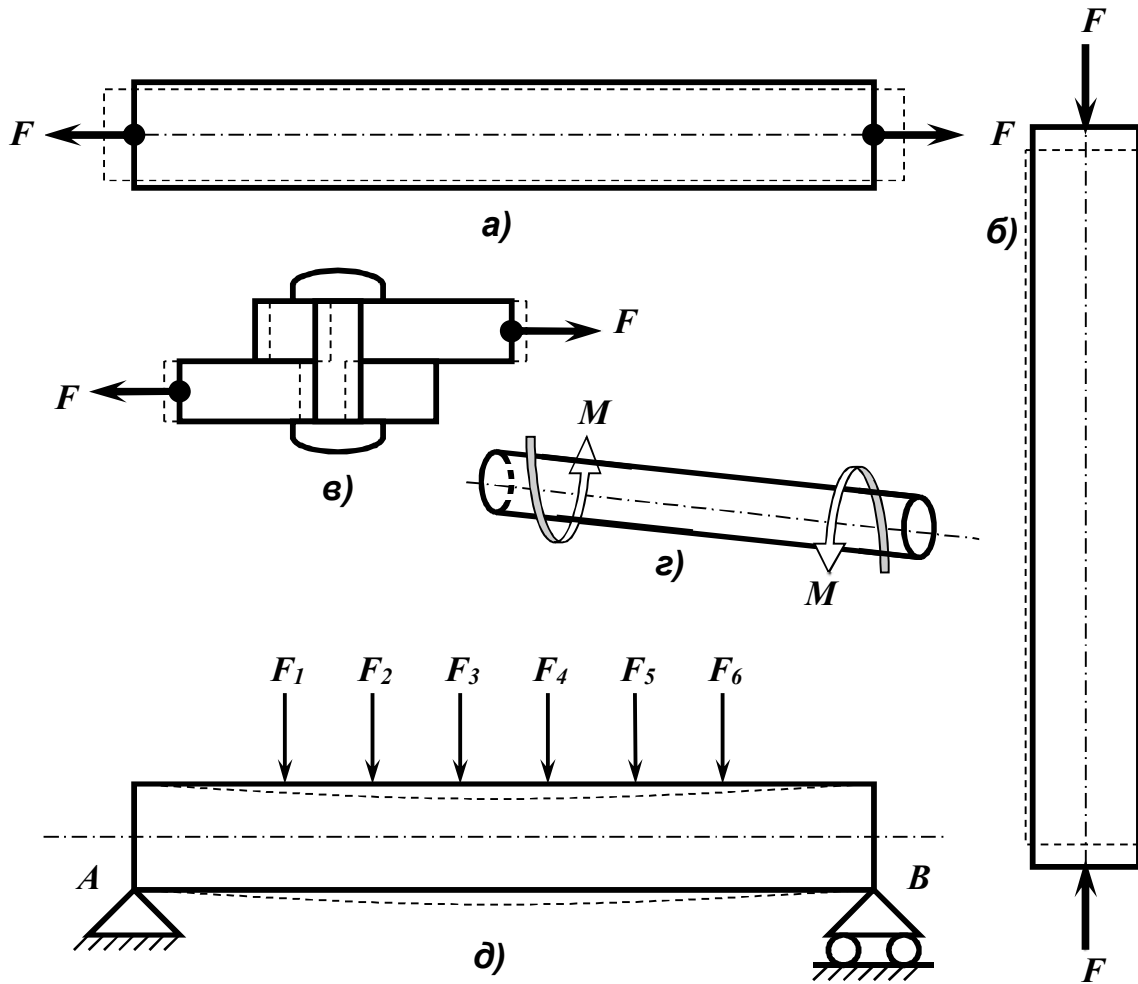


Рис. 1.6.

2. Зсув, що виникає тоді, коли сили намагаються перемістити одну частину бруса відносно другої (рис 1,6. **в**). Це відбувається у заклепочних, болтових, зварних та інших з'єднаннях.
3. Кручення, яке виникає тоді, коли на стержень діють пари сил, які лежать у площинах, перпендикулярних до осі бруса (рис. 1.6, **е**). Ці деформації бувають в основному у валах.
4. Згин, який виникає тоді, коли сили, що діють на брус, лежать у площинах, які проходять через його вісь. Ці сили повинні бути направлені перпендикулярно до осі балки (рис. 1.6, **д**).

Нерідко в елементах конструкцій виникає одночасно декілька видів деформацій (наприклад, розтяг із згином, згин із крученням і т. д.). У цьому випадку буде виникати **складний опір**.

РОЗДІЛ 2. Геометричні характеристики плоских перерізів.

2.1. Статичні моменти площі

Розглянемо поперечний переріз бруса довільної форми. Проведемо вісі ХУ так, як це зображено на рис. 2.1. Виділимо елементарну площадку dS з координатами x, y .

Означення 1. Добуток елемента площі на віддаль y від вісі ОХ називається *статичним моментом* елементарної площадки відносно вісі ОХ:

$$dS_x = ydA. \quad (2.1)$$

Аналогічним чином записується статичний момент елементарної площадки відносно вісі ОУ:

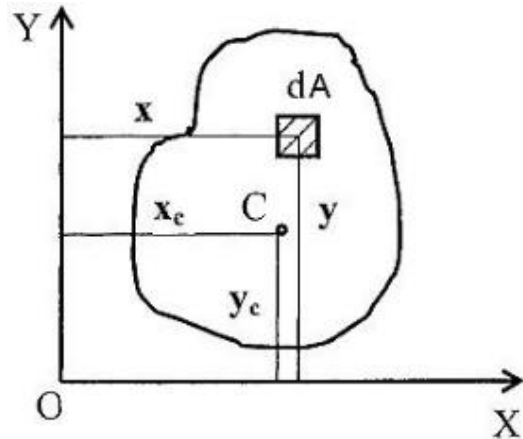


Рис.2.1

$$dS_y = xdA \quad (2.2)$$

Рис. 2.1

Якщо ми просумуємо по всій площі перерізу A вирази (2.1) та (2.2), то отримаємо статичні моменти відносно осей X та Y :

$$S_x = \int ydA, \quad S_y = \int xdA. \quad (2.3)$$

Статичні моменти мають розмірність довжини у кубі.

Нехай x_c, y_c - координати центра ваги перерізу. Тоді скориставшись теоремою про момент рівнодіючої можна формулу (2.3) записати у наступному вигляді:

$$S_x = Ay_c, \quad S_y = Ax_c, \quad (2.4)$$

де A - площа поперечного перерізу.

Звідки отримуємо формулу для визначення координат центра ваги перерізу:

$$y_c = \frac{S_x}{A}, \quad x_c = \frac{S_y}{A}. \quad (2.5)$$

Зауваження. З формул (2.4) випливає, якщо осі є центральними, то статичні моменти відносно даних осей дорівнюють нулю.

Формулу для визначення статичних моментів складного перерізу можна отримати, застосувавши принцип суперпозиції до виразів (2.4):

$$S_x = \sum_{i=1}^n S_i y_{c_i}, \quad S_y = \sum_{i=1}^n S_i x_{c_i}. \quad (2.6)$$

Тоді координати центру ваги складного перерізу знаходяться із формул:

$$y_c = \frac{S_x}{A} = \frac{\sum_{i=1}^n S_i y_{c_i}}{\sum_{i=1}^n A_i}, \quad x_c = \frac{S_y}{A} = \frac{\sum_{i=1}^n S_i x_{c_i}}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (2.7)$$

Приклад 1.

Визначити статичні моменти частин площі перерізу балки, які розташовані вище прямої 1-1 та 2-2 (рис. 2.2) відносно центральної головної осі **X**.

Розв'язок:

Розіб'ємо даний переріз на три прямокутники, які будуть мати відповідні площі:

$$A_1 = A_3 = 2 \times 14 = 28 \text{ см}^2,$$

$$A_2 = 20 \times 2 = 40 \text{ см}^2.$$

Проведемо через центр ваги кожного з прямокутників власну центральну вісь відповідно **X**₁, **X**₂, **X**₃ (див. рис. 2.2а).

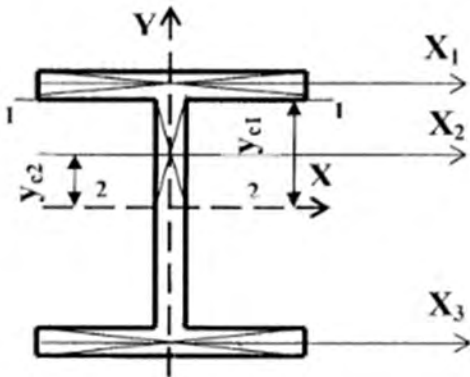


Рис.2.2а

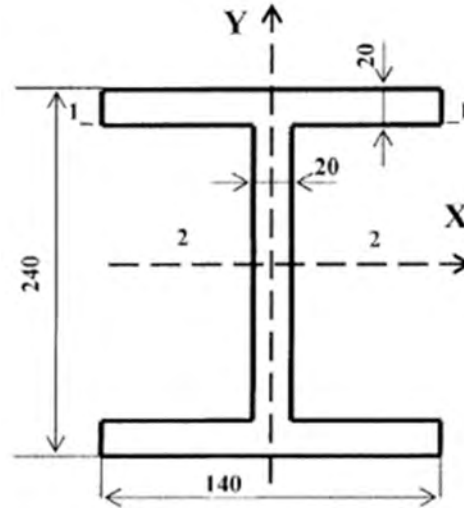


Рис.2.2

Тоді статичний момент відносно частини перерізу, що розташований над прямою 1-1 відносно осі **X** буде дорівнювати:

$$S_x^{1-1} = A_1 \cdot y_{c_1} = 28 \cdot 11 = 308 \text{ см}^3.$$

Аналогічним чином запишеться статичний момент відносно частини

перерізу, що розташований над прямою 2-2 відносно осі **X**:

$$S_x^{2-2} = A_1 \cdot y_{c_1} + \frac{A_2}{2} y_{c_2} = 28 \cdot 11 + 20 \cdot 5 = 408 \text{ см}^3$$

2.2. Моменти інерції плоских перерізів

Означення 2. Осьовими або екваторіальними моментами інерції площі поперечного перерізу відносно осей **X** та **Y** називають інтеграл по площі

поперечного перерізу A від добутку елементарної площадки на квадрат відстані від даної вісі:

$$I_x = \int_S y^2 dA, \quad I_y = \int_S x^2 dA. \quad (2.8)$$

Означення 3. Полярним моментом інерції площі поперечного перерізу відносно полюса O називають інтеграл по площі поперечного перерізу S від добутку елементарної площадки на квадрат відстані від полюса:

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA. \quad (2.9)$$

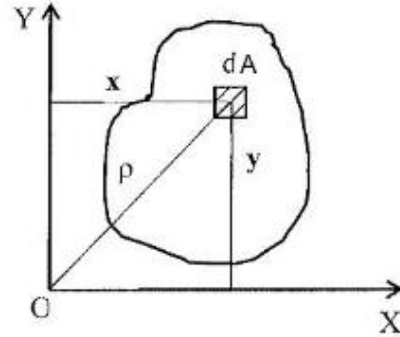


Рис.2.3

Зауваження. Полярний і осьові моменти інерції за величиною завжди додатні.

Так як вісі X та Y перпендикулярні, то справедлива рівність $\rho = \sqrt{x^2 + y^2}$, підставляючи в інтеграл (2.2), отримуємо:

$$I_\rho = \int_A (x^2 + y^2) dA = \int_A x^2 dA + \int_A y^2 dA = I_y + I_x. \quad (2.10)$$

Означення 4. Відцентровим моментом інерції площі поперечного перерізу називають інтеграл по площі поперечного перерізу S від добутку елементарної площадки на її віддалі від координатних осей X та Y :

$$I_{xy} = \int_A xy dA. \quad (2.11)$$

Моменти інерції мають розмірність довжини у четвертому степені.

2.3. Моменти інерції простих фігур

Коло. Суцільні вали мають поперечний переріз у вигляді кола, а тому важливо знати його геометричні характеристики.

Проведемо осі X, Y через центр кола (рис.2.3). Виділимо елементарну площадку у вигляді кільця шириною $d\rho$. Тоді згідно означення полярний момент інерції має вигляд:

$$I_p \int_A \rho^2 dA = \int_A \rho^2 2\pi\rho d\rho = \int_0^R 2\pi\rho^3 d\rho = \frac{\pi R^4}{2} = \quad (2.12)$$

$$= \left| * R = \frac{D}{2} * \right| = \frac{\pi D^4}{32}.$$

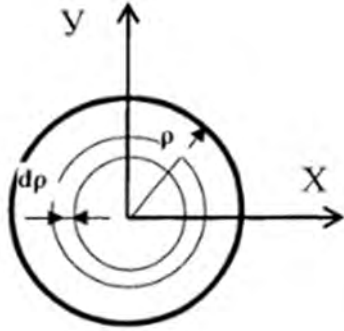


Рис.2.3

Обчисливши полярний момент для кола, ми легко можемо знайти, чому будуть дорівнювати осеві моменти інерції. Для цього достатньо врахувати, що $I_x = I_y$ і скористатися рівністю (2.3), отримаємо:

$$I_x = I_y = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64}. \quad (2.13)$$

Кільце. Вали проте бувають не лише суцільними, а й пустотілими. Тоді поперечним перерізом буде кільце. Відповідні моменти інерції для кільця знаходяться аналогічними міркуваннями до попередніх, різниця полягає в

тому, що межі інтегрування будуть змінюватися вже від r до R . Тоді вирази для моментів інерції (2.12), (2.13) набувають вигляду:

$$I_p = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{2} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}, \quad (2.14)$$

$$I_x = I_y = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{4} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}. \quad (2.15)$$

Прямокутник.

Нехай осі XU будуть осями симетрії(центральні осі) фігури (рис.2.4).

Визначимо момент інерції відносно вісі X. У цьому випадку за елементарну

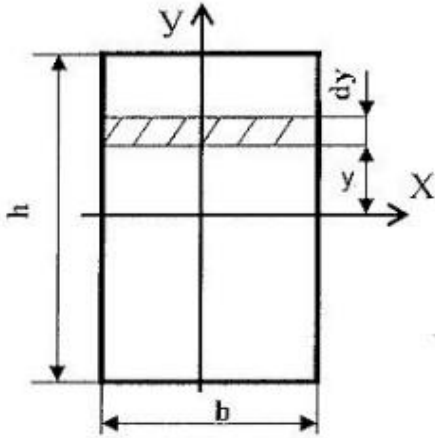


Рис.2.4

площадку виділимо смужку шириною b і висотою dy . Тоді площа смужки буде рівна: $dA=b \cdot dy$. Звідки момент інерції відносно вісі X буде:

$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} y^2 b dy = b \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} y^2 dy = 2b \int_0^{\frac{h}{2}} y^2 dy = \frac{bh^3}{12}. \quad (2.16)$$

Аналогічно міркуючи, можна обчислити момент інерції відносно вісі Y:

$$I_y = \frac{b^3 h}{12}. \quad (2.17)$$

У випадку квадрата, коли $b = h$ осьові моменти інерції будуть дорівнювати:

$$I_x = I_y = \frac{b^4}{12}. \quad (2.18)$$

Задача 1.

Нехай відомі моменти інерції відносно центральних осей XY:

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA, \quad I_{xy} = \int_A xy dA \quad (2.19)$$

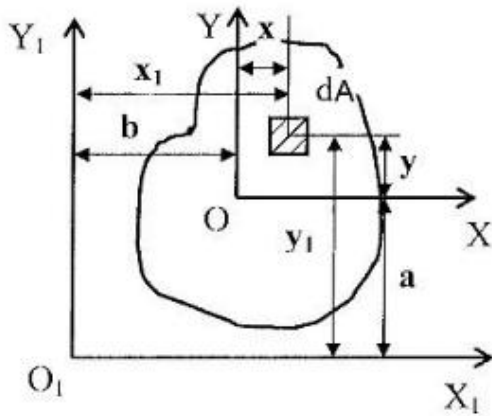


Рис.2.5

Необхідно знайти моменти інерції відносно осей X_1Y_1 , паралельних центральним.

Розв'язок:

Координати довільної точки у новій системі координат $X_1O_1Y_1$ можна подати через координати у системі XOY :

$$x_1 = x + b, \quad y_1 = y + a. \quad (*)$$

За означенням моменти інерції відносно осей X_1Y_1 записуються наступним чином:

$$I_{x_1} = \int_A y_1^2 dA, \quad I_{y_1} = \int_A x_1^2 dA, \quad I_{x_1y_1} = \int_A x_1 y_1 dA. \quad (2.20)$$

Підставляючи вираз (*) у формули (2.20):

$$I_{x_1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y + a)^2 dA = \int_A y^2 dA + a^2 \int_A dA + 2a \int_A y dA,$$

$$I_{y_1} = \int_A x_1^2 dA = \int_A (x + b)^2 dA = \int_A x^2 dA + b^2 \int_A dA + 2b \int_A x dA, \quad (2.21)$$

$$I_{x_1y_1} = \int_A x_1 y_1 dA = \int_A (y + a)(x + b) dA = \int_A xy dA + ab \int_A dA + a \int_A x dA + b \int_A y dA.$$

Враховуючи умову задачі, що осі X і Y - центральні, інтеграли $b \int_A y dA$ та

$b \int_A x dA$ прирівнюємо до нуля в силу того, що вони відповідають статичним моментам відносно центральних осей. Тоді вирази (2.21) остаточно набувають вигляду:

$$I_{x_1} = I_x + a^2 A, \quad I_{y_1} = I_y + b^2 A, \quad I_{x_1 y_1} = I_{xy} + abA. \quad (2.22)$$

Таким чином, формула (2.22) встановлює залежність між моментами інерції при паралельному переносі осей.

Приклад 2.

Визначити положення центра ваги перерізу тавра (рис. 2.6), центральний осьовий момент інерції відносно вісі X_c .

Розв'язок:

Розіб'ємо даний тавр на два прямокутники і проведемо через центр ваги кожного з них вісі $X_1 X_2$ (рис. 2.6а).

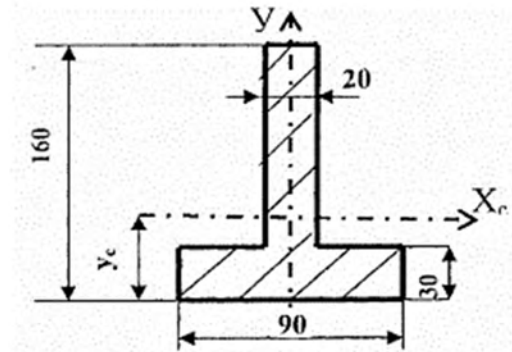


Рис.2.6

Вісь Y буде для тавра центральною віссю, оскільки вона є віссю симетрії фігури.

Згідно формули (2.7) визначимо координату y_c центра ваги перерізу:

$$y_c = \frac{S_1 \cdot y_{c_1} + S_2 \cdot y_{c_2}}{A_1 + A_2} = \frac{9 \cdot 3 \cdot 1,5 + 13 \cdot 2 \cdot 9,5}{27 + 26} = \frac{287,5}{53} = 5,42 \text{ нї}.$$

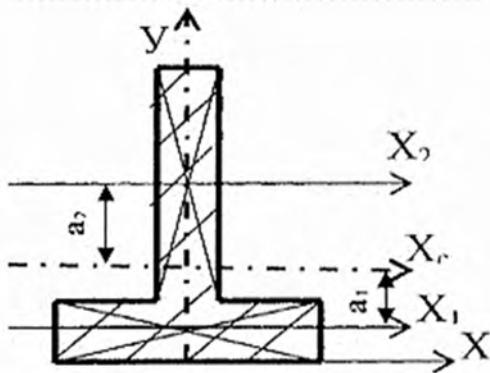


Рис. 2.6а

Отже, для того, щоб вісь X стала центральною віссю даного перерізу, необхідно її підняти вгору на 5,42 см.

Центральний осьовий момент інерції відносно вісі X_c знайдемо за формулою:

$$I_{x_c} = I_{x_{c_1}} + I_{x_{c_2}}, \text{ де згідно виразу (2.22) } I_{x_{c_i}} = I_{x_i} + a_i^2 \cdot A_i$$

$$I_{x_{c_i}} = I_{x_i} + a_i^2 \cdot A_i = \frac{b_i h_i^3}{12} + a_i^2 \cdot A_i = \frac{9 \cdot 3^3}{12} + 3,92^2 \cdot 27 = 20,25 + 414,89 = 435,14 \text{ нї}^4$$

$$\begin{aligned}
I_{x_{c_2}} &= I_{x_2} + a_2^2 \cdot S_2 = \frac{b_2 h_2^3}{12} + a_2^2 \cdot A_2 = \frac{2 \cdot 13^3}{12} + 4,08^2 \cdot 26 = \\
&= 366,17 + 432,81 = 798,98 \text{ нм}^2 \\
\text{Отже } I_{x_c} &= I_{x_{c_1}} + I_{x_{c_2}} = 435,14 + 798,98 = 1234,12 \approx 1234 \text{ см}^4.
\end{aligned}$$

2.4. Визначення напрямку головних осей перерізу

Означення 5. Взаємно перпендикулярні осі, відносно яких осьові моменти інерції мають найбільше і найменше значення, а відцентровий момент інерції дорівнює нулю, називають головними осями інерції.

Визначимо при якому куті a_0 осі U і V будуть головними осями перерізу. Для цього достатньо прирівняти третє рівняння рівності (2.21) до нуля:

$$\frac{I_x - I_y}{2} \sin 2a_0 + I_{xy} \cos 2a_0 = 0.$$

звідки
$$\operatorname{tg} 2a_0 = \frac{2I_{xy}}{I_y - I_x}. \quad (2.23)$$

Означення 6. Моменти інерції відносно головних осей інерції називають головними моментами інерції.

Тоді значення головних моментів інерції можна отримати із формули

(2.23), якщо покласти $\alpha = a_0$:

$$\begin{aligned}
I_u &= I_x \cos^2 a_0 + I_y \sin^2 a_0 - I_{xy} \sin 2a_0, \\
I_v &= I_x \sin^2 a_0 + I_y \cos^2 a_0 - I_{xy} \sin 2a_0,
\end{aligned} \quad (2.24)$$

Якщо з формул (2.24) виключити $\cos^2 a_0$, $\sin^2 a_0$, $\sin 2a_0$ і у результаті нескладних, але громіздких тригонометричних перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned}
I_{\max} &= \frac{I_x + I_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}, \\
I_{\min} &= \frac{I_x + I_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2},
\end{aligned} \quad (2.25)$$

Тоді додавши праву і ліву частини рівностей (4.3), отримаємо наступну рівність:

$$I_{max} + I_{min} = I_x + I_y. \quad (2.26)$$

З рівності (2.26) випливає, що сума моментів інерції не змінюється при повороті осей і дорівнює сумі головних моментів інерції.

2.5. Поняття про момент опору та радіуса інерції

Означення 7. Моментом опору називається частка осьового моменту на віддаль від відповідної осі:

$$W_x = \frac{I_x}{y}, \quad W_y = \frac{I_y}{x}, \quad (2.27)$$

Інколи моменти інерції перерізу відносно осі представляють у вигляді добутку площі перерізу на квадрат деякої величини, яку називають радіусом інерції:

$$I_x = A \cdot i_x^2, \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} I_{x_{c_2}} &= I_{x_2} + a_2^2 \cdot A_2 = \frac{b_2 h_2^3}{12} + a_2^2 \cdot A_2 = \frac{2 \cdot 13^3}{12} + 4,08^2 \cdot 26 = \\ &= 366,17 + 432,81 = 798,98 \text{ дм}^4 \end{aligned}$$

$$\text{Отже } I_{x_c} = I_{x_{c_1}} + I_{x_{c_2}} = 435,14 + 798,98 = 1234,12 \approx 1234 \text{ см}^4.$$

Задача 2.

Нехай відомі моменти інерції відносно центральних осей **XU**:

$$\begin{aligned} I_x &= \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA, \\ I_{xy} &= \int_A xy dA, \end{aligned} \quad (2.29)$$

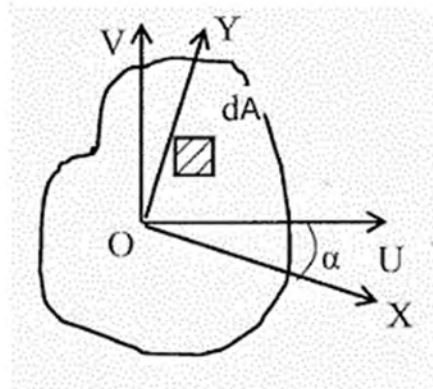


Рис. 2.7.

Систему координат **OXY** повернули на кут α проти годинникової стрілки і отримали систему **OUV**.

Необхідно знайти моменти інерції відносно осей **UV**.

Розв'язок:

Координати довільної точки елементарної площадки dA у новій системі **UV** будуть записуватись через координати системи **XU** наступним чином:

$$u = x \cdot \cos a + y \cdot \sin a, \quad v = -x \cdot \sin a + y \cdot \cos a, \quad (**)$$

За означенням можемо записати, чому будуть рівні моменти інерції перерізу відносно повернутих осей:

$$I_u = \int_A v^2 dA, \quad I_v = \int_A u^2 dA, \quad I_{uv} = \int_A uv dA, \quad (2.30)$$

Для прикладу, підставимо другу рівність (**) у перший інтеграл (2.30) і почленно проінтегруємо, отримаємо:

$$\begin{aligned} I_u &= \int_A (= x \cdot \sin a + y \cdot \cos a)^2 dA = \cos^2 a \int_A y^2 dA + \sin^2 a \int_A x^2 dA - \sin 2a \int_A xy dA = \\ &= I_x \cos^2 a + I_y \sin^2 a - I_{xy} \sin 2a. \end{aligned}$$

проробивши аналогічні перетворення з другим та третім інтегралом з (2.30), остаточно отримаємо формулу для моментів інерції при повороті прямокутної системи координат на кут a :

$$\begin{aligned} I_u &= I_x \cos^2 a + I_y \sin^2 a - I_{xy} \sin 2a, \\ I_v &= I_x \sin^2 a + I_y \cos^2 a - I_{xy} \sin 2a, \end{aligned} \quad (2.31)$$

$$I_{uv} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2a - I_{xy} \cos 2a.$$

де i_x - радіус інерції відносно вісі **X**.

З рівності (2.28) випливає, що:

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}. \quad (2.32)$$

Аналогічно відносно вісі **Y** можна записати:

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}. \quad (2.23)$$

Відповідно головним осям інерції UV відповідають головні радіуси інерції:

$$i_u = \sqrt{\frac{I_u}{A}}, \quad i_v = \sqrt{\frac{I_v}{A}}. \quad (2.34)$$

2.6. Порядок розрахунку

- Знаходження центру ваги площі складного перерізу відносно довільних допоміжних осей.
- Визначення осьових і відцентрових моментів інерції площі перерізу відносно допоміжних центральних осей.
- Визначення положення головних центральних осей інерції площі перерізу.
- Обчислення величин головних центральних моментів інерції перерізу.
- Визначення максимального і мінімального осьових моментів опору перерізу.
- Обчислення величини головних радіусів інерції перерізу.

2.7. Приклад виконання розрахунково-проектувальної роботи

Нехай складний переріз складається із нерівнобокого кутика 5,6 / 3,6; двотавра № 24 та швелера № 24 згідно (рис. 2.8).

Розв'язок:

1. Виберемо допоміжну систему координат **OXU** так, як це показано на (рис. 2.8). Використовуючи таблиці сортаменту, запишемо координати центрів ваги кожної з складової частини перерізу, попередньо домовившись надалі, що всі величини, які будуть стосуватися кутика матимуть індекс 1, двотавра - індекс 2, швелера - індекс 3:

$$x_{c_1} = 3,93 \text{ см}, \quad y_{c_1} = 12,83 \text{ см};$$

$$x_{c_2} = 0 \text{ см}, \quad y_{c_2} = 0 \text{ см};$$

$$x_{c_3} = 0 \text{ см}, \quad y_{c_3} = -14,42 \text{ см}.$$

2. Знаходимо координати центру ваги заданого перерізу, використовуючи формули (2.7), попередньо виписавши з таблиць сортаменту площі складових частин:

$$A_1 = 3,58 \text{ дм}^2, \quad A_2 = 34,8 \text{ дм}^2, \quad A^3 = 30,6 \text{ дм}^2. \quad (2.35)$$

Тоді

$$x_c = \frac{3,58 \cdot 3,93 + 34,8 \cdot 0 + 30,6 \cdot 0}{3,58 + 34,8 + 30,6} = \frac{14,07}{68,98} = 0,204 \text{ см},$$

$$y_c = \frac{3,58 \cdot 12,84 + 34,8 \cdot 0 + 30,6 \cdot 14,42}{3,58 + 34,8 + 30,6} = \frac{395,28}{68,98} = -5,73 \text{ см}, \quad (2.36)$$

Використовуючи (2.36), будемо допоміжні центральні осі $O_c X_c Y_c$ і визначаємо координати центрів ваги складових у новій системі координат:

$$x_{c_1} = 3,726 \text{ см}, \quad y_{c_1} = 18,57 \text{ см};$$

$$x_{c_2} = 0,204 \text{ см}, \quad y_{c_2} = 5,73 \text{ см}; \quad (2.37)$$

$$x_{c_3} = -0,204 \text{ см}, \quad y_{c_3} = -8,69 \text{ см}.$$

3. Обчислюємо значення осьових та відцентрового моментів інерції даного перерізу відносно допоміжних центральних осей X_c та Y_c :

$$I_{x_c} = \sum_{i=1}^3 (I_{x_i} + a_i^2 A_{i>}), \quad I_{y_c} = \sum_{i=1}^3 (I_{y_i} + b_i^2 A_{i>}), \quad I_{x_c y_c} = \sum_{i=1}^3 (I_{x_i y_i} + b_i a_i A_{i>}), \quad (2.38)$$

З таблиць сортаменту знаходимо:

$$I_{x_1} = 3,4 \text{ см}^4, \quad I_{y_1} = 11,4 \text{ см}^4;$$

$$I_{x_2} = 3460 \text{ см}^4, \quad I_{y_2} = 198 \text{ см}^4; \quad (2.39)$$

$$I_{x_3} = 208 \text{ см}^4, \quad I_{y_3} = 2900 \text{ см}^4;$$

Тоді:

$$I_{x_c} = (3,7 + 18,57^2 \cdot 3,58) + (3460 + 5,73^2 \cdot 34,8) + (208(-8,69)^2 \cdot 30,6) =$$

$$= 1238,25 + 4602,59 + 2518,79 = 8359,63 \approx 8360 \text{ см}^4,$$

$$I_{y_c} = (11,4 + 3,73^2 \cdot 3,58) + (198 + (-0,204)^2 \cdot 34,8) + (2900 + (-0,204)^2 \cdot 30,6) =$$

$$= 61,21 + 199,45 + 2901,27 \approx 3162 \text{ см}^4, \quad (2.40)$$

Відцентровий момент інерції для нерівнобокого кутика відносно його власних осей обчислюється за формулою:

$$I_{xy} = \frac{I_y - I_x}{2} \text{tg} 2\alpha_0 \quad (2.41)$$

Зазначимо, що у випадку рівнобокого кутика для відшукування відцентрового моменту використовується інша формула:

$$I_{xy} = \frac{I_{x_0} - I_{y_0}}{2\alpha_0} \sin 2\alpha_0 \quad (2.42)$$

З таблиці сортаменту: $\text{tg} \alpha_0 = 0,406$. Тоді з таблиці Брадїса $\alpha_0 = 22^\circ 5'$, а це означає, що $2\alpha_0 = 44^\circ 5'$. Знову ж з таблиці Брадїса $\text{tg} 2\alpha_0 = 0,972$.

Таким чином, відцентровий момент інерції для даного нерівнобокого кутика

відносно його власних осей буде дорівнювати:

$$I_{xy} = \frac{11,4 - 3,7}{2} 0,972 \approx 3,74 \text{ см}^4. \quad (2.43)$$

Нарешті відцентровий момент інерції даного перерізу відносно допоміжних центральних осей X_c та Y_c буде дорівнювати:

$$I_{yc} = (3,74 + 3,73^2 \cdot 3,58) + (0 + (-0,204)^2 \cdot 5,73 \cdot 34,8) + (0 + (-0,204)(-0,204)(-8,69) \cdot 30,6) = \\ = 251,450 - 40,68 + 54,25 \approx 265 \text{ см}^4, \quad (2.44)$$

4. Знайдемо кут, на який потрібно повернути осі X_c та Y_c , щоб вони стали для даного перерізу головними осями інерції. Скористаємося формулою (2.23), отримаємо:

$$\text{tg} 2\alpha_0 = \frac{2 \cdot 265}{3162 - 8360} = -0,10196. \quad (2.45)$$

Тоді використовуємо таблиці Брадїса, знаходимо:

$$2\alpha_0 = -5^\circ 50', \text{ значить } \alpha_0 = -5^\circ 50'; \\ \text{tg} 2\alpha_0 = -0,10196, \sin 2\alpha_0 = -0,10143, \cos 2\alpha_0 = 0,99484; \\ \text{tg} \alpha_0 = -0,050848, \sin \alpha_0 = -0,05078, \cos \alpha_0 = 0,99871.$$

5. Використовуючи формулу (2.31), обчислюємо головні центральні моменти інерції:

$$I_u = 8360 \cdot 0,99871^2 + 3162 \cdot (-0,05078)^2 - 265 \cdot (-0,10143) \approx \\ \approx 8373 \text{ см}^4 = I_{\max}, \\ I_v = 8360 \cdot (-0,99871)^2 + 3162 \cdot 0,99871^2 + 265 \cdot (-0,10143) \approx \\ \approx 3149 \text{ см}^4 = I_{\min},$$

Перевіримо правильність обчислення головних центральних осей. Має виконуватись рівність:

$$\frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha_0 + I_{xy} \cos 2\alpha_0 = 0.$$

Підставимо знайдені нами раніше значення головних моментів інерції:

$$\frac{8360 - 3162}{2} (-0,10143) + 265 \cdot 0,99484 = -263,62 + 263,63 = 0,01 \approx 0.$$

Отже, кут повороту знайдено вірно.

6. Побудуємо головні центральні осі перерізу. Для цього скористаємось формулою (**), записавши її для x та y :

$$x = u \cdot 0,99871 + v \cdot 0,05078, \quad y = -u \cdot 0,05078 + v \cdot 0,99871.$$

Для того, щоб провести вісь OU достатньо визначити одну точку, координати якої будуть $v \neq 0, u = 0$. Наприклад, візьмемо точку $(10; 0)$, тоді у системі $X_c Y_c$ ця точка буде мати координати $(10; -0,5)$. Аналогічно

вчиняємо і із віссю $O\bar{V}$, беремо точку $(0; 10)$, яка у системі $X\bar{C}Y\bar{C}$ буде мати координати $(0,5; 10)$.

7. Запишемо координати найбільш віддалених точок даного перерізу відносно системи $X\bar{C}Y\bar{C}$:

т. 1(5,55; 21,33), т. 2,3(-11,8; -15,27), т.4(11,8; -15,27).

У системі координат UV координати цих точок набудуть нових значень:

т. 1(4,46; 21,58), т. 2,3(-13,32; -15,85), т.4(14,84; -14,65).

Тоді легко бачити, що:

$$u_{\max}=14,84 \text{ см, } u_{\min}=4,46 \text{ см,}$$

$$v_{\max}=21,58 \text{ см, } v_{\min}=14,65 \text{ см.}$$

8. Обчислимо максимальні і мінімальні моменти опору відносно осей UV :

$$W_{u_{\min}} = \frac{I_u}{v_{\max}} = \frac{8373}{21,58} \approx 388 \text{ см}^3, \quad W_{u_{\max}} = \frac{I_u}{v_{\min}} = \frac{8373}{14,65} \approx 572 \text{ см}^3,$$

$$W_{v_{\min}} = \frac{I_v}{u_{\max}} = \frac{3149}{14,84} \approx 212 \text{ см}^3, \quad W_{v_{\max}} = \frac{I_v}{u_{\min}} = \frac{3149}{4,46} \approx 706 \text{ см}^3. \quad (2.46)$$

9. Головні центральні радіуси інерції заданого перерізу дорівнюватимуть:

$$i_u = i_{\max} = \sqrt{\frac{I_{\max}}{A}} = \sqrt{\frac{8373}{68,78}} = 11,03 \tilde{n}\tilde{i},$$

$$i_v = i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{3149}{68,78}} = 6,77 \tilde{n}\tilde{i},$$

РОЗДІЛ 3. РОЗТЯГ, СТИСК

§ 3.1. Визначення напружень по площадках, перпендикулярних до осі стержня

Центральний розтяг або стиск стержня виникає під дією сил, прикладених до його кінців і направлених вздовж осі бруса. Коли сили направлені від кінцевих перерізів (від кінців бруса), це буде деформація розтягу (рис. 3.1, а), або стиску (рис. 3.1, б).

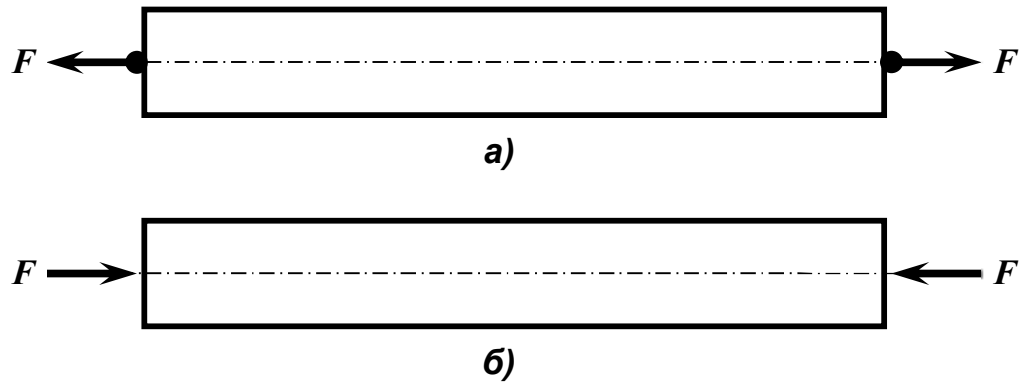


Рис.3.1.

Розглянемо стержень постійного перерізу, до кінців якого прикладені сили які розтягують брус вздовж його осі. Сили можна прикласти до кінців стержня різними способами (рис. 3.2, а, б,).

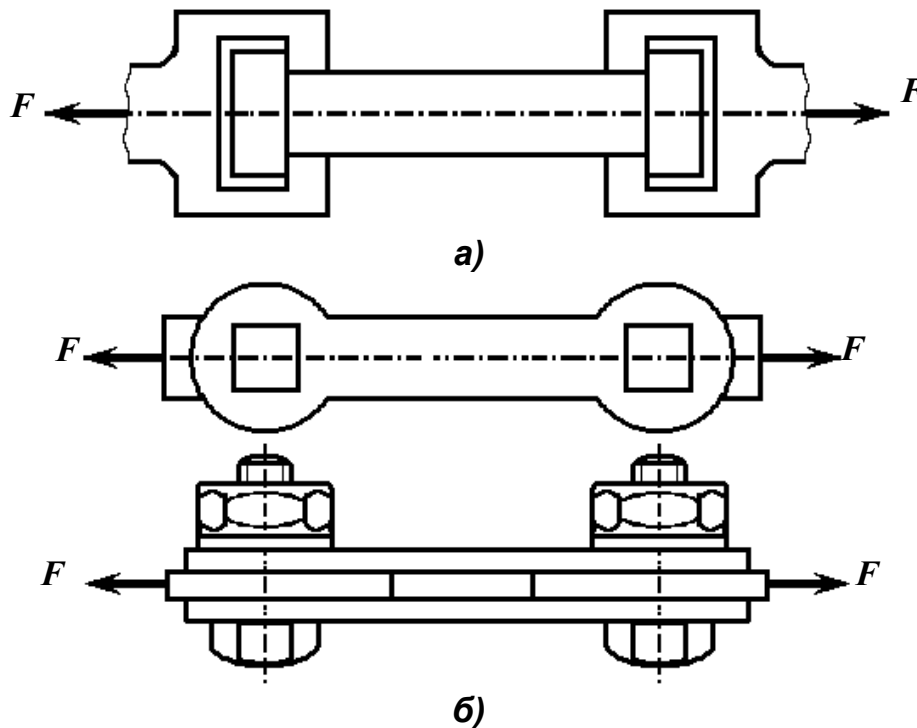


Рис. 3.2.

У місцях прикладання сил робота стержня проходить у дуже складних умовах, не схожих на простий розтяг, і цей напружений стан не можна визначити методами опору матеріалів.

Перерізи, значно віддалені від місця прикладання сил (наприклад, середня частина стержня), як показують теоретичні та експериментальні дослідження, зазнають звичайного розтягу або стиску. Отже, характер прикладання сил має тільки місцеве значення і не впливає на напружений стан віддалених перерізів (принцип Сен-Венана).

Лабораторні дослідження показали, що при центральному розтягу або стиску переріз у середній частині стержня після деформації залишається плоским і поступово переміщується вздовж осі стержня (рис. 3.3). Звідси можна зробити висновок, що всі поздовжні волокна зазнають однакового видовження або укорочення; отже, напруження по всьому перерізу також будуть постійними.

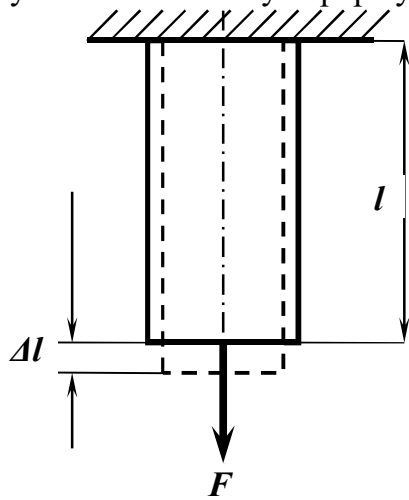


Рис. 3.3.

При визначенні внутрішніх сил уявно розріжемо стержень у середній частині по перерізу nm , перпендикулярному до його осі, і відкинемо частину II (рис. 3.4).

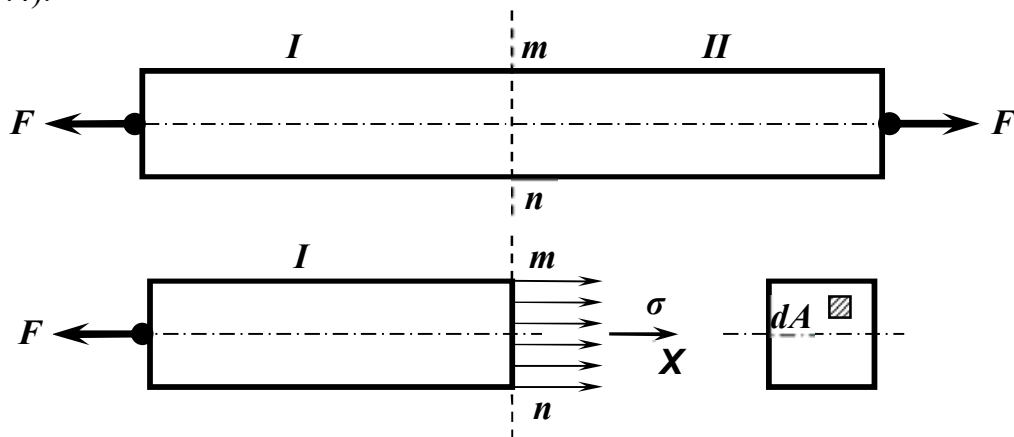


Рис. 3.4.

Дію відкинутої частини замінимо силами, які діють у цьому перерізі. У перерізі nm діють тільки нормальні напруження σ , оскільки поздовжня сила F може бути зрівноважена зворотним зусиллям, яке перпендикулярне до проведеного перерізу і є рівнодійною нормальних внутрішніх сил.

Складемо рівняння рівноваги для частини I стержня. Із шести рівнянь рівноваги можна використати лише одне $\Sigma X = 0$, тому що решта перетворюється в тотожності.

У перерізі nm розглянемо елементарну площадку dA , на яку діє зусилля σdA . При визначенні повного зусилля треба взяти суму елементарних зусиль, які діють на всьому перерізі nm . Рівнодійна цих елементарних зусиль називається нормальною силою, яка чисельно дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій на поздовжню вісь стержня (X) всіх зовнішніх сил, прикладених до його залишеної частини:

$$-F + N = 0$$

де

$$N = \int_A \sigma dA, \quad (3.1)$$

звідки

$$F - N = \int_A \sigma dA = 0. \quad (3.2)$$

Як зазначалося вище, експериментальні дослідження показують, що при розтягу бруса поздовжні волокна зазнають однакового видовження, тому можна вважати, що напруження по всьому перерізу будуть також однакові.

Отже, величину σ можна винести за знак інтеграла, і тоді рівняння (3.2) матиме вигляд:

$$F - N = \sigma \int_A \sigma dA = 0.$$

Тому що $\int_A dA = A$, то вираз (3.2) остаточно можна записати:

$$F - \sigma A = 0.$$

Звідси дістаємо розрахункову формулу для визначення напружень у перерізах, перпендикулярних до осі стержня:

$$\sigma = \frac{F}{A}. \quad (3.3)$$

Коли нормальні сили в різних поперечних перерізах неоднакові, зручно зобразити закон їх зміни у вигляді графіка, який називається епюрою нормальних сил.

Приклад 1. Побудувати епюру нормальних сил N для стержня (рис. 3.5).

Розв'язок. Ділимо стержень на три ділянки. Межами ділянок є перерізи, в яких прикладені зовнішні сили. Застосовуючи метод перерізів, знаходимо значення нормальної сили на окремих ділянках і будуємо епюру (рис. 3.5):

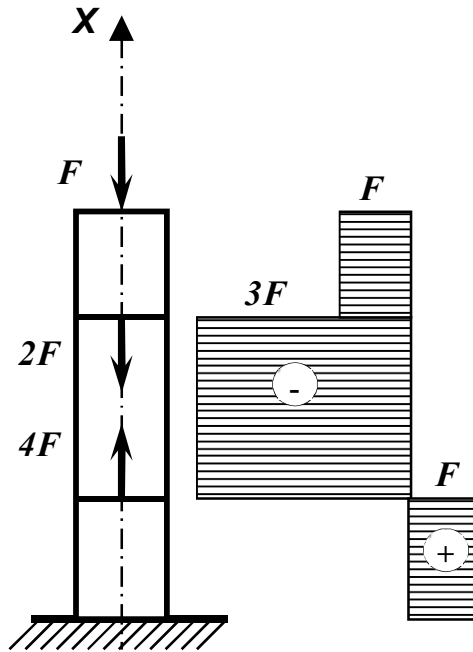


Рис. 3.5.

на першій

$$N_1 = -F;$$

на другій

$$N_2 = -F - 2F = -3F;$$

на третій

$$N_3 = -F - 2F + 4F = F.$$

Приклад 2.

Побудувати епюри поздовжніх сил і нормальних напружень для ступінчастого бруса, зображеного на рис. 3.6.

Розв'язок. Розділимо брус на ділянки і пронумеруємо їх, як показано на рис. 3.6. Межами ділянок є точки прикладання зовнішніх сил і місця зміни розмірів поперечного перерізу. Даний брус складається з трьох ділянок.

Для побудови епюри поздовжніх сил N під рисунком бруса проведемо вісь або базу епюри, паралельну осі бруса, і штриховими лініями обмежимо його ділянки. Величини поздовжніх сил у довільному масштабі відкладемо перпендикулярно до осі епюри, причому додатні значення N (розтяг) відкладаємо вгору, а від'ємні (стиск) — вниз від осі. Епюру штрихуємо тонкими лініями, перпендикулярними до осі. Лінія штрихування в масштабі (ордината графіка) дає значення поздовжньої сили у відповідному поперечному перерізі бруса.

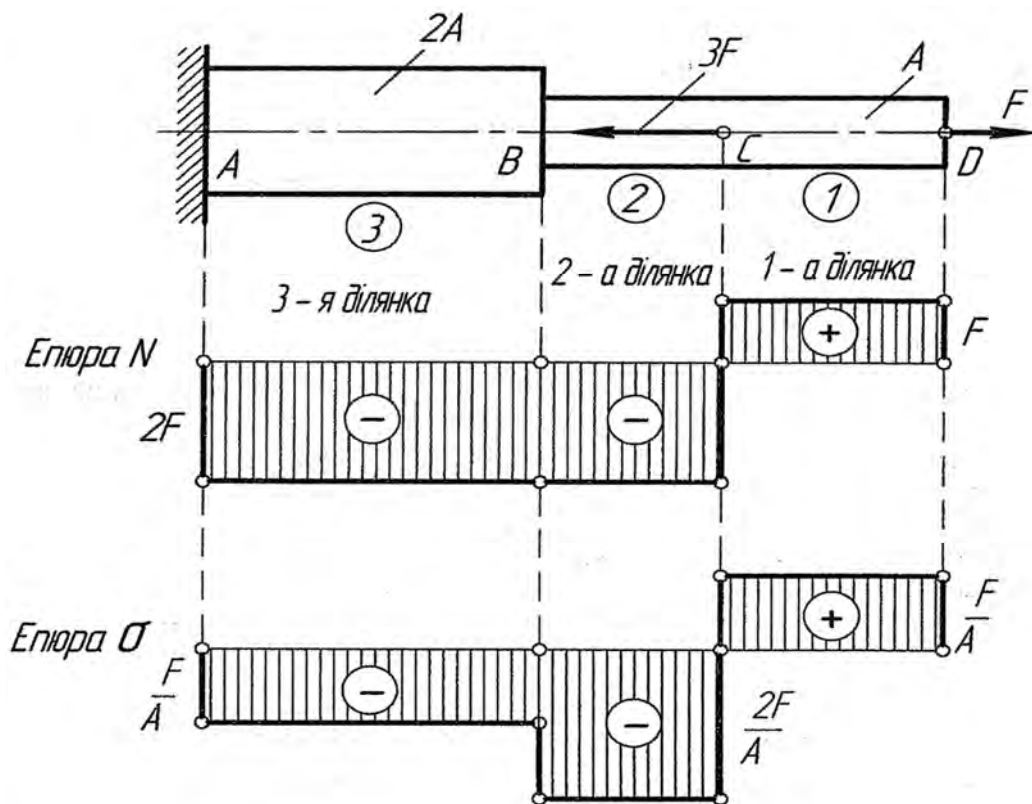


Рис. 3.6.

У точках прикладання зосереджених сил на епюрі N відбуваються стрибкоподібні зміни, причому величина «стрибка» дорівнює модулю прикладеної в перерізі бруса зовнішньої зосередженої сили.

Перейдемо до побудови епюри N . Застосовуючи метод перерізів, з'ясуємо, що в усіх поперечних перерізах першої ділянки діє поздовжня сила $N_1 = F$.

Відкладемо вгору від осі епюри величину F у довільному масштабі і проведемо пряму, паралельну осі епюри. У точці C бруса прикладено силу $3F$. Застосовуючи метод перерізів, з'ясуємо, що в усіх поперечних перерізах другої і третьої ділянок діє поздовжня сила $N_2 = N_3 = -2F$ і епюра буде горизонтальною лінією, яка проходить на $2F$ нижче від осі епюри.

Очевидно, що значення ординати епюри поздовжніх сил під закріпленням дорівнює реакції закріплення. Зазначимо, що за методом перерізу зручніше розглядати рівновагу частини бруса, розміщеної з боку його вільного кінця, у протилежному разі треба заздалегідь визначити і вводити в рівняння рівноваги реакцію закріплення.

Щоб побудувати епюру σ , визначимо нормальні напруження на ділянках бруса, беручи відношення значення поздовжньої сили (з епюри N) до площі поперечного перерізу.

Тоді

на першій ділянці нормальні напруження будуть $\sigma_1 = \frac{F}{A}$,

на другій $\sigma_2 = \frac{2F}{A}$,

на третій $\sigma_3 = \frac{2F}{2A} = \frac{F}{A}$.

Правила побудови епюри σ такі самі, як і для епюри N , включаючи і правило знаків.

У межах кожної ділянки напруження сталі, тому епюра σ на кожній ділянці паралельна осі. Для наочності на епюрах N і σ знаками «+» і «-» помічають додатні і від'ємні значення ділянок епюр.

У розрахунках на міцність звертають особливу увагу на ті перерізи бруса, в яких напруження за абсолютним значенням максимальні. Ці перерізи можуть бути небезпечними. У цьому прикладі такими є перерізи бруса на другій ділянці.

§ 3.2. Деформації при розтягу і стиску. Закон Гука

Під дією прикладених сил, що розтягують стержень видовжується, тобто переріз mn переміщується в положення m_1n_1 (рис. 3.7).

Якщо позначити початкову довжину через l , то абсолютне видовження визначиться з виразу:

$$\Delta l = l_1 - l, \quad (3.4)$$

де l_1 — довжина стержня після деформації.

Абсолютне видовження вимірюється в одиницях довжини (мм, см).

Для зручності порівняння деформацій застосуємо поняття про відносне видовження, яке дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}. \quad (3.5)$$

Якщо розглядати тільки пружні деформації бруса, то для них дослідним шляхом можна встановити залежність між напруженням і відносним видовженням.

Ця залежність називається законом Гука². Залежність можна визначити за такою формулою:

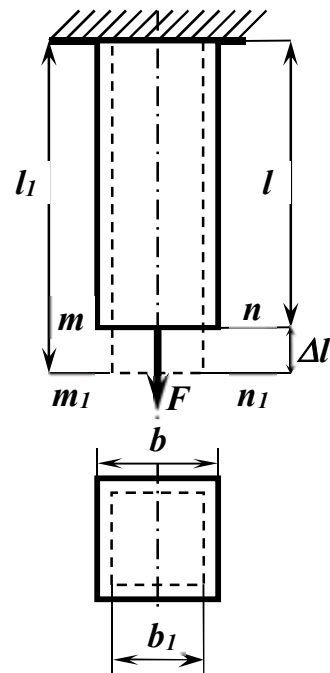


Рис. 3.7.

² Гук Роберт (1635 - 1703 рр.) — англійський фізик. В 1660 р. встановив закон про співвідношення між величинами сил і деформаціями, що виникають внаслідок дії цих сил, який став основою в механіці пружного тіла.

$$\sigma = E\varepsilon, \quad (3.6)$$

де E — модуль пружності.

За законом Гука нормальне напруження прямопропорційне відносному видовженню.

Модуль пружності (модуль Юнга³) характеризує пружні властивості матеріалу, тобто його здатність чинити опір дії зовнішнім силам.

Як видно з виразу (3.6), розмірність модуля пружності збігається з розмірністю напружень. Середні значення модуля пружності E наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1.

Значення модуля пружності

Матеріал	Модуль E в Н/мм ²
Сталь	$2 \cdot 10^5$
Чавун	$1,1 \cdot 10^5$
Мідь та її сплави (латунь, бронза)	$1 \cdot 10^5$
Алюміній і дюралюміній	$0,7 \cdot 10^5$
Бетон	$(0,1 \dots 0,3) \cdot 10^5$
Дерево:	
вздовж волокон	$0,1 \cdot 10^5$
поперек волокон	$0,005 \cdot 10^5$
Капрон	$(1 \dots 1,25) \cdot 10^5$
Текстоліт	$(0,11 \dots 0,20) \cdot 10^5$
Натуральний шовк	$8,7 \cdot 10^5$

На основі формули (3.6) визначимо абсолютне видовження, для чого перетворимо формулу так:

$$\frac{F}{A} = E \frac{\Delta l}{l}.$$

Звідси абсолютне видовження:

³ Юнг Томас (1773 - 1829 рр.) — англійський фізик, автор важливих праць із механіки та фізики. Він вперше ввів поняття про модуль пружності матеріалу.

Російський академік А.Т.Купфер (1799 - 1865 рр.) в п'ятдесятих роках XIX ст. провів великі роботи по визначенню модуля пружності та інших констант різних матеріалів.

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA}. \quad (3.7)$$

Отже, абсолютне видовження прямопропорційне силі та довжині стержня і обернено пропорційне модулю пружності та площі його поперечного перерізу.

Стержні, на які діють сили, що розтягують або стискають сили, як показали експериментальні досліді, зазнають не тільки поздовжньої, а й поперечної деформації. Поперечний розмір бруса при розтягу зменшується на величину

$$\Delta b = b_1 - b = -(b + b_1), \quad (3.8)$$

де b — початковий розмір;

b_1 — розмір після деформації (рис. 3.6).

Відносне поперечне зменшення дорівнює:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta b}{b}. \quad (3.9)$$

При стиску збільшуються поперечні розміри стержня. Абсолютне відношення відносної поперечної деформації до відносної поздовжньої називається коефіцієнтом Пуассона μ , тобто

$$\mu = -\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}. \quad (3.10)$$

Коефіцієнт Пуассона⁴ залежить від властивостей матеріалу і для різних матеріалів змінюється в межах від 0 до 0,5.

Середнє значення коефіцієнтів Пуассона наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Значення коефіцієнта Пуассона

Матеріал	Значення
Сталь	0,25...0,33
Мідь	0,31...0,34

⁴ Пуассон Сімеон-Дені (1781 - 1840 рр.) — великий французький математик, механік, автор фундаментальних праць із математики, фізики, теорії пружності та ін. Теоретично встановив величину коефіцієнта поперечної деформації μ .

Вперше значення коефіцієнтів μ визначив дослідним шляхом проф. Петербурзького університету М.Ф. Окатов (1836 - 1904 рр.).

Бронза	0,32...0,35
Чавун	0,23...0,27
Латунь	0,32...0,42
Алюміній	0,32...0,36
Бетон	0,08...0,18

Приклад 3.

Стальна штанга довжиною 40 м і діаметром 30 мм розтягується силою $F = 120$ кН. Знайти абсолютне видовження штанги і зменшення її діаметра, якщо коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,26$, а модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм².

Розв'язок.

Абсолютне видовження штанги визначають за законом Гука:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} = \frac{120 \cdot 10^3 \cdot 40 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 706,5} = 34 \text{ мм} = 3,4 \text{ см.}$$

Відносне видовження дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{3,4}{4000} = 0,00085.$$

Відносну поперечну деформацію штанги визначають із виразу:

$$\varepsilon_1 = -\mu\varepsilon = -0,26 \cdot 0,00085 = -0,00022.$$

Абсолютне зменшення діаметра буде:

$$\Delta d = \varepsilon_1 d = -0,00022 \cdot 30 = -0,0066 \text{ мм.}$$

Приклад 4.

При розтягу силою $F = 50$ кН сталюого плоского зразка з поперечним перерізом 30×10 мм і довжиною 220 мм його видовження дорівнювало 0,192 мм, а зменшення більшого поперечного розміру — 0,007 мм. Визначити модуль пружності та коефіцієнт Пуассона.

Розв'язок.

Напряга в зразку дорівнює:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{50}{3} = 16,7 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2}.$$

Відносне поперечне видовження буде:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,192}{220} = 0,00087.$$

Відносне зменшення становитиме:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta b}{b} = \frac{-0,007}{30} = -0,00023.$$

Модуль пружності:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{16,7}{0,00087} = 1,92 \cdot 10^4 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2}.$$

Тоді, коефіцієнт Пуассона

$$\mu = \frac{-\varepsilon_1}{\varepsilon} = \frac{0,00023}{0,00087} = 0,26.$$

§ 3.3. Експериментальне дослідження розтягу і стиску різних матеріалів

Усі матеріали, які застосовують для виготовлення машин і інженерних споруд, поділяються на *пластичні* та *крихкі*.

Перші характеризуються тим, що їх руйнування настає лиш після значної залишкової деформації, другі руйнуються при дуже малих залишкових деформаціях. До пластичних матеріалів належать, наприклад, м'яка сталь і мідь, а до крихких — чавун, бетон, каміння тощо.

Властивості матеріалів визначають експериментальним вивченням.

Для цього в лабораторії випробовують спеціально виготовлені зразки.

При випробуваннях на розтяг застосовують зразки круглого або прямокутного поперечного перерізу, розширені на кінцях (рис. 3.8).

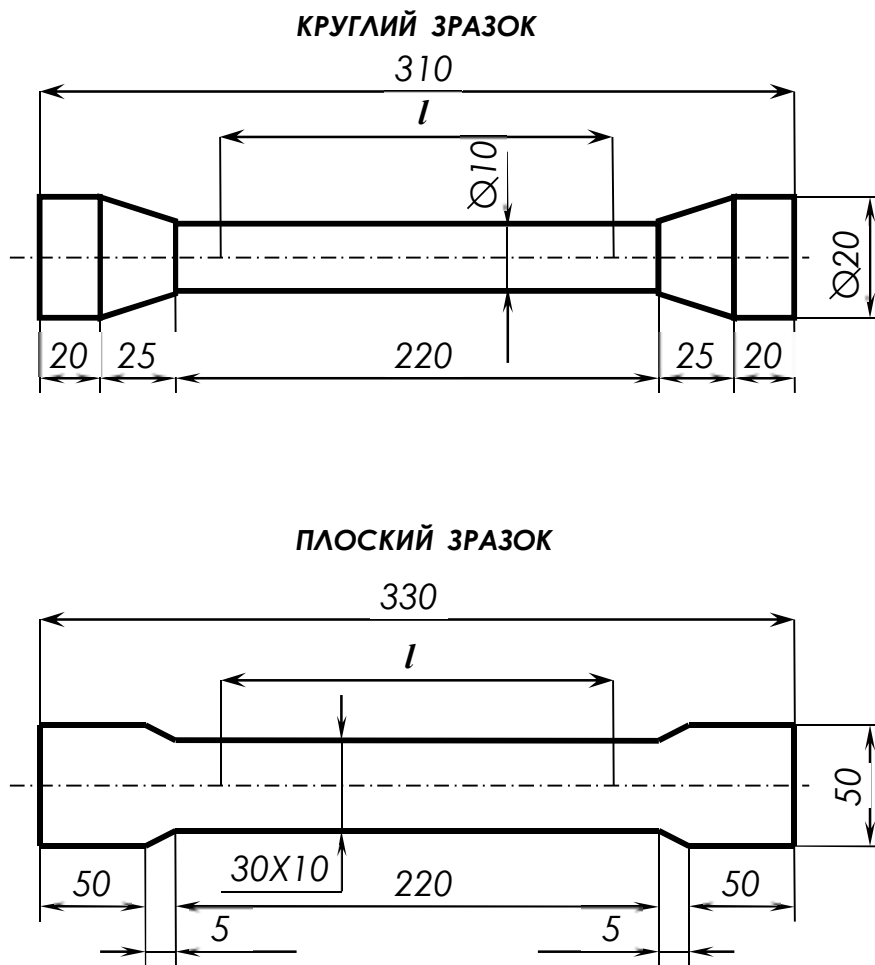


Рис. 3.8.

Кінці стержня закріплюють у затискачах машини і розтягують силою, яку поступово збільшують. Величину сили визначають динамометром, а видовження зразка — приладом, який називається тензометром.

У більшості розривних машин є пристрої, які автоматично викреслюють залежність між силою і видовженням, тобто записують так звану діаграму розтягу.

Якщо по вертикальній осі замість сил відкладати напруження, а по горизонтальній осі замість абсолютних — відносні видовження, то така діаграма називається діаграмою напружень при розтягу.

При цьому ординати дорівнюють:

$$\sigma = \frac{F}{A_0}, \quad (3.11)$$

де A_0 — початкова площа зразка;

F — розтягуюча сила.

Значення абсциси буде дорівнювати:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}, \quad (3.12)$$

де Δl — видовження зразка;
 l_0 — розрахункова довжина.

Діаграма напружень при розтягу м'якої сталі наведена на рис. 3.9.

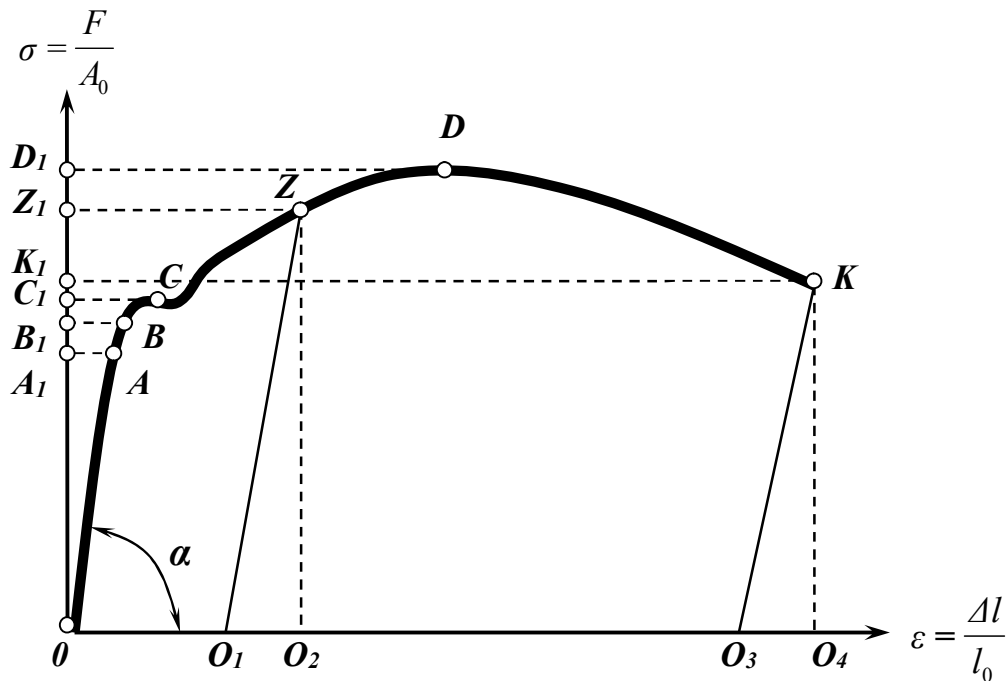


Рис. 3.9.

Границю пропорційності $\sigma_{п}$ (ордината OA_1) називається таке напруження, при якому ще зберігається пряма пропорційність між σ і ε . Для м'якої сталі $\sigma_{п} = 200 \text{ Н/мм}^2$.

Границю пружності (ордината OB_1) називається напруга, при якій в матеріалі виникає залишкова деформація $\sigma_{пр}$, що дорівнює наперед заданій малій величині (0,002...0,005% початкової довжини зразка)

Точка B діаграми звичайно лежить дуже близько від точки A .

Із діаграми напружень видно, що

$$\text{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon} = E. \quad (3.13)$$

Отже, модуль пружності геометрично можна визначити як тангенс кута нахилу дотичної до прямої (початкової) ділянки діаграми розтягу.

Границею текучості σ_T (ордината OC_1) є таке напруження, при якому відбувається збільшення деформації майже без збільшення навантаження. Для м'якої сталі $\sigma_T \approx 240 \text{ Н/мм}^2$.

Горизонтальна ділянка діаграми називається площадкою текучості, яка характеризується появою волосних ліній (ліній зсуву) на поверхні зразка, розміщених приблизно під кутом 45° до лінії дії розтягуючої сили. Ці лінії вперше помітив російський вчений Д.К. Чернов⁵, і тому вони називаються його ім'ям. Поява цих ліній свідчить про зсуви окремих кристалів сталі.

Після утворення площадки текучості матеріал знову набуває здатності чинити опір дальшому розгягу, і зростання деформації супроводжується збільшенням навантаження.

Максимальна ордината OD_1 є тимчасовим опором σ_{To} .

Для крихких матеріалів, напруження в момент руйнування зразка називають **границею міцності** σ_{Tm} .

Тимчасовий опір σ_{To} являє собою напруження, яке відповідає максимальній розривній силі (для м'якої сталі $\sigma_{To} = 400 \text{ Н/мм}^2$).

Дальше випробування зразка призводить до утворення шийки, тобто місцевого звуження поперечного перерізу елемента стержня (рис. 3.10).

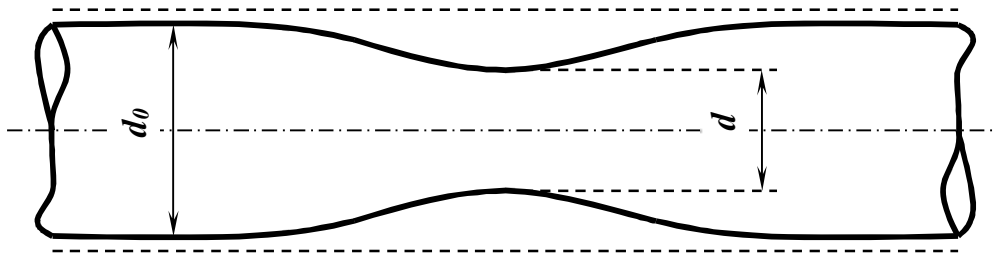


Рис. 3.10.

Внаслідок зменшення площі перерізу зразка розривання його відбувається при меншій силі (точка К, рис. 3.9).

Якщо припинити дослід при напруженні, меншому від границі пропорційності, то після зняття навантаження зразок набере своїх початкових розмірів, тобто деформація практично зникне.

Між точками С і К розвантаження зразка зобразиться прямою O_1Z або KO_3 , яка майже паралельна лінії OA . Отже, довжина зразка після розвантаження буде більша початкової на величину $\Delta l_0 = OO_1$.

Відрізок OO_1 називається залишковою деформацією, відрізок O_1O_2 — пружною деформацією, а OO_2 — повною.

⁵ Чернов Д.К. (1839 - 1921 рр.) — видатний російський вчений, металург. Відкрив наявність фазових перетворень у сталі при нагріванні та встановив критичні точки. Заклав основи сучасного металознавства.

Навіть у момент розриву, зразок має пружну деформацію, яка зображується відрізком O_3O_4 .

Величина повної деформації OO_4 при розриві зразка залежить від пластичності матеріалу.

Мірою пластичності матеріалу при розтягу ϵ :

1. відносне видовження δ , виражене в процентах, тобто:

$$\delta = \frac{l_1 - l}{l}, \quad (3.13)$$

де l_1 — довжина зразка після розриву;

l — довжина зразка до розриву;

2. відносне звуження ψ , також виражене в процентах, тобто:

$$\psi = \frac{A_0 - A_{ш}}{A_0} \cdot 100\%, \quad (3.15)$$

для круглого зразка

$$\psi = \frac{d_0^2 - d^2}{d_0^2} \cdot 100\%, \quad (3.16)$$

де A_0 — площа перерізу зразка до розриву;

$A_{ш}$ — площа перерізу зразка в шийці після розриву;

d_0 — діаметр розрахункової частини зразка до розриву;

d — діаметр розрахункової частини зразка після розриву в шийці.

Навіть при малих значеннях напружень утворюється нелінійна залежність між напруженням і відносною деформацією.

Ці відхилення від закону Гука для крихких матеріалів у межах допустимих напружень незначні, що дає змогу у розрахунках приймати лінійну залежність між напруженнями і деформаціями.

При випробуванні крихких матеріалів на стиск застосовують зразки у вигляді кубиків, а пластичних і чавунів — у вигляді циліндрів. Висота циліндра береться трохи більшою від його діаметра.

Величини границі пропорційності та модулі пружності для пластичних матеріалів при стиску і розтягу майже рівні.

Під час розтягу крихкі матеріали руйнуються при малих деформаціях. На рис. 3.11 наведено діаграму напружень при розтягу крихкого матеріалу.

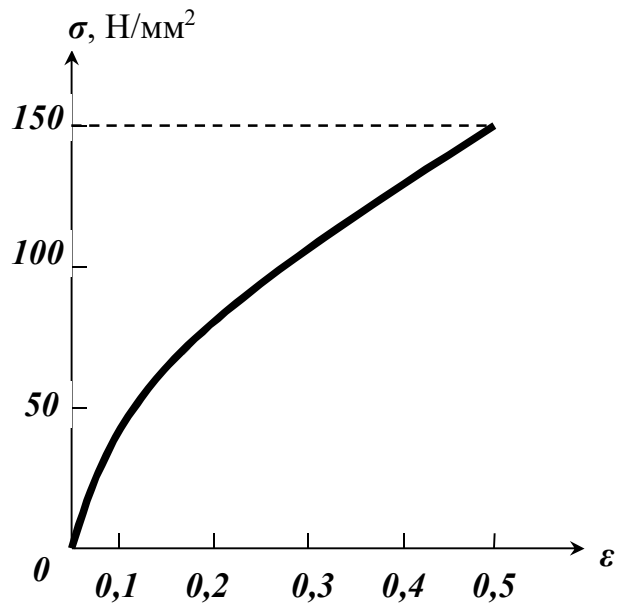


Рис. 3.11.

Випробування на стиск пластичних матеріалів закінчується перетворенням зразка в коржик. Крихкі ж матеріали руйнуються так само, як і при розтягу.

На рис. 3.12 показано діаграму напружень пластичних матеріалів при стиску, а на рис. 3.13 — крихкого матеріалу (чавуну).

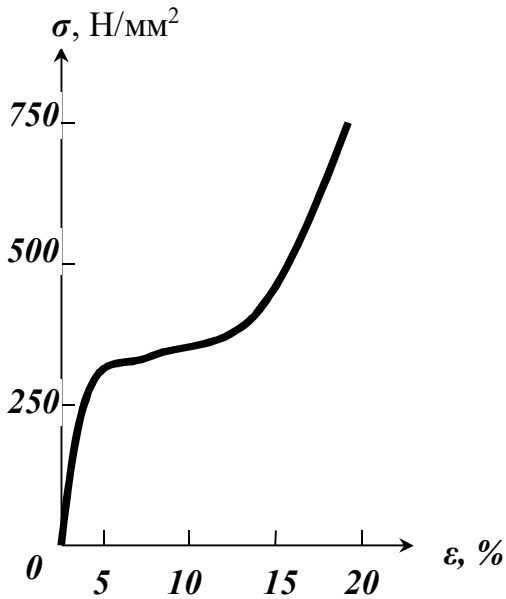


Рис. 3.12.

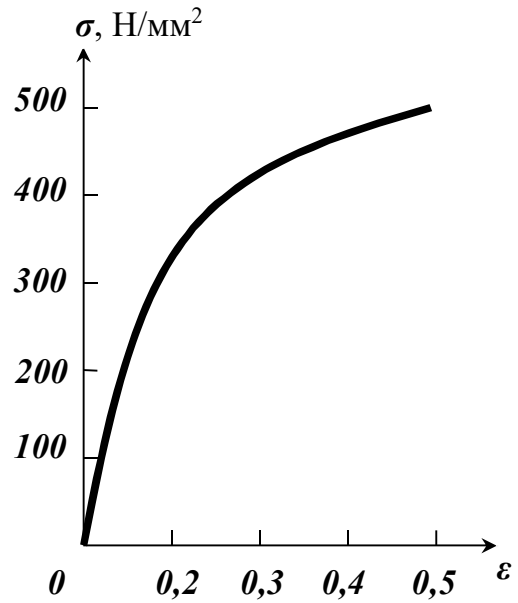


Рис. 3.13.

У табл. 3.3 наведено значення границь міцності для деяких матеріалів.

Таблиця 3.3.

Значення границь міцності

Матеріал	При розтягу в Н/мм ²	При стиску в Н/мм ²
Сталь для конструкцій (Ст. 3)	380	420
Сталь машинобудівна	500	800
Сталь рейкова	700	800
Сталь спеціальна для машинобудування	до 1600	—
Сірий чавун	170...250	600...1000
Сплави міді (латунь, бронза)	220...500	—
Бетон	2...5	5...60
Дерево (сосна)	80	40
Текстоліт	85...100	230...250
Дюралюміній	360	280
Плексиглас	50...55	50...65
Полістирол	40...49	10...50

Експериментальні дослідження показують, що пластичні матеріали однаково добре працюють на розтяг і стиск, крихкі ж — погано чинять опір розтягу.

У наведених вище діаграмах напружень вважалось, що площа поперечного перерізу зразка є величиною постійною під час випробувань. У дійсності на початку випробування площа поперечного перерізу зразка майже не змінюється, але починаючи з величини напружень, що дорівнюють границі текучості, настає помітне зменшення цієї площі.

Діаграми дійсних і умовних напружень зображено на рис. 3.14.

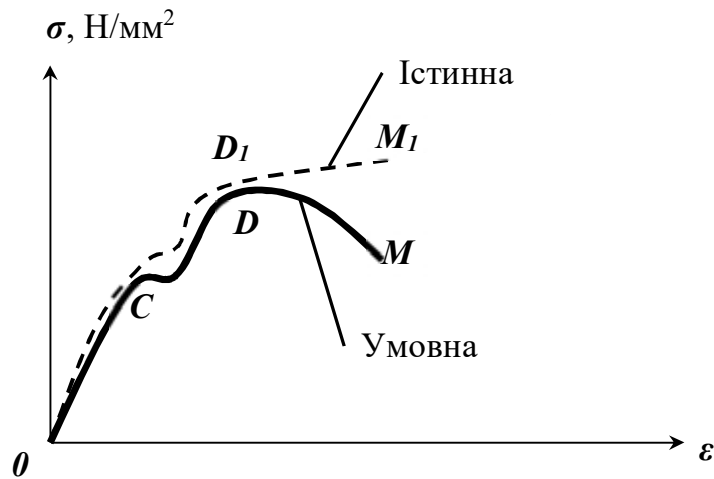


Рис. 3.14.

У зв'язку з різким зменшенням площі поперечного перерізу зразка після утворення шийки, що практично рівнозначно руйнуванню його, для розрахунків беруть лише величину границі тимчасового опору.

§ 3.4. Допустимі напруження

Для нормальної роботи елемента конструкції треба, щоб напруження які виникли в ньому (допустимі напруження), були менші від границі пружності, бо інакше в стержні виникнуть залишкові деформації. Крім цього, допустиме напруження є частиною границі міцності і пов'язане з нею таким рівнянням:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{гм}}}{k}, \quad (3.18)$$

де k — коефіцієнт запасу міцності.

При виборі допустимого напруження слід у лабораторії визначити границю міцності для даного матеріалу, а потім вибрати відповідний коефіцієнт запасу міцності.

Визначення допустимих напружень, які залежать від технічних і економічних факторів — одна з найважливіших народногосподарських проблем. Тому цим питанням займаються державні нормуючі органи, вони видають норми і правила, які є керівними при розрахунках інженерних споруд і машин.

Коефіцієнт запасу міцності повинен бути таким, який забезпечував би нормальну роботу елементів і всієї конструкції в цілому. Величина коефіцієнта запасу залежить від виду діючого навантаження, властивостей матеріалу та інших причин.

Крихі матеріали потребують значно більших коефіцієнтів запасу ніж пластичні. При дії динамічних навантажень беруть більші коефіцієнти запасу, ніж при статичних.

До інших причин належать уявлення про навантаження, властивості матеріалів і про відповідність розрахункової схеми справжнім умовам роботи елемента, тобто точності розрахунку.

Із розвитком науки про міцність при розрахунках приймають менші коефіцієнти запасу.

Знаючи границю міцності матеріалу і відповідний коефіцієнт запасу, можна визначити значення допустимої напружень.

У прийнятому методі розрахунку будівельних конструкцій замість загального коефіцієнта запасу застосовують три окремі коефіцієнти (перевантаження, умов роботи і однорідності матеріалу), що дає змогу більш раціонально проектувати конструкції.

Значення допустимих напружень для деяких матеріалів наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4.

Допустимі напруження на стиск і розтяг

Матеріали	Стиск в Н/мм ²	Розтяг в Н/мм ²
Сталь Ст.0 і Ст.2	140	140
Сталь Ст.3	160	160
Сталь вуглецева, конструкційна для машинобудування	60...250	60...250
Сталь легована, конструкційна для машинобудування	100...400	100...400
Чавун (сірий)	120...150	—
Текстоліт	25	62
Плексиглас	14	—
Полістирол	12	—

§ 3.5. Розрахунок стержнів на міцність при розтягу і стиску

Розглянемо такі випадки розрахунку стержнів:

1. *Підбір перерізу елемента.* Задано діючі сили і матеріал, тобто відомі допустимі напруження $[\sigma]$. Треба визначити поперечні розміри стержня. Потрібну площу перерізу визначають за формулою:

$$A_n \geq \frac{F}{[\sigma]}. \quad (3.19)$$

Визначивши площу, можна вибрати найбільш раціональну форму поперечного перерізу і її розміри. Знайдена величина площі перерізу повинна по можливості наближатись до потрібної. Бажано, щоб відхилення від потрібної площі було в межах $\pm 5\%$.

2. Перевірка міцності елемента. Відомо розміри поперечного перерізу елемента, матеріал і діюча сила. Треба визначити значення напружень у елементі та порівняти їх із допустимими. Умову міцності запишемо так:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]. \quad (3.20)$$

3. Визначення допустимого навантаження на елемент. Задано розміри перерізу і допустимі напруження. Треба визначити значення найбільшої сили, яку може сприйняти елемент. Найбільшу силу визначають із виразу:

$$F_{\text{макс}} \leq A[\sigma]. \quad (3.21)$$

Формули (3.19), (3.20) і (3.21) придатні для розрахунків будь-яких розтягнутих стержнів і коротких стиснених елементів. Короткими стержнями називають такі, у яких довжина порівняно з розмірами поперечного перерізу незначна. Якщо ж довжина стержня порівняно з розмірами поперечного перерізу велика, слід враховувати можливість втрати стійкості.

При розрахунку стержнів, ослаблених отворами або виточками, у формули (3.19), (3.20), (3.21) замість повної площі поперечного перерізу треба підставити площу з урахуванням ослаблень. Цю площу визначають із рівняння:

$$A_{\text{нт}} = A_{\text{бр}} - A_{\text{осл}}. \quad (3.22)$$

де $A_{\text{бр}}$ — повна площа перерізу (без ослаблення);
 $A_{\text{осл}}$ — площа ослаблень.

Приклад 5.

Визначити поперечні розміри стержнів кронштейна АВС, до якого в точці С прикладена сила $F = 10$ кН (рис. 3.15). Кронштейн складається з сталюї тяги АС (круглого поперечного перерізу) і дерев'яного підкоса СВ (прямокутного перерізу). Допустимі напруги для сталі $[\sigma] = 140$ Н/мм² і дерева $[\sigma] = 10$ Н/мм².

Розв'язок.

Визначимо зусилля в стержні АС і ВС із умови рівноваги вузла С, тобто:

$$\Sigma X = 0; \quad -R_A + R_C \cos 30^\circ = 0;$$

$$\Sigma Y = 0; \quad -F + R_C \sin 30^\circ = 0.$$

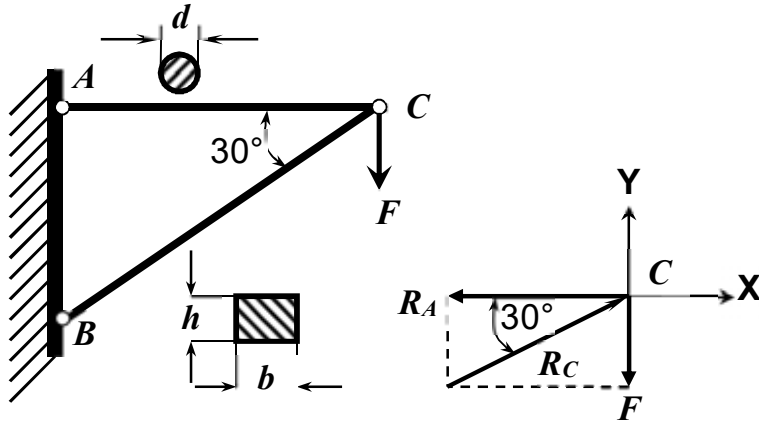


Рис. 3.15.

Звідси

$$R_C = \frac{F}{\sin 30^\circ} = \frac{10}{0,5} = 20 \text{ кН};$$

$$R_A = R_C \cos 30^\circ = 20 \cdot 0,866 = 17,3 \text{ кН}.$$

Потрібну площу стержня визначимо з умови міцності. Для тяги вона дорівнює:

$$A_1 = \frac{R_A}{[\sigma_p]} = \frac{17,3 \cdot 10^3}{140} = 124 \text{ мм}^2.$$

Діаметр тяги:

$$d = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 124}{3,14}} = 12,5 \text{ мм}.$$

Площа підкоса:

$$A_2 = \frac{R_C}{[\sigma_c]} = \frac{20 \cdot 10^3}{10} = 2000 \text{ мм}^2.$$

Відношення між поперечними розмірами перерізу підкоса беремо таке:

$$h = \frac{b}{2}.$$

Тоді

$$b = \sqrt{2A_2} = \sqrt{2 \cdot 2000} = 63,5 \text{ мм},$$

$$h = \frac{63,5}{2} = 31,75 \text{ мм.}$$

Отже, переріз підкоса буде $63,5 \times 31,75$ мм.

§ 3.6. Напруження і деформації в стержні від власної ваги

До цього часу при вивченні розтягу стержнів їх власна вага не бралась до уваги і при визначенні напружень враховувалась лише дія зовнішнього навантаження. Як правило, при розрахунку довгих штанг, шахтних канатів, масивних гребель тощо доводиться враховувати вплив власної ваги на величину нормальних напружень.

Розглянемо довгий брус, який розтягується силою F (рис. 3.16).

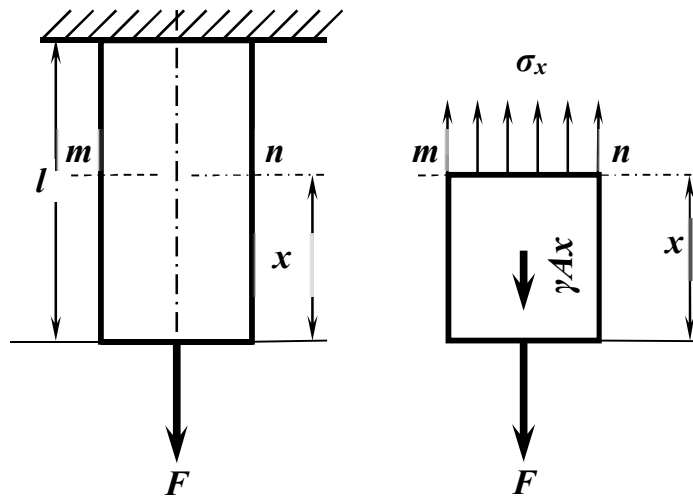


Рис. 3.16.

Визначимо напруження по перерізу mn , розміщеному на відстані x від вільного кінця бруса. На нижню частину бруса довжиною x діятимуть зовнішня сила F і її власна вага γAx (γ — питома вага матеріалу). Умову рівноваги нижньої частини бруса запишемо так:

$$\sigma_x A - F - \gamma Ax = 0. \quad (3.23)$$

Звідси величина напружень у будь-якому перерізі по довжині бруса дорівнюватиме:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} + \gamma x. \quad (3.24)$$

Максимальне напруження буде біля закріпленого кінця бруса, для якого $x = l$, тобто:

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{F}{A} + \gamma l. \quad (3.25)$$

Умова міцності на розтяг для бруса з урахуванням власної ваги така:

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{F}{A} + \gamma l \leq [\sigma] \quad (3.26)$$

Звідси потрібна площа дорівнює:

$$A_{\text{н}} \geq \frac{F}{[\sigma] - \gamma l}. \quad (3.27)$$

Визначимо деформацію від дії власної ваги, для чого виділимо із бруса на відстані x від вільного кінця двома нескінченно близькими поперечними перерізами елемент довжиною dx (рис. 3.17).

Абсолютна деформація елемента dx на підставі закону Гука дорівнюватиме:

$$\Delta dx = \frac{(F + \gamma Ax) dx}{EA}. \quad (3.28)$$

Повне видовження бруса:

$$\Delta l = \int_0^l \left(\frac{F}{EA} + \frac{\gamma Ax}{E} \right) dx. \quad (3.29)$$

Проінтегрувавши цей вираз у межах від 0 до l , знайдемо:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} + \frac{\gamma l^2}{2E}. \quad (3.30)$$

Помноживши і поділивши другий член формули (3.30) на A і вважаючи при цьому, що повна вага бруса $Q = \gamma Al$, дістанемо:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} + \frac{Ql}{2EA}. \quad (3.31)$$

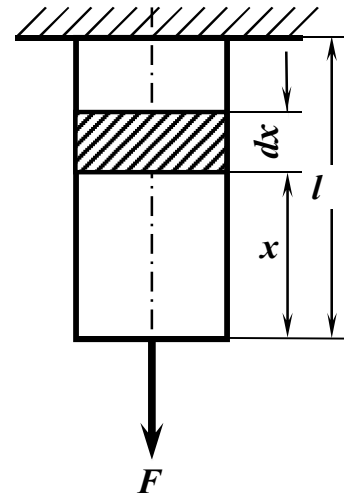


Рис. 3.17.

Коли зовнішня сила відсутня, видовження тільки від власної ваги дорівнює:

$$\Delta l = \frac{Ql}{2EA}. \quad (3.32)$$

Із формули (3.32) виходить, що видовження тільки від власної ваги у два рази менше видовження від прикладеної до кінця бруса сили, що дорівнює його власній вазі Q .

Приклад 6.

Визначити діаметр рудникової штанги і повне видовження з урахуванням власної ваги, якщо розтягуюча сила $F = 20$ кН, довжина $l = 10$ м, $[\sigma] = 280$ Н/мм², $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм², $\gamma = 0,0078$ Н/мм³.

Розв'язок.

Потрібна площа перерізу штанги дорівнює:

$$A = \frac{F}{[\sigma] - \gamma l} = \frac{20 \cdot 10^3}{280 - 0,0078 \cdot 10 \cdot 10^3} = 99 \text{ мм}^2.$$

Діаметр штанги:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 99}{3,14}} = 11,2 \text{ мм}.$$

Повне видовження:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} + \frac{\gamma l^2}{2E} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14 \cdot 11,2^2}{4}} + \frac{0,0078 \cdot (10 \cdot 10^3)^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^5} = 12,1 \text{ мм}.$$

§ 3.7. Розрахунок гнучкої нитки (дроту)

До гнучкої нитки відносять електричні проводи, канати підвісних доріг тощо, які працюють на розтяг.

Нехай гнучка нитка (провід) підвішена в точках A та B , які знаходяться на одному рівні (рис. 3.18).

Під дією власної ваги провід провисне по деякій кривій AOB . Провисання дроту звичайно невелике порівняно з його прольотом l . Для цього випадку з достатнім ступенем точності можна вважати, що вага дроту рівномірно розподілена по довжині його горизонтальної проекції, тобто по довжині прольоту l .

Отже, інтенсивність навантаження по прольоту дроту дорівнює q . Візьмемо початок координат у найнижчій точці дроту і позначимо натяг у точці O через H .

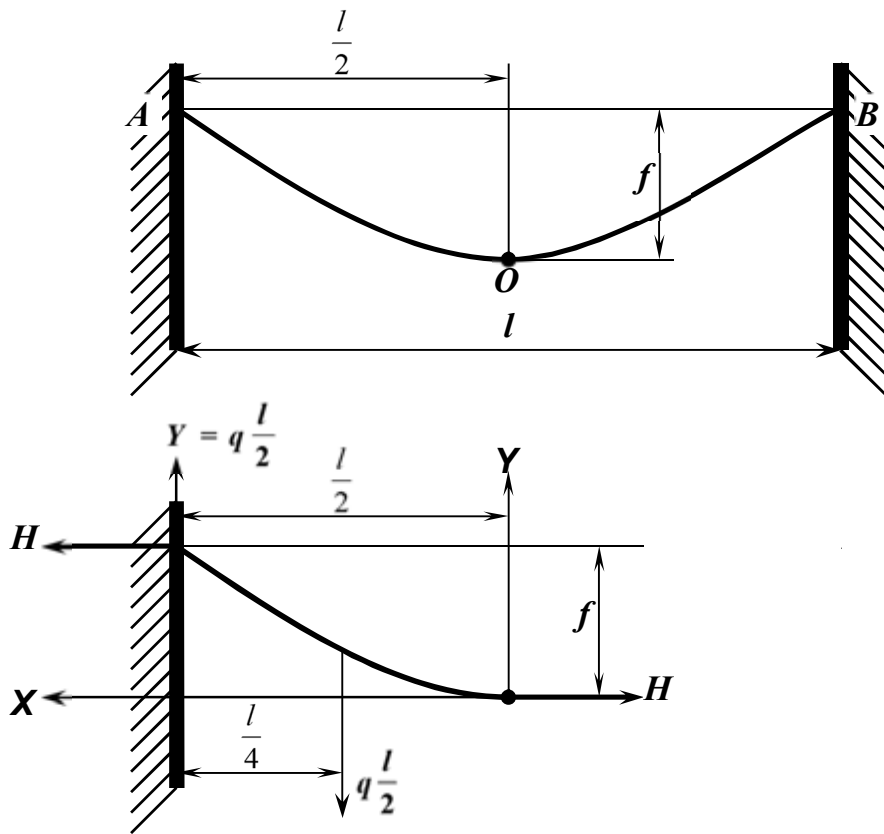


Рис. 3.18.

Величину сили H визначимо, розглядаючи моменти всіх сил відносно точки A :

$$Hf - \frac{gl}{2} \cdot \frac{l}{4} = 0,$$

звідки

$$H = \frac{gl^2}{8f} \text{ або } f = \frac{gl^2}{8H}.$$

§ 3.8. Напруження, які виникають у стержнях при зміні температури

Стержень довжиною l нерухомо затиснутий кінцями в стіні при температурі t_1 . Визначити зусилля, які виникають у стержні при зміні його температури до t_2 . При підвищенні температури від t_1 до t_2 стержень видовжується, розпираючи стіни, що веде до виникнення сил опору, які в свою чергу стискають брус (рис. 3.19).

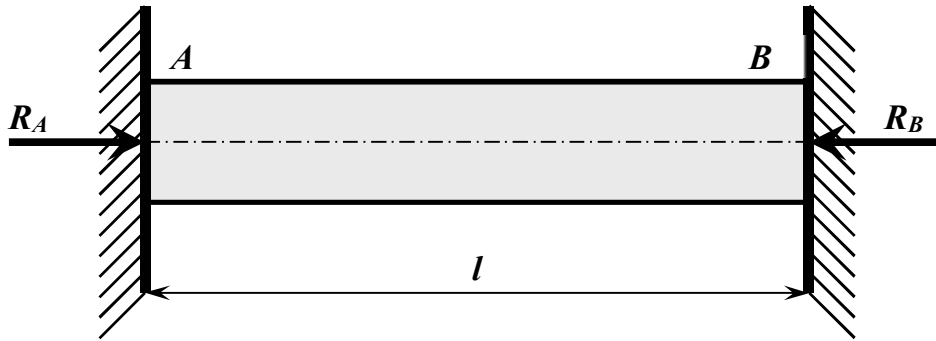


Рис. 3.19.

Реакцію стін не можна визначити з умови рівноваги, оскільки єдине рівняння $\Sigma X = 0$ показує, що $R_A = R_B = R$.

Для розв'язання задачі треба скласти додаткове рівняння сумісності деформацій.

Видовження стержня від нагрівання дорівнює його укороченню від стиску силами R , тобто:

$$\Delta l_t = \Delta l_R. \quad (3.33)$$

Видовження стержня від нагрівання визначають за формулою

$$\Delta l_t = \alpha(t_2 - t_1)l. \quad (3.34)$$

де α — коефіцієнт лінійного розширення матеріалу стержня.

Укорочення стержня за законом Гука дорівнює:

$$\Delta l_R = \frac{Rl}{EA}. \quad (3.35)$$

Тоді рівняння (3.33) сумісності деформації можна записати у такому вигляді:

$$\alpha(t_2 - t_1)l = \frac{Rl}{EA}.$$

звідки

$$R = \alpha EA(t_2 - t_1). \quad (3.36)$$

Поділивши праву і ліву частини рівняння (3.36) на A , дістанемо:

$$\sigma_t = \frac{R}{A} = \alpha E(t_2 - t_1). \quad (3.37)$$

Отже, напруження, які виникають у стержні сталого перерізу з жорстко закріпленими кінцями, при зміні температури не залежать від його довжини.

Приклад 7.

Стальний стержень закріплено кінцями в абсолютно нерухомих стінах. Визначити напруження в стержні при підвищенні температури на 100° , якщо $\alpha = 127 \cdot 10^{-7}$, а $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм².

Розв'язок.

За формулою (3.37) визначимо напруження, зумовлені підвищенням температури на 100° , тобто:

$$\sigma_t = \alpha E t = 127 \cdot 10^{-7} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 100 = 254 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

§ 3.9. Вплив температур на механічні властивості матеріалів. Повзучість матеріалів

Під впливом високих температур властивості металів істотно змінюються. При високій температурі метал не такий міцний і має велику пластичність. Дослідження показують, що з підвищенням температури модуль пружності та границя пропорційності металу знижуються спочатку поступово, а потім більш різко.

Наприклад, при підвищенні температури до 600° модуль пружності для сталі знижується приблизно на 25...30%, а при температурі 800° — на 50% нижче його значення при кімнатній температурі.

Тимчасовий опір сталі при підвищенні температури спочатку підвищується, а при температурі $250 \dots 300^\circ$ досягає свого найбільшого значення, яке приблизно на 20...25% перевищує значення $\sigma_{\text{то}}$ при кімнатній температурі. При дальшому збільшенні температури тимчасовий опір різко зменшується.

На практиці спостерігаються випадки, коли деталі багатьох машин працюють під дією високих температур. Дослідами встановлено, що в цих умовах матеріали, особливо метали, безперервно деформуються при дії навіть сталого навантаження. Це явище називається повзучістю.

Повзучість металу може спостерігатись навіть при напруженнях, далеких від границі текучості. Метал неначе повзе.

Повзучість — це своєрідна повільна текучість. Деякі метали, наприклад свинець, латунь, алюміній, повзуть навіть при кімнатній температурі, причому дуже повільно.

При навантаженні зразок дістає початкову деформацію, яку позначимо ϵ_0 . Ця деформація залежно від величини навантаження, температури і матеріалу зразка може бути пружною або пружно-пластичною.

Криву повзучості, побудовану в осях ε і t , наведено на рис. 3.20.

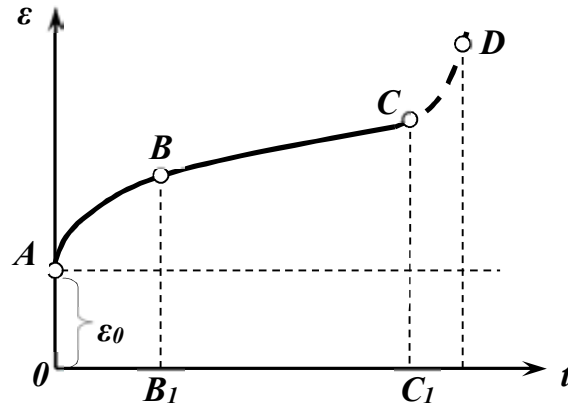


Рис. 3.20.

Ділянка кривої AB характеризує зростання деформації в часі, але з поступовим зменшенням швидкості повзучості. Відрізок OB_1 називають періодом неусталеної повзучості, і він звичайно відносно невеликий.

На ділянці BC швидкість деформації майже стала. Період часу B_1C_1 називають періодом усталеної повзучості. Цей період, як правило, великий. Точка C відповідає моменту утворення шийки або крихкого злому. Внаслідок різкого зменшення площі поперечного перерізу зразка збільшуються напруження.

Швидкість повзучості збільшується до настання руйнування зразка (точка D). Для сталі повзучість стає помітною при температурах, які перевищують $300\dots350^\circ$.

Спостереження і розрахунки показують, що чим більші напруження в металі і чим вища температура, тим швидше зростає деформація повзучості. Слід відмітити, що швидкість повзучості незначна порівняно із звичайними швидкостями.

Щоб запобігти поломкам деталей, які працюють при високих температурах, вчені створили спеціальні марки сталей з малими швидкостями повзучості.

Врахування впливу повзучості бетону має істотне значення при вивченні температурно-усадочних деформацій бетонних і залізобетонних конструкцій, особливо попередньо напружених.

Явище поступового зменшення напружень у часі при сталій деформації називається *релаксацією напружень*. Як правило, за рахунок релаксації настає поступове ослаблення щільності з'єднання деталей, скріплених із натягом.

§ 3.10. Напруження в похилих перерізах при лінійному напруженому стані

До цього часу визначали нормальні напруження при розтягу в перерізах, перпендикулярних до осі бруса.

Для правильної оцінки напруженого стану бруса треба вміти обчислювати напруження на площадках, похилих до його осі.

Нехай дано призматичний брус, розтягнутий рівними силами F (рис. 3.21).

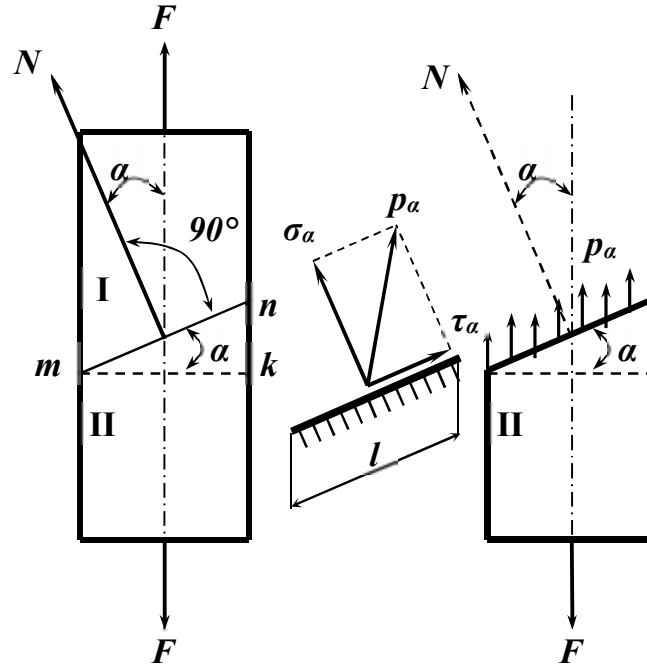


Рис. 3.21.

Треба обчислити напруження, які виникають у похилому перерізі. Для цього уявно розсічено брус площиною mn , нахиленою під кутом α до нормального перерізу.

Зовнішня нормаль N до проведеного перерізу складатиме з віссю бруса також кут α . Відкинемо верхню частину і замінимо її дію на нижню частину напруженнями p_α .

Умова рівноваги нижньої частини бруса буде:

$$-F + p_\alpha A_\alpha = 0. \quad (3.38)$$

Звідси дістанемо, що напруження

$$p_\alpha = \frac{F}{A_\alpha}, \quad (3.39)$$

де A_α — площа похилого перерізу.

Із рисунка видно, що площа похилого перерізу

$$A_\alpha = \frac{A}{\cos \alpha}, \quad (3.40)$$

де A — площа нормального перерізу.

Підставляючи значення A_α у формулу (3.39), дістанемо:

$$p_\alpha = \frac{F}{A} \cos \alpha. \quad (3.41)$$

Враховуючи, що $\sigma = F/A$, знаходимо:

$$p_\alpha = \sigma \cos \alpha. \quad (3.42)$$

Розкладаючи повні напруження на нормальні і дотичні (складові напружень), матимемо:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= p_\alpha \cos \alpha; \\ \tau_\alpha &= p_\alpha \sin \alpha. \end{aligned} \quad (3.43)$$

Підставляючи значення p_α у формулу (3.43), дістанемо:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= \sigma \cos^2 \alpha; \\ \tau_\alpha &= \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha. \end{aligned} \quad (3.44)$$

Простежимо, як змінюються складові напруження із зміною кута нахилу площі.

При зростанні кута α від 0 до 90° нормальні напруження на площадці будуть зменшуватись від значення $\sigma_\alpha = \sigma$ до значення $\sigma = 0$.

Дотичні напруження із зміною кута α від 0 до 45° поступово зростають від значення $\tau_\alpha = 0$ до значення $\tau_\alpha = \sigma/2$, а потім зменшуються до $\tau_\alpha = 0$ при куті $\alpha = 90^\circ$.

Отже, при розтягу або стиску найбільші нормальні напруження виникають на площадках, перпендикулярних до осі бруса, а найбільші дотичні напруження на площадках, розміщених під кутом 45° до осі.

Найбільші дотичні напруження чисельно дорівнюють половині найбільших нормальних напружень.

Іноді причиною руйнування матеріалу є не нормальні напруження, а дотичні (наприклад, при стиску коротких зразків із чавуну, бетону і каміння).

§ 3.11. Напруження в похилих перерізах при плоскому напруженому стані

Уявимо собі призматичний брус, на бокові грані якого діють напруги σ_1 і σ_2 (рис. 3.22).

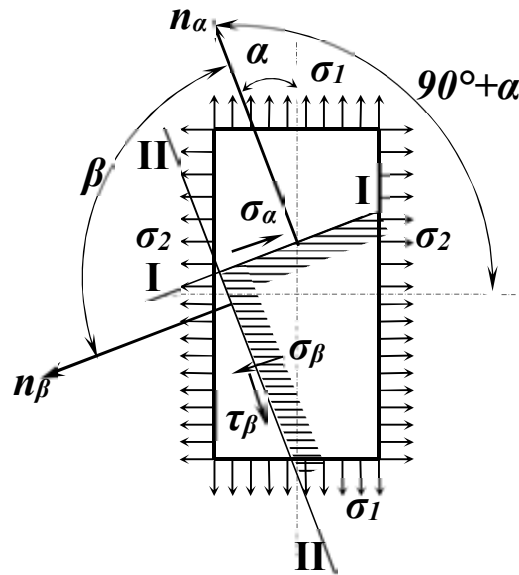


Рис. 3.22.

Обидва напруження будемо вважати розтягуючими, причому $\sigma_1 > \sigma_2$. Потрібно визначити нормальні та дотичні напруження в похилих перерізах. Спочатку визначимо величину цих напружень у похилому перерізі I - I. Згідно з принципом незалежності дії сил, користуючись формулами (3.44), дістанемо:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha; \quad (3.45)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha. \quad (3.46)$$

На основі формул (3.45) і (3.46) можна легко знайти величини для напружень у перерізі II - II, перпендикулярному до перерізу I - I, тобто:

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_2 \sin^2 \beta; \quad (3.47)$$

$$\tau_\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\beta. \quad (3.48)$$

Для нашого випадку кут $\beta = 90^\circ + \alpha$. Отже,

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \alpha; \quad (3.49)$$

$$\tau_{\beta} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha. \quad (3.50)$$

Із знайдених формул для напружень, які діють у взаємно перпендикулярних перерізах, можна вивести дві важливі властивості:

1. складаючи вирази (3.45) і (3.49), дістанемо:

$$\sigma_{\alpha} + \sigma_{\beta} = \sigma_1 + \sigma_2 = \text{const}. \quad (3.51)$$

тобто сума нормальних напружень у двох взаємно перпендикулярних перерізах є сталою величиною;

2. порівнюючи формули (2.46) і (2.50), матимемо:

$$\tau_{\alpha} = -\tau_{\beta}. \quad (3.52)$$

тобто дотичні напруження у двох взаємно перпендикулярних перерізах рівні за величиною і протилежні за знаком. Цю властивість звичайно називають **законом парності дотичних напружень**.

Для визначення найбільших значень нормальних напружень, візьмемо похідну від виразу (3.45) і прирівняємо її до нуля. Тоді

$$\frac{d\sigma_{\alpha}}{d\alpha} = -2\sigma_1 \sin \alpha \cos \alpha + 2\sigma_2 \sin \alpha \cos \alpha = 0. \quad (3.53)$$

Звідси після перетворення дістанемо:

$$(\sigma_1 - \sigma_2) \sin 2\alpha = 0. \quad (3.54)$$

Із цього виразу виходить:

при $\alpha = 0$ $\sigma_{\alpha \text{ макс}} = \sigma_1$; при $\alpha = 90^\circ$ $\sigma_{\alpha \text{ мін}} = \sigma_2$.

Найбільші і найменші нормальні напруження, які діють у взаємно перпендикулярних перерізах, дорівнюють відповідно σ_1 і σ_2 .

Найбільше значення дотичних напружень буде при $\alpha = 45^\circ$:

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}. \quad (3.55)$$

Випадок одночасної дії на призматичний брус розтягуючих і стискуючих напружень по взаємно перпендикулярних напрямках, які за абсолютною величиною дорівнюють один одному, тобто $|\sigma_1| = |-\sigma_2| = \sigma$, називається чистим зсувом (рис. 3.23).

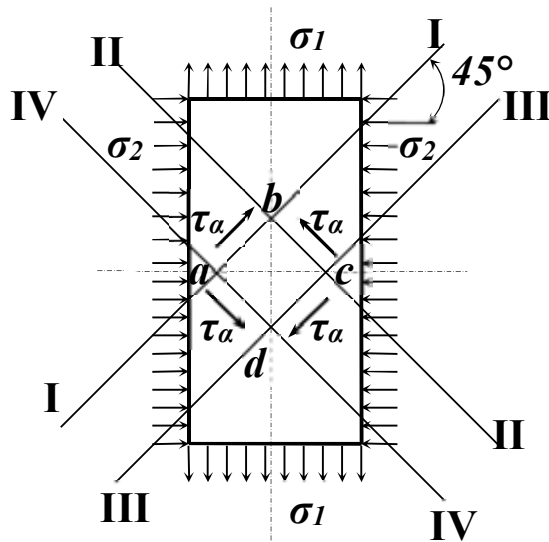


Рис. 3.23.

§ 3.12. Зминання

Коли деталі конструкцій, які передають значне стискаюче навантаження, мають невелику площу контакту, то поверхні цих деталей можуть зминатися. Щоб не сталося зминання, під гайки і головки болтів, наприклад, підкладають шайби (рис. 2.24).

Для спрощення розрахунків вважають, що при площинному контакті виникають нормальні напруження зминання, що рівномірно розподілені по площі контакту. Розрахункове рівняння на зминання має вигляд

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

де F — стискаюча сила,
 $[\sigma_{зм}]$ — допустимі напруження на зминання;
 $A_{зм}$ — площа контакту.

Якщо дотичні деталі виготовлені з різних матеріалів, то на зминання перевіряють *м'якший* матеріал.

Для двох деталей, які контактують циліндричними поверхнями (наприклад, заклепочне з'єднання), закон розподілу напружень зминання по поверхні контакту складний (рис. 3.25, а).

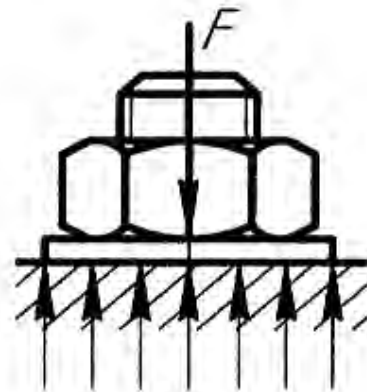


Рис. 3.24.

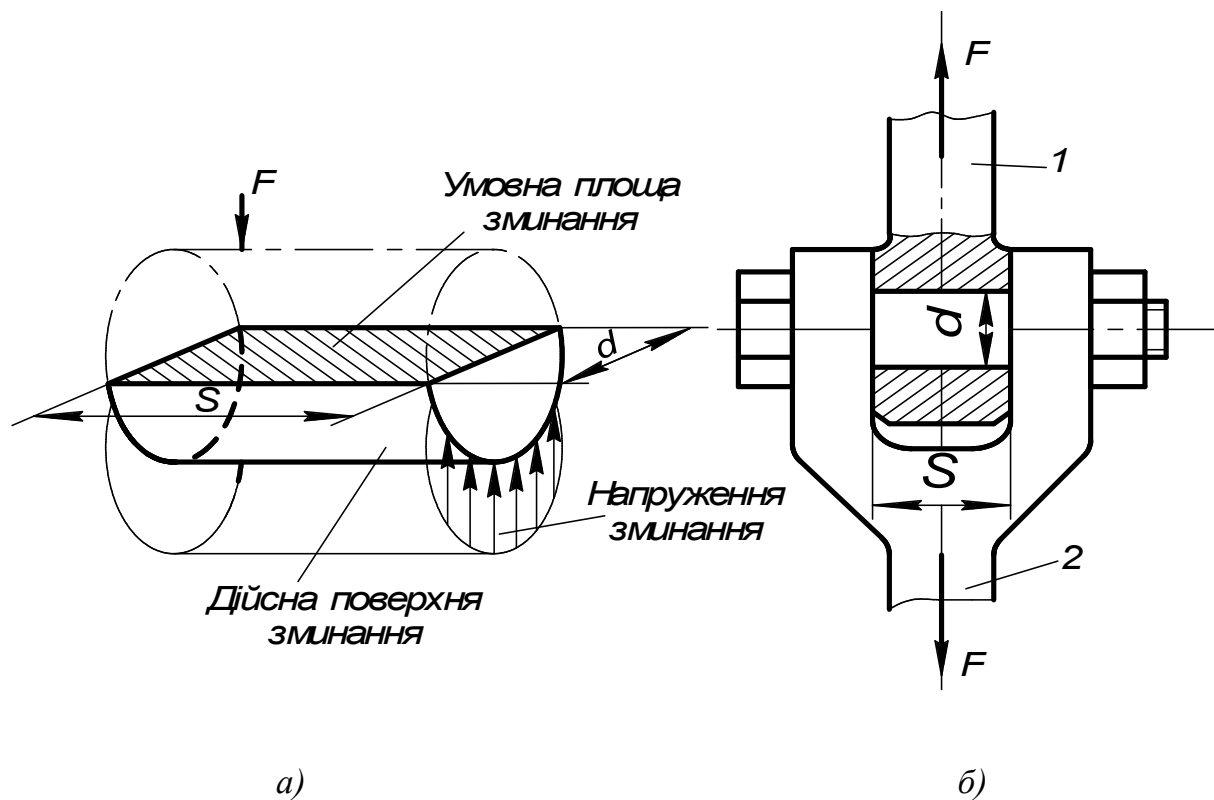


Рис. 3.25.

Тому в розрахункову формулу змінання циліндричних отворів підставляють не площу бокової поверхні півциліндра, по якій контактують деталі, а значно меншу площу діаметрального перерізу отвору (умовна площа змінання); тоді

$$A_{зм} = ds,$$

де d — діаметр отвору;

s — товщина з'єднуваної деталі (висота циліндра)

Якщо з'єднані деталі мають різну товщину, то в розрахункову формулу підставляють меншу.

У машинобудуванні допустимі напруження на змінання для болтових, штифтових і шпонкових з'єднань із маловуглецевої сталі беруть у межах 100...120 МПа, для заклепочних з'єднань 240...320 МПа, для деревини (сосна, дуб) — 2,4...11 МПа залежно від сорту деревини і напряму стискаючої сили відносно напряму волокон.

Приклад 8.

Тяга 1, з'єднана з вилкою 2 за допомогою болта, поставленого без зазору, навантажена, як показано на рис. 3.25, б. Визначити напруження змінання у головці тяги, якщо сила $F = 32$ кН, діаметр болта $d = 20$ мм, а товщина головки тяги $s = 24$ мм.

Розв'язок.

Обчислимо умовну площу зминання:

$$A_{\text{зм}} = d \cdot s = 20 \cdot 24 = 480 \text{ мм}^2.$$

Визначимо напруження зминання у головці тяги:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F}{A_{\text{зм}}} = \frac{32 \cdot 10^3}{(480 \cdot 10^{-6})} = 67 \cdot 10^6 \text{ Па} = 67 \text{ МПа}.$$

§ 3.13. Напруження деформації зсуву

Зсувом називають такий вид деформації, за якої у будь-якому поперечному перерізі бруса виникає лише поперечна сила. Деформацію зсуву можна спостерігати, наприклад, під час різання ножицями металевих штаб або прутків (рис. 3.26, *a*).

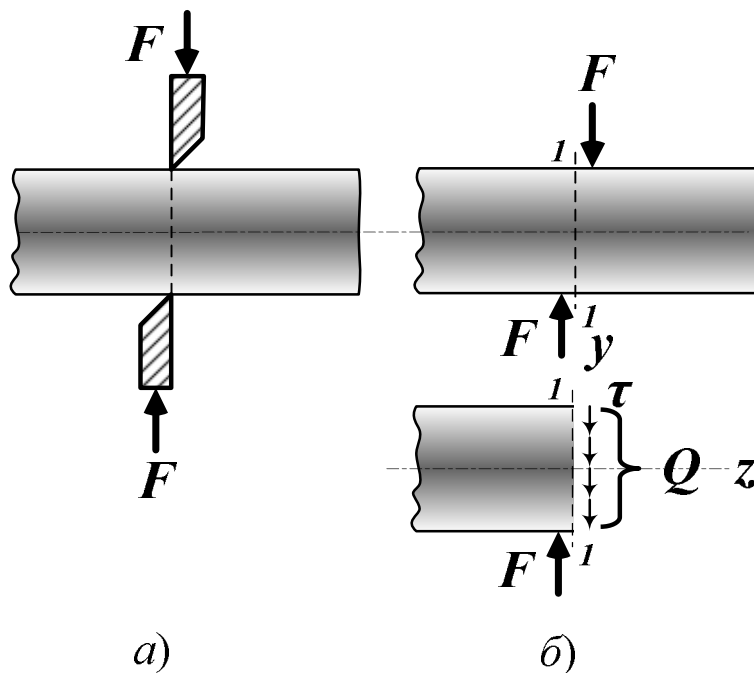


Рис. 3.26.

Розглянемо брус площею поперечного перерізу A , перпендикулярно до осі якого прикладемо дві однакові, але протилежно напрямлені сили F , лінії дії їх паралельні і проходять на відносно невеликій відстані одна від одної. Для визначення поперечної сили Q застосуємо метод перерізів (рис. 3.26 *б*).

В усіх точках поперечного перерізу діятимуть розподілені сили, рівнодіючу яких визначимо з умови рівноваги залишеної частини бруса:

$$\Sigma Y = 0; \quad F - Q = 0,$$

звідки визначимо поперечну силу Q :

$$Q=F.$$

Поперечна сила — це рівнодіюча внутрішніх дотичних сил, що діють на зсув у поперечному перерізі.

Природно вважати, що при зсуві в поперечному перерізі бруса діють тільки дотичні напруження – τ . Припускаємо, що ці напруження розподілені по перерізу рівномірно і, отже, їх можна обчислити за формулою

$$\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau].$$

Очевидно, що при зсуві форма перерізу на величину напруження не впливає.

Примітка.

Викладений у цьому параграфі розрахунок дотичних напружень при зсуві — наближений, оскільки лінії дії сил F і Q (рис. 3.26, б) напрямлені не по одній прямій і, точно кажучи, ці сили не утворюють врівноваженої системи, це — пара сил. Проте момент цієї пари невеликий (мале плече) і відповідними їй напруженнями можна знехтувати.

§ 3.14. Розрахункова формула при зсуві

Умова міцності деталі конструкції полягає у тому, що найбільше напруження (робоче напруження), яке виникає в ній, не повинно бути більшим від допустимого. Розрахункова формула при зсуві

$$\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau].$$

її читають так:

дотичне напруження при зсуві, обчислене за формулою $\tau = \frac{Q}{A}$, не повинно бути більшим від допустимого.

За цією формулою роблять проектний і перевірний розрахунки і визначають допустиме навантаження.

Деформацію зсуву, доведену до руйнування матеріалу, називають зрізом (стосовно металевих деталей) або сколюванням (стосовно неметалевих конструкцій).

Допустиме напруження на зріз для пластичних матеріалів вибирають залежно від границі текучості. У машинобудуванні для штифтів, болтів, шпонок, тощо приймають $[\tau_c] = (0,25 \dots 0,35)\sigma_s$.

Для деревини допустимі напруження на сколювання при врубванні коливаються в межах від 0,5 до 1,4 МПа і залежать від сорту деревини і напрямку врубання відносно напрямку волокон.

У розрахунках на зріз для випадків, коли з'єднання роблять кількома однаковими деталями (болтами, заклепками і т. д.), приймають, що всі вони *навантажені однаково*.

Розрахунки з'єднань на зріз звичайно супроводжуються перевіркою міцності цих з'єднань на зминання.

Приклад 9.

Визначити силу F , потрібну для пробивання круглого отвору діаметром $d = 30$ мм у сталюму листі товщиною $S = 10$ мм, якщо зріз матеріалу листа відбувається при $\tau_b = 360$ МПа (рис. 3.27.). Підібрати матеріал пуансона.

Розв'язок.

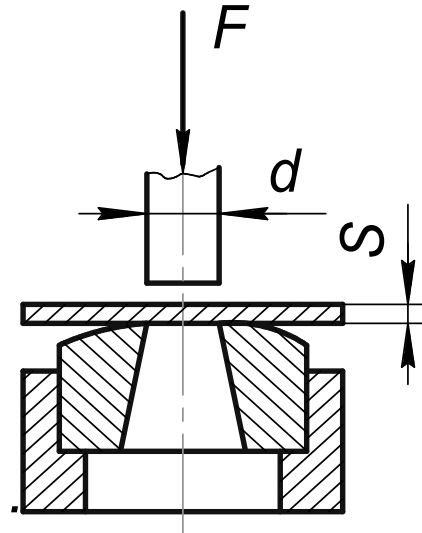
У прикладі потрібно визначити руйнуюче навантаження:

$$F_{\text{руйн}} = \tau_B A_3.$$

Площа зрізу A_3 — це бокова поверхня циліндра діаметром d і висотою s :

$$A_3 = \pi ds = 3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 942 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Отже,



$$F_{\text{руйн}} = \tau_B A_3 = 360 \cdot 10^{-6} \cdot 942 \cdot 10^{-6} = 338 \cdot 10^{-3} \text{ Н}.$$

Визначимо напруження стиску в пуансоні:

$$\sigma_c = \frac{F_{\text{руйн}}}{A},$$

де A — площа поперечного перерізу пуансона:

Рис. 3.27.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 30^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 707 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

Отже,

$$\sigma_3 = \frac{F_{\text{руйн}}}{A} = \frac{338 \cdot 10^3}{(707 \cdot 10^{-6})} = 478 \cdot 10^6 \text{ Па} = 478 \text{ МПа}.$$

Оскільки напруження стиску при пробиванні отвору великі, як матеріал для пунсона потрібно брати високоміцну леговану сталь, наприклад сталь марки Х12, для якої границя міцності $\sigma_B = 1500$ МПа. Це забезпечить в умовах даного прикладу для пуансона більш ніж потрібний запас міцності.

Приклад 10.

На рис. 3.28 зображено сталевий циліндричний стержень з головкою висотою h . З'ясувати, чи витримуються умови рівномірності стержня діаметром d на розтяг, його головки діаметром D на зріз і опорної поверхні головки на зминання, якщо $[\sigma_p] = 120$ МПа, $[\tau_3] = 70$ МПа, $[\sigma_{3M}] = 170$ МПа, $D = 32$ мм, $d = 20$ мм, $h = 12$ мм. Визначити також допустиме значення сили $[F]$.

Розв'язок.

Обчислимо площі перерізів, які працюють на розтяг, зминання і зріз. У розрахунок на розтяг ввійде площа поперечного перерізу стержня

$$A_p = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 20^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Площа опорної поверхні головки, що працює на зминання, дорівнює

$$A_{3M} = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = 490 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Площа зрізу дорівнює площі бокової поверхні циліндра діаметром d і висотою h :

$$A_3 = \pi d h = 3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3} = 754 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Використовуючи основні розрахункові рівняння для розтягу, стиску і зрізу, знаходимо допустиме значення $[F]$:

$$[F_p] = [\sigma_p] \cdot A_p = 120 \cdot 10^6 \cdot 314 \cdot 10^{-6} = 37,7 \cdot 10^3 \text{ Н} = 37,7 \text{ кН};$$

$$[F_{3M}] = [\sigma_{3M}] \cdot A_{3M} = 170 \cdot 10^6 \cdot 490 \cdot 10^{-6} = 83,3 \cdot 10^3 \text{ Н} = 83,3 \text{ кН};$$

$$[F_3] = [\tau_3] \cdot A_3 = 70 \cdot 10^6 \cdot 754 \cdot 10^{-6} = 52,8 \cdot 10^3 \text{ Н} = 52,8 \text{ кН}.$$

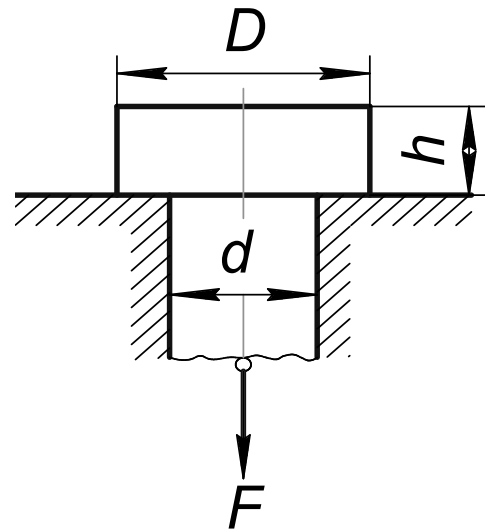


Рис. 3.28.

Знайдені значення допустимих сил значно відрізняються одне від одного. Із цього випливає, що умови рівномірності не витримуються. Як допустиме значення сили $[F]$ візьмемо найменше із знайдених значень, тобто

$$[F] = [F_p] = 37,7 \text{ кН.}$$

Приклад 11.

В умовах прикладу 7 визначити напруження зрізу в болті (див. рис. 3.25, б).

Розв'язок.

Дотичні напруження зрізу в болті обчислимо за формулою $\tau_3 = \frac{F}{A_3}$.

Площа зрізу A_3 — це дві площі поперечного перерізу болта:

$$A_3 = \frac{2\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2},$$

отже

$$\tau_3 = \frac{F}{A_3} = \frac{2F}{(\pi d^2)} = \frac{2 \cdot 32 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 400 \cdot 10^{-6}} = 51 \cdot 10^6 \text{ Па} = 51 \text{ МПа.}$$

§ 3.15. Закон парності дотичних напружень

Закон парності дотичних напружень формулюють так:

дотичні напруження у двох взаємно перпендикулярних площадках, перпендикулярних до їх спільного ребра, однакові за модулем.

Всередині тіла біля якоїсь точки виділимо елементарний паралелепіпед, що має dx , dy , dz (рис. 3.29, а).

Нехай на верхній грані цього паралелепіпеда діє дотичне напруження τ . Сила, що діє в цій грані, дорівнюватиме

$$dQ = \tau dx dy.$$

Оскільки паралелепіпед перебуває всередині тіла в рівновазі, то $\Sigma X = 0$, отже, на нижній грані паралелепіпеда діятиме така сама сила dQ , але у протилежному напрямі. Пара сил (dQ, dQ) намагатиметься обернути паралелепіпед проти стрілки годинника (рис. 3.29, б).

Оскільки паралелепіпед перебуває у рівновазі, то $\Sigma M_y = 0$, тому пара (dQ, dQ) врівноважуватиметься якоюсь іншою парою з моментом, що дорівнює моменту першої пари. Природно вважати, що другу пару утворюють дотичні напруження τ' , які діють на бокових (правій і лівій) гранях паралелепіпеда, причому $dQ' = \tau' dy dz$. Отже,

$$M(dQ, dQ) = M(dQ', dQ'),$$

або

$$\tau dx dy dz = \tau' dy dz dx,$$

звідки

$$\tau = \tau'.$$

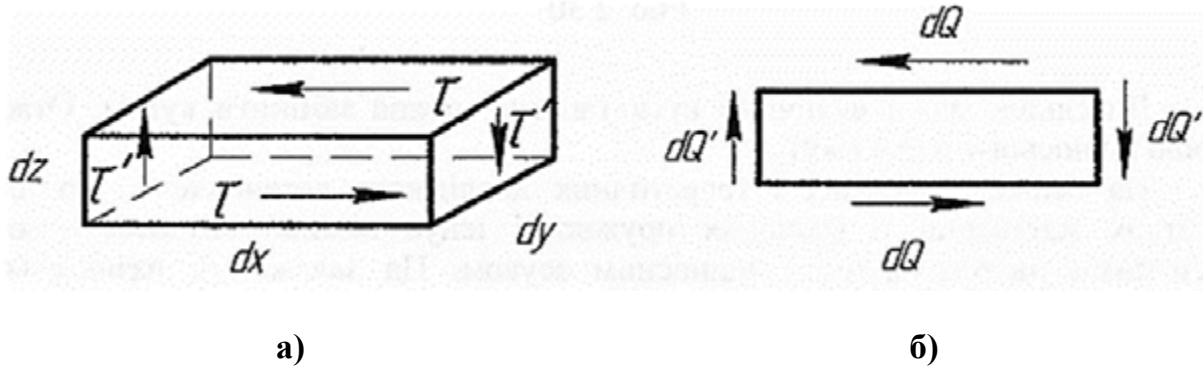


Рис. 3.29.

Звернемо увагу на те, що парні дотичні напруження у двох взаємно перпендикулярних перерізах напрямлені або до лінії перерізу січних площин, або від неї.

§ 3.16. Закон Гука при зсуві

При визначенні напружень на похилих площадках у розтягнених або стиснених брусах встановлено, що в цих перерізах виникають, крім нормальних, дотичні напруження. Останні намагаються зсунути одну частину бруса відносно іншої. Розглянемо паралелепіпед, який закріплений нижньою гранню і на який діє сила Q (рис. 3.30).

Під дією сили грань ab переміститься в положення $a'b'$.

Коли на площадці елемента діють тільки дотичні напруження, в ньому виникають деформації чистого зсуву.

Лінійне переміщення aa' називається абсолютним зсувом.

Відношення абсолютного зсуву $aa' = \Delta S$ до висоти паралелепіпеда h називається відносним зсувом, тобто:

$$\frac{\Delta S}{h} = \operatorname{tg} \gamma. \quad (3.56)$$

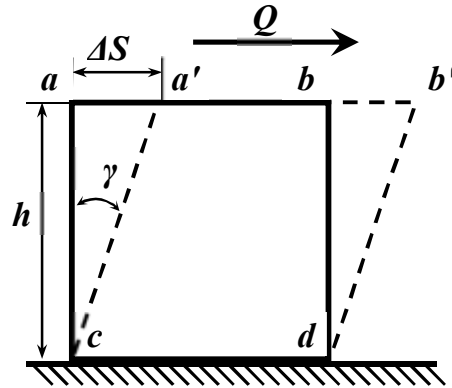


Рис. 3.30.

Внаслідок малої величини кута тангенс можна замінити кутом. Отже, мірою відносного зсуву є кут γ .

На основі дослідних і теоретичних досліджень встановлено, що для багатьох матеріалів у границях пружності існує лінійна залежність між дотичними напруженнями і відносним зсувом. Ця залежність називається *законом Гука для зсуву*, її записують у такому вигляді:

$$\tau = G\gamma, \quad (3.57)$$

де G — модуль пружності при зсуві:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (3.58)$$

Отже, дотичні напруження при зсуві прямо пропорційні куту зсуву.

Формула (3.58) виражає теоретичну залежність між модулем пружності при зсуві та модулем пружності при розтягу через коефіцієнт Пуассона.

Орієнтовні значення модуля зсуву наведені у табл. 3.5.

Таблиця 3.5.

Значення модуля пружності при зсуві

Матеріал	Модуль G Н/мм ²
Сталь	$8 \cdot 10^4$
Чавун	$4,5 \cdot 10^4$
Мідь	$4,0 \cdot 10^4$
Алюміній	$2,7 \cdot 10^4$

§ 3.17. Поняття про головні напруження

На практиці можливі випадки, коли під дією зовнішніх сил матеріал зазнає розтягу або стиску у двох і трьох напрямках, тобто матеріал перебуває в умовах складного (плоского або об'ємного) напруженого стану.

У напруженому тілі у двох взаємно перпендикулярних площадках діють найбільші та найменші напруження, які називаються головними. У цих площадках нема дотичних напружень, тому вони називаються головними.

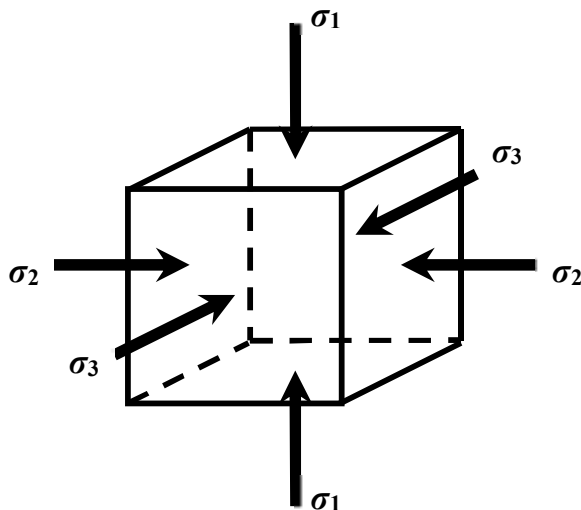


Рис. 3.31.

У напруженому тілі можна виділити елементарний кубик, по гранях якого будуть діяти лише головні нормальні напруження (рис. 3.31):

- найбільше за алгебраїчною величиною σ_1 ;
- проміжне σ_2 ;
- найменше σ_3 .

При розрахунку конструктивних елементів на міцність розрізняють три види напруженого стану:

1. об'ємний, коли всі три головні напруження не дорівнюють нулю;
2. плоский, коли одне головне напруження дорівнює нулю;
3. лінійний, коли два головних напруження дорівнюють нулю.

§ 3.18. Поняття про теорії міцності

Руйнування елементів, які працюють при складному напруженому стані, може зумовлюватись різними значеннями головних напружень та їх співвідношенням.

Одержання механічних характеристик матеріалу для цього стану потребує в кожному конкретному випадку проведення досліджень, що дуже утруднює розрахунки. Крім того, проведення таких робіт пов'язане з складними лабораторними дослідженнями.

Внаслідок цього виникла необхідність на основі лабораторних випробувань лінійно-напруженого зразка визначити міцність конструктивних елементів у випадку складного напруженого стану.

Складання умов міцності елементів, які працюють у складному напруженому стані, потребує застосування деяких припущень про їх руйнування, які встановлюються на основі так званих теорій міцності.

Розглянемо деякі теорії міцності.

1. **Теорія найбільших нормальних напружень** (перша теорія міцності) бере за критерій безпечності для матеріалу найбільше за абсолютною величиною нормальне напруження.

Умова міцності за цією теорією запишеться так:

$$\sigma_{F1} = \sigma_1 \leq [\sigma], \quad (3.59)$$

де σ_1 — найбільше нормальне напруження при складному напруженому стані;

$[\sigma]$ — допустиме напруження при простому розтягу.

Ця теорія дає досить задовільні результати тільки при розрахунку конструктивних елементів з крихких матеріалів. Істотним протиріччям першої теорії міцності є те, що кубик при всебічному стиску, як показали досліди, витримує набагато більші напруження, ніж при простому стиску.

2. **Теорія найбільших відносних деформацій** (друга теорія міцності) бере за критерій безпечності для матеріалу найбільші відносні деформації.

Умову міцності за цією теорією запишемо так:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \leq [\varepsilon], \quad (3.60)$$

Для загального випадку маємо:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)], \quad (3.61)$$

а для випадку простого розтягу:

$$[\varepsilon] = \frac{[\sigma]}{E}. \quad (3.62)$$

Тоді умова міцності за другою теорією остаточно набере вигляду:

$$\sigma_{F2} = [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\sigma]. \quad (3.63)$$

Ця теорія міцності для пластичних матеріалів не підтверджується дослідями, але для крихких матеріалів вона дає результати, які звичайно узгоджуються з експериментом.

3. **Теорія найбільших дотичних напружень** (третя теорія міцності) бере за критерій безпечності для матеріалу найбільші дотичні напруження.

Умову міцності за цією теорією запишемо так:

$$\tau_{\max} \leq [\tau]. \quad (3.64)$$

Запишемо вирази для τ_{\max} і $[\tau]$ за відомими формулами: для плоского напруженого стану

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}, \quad (3.65)$$

для простого розтягу

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2}. \quad (3.66)$$

Тоді умова міцності за третьою теорією набуде вигляду:

$$\sigma_{F3} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]. \quad (3.67)$$

Теорія найбільших дотичних напружень дає результати, які досить добре збігаються з дослідями, особливо для пластичних матеріалів. Звичайно ця теорія дає змогу призначати розміри, які забезпечують достатню міцність елементів конструкцій і машин.

4. **Енергетична теорія міцності** (четверта теорія міцності) бере за критерій безпечності для матеріалу накопичену потенціальну енергію в одиниці об'єму матеріалу, яка пов'язана із зміною форми елемента при умові, що відносна зміна об'єму $\theta_v = 0$.

Умову міцності за четвертою теорією наводимо без виведення при $\mu = 0,5$:

$$\sigma_{F4} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)} \leq [\sigma]. \quad (3.68)$$

Для плоского напруженого стану формула (2.68) набуде вигляду:

$$\sigma_{F4} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \leq [\sigma]. \quad (3.69)$$

Енергетична теорія міцності звичайно добре узгоджується з дослідями для пластичних матеріалів.

Розрахунки показують, що результати цієї теорії міцності мало відрізняються від розрахунків, які дістають за третьою теорією міцності. Тому тепер при перевірці міцності конструктивних елементів із пластичних матеріалів користуються третьою і четвертою теоріями міцності.

Приклад 12.

Стальний кубик піддається дії стискуючих головних напружень $\sigma_1 = 1000 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_2 = 1100 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_3 = 1200 \text{ Н/мм}^2$ (рис. 3.32). Визначити величину розрахункового напруження за кожною теорією міцності, якщо $\sigma_T = 500 \text{ Н/мм}^2$.

Розв'язок.

За першою теорією міцності:

$$\sigma_{F1} = 1200 \text{ Н/мм}^2.$$

За другою теорією міцності:

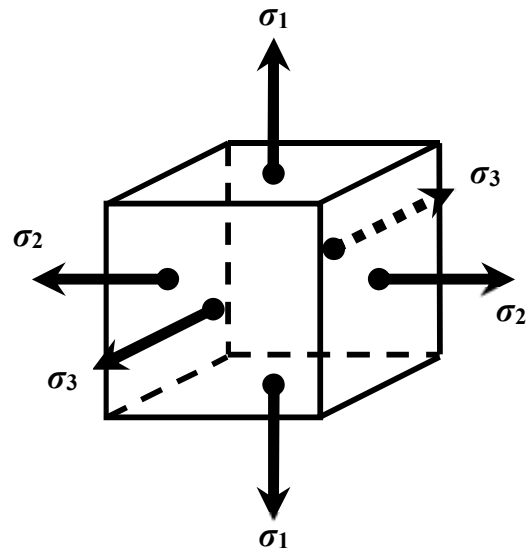


Рис. 3.32.

$$\sigma_{F2} = [1200 - 0,3 \cdot (1100 + 1000)] = 570 \text{ Н/мм}^2.$$

За третьою теорією міцності:

$$\sigma_{F3} = 1000 - 1200 = 200 \text{ Н/мм}^2.$$

За четвертою теорією міцності:

$$\sigma_{F4} = \sqrt{1000^2 + 1100^2 + 1200^2 - (1000 \cdot 1100 + 1100 \cdot 1200 + 1000 \cdot 1200)} = 173 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Із останніх двох теорій видно, що напруження знаходяться в допустимих границях.

§ 3.19. Поняття про контактні напруження і концентрації напружень

У машинобудуванні при розрахунку роликів і шарикових підшипників, зубчастих передач та інших деталей доводиться мати справу з контактними напруженнями.

Теоретично вважають, що дотикання кулі з площиною або кулі з кулею відбувається в одній точці, причому вважають, що в цій точці прикладена зосереджена стискаюча сила. Насправді внаслідок деформації тіл дотикання відбувається по деякій поверхні, яка називається поверхнею тиску. Визначення контурів поверхні тиску і закону розподілу напружень по цій поверхні елементарним способом розв'язати неможливо.

У місцях різких змін перерізів (наприклад, при ослабленні стержня отворами, вирізами, виточками тощо) виникає концентрація напружень.

Часто поломки окремих деталей машин відбуваються в місцях різкої зміни поперечного перерізу. Як правило, в цих місцях спостерігається помітне зниження міцності внаслідок різкої зміни перерізу. Зниження міцності пояснюється місцевим підвищенням напруження у порівняно невеликій ділянці. Причому з віддаленням від цієї ділянки напруження помітно зменшуються (спадають). Тому концентрація напружень має різко виражений місцевий характер (рис. 3.33).

Ступінь концентрації оцінюється коефіцієнтом концентрації, який визначають відношенням максимальних місцевих напружень до середнього напруження в ослабленому перерізі. Позначивши коефіцієнт концентрації напружень через α_k , матимемо:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{\text{макс}}}{\sigma}, \quad (3.70)$$

де— максимальне місцеве напруження;

$\sigma_{\text{макс}}$

σ — середнє напруження в ослабленому перерізі.

Коефіцієнт концентрації напружень у більшості випадків визначають експериментально і лише іноді теоретичним шляхом.

При розрахунках коефіцієнти концентрації беруть із технічних довідників. Чисельно вони дорівнюють 1,2...3 і більше.

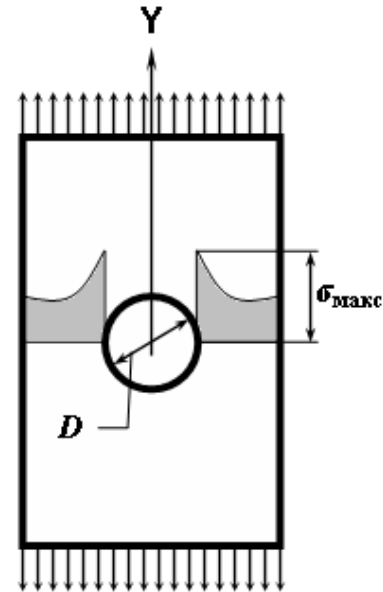


Рис. 3.33.

§ 3.20. Розрахунок тонкостінних посудин

Тонкостінними посудинами називаються такі, товщина стінок яких мала порівняно з їх іншими розмірами.

При розрахунку таких посудин припускають, що їх стінки не зазнають згину, і в них виникає тільки розтяг і стиск.

Розглянемо розрахунок тонкостінної посудини, яка має форму тіла обертання. Нехай посудина піддається внутрішньому тиску q .

Тиск розподілено симетрично відносно осі обертання посудини. Уявно виріжемо з оболонки посудини нескінченно малий елемент двома меридіональними перерізами і двома площинами, нормальними до меридіана. По перерізах, що обмежують вирізаний елемент, виникнуть розтягуючі напруження σ_1 і σ_2 , які діють по взаємно перпендикулярних напрямках (рис. 3.34).

Якщо радіуси кривизни посудини значно більші від товщини стінки δ , практично можна вважати, що напруження постійні по всій товщині стінки.

Проектуючи всі сили на нормаль до поверхні елемента, дістанемо:

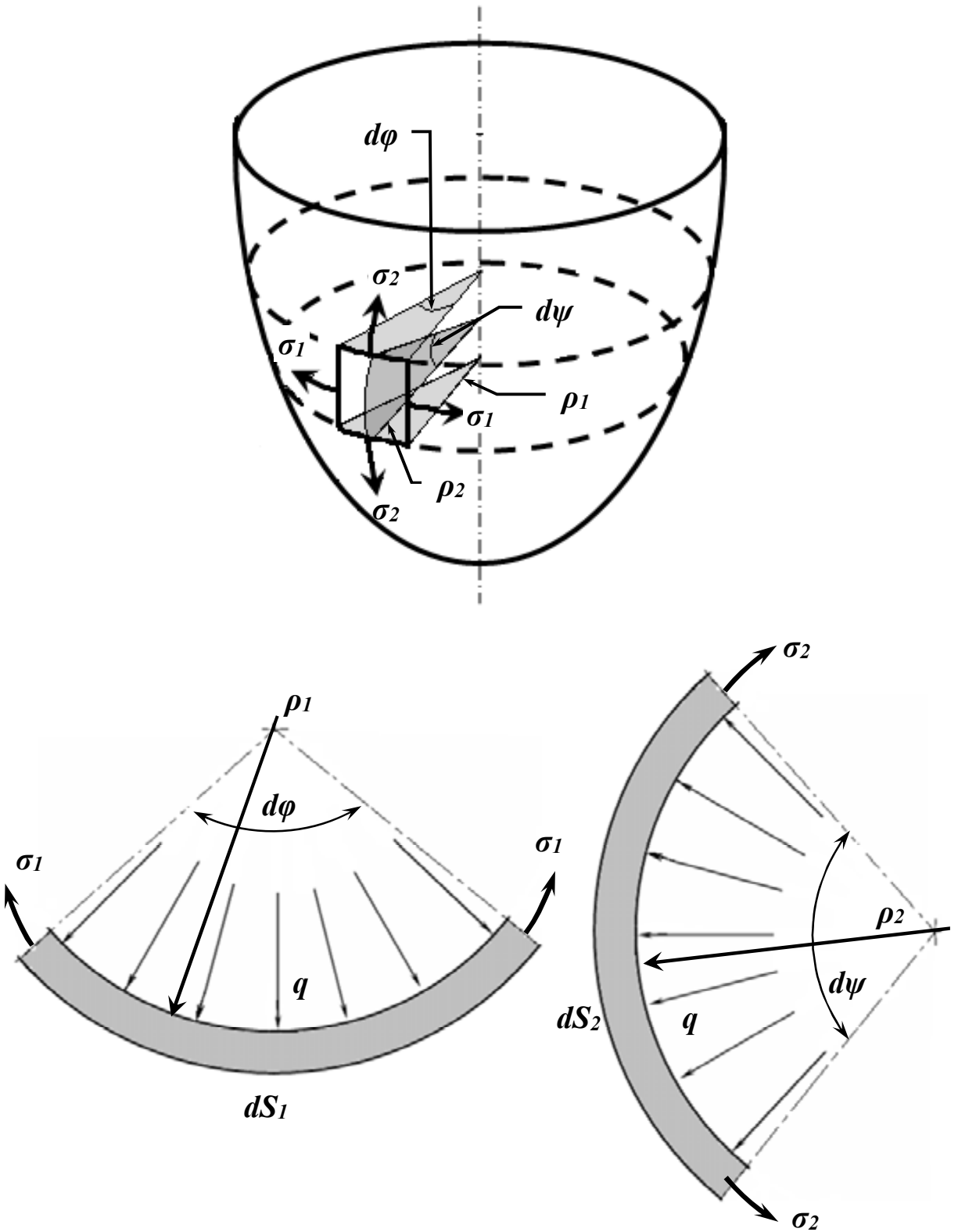


Рис. 3.34.

$$2\sigma_1\delta dS_1 \sin \frac{d\varphi}{2} + 2\sigma_2\delta dS_2 \sin \frac{d\psi}{2} = q dS_1 dS_2, \quad (3.71)$$

Внаслідок малої величини кутів $\frac{d\phi}{2}$ і $\frac{d\psi}{2}$ прирівнюємо їх синуси до самих кутів, тобто $\sin \frac{d\phi}{2} = \frac{d\phi}{2}$ і $\sin \frac{d\psi}{2} = \frac{d\psi}{2}$.

Тоді рівняння набуде такого вигляду:

$$2\sigma_1 dS_1 \frac{d\phi}{2} + 2\sigma_2 dS_2 \frac{d\psi}{2} = \frac{q}{\delta} dS_1 dS_2.$$

Замінивши $dS_1 = \rho_2 d\psi$ і $dS_2 = \rho_1 d\phi$ матимемо:

$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{q}{\delta}, \quad (3.72)$$

де ρ_1 — радіус кривизни елемента в перпендикулярному напрямі до осі обертання;

ρ_2 — радіус кривизни елемента в меридіальному напрямі;

δ — товщина стінки.

Цей вираз називається рівнянням Лапласа⁶.

Для кульової посудини $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ а $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$. Тоді:

$$\sigma = \frac{q\rho}{2\delta}, \quad (3.73)$$

де ρ — радіус кульової посудини.

Для циліндричної посудини (рис. 3.35) формула набуде вигляду:

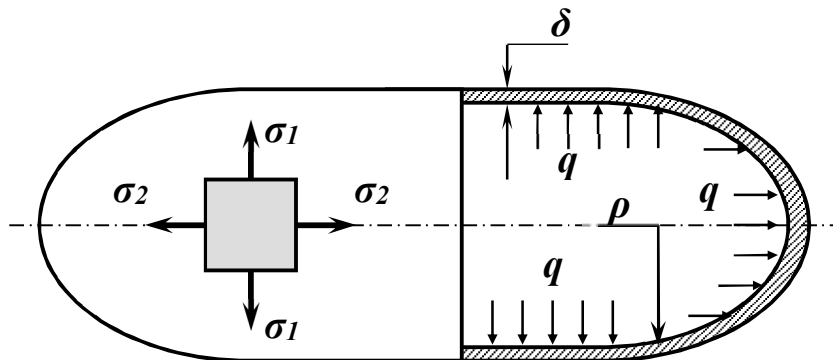


Рис. 3.35.

⁶ Лаплас П'єр-Сімон (1749 - 1827 рр.) — видатний французький астроном, математик і фізик. Йому належить ряд відкриттів у механіці, теорії диференціальних рівнянь та ін. Лаплас розробив теорію розрахунку тонкостінних посудин.

$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\infty} = \frac{q}{\delta}.$$

Звідси напруження в поперечному напрямі дорівнює:

$$\sigma_1 = \frac{q\rho}{\delta}. \quad (3.74)$$

Напруження, яке діє вздовж твірної циліндричної посудини, визначиться за формулою

$$\sigma_2 = \frac{F}{A} = \frac{q\rho}{2\delta}, \quad (3.75)$$

де $F = \pi\rho^2q$ — сила, що діє на днище циліндра;

$A = 2\pi\rho\delta$ — площа перерізу циліндра.

При порівнянні формул (3.74) і (3.75) видно, що в циліндричній посудині напруження у поздовжньому перерізі у 2 рази менше, ніж у поперечному. Тому умова міцності для визначення товщини стінки посудини буде такою:

$$\sigma_1 = \frac{q\rho}{\delta} \leq [\sigma]. \quad (3.76)$$

Звідси потрібна товщина стінки дорівнює:

$$\delta = \frac{q\rho}{[\sigma]}. \quad (3.77)$$

де $[\sigma]$ — допустиме напруження.

Приклад 13.

Визначити максимальний допустимий тиск у циліндричному балоні діаметром $D = 240$ мм, якщо товщина стінки $\delta = 6$ мм і допустиме напруження $[\sigma] = 140$ Н/мм².

Розв'язок.

Максимально допустимий тиск у балоні дорівнює:

$$q_{\text{макс}} = \frac{\delta \cdot [\sigma]}{\rho} = \frac{6 \cdot 140}{120} = 7 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Розділ 4. Кручення

§ 4.1. Відомості про деформацію кручення циліндра

Крученням називають такий вид деформації, при якому в будь-якому поперечному перерізі бруса виникає тільки крутний момент.

Деформації кручення виникають, якщо до прямого бруса в площинах, перпендикулярних до осі, прикладено пару сил. Моменти цих пар називають обертаючими (якщо брус обертається) і скручуючими (якщо брус не обертається).

Оскільки на кручення працюють вали, що звичайно мають круглий, або кільцевий переріз, то розглянемо кручення круглого циліндра (рис. 4.1).

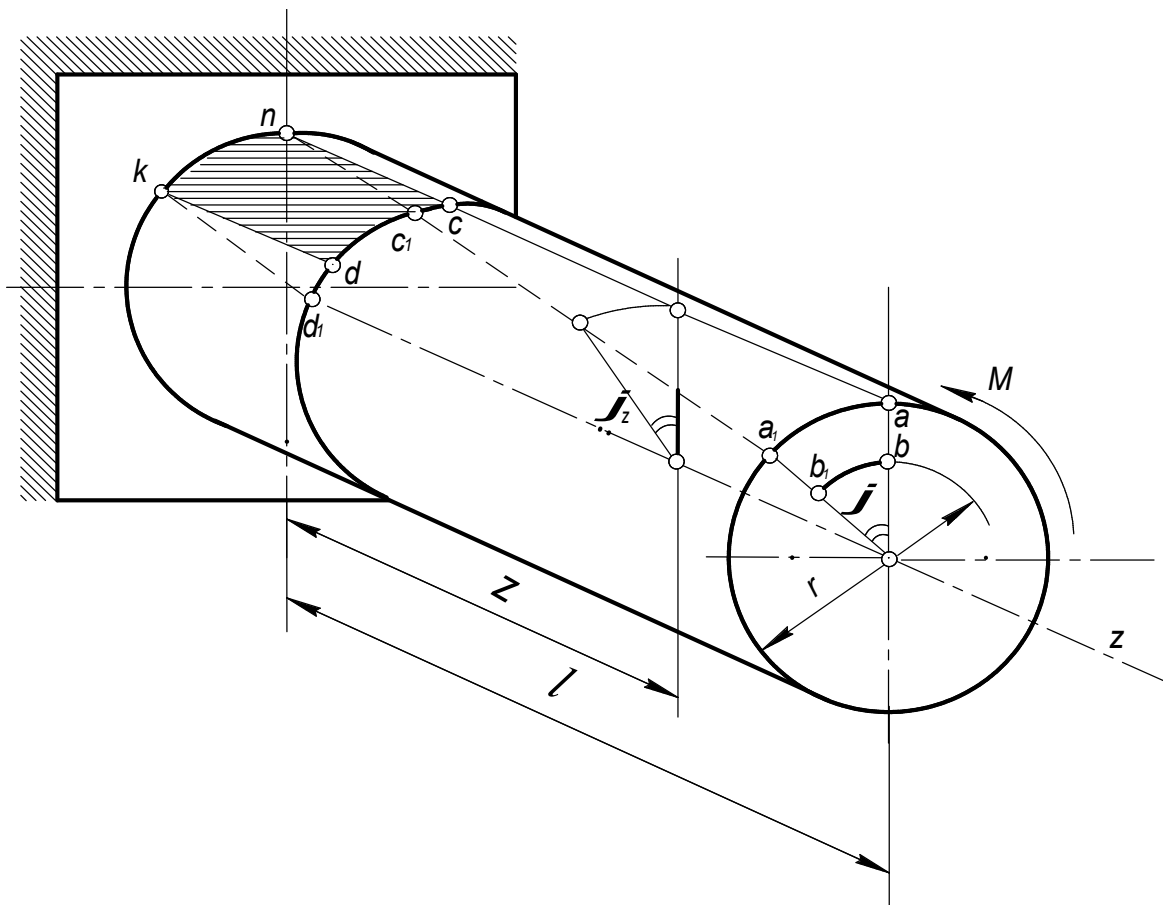


Рис. 4.1.

Виготовимо з гуми (для більшої наочності) прямий круговий циліндричний брус і жорстко затиснемо один його кінець; нанесемо на його поверхню сітку ліній, що складається з твірних і кіл, а потім прикладемо до вільного кінця бруса пару сил, щоб вона діяла в площині, перпендикулярній до осі, тобто піддамо брус деформації кручення. При цьому:

1. вісь циліндра після деформації залишається прямою;
2. усі поперечні перерізи циліндра залишаються плоскими після деформації;

3. радіуси поперечних перерізів при деформації залишаються прямими;
4. відстані між перерізами не змінюються;
5. усі твірні циліндра повертаються на той самий кут;
6. кожний поперечний переріз повертається відносно один одного на деякий кут, який називається кутом закручування.

Із цього можна зробити висновок, що для кручення круглого циліндра справедлива гіпотеза плоских перерізів, а також припустити, що радіуси кіл залишаються під час деформації прямими. Оскільки в поперечних перерізах бруса немає поздовжніх сил, то відстані між перерізами не змінюються. Із цього випливає, що

деформація кручення круглого циліндра полягає у повертанні поперечних перерізів одного відносно одного навколо осі кручення,

причому кути їх повороту прямо пропорційні відстаням від закріпленого перерізу. Кут повороту перерізу дорівнює куту закручування частини циліндра, що знаходиться між даним перерізом і закріпленням. Кут φ повороту кінцевого перерізу називають повним кутом закручування циліндра.

Відносним кутом закручування φ_0 називають відношення кута закручування φ_z до відстані z даного перерізу від закріплення. Якщо брус довжиною l має сталий переріз і навантажений скручуючим моментом на кінці (тобто складається з однієї ділянки), то

$$\varphi_0 = \frac{\varphi_z}{z} = \frac{\varphi}{l} = \text{const.} \quad (4.1)$$

Розглядаючи тонкий шар матеріалу на поверхні бруса, обмежений будь-якою клітинкою сітки (наприклад, *kncd* на рис. 4.1), бачимо, що ця клітинка при деформації перекошується, приймаючи положення *knc₁d₁*. Подібне спостерігалось під час вивчення деформації зсуву. На цій підставі можна зробити висновок, що при крученні також виникає деформація зсуву, але не за рахунок поступального, а в результаті обертального руху одного поперечного перерізу відносно іншого. Отже, при крученні у поперечних перерізах виникають тільки дотичні внутрішні сили, які утворюють крутний момент. Крутний момент є результируючим моментом відносно осі бруса внутрішніх дотичних сил, які діють у поперечному перерізі.

§ 4.2. Епюри крутних моментів

Для наочного зображення розподілу крутних моментів вздовж осі бруса будують епюри крутних моментів. Крутний момент у перерізах бруса визначають за допомогою методу перерізів. Оскільки вал, який рівномірно обертається, як і нерухомий брус, перебуває у рівновазі, то очевидно, що внутрішні сили, які виникають у поперечному перерізі, повинні зрівноважувати зовнішні моменти, які діють на розглядувану частину бруса. Звідси випливає, що

крутний момент у будь-якому поперечному перерізі чисельно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх моментів, прикладених до бруса справа або зліва від перерізу.

Епюри крутих моментів дають змогу визначати небезпечні перерізи, зокрема, якщо брус має сталий поперечний переріз, то небезпечними будуть перерізи на ділянці, де виникає найбільший крутний момент.

Крутний момент вважаємо *додатним*, якщо результуючий момент зовнішніх пар, прикладених до розглядуваної частини бруса, буде напрямлений за стрілкою годинника, коли дивиться з боку перерізу, і навпаки.

Користуючись принципом пом'якшених граничних умов, вважатимемо, що у поперечному перерізі, де прикладено обертаючий або скручуючий момент, значення крутного моменту змінюються стрибкоподібно.

На рис. 4.2 показано вал, на який діють моменти M_1 , M_2 , M_3 і M_4 .

Тут M_2 — момент ведучого шківів, а M_1 , M_3 і M_4 — момент ведених шківів. При рівномірному обертанні вала сума всіх моментів, які діють на вал дорівнює нулю, тобто:

$$M_1 - M_2 + M_3 + M_4 = 0. \quad (4.2)$$

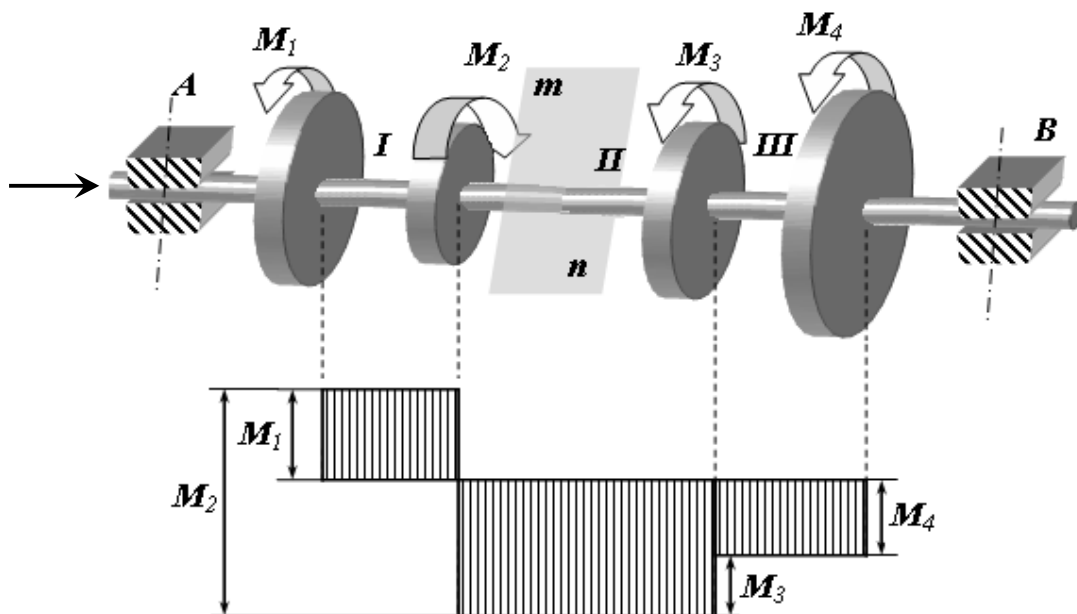


Рис. 4.2.

Крутний момент на різних ділянках вала має різну величину. Величина крутного моменту, який діє на вал справа або зліва від проведеного перерізу, дорівнює:

на ділянці *I*

$$M_k = M_1;$$

на ділянці *II*

$$M_k = M_1 - M_2;$$

на ділянці *III*

$$M_k = M_1 - M_2 + M_3.$$

Діаграма, на якій показано величину крутного моменту по довжині вала, називається епюрою крутних моментів (рис. 4.2).

Розрахунковим крутним моментом буде найбільший за абсолютної величиною.

§ 4.3. Залежність крутного моменту від потужності і числа обертів

Крутний момент M_k визначають за потужністю, яка передається через шків, і числом обертів вала за хвилину. Визначимо залежність між крутним моментом, потужністю і числом обертів вала.

Робота, яка виконується моментом при повертанні вала на кут α , дорівнює:

$$A = M_k \alpha. \quad (4.3)$$

Кут повороту вала за секунду дорівнює:

$$\alpha = \frac{2\pi n}{60},$$

де n — число обертів вала за хвилину.

Робота, яка передається валом за одну секунду, тобто потужність P , дорівнюватиме:

$$P = M_k \cdot \frac{2\pi n}{60}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{сек}}. \quad (4.4)$$

Звідси

$$M_k = 9736 \frac{P}{n}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

§ 4.4. Напруження і деформації кручення

Уявимо, що прямий круговий циліндр, який зазнає деформації кручення, складається з нескінченно великої кількості волокон, паралельних осі. Вважатимемо, що для кручення справедлива гіпотеза про ненависання волокон.

Знаючи, що під час кручення відбувається деформація зсуву, природно вважати, що в точках поперечного перерізу бруса виникають тільки дотичні напруження τ , перпендикулярні до радіуса, що сполучає ці точки з віссю кручення.

Існування нормальних напружень у поздовжньому перерізі виключається, оскільки справедлива гіпотеза про ненатискання волокон, нормальні напруження у поперечному перерізі не виникають, бо немає поздовжньої сили. На рис. 4.1 видно, що абсолютний зсув перерізу волокна a дорівнює дузі aa_1 а переріз волокна b — дузі bb_1 :

$$\cup bb_1 = \rho\varphi, \quad \cup aa_1 = r\varphi$$

де φ — повний кут закручування, рад;

r — радіус циліндра;

ρ — відстань волокна b від осі кручення.

Оскільки радіуси перерізу під час кручення залишаються прямими, то величина абсолютного зсуву перерізу волокон прямо пропорційна їх відстані від осі кручення. Відносний зсув перерізу волокна b

$$\gamma_\rho = \frac{\rho\varphi}{l} = \varphi_0\rho.$$

Застосуємо формулу закону Гука для зсуву:

$$\tau_\rho = G\gamma_\rho = G\varphi_0\rho.$$

Коли $\rho = 0$, то $\tau = 0$, тобто на осі кручення дотичні напруження дорівнюють нулю.

Коли $\rho = r$, то $\tau = \tau_{\max}$, тобто дотичні напруження досягають максимальних значень у волокнах, що найбільше віддалені від осі кручення:

$$\tau_{\max} = G\varphi_0r.$$

Оскільки відносний кут закручування φ_0 — величина стала для даного циліндричного бруса, то дотичні напруження при крученні прямо пропорційні відстані точок перерізу від осі кручення.

Епюра розподілу напружень вздовж радіуса перерізу має вигляд трикутника (рис. 4.3).

Якщо брус складається з однієї ділянки, тобто має сталий по довжині крутний момент, то дотичні напруження у даному волокні будуть по всій довжині циліндра однакові.

Перейдемо до виведення формул для визначення кута закручування і напружень у поперечному перерізі залежно від крутного моменту.

Розріжемо брус, зображений на рис. 4.1, поперечною площиною, що знаходиться на відстані z від закріплення, і розглянемо його переріз (рис. 4.3).

Виділимо в перерізі нескінченно малу площадку dA на відстані ρ від осі кручення. Сила dQ , яка діє на цю площадку, буде перпендикулярна до радіуса і дорівнюватиме

$$dQ = \tau_{\rho} dA.$$

Визначимо момент внутрішніх сил відносно осі кручення, тобто крутний момент:

$$M_K = \int_A dQ \rho = \int_A \tau_{\rho} dA \rho = \int_A G \varphi_0 \rho dA \rho = G \varphi_0 \int_A \rho^2 dA = G \varphi_0 J_p,$$

звідки знайдемо відносний кут закручування:

$$\varphi_0 = \frac{M_K}{G J_p}, \quad \text{рад.}$$

Повний кут закручування циліндра довжиною l

$$\varphi = \frac{M_K l}{G J_p}, \quad \text{рад.}$$

Добуток $G \cdot J_p$, що стоїть у знаменнику, називають жорсткістю перерізу при крученні.

Таким чином, установлено, що повний кут закручування круглого циліндра прямо пропорційний крутному моменту, довжині циліндра і обернено пропорційний жорсткості перерізу при крученні.

Оскільки для виведення останньої формули застосовано закон Гука, то вона дійсна в межах, коли навантаження і деформація прямо пропорційні.

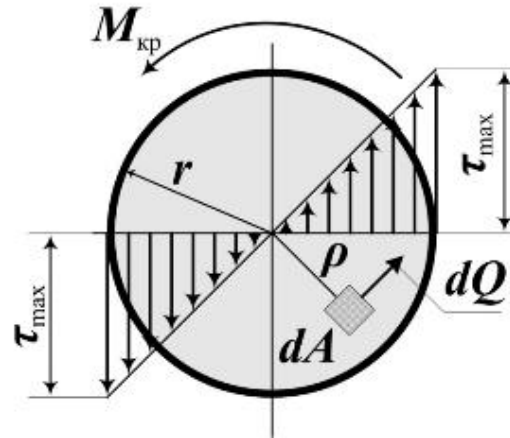


Рис. 4.3.

Для циліндричного бруса, який має кілька ділянок, які різняться матеріалом, розмірами поперечного перерізу, величиною крутного моменту, повний кут закручування дорівнює алгебраїчній сумі кутів закручування окремих ділянок:

$$\varphi = \sum \varphi_i.$$

Виведемо формулу для визначення напружень:

$$\tau_\rho = G\varphi_0\rho = \frac{GM_K\rho}{GJ_p} = \frac{M_K\rho}{J_p}.$$

Коли $\rho = r$, то напруження матимуть максимальні значення:

$$\tau_{\max} = \frac{M_K r}{J_p} = \frac{M_K}{\frac{J_p}{r}} = \frac{M_K}{W_p},$$

де $W = \frac{J_p}{r}$ — момент опору крученню (або полярний момент опору).

Момент опору крученню дорівнює відношенню полярного моменту інерції до радіуса перерізу.

Одиниця моменту опору крученню —

$$[W_p] = \frac{[J_p]}{[r]} = \text{м}^3.$$

Отже, напруження і деформації кручення круглого циліндра обчислюють за формулами:

$$\tau_{\max} = \frac{M_K}{W_p}; \quad \varphi = \frac{M_K l}{GJ_p}.$$

Треба звернути увагу на те, що ці формули за структурою аналогічні формулам для обчислення напружень і деформацій розтягу, стиску і застосовні лише для ділянок бруса з однакового матеріалу, що мають сталі поперечний переріз і крутний момент.

За законом парності дотичних напружень, останні виникають не тільки у поперечних, а й у поздовжніх перерізах, тому, наприклад, у дерев'яних брусах під час кручення виникають тріщини вздовж волокон (деревина погано працює на сколювання вздовж волокон).

З епюри розподілу дотичних напружень при крученні видно, що внутрішні волокна бруса зазнають невеликих напружень, тому вали іноді роблять порожнистими, чим досягається значний вигреш в матеріалі при незначній втраті міцності.

Визначимо момент опору крученню для круглого і кільцевого перерізів.

1. Круг діаметра d :

$$W_p = \frac{J_p}{0,5d} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot 0,5d} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3.$$

2. Кільце, що має розміри $D \times d$:

$$W_p = \frac{J_p}{0,5D} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32 \cdot 0,5D} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D} \approx \frac{0,2(D^4 - d^4)}{D}.$$

Зазначимо, що коли полярний момент інерції кільцевого перерізу можна визначити як різницю моментів інерції великого і малого кругів, то момент опору крученню не можна визначати як різницю моментів опорів цих кругів.

§ 4.5. Розрахункові формули на міцність і жорсткість при крученні

Умова міцності бруса при крученні полягає у тому, що найбільші дотичні напруження, які виникають у ньому, не повинні перевищувати допустимі.

Розрахункова формула на міцність при крученні має вигляд

$$\tau = \frac{M_K}{W_p} \leq [\tau_K],$$

і читається так:

дотичні напруження у небезпечному перерізі, обчислені за формулою $\tau = \frac{M_K}{W_p}$, не повинні перевищувати допустимі.

Допустимі напруження при крученні вибирають залежно від допустимого напруження при розтягу, а саме:

– для сталей

$$[\tau_K] = (0,5 \dots 0,60) [\sigma_p];$$

– для чавунів

$$[\tau_K] = (1 \dots 1,2) [\sigma_p].$$

Крім міцності до валів ставлять *вимогу жорсткості*, яка полягає у тому, що

кут закручування 1 м довжини вала не повинен перевищувати певної величини,

щоб не сталося, наприклад, пружинення валів або втрат точності ходових гвинтів токарно-гвинторізних верстатів.

Допустимий кут закручування 1 м довжини вала задають в градусах і позначають — $[\varphi_0]$.

Розрахункова формула на жорсткість при крученні має вигляд —

$$\varphi_0^\circ = \frac{180^\circ M_K}{\pi G J_p} \leq [\varphi_0^\circ].$$

Величини допустимих кутів закручування залежать від призначення вала, їх звичайно беруть у таких межах:

$$\varphi_0^\circ = 0,25 \dots 1 \text{ град/м.}$$

За допомогою виведених формул виконують три види розрахунків конструкцій на міцність і жорсткість при крученні:

- проектний розрахунок;
- перевірний розрахунок;
- визначення допустимого навантаження.

§ 4.6. Потенціальна енергія деформації при крученні

Уявимо круглий циліндричний брус сталого перерізу, жорстко закріплений одним кінцем і навантажений на другому кінці скручуючим моментом, прикладеним статично, тобто таким, що повільно збільшується від нуля до якогось значення m .

Вважаємо, що скручуючий момент залишається у межах, коли навантаження і деформація пропорційні, тобто підлягають закону Гука.

Скручуючий момент спричинює в брусі деформацію кручення і при цьому здійснює роботу A , яка акумулюється у вигляді потенціальної енергії — деформації U , причому коли не враховувати незначні втрати енергії, то можна вважати, що

$$A = U.$$

Як відомо з теоретичної механіки, робота для випадку статичного навантаження дорівнює

$$A = \frac{m \varphi}{2},$$

де φ — повний кут закручування бруса.

Оскільки $m = M_k$, то

$$U = A = \frac{m \varphi}{2} = M_k \frac{M_k l}{2GJ_p} = \frac{M_k^2 l}{2GJ_p}.$$

Коли на брус одночасно діє кілька скручуючих моментів, або коли він має ступінчасто змінні розміри поперечного перерізу, то брус розділяють на ділянки і потенціальну енергію деформації всього бруса визначають як суму потенціальних енергій окремих його ділянок.

§ 4.7. Розрахунок циліндричних гвинтових пружин

Основні принципи пружини використовувалися ще кільканадцять тисяч років тому у механізмах, що використовують раптову розрядку накопиченої механічної енергії, наприклад лук чи деякі пастки на тварин (у формі сильно напружених дерев'яних прутів).

Зазвичай пружини виготовляються із загартованої сталі. Сталеві пружини загального вжитку виготовляють з високовуглецевих сталей (У9А-У12А, 65, 70), легованих марганцем, кремнієм, ванадієм (65Г, 60С2А, 65С2ВА).

Для пружин, що потребують більшої корозійної стійкості, застосовуються леговані сталі та кольорові метали, такі як неіржавіюча сталь (12Х18Н10Т), фосфориста бронза чи титанові сплави; для пружин, що повинні бути струмопровідними — берилієва бронза (БрБ-2).

У техніці найбільшого поширення набули циліндричні гвинтові пружини, виготовлені із сталі круглого поперечного перерізу, що працюють на розтяг або стиск.

У цьому параграфі розглянемо розрахунок таких пружин, що мають невеликий кут α підйому витків ($\alpha \leq 15^\circ$). Розглянемо циліндричну гвинтову пружину, що має діаметр D гвинтової осі, діаметр d дроту і кількість витків n , яку стискають силою F (рис. 4.4, а).

Для визначення внутрішніх силових факторів застосуємо метод перерізів. Розріжемо пружину площиною, яка проходить через вісь, і відкинемо нижню частину пружини (рис. 4.4, б). Зважаючи на те, що кут α підйому витків малий, вважатимемо переріз витка поперечним, тобто колом, який має діаметр d .

Розглядаючи рівновагу верхньої частини пружини, бачимо, що в поперечному перерізі витка виникають два внутрішніх силових фактори: поперечна сила $Q = F$ і крутний момент $M_k = F \cdot D/2$.

Звідси випливає, що в поперечному перерізі витка діють тільки дотичні напруження зсуву і кручення.

Вважатимемо, що напруження зсуву розподілені по перерізу рівномірно, а напруження кручення визначатимуться, як при крученні прямого кругового циліндра. Епюри розподілення напружень зсуву і кручення, а також епюру сумарних напружень у точках горизонтального діаметра перерізу подано на рис. 4.4, б.

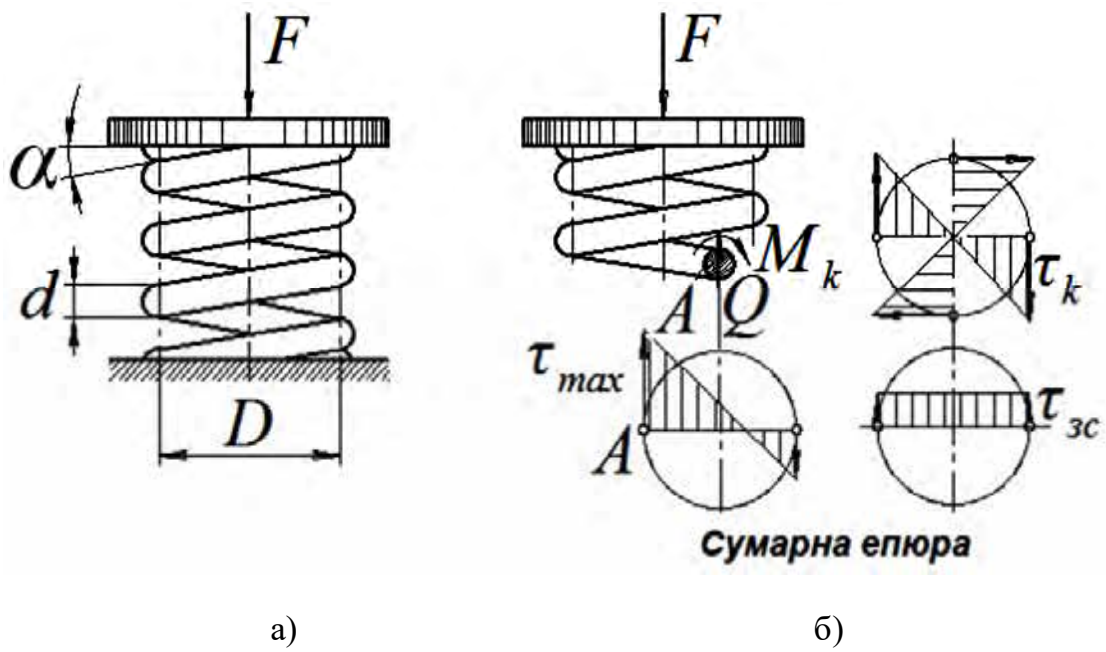


Рис. 4.4.

Із сумарної епюри видно, що найбільші дотичні напруження виникають у точці *A*, найближчій до осі пружини:

$$\tau_{max} = \tau_{sc} + \tau_k = \frac{Q}{A} + \frac{M_k}{W_p} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{\frac{FD}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}},$$

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(\frac{d}{2D} + 1 \right).$$

Якщо пружина має відносно великий середній діаметр і виготовлена з відносно тонкого дроту, то перший доданок у дужках (що відповідає напрузі зсуву) значно менший від одиниці і ним можна знехтувати; тоді

$$\tau_{max} \approx \frac{8FD}{\pi d^3}.$$

Формула для наближеного розрахунку циліндричних гвинтових пружин має вигляд

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} \leq [\tau].$$

Оскільки пружини звичайно виготовляють із високоякісної сталі, то допустимі напруження будуть у межах

$$[\tau] = 200 \dots 100 \text{ МПа.}$$

Далі виведемо формулу для визначення зменшення висоти (осадки) γ пружини. Розділяючи пружину на нескінченно малі ділянки довжиною dl , які, зважаючи на малість довжини, вважатимемо прямолінійними, і враховуючи тільки потенціальну енергію деформації при крученні, маємо

$$U = \int_0^l \frac{M_k^2 dl}{2 G J_\rho} = \frac{M_k^2 l}{2 G J_\rho},$$

де $l = \pi D n$ — довжина дроту пружини.

Робота сили F , прикладеної до пружини статично, дорівнюватиме — $S = F \cdot \lambda / 2$.

Оскільки $S = U$, $M_k = F \cdot D / 2$, $J_\rho = \pi \cdot d^4 / 32$, то

$$\frac{F \lambda}{2} = \frac{\left(\frac{F D}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot D \cdot n}{\frac{2 G \cdot \pi \cdot d^4}{32}},$$

звідси $\lambda = 8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n / (G \cdot d^4)$. Цю формулу можна записати в такому вигляді;

$$\lambda = \frac{F}{c},$$

де $c = G \cdot d^4 / (8 \cdot D^3 \cdot n)$ — коефіцієнт жорсткості пружини.

При $\lambda = 1$, $c = F$, тому коефіцієнт жорсткості чисельно дорівнює силі, яка спричинює осадку, що дорівнює одиниці довжини. Відношення середнього діаметра витків до діаметра дроту позначають c_n і називають індексом пружини:

$$c_n = \frac{D}{d}.$$

Звичайно індекс пружини буває в межах $c_n = 4 \dots 12$.

РОЗДІЛ 5. ЗГИН ПРЯМОГО БРУСА

§ 5.1. Загальні поняття про деформацію згину. Навантаження і типи опор балок

Згином називається деформація, яка супроводжується зміною кривизни осі стержня.

Деформація згину виникає під дією прикладених до бруса сил або пар сил, розміщених у площині, яка проходить через його поздовжню вісь.

Якщо сили, прикладені до бруса, перпендикулярні до його осі, то такий згин називається поперечним. Під дією цих сил брус згинається, а його вісь скривлюється (рис. 5.1).

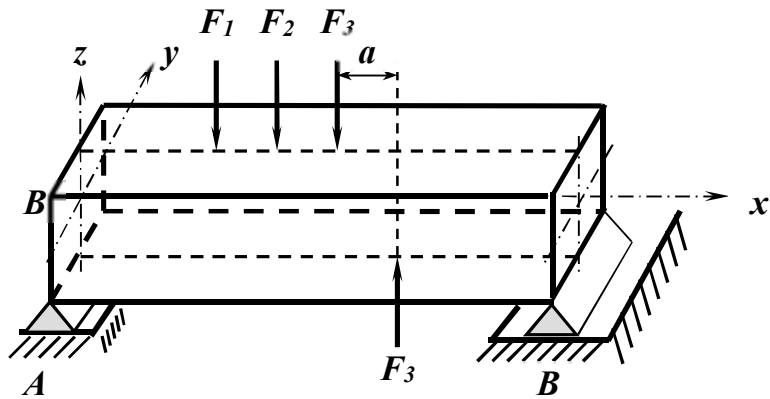


Рис.

5.1.

Брус, який піддається плоскому згину, називають балкою. Якщо прикладені сили лежать у площині, яка проходить через поздовжню вісь балки і в ній розміщується одна з головних осей інерції, це буде плоский згин. При плоскому згині вісь бруса скривлюється у площині діючих сил. Внаслідок цього зігнута вісь балки являє собою плоску криву. Майже всі балки, які зустрічаються в інженерній практиці, мають не менше однієї осі симетрії, а сили, що діють на них, розташовуються в площині, яка збігається з однією з головних осей інерції. Тому вивчення плоского згину має великий практичний інтерес, оскільки знайдені результати придатні при проектуванні різних елементів конструкцій і машин.

Вивчення плоского згину потребує визначення:

1. рівнодійних внутрішніх сил, які виникають у перерізі балки;
2. закону розподілу внутрішніх сил у перерізі і виведення розрахункових формул для балок.

Балка може бути навантажена зосередженими силами і розподіленими навантаженнями. Насправді, всі навантаження діють на певну площу. Якщо ж ця площа мала порівняно з довжиною балки, то таке навантаження можна розглядати як зосереджену силу. Наприклад, тиск від коліс автомобіля можна вважати зосередженими силами (рис. 5.2, *а*). До розподілених навантажень належать: рівномірно розподілені навантаження (рис. 5.2, *б*), навантаження від моменту (рис. 5.2, *в*) і навантаження, розподілені за законом трикутника (рис. 5.2, *г*).

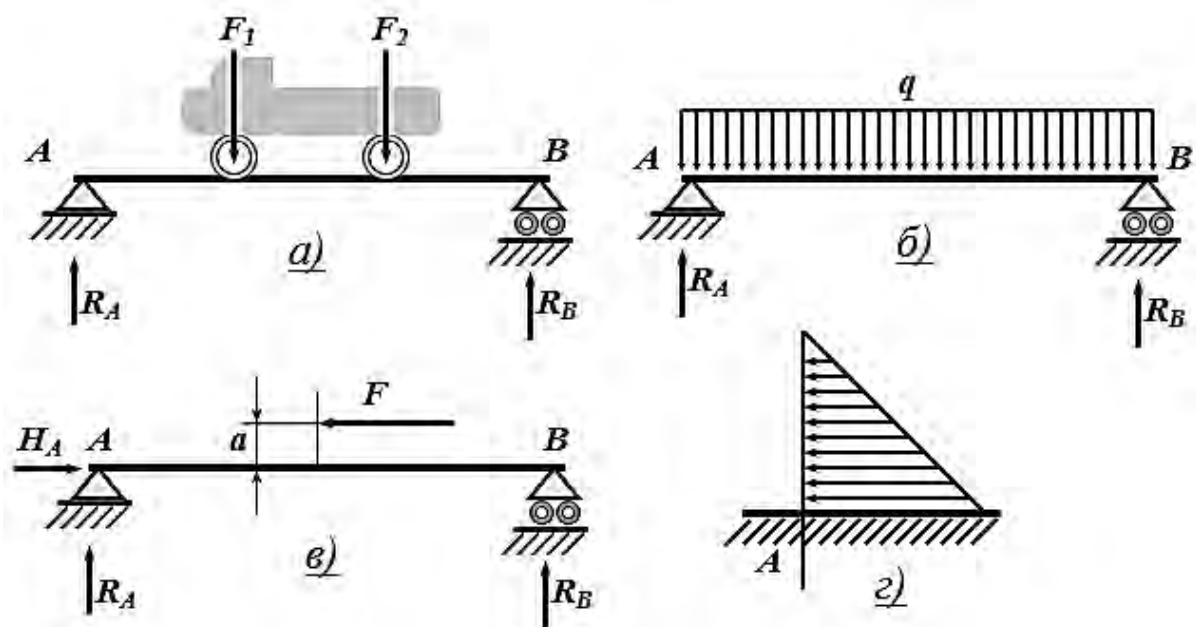


Рис. 5.2.

При розрахунку балок зручно оперувати погонним навантаженням, тобто навантаженням, віднесеним до одиниці його довжини. Розглянемо, як визначають погонне навантаження на балку, якщо відома інтенсивність рівномірно розподіленого навантаження (рис. 5.3).

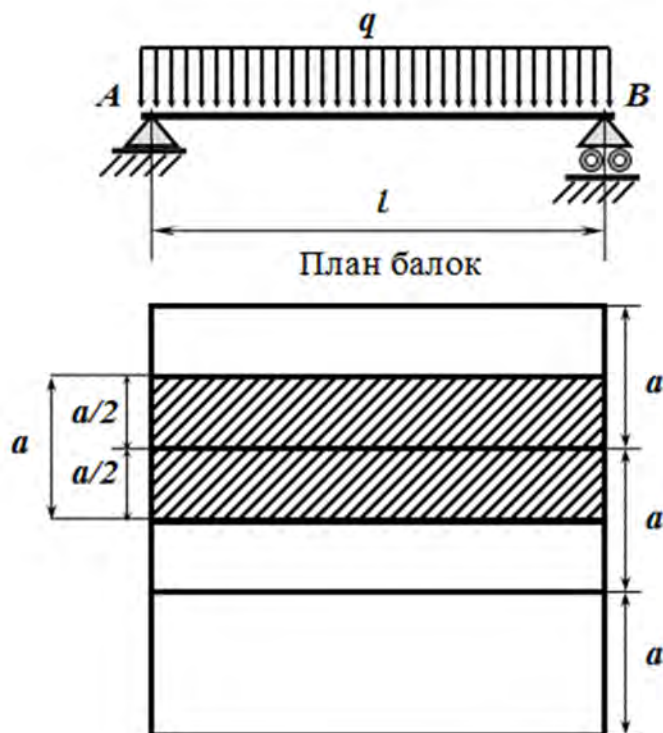


Рис. 5.3.

Наприклад, балки перекриття розміщено на відстані a одна від одної, а інтенсивність навантаження на одиницю площі дорівнює p . У цьому разі погонне навантаження визначається за формулою

$$q = pa. \quad (5.1)$$

Розмірність інтенсивності розподіленого навантаження буде Н/м^2 , кг/м^2 , т/м^2 , а погонного — кг/м , т/м , Н/м .

Балка чинить тиск, який виникає від дії прикладеного до неї навантаження, на інші конструктивні елементи. Внаслідок цього на опорних кінцях балки виникають реакції від частин, що підтримують її.

Визначення величин опорних реакцій є першим етапом розв'язку задачі на згин і виконується методами теоретичної механіки. Застосування цих методів до пружних елементів можливе внаслідок того, що деформації балок незначні і вони не впливають істотно на зміни в розміщенні зовнішніх сил.

Балки можуть мати такі опори:

- а) шарнірно-нерухому;
- б) шарнірно-рухому (коткову);
- в) жорстке кріплення.

Під дією навантаження в місці закріплення кінця балки виникають реактивні сили та реактивний момент.

Балку, закріплену одним кінцем у стіну і з другим вільним, називають консольною балкою, або консоллю.

§ 5.2. Визначення згинальних моментів і поперечних сил

При розрахунках балок дуже корисно застосовувати одноманітну систему сил. Як відомо з курсу теоретичної механіки, будь-яка система сил, що лежить у площині, може бути зведена до однієї сили і до однієї пари сил. Для цього треба навантаження і опорні реакції, що діють на балку, звести до зазначеного вище виду сил. При цьому за центр зведення сил зручно брати центр ваги розглядуваного перерізу балки, що значно спрощує визначення їх складових. Систему сил, які діють на балку зліва від перерізу mn , розміщеного на відстані x від опори A (рис. 5.4), можна виразити через момент сил і зосереджену силу.

Для цього в даному місці прикладемо по дві рівні, але направлені в протилежні сторони сили R_A і F_1 . Отже, система сил, що діє зліва від перерізу mn , зводиться до пари сил

$$M_x = R_A \cdot x - F_1(x - a),$$

і рівнодійної

$$Q_x = R_A - F_1. \quad (5.2)$$

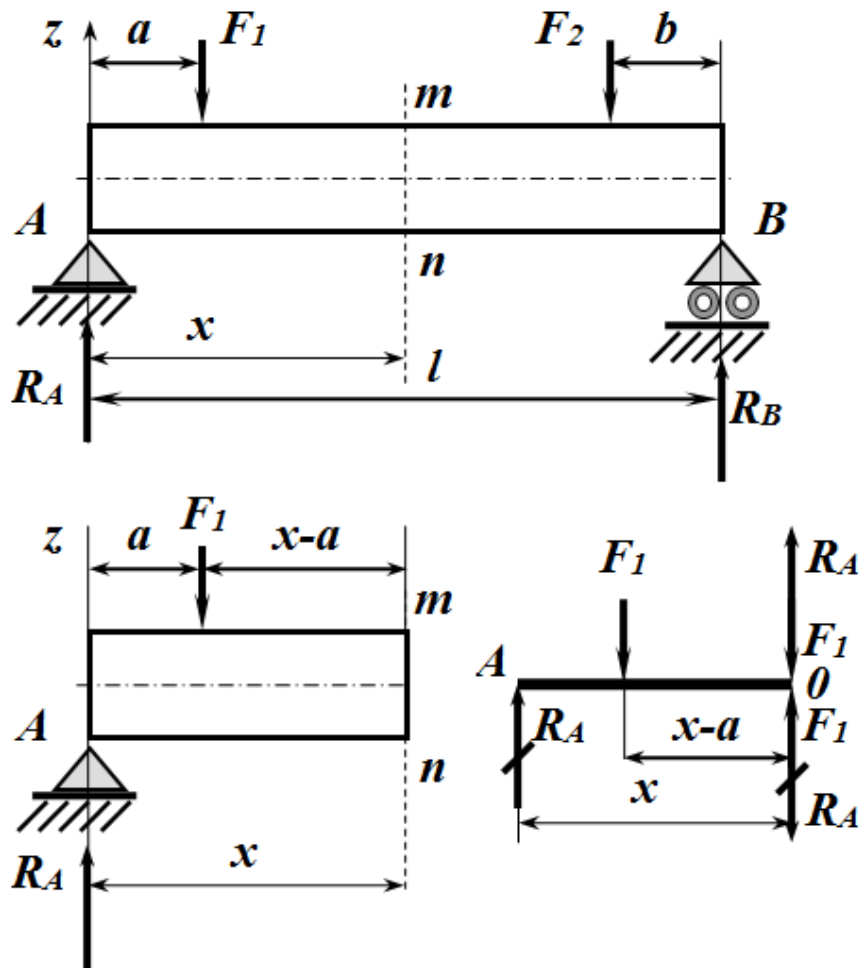


Рис. 5.4.

Момент цієї рівнодійної пари M_x називається згинальним моментом у даному перерізі, а рівнодійна сила Q_x — поперечною силою в тому самому перерізі.

Отже,

згинальний момент у будь-якому перерізі дорівнює алгебраїчній сумі моментів всіх сил, які діють із одного боку від проведеного перерізу балки відносно центра ваги перерізу.

Поперечна сила в будь-якому перерізі дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій всіх зовнішніх сил, прикладених з одного боку проведеного перерізу балки на напрям цієї площини.

Прийнято застосовувати таке правило знаків для M_x і Q_x .

1. Згинальний момент буде вважатися додатним, якщо рівнодійний момент усіх сил зліва від перерізу має напрям за годинниковою стрілкою. Цей момент згинає горизонтальну балку випуклістю вниз. При згині балки в зворотному напрямі вважається, що в цьому перерізі діє від'ємний згинальний момент (рис. 5.5).
2. Поперечна сила вважатиметься додатною, якщо рівнодійна всіх сил зліва від перерізу направлена вгору. При зворотному напрямі рівнодійної поперечна сила буде від'ємною (рис. 5.5).

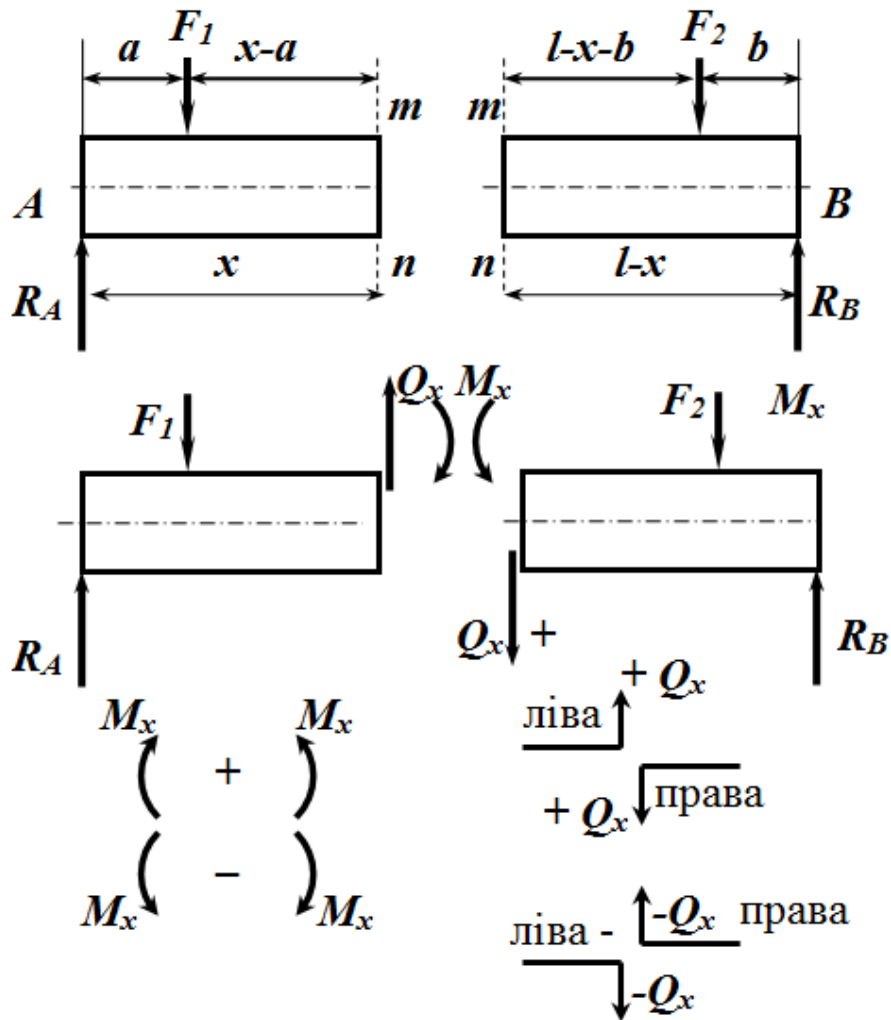


Рис. 5.5.

У багатьох випадках при розрахунках балок зручно розглядати замість лівої частини праву частину балки, до якої прикладена менша кількість сил. Це дає змогу значно зменшити обсяг обчислень.

Для дотримання прийнятого вище правила знаків згинальних моментів і поперечних сил при розгляді правої частини балки слід враховувати, що:

- а) згинальний момент буде додатним, якщо він має напрям проти годинникової стрілки і згинає балку випуклістю вниз;
- б) поперечна сила буде додатна, якщо вона направлена вниз.

Таким чином, це правило дає змогу для будь-якого перерізу балки дістати однакові знаки згинальних моментів і поперечних сил незалежно від вибору розглядуваної частини балки. Слід також зазначити, що прийняте правило знаків пов'язане з характером деформації балки.

§ 5.3. Диференціальна залежність між згинальним моментом, поперечною силою і інтенсивністю навантаження

Нехай на балку, яка лежить на двох опорах, діє деяка система сил (рис. 5.6).

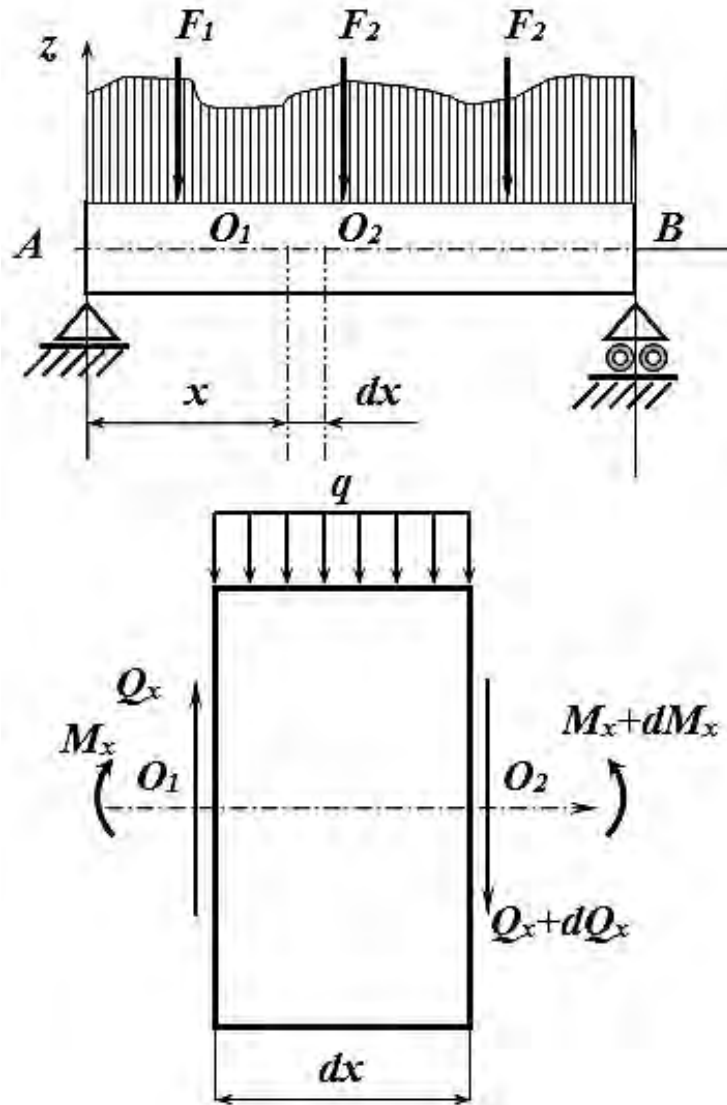


Рис. 5.6.

Ділянку балки довжиною dx виділимо і замінимо дію відкиннутих частин відповідними згинальними моментами і поперечними силами. Дію відкинutoї лівої частини замінюють згинальним моментом M_x і поперечною силою Q_x , які будемо вважати позитивними. Відкинута права частина балки здійснює дію, яка відрізняється від лівої частини величинами малих приростів dM_x і dQ_x . Із умов рівноваги виділеного елемента зусилля $M_x + dM_x$ і $Q_x + dQ_x$ повинні бути направлені в протилежну відносно M_x і Q_x сторону.

Складемо рівняння рівноваги виділеного елемента:

$$\begin{aligned} \sum Z &= 0; \\ Q_x - q dx - (Q_x + dQ_x) &= 0; \\ \sum M_{O_1} &= 0; \\ -M_x - q_x dx \frac{dx}{2} + (M_x + dM_x) - (Q_x + dQ_x) dx &= 0. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Із першого рівняння дістанемо:

$$q_x = \frac{dQ_x}{dx}, \quad (5.4)$$

тобто

похідна від поперечної сили по абсцисі балки дорівнює інтенсивності суцільного навантаження в даному перерізі, але має протилежний знак.

Із другого рівняння, нехтуючи нескінченно малими величинами другого порядку малості, матимемо:

$$Q_x dx - dM_x = 0. \quad (5.5)$$

Звідси

$$Q_x = \frac{dM_x}{dx} \text{ або } q_x = \frac{d^2 M_x}{dx^2}, \quad (5.6)$$

тобто *похідна від згинального моменту по абсцисі перерізу балки дорівнює поперечній силі.*

Подальші побудови епюр M_x і Q_x дають наочне уявлення про цю важливу теорему при розв'язуванні задач згину.

§ 5.4. Побудова епюр згинальних моментів і поперечних сил

Зусилля, які виникають у перерізі балки, залежать від величин згинальних моментів і поперечних сил. Зрівноважити момент зовнішніх сил може тільки момент внутрішніх сил пружності, утворений силами, направленими нормально до перерізу балки. Поперечна сила може бути урівноважена силою, яка є рівнодійною внутрішніх сил пружності, розміщених у площині перерізу балки. Таким чином, нормальні напруження, які виникають у перерізі балки, залежать від величини згинального моменту, а дотичні — від поперечної сили. Цю залежність у загальному вигляді можна записати так:

$$\sigma = f_1(M_x); \quad \tau = f_2(Q_x).$$

Тому при визначенні найбільш напруженого перерізу треба знати закони зміни згинального моменту і поперечної сили по довжині балки. Для цього будують два графіки, які дають змогу встановити закони зміни згинального моменту і поперечної сили по довжині балки. Ці графіки називають епюрами.

Порядок побудови епюр M_x і Q_x такий:

- визначають величини опорних реакцій і перевіряють правильність їх обчислень;
- ділять балку на окремі ділянки з однаковим законом зміни навантаження;
- складають рівняння для визначення значень згинальних моментів і поперечних сил на кожній ділянці. Слід пам'ятати, що на межі ділянок величини M_x і Q_x , обчислені справа і зліва, повинні дорівнювати одна одній із врахуванням прикладених сил або моментів;
- обчислюють ординати M_x і Q_x за складеними для окремих ділянок рівняннями;
- будують у прийнятому масштабі епюри M_x і Q_x .

Епюру згинальних моментів будують із боку стисненого волокна.

Нульовою лінією епюри називається лінія, яка відповідає нульовим значенням M_x і Q_x . При побудові епюр поперечних сил відкладаємо вгору від нульової лінії її позитивні значення, а вниз — негативні.

Епюри завжди слід штрихувати лініями, перпендикулярними до осі балок, тому що вони одночасно будуть і значеннями (ординатами) згинальних моментів та поперечних сил у відповідних перерізах балки.

Для контролю правильності побудов епюр M_x і Q_x слід застосовувати диференціальну залежність (§ 5.3.), геометричну інтерпретацію якої можна уявити так: поперечна сила є тангенс кута нахилу дотичної в епюрі M_x .

§ 5.5. Визначення нормальних напружень при згині

Над розв'язанням цього питання протягом довгого часу працювали багато видатних вчених. Перша спроба розв'язати задачу при згині брусів належить великому італійському вченому Г. Галілею (1561 - 1642 рр.). Пізніше Маріотт,

Лейбніц і Я. Бернуллі⁷ розглядали балку як пружне тіло і припускали, що волокна зазнають розтягу, причому нейтральним шаром є зовнішня угнута поверхня. Я. Бернуллі ввів при вивченні згину гіпотезу плоских перерізів.

Нав'є⁸ вперше встановив правильне положення нейтральної лінії і довів аналітично, що вона проходить через центр ваги поперечного перерізу балки. Він надав сучасного вигляду формулі для визначення напружень при згині балок.

Вище зазначалося, що згинальний момент веде до виникнення в перерізі балки нормальних напружень. Тому при визначенні їх слід розглянути такий випадок навантаження, при якому в перерізах балки діятимуть тільки одні згинальні моменти, а поперечних сил не буде. Таку деформацію називають чистим згином.

Основні положення розрахунку будь-яких конструктивних елементів повинні завжди ґрунтуватись на результатах експериментальних досліджень, які проводяться на відповідних зразках у лабораторії. Експериментальні дослідження балки, яка підлягає чистому згину, дають змогу зробити такі висновки:

1. Проведені до деформації по бокових поверхнях балки дві паралельні прямі лінії, які розташовані близько одна від одної і перпендикулярні до поздовжньої осі, після навантаження на балку залишаються прямими, але поверненими відносно одна одної на деякий кут $d\alpha$ (рис. 5.7).

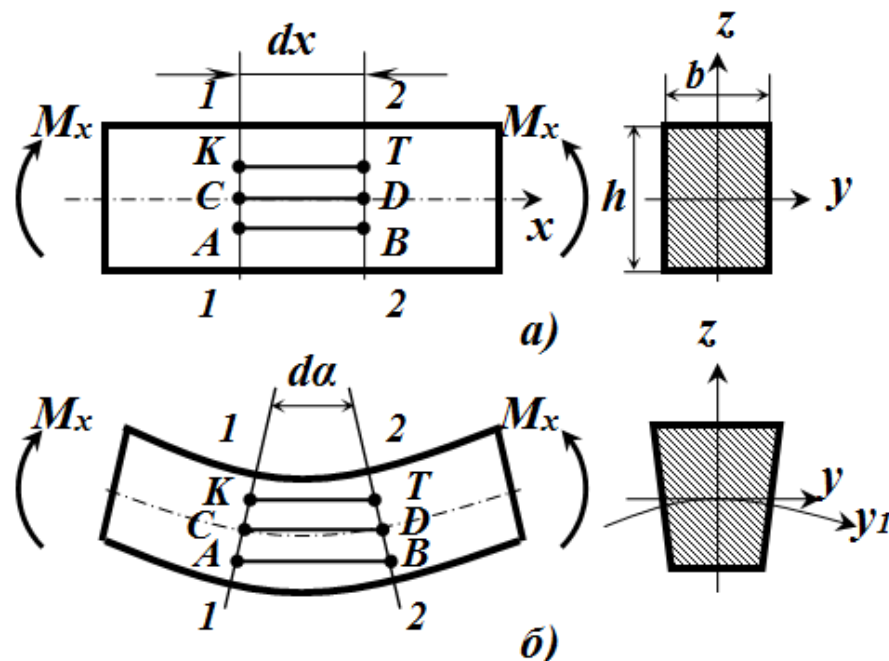


Рис. 5.7.

⁷ Бернуллі Якоб (1654 - 1705 рр.) — один із видатних математиків свого часу. Він вперше ввів гіпотезу плоских перерізів, на основі якої встановив залежність між кривизною зігнутої осі балки і згинальним моментом у будь-якому перерізі.

⁸ Нав'є, Луї-Марі-Анрі (1785 - 1836 рр.) — французький інженер і вчений. Праці його присвячені опору матеріалів, будівельній механіці і теорії пружності. Нав'є ввів рівняння зігнутої осі прямого і кривого бруса, який підлягає згину, досліджував згин прямокутних пластин, дав метод розрахунку ланцюгів висячих мостів та ін. У 1826 р. видав перший курс з опору матеріалів.

2. Волокно KT вкорочується, а AB видовжується (рис. 5.7). Отже, між цими волокнами повинні лежати волокна, видовження яких дорівнює нулю, що вказує на відсутність у них напружень. Такий шар волокон балки називається нейтральним.
3. Площа перерізу балки в стисненій зоні збільшується, а в розтягненій — зменшується (рис. 5.7, б).

На основі даних досліджень можна зробити такі припущення:

- а) плоский поперечний переріз балки при чистому згині залишається плоским до і після деформації (гіпотеза плоских перерізів);
- б) поздовжні волокна не тиснуть одне на одне, тобто під дією нормальних напружень вони перебувають у лінійному напруженому стані;
- в) деформації волокон по ширині перерізів елемента однакові, а це дає підставу вважати, що і нормальні напруження по ширині балки також сталі.

При розв'язку даної задачі треба застосувати ще такі обмеження:

- 1) балка повинна мати хоча б одну вісь симетрії, яка лежить у площині дії прикладених сил;
- 2) матеріал балки підлягає закону Гука, крім того, модуль пружності при розтягу і стиску однаковий;
- 3) розмір балки має бути таким, при якому виникає тільки плоский згин без скручування і жолоблення.

Метод визначення нормальних напружень, який ґрунтується на перерахованих вище припущеннях і обмеженнях, дає достатню для інженерної практики точність при розрахунках балок на згин. При визначенні закону розподілу нормальних напружень уявно розріжемо балку перерізом $I-I$ на дві частини і розглянемо рівновагу однієї частини балки, наприклад, лівої (рис. 5.8).

Позначимо вісь z як лінію перерізу площини згину з площиною перерізу балки. Вісь y є нейтральною, утвореною перерізом нейтрального шару з площиною перерізу балки. Вісь x взято вздовж нейтрального шару перпендикулярно до осей y і z .

У кожній точці поперечного перерізу діє лише нормальне напруження σ_z . На елементарну площадку з координатами y і z діє сила $\sigma_z dA$.

Відсічена частина балки перебуває у стані рівноваги під дією внутрішніх і зовнішніх сил. Складемо шість рівнянь рівноваги для системи сил у просторі:

$$\begin{aligned} \sum X &= 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \\ \sum M_x &= 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Перепишемо рівняння рівноваги розглядуваної частини балки в розгорнутому вигляді:

$$\sum X = 0, \quad \int_A \sigma_z dA = 0; \quad (5.8)$$

$$\sum M_Y = 0, \quad \int_A \sigma_2 dA z - M = 0; \quad (5.9)$$

$$\sum M_Z = 0, \quad \int_A \sigma_2 dA y = 0; \quad (5.10)$$

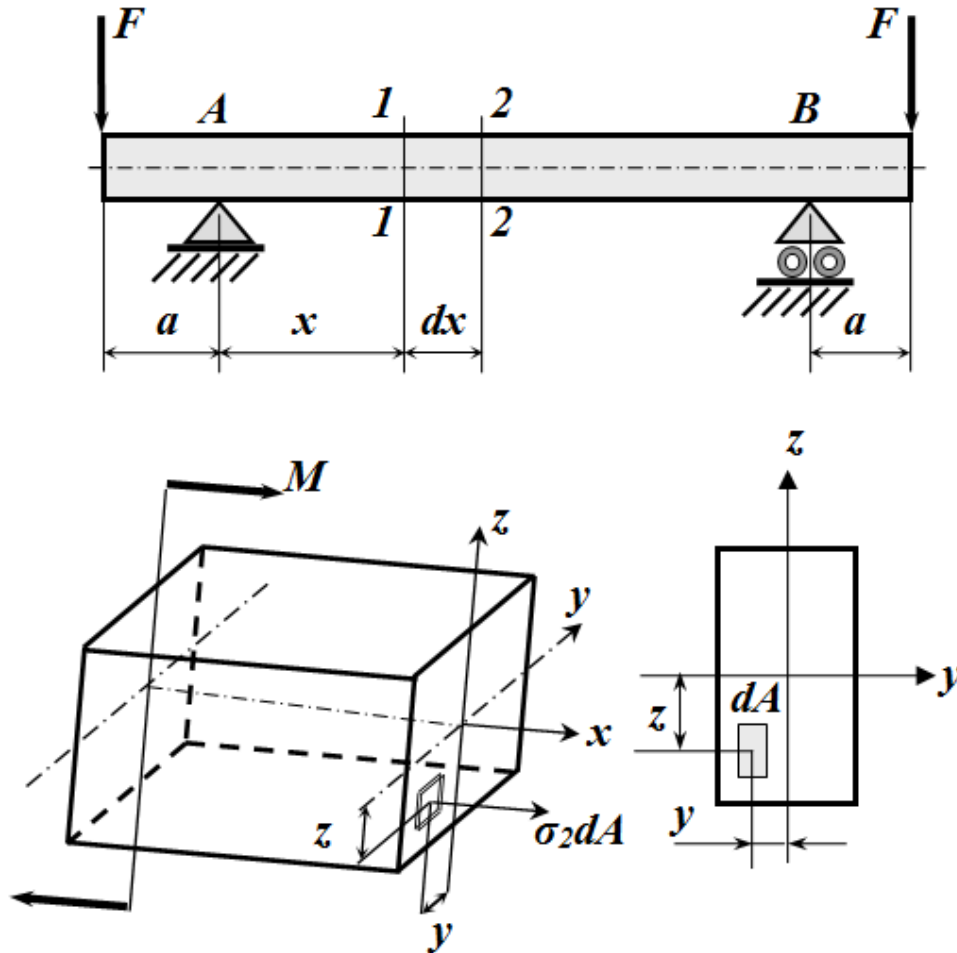


Рис. 5.8.

Рівняння $\sum Y = 0$ і $\sum Z = 0$ перетворюються в тотожність, тому що проекції зусилля $\sigma_2 dA$ на ці осі дорівнюють нулю. Рівняння моментів відносно осі x також перетворюються в нуль, оскільки зусилля $\sigma_2 dA$ паралельно до осі x . Отже, з шести рівнянь рівноваги можна використати лише три:

$$\int_A \sigma_2 dA = 0; \quad \int_A \sigma_2 z dA = M; \quad \int_A \sigma_2 y dA = 0.$$

Однак трьох рівнянь рівноваги статки не досить для визначення залежності між внутрішніми і зовнішніми силами, тобто для визначення нормальних напружень. Тому треба звернутись до розгляду деформації, яка виникає при згині балок.

Виділимо двома нескінченно близькими перерізами елемент довжиною dx . Під дією навантаження балка згинається, а перерізи 1-1 і 2-2 повертаються і утворюють між собою кут $d\alpha$ (рис. 5.9).

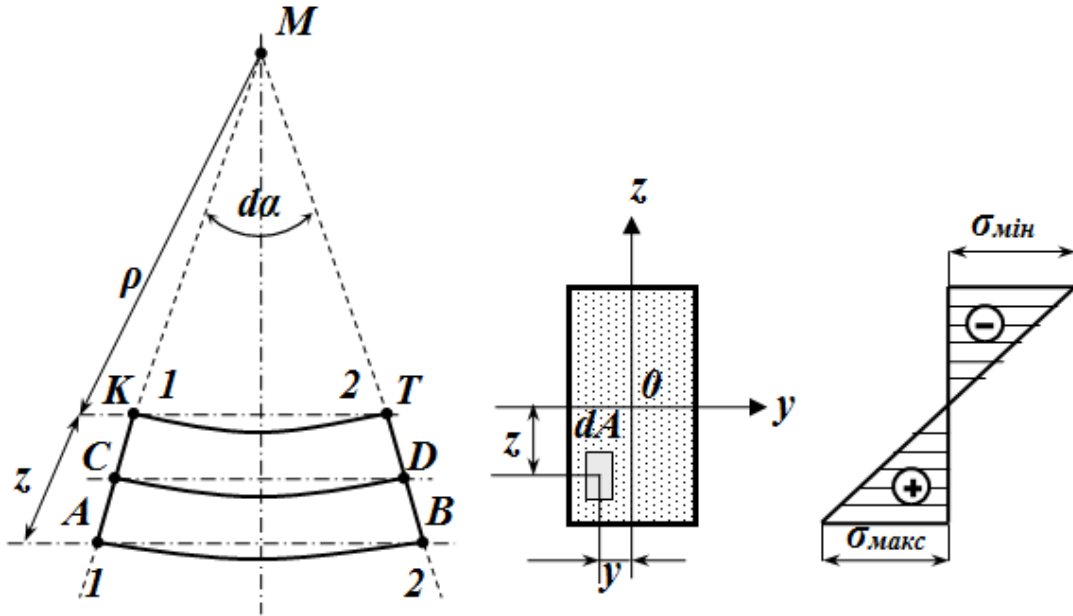


Рис. 5.9.

Волокна балки скривлюються, маючи в точці M загальний центр кривизни. Слід зазначити, що волокна нейтрального шару, скривлюючись, зберігають при цьому свою початкову довжину. Знайдемо видовження волокна AB , розміщеного на відстані z від нейтрального шару. Довжина дуги дорівнює:

$$\overset{\cup}{AB} = (\rho + z)d\alpha.$$

Абсолютне видовження волокна AB визначається з виразу:

$$\Delta l = \overset{\cup}{AB} - \overline{AB}; \quad \overline{AB} = \overline{KT}. \quad (5.11)$$

Початкова довжина волокна дорівнює довжині волокон нейтрального шару до і після деформації. Тоді вираз (5.11) можна переписати так:

$$\Delta l = \overset{\cup}{AB} - \overline{KT} = (\rho + z)d\alpha - \rho d\alpha = z d\alpha.$$

Відносне видовження волокна AB буде дорівнювати:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{AB} = \frac{z d\alpha}{\rho d\alpha} = \frac{z}{\rho}.$$

Видовження волокон пропорційне їх відстаням до нейтрального шару.

На основі другого припущення про лінійну залежність між напруженнями і деформаціями (за законом Гука) запишемо:

$$\sigma_z = E\varepsilon = E \frac{z}{\rho}.$$

Звідси можна зробити висновок, що розподіл нормальних напружень по перерізу балки відбувається за лінійним законом (рис. 5.9). Підставимо значення напружень σ_z у рівняння рівноваги (5.8), тоді

$$\int_A \frac{E}{\rho} z dA = 0 \quad \text{або} \quad \frac{E}{\rho} \int_A z dA = 0.$$

Оскільки $\frac{E}{\rho} = const$, то

$$\int_A z dA = 0.$$

Цей інтеграл є статичним моментом площі перерізу відносно нейтральної осі. Рівність його нулю показує, що нейтральна вісь проходить через центр ваги перерізу. Отже, положення нейтральної осі визначено.

Із рівняння (5.9) знайдемо, що

$$\int_A \frac{E}{\rho} z \cdot z dA = M \quad \text{або} \quad \frac{E}{\rho} \int_A z^2 \cdot dA = M,$$

де $\int_A z^2 dA$ — осьовий або екваторіальний момент інерції перерізу відносно нейтральної осі.

Зробивши деякі перетворення, матимемо:

$$\frac{EI_y}{\rho} = M \quad \text{або} \quad \frac{E}{\rho} = \frac{M}{I_y}. \quad (5.12)$$

Помноживши праву і ліву частини рівності (5.12) на z дістанемо:

$$\frac{E}{\rho} z = \frac{M}{I_y} z.$$

Оскільки $\frac{E}{\rho} z = \sigma_z$ то остаточно будемо мати:

$$\sigma_z = \frac{M}{I_y} z. \quad (5.13)$$

Отже,

нормальні напруження у будь-якій точці перерізу прямо пропорційні величині згинального моменту і відстані від даної точки до нейтральної осі і обернено пропорційні моменту інерції.

Підставивши значення σ_z у рівняння (5.10), дістанемо:

$$\int_A \frac{E}{\rho} zy dA = 0 \quad \text{або} \quad \frac{E}{\rho} \int_A zy dA = 0,$$

де $\int_A zy dA$ — відцентровий момент інерції перерізу балки.

Рівність відцентрового моменту нулю вказує на те, що переріз симетричний відносно осі z .

Із формули (5.13) виходить, що максимальні нормальні напруження по перерізу виникають у волокнах, найбільш віддалених від нейтральної осі. Обчислюються вони за формулою

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{M}{I_y} z_{\text{макс}} = \frac{M}{\frac{I_y}{z_{\text{макс}}}}. \quad (5.14)$$

Відношення $\frac{I_y}{z_{\text{макс}}}$ називають осьовим моментом опору при згині. Тоді формулу (5.14) можна записати у вигляді:

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{M}{W_y}. \quad (5.15)$$

§ 5.6. Розрахункова формула на міцність для випадку згину

Умова міцності балки для випадку згину полягає в тому, що максимальне нормальне напруження в небезпечному перерізі не повинно перевищувати допустиме.

Вважаючи, що гіпотеза про ненависання волокон дійсна не тільки для чистого, а й для поперечного згину, нормальні напруження в поперечному перерізі у випадку поперечного згину можна обчислювати за тією самою формулою, що й у випадку чистого згину. Питання, що стосуються перевірки міцності балки на дотичні напруження і розрахунку балок на жорсткість розглядатимуться у наступних параграфах.

Розрахункова формула на міцність у випадку згину має вигляд

$$\sigma = \frac{M_{зг\ max}}{W} \leq [\sigma],$$

її читають так:

нормальні напруження в небезпечному перерізі, обчислені за формулою $\sigma = \frac{M_{зг\ max}}{W} \leq [\sigma]$, не повинні перевищувати допустимі.

Допустиме нормальне напруження для випадку згину беруть таким самим, як для розтягу і стиску. Максимальний згинаючий момент визначають з епюр згинаючих моментів або розраховують. Оскільки осьовий момент опору деформації згину W у розрахунковій формулі стоїть у знаменнику, то

чим більше W , тим менші розрахункові напруження.

Визначимо моменти опору деформації згину найбільш поширених перерізів.

1. Прямокутники $b \times h$ (рис. 5.10):

$$W_{\text{пр}} = \frac{J}{y_{\max}} = \frac{bh^3}{12} \div \frac{h}{2} = \frac{bh^2}{6}.$$

Якщо балку прямокутного перерізу покласти плазом, то $W'_{\text{пр}} = h \cdot b^2/6$, тоді

$$\frac{W_{\text{пр}}}{W'_{\text{пр}}} = \frac{bh^2}{6} \div \frac{hb^2}{6} = \frac{h}{b} > 1.$$

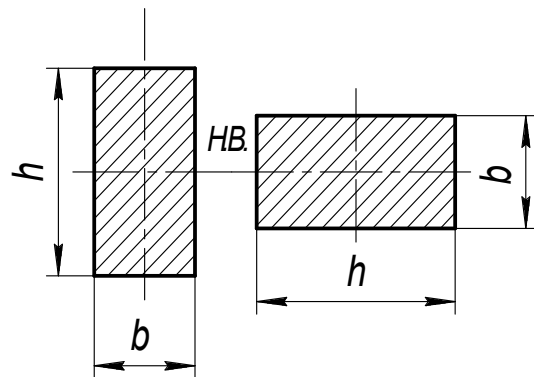


Рис. 5.10.

Отже, за інших однакових умов максимальні нормальні напруження σ' в прямокутній балці, яку покладено плазом, будуть більшими, ніж у тій самій балці, коли її найбільший габаритний

розмір h вертикальний (мається на увазі, що згин відбувається у вертикальній площині).

Із сказаного випливає правило:

для забезпечення максимальної міцності вісь, відносно якої момент інерції максимальний, повинна бути нейтральною.

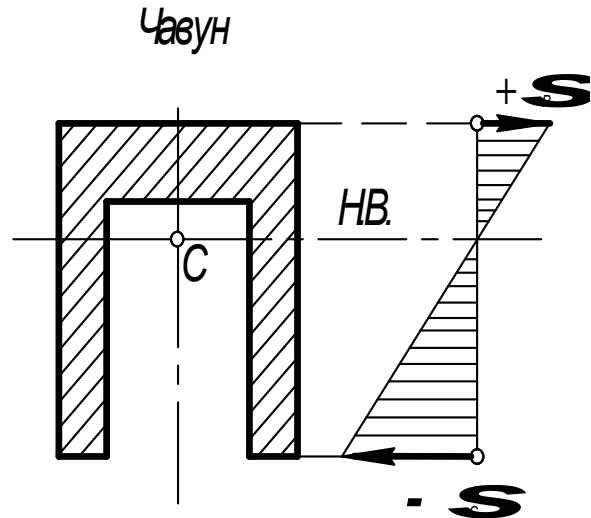
2. Круг діаметром d : $W = \frac{\pi d^4}{64} \div \frac{d}{2} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$.

3. Кільце розміром $D \times d$: $W = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \div \frac{D}{2} = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32D} \approx 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}$.

Момент опору кільцевого перерізу не можна обчислювати як різницю моментів опорів великого і малого кругів. Неважко підрахувати, що при однаковій площі поперечного перерізу, тобто однаковій витраті матеріалу, момент опору кільцевого перерізу більший від моменту опору суцільного круглого перерізу.

Оскільки поблизу нейтральної осі матеріал зазнає незначного напруження, то вигідно більше матеріалу розміщувати далі від нейтральної осі. Тому в машинобудуванні рідко використовують металеві балки прямокутного перерізу, але досить широко використовують прокатні профільні балки таврового, двотаврового, кутового, швелерного й інших перерізів. Моменти інерції, моменти опору й інші відомості про прокатні фасонні профілі стандартних розмірів подано у таблицях ГОСТу.

Для балок, матеріал яких неоднаково працює на розтяг і стиск (наприклад, чавун), доцільно використовувати профілі, несиметричні відносно нейтральної осі, наприклад таврові або П-подібні. Оскільки у несиметричного профілю під час згину виникають неоднакові напруження розтягу і стиску, то переріз, наприклад, чавунної балки вигідно розміщувати так, щоб менші напруження були в зоні розтягнутих, а більші — в зоні стиснених волокон (рис. 5.11).



§ 5.7. Визначення дотичних напружень

При проектуванні інженерних споруд для залізниці Москва — Петербург потрібно було дослідити міцність складених балок і ферм. У зв'язку з цим головний проектувальник і будівельник інженерних споруд проф. Д.І. Журавський⁹ провів численні дослідження з питань розподілу дотичних напружень і в 1855 р. запропонував свій метод визначення цих напружень.

Як зазначалося вище, дотичні напруження, що виникають при згині, зрівноважують поперечну силу Q_x (рис. 5.12) і зв'язані з нею також функціональною залежністю:

$$\tau_z = f_2(Q_x).$$

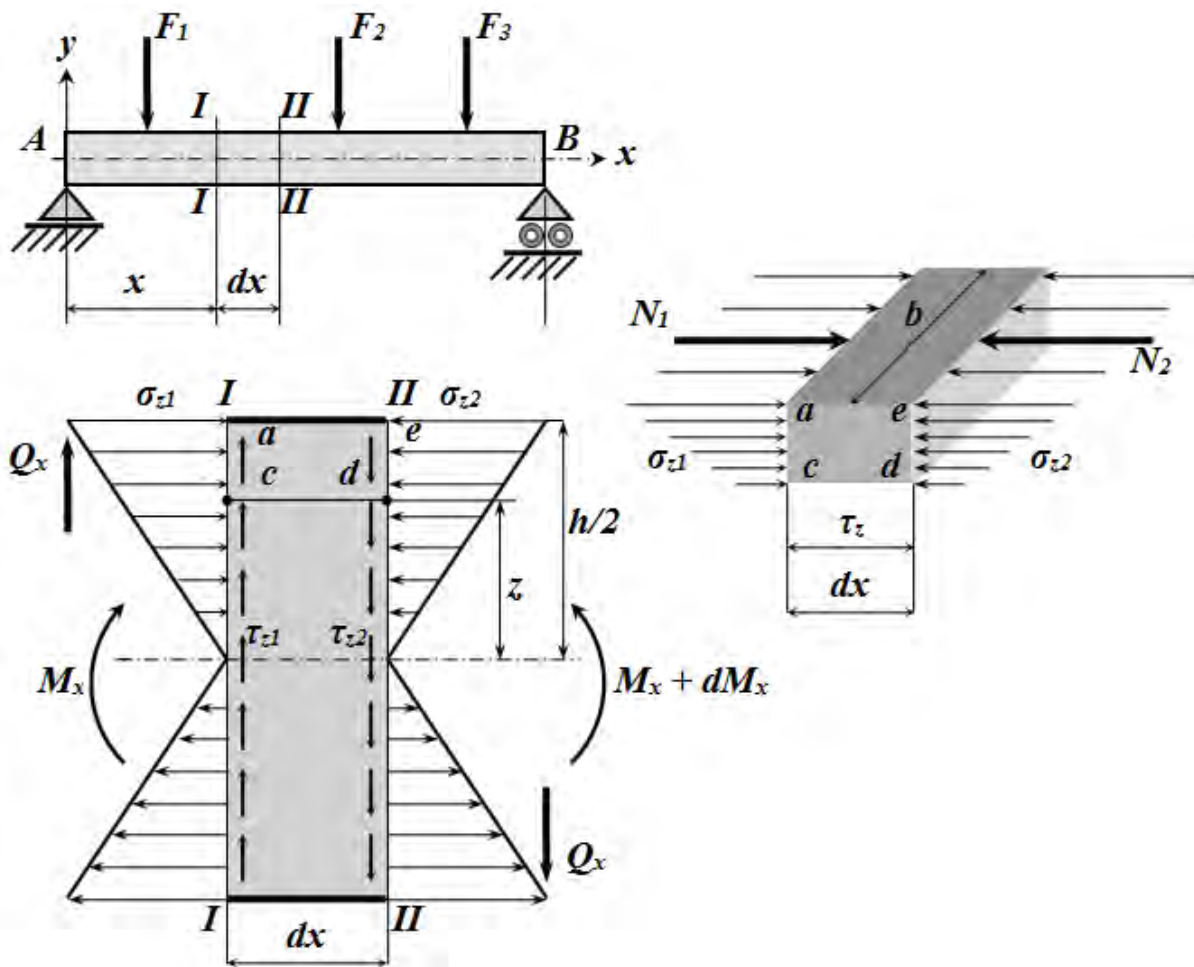


Рис. 5.12.

Д.І. Журавський при виведенні закону розподілу дотичних напружень по перерізу прямокутної балки застосував такі припущення:

⁹ Журавський Д.І. (1821 – 1891 рр.) — видатний вчений, засновник російської школи мостобудування. Він розробив теорію дотичних напруг і теорію розрахунку ферм. Слід зазначити, що Д.І. Журавський був першим професором з курсу будівельної механіки в Росії.

1. дотичні напруження, що виникають при згині балки по перерізу, паралельні зрівноваженій ними силі Q_x ;
2. дотичні напруження сталі по ширині перерізу балки, тобто для точок, однаково віддалених від нейтральної осі, вони рівні.

При розгляді балки, яка перебуває в стані плоского згину, уявно виділимо з неї перерізами *I-I* і *II-II* елемент шириною dx .

Цей елемент розміщений на навантаженій ділянці балки і на достатній відстані від зосереджених сил. Тому по перерізах *I-I* і *II-II* діють рівні поперечні сили, які викликають однакові дотичні напруження. На вирізаний паралелепіпед діють згинальні моменти M_x і $(M_x + dM_x)$ та поперечні сили Q_x . Ці силові фактори зрівноважуються дотичними і нормальними напруженнями, що виникають по перерізах *I-I* і *II-II*.

Замість розгляду дотичних напружень по зазначених вище перерізах можна на основі закону парності цих напружень визначити їх значення в площині *cd*.

Розглянемо рівновагу елемента *acde* (рис. 5.10), розміри якого будуть $\frac{h}{2} - z$, b і dx .

По бічних гранях цього елемента діють зліва напруження σ_{z_1} і τ_{z_1} а справа σ_{z_2} та τ_{z_2} . По перерізу *cd* діють напруження τ_z , які заміняють вплив відкинutoї частини балки. Із умови рівноваги можна записати, що

$$\sum X = 0 \quad \text{тобто} \quad N_1 - N_2 + \tau_z b dx = 0, \quad (5.16)$$

де N_1 — рівнодійна всіх сил по площадці *ac*; вона дорівнює:

$$N_1 = \int_A \sigma_{z_1} dA = \int_A \frac{M_x}{I_y} z_1 dA = \frac{M_x}{I_y} \int_A z_1 dA = \frac{M_x}{I_y} S(z),$$

N_2 — рівнодійна всіх сил на площадці *ed*; вона дорівнює:

$$N_2 = \int_A \sigma_{z_2} dA = \int_A \frac{M_x + dM_x}{I_y} z_1 dA = \frac{M_x + dM_x}{I_y} \int_A z_1 dA = \frac{M_x + dM_x}{I_y} S(z),$$

$S(z)$ — статичний момент відсіченої частини поперечного перерізу балки відносно нейтральної осі.

Підставивши значення N_1 і N_2 у рівняння рівноваги (5.7), дістанемо:

$$\frac{M_x}{I_y} S(z) - \frac{M_x + dM_x}{I_y} S(z) + \tau_z b dx = 0.$$

Звідси

$$\tau_z = \frac{dM_x}{dx} \cdot \frac{S(z)}{b I_y}.$$

Відомо, що

$$\frac{dM_x}{dx} = Q_x.$$

Остаточно матимемо:

$$\tau_z = \frac{Q_x S(z)}{b I_y}. \quad (5.17)$$

Отже,

дотичне напруження пропорційне величині поперечної сили, статичному моменту розглядуваної частини перерізу і обернено пропорційне ширині балки і моменту інерції її перерізу відносно нейтральної осі.

Статичний момент слід обчислювати для частини площі поперечного перерізу, яка лежить вище (або нижче) розглядуваного шару, відносно осі, яка проходить через центр ваги перерізу балки.

Епюру розподілу дотичних напружень τ_z по висоті перерізу балки показано на рис. 5.13.

Для прямокутного перерізу епюра τ матиме вигляд параболи (рис. 5.13, *a*). Найбільшого значення дотичні напруження будуть досягати в точках, які лежать на нейтральній осі. Статичний момент половини перерізу визначають за формулою

$$S_{\text{макс}} = b \frac{h}{2} \cdot \frac{h}{4} = \frac{b h^2}{8}. \quad (5.18)$$

Тоді максимальне дотичне напруження для цього перерізу

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{Q_{\text{макс}} \cdot S_{\text{макс}}}{b I_y} = \frac{Q_{\text{макс}} \cdot 12 b h^2}{b h^3 b 8} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{\text{макс}}}{b h}. \quad (5.19)$$

У міру наближення до країв перерізу дотичні напруження зменшаться і для крайніх волокон дорівнятимуть нулю. Формулу (5.19) виведено для балок

прямокутного суцільного поперечного перерізу; для інших перерізів вона застосовується з відомим наближенням.

Для двотаврового перерізу еюра дотичних напружень має вигляд параболи, круто вигнутої в середній частині, там, де ширина перерізу різко зменшилась (рис. 5.13, б).

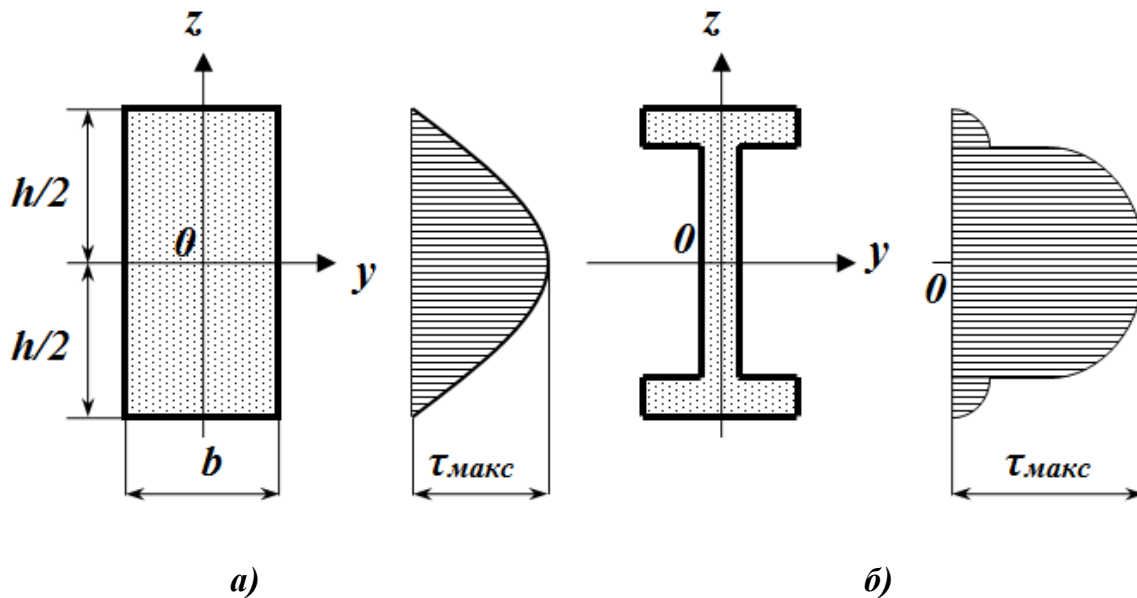


Рис. 5.13.

§ 5.8. Визначення головних напружень при згині

Головними нормальними напруженнями називають найбільші і найменші напруження, які виникають по двох взаємно перпендикулярних площадках.

Головними площадками називають такі площадки, по яких діють головні напруження, а дотичні відсутні. Для будь-якої точки балки завжди можна вибрати дві взаємно перпендикулярні площадки, які будуть головними, причому по одній із них діють найбільші, а по другій найменші нормальні напруження.

Методику розрахунку балок по головних напружень запропонував М.А. Белелюбський¹⁰.

¹⁰ Белелюбський М.А. (1845 - 1922 рр.) — відомий російський вчений у галузі будівельної механіки і мостобудування. Він є засновником першої в Росії механічної лабораторії в С. Петербурзькому інституті інженерів шляхів сполучення. М.А. Белелюбський вперше запропонував методику перевірки балок на головні напруги. За його ініціативою і при активній участі був створений російський

При визначенні величини головних напружень у довільній точці A виокремлюємо елемент ACD , на який діють сили, показані на рис. 5.14.

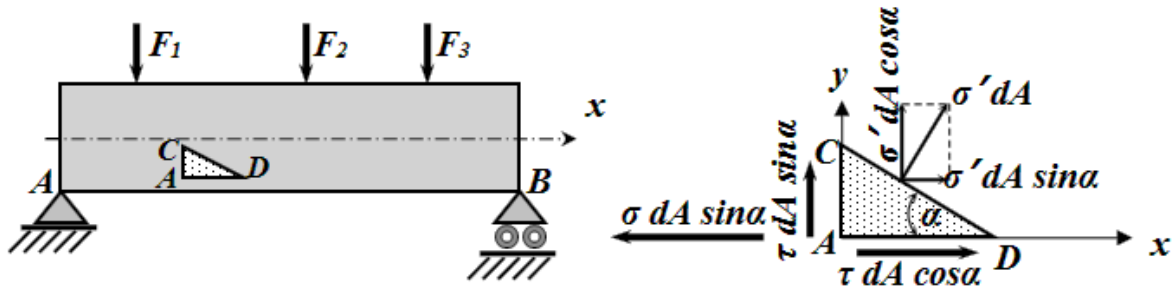


Рис. 5.14.

Головні напруження σ_1 і σ_2 позначимо σ' . Площадка CD є головною і дорівнює dA . Рівняння рівноваги вирізаної призми можна записати в такому вигляді:

$$\sum X = 0; \quad \sigma' dA \sin \alpha - \sigma dA \sin \alpha + \tau dA \cos \alpha = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad \sigma' dA \cos \alpha + \tau dA \sin \alpha = 0.$$

Після перетворення дістанемо:

$$(\sigma' - \sigma) \sin \alpha = -\tau \cos \alpha;$$

$$\sigma' \cos \alpha = -\tau \sin \alpha.$$

Перемножуючи ліві і праві частини цих рівнянь, матимемо:

$$(\sigma' - \sigma) \sigma' = \tau^2 \quad \text{або} \quad (\sigma')^2 - \sigma \sigma' - \tau^2 = 0.$$

Корені квадратного рівняння будуть:

$$\sigma'_{\text{макс}} = \sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right]. \quad (5.20)$$

Із рівняння $\sigma' \cos \alpha = -\tau \sin \alpha$ визначимо кут нахилу головної площадки

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{\sigma'}{\tau}. \quad (5.21)$$

Головні напруження будуть мати найбільшу величину в точках, де одночасно нормальні і дотичні напруження досягають максимального значення.

§ 5.9. Перевірка міцності балки при згині

Міцність балки при згині перевіряють за головними напруженнями. У загальному випадку умову міцності можна записати в такому вигляді:

$$\sigma' \leq [\sigma]. \quad (5.22)$$

де $[\sigma]$ — допустиме напруження.

Як бачимо з формули (5.22), міцність балки перевіряють за першою теорією міцності, хоч слід було б застосовувати третю і четверту теорії міцності. Прийняття такого способу перевірки, як показали дослідження, забезпечує достатню міцність балки і економію матеріалу.

Для крайніх волокон головні напруження дорівнюють нормальним. Дотичні напруження у цих волокнах дорівнюють нулю.

Звідси умова міцності має такий вигляд:

$$\sigma' = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_y} \leq [\sigma]. \quad (5.23)$$

Для волокон, розміщених у нейтральному шарі, головні напруження за величиною дорівнюють дотичним, і умова міцності для них запишеться:

$$\sigma' = \tau_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot S_{\max}}{b I_y}. \quad (5.24)$$

Для решти волокон балки треба спочатку обчислити дотичні і нормальні напруження за відповідними формулами, а потім перевірити їх міцність за формулою

$$\sigma_{\max}^{\min} = \frac{1}{2} \left[\sigma_z \pm \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_z^2} \right] \leq [\sigma]. \quad (5.25)$$

У балках прямокутного поперечного перерізу немає точок, в яких одночасно будуть діяти великі нормальні дотичні напруження. Тому міцність таких балок перевіряють за формулою (5.23).

У балках двотаврового поперечного перерізу в місці переходу від полиці до стінки можуть діяти одночасно великі нормальні і дотичні напруження, що зумовлює потребу перевірки міцності балки за приведеною вище формулою (5.25).

Треба ще раз підкреслити, що перевірку міцності балки за формулою (5.25) слід проводити для точок, де одночасно великі дотичні і нормальні напруження.

Отже, для перерізу балки, в якому одночасно згинальний момент і поперечна сила досить великі, і для волокон, де ширина балки різко змінюється, завжди треба перевіряти міцність балки за формулою (5.25).

§ 5.10. Визначення деформацій балок при згині

Вміння визначати деформації балок при згині потрібне при розв'язанні таких важливих завдань:

1. При перевірці балок на жорсткість. Поперечні розміри елемента повинні не лише задовольняти умовам міцності, а й деформації його не повинні бути більшими за певну величину, без чого неможлива нормальна робота конструкції. Отже, балку слід перевірити на міцність і жорсткість.
2. При розв'язанні статично невизначених задач на згин.
3. При перевірці теоретичних пропозицій у лабораторії.

Зовнішні сили, прикладені до балки, ведуть до її деформації, тобто прямолінійна вісь елемента викривляється.

Зігнутою віссю, або пружною лінією, називається крива, в яку перетворюється при деформації прямолінійна вісь балки.

На основі прийнятої гіпотези (плоских перерізів) поперечні перерізи залишаються під час деформації плоскими і перпендикулярними до зігнутої осі.

Тому знаходження форми зігнутої осі балки дає змогу встановити переміщення будь-якої точки даного перерізу балки.

Для цього потрібно скласти рівняння, яке дає змогу виразити прогини у функції від положення точок по довжині балки.

Приймаємо початок координат на опорі A (рис. 5.15), вісь x направляємо вздовж осі балки вправо, а вісь y — вгору.

Рівняння пружної лінії у загальному вигляді можна записати:

$$y = f(x). \quad (5.26)$$

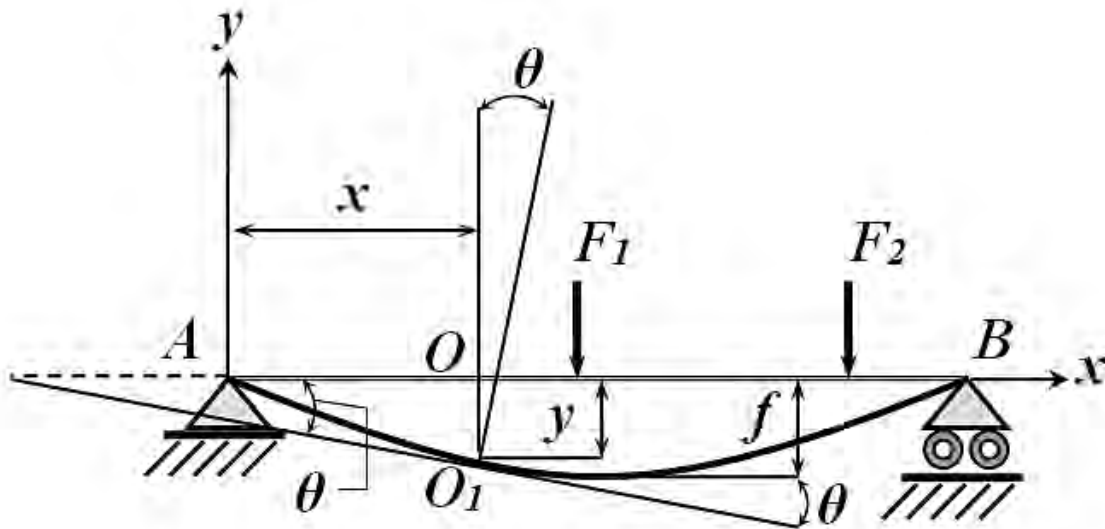


Рис. 5.15.

На рис. 5.15 зображено зігнуту вісь простої балки. Центр ваги O перерізу на відстані x від опори A перемістився в точку O_1 .

Більшість балок, які зустрічаються в практиці, мають малу деформацію, і переміщення OO_1 можна вважати перпендикулярним до первинної осі балки. Це переміщення називається прогином.

Отже, *прогином балки* у даному перерізі називається переміщення OO_1 його центра ваги в напрямі, перпендикулярному до початкової осі балки.

Для визначення переміщення будь-якої точки балки треба ще знати, на який кут повернеться переріз при деформації. Кутом повороту перерізу називається кут між початковим положенням перерізу і після деформації. Будемо його позначати буквою θ .

Кут між дотичною і пружною лінією у даній точці і первинною віссю балки дорівнює за величиною куту повороту цього перерізу на основі взаємної перпендикулярності ліній (рис. 5.15).

Звідси можна записати, що тангенс кута повороту дорівнює:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dx}, \quad (5.27)$$

але оскільки кути повороту малі, то

$$\operatorname{tg} \theta = \theta = \frac{dy}{dx}. \quad (5.28)$$

Таким чином,

кут повороту перерізу дорівнює першій похідній прогину у по довжині x.

При виведенні формули нормальних напружень дістали таку залежність:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EI}, \quad (5.29)$$

де $E I$ — жорсткість елемента при згині. Звідси видно, що

кривизна балки прямо пропорційна згинальному моменту і обернено пропорційна жорсткості балки.

З диференціального числення кривизна балки визначається такою формулою:

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^3}}. \quad (5.30)$$

Звідси можна знайти зв'язок між згинальним моментом і кривизною зігнутої осі:

$$\frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^3}} = \pm \frac{M_x}{EI}. \quad (5.31)$$

Правило визначення знака у цій формулі таке: якщо крива своїм угнутих боком повернена у бік додатної осі Oy , треба ставити знак плюс, а в бік від'ємної — мінус.

Для більшості балок кути повороту перерізів є величинами малими, а їх квадрати — ще меншими, і членом $\frac{dy}{dx}$ можна знехтувати. Кут повороту у більшості випадків не перевищує 1° , тобто дорівнює $0,0175$ рад, а квадрат цієї величини буде $0,0003$, що, порівняно з одиницею, є величиною дуже малою і її можна не враховувати при розрахунках.

Доданки $\frac{dy}{dx}$ треба враховувати тільки при розрахунку гнучких елементів, що працюють на згин. Тому формулу (5.31) можна значно спростити і переписати при прийнятому напрямі осі y у такому вигляді:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_x}{EI}. \quad (5.32)$$

Цей вираз є наближеним диференціальним рівнянням пружної лінії, або зігнутої осі балки.

Отже, між прогином, кутом повороту, моментом, поперечною силою та інтенсивністю рівномірно розподіленого навантаження існує диференціальна залежність, яку можна записати у вигляді:

$$y; \quad \theta = \frac{dy}{dx}; \quad M_x = EI; \quad Q_x = EI \frac{d^3 y}{dx^3}; \quad q_x x = EI \frac{d^4 y}{dx^4}. \quad (5.33)$$

Ці залежності називаються теоремами п'яти рядків.

Деформації балок визначають теоретичним і експериментальним методами.

Теоретичне визначення прогинів і кутів повороту можна виконати такими методами:

- аналітичним,
- графічним,
- графоаналітичним,
- методом початкових параметрів.

Розглянемо аналітичний і графоаналітичний методи.

Аналітичний метод. Суть цього методу полягає в тому, що складається диференціальне рівняння зігнутої осі балки, а потім його безпосередньо інтегрують.

Знайдені при інтегруванні довільні сталі визначаються з умов закріплення балки на опорах або на межах суміжних ділянок.

Для визначення кутів повороту перерізів і прогинів треба проінтегрувати диференціальне рівняння зігнутої осі (5.32).

У цьому рівнянні момент M_x є функцією довжини x і має однаковий закон зміни для всієї балки або для певної ділянки.

Інтегруючи рівняння (5.32), дістанемо:

$$EI \frac{dy}{dx} = \int M_x dx + C. \quad (5.34)$$

Інтегруючи рівняння (5.34), маємо:

$$EI y = \int dx \int M_x dx + Cx + D. \quad (5.35)$$

Звідси кут повороту визначається за формулою

$$\theta = \frac{dy}{dx} = \frac{1}{EI} \left[\int M_x dx + C \right], \quad (5.36)$$

а прогин дорівнюватиме:

$$y = \frac{1}{EI} \left[\int dx \int M_x dx + Cx + D \right], \quad (5.37)$$

Сталі інтегрування C і D , як зазначалося вище, знаходять із граничних умов.

Графоаналітичний метод. Суть цього методу полягає в тому, що епюру моментів розглядають як фіктивне розподілене навантаження. Тоді на основі теореми п'яти рядків прогини і кути повороту перерізів балок знаходять як моменти і поперечні сили від цього фіктивного навантаження. Їх також називають фіктивними моментами M_ϕ , або поперечними силами Q_ϕ .

Отже,

прогин балки у дорівнює фіктивному згинальному моменту, поділеному на її жорсткість $E I$, а кут повороту перерізу дорівнює фіктивній поперечній силі, також поділеній на жорсткість $E I$.

Прогин або кут повороту визначають у такій послідовності:

- для заданого навантаження будують епюру моментів; підбирають відповідну фіктивну балку;
- для перерізу, в якому треба визначити прогин, знаходять фіктивний згинальний момент і, поділивши його на $E I$, дістають величину прогину для цього перерізу;
- для перерізу, в якому треба знайти кут повороту, визначають фіктивну поперечну силу і, поділивши її на $E I$, дістають кут повороту цього перерізу.

Таким чином, суть графоаналітичного методу можна виразити такими формулами:

$$y = \frac{M_\phi}{EI}; \quad \theta = \frac{Q_\phi}{EI}. \quad (5.38)$$

§ 5.11. Статично невизначені балки

Статично невизначені балки і рами — конструкції, в яких рівнянь статички недостатньо для визначення опорних реакцій і внутрішніх зусиль.

Число зв'язків, що накладені на статично невизначену систему, більше тієї кількості зв'язків, що забезпечують геометричну незмінність конструкції.

Такими зв'язками можуть бути як опорні зв'язки, так і стержні самої конструкції.

Для забезпечення геометричної незмінюваності балки (рами) у площині достатньо трьох зв'язків. Кожна зв'язок забороняє якесь переміщення.

Шарнірно-рухома опора не допускає переміщення по напрямку, перпендикулярному площині обпирання, і є однією зв'язком.

Шарнірно-нерухома опора робить неможливими лінійні переміщення по двох взаємно-перпендикулярних напрямках (вертикальному і горизонтальному) і відповідає двом зв'язків, накладеним на конструкцію. Нарешті, за наявності жорсткого защемлення на кінці стержня стають неможливими всі переміщення: і вертикальне, і горизонтальне, і кут повороту, тому жорстке защемлення являє собою три зв'язки, що забезпечують геометричну незмінність балки (рами). Кожний додатковий зв'язок понад три для плоских систем перетворює конструкцію в статично невизначену. Такі додаткові зв'язки, які не є необхідними для забезпечення геометричної незмінюваності конструкції, називаються зайвими.

Отже,

при розрахунку статично невизначених балок доводиться складати, крім рівнянь статички, додаткові рівняння за числом n зайвих зв'язків, що входять до системи.

Основними методами розрахунку статично невизначених систем є:

- а) метод сил;
- б) метод переміщень;
- в) метод кінцевих елементів;
- г) змішаний метод;
- д) комбінований метод.

Розділ 6. СКЛАДНИЙ ОПІР

У практиці більшість елементів машин і конструкцій піддаються дії сил, які зумовлюються одночасно кількома видами деформацій. Такі складні випадки напруженого стану внаслідок малих деформацій можна при розгляді звести до найпростіших, тобто застосувати метод накладання дії сил.

Таким чином,

складним опором називають такий напружений стан, який можна замінити комбінацією найпростіших видів деформацій.

Можливі такі складні опори: косий згин, згин з одночасним розтягом або стиском, позакентровий стиск або розтяг, кручення із згином.

§ 6.1. Косий згин

Раніше було розглянуто прямий згин балок, при якому всі навантаження лежали в одній площині, що проходить через одну з головних осей перерізу. За такого згину вісь деформується у площині дії навантажень.

Згин, при якому площина дії навантажень не збігається з однією із головних осей перерізу, називають косим.

Розглянемо консольну балку довжиною l прямокутного перерізу, до кінця якої прикладено силу F , що утворює з віссю y кут α (рис. 6.1).

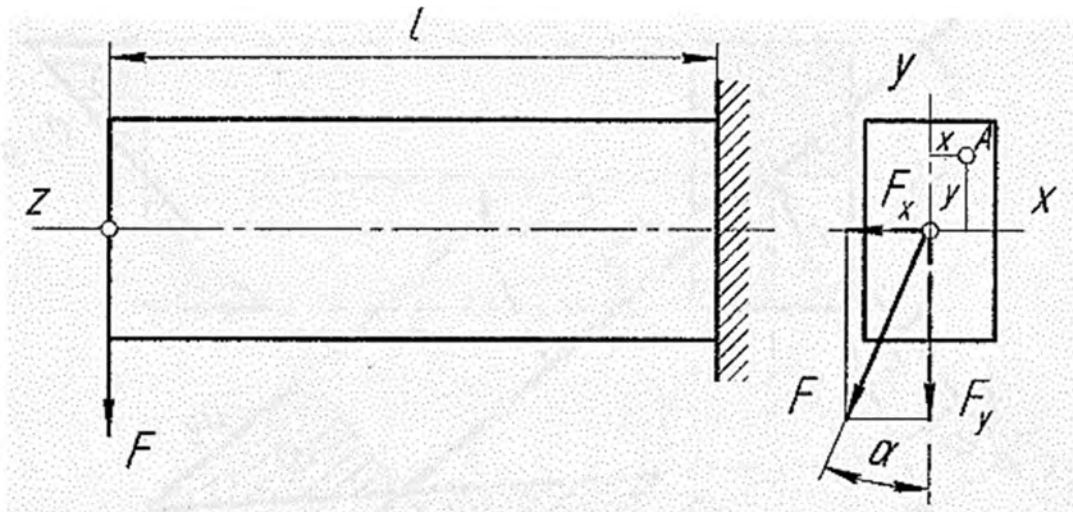


Рис. 6.1.

Розкладемо силу F на дві складові, напрямлені вздовж головних осей перерізу, і, користуючись принципом незалежності дії сил, зведемо косий згин до прямих згинів у двох взаємно перпендикулярних площинах. Очевидно, що небезпечний переріз буде в закріпленні і максимальні згинаючі моменти дорівнюватимуть:

$$M_{згx} = Fl \cos \alpha, \quad M_{згy} = Fl \sin \alpha.$$

Відповідні цим згинаючим моментам нормальні напруження в якійсь точці A небезпечного перерізу обчислюють за формулами

$$\sigma_{1A} = \frac{M_{3Гx}y}{J_x}, \quad \sigma_{2A} = \frac{M_{3Гy}x}{J_y},$$

де x, y — поточні координати точки A ;
 J_x, J_y — моменти інерції перерізу відносно нейтральних осей.
 Сумарне нормальне напруження у точці A

$$\sigma_A = \sigma_{1A} + \sigma_{2A} = \frac{M_{3Гx}y}{J_x} + \frac{M_{3Гy}x}{J_y} = Fl \left(\frac{y \cos \alpha}{J_x} + \frac{x \sin \alpha}{J_y} \right).$$

Якщо заштрихувати в різних напрямках частини перерізу, в яких діятимуть тільки напруження розтягу σ_{132} і σ_{232} , то побачимо, що в зоні, заштрихованій в клітинку, діятимуть сумарні напруження розтягу, а в не заштрихованій — сумарні напруження стиску (рис. 6.2)

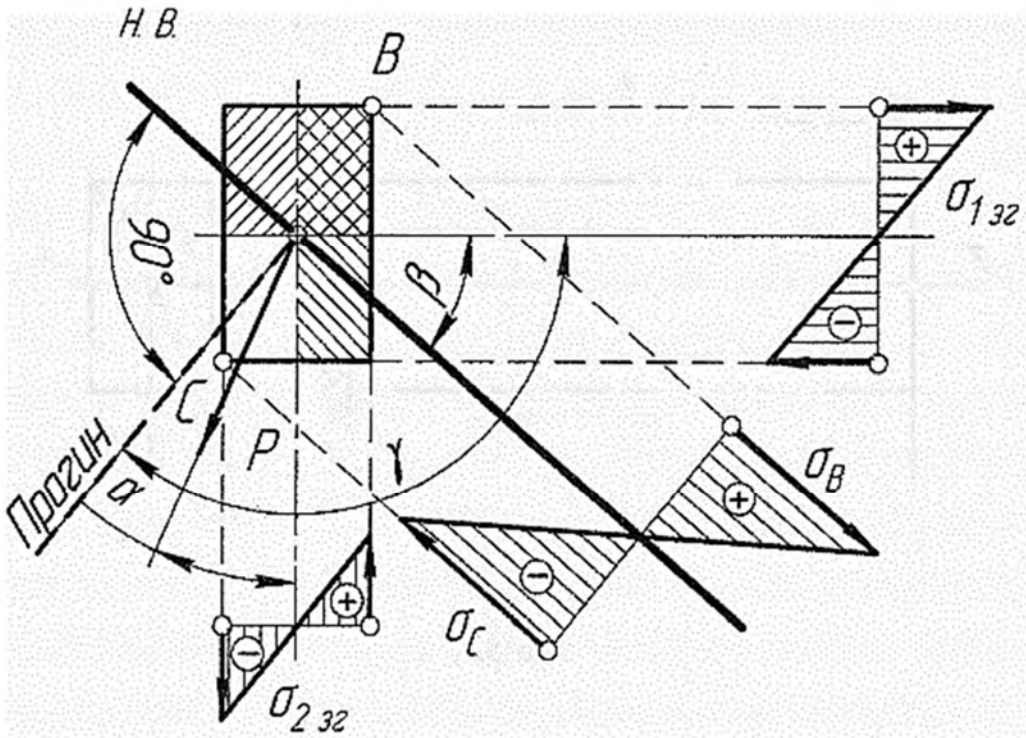


Рис. 6.2.

Очевидно, що максимальне напруження розтягу виникає у точці B , а максимальне напруження стиску в точці C небезпечного перерізу. Епюри нормальних напружень показано на тому самому рисунку.

Оскільки на нейтральній осі $\sigma_A = 0$, то її рівняння має вигляд

$$\frac{y \cos \alpha}{J_x} + \frac{x \sin \alpha}{J_y} = 0,$$

де x, y — поточні координати точок нейтральної осі.

Із рівняння видно, що нейтральною віссю є пряма лінія, яка проходить через початок координат, тобто через центр ваги перерізу балки. Визначимо кут β , який нейтральна вісь утворює з віссю x :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y}{x} = \frac{-J_x \sin \alpha}{J_y \cos \alpha} = - \left(\frac{J_x}{J_y} \right) \operatorname{tg} \alpha.$$

Із цієї рівності видно, що коли $J_x \neq J_y$, то $\beta \neq \alpha$ і нейтральна вісь не перпендикулярна до лінії дії сили F .

Користуючись принципом незалежності дії сил, визначимо напрям прогину балки під дією сили F . Прогин f_x у напрямі осі x

$$f_x = \frac{F \sin \alpha \cdot l^3}{3EJ_y}.$$

Прогин f_y в напрямі осі y

$$f_y = \frac{F \cos \alpha \cdot l^3}{3EJ_x}.$$

Сумарний прогин f визначиться формулою

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}.$$

Позначивши λ кут між напрямом сумарного прогину і віссю x , матимемо

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{f_x}{f_y} = \frac{\frac{F \sin \alpha l^3}{3EJ_y}}{\frac{F \cos \alpha l^3}{3EJ_x}},$$

або

$$\operatorname{ctg} \gamma = \left(\frac{J_x}{J_y} \right) \operatorname{tg} \alpha.$$

Порівнюючи цей вираз з формулою для визначення $\operatorname{tg} \beta$, бачимо, що $\operatorname{ctg} \gamma$ і $\operatorname{tg} \beta$ відрізняються тільки знаками, отже, самі кути відрізняються на 90° і

сумарний прогин балки лежить у площині, перпендикулярній до нейтральної осі. Звідси випливає, що

при косому згині площина прогину не збігається з площиною дії навантажень.

§ 6.2. Згин і розтяг або стиск

Розглянемо брус довжиною l сталого поперечного перерізу, затиснутий одним кінцем і навантажений на вільному кінці довільно напрямленою силою F , яку прикладено в центрі ваги перерізу (рис. 6.3.).

Розкладемо силу F на складові F_x , F_y і F_z . У результаті дії цих складових виникають одночасно деформації розтягу і поперечного згину в двох взаємно перпендикулярних площинах (дотичними напруженнями згину надалі нехтуватимемо).

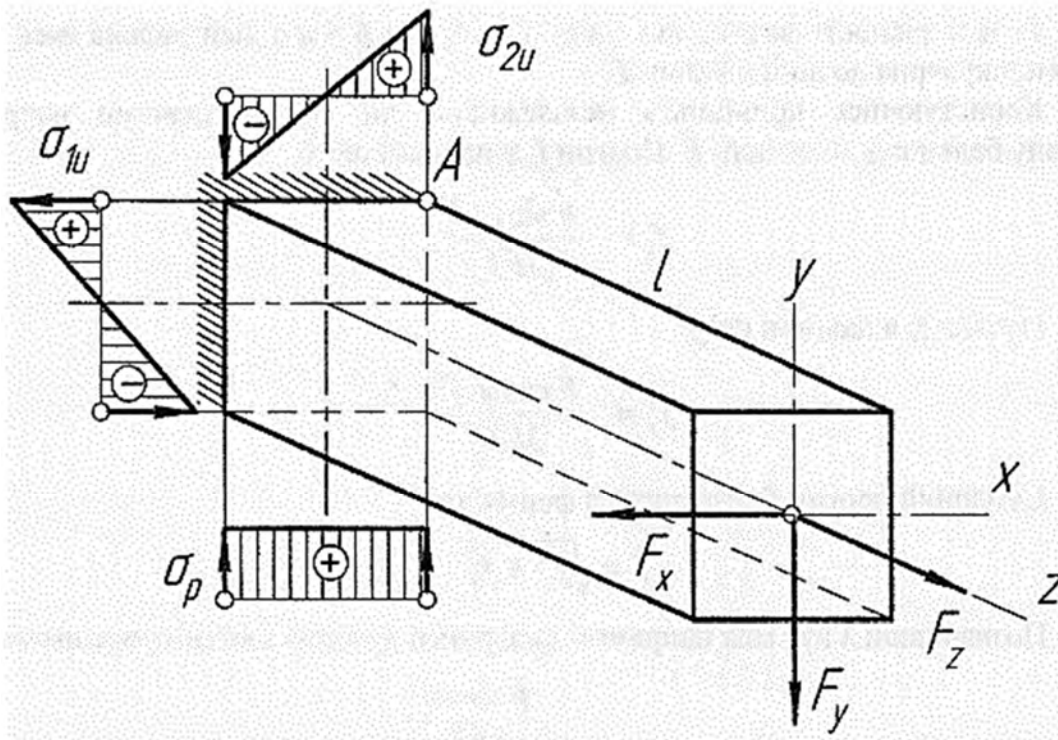


Рис. 6.3.

Застосуємо принцип незалежності дії сил і визначимо максимальні нормальні напруження в небезпечному перерізі (закріпленні):

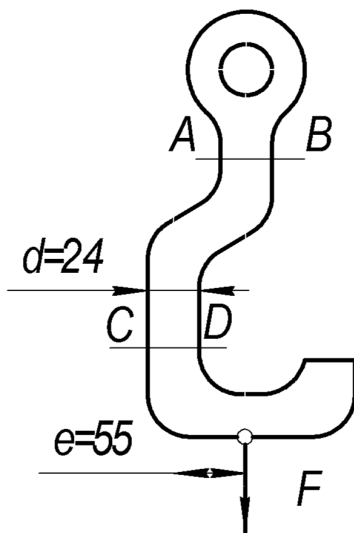
$$\sigma_p = \frac{F_z}{A}; \quad \sigma_{13\Gamma} = \pm \frac{F_y l}{W_x}; \quad \sigma_{23\Gamma} = \pm \frac{F_x l}{W_y}.$$

Максимальні сумарні напруження виникнуть у точці A і будуть напруженнями розтягу

$$\sigma_{\max} = \sigma_A = \frac{F_z}{A} + \frac{F_y l}{W_x} + \frac{F_x l}{W_y}.$$

Епюри нормальних напружень розтягу і згину подано на рис.6.3. Деформації розтягу і згину поєднуються, наприклад, у гаках, гвинтах з відігнутою головкою, гвинтах слюсарних лещат тощо.

Приклад 14. Визначити напруження в перерізах AB і CD сталюга гака сталого перерізу (рис.6.4) $F = 3$ кН, розміри подано у міліметрах.



Розв'язок. Використовуючи метод перерізів, бачимо, що в перерізі AB діятиме одна поздовжня сила $N = F$. У цьому перерізі гак працює тільки на розтяг. Обчислимо нормальне напруження:

$$\sigma_{AB} = \frac{N}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 24^2 \cdot 10^{-6}} = 6,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

У перерізі CD маємо поєднання згину і розтягу, згинаючий момент $M_{зг} = F \cdot e$.

Обчислимо максимальне сумарне напруження в перерізі CD .

Це буде напруження розтягу:

$$\sigma_{CD} = \sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{F \cdot e}{W}.$$

Враховуючи, що $e = 55$ мм, а $W \approx 0,1d^3$, дістаємо

$$\sigma_{CD} = \frac{6,7 \cdot 10^6 + 3 \cdot 10^3 \cdot 55 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 24^3 \cdot 10^{-9}} = 125,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Позацентровий стиск. Позацентровим стиском називають такий вид деформації, коли стискаюча сила паралельна осі бруса, але точка її прикладання не збігається з центром ваги перерізу (вивчену раніше деформацію можна назвати центральним стиском).

Розглянемо брус прямокутного перерізу $b \times h$ (рис. 6.5.), до якого на відстані e від осі прикладено паралельну їй силу F .

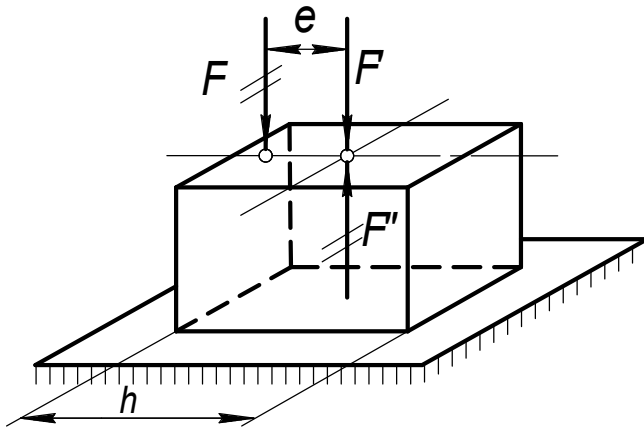


Рис. 6.5.

У центрі ваги перерізу вздовж осі прикладемо дві протилежно напрямлені сили, які за модулем дорівнюють силі F . Утворену систему трьох сил розглядатимемо як силу F , прикладену в центрі ваги, і пару сил з моментом $m = Fe$. Користуючись принципом незалежності дії сил, позацентровий стиск розглядатимемо як *поєднання центрального стиску і чистого згину*, причому відповідні нормальні

напруження визначатимемо за формулами

$$\sigma_c = \frac{F}{A}, \quad \sigma_{зг} = \pm \frac{M_{зг}}{W_x},$$

а сумарні напруження — за формулою

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_{зг} = \frac{F}{A} \pm \frac{M_{зг}}{W}.$$

Максимальні сумарні напруження будуть напруженнями стиску:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{F \cdot e}{W}.$$

Епюри нормальних напружень стиску, згину і сумарну епюру подано на рис. 6.6.

Щоб у брусі не виникали напруження розтягу (недопустимі, наприклад, у цегляній або кам'яній кладці), має виконуватися нерівність

$$\sigma_c \geq \sigma_{зг} \text{ або } \frac{F}{A} \geq \frac{F \cdot e}{W}, \text{ звідки } e \geq \frac{W}{F}.$$

Для бруса прямокутного перерізу граничне значення ексцентриситету

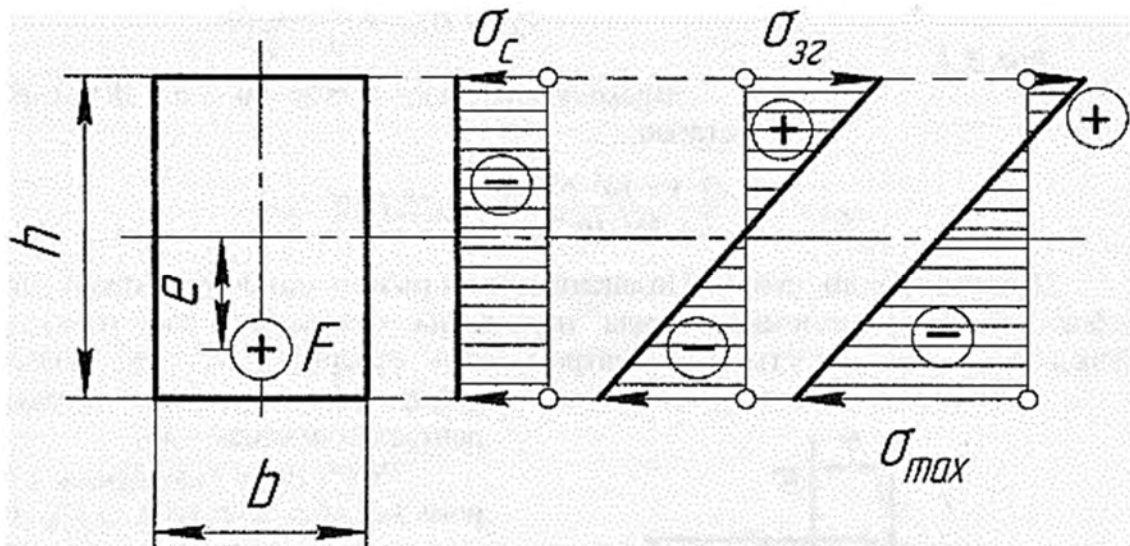


Рис. 6.6.

$$e = \frac{W}{A} = \frac{bh^2}{6} \div bh = \frac{h}{6}.$$

У випадку позacentрового розтягу використовують такі ж формули, але з урахуванням знаків напружень.

§ 6.3. Згин і кручення

Одночасних деформацій згину і кручення зазнає більшість валів, які звичайно бувають прямими брусами круглого або кільцевого перерізу.

Для розрахунку валів братимемо до уваги тільки крутний і згинаючий моменти, які діють у небезпечному поперечному перерізі, і не братимемо до уваги поперечні сили, оскільки відповідні їм дотичні напруження відносно невеликі.

Максимальні нормальні і дотичні напруження для круглих валів обчислюють за формулами

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W}, \quad \tau = \frac{M_k}{W_p},$$

причому для круглих валів $W_p = 2W$.

У випадку одночасного згину і кручення небезпечними будуть точки поперечного перерізу вала, які найбільше віддалені від нейтральної осі.

Застосувавши третю теорію міцності, дістанемо

$$\begin{aligned}\sigma_{екв} &= \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{3\Gamma}}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{M_k}{W_p}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{M_{3\Gamma}}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{M_k}{2W}\right)^2} = \sqrt{\frac{M_{3\Gamma}^2 + M_k^2}{W}}.\end{aligned}$$

Вираз, що стоїть у чисельнику, назвемо еквівалентним моментом:

$$M_{екв} = \sqrt{M_{3\Gamma}^2 + M_k^2},$$

тоді розрахункова формула для круглих валів набуде вигляду

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{W} \leq [\sigma],$$

вали звичайно виготовляють із матеріалу, в якого $[\sigma_p] = [\sigma_c] = [\sigma]$.

За цією формулою круглі вали розраховують як на згин, але не за згинаючим, а за еквівалентним моментом.

Застосувавши енергетичну теорію міцності, матимемо

$$\begin{aligned}\sigma_{екв} &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{3\Gamma}}{W}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{W_p}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{M_{3\Gamma}}{W}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{2W}\right)^2} = \sqrt{\frac{M_{3\Gamma}^2 + 0,75M_k^2}{W}},\end{aligned}$$

тобто за енергетичною теорією міцності

$$M_{екв} = \sqrt{M_{3\Gamma}^2 + 0,75M_k^2}.$$

Приклад 15.

Перевірити міцність вала зубчастої передачі, виготовленого із сталі Ст. 4, границя текучості для якої $\sigma_T = 260$ МПа. Потужність, яка передається, $P = 40$ кВт, $n = 1000$ хв⁻¹, допустимий коефіцієнт запасу міцності $[n] = 3$, діаметр вала $d = 35$ мм.

Для розрахунку застосувати третю теорію міцності (рис. 5.6, а, розміри дано в міліметрах).

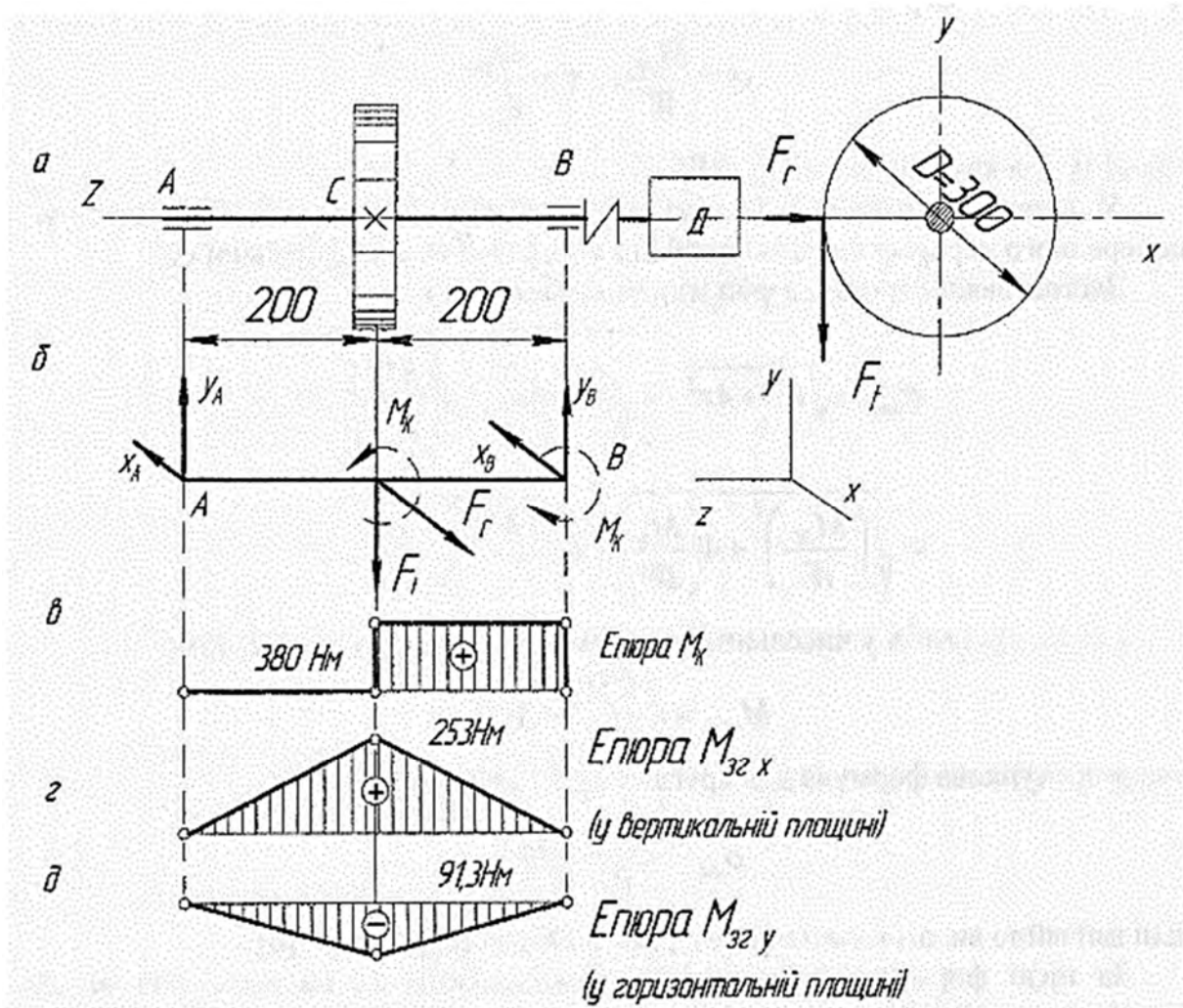


Рис. 6.7.

Розв'язок

Визначимо обертаючий момент, який передає вал:

$$T = P/\omega, \quad \text{де } \omega = \pi n/30.$$

Підставляємо числові значення:

$$T = 40000 \cdot 30 / (3,14 \cdot 1000) = 380 \text{ Нм.}$$

Обертаючий момент можна подати через колове зусилля F_t :

$$T = F_t D/2, \quad \text{звідки } F_t = 2T/D = 2 \cdot 380/0,3 = 2530 \text{ Н.}$$

У зубчастих передачах діє також радіальне зусилля F_r , яке визначають із

співвідношення

$$F_r = 0,36F_t.$$

У даному прикладі

$$F_r = 0,36 \cdot 2530 = 913 \text{ Н.}$$

Зобразимо розрахункову схему вала (рис. 6.7, б).

Максимальний згинаючий момент $M_{3\Gamma_x}$, який діє у вертикальній площині

$$M_{3\Gamma_x} = F_t l / 4 = 2530 \cdot 0,4 / 4 = 253 \text{ Нм.}$$

Радіальне зусилля F_r згинатиме вал у горизонтальній площині.

Максимальний згинаючий момент від дії сили F_r буде на середині вала; його значення

$$M_{3\Gamma_y} = F_r l / 4 = 913 \cdot 0,4 / 4 = 91,3 \text{ Нм.}$$

За знайденими значеннями будемо епюри M_k ; $M_{3\Gamma_x}$; $M_{3\Gamma_y}$ і визначимо положення небезпечного перерізу (рис. 6.7, в, г, д).

Із епюр видно, що небезпечний переріз — у місці закріплення зубчастого колеса.

Застосуємо третю теорію міцності:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{M_{3\Gamma}^2 + M_k^2}{W}};$$

враховуючи, що $M_{3\Gamma}^2 = M_{3\Gamma_x}^2 + M_{3\Gamma_y}^2$, $W \approx 0,1d^3$, $M_k = T$, дістаємо

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{253^2 + 91,3^2 + 380^2}{0,1 \cdot 35 \cdot 10^{-9}}} = 109 \cdot 10^6 \text{ Па} = 109 \text{ МПа.}$$

Визначимо коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \sigma_T / \sigma_{екв} = 260 / 109 = 2,38.$$

Порівнюючи знайдене значення n з допустимим коефіцієнтом запасу міцності $[n]$, бачимо, що

$$n < [n],$$

тобто міцність вала недостатня.

Епюри M_k ; $M_{3\Gamma_x}$; $M_{3\Gamma_y}$ часто будують в аксонометрії.

§ 6.4. Кручення і розтяг або стиск

Складним опором називаються види вантаження, при яких в поперечних перетинах одночасно діють декілька внутрішніх силових факторів.

Одночасних деформацій кручення і розтягу зазнають, наприклад, болти і кріпильні гвинти, а деформацій кручення і стиску – гвинти домкратів і гвинтових пресів, свердла і шпинделі свердлильних верстатів. Ці деталі звичайно виготовляють з матеріалів, для яких $[\sigma_p] = [\sigma_{ск}] = [\sigma]$.

При складному опорі повинен бути застосований принцип незалежності дії сил (окремий випадок принципу суперпозиції або накладення, застосований в механіці деформованого твердого тіла).

Нагадаємо формулювання принципу незалежності дії сил: напруження (деформація) від групи сил дорівнює сумі напружень (деформацій) від кожної сили окремо. Він справедливий, якщо функція й аргумент зв'язані лінійною залежністю.

Нормальні і максимальні дотичні напруження в цих випадках обчислюють за формулами

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad \tau = \frac{M_k}{W_p}.$$

Застосувавши третю теорію міцності, знайдемо розрахункову формулу

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{M_k}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma].$$

Застосувавши енергетичну теорію міцності, матимемо

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma].$$

Якщо з трьох головних напружень два рівні нулю, то матиме місце лінійний напружений стан в даній точці тіла.

Якщо з трьох головних напружень тільки одне одно нулю, то матиме місце плоский напружений стан в даній точці тіла.

Якщо жодне з головних напружень не дорівнює нулю, то матиме місце об'ємний напружений стан в даній точці тіла.

Якщо у всіх точках тіла буде один і той же тип напруженого стану, то буде мати місце однорідний напружений стан тіла. Лінійно-напружений стан називають простим напруженим станом, плоский і об'ємний напружений стан - складним.

РОЗДІЛ 7. ВІДОМОСТІ ПРО ВТОМЛЕНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ І КОНЦЕНТРАЦІЮ НАПРУЖЕНЬ

§ 7.1. Втомленість матеріалів

У попередніх розділах розглядалися розрахунки на міцність при статичному навантаженні елементів конструкцій. Проте багато деталей машин працює у таких умовах, коли напруження, які виникають у них, періодично змінюються за величиною або за величиною і знаком. Опір конструкцій дії таким навантаженням істотно відрізняється від їх опору дії статичному навантаженню.

До деталей, які зазнають змінних навантажень, належать, наприклад, обертові осі, вали, штоки поршневих машин тощо. Шток парової машини зазнає змінних навантажень, причому знак напружень у штоці змінюється залежно від напрямку руху поршня (розтяг-стиск); під час обертання осі вагона одні і ті самі волокна бувають то в зоні розтягу, то - стиску.

Досліди і аналіз поломок різних деталей машин показує, що матеріали (у тому числі метали), які тривалий час зазнавали дії змінних навантажень, можуть руйнуватися при нижчих напруженнях, ніж границя міцності і навіть границя текучості.

Руйнування при цьому відбувається тому, що після певного числа змін навантаження у розглядуваній деталі виникає *мікротріщина*, яка поступово збільшується, і врешті-решт деталь зруйнується, не виявивши при цьому помітних залишкових деформацій навіть тоді, коли матеріалу деталі властива висока пластичність.

Руйнування матеріалу, спричинене багаторазовою дією змінних напружень, називають втомленістю.

Причини руйнування матеріалу від втомленості поки ще недостатньо вивчені. Мабуть, виникнення мікротріщин здебільшого є результатом неоднорідності будови матеріалів, наявності слідів механічної обробки і пошкоджень поверхні деталі (волосовини, раковини, газові і шлакові включення, подряпини, сліди різця або шліфувального каменя тощо), а також результатом концентрації напружень, про що йтиметься у наступному параграфі.

Здатність матеріалів протистояти втомленості називають опором втомленості.

Вивчення в опорі матеріалів питань втомленості має дуже велике значення, оскільки такі важливі деталі, як колінчасті вали, гребні гвинти, поршневі пальці, клапанні пружини, шатуни двигунів, осі залізничних вагонів і багато інших, виходять із ладу переважно внаслідок руйнувань від втомленості.

Введемо основні потрібні далі означення.

Час однієї зміни напружень називають періодом. Циклом напружень називають сукупність усіх значень напружень σ (або τ) за час одного періоду T (рис. 7.1).

Змінні напруження можуть мати усталений (стаціонарний) або неусталений (нестационарний) режим. За усталеним режимом кожний новий цикл є точним повторенням попереднього. За неусталеним режимом характер напружень і їх максимальні значення змінюються від циклу до циклу. σ

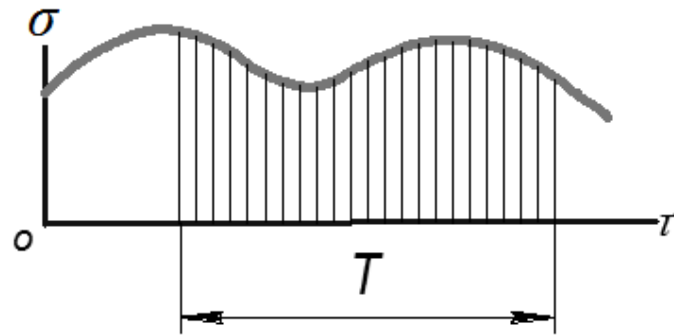


Рис. 7.1.

Розглянемо методи розрахунку деталей при змінних напруженнях із усталеним режимом.

Цикл змінних напружень (рис. 7.2, а) характеризують такими параметрами:

- 1) максимальним напруженням σ_{\max} ;
- 2) мінімальним напруженням σ_{\min} ;
- 3) середнім напруженням $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$;
- 4) амплітудою циклу $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$;
- 5) коефіцієнтом асиметрії циклу $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$.

Зазначимо, що цикли, які мають однаковий коефіцієнт асиметрії, називають подібними.

Із наведених формул і рис. 7.2, а випливає, що

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m, \quad \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$$

Коли σ_{\max} і σ_{\min} однакові за абсолютною величиною, тобто коли $\sigma_{\max} = \sigma$ і $\sigma_{\min} = -\sigma$ то маємо симетричний цикл напружень (рис.7.2, б).

При цьому $\sigma_m = 0$, $\sigma_a = \sigma$, $r = -1$.

Цикл напружень, який зображено на рис. 7.2, а, є прикладом асиметричного циклу.

На рис.7.2, в показано *віднульовий* цикл зміни напружень.

Усі наведені в цьому параграфі означення і співвідношення дійсні й для змінних дотичних напружень, треба тільки в позначеннях і формулах замінити σ на τ . Максимальне значення періодично змінного напруження, при якому матеріал може необмежено довго чинити опір руйнуванню, називають границею витривалості.

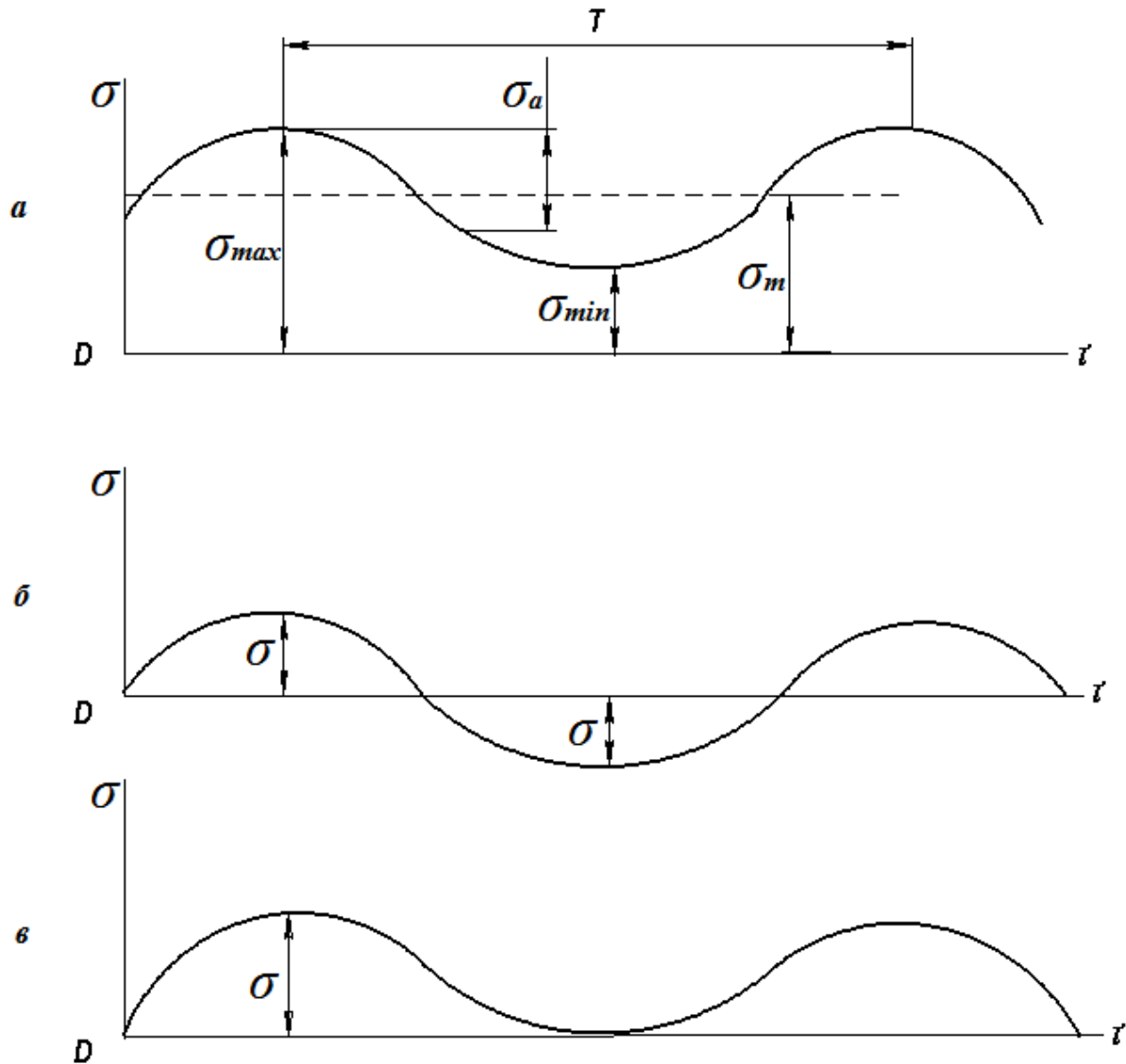


Рис.7.2.

Границю витривалості для змінних нормальних напружень при симетричному циклі позначають σ_{-1} при віднульовому циклі $-\sigma_0$, при циклі з коефіцієнтом асиметрії $r - \sigma_r$.

Для визначення границі витривалості зразки випробовують на спеціальних машинах. Найбільшого поширення набули випробування на згин при симетричному циклі навантаження.

Для випробування на витривалість виготовляють серію однакових ретельно відполірованих зразків (як правило, не менше 10), які мають в робочій частині точно циліндричну форму, діаметр зразків 5...10 мм.

Випробування роблять у такій послідовності. Перший зразок навантажують до значного напруження σ_1 , щоб він зруйнувався при порівняно невеликому числі циклів N_1 . Другий зразок випробують при меншій нарузі σ_2 ,

руйнування станеться при більшому числі циклів N_2 . Потім випробовують решту зразків, поступово зменшуючи напруження, вони руйнуються при більшому числі циклів. За результатами проб будують криву втомленості — криву Веллера (рис.7.3), яку названо так за ім'ям німецького інженера А. Веллера (1819-1914) — засновника систематичних досліджень стійкості металів проти втомленості.

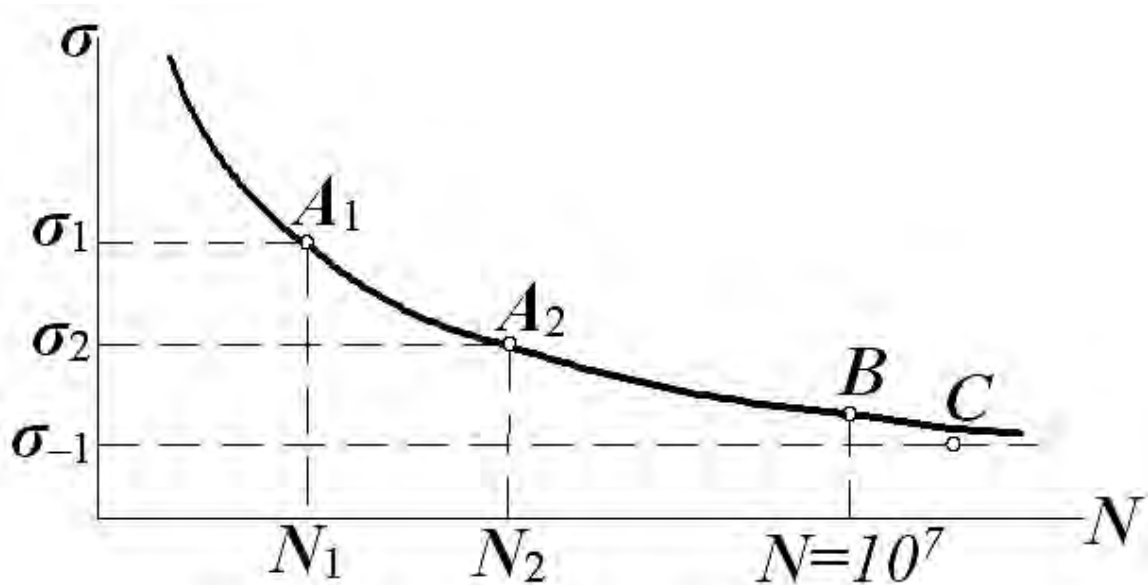


Рис. 7.3.

На кривій втомленості є ділянка BC , яка наближається до горизонтальної асимптоти. Це означає, що при певній напрузі σ_{-1} зразок, не руйнуючись, може витримати нескінченно велику кількість циклів. Ордината цієї асимптоти і дає значення границі витривалості.

Практика показує, що сталевий зразок, який витримав $N_0 = 10^7$ циклів (це число називають базою випробувань), може витримати і необмежене число циклів.

Експериментально встановлено, що при будь-якому асиметричному циклі (наприклад, віднульовому) границя витривалості для того самого матеріалу буде вища, ніж при симетричному циклі. Це означає, що **симетричний цикл найбільш небезпечний**.

Для кольорових металів границю витривалості визначають, як правило, при базі випробувань $N_0 = 10^7$ або 10^8 .

Границя витривалості значною мірою залежить від виду деформації. Випробування на витривалість проти розтягу-стиску і кручення проводять рідше, оскільки вони вимагають складнішого обладнання, ніж у випадку згину. Тому границі витривалості проти розтягу σ_{-1p} і кручення τ_{-1} визначають із емпіричних формул за відомою границею витривалості σ_{-1} при симетричному циклі згину:

$$\sigma_{-1p} \approx (0,7 \div 0,9)\sigma_{-1}; \quad \tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1}.$$

Тепер для багатьох матеріалів границі витривалості визначені і наводяться у довідниках.

Коли немає дослідних даних, границю витривалості для симетричного циклу згину можна обчислити за допомогою характеристик статичної міцності (наприклад, тимчасового опору $\sigma_{ТМ}$) за такими наближеними емпіричними співвідношеннями:

- для вуглецевої сталі $\sigma_{-1p} \approx 0,43\sigma_T$;
- для легованої сталі $\sigma_{-1p} \approx 0,35\sigma_T + 120 \text{ МПа}$;
- для сірого чавуну $\sigma_{-1p} \approx 0,45\sigma_T$.

§ 7.2. Концентрація напружень

Теоретичними і експериментальними дослідженнями встановлено, що напруження розподілені рівномірно по площі поперечного перерізу розтягнутого або стиснутого бруса тільки тоді, коли поперечні перерізи або сталі вздовж бруса, або змінюються дуже повільно. Їх обчислюють за формулою

$$\sigma = \frac{F}{A}.$$

Різкі зміни форми або площі поперечного перерізу деталей (наявність отворів, виточок, викружок, галтелей, канавок, надрізів тощо) призводять до нерівномірного розподілу напружень, спричинюють **концентрацію напружень**.

Причину, яка зумовлює концентрацію напружень (отвір, виточка), називають **концентратором напружень**.

Розглянемо сталюну штабу, яку розтягує сила F (рис. 7.4).

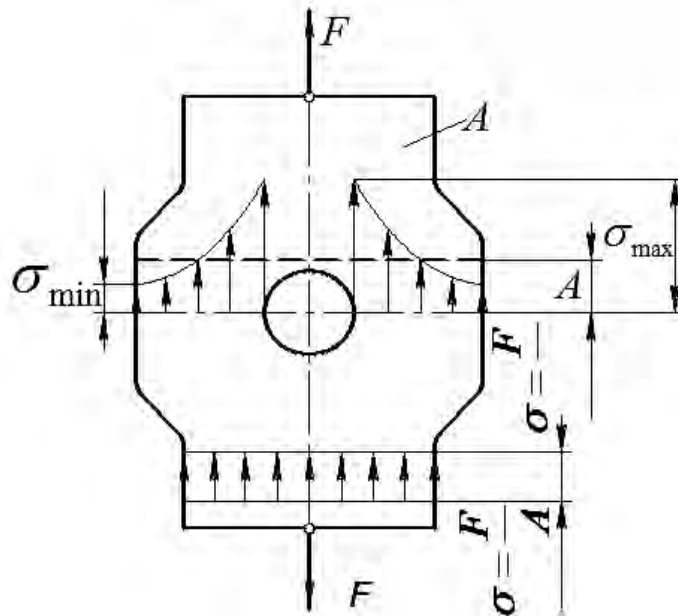


Рис. 7.4.

У поперечному перерізі A штаби діє поздовжня сила $N = F$. Нормальне напруження, тобто обчислене з припущенням, що концентрації напружень немає, дорівнює

$$\sigma = \frac{F}{A}.$$

Для компенсації послаблення перерізу за рахунок отвору збільшимо ширину штаби, як показано на рис. 7.4, щоб площі поперечного перерізу, проведеного через вісь отвору, дорівнювала A . На цьому самому рисунку подано графік розподілу напружень біля отвору.

Концентрація напружень має місцевий характер, оскільки з віддаленням від концентратора як вздовж деталі, так і поперек, напруження дуже швидко спадають, наближаючись до своїх номінальних значень.

Явище концентрації напружень легко зрозуміти за допомогою так званої гідродинамічної аналогії. Теоретичними і експериментальними дослідженнями доведено подібність між розподілом напружень у деталях і швидкостями і напрямками окремих струменів потоку води, що тече по трубі, яка має форму досліджуваної деталі. У прямій трубі із сталим поперечним перерізом швидкість потоку в усіх перерізах і в усіх точках кожного перерізу однакова, сталою залишається і величина напружень в усіх точках перерізу прямого бруса сталого діаметра.

Будь-яка зміна розмірів поперечного перерізу (отвір, галтель тощо) впливає на потік. Коли трубу звужувати, то швидкість потоку збільшуватиметься, а коли розширювати — зменшуватиметься. Аналогічно напруження в перерізах прямого бруса збільшуються або зменшуються від зміни розмірів і форми перерізу.

Кількісно концентрацію напружень характеризує теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_{τ} , який дорівнює відношенню найбільшого місцевого напруження біля концентратора напружень σ_{\max} до номінального напруження σ :

$$K_{\tau\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma}.$$

У випадку концентрації дотичних напружень за аналогією приймають

$$K_{\tau\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau}.$$

Концентрація напружень істотно залежить від виду і розмірів концентратора. Докладні відомості про теоретичні коефіцієнти концентрації напружень наведено в довідниках про розрахунки на міцність.

Концентрація напружень по-різному впливає на міцність пластичних і крихких матеріалів. Велике значення при цьому має і характер навантаження. Якщо взяти пластичний матеріал, навантажений статично, то із збільшенням навантаження зростання найбільших місцевих напружень припиняється при досягненні границі текучості внаслідок місцевої текучості матеріалу, а в решті поперечного перерізу напруження зростатимуть. Отже, пластичність матеріалу сприяє вирівнюванню напружень. Коли напруження досягнуть границі текучості по всьому перерізу, то їх розподіл можна вважати рівномірним. Звідси можна зробити висновок про те, що при статичному навантаженні пластичні матеріали

малочутливі до концентрації напружень. Вплив концентрації напружень не враховують у випадку статичного навантаження при розрахунках на міцність заклепочних і різьбових з'єднань та інших подібних деталей, виготовлених із пластичних матеріалів.

При навантаженнях, які швидко змінюються з часом, напруження не встигають вирівнюватись, тому концентрацію напружень треба враховувати.

У розрахунках на міцність деталей із крихких матеріалів концентрацію напружень треба враховувати і при статичному навантаженні, оскільки нерівномірність розподілу напружень внаслідок їх концентрації зберігається на всіх стадіях навантаження (пригадаємо відсутність ділянки текучості на діаграмах розтягу крихких матеріалів).

Теоретичний коефіцієнт концентрації K_T відбиває вплив концентратора напружень в умовах, далеких від руйнування деталі.

Міцність при змінних навантаженнях характеризують границею витривалості, тому дійсну оцінку впливу концентратора можна дістати, порівнюючи границі витривалості, визначені з дослідів над гладенькими зразками (σ_{-1}) і над зразками з досліджуванним концентратом (σ_{-1k}) при симетричному циклі.

Відношення цих величин називають ефективним (тобто дійсним) коефіцієнтом концентрації напружень k :

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}} \quad \text{і} \quad k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1k}}.$$

Порівняння показує, що ефективний коефіцієнт концентрації завжди менший від теоретичного.

Для сталених валів при $\sigma_T \leq 800$ МПа приймають $k_\sigma \approx 1,4 \div 2,5$.

Із дослідів встановлено, що границя витривалості залежить від абсолютних розмірів поперечного перерізу зразка: із збільшенням розмірів перерізу границя витривалості зменшується. Ця закономірність дістала назву масштабного фактора; вона пояснюється тим, що із збільшенням об'єму матеріалу збільшується імовірність неоднорідності його структури (шлакові і газові включення тощо), а це призводить до виникнення осередків концентрації напружень.

Вплив абсолютних розмірів деталі враховують введенням у розрахункові формули коефіцієнта ε_σ (або ε_τ), який дорівнює відношенню границі витривалості σ_{-1d} зразка заданого діаметра d до границі витривалості σ_{-1} і геометрично подібного лабораторного зразка (здебільшого беруть зразок, діаметр якого 7 мм):

$$\varepsilon_\sigma = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1}} \quad \text{або} \quad \varepsilon_\tau = \frac{\tau_{-1d}}{\tau_{-1}}.$$

Для сталі приймають $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = \varepsilon$, де звичайно $\varepsilon = 0,64 \div 1,0$.

На границю витривалості впливають шорсткість і стан поверхні деталі; із збільшенням шорсткості поверхні границя витривалості знижується. Це пояснюється тим, що після виготовлення деталі на її поверхні є риски, подряпини тощо, біля яких спостерігається концентрація напружень.

Відношення границі витривалості σ_{-1r} зразка із заданим станом поверхні до границі витривалості σ_{-1} зразка з полірованою поверхнею, називають

коефіцієнтом якості поверхні і позначають β :
$$\beta = \frac{\sigma_{-1r}}{\sigma_{-1}}.$$

Звичайно $\beta = 0,25 \div 1,0$.

Коли ж застосувати спеціальні методи поверхневого зміцнення деталей (загартування струмами високої частоти, цементація, азотування, обкочування поверхонь деталі роликками, обробка деталей сталевим або чавунним дробом), то β може бути і більшим від одиниці.

Значення коефіцієнтів K_t, k, ε і β знаходять за таблицями, які є у довідниках для розрахунків на міцність.

Питання, пов'язані з концентрацією напружень, докладно розглянуто в працях видатного вченого Г.М. Савіна.

§ 7.3. Розрахунки на міцність при змінних напруженнях і концентрації напружень

Розрахунки на міцність при змінних напруженнях у більшості випадків перевіряють. У результаті дістають фактичні коефіцієнти запасу міцності n , які порівнюють із потрібними (допустимими) для даної конструкції коефіцієнтами запасу міцності $[n]$; при цьому має бути дійсною умова $n \geq [n]$.

Звичайно для сталевих деталей $[n] = 1,3 \div 3$ і більше залежно від виду і призначення деталі.

При *симетричному* циклі зміни напружень коефіцієнт запасу міцності визначають за формулами:

для розтягу (стиску)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p} \varepsilon_\sigma \beta}{k_\sigma \sigma},$$

для кручення

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1p} \varepsilon_\tau \beta}{k_\tau \tau},$$

для згину

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p} \varepsilon_\sigma \beta}{k_\sigma \sigma},$$

де σ і τ — номінальні значення максимальних нормальних і дотичних напружень; k_σ, k_τ — ефективні коефіцієнти концентрації напружень; $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ — коефіцієнти, які враховують вплив абсолютних розмірів деталі; β — коефіцієнт якості поверхні.

Для деталей, які працюють в умовах *асиметричного* циклу, коефіцієнти запасу міцності n_σ і n_τ визначають за формулами Серенсена-Кінасешвілі (Р.С. Кінасешвілі, С.В. Серенсен — видатні вчені):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}\right) \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_1 \beta}\right) \sigma_a + \psi_\tau \tau_m},$$

де ψ_σ і ψ_τ — коефіцієнти зведення асиметричного циклу до рівнонебезпечного симетричного; вони відбивають вплив асиметрії циклу на величину границі витривалості й обчислюються за формулами

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0},$$

де σ_0 і τ_0 — границі витривалості при віднульовому циклі зміни напружень; значення ψ_σ і ψ_τ є у довідниках.

У випадку поєднання основних деформацій (згину і кручення, кручення і розтягу або стиску), тобто для спрощеного плоского напруженого стану, загальний коефіцієнт запасу міцності n визначають з виразу

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2},$$

звідки

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Тут n_σ — коефіцієнт запасу міцності для нормальних напружень;

n_τ — коефіцієнт запасу міцності для дотичних напружень.

Формули для обчислення n_σ і n_τ наведено вище.

Крім коефіцієнта запасу міцності відносно границі витривалості, обчислюють коефіцієнт запасу міцності за опором пластичним деформаціям, тобто відносно границі текучості σ_T (або τ_T) $\approx (0,55 \div 0,60)\sigma_T$.

Коефіцієнти запасу міцності за опором пластичним деформаціям визначають за формулами

$$n_{\sigma_T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m}, \quad n_{\tau_T} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{\tau_T}{\tau_a + \tau_m}.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності за опором пластичним деформаціям n_T обчислюють за формулою

$$n_T = \frac{n_{\sigma_T} n_{\tau_T}}{\sqrt{n_{\sigma_T}^2 + n_{\tau_T}^2}}.$$

Знайдені значення n і n_T порівнюють з допустимим значенням коефіцієнта запасу міцності $[n]$. Зазначимо, що із знайдених значень n і n_T у наступних розрахунках беруть до уваги менше значення.

Розділ 8. СТІЙКІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

§ 8.1. Поздовжній згин

У розрахунках на міцність і жорсткість, наведених у попередніх розділах, припускалося, що під час деформації конструкції між зовнішнім навантаженням і внутрішніми силами пружності була стійка форма рівноваги, тобто така, при якій малим збурюючим діям відповідають малі відхилення статично навантаженої конструкції від початкової форми. Навантаження, при яких втрачається стійкість, називають критичними, а відповідні стани — критичними станами.

Небезпека втрати стійкості особливо велика для легких, тонкостінних конструкцій типу гнучких стержнів, пластинок і оболонок. Явища втрати стійкості різноманітні. Найважливіші такі випадки прояву нестійкості:

- 1) виникнення якісно нових форм рівноваги;
- 2) зникнення стійких форм рівноваги.

Прикладом може бути центральний стиск прямого пружного стержня. При невеликих значеннях стискаючої сили прямолінійна форма — єдина і притому стійка форма рівноваги; малим збудженням цієї форми, які виникають, наприклад, під час невеликого додаткового поперечного навантаження, відповідають малі прогини.

При критичному значенні стискаючої сили $F_{кр}$ прямолінійна форма стає нестійкою і після малих збурень стержень набирає нової (стійкої) форми рівноваги, якій відповідає зігнута вісь.

Критичною силою називається найбільше значення стискаючої сили, прикладеної центрально, до якої прямолінійна форма рівноваги стержня є стійкою. Згин, пов'язаний з втратою стійкості стержня прямолінійної форми, називається поздовжнім згином.

Розглянемо тонкий сталевий стержень, довжина якого значно більша за поперечні розміри, що стискається силою F , трохи більшою за $F_{кр}$ (рис. 8.1). Застосовуючи метод перерізів, упевнюємось, що внаслідок викривлення осі в поперечних перерізах стержня виникають два внутрішні силові фактори — поздовжня сила $N = F$ і згинаючий момент $M_{зг}$. Отже, викривлений стержень зазнає одночасно деформацій центрального стиску і поперечного згину.

Якщо стискаючі сили хоч трохи перевищують критичне значення, то додаткові напруження згину досягають досить значних величин і

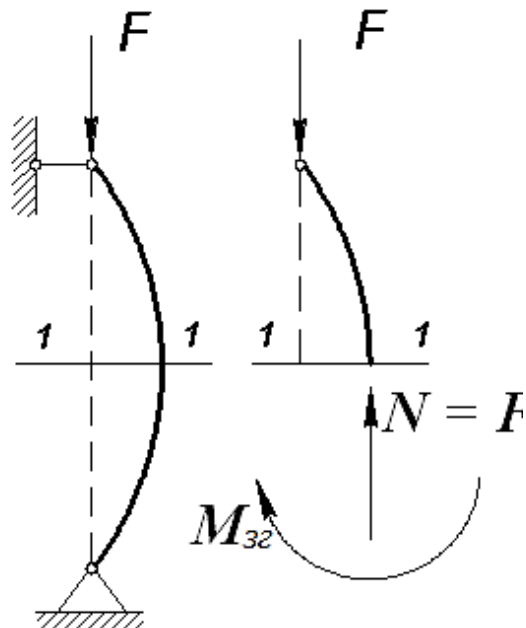


Рис. 8.1.

безпосередньо загрожують міцності конструкції.

Тому критичний стан, який безпосередньо передує руйнуванню, недопустимий у реальних умовах експлуатації. У зв'язку з цим визначення критичних навантажень є відповідальною частиною розрахунку конструкції і дає можливість уникнути втрати стійкості введенням відповідного коефіцієнта запасу стійкості.

Щоб забезпечити стійкість, необхідно, щоб стискаюча сила F , яка діє на стержень, була менша за критичну $F_{кр}$.

Позначимо допустиму стискаючу силу $[F]$, тоді
$$[F] = \frac{F_{кр}}{[n_{ст}]},$$

де $n_{ст}$ — допустимий коефіцієнт запасу стійкості.

Очевидно, що стійкість стержня достатня, якщо $[n_{ст}] > 1$.

Значення коефіцієнта запасу стійкості залежить від призначення стержня і його матеріалу.

Звичайно для сталей $[n_{ст}] = 1,8 \div 3$; для чавунів $[n_{ст}] = 5 \div 5,5$; для дерева $[n_{ст}] = 2,8 \div 3,2$.

§ 8.2. Формула Ейлера

Для розрахунків стиснених стержнів на стійкість треба знати способи визначення критичної сили $F_{кр}$.

Вперше стійкість стиснених стержнів дослідив академік Петербурзької Академії наук, швейцарець за національністю, Леонард Ейлер (1707-1783). Л. Ейлер, який прожив у Росії близько 30 років, залишив незгладимий слід у механіці і математиці.

Академік С.І. Вавилов писав: "Разом з Петром І і Ломоносовим Ейлер став видатним генієм нашої Академії, який визначив її славу, її міцність, її продуктивність,,,"

Пізніше значну роботу в галузі теоретичного і експериментального дослідження питань стійкості виконав російський учений, професор Петербурзького інституту інженерів шляхів сполучення Ф.С. Ясинський (1856-1899), який у 1893 р. опублікував велику працю "Досвід розвитку теорії поздовжнього згину,,,"

Л. Ейлер вивів формулу для визначення величини критичної сили $F_{кр}$. Наведемо формулу Ейлера без виведення:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{l_{зв}^2}.$$

Тут E — модуль пружності першого роду;

J_{\min} — найменший з осевих моментів інерції перерізу,

оскільки стержень викривляється в площині найменшої жорсткості, в чому легко впевнитись, стискаючи поздовжньою силою слюсарну лінійку;

$l_{зв}$ — зведена довжина стержня:

$$l_{зв} = \mu l,$$

де l — довжина стержня, а μ — коефіцієнт зведення довжини, який залежить від способу кріплення кінців стержня; його *інакше* називають коефіцієнтом кріплення.

На рис.8.2 зображено способи кріплення кінців стержня, які найчастіше застосовують, і наведено значення μ :

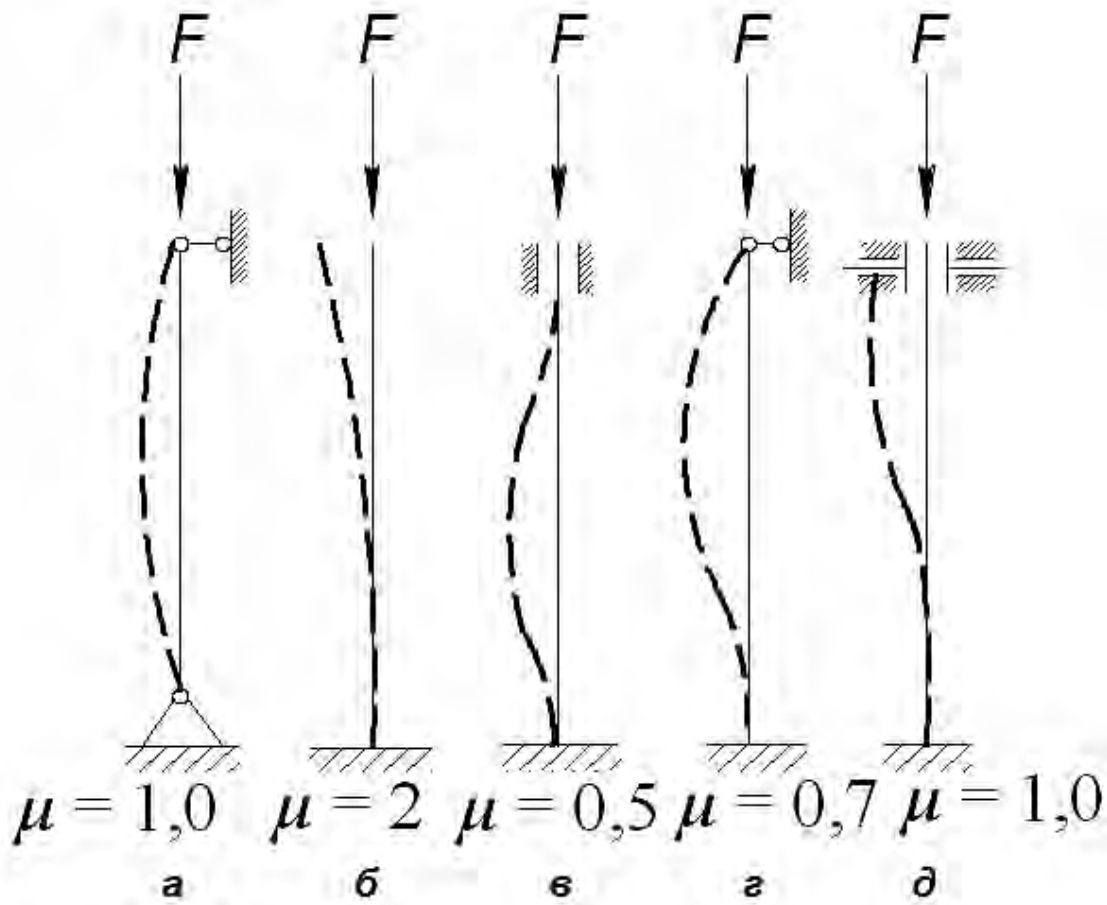


Рис. 8.2.

- 1) обидва кінці стержня закріплені шарнірно і можуть зближуватися (а);
- 2) нижній кінець жорстко закріплений, верхній вільний (б);
- 3) обидва кінці жорстко закріплені, але можуть зближуватися (в);
- 4) нижній кінець закріплений жорстко, верхній — шарнірно, кінці можуть зближуватися (г);
- 5) нижній кінець закріплений жорстко, верхній має «плаваюче» кріплення (д).

Зазначимо, що чим менше μ , тим більша критична сила, а отже, і допустиме стискаюче навантаження. Наприклад, стискаюче навантаження стержня, жорстко закріпленого обома кінцями ($\mu = 0,5$), може бути в 16 раз більше від навантаження стержня, закріпленого одним кінцем ($\mu = 2$). Тому там, де це можливо, треба жорстко кріпити обидва кінці стержня.

Виведення формули Ейлера ґрунтується на законі Гука, який дійсний доти, поки напруження не перевищують границі пропорційності. Тому формулою Ейлера можна користуватися не завжди.

Для визначення границь застосовності формули Ейлера знайдемо критичне напруження $\sigma_{кр}$, тобто напруження, яке виникає в поперечному перерізі A стержня під дією критичної сили:

$$\sigma_{кр} = \frac{F_{кр}}{A} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{(\mu l)^2 A}.$$

Введемо поняття найменшого радіуса інерції поперечного перерізу стержня i_{\min} :

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}}.$$

Перепишемо формулу для $\sigma_{кр}$ так:

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu l}{i_{\min}}\right)^2}.$$

Вираз $\frac{\mu l}{i_{\min}}$ називають гнучкістю стержня. Це безрозмірна величина, яка характеризує вплив розмірів стержня і способу закріплення його кінців. Остаточно

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}.$$

Формулою Ейлера можна користуватися тільки тоді, коли виконується умова

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_{\text{пц}}.$$

де $\sigma_{\text{пц}}$ — границя пропорційності матеріалу стержня. Отже,

$$\lambda \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{\text{шц}}}}$$

Величину, яка стоїть у правій частині нерівності, називають граничною гнучкістю і позначають $\lambda_{\text{гр}}$.

Гранична гнучкість залежить лише від фізико-механічних властивостей матеріалу стержня і стала для даного матеріалу.

За допомогою поняття граничної гнучкості умову застосовності формули Ейлера можна записати у вигляді $\lambda \geq \lambda_{\text{гр}}$, тобто формула Ейлера застосовна тільки тоді, коли гнучкість стержня більша або дорівнює граничній гнучкості для матеріалу, з якого його виготовлено.

Обчислимо як приклад, значення $\lambda_{\text{гр}}$ для маловуглецевої сталі Ст3. Для сталі Ст3 — $\sigma_{\text{шц}}=200\text{МПа}$, а $E=2\cdot 10^5\text{МПа}$, тоді

$$\lambda_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 100.$$

Для стержнів із маловуглецевої сталі формула Ейлера застосовна, якщо їх гнучкість $\lambda \geq 100$. Аналогічно можна обчислити значення граничної гнучкості для інших матеріалів. Зокрема, для чавуну $\lambda_{\text{гр}} = 80$; для дерева (сосна) $\lambda_{\text{гр}} = 110$.

Якщо гнучкість стержнів менша від наведених величин, то формула Ейлера вже не застосовна і в розрахунках користуються формулою Ясинського

$$\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda,$$

де a і b — коефіцієнти, які залежать від матеріалу; їх беруть із довідкових таблиць. Зокрема, для сталі Ст3 при гнучкостях від $\lambda=40 \div 100$ можна брати $a=310\text{МПа}$, $b=1,14\text{МПа}$. Якщо гнучкість $\lambda < 40$, стержні можна розраховувати на міцність при простому стисканні, не враховуючи небезпеки поздовжнього згину, тобто за формулою $\sigma = F/A$.

Отже, при малих значеннях λ ($\lambda < 40$) стержні з маловуглецевої сталі розраховують на просте стискання; при середніх значеннях ($40 \leq \lambda < 100$) розраховують за формулою Ясинського, а при великих ($\lambda \geq 100$) - за формулою Ейлера.

Графік залежності критичної напруженності від гнучкості для стержнів із маловуглецевої сталі зображено на рис. 8.3.

Зазначимо, що

- 1) при малих значеннях λ критичне напруження $\sigma_{\text{кр}}$ дорівнює границі текучості σ_{T} ;
- 2) при середніх значеннях λ критичне напруження менше від границі текучості σ_{T} , але більше, ніж границя пропорційності ($\sigma_{\text{шц}} < \sigma_{\text{кр}} < \sigma_{\text{T}}$);
- 3) при великих значеннях λ критичне напруження менше від границі пропорційності.

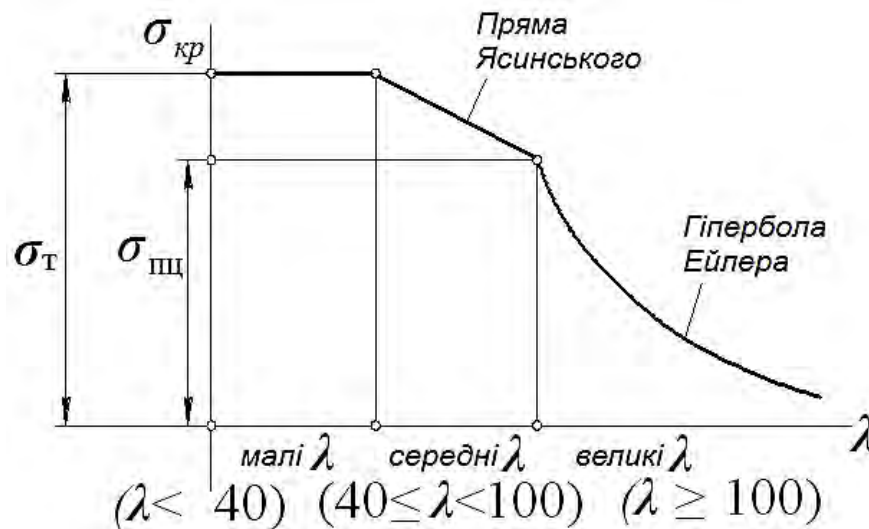


Рис. 8.3.

§ 8.3. Розрахунки на стійкість

Залежно від мети розрізняють три види розрахунків на стійкість:

1. перевірний розрахунок, коли визначають коефіцієнт запасу стійкості $n_{ст}$ і порівнюють знайдене значення з допустимим $[n_{ст}]$:

$$n_{ст} = \frac{F_{кр}}{F} \geq [n_{ст}],$$

де F — діюче навантаження;

2. визначення допустимого навантаження $[F]$:

$$[F] = \frac{F_{кр}}{[n_{ст}]};$$

3. проектний розрахунок, коли визначають потрібне значення мінімального моменту інерції поперечного перерізу стержня:

$$J_{\min} \geq \frac{F \cdot [n_{ст}] \cdot (\mu l)^2}{\pi^2 E};$$

після чого знаходять гнучкість і порівнюють з граничною.

Розрахунок стиснених стержнів на стійкість можна звести за формою до розрахунку на простий стиск. Розраховуючи будівельні конструкції, часто застосовують таку формулу:

$$[F] = \varphi [\sigma_{ск}] A.$$

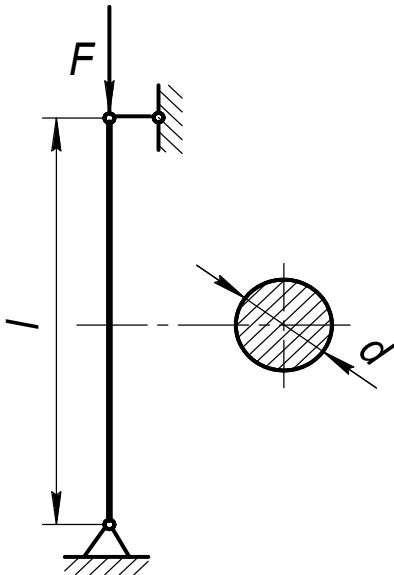
Тут $[\sigma_{ск}]$ — основне допустиме напруження на стиск, а φ — коефіцієнт поздовжнього згину. Величина φ залежить від гнучкості стержня, його матеріалу; її визначають для сталей з таблиць.

Розрахунки показують, що найвигіднішими під час роботи стержнів на стиск є кільцеві і коробочні тонкостінні перерізи.

Доведено, що заміна стиснених стержнів у вигляді кутиків і двотаврів трубчастими стержнями дає економію матеріалу до 20...40 %.

Приклад 16. Перевірити на стійкість стояк, зображений на рис. 8.4, якщо $l = 3\text{ м}$, $[n_{ст}] = 2$, матеріал стояка Ст3, $F = 65\text{ кН}$, $d = 60\text{ мм}$.

Розв'язок. Для заданого закріплення кінців стояка $\mu = 1$. Перевіримо застосовність формули Ейлера. Для круга:



$$J_{\min} = J = \frac{\pi d^4}{64};$$

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}};$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4},$$

звідки $i = \frac{d}{4} = \frac{60 \cdot 10^{-3}}{4} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Визначимо гнучкість стояка:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{1 \cdot 3}{15 \cdot 10^{-3}} = 200 > 100,$$

отже, формула Ейлера застосовна. Обчислимо критичну силу:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{(\mu l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 60^4 \cdot 10^{12}}{(1 \cdot 3)^2 \cdot 64} = 143 \text{ кН}.$$

Визначимо коефіцієнт запасу стійкості:

$$n_{ст} = \frac{F_{кр}}{F} = \frac{143}{65} = 2,2 > 2,$$

отже, стійкість стояка достатня.

Приклад 17. Знайти критичну силу $F_{кр}$ і допустиме навантаження $[F]$ для стояка кільцевого перерізу з сталі Ст3 (рис. 8.5), якщо допустиме напруження на

стиск $[\sigma_{ск}] = 140$ МПа. Визначити, з яким коефіцієнтом запасу стійкості $n_{ст}$ працюватиме стоек під навантаженням, яке дорівнює допустимому.

Розв'язок. Обчислюємо момент інерції кільцевого перерізу:

$$J_{\min} = J = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4);$$

$$J_{\min} = J = \frac{3,14}{64} \cdot [(100 \cdot 10^{-3})^4 - (90 \cdot 10^{-3})^4] = 169 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Площа поперечного перерізу стаяка

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2);$$

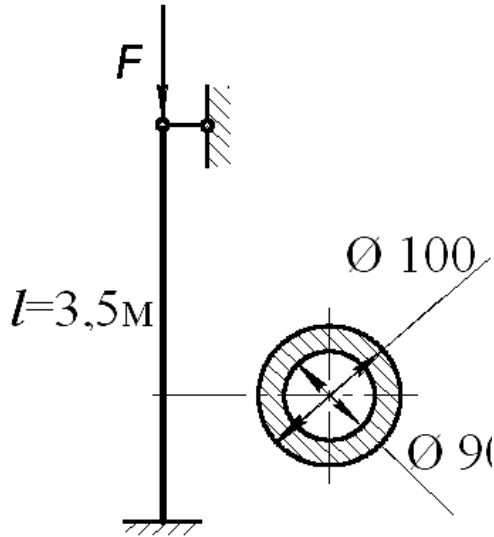


Рис. 8.5.

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot [(100 \cdot 10^{-3})^2 - (90 \cdot 10^{-3})^2] = 14,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Знаходимо радіус інерції перерізу:

$$i_{\min} = i = \sqrt{\frac{J}{A}} = \sqrt{\frac{169 \cdot 10^{-8}}{14,9 \cdot 10^{-4}}} = 3,36 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Для заданого способу кріплення кінців стаяка коефіцієнт зведення довжини $\mu = 0,7$. Визначаємо гнучкість стаяка:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{0,7 \cdot 3,5}{3,36 \cdot 10^{-2}} = 72,5 > 100,$$

отже, формула Ейлера незастосовна.

Обчислимо критичне напруження за формулою Ясинського. Із довідкових таблиць знаходимо: $a = 310$ МПа, $b = 1,14$ МПа. Тоді $\sigma_{кр} = a - b\lambda = 310 - 1,14 \cdot 72,5 = 227$ МПа. Визначимо критичну силу:

$$F_{кр} = \sigma_{кр} A = 227 \cdot 10^6 \cdot 14,9 \cdot 10^{-4} = 340 \cdot 10^3 \text{ Н} = 340 \text{ кН}.$$

Допустиме навантаження $[F]$ визначимо за допомогою коефіцієнта поздовжнього згину φ за формулою

$$[F] = \varphi[\sigma_{ск}]A.$$

Для сталі Ст3, коли $\lambda = 72,5$, то $\varphi = 0,795$; тоді

$$[F] = 0,795 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot 14,9 \cdot 10^{-4} \approx 166 \cdot 10^3 \text{ Н} = 166 \text{ кН}.$$

Коефіцієнт запасу стійкості $n_{ст}$ визначаємо з співвідношення

$$n_{ст} = \frac{F_{кр}}{[F]} = \frac{340}{166} = 2,05.$$

Розділ 9. ДИНАМІЧНІ НАПРУЖЕННЯ

§ 9.1. Деякі положення

При вивченні напружень і деформацій вважали, що навантаження прикладаються статично. Як відомо, статичні навантаження поступово збільшуються від нуля до кінцевих значень і змінюють свою величину настільки повільно, що прискорення, які дістають при цьому елементи конструкцій, такі малі, що ними можна знехтувати.

При навантаженні, що швидко збільшується, слід враховувати сили інерції, які виникають внаслідок деформації системи; при дії на тіло навантаження, що зумовлює рух тіла з прискоренням, також треба врахувати сили інерції. Таке навантаження, а також спричинені ним напруження і деформації називаються динамічними.

При розрахунках на динамічне навантаження ускладнюється метод визначення напружень і деформацій, до того ж іноді змінюються механічні властивості матеріалів. Наприклад, під час ударного навантаження (тобто навантаження протягом дуже короткого часу) деякі пластичні матеріали працюють як крихкі, а при дії змінного навантаження, що багаторазово повторюється, міцність матеріалів зменшується.

Для розрахунку на динамічне навантаження користуються принципом Даламбера. Нагадаємо, що згідно з цим принципом всяке тіло, що рухається, може бути розглянуте як таке, що перебуває у стані миттєвої рівноваги, якщо до зовнішніх сил, які діють на нього, додати силу інерції, яка дорівнює добутку маси тіла на його прискорення і направлена у бік, протилежний прискоренню.

Якщо сили інерції визначати важко, то для визначення динамічних напружень і деформацій застосовують закон збереження енергії.

§ 9.2. Напруження при рівноприскореному русі

Якщо прискорення, з якими переміщуються деталі, відоме, то динамічні напруження обчислюються просто. Нехай вантаж F піднімається рівноприскорено на сталюму тросі з поперечним перерізом A (рис. 9.1). Об'ємну вагу матеріалу троса позначимо через γ , прискорення вантажу, що піднімається, через a . Визначимо напруження в перерізі троса на відстані x від нижнього його кінця.

Для цього застосуємо метод перерізів і розглянемо умови рівноваги нижньої відсіченої його частини.

Ця частина перебуває у стані руху з прискоренням a , тому сила інерції, яка дорівнює добутку маси цієї частини на прискорення, буде:

$$\frac{F + \gamma Ax}{g} a,$$

де g — прискорення сили ваги.

Таким чином, динамічне напруження $\sigma_{\text{дин}}$, що виникає в розглядуваному перерізі, дорівнюватиме:

$$\sigma_{\text{дин}} = \frac{F + \gamma Ax}{A} + \frac{F + \gamma Ax}{gA} a = \frac{F + \gamma Ax}{A} \left(1 + \frac{a}{g} \right).$$

Як видно із цього виразу, величина $\frac{F + \gamma Ax}{g}$ є статичним напруженням $\sigma_{\text{ст}}$ у перерізі троса, з урахуванням його власної ваги, тому можна написати:

$$\sigma_{\text{дин}} = \sigma_{\text{ст}} \left(1 + \frac{a}{g} \right). \quad (9.1)$$

Тобто величина динамічного напруження дорівнює статичному напруженню, помноженому на величину $1 + \frac{a}{g}$, яка називається динамічним коефіцієнтом $k_{\text{дин}}$.

Отже, формулу (9.1) можна записати так:

$$\sigma_{\text{дин}} = k_{\text{дин}} \sigma_{\text{ст}}. \quad (9.2)$$

Умова міцності при динамічному навантаженні буде:

$$\sigma_{\text{дин}} = k_{\text{дин}} \sigma_{\text{ст}} \leq [\sigma]. \quad (9.3)$$

звідси

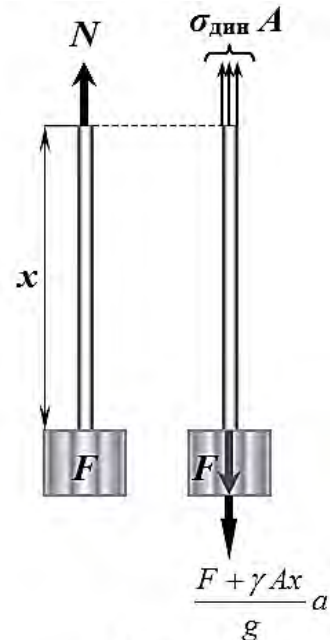


Рис. 9.1.

$$\sigma_{\text{ст}} \leq \frac{[\sigma]}{k_{\text{дин}}}. \quad (9.4)$$

За формулою (9.1) при $a = 0$ (коли прискорення немає) динамічні напруження дорівнюють статичним, тобто у випадку рівномірного прямолінійного руху напруження у перерізах троса будуть такими самими, як і при нерухомому вантажі.

Із викладеного видно, що динамічний розрахунок можна замінити статичним. Для цього досить зменшити допустиме напруження, поділивши його на динамічний коефіцієнт.

§ 9.3. Розрахунок на удар

Якщо швидкість елемента конструкції або частин, що з ним стикаються, змінюється за досить короткий відрізок часу, відбувається явище удару. Завдяки великому прискоренню чи сповільненню виникає значна сила інерції, величина якої визначає силу удару.

На нерухомо закріплену пружну систему (рис. 9.2) з деякої висоти h падає вантаж F . Пройшовши шлях h , вантаж F , який рухається з деякою швидкістю, зустрічається з нерухомою системою і в процесі дальшого руху зумовлює її деформацію. Розглянемо випадки, коли ці деформації пружні, тобто коли напруження, спричинені ударом, не перевищують границі пружності.

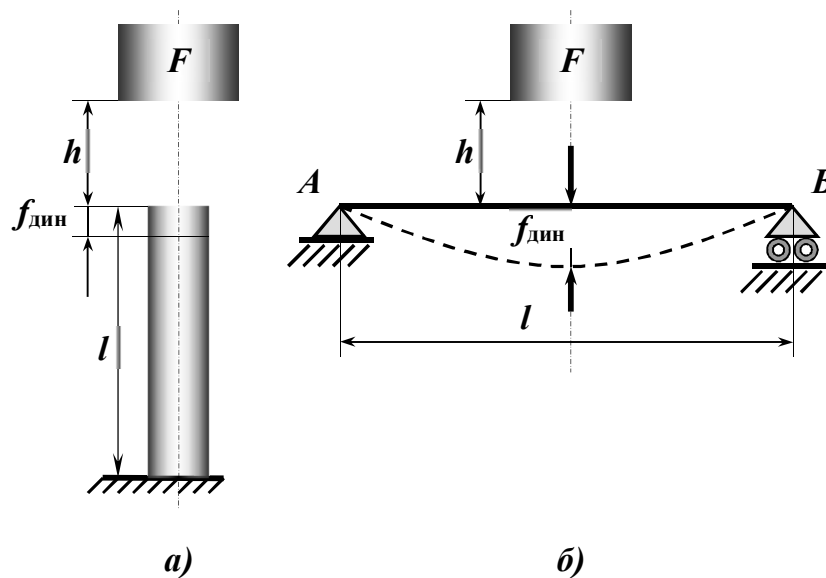


Рис. 9.2.

Удар може бути поздовжнім (розтягуючим або стискаючим — рис. 9.2, *а*), коли вантаж падає на стержень вздовж його осі, і поперечним (згинальним — рис. 9.2, *б*), якщо вантаж падає перпендикулярно до осі балки, та ін.

Метою розрахунку конструкції або деталі у даному випадку є визначення найбільших напружень і деформацій, які виникають при ударі. Крім обмеження, що при ударі виникають лише пружні деформації, будемо вважати, що маса тіла, яке піддається удару, досить незначна, порівняно з тілом, яке наносить удар, і при розрахунку її не беремо до уваги. При цьому епюра переміщень системи від вантажу F при ударі подібна до епюри переміщень, що виникає від цього ж вантажу, але такого, що діє статично, тобто

$$\frac{f_{\text{дин}}}{f_{\text{ст}}} = k_{\text{дин}}, \quad (9.5)$$

де $f_{\text{дин}}$, $f_{\text{ст}}$ — динамічні і статичні деформації в тому самому напрямі від динамічної і статичної дії вантажу F .

Робота вантажу F внаслідок падіння його з висоти h дорівнює $F(h + f_{\text{дин}})$. Скористаємось законом збереження енергії, прирівняємо роботу вантажу F , що падає, до потенціальної енергії деформації

$$U = F(h + f_{\text{дин}}). \quad (9.6)$$

Переміщення від динамічної (ударної) дії навантаження F можна розглядати як статичне переміщення від сили F , перемножене на динамічний коефіцієнт. Тоді потенціальна енергія деформації системи може бути виражена

$$\text{формулою} \quad U = \frac{1}{2} F k_{\text{дин}} f_{\text{дин}}. \quad (9.7)$$

Прирівнявши праві частини формул (9.6) і (9.7) і враховуючи (9.5), матимемо квадратне рівняння

$$f_{\text{дин}}^2 - 2f_{\text{ст}}f_{\text{дин}} - 2hf_{\text{ст}} = 0. \quad (9.8)$$

Із рівняння (8.8) дістанемо вираз для динамічного коефіцієнта

$$f_{\text{дин}} = f_{\text{ст}} + \sqrt{f_{\text{ст}}^2 + 2hf_{\text{ст}}} = f_{\text{ст}} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{\text{ст}}}} \right),$$

$$\text{або} \quad k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{\text{ст}}}}. \quad (9.9)$$

У формулі (9.9) перед знаком кореня стоїть знак плюс, тому що динамічний коефіцієнт $k_{\text{дин}}$ не може бути від'ємним.

Використавши формулу вільного падіння $v = \sqrt{2gh}$, вираз (9.9) можна

записати так:

$$k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g f_{\text{ст}}}} . \quad (9.10)$$

Враховуючи справедливість закону Гука для розглянутого випадку можна написати, що динамічні напруження $\sigma_{\text{дин}}$ відносяться до статичних напружень $\sigma_{\text{ст}}$ як відповідне переміщення за формулою (9.5)

$$\frac{\sigma_{\text{дин}}}{\sigma_{\text{ст}}} = \frac{f_{\text{дин}}}{f_{\text{ст}}} = k_{\text{дин}} ,$$

Звідки
$$\sigma_{\text{дин}} = k_{\text{дин}} \sigma_{\text{ст}} . \quad (9.11)$$

Із викладеного видно, що, визначивши переміщення і напруження від статично прикладеного навантаження F і перемноживши ці величини на динамічний коефіцієнт, дістанемо переміщення і напруження при ударній дії навантаження F .

Із формули (9.9) видно, що при миттєвому прикладанні навантаження (коли $h = 0$) динамічний коефіцієнт дорівнює

$$k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + 0} = 2 . \quad (9.12)$$

тобто напруження і деформації у цьому разі у два рази більші, ніж при статичній дії того самого вантажу.

Якщо висота падіння вантажу $h \gg 1$, то у формулах (9.9) і (9.10) можна знехтувати одиницями

$$k_{\text{дин}} = \sqrt{\frac{2h}{f_{\text{ст}}}} = \sqrt{\frac{v^2}{f_{\text{ст}} g}} . \quad (9.13)$$

Слід відмітити, що при ударній дії навантаження напруження залежать від модуля пружності, тому що до виразів для $k_{\text{дин}}$ входять переміщення $f_{\text{ст}}$.

У випадку поздовжнього удару $f_{\text{ст}} = \frac{Fl}{EA}$ і при $h \gg 1$ дістанемо з формули

$$(9.13) \quad k_{\text{дин}} = \sqrt{\frac{2h}{f_{\text{ст}}}} = \sqrt{\frac{2hEA}{Fl}} , \quad (9.14)$$

$$\sigma_{\text{дин}} = \sigma_{\text{ст}} k_{\text{дин}} = \frac{F}{A} \sqrt{\frac{2hEA}{Fl}} .$$

Таким чином, напруження при поздовжньому ударі обернено пропорційні квадратному кореню з довжини бруса. При статичній дії навантаження напруження не залежать від довжини стержня.

Якщо вантаж падає на вільний кінець балки, один кінець якої закріплено, значення динамічного коефіцієнта матимемо з формули (9.9), підставляючи

вираз $f_{ст} = \frac{Fl^3}{3EI}$

$$k_{дин} = 1 + \sqrt{1 + \frac{6EIh}{Fl^3}}, \quad (9.15)$$

Аналогічно можна дістати значення $k_{дин}$ для інших випадків. Формули (9.9) та (9.10) є загальними і ними можна безпосередньо користуватися при розв'язку задач.

Частина друга

ДЕТАЛІ МАШИН

ВСТУП

У другій частині «Прикладної механіки і основ конструювання» на основі знань, набутих під час вивчення креслення, технології металів, теоретичної; механіки, опору матеріалів ознайомимося з основами розрахунку та раціонального конструювання машин і механізмів. Вироби машинобудівних підприємств – різноманітні технічні засоби, окремі агрегати, механізми, прилади та інші конструкції – складаються з деталей. При цьому деталь визначають як елемент конструкції, який виготовлено з матеріалу однієї марки без використання складальних операцій (наприклад, деталями є болт, гайка, шайба та ін.).

Сукупність деталей, які з'єднані на підприємстві-виробникові з використанням складальних операцій (зварюванням, згвинчуванням, клепаанням, паянням та ін.) з забезпеченням певної сумісної роботи, називається збірною одиницею (наприклад, шатун тепловозного дизеля, підшипники кочення і ковзання, насоси, компресори, редуктори та ін.). В інженерній практиці досить широко використовуються поняття “комплекси” і “комплекти”, під якими розуміють сукупності збірних одиниць, що виготовлені на підприємстві і забезпечують виконання певних функцій у складі відповідної конструкції після складання її на місці призначення (наприклад, насосні станції, дизель-генераторні станції, автоматизовані верстатні лінії, комплекти запасних частин та ін.).

Питання, викладені в цій частині підручника, зведені в три підрозділи. У першому розглянуто різні види рознімних і нерознімних з'єднань деталей машин; у другому — механічні передачі та деякі деталі цих передач (наприклад, шків, зубчасті колеса, зірочки); третій підрозділ присвячений деталям і складальним одиницям передач (вали, осі, підп'ятники, муфти).

«Деталі машин» як самостійна наука оформилась у другій половині минулого століття, коли розвиток машинобудування вимагав розчленування теорії розрахунку машин на ряд загально-технічних і спеціальних дисциплін.

Під час конструювання і виготовлення деталей машин велику увагу приділяють стандартизації та уніфікації. Під стандартизацією розуміють установлення загальнодержавних точно визначених норм якості, форми і розмірів виробів або їх елементів, обов'язкових для проектувальників, виготовлювачів та споживачів. Під уніфікацією розуміють раціональне скорочення типів, видів і розмірів виробів однакового функціонального призначення.

У наші дні стандартизацією охоплені практично всі грані людської діяльності, але найбільше значення вона має в сфері масового виробництва деталей і вузлів машин.

Стосовно деталей машин стандарти введені на всі найбільш поширені деталі, їх елементи, термінологію, позначення і означення. Застосування діючих стандартів та ДСТУ-24-97-94 у проектуванні обов'язкове.

Розділ 10. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

§ 10.1 Основні поняття

Мета створення машин — підвищення продуктивності і полегшення фізичної та розумової праці людини. Машини допомагають у виконанні роботи і в управлінні виробництвом.

Основними типами машин є *робочі* (технологічні, транспортні), енергетичні та інформаційні (контрольно-керуючі, логічні і кібернетичні) машини.

Технологічні машини в процесі роботи змінюють форму, розміри і властивості оброблюваних виробів або матеріалів.

Транспортні машини призначені для переміщення різних вантажів.

Технологічні і транспортні машини називають машинами-знаряддями.

Машин-двигуни перетворюють один вид енергії в інший та призначені для приведення в рух технологічних і транспортних машин.

Контрольно-керуючі використовують для автоматизації виробництва і керування безперервно змінними процесами.

Логічні і кібернетичні машини дають змогу швидко розв'язувати складні дослідницькі та виробничі завдання, підвищують продуктивність розумової праці.

Складовими частинами машин є механізми, призначені для перетворення одних видів руху в інші.

Будь-яка машина, механізм або прилад складаються з окремих деталей, які об'єднуються в складальні одиниці.

Деталлю називається виріб, виготовлений з однорідного за назвою і маркою матеріалу без застосування складальних операцій; складальна одиниця — виріб, складові частини якого з'єднують між собою на підприємстві-виготовлювачі, застосовуючи складальні операції.

Із безлічі деталей можна виділити такі, що є майже в усіх машинах (болти, вали, зубчасті колеса, гайки, шпонки тощо). Ці деталі називають деталями загального призначення; вони є предметом вивчення в курсі «Деталі машин».

Деталі, специфічні для певного типу машин (поршні, гребні гвинти, лопаті, турбіни тощо), називають деталями спеціального призначення; їх вивчають у спеціальних предметах.

§ 10.2. Вимоги, які ставлять до конструкції деталей машин

Машинобудування забезпечує своєю продукцією всі галузі народного господарства. Від призначення машини залежать і вимоги, які ставлять до неї.

Досконалість конструкції деталей машин оцінюють за їх роботоздатністю і економічністю. Роботоздатність виробу забезпечується його надійністю, тобто властивістю виконувати задані функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники в заданих межах протягом потрібного проміжку часу або потрібного наробітку (тобто тривалості або обсягу роботи). Надійність виробу залежить від його безвідмовності, довговічності частин, ремонтпридатності і зберігання.

Основними критеріями роботоздатності є міцність (статична, втомленісна і контактна), жорсткість, стійкість проти спрацювання і теплостійкість при виконанні робочих функцій протягом заданого строку. Щоб забезпечити ці критерії роботоздатності, треба в процесі проектування деталей машин виконувати відповідні перевірки розрахунки.

Міцність — основний критерій роботоздатності для більшості деталей машин. Деталь не повинна руйнуватися, бо поломки призводять не тільки до матеріального збитку, а й до нещасних випадків. Недопустимі також значні залишкові деформації деталей.

Розміри деталей залежать від величини і характеру діючого навантаження, а також від умов роботи. В розрахунках на міцність особливу увагу приділяють допустимим напруженням і вибору запасів міцності.

Жорсткість деталей — це їх здатність чинити опір зміні форми та розмірів під дією навантажень. Для різних деталей, наприклад валів, встановлено норми жорсткості, які забезпечують задовільну роботу підшипників і деталей передач.

Стійкість проти спрацювання — властивість матеріалу чинити опір спрацюванню. Якщо деталі спрацюються, їх міцність може зменшитись внаслідок зменшення перерізів і збільшення динамічних навантажень; можливе також повне механічне спрацювання (наприклад, робочих органів землерийних машин), зростання шуму (у швидкохідних транспортних та технологічних машинах). Стійкість проти спрацювання деталей забезпечується підвищенням твердості, вибором оптимальних параметрів шорсткості поверхні, захистом від забруднення і подаванням мастила до тертьових поверхонь. Стійкість проти спрацювання підшипників ковзання значно підвищується, якщо забезпечено режим рідинного тертя.

Економічність виробів визначається їх вартістю та експлуатаційними витратами. Тому основними вимогами до виробів з точки зору економічності є: найменша витрата матеріалу, застосування недефіцитних матеріалів, технологічність конструкції, високий механічний ККД, найменші габаритні розміри, відповідність стандартам і малі затрати під час експлуатації.

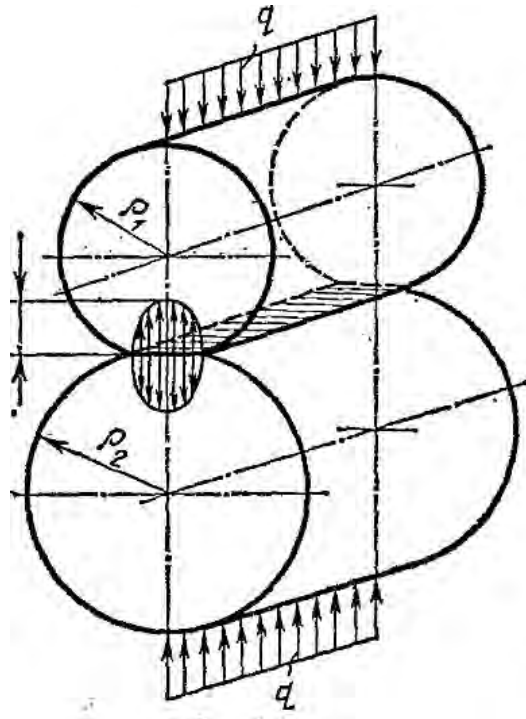
Крім поломок, робочі поверхні деталей іноді руйнуються внаслідок так званих контактних напружень. Контактними називають напруження, які виникають у місці дотикання двох деталей, коли площі дотикання малі порівняно з розмірами деталі. При статичному характері навантаження контактні напруження, які перевищують допустимі значення, призводять до виникнення на

поверхні деталей вм'ятин і тріщин.

При контакті ділянок деталей, які перекочуються одна по одній, кожна точка їх поверхні навантажується лише в період проходження зони контакту. Внаслідок цього виникають змінні контактні напруження, які спричиняють спрацювання від втоми, тобто виникнення тріщин та відокремлення (відшарування і викришування) частинок матеріалу деталі.

Якщо деталі працюють у мастилі, то воно проникає в тріщини. У зоні контакту тріщини закриваються і мастило в них зазнає високого тиску, що сприяє збільшенню тріщин. Так повторюється доти, поки частинки металу, які закривають тріщину, не викришаться. Викришування не буде, якщо контактні напруження не перевищують допустимих, установлених практикою.

Рис. 10.1



Контакт дотичних деталей може бути або точковим (наприклад, дві кулі, куля і площина), або лінійним (наприклад, два циліндри з паралельними осями). На рис. 10.1 показано приклад дотикання двох циліндрів з паралельними осями. До прикладання навантаження вони дотикалися по лінії. Під навантаженням дотичні частини циліндрів деформуються і лінійний контакт переходить у контакт по вузькій площадці.

Максимальні нормальні контактні напруження, які виникають при цьому, для тіл із сталі та інших матеріалів з коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$ обчислюють за формулою Герца (1857—1894, німецький вчений):

$$\sigma_H = \sqrt{0,418q_{\text{св}}/p_{\text{св}}}$$

Тут q — питоме навантаження; $E_{\text{зв}}$ — зведений модуль пружності;

$E_{\text{зв}} = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$, де E_1 і E_2 — модулі пружності матеріалу циліндрів; $p_{\text{зв}}$ — зведений радіус кривизни:

$$1/p_{\text{зв}} = (1/p_1) \pm (1/p_2), \quad (10.1)$$

де p_1 і p_2 — радіуси циліндрів.

Знак мінус у формулі (10.1) беруть тоді, коли поверхня одного з циліндрів вогнута.

Теплостійкість — це здатність деталей зберігати міцність під час роботи в умовах високих температур. Деталі можуть нагріватися внаслідок припливу тепла ззовні або за рахунок виділення тепла внаслідок тертя в кінетичних парах механізмів. Теплостійкість підвищують, застосовуючи спеціальні матеріали, відведення тепла за допомогою мастила, а також застосовуючи повітряне або водяне охолодження.

Розміри деталей визначають з урахуванням згаданих вимог відповідно до проектних розрахунків. Іноді розміри деталей визначають конструктивно або керуючись практичними рекомендаціями. Роботоздатність деталей у цих випадках оцінюють за результатами перевірених розрахунків.

§ 10.3. Вибір матеріалів для виготовлення деталей машин

Вибір матеріалів залежить від призначення машин, призначення деталей, способу їх виготовлення та ряду інших факторів. Правильний вибір матеріалу значною мірою впливає на якість та вартість деталей і машини в цілому.

Вибираючи матеріал деталі, враховують:

- 1) необхідність забезпечення міцності і жорсткості при мінімальній масі;
- 2) відповідність матеріалу умовам експлуатації (наприклад, його антифрикційні властивості, теплостійкість, стійкість проти спрацювання тощо);
- 3) вартість і дефіцитність матеріалу;
- 4) відповідність технологічних властивостей матеріалу способу виготовлення деталі (придатність для штампування, зварюваність, ливарні властивості, оброблюваність на верстатах і т. д.).

Деталі машин виготовляють з металевих і неметалевих матеріалів.

Метали, які застосовують у машинобудуванні, поділяються на чорні і кольорові.

Чорні метали, які поділяють на *чавуни* і *сталі*, дуже поширені через їх міцність та жорсткість, а також порівняно низьку вартість.

Сірий чавун — основний ливарний матеріал, який застосовують у машинобудуванні. З нього виливають різні корпусні деталі, кронштейни, маховики, шківни, важелі тощо. Механічні властивості виливок із сірого чавуну деяких марок наведені в табл. 10.1.

Ковкий чавун — назва умовна. Заготовки деталей з нього дістають тільки виливанням. Ковкий чавун порівняно з іншими чавунами має підвищену ударну міцність, і його застосовують для виготовлення деталей, що зазнають деякого (випадкового) ударного навантаження.

Білий чавун має високу поверхневу міцність, крихкість, *погано* обробляється на верстатах. Застосовують його для виготовлення деяких деталей, які працюють в умовах інтенсивного механічного спрацювання і в агресивних середовищах.

Таблиця 10.1

Марка чавуну	Границя міцності (не менше), МПа		Твердість за Брінелем, НВ
	на розтяг	на згин	
СЧ 12-28	120	280	143-229
СЧ 18-36	180	360	170-229
СЧ 22-44	220	440	170-241
СЧ 32-52	320	520	187-255
СЧ 38-60	380	600	207-269

Конструкційні сталі поділяють в основному на сталі вуглецеві звичайної якості, вуглецеві якісні, леговані.

Заготовки сталевих деталей виготовляють або обробкою тиском, або виливанням.

Для усунення внутрішніх напружень і підвищення механічних властивостей сталей застосовують термічну обробку: відпалювання, нормалізацію, поліпшення, гартування та відпускання.

Вуглецеві сталі звичайної якості використовують для деталей, які термічно не обробляються. Вуглецеву якісну сталь використовують для деталей, які зазнають термічної обробки. З легованих сталей виготовляють особливо важливі деталі машин, до яких ставлять підвищені вимоги щодо міцності, жароміцності тощо. Стальні виливки використовують для виготовлення деталей складної форми.

Механічні властивості найбільш використовуваних у машинобудуванні марок сталі наведено в табл. 10.2.

Кольорові метали, які використовують у машинобудуванні, поділяють переважно на сплави міді (бронзи, латуні, бабіти) і легкі сплави (сплави алюмінію і магнію).

Бронза — сплав міді з оловом, свинцем, залізом або алюмінієм. Його використовують як антифрикційний матеріал, що добре працює в умовах механічного спрацювання, наприклад, для виготовлення вкладишів підшипників і вінців черв'ячних коліс.

Латунь — сплав міді з цинком. Має добрі ливарні властивості, легко штампується і обробляється на верстатах.

Бабіт — сплав міді, олова, свинцю і сурми. Цей матеріал має високі антифрикційні властивості, його застосовують для заливання вкладишів підшипників ковзання.

Легкі сплави — сплави алюмінію, магнію. Наприклад, ливарний алюмінієвий сплав силумін містить до 14 % кремнію, має добрі ливарні властивості; дюралюміній містить до 5,5 % міді. Сплави магнію з алюмінієм, міддю, нікелем, цинком мають добрі ливарні властивості, малу питому вагу і

легко обробляються. З них виготовляють корпусні деталі та малонавантажувані деталі машин і приладів.

Таблиця 10.2

Марка сталі	Термообробка або стан	Твердість		Тимчасовий опір (для розтягу) σ_{TM}	Границя текучості σ_e	Границя витривалості σ_{-1}
		HB	HRC			
Ст3	Гарячекатана	-	-	380	220	170
Ст5	»	156	-	500	260	220
15	»	143	-	380	230	170
	Цементована, Загартована, відпущена	-	56-62	450	250	-
35	Гарячекатана	163-192	-	540	320	220
	Загартована, відпущена	-	30-40	1000	650	-
45	Гарячекатана	235-262	-	610	360	250
	Загартована, відпущена	-	40-45	1200	950	340
65Г	Відпалена	235-262	-	750	440	-
	Загартована, відпущена	-	42-48	1500	1250	590
20Х	Цементована, загартована, відпущена	-	56-63	650	400	-
40Х	Поліпшена	269-302	-	800	520	340
	Загартована, відпущена	-	45-50	1000	800	550
18ХГТ	Те саме	-	58-63	1150	950	650
30ХГТ	»	-	40-45	1500	1300	950
30ХГСА	»	-	30-35	1100	850	510
35ХГСА	»	-	45-50	1650	1300	960
ШХ15	»	-	58-64	2200	1700	660
38Х2МЮА	Загартована, відпущена, азотована	-	HV850-1050	1050	900	620

До неметалевих матеріалів, які використовують у машинобудуванні, належать дерево, гума, шкіра, азбест, металокераміка, пластмаси.

Тепер особливо широко застосовують пластмаси завдяки їх легкості, міцності, стійкості проти дії агресивних середовищ, фрикційним властивостям. Позитивною властивістю всіх пластмас є їх здатність формуватися при порівняно невисоких температурах, що дає можливість виготовляти вироби складної форми високопродуктивними методами.

Пластмаси, які застосовують у машинобудуванні, поділяють на дві групи. До однієї з них належать пластмаси, які називають термопластичними (термопласти); вони розплавляються при нагріванні і добре заповнюють ливарні форми (наприклад, нейлон, полікарбонат, поліаміди тощо). До другої групи належать так звані терморективні пластмаси (реактопласти). Вироби з таких пластмас після гарячого формування і полімеризації не плавляться при повторному нагріванні до значних температур. До таких пластмас належать текстоліт, карболіт тощо.

Механічні властивості деяких видів пластмас наведено в табл. 10.3.

Таблиця 10.3

Назва пластмаси	Границя міцності на розтяг σ_m	Границя витривалості σ_{-1}	Модуль пружності E
	Мпа		
Нейлон	50-90	21	$(1,5 \div 2,8) \cdot 10^3$
Ацеталь	62-70	35	$(2,6 \div 2,9) \cdot 10^3$
Полікарбонат	63-73	14	$2,7 \cdot 10^3$
Поліамід П-68	50-65	10-15	$1,2 \cdot 10^3$
Текстоліт	100	50	$(6 \div 10) \cdot 10^3$
Полікапролід (капрон)	60-65	15-17	$(1,0 \div 2,0) \cdot 10^3$
Поліуретан	50-60	12-15	$1,3 \cdot 10^3$
Лігнофоль (ДСП-Г)	120	-	$18 \cdot 10^3$

Заміна металів пластмасами значно зменшує трудомісткість і вартість машинобудівної продукції. З пластмас виготовляють різні порівняно малонавантажені деталі: корпуси, зубчасті колеса, шківни, вкладиші підшипників, втулки, маховички, рукоятки. Особливо широко пластмаси використовують в електро- і радіотехнічній промисловості для виготовлення панелей, колодок, ізоляторів, баків, труб та багатьох інших деталей.

Негативною властивістю пластмас, яку ще не усунуто, є їх здатність до так званого старіння. Старіння супроводиться поступовою зміною з часом механічних характеристик і навіть розмірів пластмасових деталей.

Розділ 11

РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ

З'єднання деталей у машинах поділяють на дві основні групи: різнімі і нерознімі.

Рознімі з'єднання (різбові, шпонкові, шліцеві та ін.) допускають багаторазове складання і розбирання без руйнування з'єднувальних деталей.

Нерознімі з'єднання (заклепочні, зварні, клейові та ін.) можна розібрати, лише зруйнувавши з'єднувальні елементи — заклепки, зварні шви тощо.

§ 11.1. Загальні відомості про різбові з'єднання

До різбових з'єднань належать деталі, які скріплюють гвинтами, болтами, гайками, шпильками, стяжками, різбовими муфтами тощо.

Основним скріплюючим елементом такого з'єднання є різьба, параметри якої (рис. 11.1):

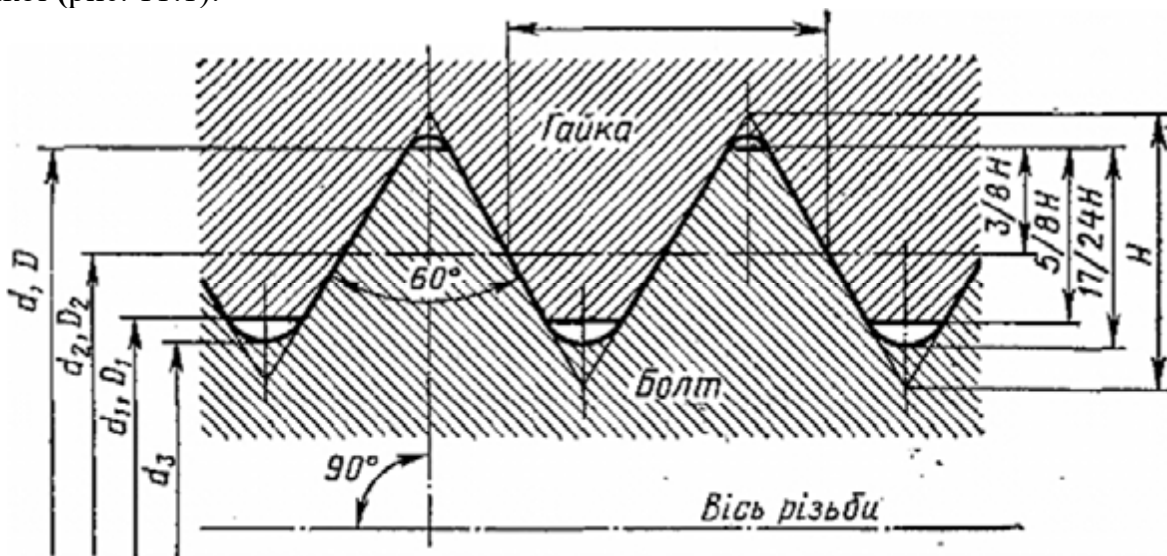


Рис. 11.1

зовнішній діаметр різьби d , внутрішній діаметр d_1 , середній діаметр d_2 ; кут підйому ψ (кут підйому гвинтової лінії різьби на циліндрі діаметром d_2 ; висота вихідного трикутника H , крок різьби p — відстань між сусідніми однойменними бічними сторонами профілю в напрямі, паралельному осі різьби;

хід різьби t — величина відносного осьового переміщення гвинта (гайки) за один оберт; число заходів n , тобто число ниток різьби, що припадає на її хід. Для однозахідної різьби (рис. 11.2, а) крок і хід дорівнюють один одному; для багато-західної різьби (рис. 11.2, б)

$$t = pn.$$

Кут підйому різьби ψ визначають з розгортки гвинтової лінії на циліндрі діаметром d_2 (див. рис. 11.9, а):

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{t l (n d_2) p n}{(n d_2)}.$$

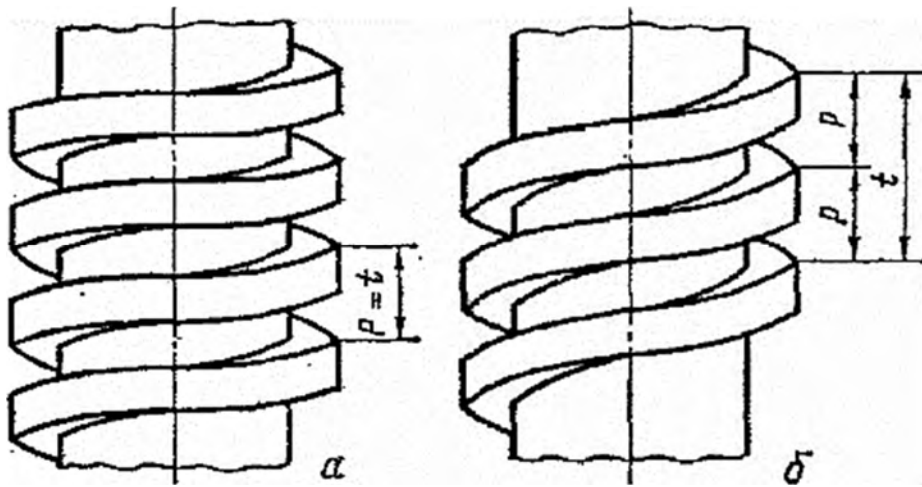


Рис. 11.2

Для однозахідної різьби $n=1$, тоді

$$\operatorname{tg} \psi = p / (\pi d_2) .$$

Різьбу називають правою, якщо гвинтова лінія різьби направлена вгору зліва на право.

Діаметр, який умовно характеризує розміри різьби, називають номінальним; він відповідає зовнішньому діаметру різьби.

Стандартні болти, гвинти і гайки загального призначення виготовляють із сталі марок Ст3; 35; 40 та ін., а спеціального — з легованих сталей.

Різьбу можна нарізати вручну мітчиками або плашками, а також на верстатах різцем, спеціальними різьбонарізними головками або фрезами. У масовому виробництві застосовують накатування різьби на різьбонакатних верстатах. Цим високопродуктивним методом виготовляють більшість стандартних кріпильних, деталей із зовнішньою різьбою. Зазначимо, що накатана різьба міцніша за різьбу, нарізану різцем, бо при накатуванні волокна металу заготовки болта не перерізаються і зовнішня поверхня різьби наклепується.

За призначенням різьби поділяють на *кріпильні*, які використовують для скріплення деталей; *кріпильно-ущільнювальні*, призначені для герметичного скріплення деталей, і різьби, які використовують для передавання руху, наприклад, у передачах гвинт — гайка.

У машинобудуванні і приладобудуванні для різьбових з'єднань застосовують переважно однозахідні кріпильні метричні різьби, що мають трикутний профіль нарізки з кутом при вершині $\alpha = 60^\circ$.

Крім метричної різьби, існує *дюймова* різьба, прийнята в ряді західних країн. Ця різьба має трикутний профіль з кутом при вершині $\alpha = 55^\circ$. Усі елементи дюймової різьби вимірюють дюймами (1 дюйм = 25,4 мм), а величину кроку задають числом ниток (витків) на довжині одного дюйма нарізки.

Відповідно до стандарту метричні різьби поділяють на різьби з крупним і дрібним кроками залежно від величини кроку при тому самому зовнішньому

діаметрі. Параметри різьби з крупним і дрібним кроками визначаються ДСТУ 24-97-94.

Різьби з дрібним кроком через малу висоту профілю менше ослаблюють нарізану частину стержня, і тому їх застосовують переважно на високонапружених валах, а також у точній механіці та в приладобудуванні. Такі різьби мають, крім того, вищу опірність самовідгвинчуванню.

На рис. 11.3 зображено профілі різьб: *прямокутної* (а), *трапецеїдальної* (б) і *упорної* (в), які застосовують для вантажних гвинтів домкратів, ходових гвинтів металорізальних верстатів тощо. Розміри трапецеїдальної і упорної різьб регламентовані стандартами; прямокутна різьба не стандартизована.

На залізничному транспорті, а також для цоколів електричних ламп і в деяких інших випадках застосовують *круглу різьбу* (рис. 11.3, г).

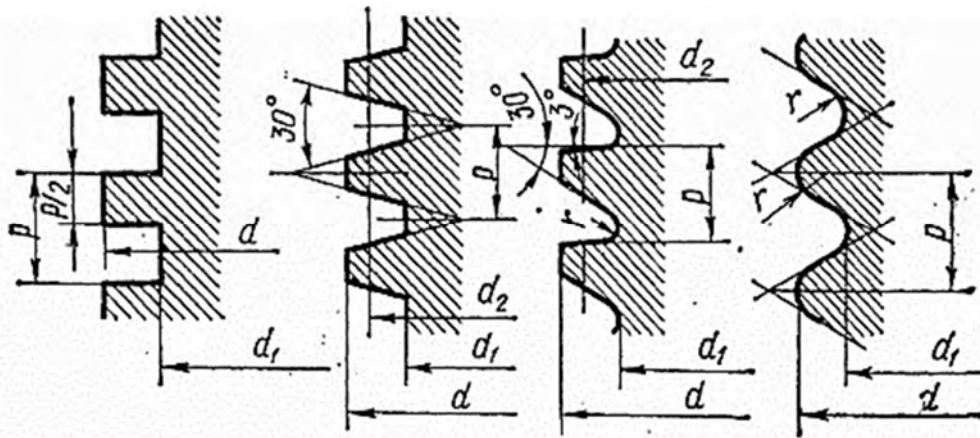


Рис. 11.3

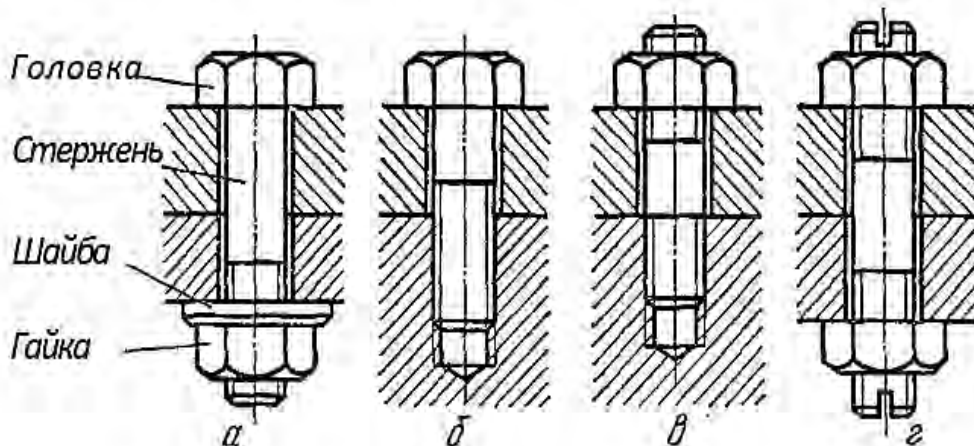


Рис. 11.4

Для з'єднання труб використовують особливу трикутну різьбу з профільним кутом $\alpha = 55^\circ$, яка забезпечує герметичніше з'єднання. Ця різьба

стандартизована і називається трубною. За номінальний діаметр трубної різьби, яку нарізують на зовнішній поверхні труби, умовно прийнято діаметр її отвору, вимірний у дюймах. Оскільки труби виготовляють з різною товщиною стінок, то діаметр отвору труби не завжди дорівнює номінальному діаметру різьби.

ГОСТ 6211—69 встановлює профіль і розміри конічної трубної різьби, що має конусність 1 : 16. ГОСТ 11709—71 встановлює профіль, основні розміри і допуски на виготовлення метричної різьби на деталях з пластмас.

Найбільш поширеними кріпильними деталями є *болт і гайка* (рис. 11.4, а). Конструкція їх відома з машинобудівного креслення. Для болтових з'єднань немає потреби нарізувати різьбу в з'єднаних деталях. Болти входять в отвори або із зазором, або щільно — без зазора.

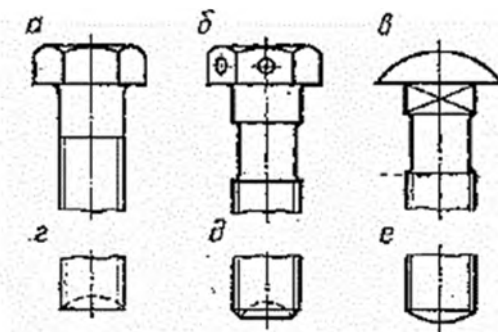
Для скріплення деталей гвинтом (рис. 11.4, б) один з отворів у з'єднаних деталях роблять гладеньким наскрізним, а другий — різьбовим.

Шпильки (рис. 11.4, в, з) застосовують тоді, коли гвинти чи болти з конструктивних чи експлуатаційних міркувань встановити не можна або їх встановлення — недоцільне. Шпильки нормальної і підвищеної точності стандартизовані.

Шпильки і болти використовують тоді, коли в процесі експлуатації з'єднані деталі доводиться багато разів розбирати і знову складати. Гвинтові з'єднання в цих випадках мало придатні, бо різьба в отворах при багаторазовому закручуванні пошкоджується. Під гайку і головку болта або гвинта при потребі підкладають шайби, які збільшують опорну поверхню.

Розрізняють різьбові кріпильні деталі загального *призначення і спеціальні*. Останні вивчають у спеціальних курсах.

Болти загального призначення за конструкцією і технологією виготовлення поділяють на болти грубої, нормальної та підвищеної точності. Головки болтів загального призначення бувають (рис. 11.5) шестигранні (а), шестигранні з отворами для стопорної дротини (б), напівкруглі з квадратним підголовком (в) тощо. Кінці болтів можуть бути (рис. 11.5) плоскі (г), з конічною фаскою (д) і сферичні (е).



(рис. 11.5)

Гвинти загального призначення бувають кріпильні, які використовують для кріплення з'єднаних деталей (рис. 11.6), і установочні, призначені для запобігання відносному зсуву з'єднаних деталей (рис. 11.7, а, б).

Головки гвинтів бувають шестигранні (див. рис. 11.4, а, б), а також інших форм (рис. 11.6): напівкруглі (а), циліндричні (б), циліндричні з сферою (в), напівпотайні (г) і потайні (д), циліндричні з шестигранною заглибиною під ключ (е). Кінці кріпильних гвинтів роблять плоскими. Форма кінців установочних гвинтів залежить від їх призначення і може бути різною (рис. 11.7). Кінці болтів, шпильок і гвинтів регламентовані ДСТУ 24-97-94.

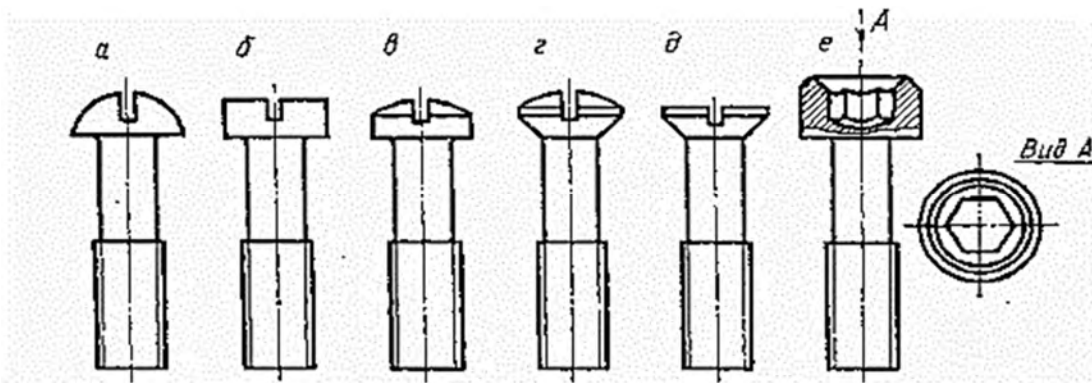


Рис. 11.6

Гайки загального призначення стандартизовані і, як і болти, мають грубу, нормальну та підвищену точність. За формою гайки шестигранні з однією або двома фасками (рис. 11.8, а, б), шестигранні проріznі і корончасті (рис. 11.8, в, г) та ін., причому висота їх буває різна.

Шайби загального призначення 1 (без фаски) і 2 (з фаскою) стандартизовані. Щоб відрізнити деталі з лівою різьбою, на них наносять мітки.

Силіві співвідношення і умови самогальмування у гвинтовій парі.

Для розгляду сил у гвинтовій парі зручно виток прямокутної різьби розгорнути по середньому діаметру d_2 в похилу площину, а гайку замінити повзуном (рис. 11.9, а). Підніманню повзуна по похилій площині відповідає нагвинчування гайки на гвинт.

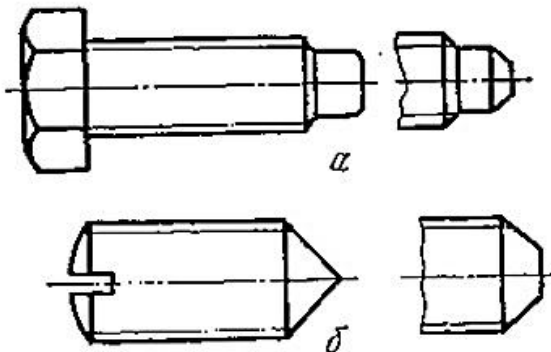


Рис. 11.7

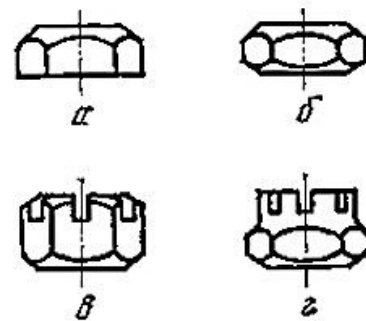


Рис. 11.8

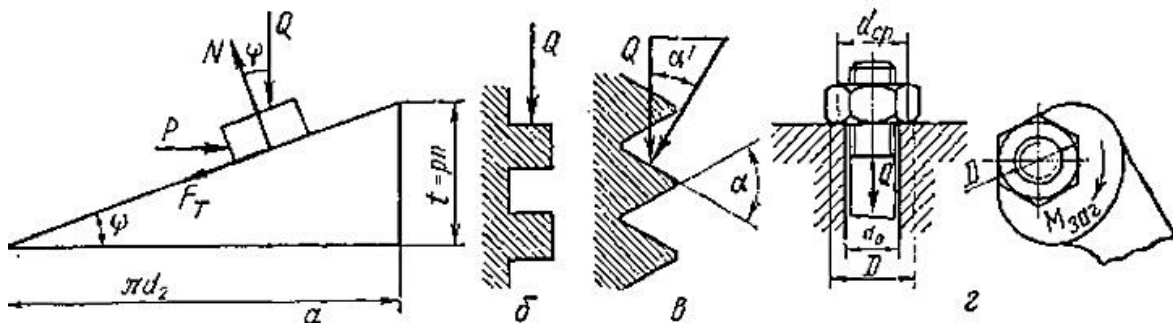


Рис. 11.9

Визначимо сили тертя і встановимо співвідношення між силами тертя в прямокутній та трикутній різьбах. Для спрощення спочатку вважатимемо, що кут підйому різьби дорівнює нулю. Тоді сила тертя для прямокутної різьби (рис. 11.9, б)

$$F_T = fQ,$$

Де f — коефіцієнт тертя; Q — осьова сила на гвинті (сила затягування)*
Сила тертя для трикутної різьби (рис. 11.9, в)

$$F'_T = fN = f \frac{Q}{\cos \alpha'} = f'Q,$$

де α' — кут нахилу робочої грані витка; $f' = \frac{1}{\cos \alpha'}$ - зведений коефіцієнт тертя.

Оскільки $f' > f$, то тертя в трикутній різьбі більше, ніж у прямокутній.

Тертя відхиляє повну реакцію від нормалі на кут тертя ϕ . Тому колова сила F_t у різьбі прямокутного профілю при загвинчуванні гайки (рис. 11.9, а)

$$F_t = Q \operatorname{tg} (\psi + \phi), (11.1)$$

де ϕ — кут тертя; ψ — кут підйому різьби на середньому діаметрі d_2 .
Співвідношення між силами в прямокутній і різьбах іншого профілю аналогічні. Тому для різьби будь-якого профілю колова сила (за аналогією з формулою (2.1))

$$F_t = Q \operatorname{tg} (\psi + \phi').$$

Для метричної кріпильної різьби $\alpha' = 30^\circ$, трапецеїдальної $\alpha' = 15^\circ$, а для упорної $\alpha' = 3^\circ$.

Під час відгвинчування гайки напрям сили тертя в різьбі змінюється і тоді

$$F_{\text{від}} = Q \operatorname{tg} (\psi - \phi').$$

Дуже важливо, щоб кріпильна різьба була самогальмівна, щоб гайки, болти не самовигвинчувались.

Умова самогальмування різьби $F_{\text{від}} < 0$, тобто щоб відкрити гайку, треба прикласти силу в напрямі, протилежному загвинчуванню.

Отже, $F_{\text{виг}} < 0$, або $\operatorname{tg} (\psi - \phi') < 0$, або внаслідок малості кутів $\psi < \phi'$.
Оскільки в кріпильної різьби кут $\psi \leq 4^\circ$, а зведений кут тертя $\phi' \geq 8^\circ$, то кріпильна різьба самогальмівна.

Під час затягування болтів робоча сила F_p створює на ключі довжиною L момент загвинчування $M_{\text{заг}} = F_p L$. Цей момент зрівноважується моментом M_p у різьбі і моментом тертя $M_{\text{оп}}$ опорної поверхні гайки або головки болта:

$$M_{\text{заг}} = M_p + M_{\text{оп}}.$$

Очевидно, що момент M_p у різьбі визначається виразом

$$M_p = 0,5d_2 F, \text{ або } M_p = 0,5d_2 \operatorname{tg} (\psi + \phi').$$

Момент тертя $M_{\text{оп}}$ на опорній поверхні гайки або головки болта при їх загвинчуванні визначають за формулою, яка ґрунтується на припущенні, що

рівнодіюча сил тертя Qf між торцем гайки і з'єднуваною деталлю прикладена на середньому діаметрі d_c опорної поверхні (рис. 11.9, з):

$$M_{\text{оп}} = Qfd_c / 2,$$

де $d_c = 0,5 (d_{\text{оп}} + D)$; D — зовнішній діаметр опорної поверхні гайки, який дорівнює її розміру під ключ; $d_{\text{оп}}$ — внутрішній діаметр опорної поверхні, який дорівнює діаметру свердління під болт (звичайно $d_{\text{оп}} = d + (1 \div 1,5)$ мм).

Підставляючи значення моментів M_p і $M_{\text{оп}}$ у вираз для моменту $M_{\text{заг}}$, дістаємо

$$M_{\text{заг}} = 0,5Qd_2 [\text{tg}(\psi + \varphi') + fd_c/d_2].$$

Для кріпильної різьби можна брати такі середні значення:

$$\psi \approx 2^\circ 30'; d_2 \approx 0,9d; d_c = 1,4d.$$

Якщо коефіцієнт тертя $f = 0,15$, то

$$M_{\text{заг}} \approx 0,2Qd.$$

Наближено можна вважати, що довжина гайкового ключа L дорівнює $14d$. Коли до ключа прикладемо від руки силу, яка дорівнює F_p , то сила затягування Q на гвинті матиме такі значення: коли $f = 0,15$, то $Q \approx 70F_p$; коли $f = 0,1$, то $Q \approx 100F_p$.

Отже, сила затягування Q у 70—100 раз більша від сили F_p , прикладеної до ключа. В розрахунок звичайно беруть силу $F_p = 100 \div 200$ Н.

Засоби проти самовідгвинчування гайок.

У з'єднаннях, які зазнають вібрацій, ударів і змінних навантажень, можливе самовідгвинчування гайок, внаслідок чого порушується з'єднання деталей. Існує багато способів захисту від самовідгвинчування.

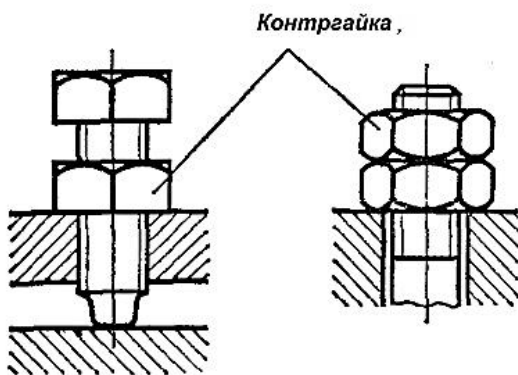


Рис 11.10

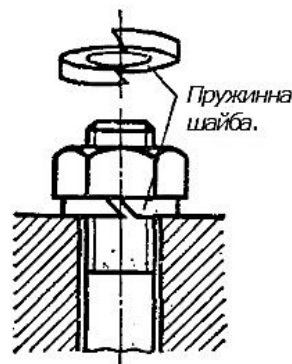


Рис 11.11

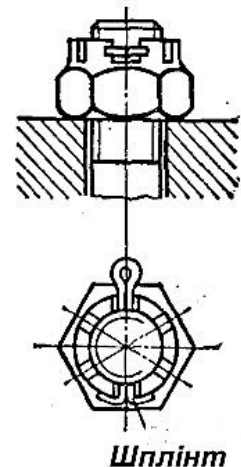


Рис 11.12

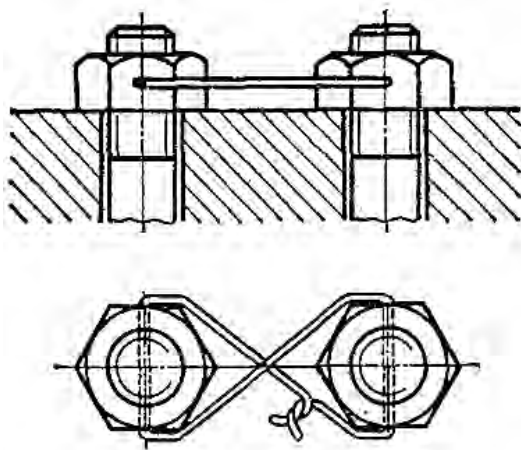


Рис 11.13

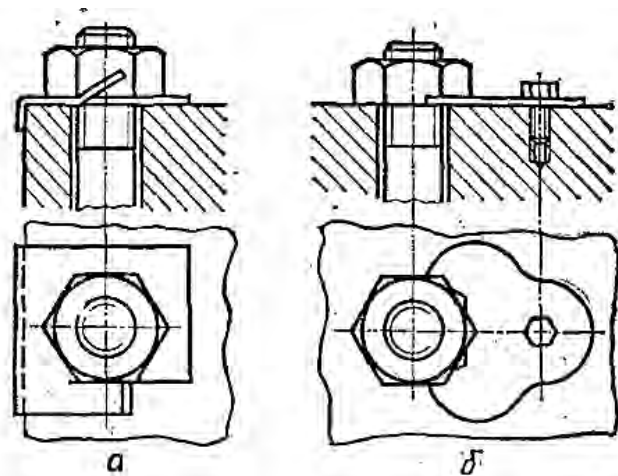


Рис 11.14

Найбільше застосовують такі:

1) встановлюють контргайки (рис. 11.10) або пружинні шайби (рис. 11.11), які створюють додатковий натяг і тертя в різьбовому з'єднанні. Пружинна шайба, крім того, зменшує вплив вібрації на тертя в різьбі;

2) жорстке скріплення болта і гайки за допомогою шплінта (рис. 11.12) або дротини (рис. 11.13). Конструкція шплінтів регламентована ГОСТом;

3) жорстке з'єднання гайки з деталлю за допомогою спеціальної шайби (рис. 11.14, а), планки (рис. 11.14, б) тощо.

§ 11.2. Розрахунок різьбових з'єднань

Розраховуючи різьбові з'єднання, визначають діаметр стержня болта або гвинта з умови міцності на розрив, а різьбу перевіряють на зріз і зминання.

Розрахунок різьби. Розподіл навантаження по витках різьби гайки залежить від ряду причин, у тому числі від її конструкції, пружних властивостей матеріалу гайки і болта, від неточностей виготовлення та ступеня спрацювання різьби. Тому міцність різьби перевіряють не справжніми, а умовними напруженнями, які порівнюють з допустимими.

Визначаючи умовні напруги, вважають, що всі z_b витків різьби навантажені рівномірно.

Умова міцності різьби на зминання має вигляд

$$\sigma_{\zeta i} = Q / A_{\zeta i} \leq [\sigma_{\zeta i}]$$

Де A_{3M} — проекція площі зминання витків на площину, перпендикулярну до осі,

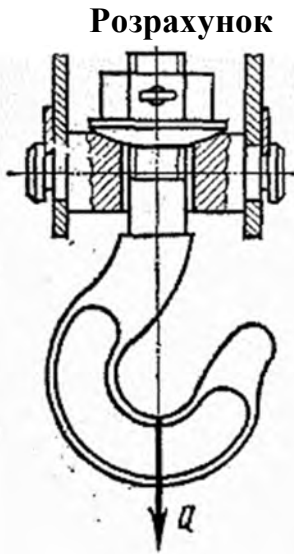
$$A_{3M} = \pi d_2 h z_g;$$

Q — осьова сила; $z_g = H/p$ - число витків різьби в гайці висотою H , p – крок різьби; h - висота (робоча) профілю різьби; πd_2 - довжина одного витка по середньому діаметру. Умова міцності різьби на зріз:

$$\tau_{\zeta \delta} = Q/A_{зр} \leq [\tau_{зр}],$$

A_3 - площа зрізу витків нарізки; для гвинта $A_3 = \pi d_1 k H$; для гайки $A_3 = \pi dkH$, тут k — коефіцієнт, який враховує вид різьби і залежить від ширини основи витків нарізки (див. рис. 11.2 і 11.3): для метричної різьби для гвинта $k \approx 0,75$, для гайки $k \approx 0,88$, для трапецеїдальної $k \approx 0,65$, для прямокутної $k = 0,5$.

У стандартних виробках висота сталевих гайок $H = (0,7 \div 0,8) d$. При такій висоті міцність з'єднання визначається не різьбою, а міцністю стержня болта на розтяг. Тому різьбу на змінання і зріз перевіряють лише для спеціальних виробів.



Розрахунок незатягнутих болтів. Розглянемо як приклад нарізану ділянку вантажного гака (рис. 11.15). Під дією зовнішньої сили Q стержень нарізаної частини працюватиме тільки на розтяг. Небезпечним є переріз, ослаблений нарізкою. Площу цього перерізу визначають за розрахунковим діаметром $d_p = d - 0,9/7$, де p — крок різьби.

Умова міцності для цього випадку

$$\sigma_{\delta} = \frac{Q}{A_p} = \frac{Q}{\pi d_p^2 / 4} \leq [\sigma_p]$$

З цієї формули можна визначити розрахунковий діаметр різьби:

$$d_p \geq \sqrt{4 Q / (\pi [\sigma_p])}$$

Рис.11.15

За знайденою величиною d_p визначають усі інші розміри відповідної стандартної різьби. Гайку також добирають за стандартом, але при потребі можна сконструювати спеціальну гайку.

Розрахунок затягнутого і болтового з'єднання, не навантаженого зовнішньою силою

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення кришки люка (рис. 11.16), яка не зазнає тиску рідини або газу. У розглядуваному з'єднанні стержень болта розтягується силою затягування Q і скручується моментом, який дорівнює моменту M_p у різьбі.

Напруження розтягу

$$\sigma_p = \frac{Q}{\pi d^2 / 4}.$$

Найбільше напруження кручення

$$\tau_k = M_k / W_p = M_p / W_p,$$

де $W_p = 0,2d_\delta^3$ - момент опору крученню болта.

Оскільки момент в різьбі $M_p = 0,5Qd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$, то напруження кручення:

$$\tau_k = 0,5Qd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi') / (0,2d_2^3).$$

Еквівалентне напруження (за енергетичною теорією міцності)

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_p].$$

Кут ψ підйому кріпильної різьби змінюється в межах від 1,5 до 4°. Зведений кут тертя $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$ залежить від зведеного коефіцієнта тертя в різьбі

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha'}, \text{ де } f \text{ лежить у межах від } 0,1 \text{ до } 0,3:$$

Підставляючи середні значення ψ та φ' у формулу для τ_k а потім σ_p і τ_k у формулу для $\sigma_{екв}$, дістаємо для болтів із стандартною метричною різьбою

$$\sigma_{екв} \approx 1,3\sigma_p.$$

Тоді

$$\sigma_{екв} = \frac{1,3Q}{\pi d_p^2 / 4} = \frac{Q_{розр}}{\pi d_p^2 / 4} \leq [\sigma_p].$$

Отже, болт, який працює на розтяг і кручення, можна розраховувати як на розтяг за збільшеною в 1,3 раз силою затягування: $Q_{розр} = 1,3Q$.

Розрахунок затягнутого болтового з'єднання, навантаженого зовнішньою.

Розглянутий випадок болтового з'єднання стосується, наприклад, кріплення болтами чи шпильками фланців або кришок резервуарів, трубопроводів, циліндрів тощо, які працюють під тиском. З'єднання з попереднім затягуванням можуть бути з ущільнювальною прокладкою (рис. 11.17.) або без неї.

Основна вимога, яка ставиться до такого з'єднання – не повинно бути зазору під час навантаження (щоб не розкрився стик).

Під час затягування з'єднання болти (або шпильки) видовжуються, а прокладка і фланці стискаються. Болт та з'єднані деталі при цьому навантажені силою затягування Q . Потім до з'єднання прикладена зовнішня осьова сила F . Під дією цієї сили болт видовжиться.

На таку саму величину зменшиться стиск з'єднаних деталей і відповідно навантаження на болт з боку деталей зменшиться. Тому сумарне навантаження на болт $F_\Sigma < Q + F$.

Оскільки зміна навантаження на болт з боку деталей пов'язана з силою F , умовились вважати, що частину сили F сприймає болт, решту — стик.

$$\chi F \lambda_\sigma = (1 - \kappa) P \lambda_d,$$

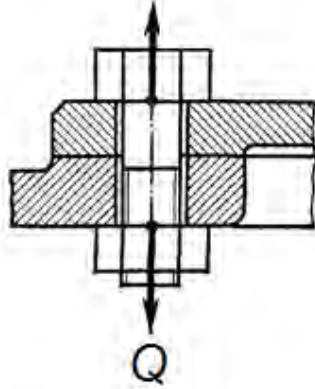


Рис. 11.16.

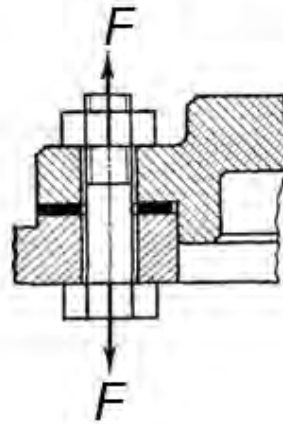


Рис. 11.17.

Позначимо χ — коефіцієнт зовнішнього навантаження, що показує, яку частину зовнішнього навантаження F сприймає болт.

Тоді

λ_b — піддатливість болта, тобто його видовження під дією сили в 1Н;

$P\lambda_d$ — піддатливість з'єднувальних деталей.

З (11.2) дістанемо

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d).$$

Якщо металеві деталі з'єднані без прокладок, то $\chi = 0,2 \div 0,3$, а якщо з пружними прокладками, то $\chi = 0,4 \div 0,5$.

Сумарна сила, яка розтягує болт,

$$F_{\Sigma} = Q + \chi F.$$

Тиск у стику деталей

$$F_{ск} = Q - (1 - \chi)F.$$

Стик розкривається, коли $F_{ск} = 0$ або $(1 - \chi)F = Q$. Щоб гарантувати надійність стику, треба виконати умову

$$Q = \beta(1 - \chi)F,$$

де β — коефіцієнт запасу: без прокладок при сталому зовнішньому навантаженні $\beta = 1,25 \div 1,5$ і при змінному зовнішньому навантаженні $\beta = 1,5 \div 4$. Щоб в з'єднаннях з прокладками досягти герметичності, коефіцієнт β рекомендується підвищувати до 4.

Вище було показано, що болти з попереднім затягуванням розраховують за збільшеною в 1,3 рази силою затягування Q . Крім того, треба врахувати частину зовнішньої сили F , яку сприймає болт; вона дорівнює χF . Розрахункова сила для болта розглядуваного з'єднання

$$Q_{розр} = 1,3Q + \chi F,$$

а розрахунковий діаметр різьби болта

$$d_p \geq \sqrt{4Q_{розр} / (\pi[\sigma_p])}$$

Розрахунок болтового з'єднання, навантаженого поперечною силою.

Болтове з'єднання, навантажене поперечною силою, зображено на рис. 11.18. Щоб запобігти відносному зсуву з'єднаних деталей, у місці стику з'єднанням болтів треба створити відповідну силу тертя. Для гарантії сила тертя повинна перевищувати зсувну силу. Умова міцності з'єднання

$$Qzfk = \beta F,$$

де β – коефіцієнт запасу (1,2÷1,3); z – число болтів з'єднання; f – коефіцієнт тертя; k – число площин тертя (для схеми за рис. 11.18 $k=2$). Тоді сила затягування одного болта.

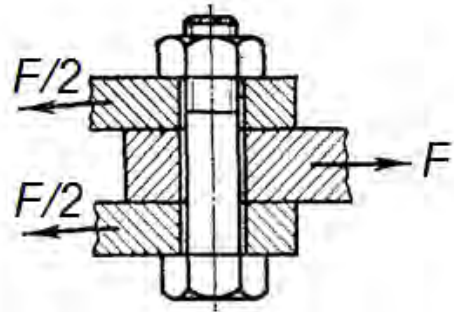


Рис. 11.18.

$$Q = \beta F / (fzk).$$

$$\text{Розрахунковий діаметр різьби } d_p \geq \sqrt{4Q_{\text{розр}} / (\pi[\sigma_p])}$$

де $Q_{\text{розр}} = 1,3Q$.

Із співвідношення (11.3) видно, що сила затягування, потрібна для з'єднання, яке несе поперечне навантаження, значно перевищує зсувну силу F .

Тому часто з'єднання розвантажують, встановлюючи шпонки (рис. 11.19) круглого (а) або прямокутного (б) перерізу, а також встановлюючи втулки або штифти, які запресовують у з'єднані деталі (в).

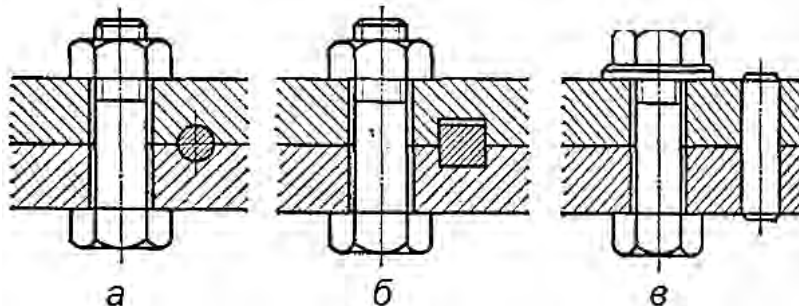


Рис. 11.19.

Застосовують також болти, які встановлюють без зазору, що працюють на зріз і зминання (рис. 2.20). Умови міцності такого болта такі:

$$\tau_3 = 4F / (\pi d_1^2 k) \leq [\tau_3];$$

$$\sigma_{\text{зм}} = F / A_{\text{зм}} = F / (d_1 s) \leq [\sigma_{\text{зм}}],$$

д d_1 — діаметр стержня болта; s — товщина однієї із з'єднаних деталей (менша з двох s_0 або $s = s_1 + s_2$); k — число площин зрізу (для схеми за рис. 11.20 $k = 2$).

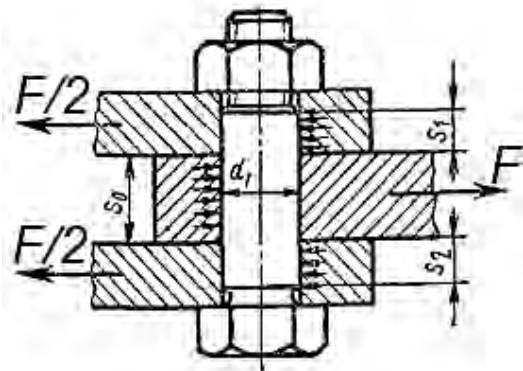


Рис. 11.20.

Розрахунок клемових з'єднань. Клемові з'єднання (рис. 11.21.) застосовують для закріплення на валах або інших циліндричних стержнях кривошипів, важелів та інших деталей. Перевага клемових з'єднань у тому, що тут немає

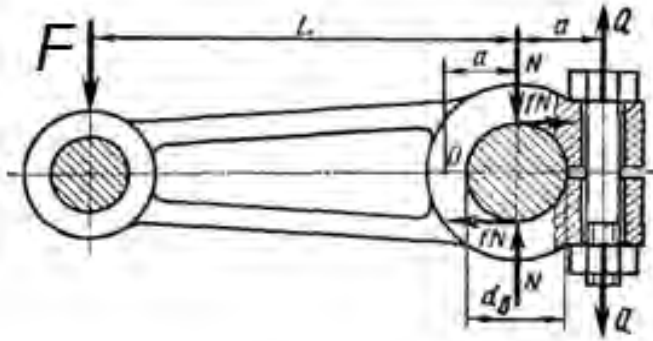


Рис. 11.21.

шпонок, а це допускає встановлення деталей у будь-якому кутовому положенні і на будь-якому місці по довжині вала. Відносної нерухомості деталей клемового з'єднання досягають за рахунок тертя деталей на поверхні з'єднання.

Умова передавання зовнішнього моменту від важеля до вала

$$\beta M = M_T,$$

де $M = FL$ — момент зовнішніх сил;

β — коефіцієнт запасу, $\beta = 1, 2 \div 1,3$;

$M_T = fNd_s$ — момент сил тертя на поверхні вала;

f — коефіцієнт тертя, для сталі по чавуну $f = 0,15 \div 0,2$;

N — нормальна сила; d_s — діаметр вала.

Отже,

$$\beta M = fNd_B \text{ або } N = \beta M / (fd_B).$$

Припустимо, що половинки маточини клеми з'єднані з важелем шарнірно в точці O , і складемо для однієї половинки рівняння рівноваги, не беручи до уваги тертя:

$$\Sigma M_0 = 0; zQ2a - Na = 0,$$

де z — число болтів. Звідси сила затягування одного болта

$$Q = Na(2az) = \beta M / (2fd_B z)$$

Оскільки болт при затягуванні силою Q зазнає скручування, то розрахункове навантаження на болт: $Q_{розр} = 1,3$.

Звідси розрахунковий діаметр болта

$$d_p \geq \sqrt{4Q_{розр} / \pi [\sigma_p]}$$

Неважно помітити, що розрахункова форма для болтів, поставлених із зазором, у з'єднаннях усіх видів залишається тією самою.

Допустиме напруження для болтів. Допустиме напруження розтягу визначають залежно від границі текучості матеріалу болтів за формулою:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [n],$$

де $[n]$ — допустимий коефіцієнт запасу міцності, який беруть при сталому навантаженні і неконтрольованій затяжці з табл. 11.1.

Таблиця 11.1.

Матеріал болта	Діаметр болта		
	M6-M16	M16-M30	M30-M60
Вуглецева сталь	4-3	3-2	2-1,3
Легована сталь	5-4	4-2,5	2,5

Якщо затяжка контрольована, то беруть $[n] = 1,3 \div 2,5$. Допустимі напруження зрізу

$$[\tau_3] = (0,2 \div 0,3)\sigma_T.$$

Допустиме напруження зминання

$$[\sigma_{зм}] = 0,8\sigma_T.$$

Приклад 1.1. Визначити діаметр болтів для кріплення-круглої кришки газового резервуара. Діаметр резервуара $D = 0,35$ м. Тиск газу $p = 1,1$ МПа. Болти розміщені по колу. Кількість болтів $z=18$

Розв'язання. Сила тиску газу на кришку

$$F = \pi D^2 p / 4 = 3,14 \cdot 0,35^2 \cdot 1,1 \cdot 10^6 / 4 = 106000 \text{ Н}.$$

Сила, яка діє на один болт,

$$F_1 = P / z = 106000 / 18 = 5880 \text{ Н}$$

З умови герметичності з'єднання сила затягування одного болта

$$Q = \beta(1-\chi) P_1 = 1,5 (1-0,3) \cdot 5880 = 6170 \text{ Н},$$

де β – коефіцієнт запасу, $\beta = 1,5$; χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження; без прокладки беремо $\chi = 0,3$.

Розрахункове навантаження $Q_{розр} = 1,3Q + \chi P_1 = 1,3 \cdot 6170 + 0,3 \cdot 5880 = 9780 \text{ Н}$. Для сталі марки Ст3 табл. 11.2 границя текучості $\sigma_T = 220$ МПа. З табл. 11.1 беремо $[n] = 3,5$, вважаючи, що діаметр болта не перевищує 16 мм. Тоді допустима напруга розтягу

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{220}{3,5} = 60 \text{ МПа}.$$

Розрахунковий діаметр різьби болтів

$$d_p = \sqrt{4Q_{розр} / (\pi[\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 9780 / (3,14 \cdot 60 \cdot 10^6)} = 0,0144 \text{ м} = 14,4 \text{ мм}$$

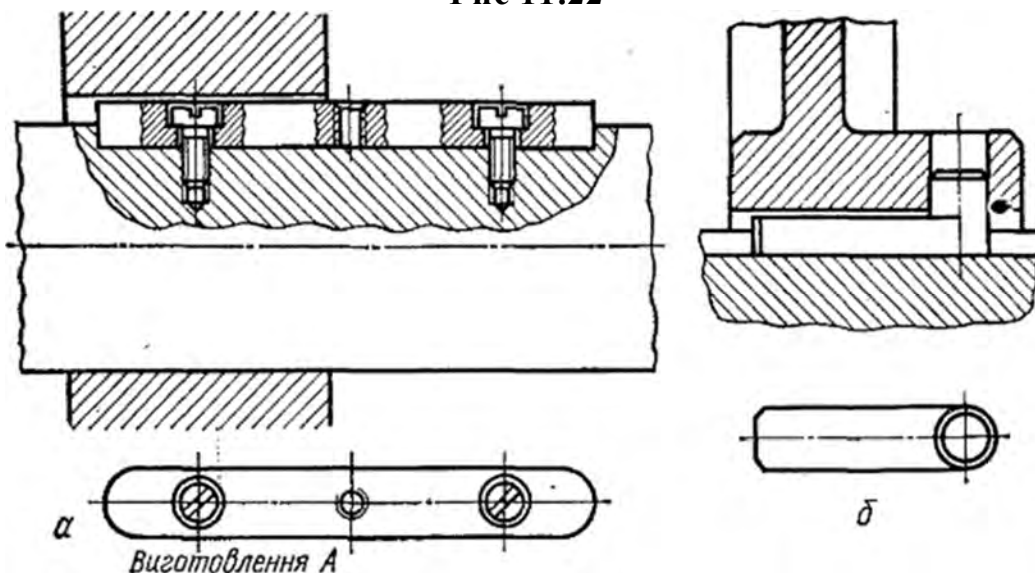
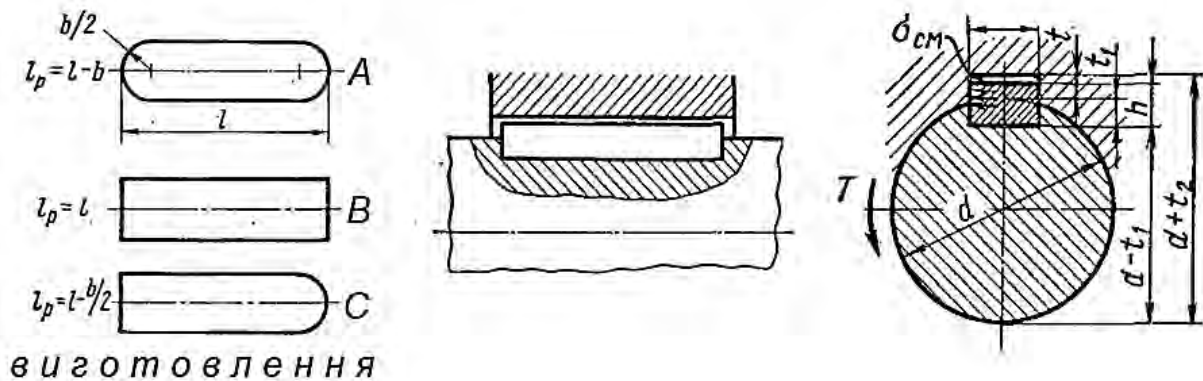
Відповідно до стандарту беремо різьбу М18 з круглим кроком $p=2,5$ мм, для якої $d_p = 18 - 0,9 \cdot 2,5 = 15,75$ мм.

§ 11.3 Шпонкові з'єднання

Шпонки призначені для передавання обертаючого моменту від вала до установлених на ньому деталей (шківів, зубчастих коліс, маховиків, муфт і т.д.) або навпаки.

Шпонки можна поділити на три основні види: призматичні, сегментні і клинові. Розміри шпонок та допуски на їх виготовлення стандартизовані.

Призматичні шпонки за призначенням бувають: звичайні (виготовлення А, В і С, рис. 11.22.), призначені для нерухомих з'єднань маточин з валами; напрямні трьох видів (рис. 11.23, а), які застосовують тоді, коли маточини повинні мати можливість переміщатися вздовж валів; ковзні (рис. 11.23, б), які переміщуються вздовж вала разом з маточинами. Розміри пазів під шпонки і поперечних перерізів шпонок встановлюють залежно від діаметра вала. Довжину шпонки після розрахунку беруть із стандартного ряду, наведеного в ДСТУ 24-97-94.



Сегментні шпонки (рис. 11.24) встановлюють переважно на кінцевих ділянках валів циліндричної або конічної форми. Розміри сегментних шпонок беруть з таблиць стандарту залежно від діаметра вала. Сегментні шпонки зручні

підчас складальних робіт, але глибокий шпонковий паз дуже ослаблює вал. З'єднання призматичними і сегментними шпонками належить до ненапружених з'єднань.

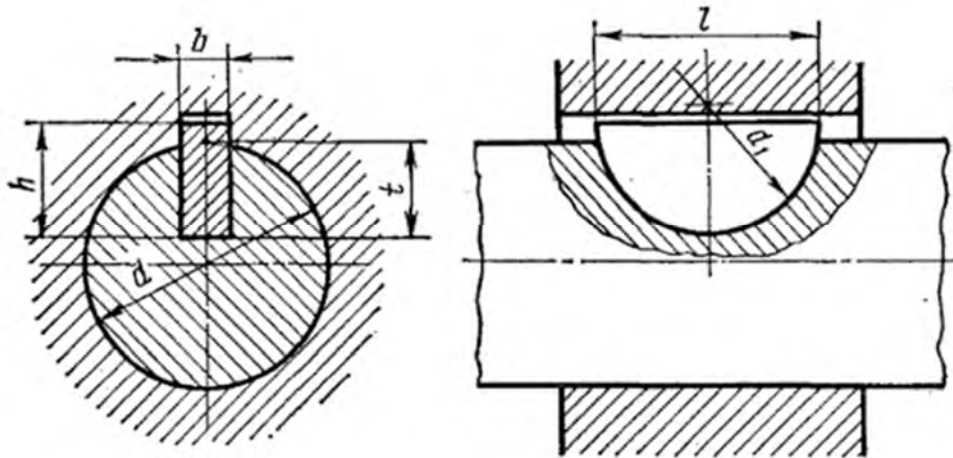


Рис 11.24.

Клинові шпонки (рис. 11.25) виготовляють з уклоном 1:100. Розміри перерізів шпонок і пазів визначають за ГОСТ 8791—68. Клинову шпонку ударами молотка запресовують між валом і деталлю, яку з ним з'єднують. Клинову шпонку ударами молотка запресовують між валом і деталлю, яку з ним з'єднують.

При цьому утворюється напружене з'єднання, яке передає обертаючий момент і, крім того, перешкоджає відносному зміщенню деталей уздовж вала. Клинову шпонку ударами молотка запресовують між валом і деталлю, яку з ним з'єднують. Останнім часом клинові шпонки використовують все менше, бо їх установлення спричинює зміщення осі маточини шківів або маточини шестірні відносно осі вала, що може бути причиною виникнення небажаного дисбалансу.

За способом розміщення на валах розрізняють клинові шпонки: врізні, на лисці, фрикційні і тангенціальні. Клинові врізні шпонки встановлюють у канавки (пази), зроблені у з'єднуваних деталях 1 і 2 (рис. 11.25).

Клинову шпонку на лисці (рис. 11.26, а) встановлюють на плоский зріз вала — лиску, а паз роблять тільки в маточині деталі.

Для фрикційної клинової шпонки на валу лиски не роблять (рис. 11.26, б).

Тангенціальні шпонки (рис. 11.26, в) встановлюють широкою стороною дотично до ободу вала.

Іноді застосовують шпонки круглі (шпонки-штифти, рис. 11.27).

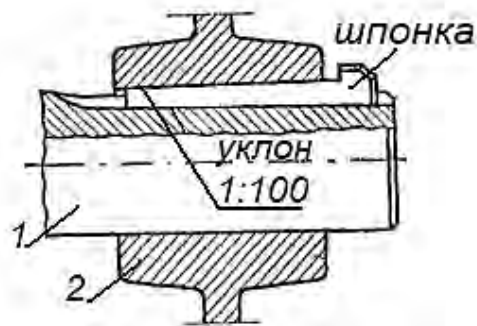


Рис. 11.25

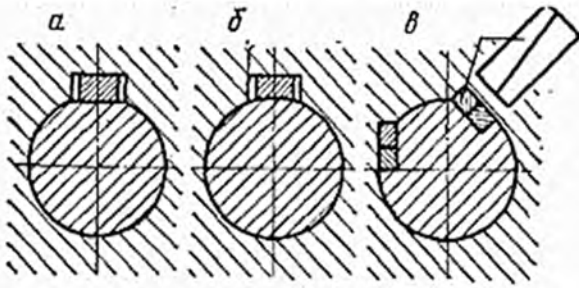


Рис. 11.26

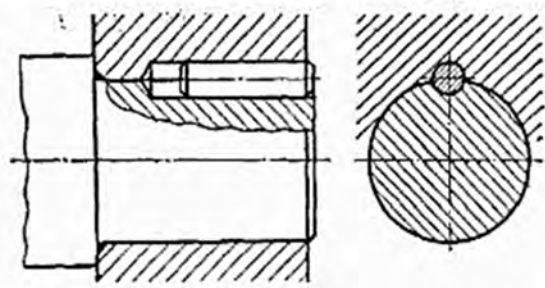


Рис. 11.27

Розміри перерізів стандартних шпонок підібрані відповідно до критерію зрізу, тому ненапружені шпонкові з'єднання перевіряють тільки відповідно до критерію змінання грані, яка виступає з вала. Умова міцності з'єднання має вигляд:

$$\sigma_{зм} = F_t / A_{зм} < [\sigma_{зм}],$$

причому

$$F_t = 2T/d, \quad A_{зм} = (h - t_1)l_p.$$

Тоді

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

F_t — колова сила, яку передає шпонка; T — обертаючий момент на валу; d — діаметр вала; $(h - t_1)$ — висота площадки змінання; l_p — робоча довжина шпонки (без закруглень кінців); $[\sigma_{зм}]$ — допустиме напруження змінання менш міцного матеріалу з'єднання. Для сегментної шпонки

$$\sigma_{зм} = 2T / [d(h - t)l] \leq [\sigma_{зм}].$$

В особливо важливих конструкціях призматичні і сегментні шпонки перевіряють на зріз за формулою

$$\tau_3 = 2T / (dbl) \leq [\tau_3] = 60 \div 90 \text{ МПа}.$$

Якщо при заданій довжині шпонки умова міцності не виконується, то збільшують довжину маточини і відповідно довжину шпонки.

Призматичні і клинові шпонки виготовляють із чистотягнутих прутків прямокутного перерізу, а сегментні — сегментного перерізу. Матеріалом є конструкційна вуглецева сталь з границею міцності не менше від 600 МПа (сталь 45, 50, Ст6 тощо). Допустимі напруження змінання встановлюють для нерухомих з'єднань при маточинах:

з чавуну: $[\sigma_{зм}] = 60 \div 80 \text{ МПа}$; з сталі: $[\sigma_{зм}] = 90 \div 150 \text{ МПа}$.

Приклад 2.2. Підібрати призматичну шпонку для з'єднання зубчастого колеса з валом і перевірити міцність з'єднання. Матеріал колеса — сталь 40Х, матеріал шпонки — сталь 45, нормалізована. Діаметр вала $d = 55 \text{ мм}$. Передаваний момент $T = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Довжина маточини 70 мм.

Розв'язання. Два вала діаметром $d = 55 \text{ мм}$ за СТ СЕВ 189-75 виберемо призматичну шпонку з розмірами: $b = 16 \text{ мм}$, $h = 10 \text{ мм}$, $t_1 = 6 \text{ мм}$ (виготовлення А). Довжину шпонки беремо $l = 63 \text{ мм}$; $l_p = l - b = 63 - 16 = 47 \text{ мм}$.

Напруга зминання в з'єднанні:
 $\sigma_{3M} = 2T/[d(h - t_1)/p] = 2 \cdot 300/[55 \cdot 10^{-3} (10 - 6) 10^{-3} \cdot 47 \cdot 10^{-3}] = 58 \cdot 10^6$
 Па = 58 МПа $\leq [\sigma_{3M}] = 90$ МПа.
 Міцність шпонкового з'єднання забезпечена.

§ 11.4. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання можна уявити як багатошпонкові, в яких шпонки виготовлені як одне ціле з валом.

Шліцьові з'єднання порівняно з шпонковими за інших однакових умов можуть передавати значно більші обертаючі моменти, забезпечують краще центрування з'єднаних деталей і меншу концентрацію напружень у матеріалі вала і маточини. Цей вид з'єднань дуже поширився в автомобільній, тракторній, верстатобудівній та інших галузях промисловості.

Залежно від профілю шліців розрізняють три типи з'єднань: прямобічні, евольвентні і трикутні. Перші два типи шліцьових з'єднань стандартизовані.

Прямобічні шліцьові з'єднання стандартизовані трьох серій (легка, середня і важка), які відрізняються висотою та кількістю шліців; (від 6 до 20). Маточину по валу центрують за зовнішнім діаметром (рис. 11.28, а), внутрішнім діаметром (б) і бічними поверхнями шліців (б). Центрування за діаметрами забезпечує вищу співвісність вала та маточини.

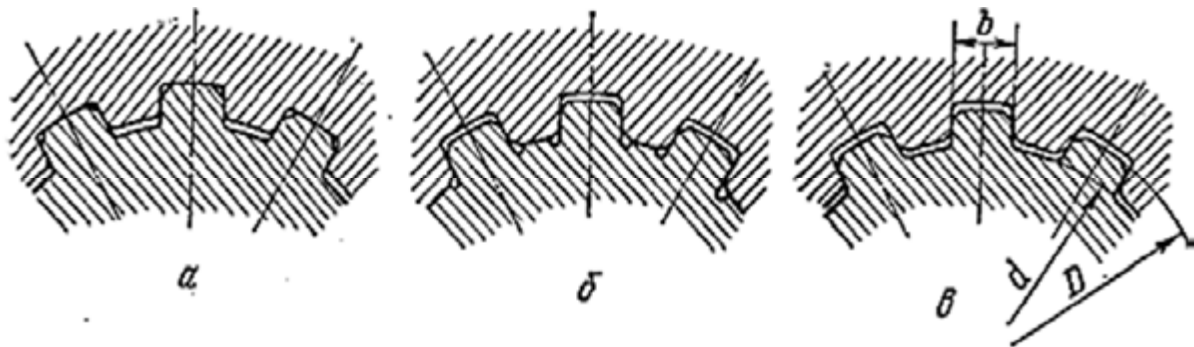


Рис. 11.28.

У важких умовах роботи надають перевагу центруванню за бічними поверхнями, що забезпечує рівномірніший розподіл навантаження по шліцах. З'єднання з евольвентними шліцами, бічні поверхні яких окреслені евольвентою (рис. 11.29), виконують із центруванням за бічними поверхнями і по зовнішньому діаметру вала. Прямобічні і евольвентні шліці застосовують у рухомих та нерухомих з'єднаннях.

З'єднання з трикутними шліцами (рис. 11.30) застосовують переважно як нерухомі в установках з незначними навантаженнями. Кількість і розміри шліців беруть залежно від діаметра вала.

Розрахунок навантажувальної здатності. Розрахунок прямобічних шліцьових з'єднань регламентований ГОСТ 21425—75 за критеріями зминання

і спрацювання. Навантажувальна здатність з'єднання визначається як менше з двох значень, знайдених під час розрахунку на зминання і на спрацювання.

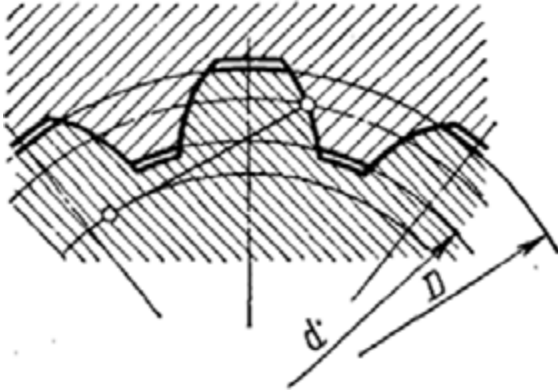


Рис. 11.29.

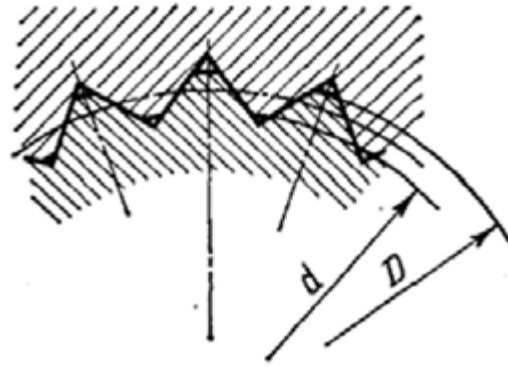


Рис. 11.30.

Розрахунок на зминання роблять за формулою $\sigma = T/(Sl) \leq [\sigma_{зм}]$ де σ — середній тиск на робочих поверхнях; T — обертаючий момент, який передає з'єднання; S — питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання відносно осі вала (значення S , мм³, для стандартних прямобічних з'єднань наведені в таблиці згаданого вище ГОСТу); l — робоча довжина з'єднання; $[\sigma_{зм}]$ — допустимий середній тиск з розрахунку на зминання, який визначають залежно від границі текучості матеріалу шліців меншої твердості та коефіцієнтів запасу міцності, концентрації і динамічності навантаження, які беруть з таблиць стандарту.

Розрахунок на спрацювання роблять за такою самою формулою, як і на зминання:

$$\sigma = T/(Sl) \leq [\sigma_{спр}],$$

де $\sigma_{спр}$ - допустимий середній тиск з розрахунку, на спрацювання, який визначають із таблиць стандарту.

Якщо спрацювання практично не допускається, стандартом передбачений додатковий розрахунок, який враховує роботу без спрацювання при необмежено великій кількості циклів навантаження. Розрахунок навантажувальної здатності евольвентних шліцевих з'єднань не стандартизований; його роблять відповідно до критерію зминання за формулою

$$\sigma = T/(Kz A_{зм} r_c) \leq [\sigma_{зм}],$$

де $K \approx 0,7 \div 0,8$ — коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами; z — число зубів; $A_{зм}$ — площа зминання одного зуба; r_c — середній радіус зубів. Площу зминання і середній радіус евольвентних зубів визначають залежно від модуля m шліців, а саме:

$$A_{зм} = ml, r_c = mz/2,$$

де l — робоча довжина з'єднання.

Значення допустимих напружень на зминання $[\sigma_{зм}]$ залежно від характеру з'єднання, режиму роботи, термообробки визначають з таблиць довідників; вони лежать у межах від 5 до 200 МПа.

Розділ 12. НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Нерознімні з'єднання призначені для з'єднання деталей машин, різних металевих або неметалевих виробів машинобудування і приладобудування, а також для виготовлення складних металлоконструкцій. До таких з'єднань належать заклепочні, зварні, клейові тощо.

§ 12.1. Заклепочні з'єднання

Заклепочні з'єднання застосовують для скріплення деталей, виготовлених з листового чи штабового матеріалу, або з фасонних прокатних профілів. У зв'язку з розвитком зварювання застосування заклепочних з'єднань значно зменшилось. Навіть такі важливі конструкції, як парові котли, резервуари, ферми підйомних кранів, виготовляють тепер зварними. Але заклепочні з'єднання ще застосовують, бо не для всіх матеріалів розроблено методи надійного зварювання. Заклепки тепер застосовують у літакобудуванні, кораблебудуванні, при будуванні мостів та в інших галузях техніки.

Заклепочне з'єднання утворюють *розклепуванням* стержня заклепки довжиною L і діаметром d , вставленої в отвір діаметром d_0 у з'єднуваних деталях (рис. 12.1), причому $d_0 = d + (0,2 \div 2)$ мм залежно від діаметра і точності складання.

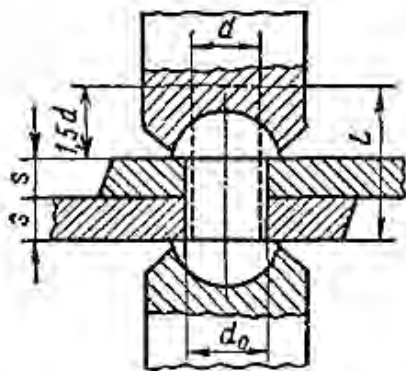


Рис 12.1

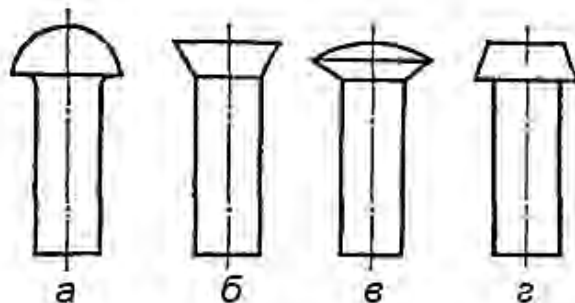


Рис 12.2

Замикаюча головка заклепки утворюється внаслідок пластичної деформації частини стержня заклепки, яка виступає з отвору.

Отвори в деталях або продавлюють, або просвердлюють. Клепати можна вручну або механізованим способом (пневматичними молотками, пресами тощо).

Стальні заклепки малого діаметра (до 12 мм) і заклепки з кольорових металів ставлять без нагрівання. Стальні заклепки з діаметром стержня понад 12 мм ставлять з нагріванням. Нагрівання заклепок перед клепаанням полегшує формування головки і поліпшує якість з'єднання.

Заклепки загального призначення нормальної точності стандартизовані. З них переважно застосовують заклепки (рис. 12.2) з півкруглою головкою (а), з потайною головкою (б), з півпотайною головкою (в) і з плоскою головкою (г). Для склепування тонколистових і неметалевих деталей застосовують порожнисті заклепки (рис. 12.3).

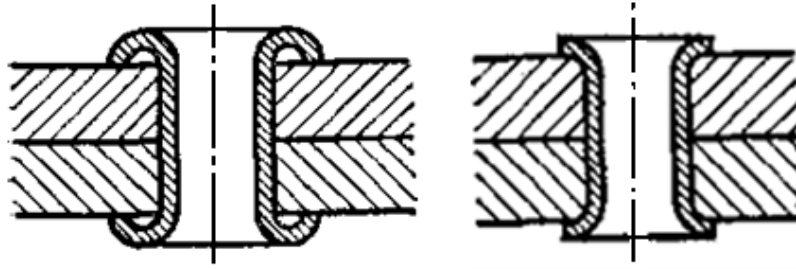


Рис 12.3

Для виготовлення заклепок застосовують маловуглецеву сталь Ст2 і Ст3, мідь, алюміній та інші метали залежно від матеріалів і конструкції склепуваних деталей. За призначенням розрізняють дві основні групи заклепочних з'єднань: міцні, які застосовують у металоконструкціях, і щільні, які застосовуються у котлах і резервуарах для рідин та газів під тиском які забезпечують герметичність з'єднання.

Заклепочні з'єднання розрізняють за видом, кількістю робочих (зрізаних) перерізів заклепок і за їх розміщенням.

За видом заклепочні з'єднання бувають (рис. 12.4.): напусткові (а), стикові з однією накладкою (б) і стикові з двома накладками (в).

За розміщенням заклепок розрізняють шви (рис. 12.5.) однорядні (а) та багаторядні (б і в).

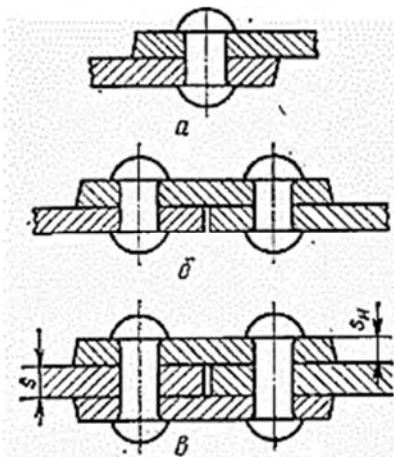


Рис 12.4

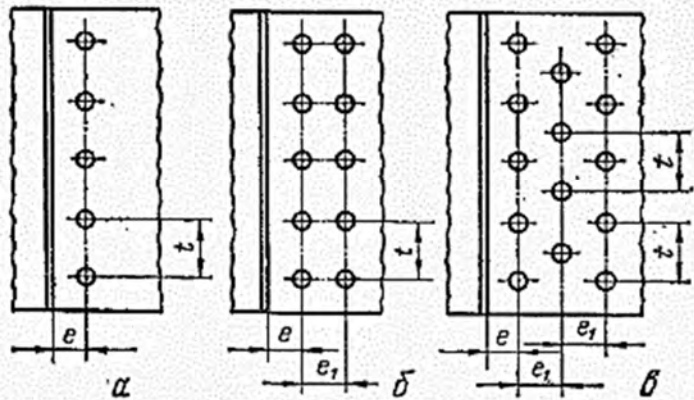


Рис 12.5

У багаторядних швах заклепки можуть розміщуватись рядами або частіше в шаховому порядку. Крок t заклепок одного ряду, відстань e_1 між рядами і відстань e до краю листа вибирають залежно від типу шва і товщини з'єднуваних листів .

За кількістю перерізів заклепок, які працюють на зріз, шви бувають (див. рис. 12.4) однозрізні (а і б) та двозрізні (в).

Розрахунок міцних заклепочних швів. Під дією зовнішнього навантаження заклепочний шов може зруйнуватися: може статися зріз заклепок (рис. 12.6, а), зминання листів і заклепок (рис. 12.6, б) або розрив листа в перерізі, ослабленому отворами під заклепки (рис. 12.7).

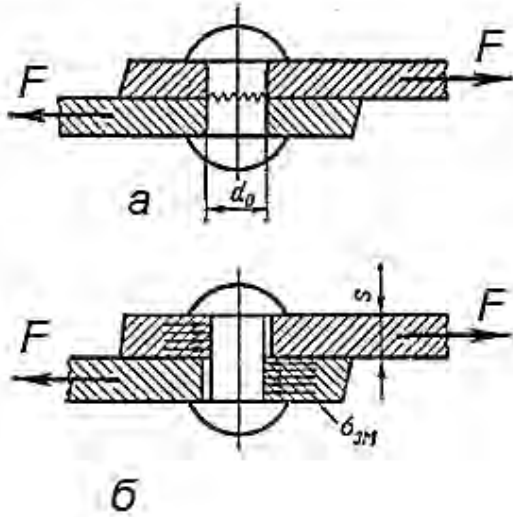


Рис 12.6

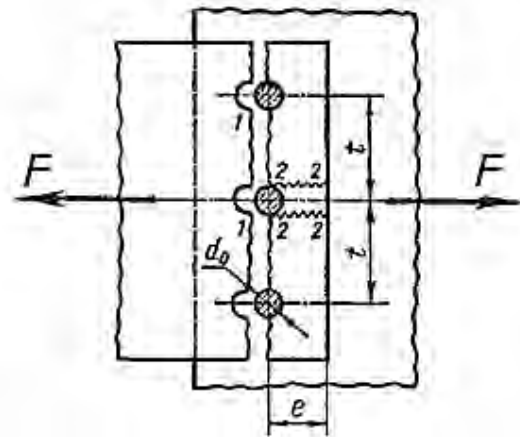


рис 12.7

При склепуванні заклепки стискають листи, тому коли в з'єднанні діє зсувна сила F , то між листами виникає сила тертя. Але визначити силу тертя в заклепочному з'єднанні важко, тому в розрахунках її не беруть до уваги. Вважають, що метал заклепки цілком заповнює отвір і перешкоджає відносному зсуву деталей.

Вважають також, що зовнішнє навантаження розподіляється між заклепками рівномірно. Тоді умови міцності шва:

а) міцність заклепок на зріз (рис. 12.6, а)

$$\tau_3 = F / \left(k \frac{\pi}{4} d_0^2 z \right) \leq [\tau_3],$$

де d_0 — діаметр отвору під заклепку; z — кількість заклепок шва; $[\tau_3]$ — допустиме напруження на зріз для матеріалу заклепок; k — кількість площин зрізу заклепок шва;

б) міцність листів на зріз за двома перерізами 2—2 (рис. 12.7);

$$\tau_3' = F / \left[2s_{\min} \left(e - \frac{d_0}{2} \right) z \right] \leq [\tau_3'],$$

де τ_3' — допустиме напруження на зріз для листів; e — відстань від осі заклепки до краю листа; s_{\min} — товщина найтоншого із з'єднаних листів.

Тут довжину зрізу зменшено на $d_0/2$, бо спочатку відбувається вмінання матеріалу на довжині $\approx d_0/2$, а потім вже зріз;

в) міцність листів на розрив по небезпечному перерізу $l-l$ (рис. 12.7)

$$\sigma_p = F / [s_{\min} (t - d_0) z] \leq [\sigma_p]$$

г) міцність стінок отворів і заклепок на зминання (див. рис. 12.6, б)

$$\sigma_{3M} = F / (s_{\min} d_0 z) \leq [\sigma_{3M}].$$

Величини допустимих напружень при сталому навантаженні можна брати з табл. 12.1.

Таблиця 12.1.

Види напружень	Марка сталі	
	Ст0, Ст2	Ст3
Зріз заклепок $[\tau_3]$, МПа	140	140
Зминання заклепок $[\sigma_{3M}]$, МПа	280	320
Розтяг з'єднаних елементів $[\sigma_p]$, МПа	140	160
Зріз з'єднаних елементів $[\tau'_3]$, МПа	90	100

Для заклепочних з'єднань з кольорових сплавів беруть:

$$[\sigma_3] = (0,4 \div 0,5) \sigma_T; \quad [\tau_3] = (0,25 \div 0,3) \sigma_T;$$

$$[\sigma_{3M}] = (1,5 \div 2,0) [\sigma_p].$$

Примітка. Якщо отвори продавлюють, то $[\tau_3]$ зменшують на 30 %, а $[\sigma_{3M}]$ — на 15%.

Відповідно до рекомендацій з проектування заклепочних з'єднань встановлено такі співвідношення між параметрами шва: розрахунковий діаметр заклепок (діаметр отвору) $d_0 = (1,5 \div 1,2) s$; відстань від осьової лінії ряду заклепок до краю листа $e = (1,5 \div 2,0) d_0$, відстань між рядами заклепок дво- і багаторядних швів $e_1 = (2 \div 3) d_0$, крок заклепок $t = (3 \div 6) d_0$, товщина накладок $s_H \approx 0,75 s$ (при одній накладці $s_H = 1,25 s$).

Ослаблення листа отворами під заклепки характеризується коефіцієнтом міцності шва φ , який дорівнює відношенню площі перерізу, ослабленого отворами $A_{\text{нетто}}$, до площі перерізу без отворів $F_{\text{брутто}}$:

$$\varphi = A_{\text{нетто}} / A_{\text{брутто}} = (t - d_0) s / (t s) = (t - d_0) / t.$$

Залежно від типу з'єднання коефіцієнт φ коливається в межах від 0,66 до 0,88.

Такі наприклад:

для однорядного шва стикового з'єднання з двома накладками $\varphi \approx 0,71$;

для дворядного шва стикового з'єднання з двома накладками $\varphi \approx 0,83$;

для дворядного шва напусткового з'єднання $\varphi \approx 0,75$.

Приклад 3.1. Стержень, який складається з двох рівнобоких кутників (рис. 12.8), навантажений розтягуючою силою $F = 200$ кН. Визначити номер профілю кутників і кількість заклепок. Матеріал стержня та заклепок — сталь Ст3.

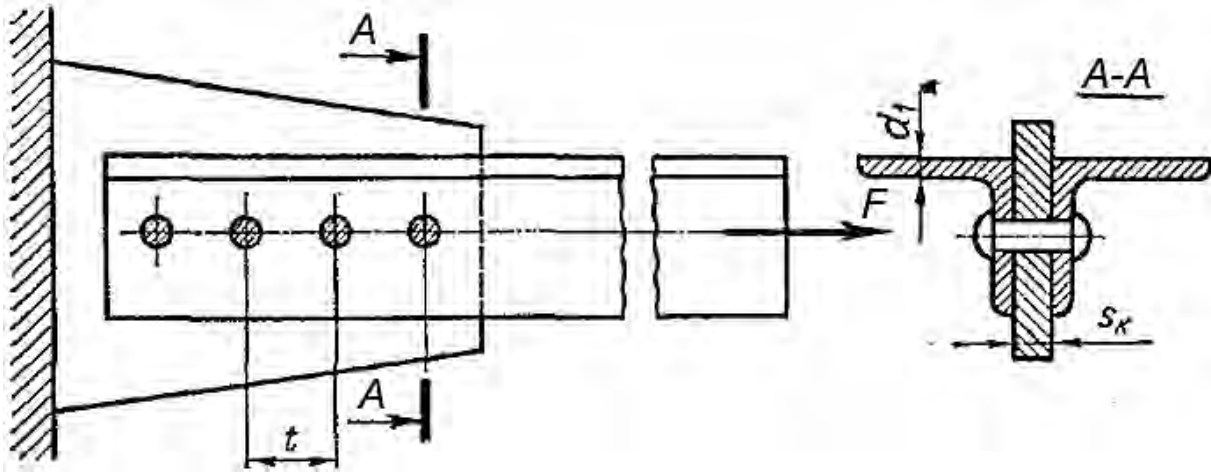


Рис 12.8

Отвори свердлені. Навантаження статичне. Допустиме навантаження для матеріалу кутників $[\sigma_p] = 140$ МПа.

Розв'язання. Визначимо площу перерізу кутників:

$$A_{\text{брутто}} \geq F / (\varphi[\sigma_p]),$$

де φ — коефіцієнт міцності шва.

Задаючись спочатку $\varphi = 0,7$, дістаємо

$$A_{\text{брутто}} \geq 200 \cdot 10^3 / (0,7 \cdot 140 \cdot 10^6) = 0,00204 \text{ м}^2 = 20,4 \text{ см}^2.$$

Для одного кутника $A = 10,2 \text{ см}^2$. Беремо кутник 80×80 , в якого $A = 10,8 \text{ см}^2$, $d_1 = 7$ мм. Розрахунковий діаметр заклепок $d_0 = 2,2 d_1 = 2,2 \cdot 7 = 15,4$ мм. Заклепки з діаметром стержня $d = 16$ мм. Діаметр отвору під заклепку $d_0 = 16,5$ мм.

Визначимо потрібну кількість заклепок з розрахунку на зріз, якщо число зрізів заклепок $k = 2$. Допустиме напруження зрізу (табл. 12.1) дорівнює 140 МПа. Кількість заклепок

$$z = \frac{F}{k \pi d_0 [\tau_3] / 4} = \frac{200 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot (16,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 140 \cdot 10^6 / 4} = 3,3.$$

Беремо $z=4$. Приймавши товщину косинки $S_k = 2d_1 = 2 \cdot 7 = 14$ мм, перевіримо з'єднання на зминання:

$$\sigma_{\text{зм}} = F / (S_k d_0 z) = 200 \cdot 10^3 / (14 \cdot 10^{-3} \cdot 16,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4) = 216 \cdot 10^6 \text{ Па} = 216 \text{ МПа}$$

Міцність деталей достатня, бо для сталі Ст3 $[\sigma_{\text{зм}}] = 320$ МПа.

§ 12.2 Зварні з'єднання

Основні поняття, терміни і означення, що стосуються зварювання металів.

Зварюванням називають процес виготовлення не рознімних з'єднань за допомогою встановлення міжатомних зв'язків між зварюваними частинами під час їх місцевого чи загального нагрівання або пластичного деформування.

Таке з'єднання називають зварним. Зварювання поділяють на два основні види: зварювання плавленням і зварювання тиском.

Зварні з'єднання порівняно із заклепочними мають ряд переваг: економія металу від заміни клепанних конструкцій зварними до 20 % (від заміни лиття зварюванням досягають економії металу до 30 %);

Менша трудомісткість і можливість механізації технологічного процесу; можливість з'єднання деталей криволінійних обрисів; щільність з'єднань; безшумність технологічного процесу

Є такі види зварних з'єднань:

стикове (рис. 12,9), *напусткове* (рис. 12.10), *кутове* (рис. 12.11), *таврове* (рис. 12.12). Шов стикового з'єднання називають стиковим, шви решти трьох видів з'єднань називають *кутовими*. Куткові шви напусткового з'єднання (рис. 12.10) називають *фланговими* (а), якщо вони розміщені паралельно лінії дії прикладеної сили; *лобовими* (б), якщо вони розміщені перпендикулярно до лінії дії сили; *косими* (в), розміщеними під непрямым кутом до напрямку сили, і *комбінованими* (г).

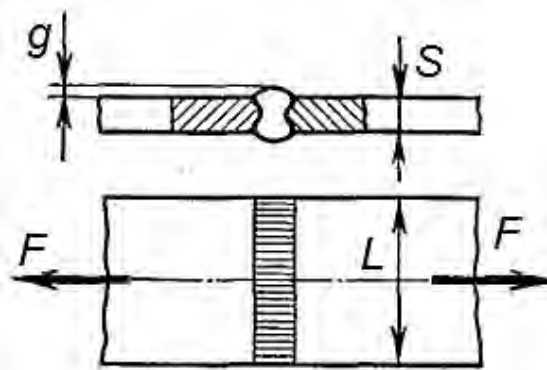


Рис. 12.9

Стикові шви розраховують на розтяг або стиск за номінальним перерізом з'єднуваних елементів, не враховуючи підсилення g шва (див. рис. 12.9).

Розрахункові формули мають вигляд:

$$\sigma_p' = F/(sL) \leq [\sigma_p'] \quad \text{або} \quad \sigma_{ce}' = F/(sL) \leq [\sigma_{ce}'],$$

де F — діюча сила; s — товщина зварюваних деталей;

L — розрахункова довжина шва;

$[\sigma_p']$ і $[\sigma_{ce}']$ — допустимі напруження розтягу і стиску для металу шва.

Метал шва має менш однорідну структуру, ніж метал зварюваних деталей. Крім того, в зварних швах виникає концентрація напружень, тому допустимі напруження для розрахунку зварних швів беруть зниженими, у частках допустимих напружень для основного металу. Допустимі напруження (МПа) для основного металу і для матеріалу зварних швів наведено в табл. 12.2

і 12.3

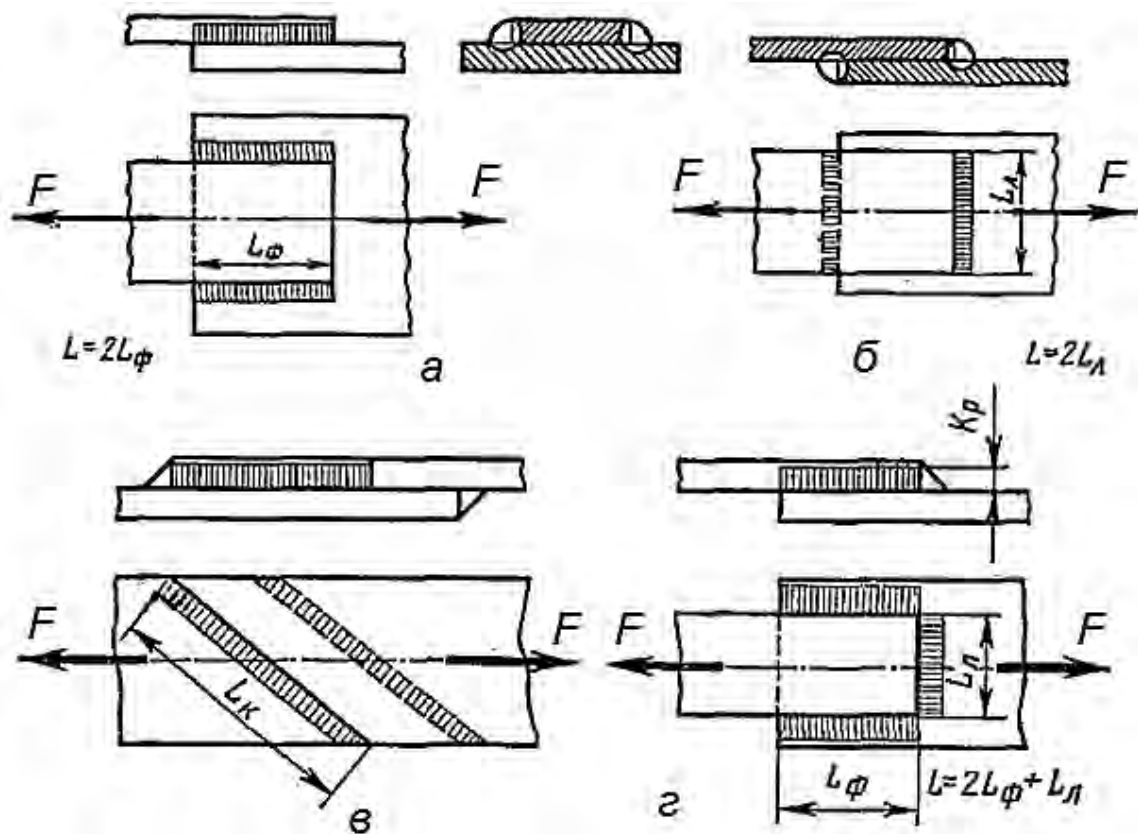


Рис 12.10

Таблиця 12.2.

Матеріал	$[\sigma_p], [\sigma_{ск}], [\sigma_{зг}]$	$[\tau_3]$	$[\sigma_{зм}]$
Ст0, Ст2	140	90	240
Ст3	160	100	240

Таблиця 12.3.

Спосіб зварювання	$[\sigma_p']$	$[\sigma_{сє}']$	$[\tau_3']$
Ручний електродами звичайної якості	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_{ск}]$	$0,6[\sigma_p]$
Автоматичний під шаром флюсу і ручний у середовищі захисного газу	$[\sigma_p]$	$[\sigma_{ск}]$	$0,65[\sigma_p]$

Основною розрахунковою характеристикою кутових швів є розрахунковий катет (рис. 12.10, г; 12.11 і 12.12).

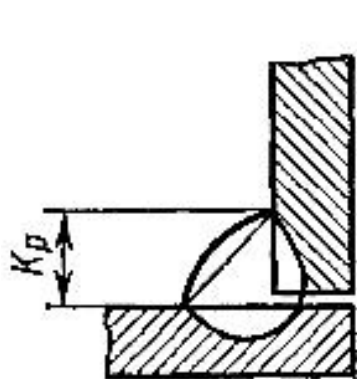


Рис 12.11.

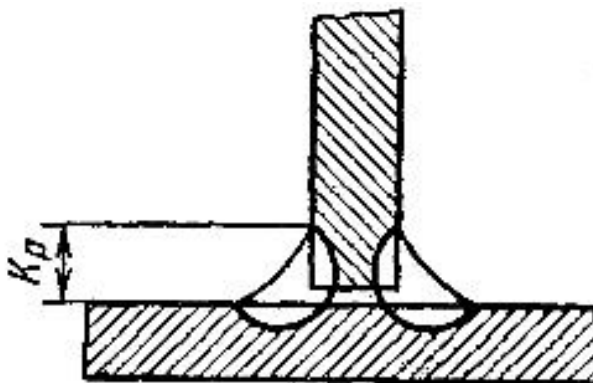


рис 12.12.

Непусткові шви (див. рис. 12.10) розраховують на зріз за найменшим перерізом шва, розміщеним в бісекторній площині прямого кута (вважають, що кутовий шов симетричний, тобто має рівні катети K_p і висоту трикутника, яка дорівнює $K_p \cos 45^\circ \approx 0,7 K_p$).

Розрахункова формула

$$\tau_3 = F / (0,7 K_p L) \leq [\tau_3],$$

де F — діюча сила; L — робоча довжина шва (або сума довжин окремих ділянок); K_p — розрахунковий катет кутового шва.

Приклад 12.2. Для умов, наведених у прикладі 12.1 (розрахунок заклепочного шва), розрахувати варіант на зварювання конструкції (рис. 12.13). Зварювання ручне електродами звичайної якості.

Розв'язання. Визначимо площу перерізу кутників:

$$A = F / [\sigma_p] = 200 \cdot 10^3 / (140 \cdot 10)^6 = 0,00143 \text{ м}^2 = 14,3 \text{ см}^2.$$

Для одного кутника $A = 7,15 \text{ см}^2$.

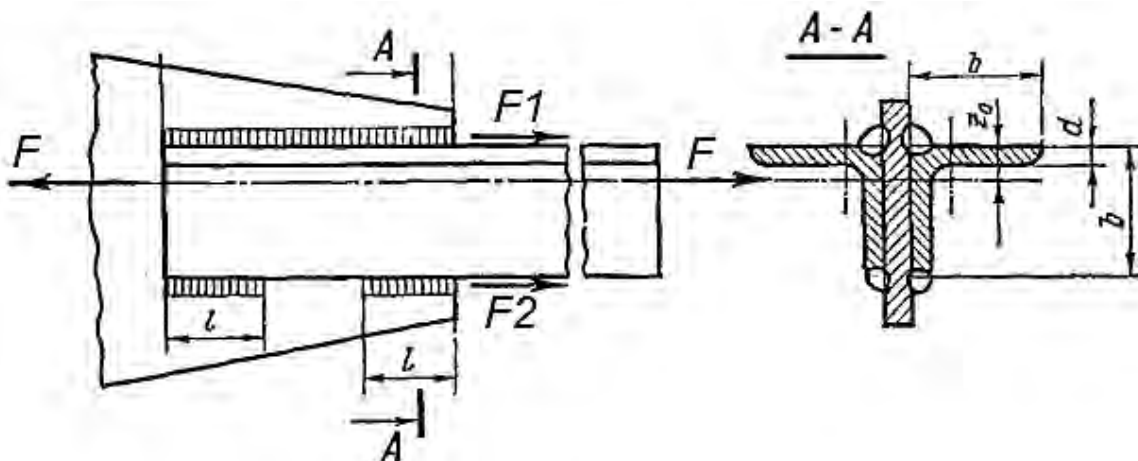


Рис. 12.13.

Беремо кутник з шириною полиці b — 70 мм і площею поперечного перерізу $8,15 \text{ см}^2$.

Товщина площі d — 6 мм, координата центра ваги перерізу $z_0 = 19,4$ мм. Отже, кутник легший, ніж у варіанті із заклепочним з'єднанням (див. розв'язання прикладу 12.1).

Довжина двох флангових швів, які працюють паралельно, для кріплення кутників до косинки різна, бо навантаження між ними розподіляється обернено пропорційно відстаням швів від центра ваги перерізу кутників:

$$F_1/F_2 = (b - z_0)/z_0,$$

причому

$$F_1 + F_2 = F.$$

Розв'язавши ці рівняння, дістанемо

$$F_1 = F (b - z_0)/b.$$

Підставимо значення

$$z_0 = 19,4 \text{ мм і } b = 70 \text{ мм}$$

та обчислимо сили F_1 і F_2 :

$$F_1 = 200 \cdot 10^3 (70 - 19,4) \cdot 10^3 / (70 \cdot 10^3) = 144 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_2 = 200 \cdot 10^3 - 144 \cdot 10^3 = 56 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Визначимо довжини швів з урахуванням одночасної роботи двох кутників:

$$l_1 = F_1 / (2 \cdot 0,7 K_p [\tau_3']);$$

$$2l = F_2 / (2 \cdot 0,7 K_p [\tau_3]).$$

Допустиме напруження для сталі Ст3 з табл. 12.2 $[\sigma_p] = 160$ МПа. Для ручного методу зварювання допустиме напруження на зріз (з табл. 12.3):

$$[\tau_3'] = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}.$$

Підставивши значення F_1 , F_2 $[\tau_3']$ і беручи $K_p = d = 6$ мм, дістанемо:

$$l_1 = 144 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot 10^6) = 0,178 \text{ м} = 178 \text{ мм};$$

$$2l = 56 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot 10^6) = 0,069 \text{ м} = 69 \text{ мм}.$$

Округлюючи, беремо $l_1 = 180$ мм, $l = 35$ мм.

§ 12.3. Клейові з'єднання

У машинобудуванні дедалі частіше застосовують з'єднання металевих і неметалевих деталей різними клеями, виготовленими на основі синтетичних смол.

Клейові з'єднання мають такі переваги: можливість з'єднання деталей малої товщини і з різнорідних матеріалів, забезпечення герметичності та стійкості проти корозії.

До недоліків клейових з'єднань належать: порівняно низька теплостійкість, зниження міцності деяких синтетичних матеріалів з часом, а також залежність міцності з'єднання від якості підготовки поверхні і режиму склеювання.

Клеї готують у вигляді спеціальних розчинів фенолформальдегідних, кремнійорганічних, епоксидних та інших синтетичних смол і сполук.

Границя міцності клейового шва для випадків зсуву або відриву коливається від 10 до 60 МПа та залежить від конструкції з'єднання, марки клею і температури, при якій працює шов.

При склеюванні неметалевих матеріалів звичайно досягають однакової міцності з'єднаних деталей і клейового шва. Але при склеюванні металів клейовий шов завжди значно менш міцний, ніж метал. Найміцнішими є такі з'єднання, які працюють тільки на відрив або тільки на зсув.

За конструкцією клейові з'єднання схожі на зварні (рис. 12.14.).

Для клейових з'єднань деталей рекомендують:

- *епоксидний клей*, що являє собою в'язку масу, до якої при склеюванні додають спеціальний порошок — наповнювач (фарфорове борошно або цемент). Клей з наповнювачем застосовують для склеювання легких металів, текстоліту з чавуном або сталями, а без наповнювача — для склеювання силікатного скла, фарфору або кераміки з металами або одного з одним. Поширеніший епоксидний клей марок АМ-1 й ЗД-6;

- *клей універсальний БФ* (фенолополівінілацетальний), який випускають готовим до використання і застосовують для склеювання алюмінієвих і мідних сплавів, сталі, пластмас та інших неметалевих матеріалів у будь-якому їх поєднанні. Клей БФ створює захисний антикорозійний шар. Поверхні склеюваних деталей повинні бути старанно оброблені, припасовані одна до одної, очищені від жиру та бруду.

Щоб поліпшити склеювання, поверхні зачищають наждачною шкуркою, обдують піском або застосовують інші способи.

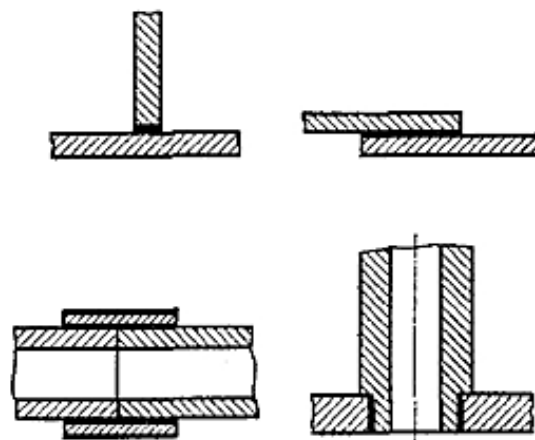


Рис. 12.14.

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Розділ 13. ПЕРЕДАЧІ В МАШИНАХ і МЕХАНІЗМАХ

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

Призначення передач. Передачі встановлюють у таких випадках:

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

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

У сучасних машинах застосовують електричні, механічні, гідравлічні і пневматичні передачі. У даному курсі розглядаються лише механічні передачі. У всіх механічних передачах вал і насаджені на нього деталі (зубчасті колеса, шків, котки тощо), які передають обертаючий момент (рис. 13.1), називають ведучими (1), а деталі, які приводяться в рух від ведучих — веденими. Між ведучим і веденим валами в багатоступінчастих передачах розміщені проміжні вали.

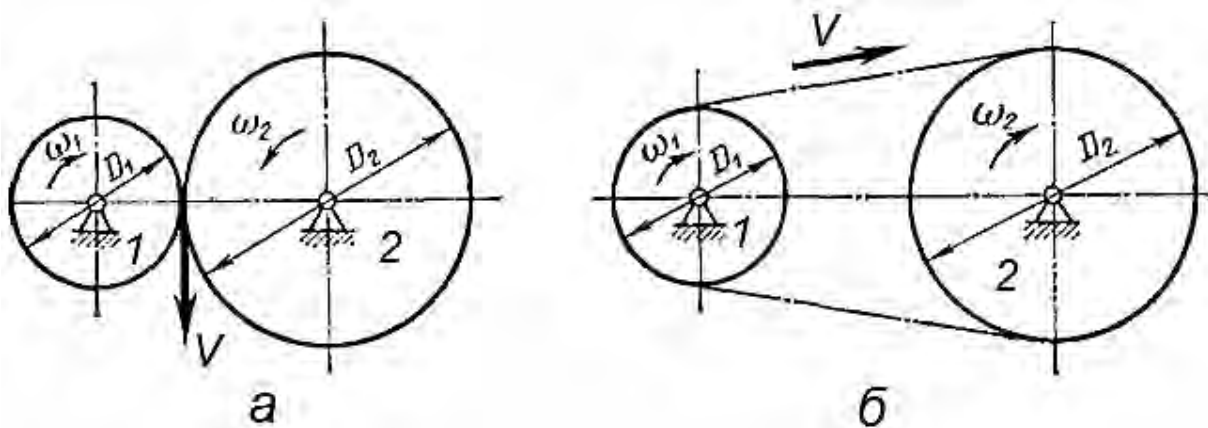


Рис. 13.1.

Класифікація механічних передач. Передачі класифікують за двома ознаками:

1. За способом передавання руху:
 - а) тертям — фрикційні, пасові, канатні;
 - б) зачепленням — зубчасті, черв'ячні, гвинтові, ланцюгові.
2. За способом з'єднання ведучої і веденої ланок:
 - а) безпосереднім стиканням — фрикційні, зубчасті, черв'ячні, гвинтові (рис. 13.2, а);
 - б) з додатковим зв'язком — пасові, ланцюгові (рис. 13.1, б).

Кожна із згаданих передач має свої характерні особливості і свою галузь застосування. Вибір передачі визначається величинами передаваної потужності, швидкостей, передаточним числом, ККД, відстанню між осями валів, а також габаритами і масою передавального механізму. Передачі виготовляють з сталем та змінним передаточним числом. Зміна передаточного числа може бути ступінчастою і безступінчастою. Передаточне число ступінчасто регулюють за допомогою набору зубчастих коліс або пасових передач із ступінчастими шківками, безступінчасто — за допомогою фрикційних або ланцюгових варіаторів.

Кінематичні і силові співвідношення в передачах. На рис. 13.1 схематично зображено дві механічні передачі із зміною і без зміни напрямку обертання. Якщо рух передається без відносного ковзання, то колові швидкості коліс 1 і 2 будуть однаковими.

Як відомо з теоретичної механіки, передачі характеризують передаточним відношенням або числом: $u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = D_2/D_1$, де ω_1 і ω_2 — кутові швидкості ведучого і веденого валів, рад/с; n_1 і n_2 — частота обертання валів, хв⁻¹; D_1 і D_2 — діаметри відповідно ведучої і веденої ланок передачі.

Якщо N_1 — потужність на ведучому валу передачі, N_2 — потужність на веденому валу, то внаслідок неминучих втрат завжди $N_1 > N_2$. Відношення потужності на веденому валу до потужності на ведучому валу називають механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД) і позначають η :

$$\eta = N_2 / N_1.$$

Механічний ККД передач лежить у межах від 0,25 до 0,98. Відомо, що потужність при обертальному русі $N = T\omega$, де T — обертаючий момент; ω — кутова швидкість.

Оскільки $N_2 = N_1 \eta$, то $T_2 = T_1 \eta \omega_1 / \omega_2 = T_1 u \eta$.

У складних передачах, до яких входить кілька окремих передач, загальне передаточне число визначається як добуток передаточних чисел кожної з передач (кожного ступеня):

$$u = u_1 u_2 \dots u_n,$$

де η — число ступенів. З теоретичної механіки відомо, що загальний ККД складної передачі (при послідовному з'єднанні ступенів) визначається за формулою

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n,$$

де $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — ККД, які враховують втрати в окремих кінематичних парах складної передачі (в зачепленнях коліс, в опорах валів тощо).

Розділ 14. ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

§ 14.1. Загальні відомості

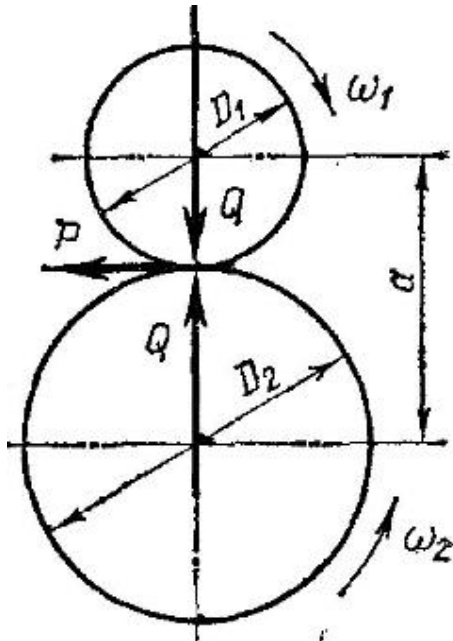
Фрикційна передача складається з двох котків, насаджених на вали і притиснутих один до одного зовнішньою силою Q (рис. 14.1). Рух передається силою тертя F_T , яка виникає між котками і дорівнює коловій силі F_t :

$$F_T = F_t.$$

Щоб не було проковзування, стисканням котків створюють силу тертя, більшу від колової сили в k разів, де k — запас зчеплення ($k > 1$). Передачі розраховують за загальною залежністю

$$k F_t = F_T. \quad (14.1)$$

Перевага фрикційних передач — простота конструкції, плавність роботи, можливість проковзування робочих тіл під час перевантаження, що в аварійних



випадках запобігає поломці машини; можливість плавної (безступінчастої) зміни передачі F то числа. До недоліків передач належать підвищене спрацьовування робочих тіл, несталість передаточного числа, пов'язана з ковзанням; порівняно низький ККД; велике навантаження на вали і опори; обмежена величина передаваної потужності (до 20 кВт).

Фрикційні передачі застосовують у ковальсько-пресовому устаткуванні (фрикційні молоти і преси), у лебідках з фрикційним приводом, у конвейєрах, приладах, апаратах у варіаторах різних типів та призначення.

Рис 14.1

Фрикційні передачі класифікують:

- 1) за розміщенням валів: з *паралельними* валами (рис. 14.2, а, б, в), з *перехресними* осями валів (рис. 14.2, г, д, е) і *співвісні* (рис. 14.3);
- 2) за формою поверхні котків: циліндричні, конічні, сферичні і тороїдальні;
- 3) за способом передавання колової сили (рис. 14.2): *безпосереднім дотиком* (а, б, г—е) і за допомогою *проміжних деталей* (в);
- 4) за призначенням: з *сталою* або *змінною* кутовою швидкістю веденого вала. У цьому випадку передачі називають варіаторами (рис. 14.2, в, д, е, рис. 14.3).

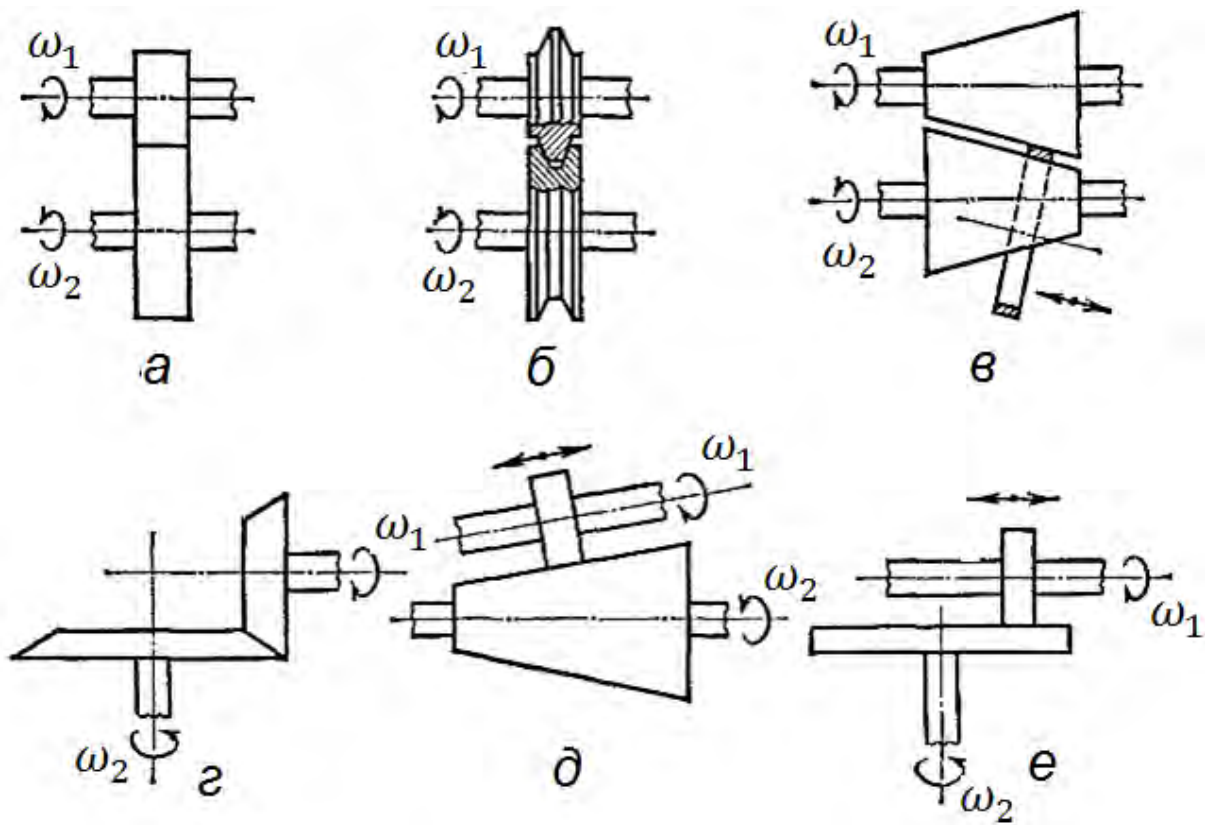


Рис. 14.2

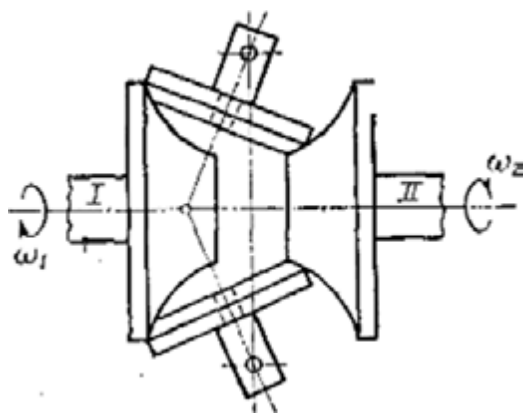


Рис.14.3.

Матеріали котків повинні мати такі властивості: високі стійкість проти спрацювання та поверхневу міцність, високий коефіцієнт тертя і модуль пружності (для зменшення відносного проковзування і втрат під час перекочування котків), мінімальну здатність до поглинання вологи. Для котків фрикційних передач частіше застосовуються у поєднанні такі матеріали: загартована сталь по загартованій сталі, звичайно сталь типу ШХ15 з термічною обробкою поверхні HRC60; така передача може працювати в масляній ванні або насухо;

чавун по чавуну; така передача може працювати з мастилом і насухо; текстоліт або фібра по сталі або чавуну; у передачах з котками з цих матеріалів потрібні менші сили натискання завдяки високим значенням коефіцієнта тертя ковзання; такі передачі працюють насухо.

У фрикційних передачах використовують також шкіру, гуму, деревину, прогумовану тканину тощо. Котки з неметалевих матеріалів працюють насухо. Як правило, ведений коток рекомендується виготовляти з більш стійкого проти спрацювання матеріалу, щоб запобігти утворенню на ньому лисок, які виникають під час буксування передачі.

§ 14.2. Циліндричні фрикційні передачі

На рис. 14.4 наведено схему фрикційної передачі з циліндричними котками. Величина сили притискання, потрібна для забезпечення сили тертя між котками, створюється за допомогою пружин.

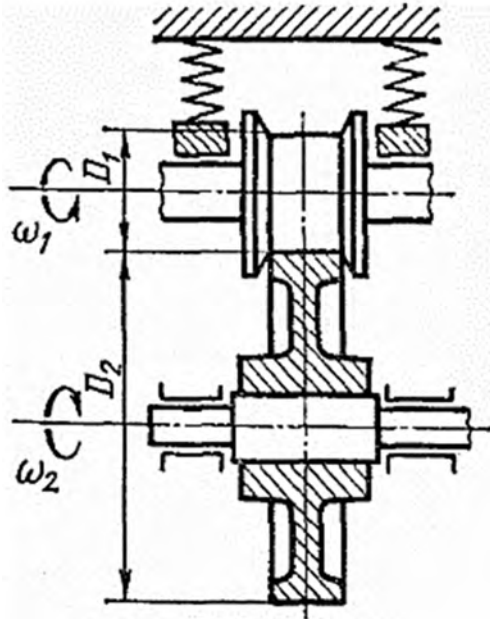


Рис.14.4.

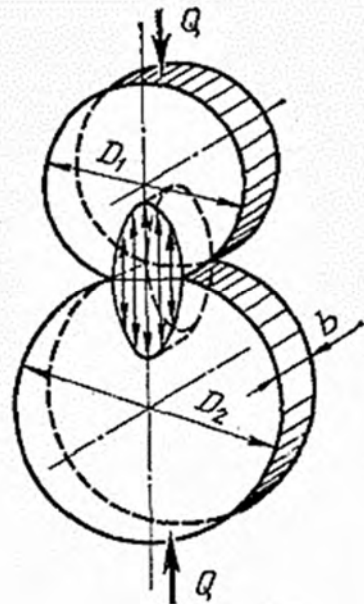


Рис. 14.5.

Кінематика передачі. Під час роботи фрикційних передач неминуче відносно ковзання поверхонь котків і в зв'язку з цим відставання веденого котка від ведучого. Тому в передачах з циліндричними котками передаточне число визначають за формулою

$$u = \eta_1/\eta_2 - D_2 [D_1 (1 - \varepsilon)],$$

де ε — коефіцієнт ковзання, який залежить від матеріалу котків і умов мащення. Для передач, які працюють насухо, $\varepsilon = 1,01 - 0,02$, а з мастилом — $\varepsilon = 0,03 - 0,05$. Величину коефіцієнта ковзання можна обчислити за формулою

$$\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1,$$

де $v_1 - v_2$ — колові швидкості на периферії ведучого і веденого котків.

Сила притискання котків. Якщо позначити через f коефіцієнт тертя ковзання між котками фрикційної передачі, притиснутими один до одного силою Q , то вираз (14.1) можна записати в такому вигляді:

$$kF = fQ,$$

звідки

$$Q = kF/f,$$

де k — коефіцієнт запасу зчеплення, $k = 1,25 - 3$; $f = 0,04 - 0,05$ — сталь по сталі або чавуну з мастилом; $f = 0,1 - 0,15$ — сталь по сталі або чавуну насухо; $f = 0,2 - 0,3$ — сталь або чавун по текстоліту насухо.

Колову силу F_t знаходять за заданим моментом T_1 на ведучому котку:

$$F_t = 2T_1/D_1,$$

щоб зменшити силу Q притискання котків, треба брати матеріали з найбільшими коефіцієнтами тертя, маючи при цьому на увазі, що при коловій швидкості $v > 7$ м/с робота насухо недопустима через швидке спрацьовування робочих поверхонь котків. ККД циліндричної передачі $\eta = 0,80 \div 0,95$.

Розрахунок передачі на контактну витривалість (для металевих і текстолітових котків). Котки контактують по вузькій площадці (рис. 14.5), розміщеній уздовж твірної робочої поверхні котків. Коли розміри площадки контакту малі порівняно з розмірами самих котків, то при значній силі притискання виникають великі контактні напруги.

Величина контактних напружень залежить від величини прикладених сил, радіусів стичних котків і модулів пружності E_1 та E_2 матеріалів котків. Текстоліт, на відміну від інших неметалевих матеріалів, підпорядковується закону Гука, тому для текстолітових котків, як і для металевих, застосовують розрахунок на контактну витривалість.

Найбільші контактні напруження, за формулою Герца,

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q E_{\text{св}} / \rho_{\text{св}}} = \sqrt{Q E_{\text{св}} / (b \rho_{\text{св}})}, \quad (14.2)$$

де $q = Q/b$ — навантаження на одиницю довжини контактної лінії, Q — сила притискання котків; b — довжина лінії контакту (ширина котків); $E_{\text{св}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ — зведений модуль пружності матеріалу обох котків; $\rho_{\text{св}}$ — зведений радіус кривизни котків.

Визначивши зведений радіус кривизни через радіуси котків R_1 і R_2 або через діаметр ведучого котка D_1 і передаточне число u , дістанемо

$$\rho_{\text{св}} = (R_1 R_2) / (R_1 + R_2) = R_1 u R_1 / (R_1 + u R_1) = R_1 u / (1 + u) = D_1 u / 2(1 + u).$$

Позначимо міжосьову відстань a .

Тоді

$$a = (D_1 + D_2) / 2 = D_1 (u + 1) / 2,$$

звідки

$$D_1 = 2a / (u + 1).$$

Після підстановки значення D_1 у вираз для $\rho_{\text{св}}$ і у формулу для Q , в якій силу F визначимо через момент T_1 , дістанемо:

$$\rho_{\text{св}} = au / (u + 1)^2; \quad Q = k T_1 (u + 1) / (fa).$$

Ввівши знайдені вирази в рівняння (14.2), дістанемо

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{E_{\text{св}} k T_1 (u + 1)^3 / (fa^2 bu)} \leq [\sigma_H], \quad (14.4)$$

де T_1 — обертаючий момент на ведучому валу; $[\sigma_H]$ — допустима контактне напруження.

У такому вигляді формулу (14.3) використовують для перевірних розрахунків діючої передачі за певних значень a і b . Проектним розрахунком визначають міжосьову відстань a .

Замінімо у формулі (14.3) фактичне контактне напруження σ_H допустимим напруженням $[\sigma_H]$. Щоб позбутися зайвої невідомої, ширину котків b визначимо через a :

$$b = \psi_\alpha a.$$

Розв'язуючи рівність (4.3) відносно міжосьової відстані a , дістаємо

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left[\frac{0,418}{[\sigma_H]} \right]^2 \frac{E_{зв} k T_1}{f \psi_\alpha u}},$$

де $\psi_\alpha = b/a$ — коефіцієнт ширини котка, його беруть $\psi_\alpha = 0,2 \div 0,4$.

Ширина котків повинна бути $b \leq D_1$;

цьому відповідає

$$\psi_\alpha \leq 2/(u+1).$$

Коефіцієнт запасу зчеплення k треба брати:

для силових передач

$$1,25—1,5$$

для кінематичних передач

(у приладах)

$$2,5—3,0$$

Інші розміри котків визначають за формулами: діаметри $D_1 = 2a(u + 1)$

і

$$D_2 = D_1 u (1 - \epsilon); \text{ ширина } b = \psi_\alpha a.$$

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ встановлюють залежно від матеріалу котків, твердості робочих поверхонь і умов роботи передач:

для загартованих до високої твердості сталевих котків, якщо вони працюють

без мащення, $[\sigma_H] = 600 \div 800$ МПа;

для сталевих котків, якщо вони працюють у маслі $[\sigma_H] = (2,45 \div 2,95) \text{HB}$, МПа

(для загартованих сталей — більші значення, для незагартованих — менші);

для чавунних котків $[\sigma_H] \approx 1,5 \sigma_{\text{ТМ}}$;

для текстолітових котків $[\sigma_H] = 100 \div 120$ МПа.

Передаточне число u для однієї пари котків можна брати:

силові передачі ≤ 7

передачі приладів ≤ 25

Розділ 15. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

§ 15.1. Загальні відомості

Зубчасті передачі — найбільш поширений тип механічних передач. Вони призначені для передавачі обертального руху, перетворення обертального руху в поступальний або навпаки. Зубчаста передача складається з двох коліс або колеса і рейки, на поверхні яких чергуються западини і виступи — зуби. Умовимось надалі менше зубчасте колесо зчеплюваної пари називати шестірнею, а більше — колесом.

Основні переваги зубчастих передач: високий коефіцієнт корисної дії (до 0,98), компактність порівняно з фрикційними і пасовими передачами, сталість передаточного числа, великий діапазон передаваних потужностей (від десятків часток до десятків тисяч кіловат) при різних частотах обертання, порівняно незначні сили тиску на вали і опори. Недоліком зубчастих передач є шум, особливо при високих колових швидкостях, спричинений пересполученням зубів, похибками виготовлення і роботою підшипників кочення.

Зубчасті передачі і колеса класифікують:

1. За взаємним розміщенням осей коліс: циліндричні з паралельними осями, причому зачеплення може бути як зовнішнім, так і внутрішнім (рис. 15.1, а, б, в, г, д); конічні з перехресними осями (рис. 15.2, в); гіпоїдні конічні передачі з перехресними осями (рис. 15.3); рейкові для перетворення обертального руху шестірні в поступальний рух рейки і навпаки (рис. 15.1, г). Крім того, застосовують циліндричні передачі з перехресними осями, які називають гвинтовими (див. рис. 15.19). Зубчаста передача, міжосьовий кут якої дорівнює 90° , називається ортогональною.

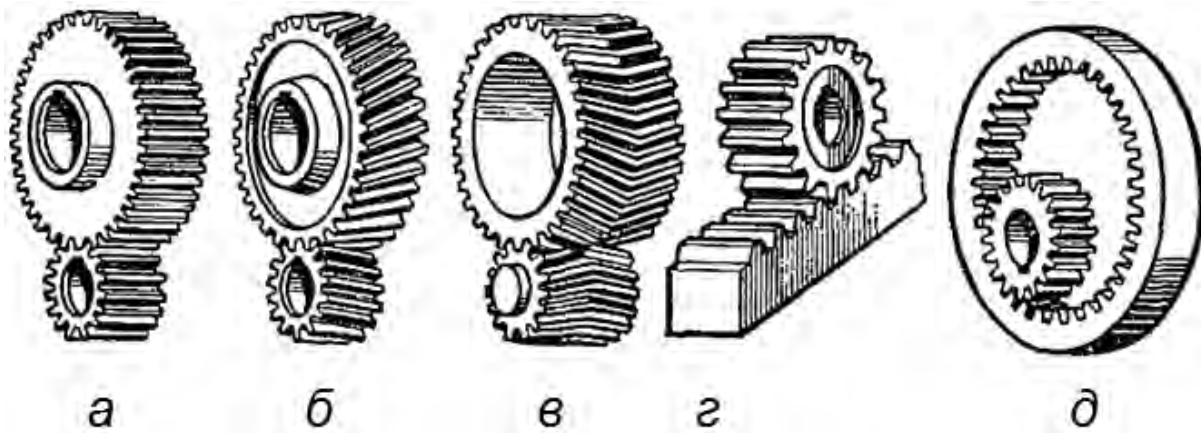


Рис. 15.1

2. За розміщенням зубів відносно твірної коліс: прямозубі (рис. 15.1, а і 15.2, а); з гвинтовими зубами — циліндричні (косозубі — рис. 15.1, б, шевронні — рис. 15.1, в), конічні з косими (рис. 15.2, б) і криволінійними зубами (рис. 15.2, в). При переході від прямозубих передач до непрямо зубих підвищується плавність роботи, зменшується шум і збільшується навантажувальна здатність.
3. За формою профілю зубів: евольвентні, циклоїдальні і кругові (зачеплення Новикова).
4. За конструктивним оформленням: відкриті передачі, не закриті непроникним корпусом, не захищені від пилу і бруду; закриті передачі, розміщені в спеціальному корпусі, захищеному від проникнення пилу зовні, з постійним змащуванням з масляної ванни корпусу (занурюванням) або з мастилом, яке надходить до місць зачеплення зубів (змащування поливанням).

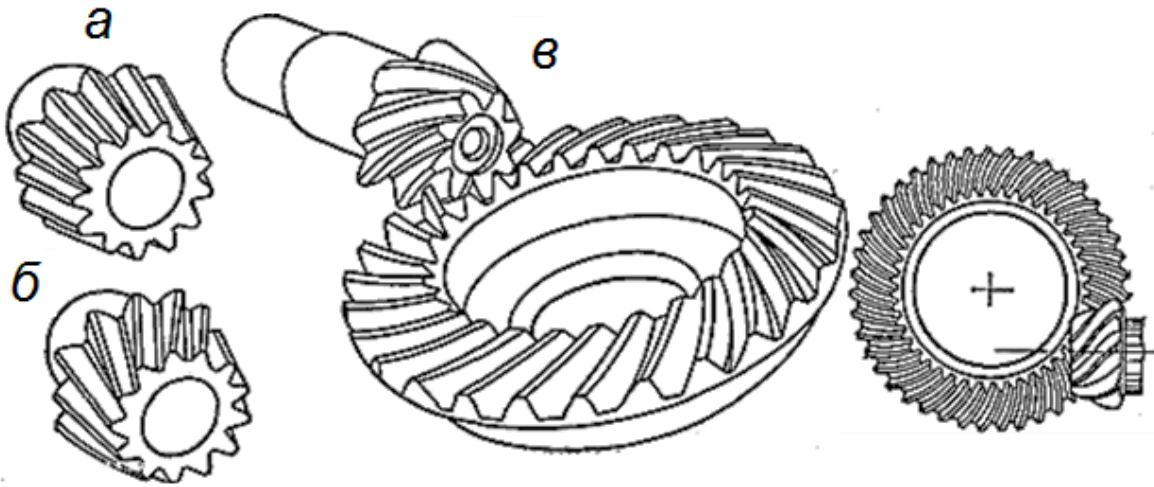


Рис. 15.2

Рис.15.3

§ 15.2. Геометрія циліндричної евольвентної зубчастої передачі з прямими зубами

У теорії механізмів і машин доведено основну теорему зубчастого зачеплення, за якою для сталості передаточного числа пари зубчастих коліс їх зуби повинні мати обрис кривих, в яких спільна нормаль, проведена через точку дотику профілів, завжди проходить через одну й ту саму точку на лінії центрів; цю точку називають полюсом зачеплення. Цю вимогу задовольняють багато кривих, але поширеніший евольвентний профіль.

Евольвентою називають криву, яка описує будь-яка точка прямої, що перекочується, не ковзаючи, по нерухомому колу.

Так, наприклад, точка А прямої ММ (рис. 15.4) опише евольвенту. Довжина кола, яку проходить точка її контакту з прямою ММ, завжди дорівнює довжині цієї прямої від точки дотику з колом до евольвенти (наприклад, дуга А0 Сз — А3 С3). Коло діаметра ДВ, по якому перекочується пряма ММ (твірна пряма), називають основним. Для побудови профілю зуба використовують частину евольвенти.

Евольвентна передача

Розглянемо передачу, складену з коліс із зубами евольвентного профілю. Схему її зображено на (рис. 15.5.) Осі обертання коліс проходять через точки O_1 і O_2 .

Позначимо на лінії O_1 і O_2 точку Р, через яку проведемо під деяким кутом до лінії центрів пряму NN . З точок O_1 і O_2 опустимо перпендикуляри на лінію NN і знайденими радіусами O_2K і O_1L проведемо кола 1 і 2, дотичні до лінії NN . Утворені кола є основними, а пряма NN — твірна. Тоді під час перекочування прямої NN по кожному з основних кіл її точки опишуть евольвенти I і II.

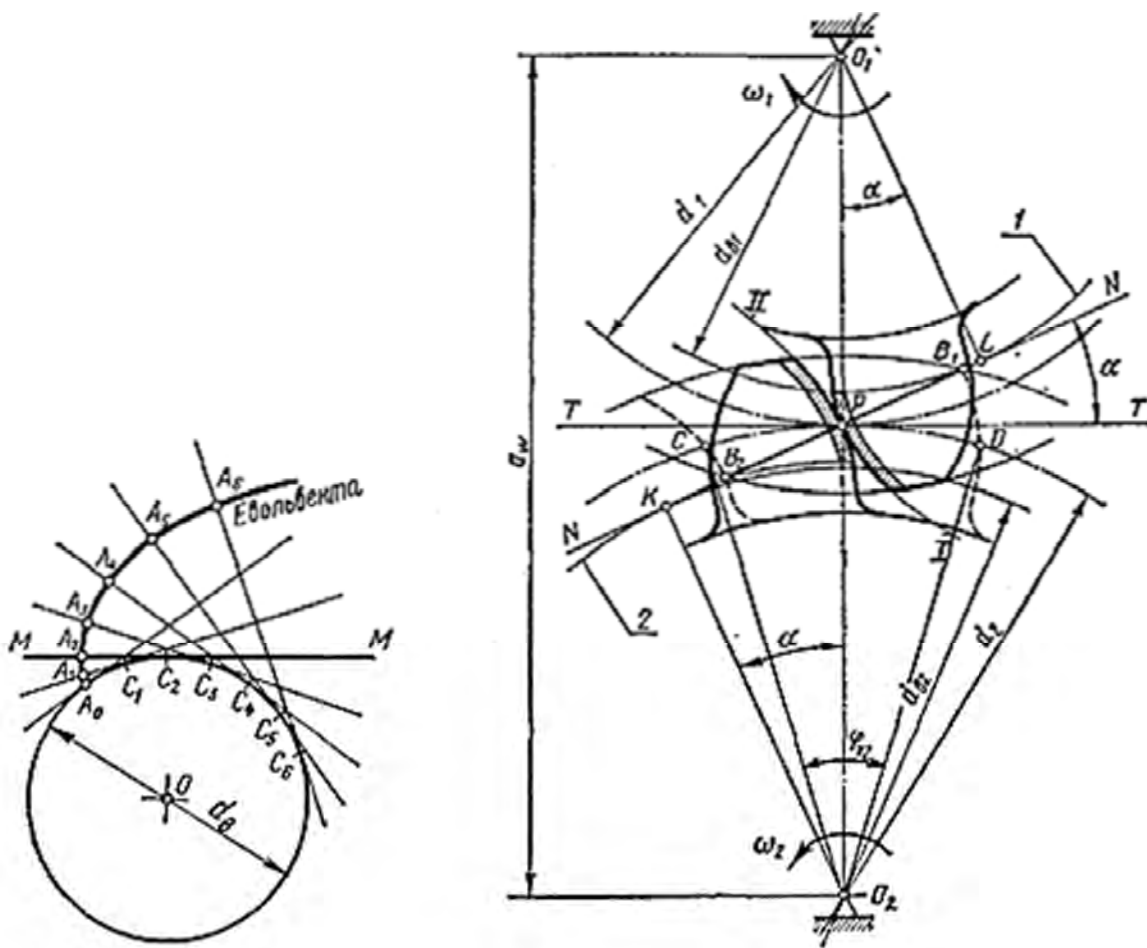


Рис. 15.4

Твірна пряма — NN — це спільна нормаль до обох евольвент у точці їх дотику. Під час обертання основних кіл разом з своїми евольвентами I і II точка дотику цих евольвент переміщується по прямій KL , яку називають лінією зачеплення.

Нормаль KL завжди проходить через ту саму точку P на лінії центрів, O_1 і O_2 яку називають полюсом зачеплення. У полюсі зачеплення дотикаються одне до одного два кола радіусів O_1P і O_2P , які перекочуються одне по одному без проковзування; ці кола називають початковими. Якщо відстань a_w між осями коліс змінюється, то радіуси початкових кіл також змінюються, бо a_w дорівнює сумі радіусів цих кіл.

Якщо одне з коліс замінити стандартною зубчастою рейкою, то для другого колеса залишиться лише одне коло, яке котиться по початковій прямій рейки без ковзання; це коло зубчастого колеса називають ділильним.

Саме ділильне коло визначає основні параметри зубчастої передачі; його діаметр позначають d . Якщо міжосьова відстань передачі точно дорівнює сумі радіусів ділильних кіл, то початкові і ділильні кола збігаються.

Далі розглянуто саме таке зачеплення. Спільна дотична $T — T$ (див. рис. 15.5) до початкових кіл і лінія зачеплення $K — L$ утворюють кут α , який

називають кутом зачеплення; його стандартне значення для евольвентних зачеплень $\alpha = 20^\circ$.

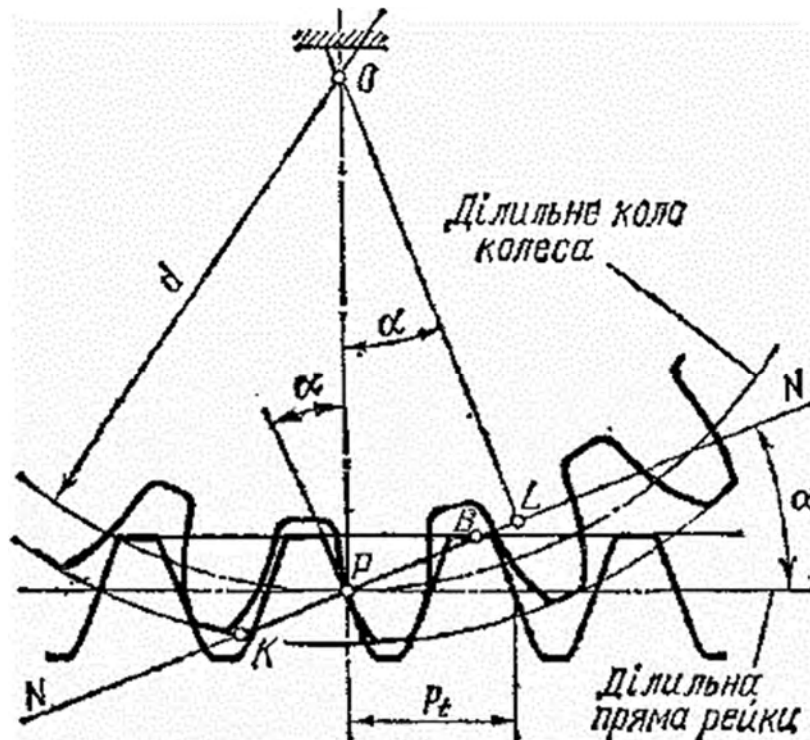


Рис. 15.5

Використовувані ділянки евольвент обмежені колами вершин зубів. Ділянка лінії зачеплення, яка лежить між цими колами (від точки B_1 до точки B_2), називається активною лінією зачеплення. Якщо побудувати профілі тієї самої пари зубів на початку зачеплення (у точці B_1) і в кінці зачеплення (у точці B_2), то точки B_1 і B_2 визначають нижні точки активних профілів зубів обох коліс. На рис. 15.5 активні профілі зубів заштриховані.

Якщо колеса повертаються на кут, у межах якого точка контакту зубів проходить шлях від початку до кінця зачеплення, то точки початкового кола кожного з коліс опишуть дуги однакової довжини. Кожна така дуга CD відповідає куту повороту колеса від положення входу в зачеплення його зуба до виходу з зачеплення. Такий кут називають кутом перекриття зубчастого колеса передачі; його позначають φ_v (див. рис. 15.5).

Центральний кут τ , який дорівнює $2\pi/z$ або $360^\circ/z$, називають кутовим кроком зубів, де z — кількість зубів колеса (рис. 15.7). Відношення кута перекриття зубчастого колеса передачі до його кутового кроку називають коефіцієнтом перекриття; який позначають ε_α :

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_v / \tau.$$

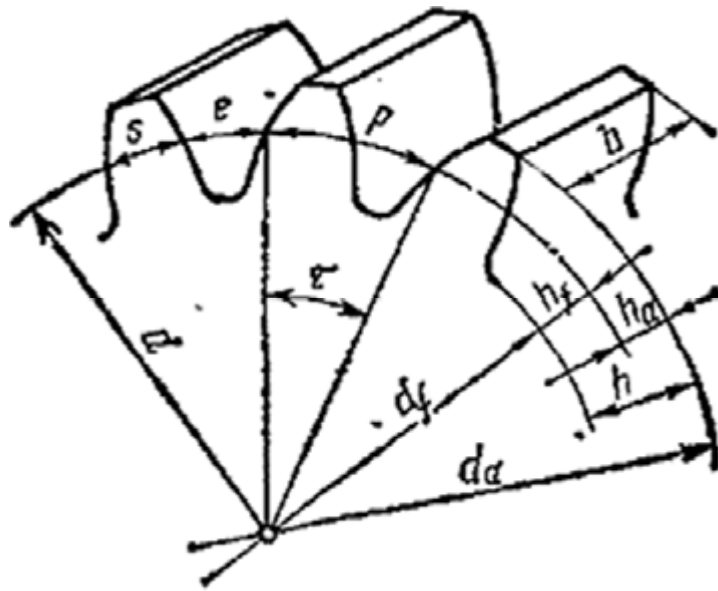


Рис. 15.7

Для безперервності зачеплення необхідно, щоб виконувалась умова $\varphi_\alpha > \tau$ або $\varepsilon_v > 1$. Якщо ця умова не виконується, то пара зубів, яка перебуває у зачепленні, вийде з нього раніше, ніж ввійде в зачеплення наступна пара. Це спричинить удари і переривчастість у роботі передач.

Елементи зубчастого колеса

Окремі елементи зубчастого колеса (рис. 15.7) мають такі назви: коло діаметра d_a називають колом вершин зубів, а коло діаметра d_f — колом западин. Діаметри d_a і d_f відповідно називають діаметром вершин зубів і діаметром западин зубчастого колеса.

Радіальну відстань h між колами вершин зубів і западин зубчастого колеса називають висотою зуба, яку ділительне коло ділить на дві частини; h_a — висота головки і h_f — висота ніжки. Відстань, виміряну по дузі ділительного кола між однойменними точками профілів двох сусідніх зубів колеса, називають коловим кроком зубів і позначають p . Крок зубів складається з колових товщини зуба s і ширини западини e .

Якщо колесо має z зубів і крок дорівнює p , то довжина ділительного кола дорівнює zp . З другого боку, ця довжина дорівнює πd , де d — діаметр ділительного кола колеса. Прирівнявши один до одного ці вирази і розв'язавши відносно d , знайдемо

$$d = zp/\pi$$

Для зручності визначення основних розмірів зубчастих коліс введено параметр, який називають модулем зубчастого зачеплення і позначають m :

$$m = p/\pi$$

Модуль m стандартизований; його вимірюють у міліметрах. (Модулі для циліндричних і конічних передач) наведено в табл. 15.1.

Таблиця 15.1.

Модуль, мм.

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
I	1,125	5	5,5
1,25	1,375	6	7
1,5	1,75	8	9
2	2,25	10	11
2,5	2,75	12	14
3	3,5	16	18
4	4,5	20	22

Примітка. Залежно від призначення величинам модулів 1-го ряду слід надавати перевагу перед 2-м.

Основні параметри прямозубих коліс виражають через модуль;

крок зачеплення $p = \pi m$,

діаметр ділительного кола (рис. 15.7) $d = mz$.

Висоту головок зубів приймають такою, що дорівнює модулю: $h_a = m$, а висоту ніжок $h_f = 1,25m$. Тоді висота зубів h дорівнює

$$h = h_a + h_f = 2,25m.$$

Діаметр вершин зубів

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2).$$

Діаметр западин

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5).$$

Різниця висот ніжок зубів одного колеса і висот головок зубів іншого потрібна для утворення радіального зазора c :

$$c = h_f - h_a = 0,25m.$$

Товщина зубів s і ширина западин e теоретично дорівнюють одна одній. Практично між зубами, що зачіплюються, є невеликий бічний зазор (він визначається граничними відхиленнями розмірів), який компенсує можливі неточності виготовлення і складання.

Найбільшу відстань між торцями зубів колеса називають шириною вінця і позначають b . Міжосьову відстань циліндричної зубчастої передачі, яка дорівнює півсумі ділительних діаметрів зубчастих коліс при зовнішньому зачепленні (або піврізниці при внутрішньому), називають ділительною міжосьовою відстанню і позначають a . Міжосьову відстань a двох зчеплених прямозубих коліс визначають за формулою

$$a = d_1/2 + d_2/2 = mz_1/2 + mz_2/2 = m(z_1 + z_2)/2$$

Передаточне число і ККД передачі. Початкові кола (див. рис. 15.5) обох коліс перекочуються одне по одному без проковзування, тому з умови рівності колових швидкостей точок, які належать початковим колам, можна написати

$$O_1P \cdot \omega_1 = O_2P \cdot \omega_2.$$

Величину передаточного числа можна визначити з такого співвідношення:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = O_2P / O_1P.$$

Передаточне число можна знайти, користуючись відношенням діаметрів ділительних кіл ($d_1 = mz_1$, $d_2 = mz_2$):

$$u = d_2/d_1 = z_2/z_1$$

Отже, щоб визначити передаточне число u зубчастої передачі, досить знати кількість зубів коліс.

Рекомендовані значення передаточних чисел зубчастих коліс наведено в табл. 15.2.

Таблиця 15.2.

Тип передачі	Значення	
	часто застосовуване	найбільше
Циліндричними колесами:		
закрита	2—4	6,3
Відкрита	4—7	12,5
Конічними колесами:		
закрита	2—3	5
відкрита	3—5	6,3

Щоб мати передачу з передаточним числом, більшим від зазначених норм, застосовують дво- або багатоступінчасті передачі.

Величина ККД зубчастої передачі визначається втратами на тертя в зачепленні, які враховуються коефіцієнтом η_3 (середні значення ККД зубчастих зачеплень η_3 табл. 15.3), втратами в опорах (підшипниках), які враховуються

коефіцієнтом η_{π} , і втратами на розбризування і перемішування масла, що враховуються коефіцієнтом η_p , який вводять, проектуючи редуктори. Загальний ККД передачі

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_{\pi} \cdot \eta_p$$

Втрати на тертя в підшипниках можна брати в межах (для однієї пари підшипників): $\eta_{\pi} = 0,96 \div 0,98$ для підшипників ковзання, $\eta_{\pi} = 0,99 \div 0,995$ для підшипників кочення. Втрати на перемішування і розбризування масла в корпусі $\eta_p = 0,98 \text{ — } 0,99$.

Таблиця 15.3.

Тип передачі	Закрита в (масляній ванні)	Відкрита
Зубчаста циліндрична	0,97-0,98	0,95
Зубчаста конічна	0,96-0,97	0,94

Стандарт встановлює для евольвентних прямозубих і косозубих зубчастих коліс і передач 12 ступенів точності; найвищий — перший ступінь. Для кожного ступеня точності зубчастих коліс і передач встановлено норми: кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубів.

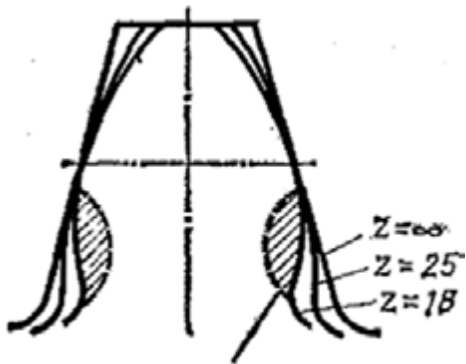


Рис. 15.7.

Норми кінематичної точності колеса встановлюють величину повної похибки кута повороту за один оберт; норми плавності встановлюють величину складових повної похибки кута повороту, які багато разів повторюються за один оберт; норми контакту встановлюють повноту прилягання бічних поверхонь зубів. Незалежно від ступеня точності зубчастих коліс і передач встановлюють шість видів спряжень зубчастих передач, які мають різний гарантований бічний зазор; їх позначають $A, B, C > D, E, H$. Зубчасті передачі загального

призначення в основному виготовляють за 5—9 м ступенем точності.

Проектуючи зубчасті передачі, число зубів колеса треба брати не меншим від $z_{min} = 17$. Для дуже тихохідних і ручних передач (наприклад, для лебідок) допускається $z_{min} = 10$. У зубчастих передачах загального машинобудування менше колесо беруть із $z = 20 \div 25$ зубами. Кількість зубів дуже впливає на форму зуба і його міцність. Як видно з рис. 15.8, із зменшенням кількості зубів колеса зменшується товщина зуба біля основи і вершини і збільшується кривизна евольвентного профілю, що призводить до зменшення міцності зуба.

§ 15.3. Циліндричні передачі з косими і шевронними зубами

Для колових швидкостей $v > 2\text{ м/с}$ доцільно застосовувати косозубі колеса, бо в разі більших швидкостей прямозубі циліндричні колеса працюють задовільно лише при високій точності виготовлення.

Колеса косозубих і шевронних передач (див. рис. 15.1, б, в) мають більшу навантажувальну здатність, ніж прямозубі, менше шумлять і створюють менше додаткових динамічних навантажень.

Це пояснюється великою сумарною довжиною контактних ліній зачеплених коліс. У косозубих коліс зуби нахилені відносно осі колеса на деякий кут β (рис. 15.9 і 15.10) і утворюють гвинтові поверхні, причому напрям гвинтових ліній зубів у двох спряжених коліс протилежний.

Шевронні колеса виготовляють двох типів: без доріжки (рис. 15.10, а) і з доріжкою (рис. 15.10, б) між вінцями.

Зуби коліс без доріжки нарізують або пальцевими фрезами методом копіювання, або спеціальними довбачами методом обкатування. Колеса з доріжкою нарізують звичайними черв'ячними фрезами. Далі розглядатимемо косозубі колеса, але все, що буде про косозубі колеса, стосується і шевронних, крім деяких питань, про які йтиметься окремо.

У косозубих колесах розрізняють (див. рис. 15.9): коловий крок зубів який вимірюють по дузі ділильного кола в перерізі, перпендикулярному до осі колеса, наприклад, в перерізі k — k ; нормальний крок p_n , який вимірюють по лінії перетину поверхні ділильного циліндра з площиною, нормальною до напрямку зуба, наприклад, p — p ; осьовий крок $p_x >$ який вимірюють по твірній ділильного циліндра а.

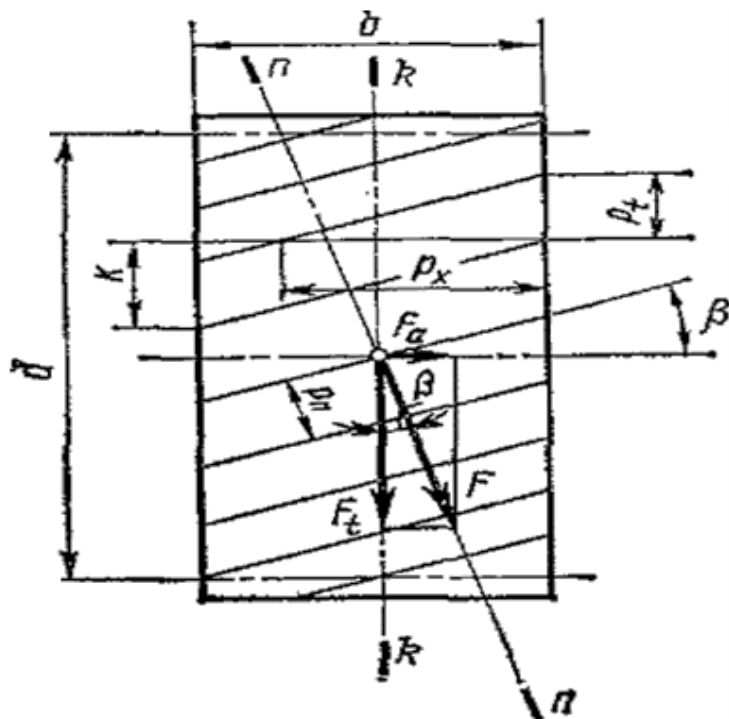


Рис. 15.9.

Лінійну величину, у π разів меншу, ніж відповідний крок, називають модулем, зубів (коловий модуль m_u нормальний модуль m_n осьовий модуль m_x).

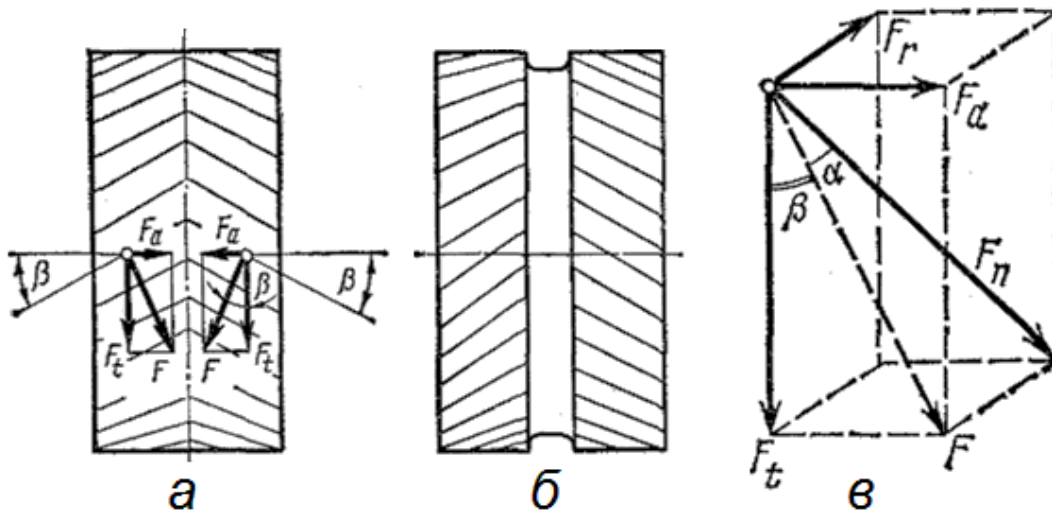


Рис 15.10.

Коловий і нормальний крок і модуль пов'язані такими співвідношеннями:
 $p_t = p_n / \cos \beta$, $m_t = m_n / \cos \beta$.

Оскільки косозубі колеса нарізують тими самими інструментами, що й прямозубі, то стандартні параметри зачеплення дістають в нормальному перерізі. При цьому для косозубих коліс стандартизований нормальний модуль m_n ; для шевронних — також m_n , а в деяких випадках коловий модуль m_t .

Висота головки зуба $h_a = m_n$ висота ніжки $h_f = 1,25m_n$ радіальний зазор $c = 0,25m_n$.

Розміри косозубих коліс визначають за такими формулами:

- дільний діаметр $d = m_t z = m_n z / \cos \beta$;
- діаметр вершин $d_a = d + 2h_a = d + 2m_n$;
- діаметр западин $d_f = d - 2h_f = d - 2,5m_n$;
- міжосьова відстань $a = m_t (z_1 + z_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cos \beta)$.

Передаточне число u косозубої передачі визначають так само, як і прямозубої.

Чим більший кут β нахилу зубів, тим плавніше працює передача; проте із збільшенням цього кута зростає і осьова сила. Тому, як правило, беруть $\beta = 8 \div 15^\circ$.

Кут нахилу лінії зубів β для шевронних передач беруть у межах від 25 до 35° (рідко до 45°). У косозубих передач коефіцієнт перекриття складається з двох частин: коефіцієнта торцевого перекриття ϵ_α і коефіцієнта осьового перекриття ϵ_β , причому

$$\epsilon_v = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta,$$

$$\text{де } \epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta, \quad \epsilon_\beta = b/p_x.$$

Конструюючи косозубі передачі, треба передбачити коефіцієнт осьового перекриття $\epsilon_\beta \geq 1$. Звичайно, ϵ_β беруть так, щоб він дорівнював цілому числу $1, 2, \dots$.

Ширина b вінця косозубого колеса повинна задовольняти нерівність

$$b \geq p_x - p_n / \sin \eta \beta \quad \text{або} \quad b \geq \pi m_n \sin \beta.$$

Сумарна довжина контактних ліній під час роботи косозубої передачі коливається від $0,95l_{\Sigma}$ до l_{Σ} , де

$$l_{\Sigma} = b \varepsilon_{\alpha} \cos \beta$$

Еквівалентні колеса. Міцність зуба косозубого колеса визначається його розмірами і формою в нормальному перерізі. Щоб використати формули, виведені для прямозубих коліс, форму зуба в нормальному перерізі визначають через параметри еквівалентного колеса (рис. 15.11).

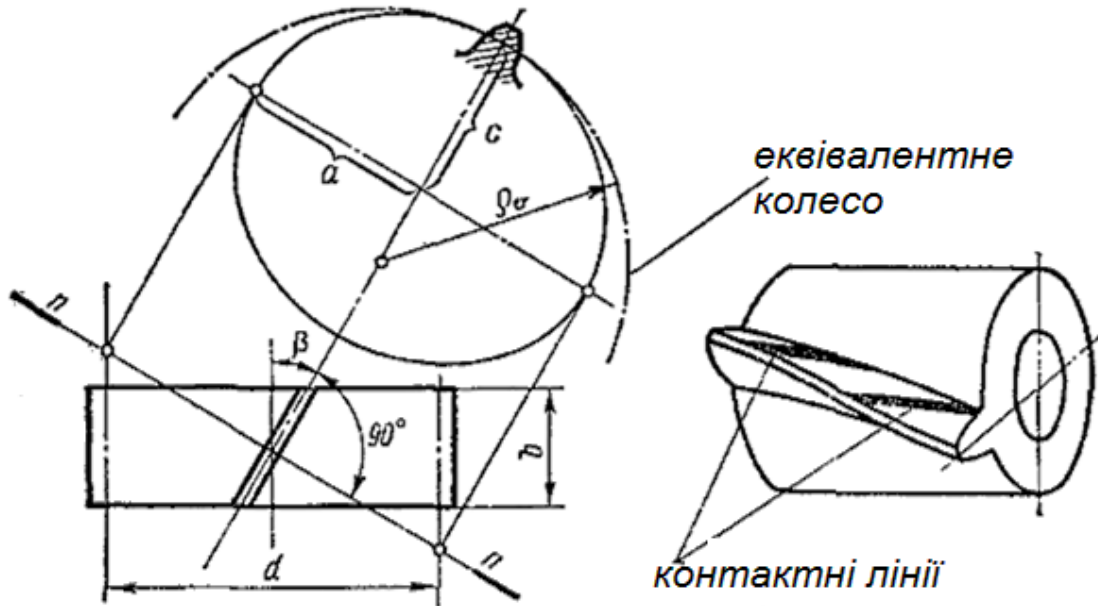


Рис. 15.11

Нормальний до зуба переріз колеса має форму еліпса з півосями β і c , причому $a = d/(2 \cos \beta)$, $c = d/2$. Максимальний радіус кривизни еліпса (при зачепленні зубів у полюсі)

$$\rho_v = a^2/c = d/(2 \cos^2 \beta).$$

Тоді діаметр еквівалентного колеса

$$d_v = 2 \rho_v = d/\cos^2 \beta.$$

Якщо в цей вираз підставити $d_v = m_n z_v$ і $d = m_n z / \cos \beta$, то дістанемо число зубів еквівалентного колеса (еквівалентне число зубів)

$$z_v = z / \cos^3 \beta.$$

Параметри d_v і z_v еквівалентного колеса зростають із збільшенням кута нахилу зубів β , що є однією з причин підвищення міцності косозубих коліс.

Сили в зачепленні. Силу нормального тиску F_n в зачепленні косозубих коліс можна розкласти на три складові — колову F_t , осьову F_a і радіальну F_r :

$$F_t = 2T/d; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; F_r = F \operatorname{tg} \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta \text{ (рис. 15.10, в).}$$

У шевронній передачі (див. рис. 15.10, *a*) внаслідок протилежного напрямку спіралі зубів осьові сили зрівноважуються в самому колесі. У прямозубих колесах кут нахилу зубів $\beta = 0$, $\operatorname{tg} \beta = 0$ і $\cos \beta = 1$. Тоді, сили в зачепленні: осьова $F_n = 0$, радіальна $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$.

§ 15.4. Матеріали і термічна обробка зубчастих коліс

Матеріали для виготовлення зубчастих коліс вибирають залежно від вимог, які ставляться до розмірів і маси передачі, а також залежно від потужності, колової швидкості і потрібної точності виготовлення коліс. Основним матеріалом для виготовлення зубчастих коліс більшості машин є сталі:

- вуглецеві звичайної якості марок Ст2 і Ст3,
- вуглецеві якісні марок 35, 40, 45, 50, 50Г;
- леговані конструкційні марок 35ХГС, 40Х, 40ХН, 35ХМА та ін.

Для коліс великих діаметрів (понад 500 мм) застосовують виливки вуглецевих сталей марок 35Л, 45Л, 55Л при колових швидкостях до 5 м/с і з легованих сталей марок 40ХНТЛ, 35ГЛ, 35ХГСЛ та інших при швидкостях понад 5 м/с. Сталь для заготовок коліс може бути у вигляді прокату, поковок і сталю литва. Щоб підвищити міцність і твердість зубів, їх піддають термічній та хіміко-термічній обробці (поліпшенню об'ємному і поверхневому гартуванню, цементації, ціануванню, азотуванню і нітроцементації).

При поліпшенні твердість робочої поверхні зубів \leq НВ 350, а при інших видах термічної обробки $>$ НВ 350.

Під час термічної обробки відбувається залишкова температурна формація коліс (так зване жолоблення, поводка), що знижує точність зубчастого вінця. Точність втрачається при об'ємній термічній обробці на 2—3 ступені, при поверхневому гартуванні середньовуглецевих сталей з нагріванням СВЧ (струмами високої частоти) — на 1,5—2 ступені, при поверхневому гартуванні, після цементування, азотування або нітроцементації — на 0,5—1,5 ступеня. При твердості коліс $<$ НВ 350 чистову обробку зубів виконують фрезеруванням, довбанням, шевінгуванням, а при вищій твердості — шліфуванням, тому чистове нарізування зубів поліпшуваних коліс роблять після термічної обробки, що виключає шліфування.

Чавуни застосовують для виготовлення тихохідних, переважно відкритих передач, а також передач з ручним приводом, які працюють при колових швидкостях до 3 м/с. Для виготовлення зубчастих коліс застосовують: сірі чавуни марок СЧ 15—35, СЧ 18—36, СЧ 21—40 та ін.; модифіковані чавуни марок МСЧ 23—43, МСЧ 32—52 та ін.; високоміцні магнієві чавуни з кулястим графітом ВЧ 45—0, ВЧ 50—165 і ін.

Кольорові метали (переважно сплави міді) широко застосовують у приладобудуванні.

Зубчасті колеса з неметалевих матеріалів звичайно використовують у парі з металевими (сталевими або чавунними) в слабконавантажених передачах для забезпечення безшумної роботи, самозмащуваності або хімічної стійкості. Такими матеріалами можуть бути текстоліт, деревношаруваті пластики, капрон або поліформальдегід. З наявних марок текстоліту слід вибирати найміцніші ПТ або ПТК, а з марок деревношаруватих пластиків — ДСП-Г із зірчастим розміщенням шарів шпону, тобто з волокнами кожного шару, зміщеними на кут 25—30°.

Вибираючи матеріали, треба мати на увазі, що число навантажень за одиницю часу зубів малого колеса передачі (шестірні) в u разів більше за число навантажень більшого колеса i , отже, зуби шестірні зазнають більшого числа навантажень. Співвідношення твердості робочих поверхонь зубів шестірні і колеса не можна брати довільно. Якщо твердість робочих поверхонь зубів колеса \leq НВ 350, то з метою вирівнювання довговічності зубів шестірні і колеса, прискорення їх припрацювання і підвищення опірності заїданню твердість поверхонь зубів шестірні завжди беруть більшою за твердість зубів колеса.

Для прямозубих коліс різниця середньої твердості шестірні і колеса повинна становити не менш як 20 одиниць за Брінеллем, тобто

$$HB_{1c} - HB_{2c} \geq 20.$$

Для косозубих передач бажано, щоб твердість робочих поверхонь зубів шестірні була якомога більша. Чим більша твердість зубів шестірні, тим більша несуча здатність передачі, виходячи з критерію контактної витривалості. Для зубчастих передач з твердими робочими поверхнями зубів обох коліс (\geq HR C45), які не припрацьовуються, різниця твердостей зубів шестірні і колеса не потрібна. Для виготовлення шестірні і колеса рекомендується використовувати сталь однакової марки, але з термічною обробкою до різної твердості.

§ 15.5. Види руйнування зубів

Під час роботи передачі зуби зазнають нормальних навантажень, які діють тривалий час, а також короткочасних статичних чи ударних перевантажень. Діючі навантаження спричиняють у перерізі зубів згинальні напруження, а на робочій поверхні зубів — контактні напруження. За кожний оберт колеса кожний зуб один раз навантажується. Тому і згинальні, і контактні напруження циклічно змінюються від нуля до максимуму. Крім того, під час роботи передачі профілі зубів ковзають один по одному, що впливає з таких міркувань.

Вектори колових швидкостей v_1 і v_2 спільної точки контакту S шестірні і колеса (рис. 15.12), які зачіплюються, мають модулі $v_1 = \omega_1 \cdot O_1 S$ і $v_2 = \omega_2 \cdot O_2 S$. Проекції v_{N1} і v_{N2} швидкостей v_1 і v_2 на профільну нормаль N — N повинні бути однакові за величиною. Коли $v_{N1} \neq v_{N2}$, зачеплення порушується.

Проекції v_{k1} і v_{k2} швидкостей v_1 і v_2 на профільну дотичну T — T до поверхонь зубів різні за величиною. Різницю величин v_{k1} і v_{k2} спричинює відносне ковзання профілів зубів шестірні і колеса. Відносне ковзання поверхонь зубів зумовлює виникнення сили тертя

$$F_T = F_n f;$$

де F_n — сила взаємодії зубів коліс передачі; f — коефіцієнт тертя ковзання.

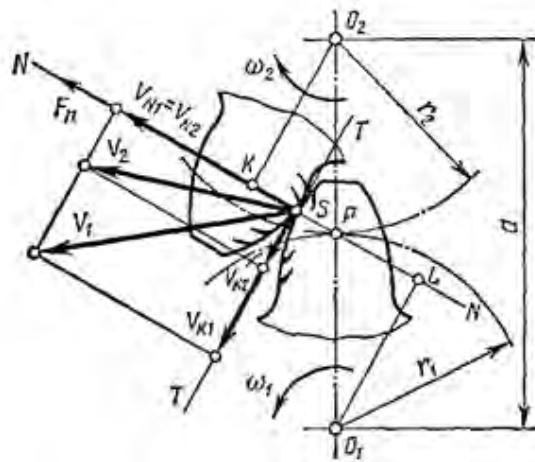


Рис. 15.12.

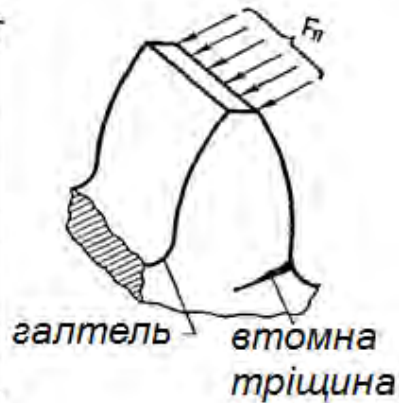


Рис. 15.13.

У зв'язку з викладеним у практиці експлуатації зубчастих передач трапляються такі види руйнування зубів. Від перевантаження статичної або ударної дії: ламання зубів, пошкодження робочих поверхонь зубів (пластична течія поверхневих шарів або крихке їх руйнування). Від змінних згинальних і контактних напружень: ламання зубів від втоми, й викришування робочих поверхонь зубів від втоми. Крім того, зуби спрацьовуються, їх заїдає.

Якщо зуби ламаються від втоми, то спочатку біля основи зуба, де волокна розтягнуті, виникає тріщина (рис. 15.13) в і д втоми. Ця тріщина від повторної дії навантажень збільшується, а потім зуб ламається.

Викришування від втоми — найчастіша причина виходу з ладу коліс закритих зубчастих передач, які працюють з багатим змащуванням. Змінні контактні напруження, які перевищують границю витривалості, призводять до утворення на поверхні зубів мікротріщин.

На рис. 15.12 показано напрям мікротріщин на поверхні ведучих і ведених зубів. Під час роботи зубчастої передачі в мікротріщини потрапляє масло. Сили, які діють у зачепленні, підвищують тиск масла в тріщині, розміщеній на поверхні ніжки зуба, внаслідок чого розміри її збільшуються і нарешті шматочки металу відшаровуються і викришуються (рис. 15.14, а).

У відкритих передачах поверхня зубів від втоми не викришується, бо вони швидше механічно спрацьовуються.

Спрацювання зубів коліс внаслідок потрапляння в зачеплення пилу, бруду, дрібної металевої стружки називають абразивним. При цьому початковий евольвентний профіль зубів спотворюється, зменшується їх поперечний переріз (рис. 15.14, б), збільшуються зазори в зачепленні, зростають динамічні навантаження і шум. Якщо спрацьовані зубчасті колеса не замінити новими, то зуби можуть поламатися.

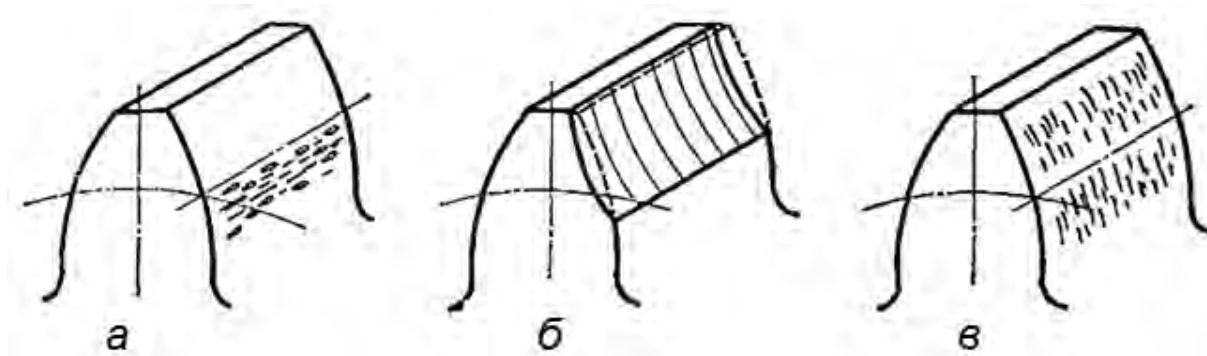


Рис.15.14.

Заїдання (рис. 15.14, в) трапляється у дуже навантажених передачах. В результаті великого тиску від підвищення температури та зменшення в'язкості масла масляні плівки розриваються і тужавіє метал. При цьому утворюються задири на робочих поверхнях у напрямі ковзання зубів.

Враховуючи можливі види руйнування зубів коліс, їх розраховують на згинальну та контактну витривалість і на статичну, згинальну, і контактну міцність.

§ 15.6. Розрахункове навантаження

Як розрахункове навантаження для визначення міцності зубчастих передач беруть питому середню колову силу

$$\omega_t = F_t K_\beta K_v / b$$

де F_t — колова сила, яку передають колеса;

b – ширина колеса;

K_β – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба;

K_v – коефіцієнт динамічності навантаження.

Основні причини нерівномірного навантаження по довжині зуба такі: відхилення від паралельності і перекіс осей обертання валів, похибки в напрямі зубів, нахил під дією навантаження пружної лінії валів під зубчастими колесами, деформація кручення вала-шестірні.

Симетричне розміщення колеса відносно опор вала не дає перекосу зубчастих коліс від прогину валів (рис. 15.15).

У випадку несиметричного і консольного розміщення зубчасті колеса перекошуються на деякий кут, що порушує правильність дотикання зубів. Внаслідок пружності зубів їх контакт звичайно зберігається по всій довжині, але навантаження при цьому розподіляється нерівномірно.

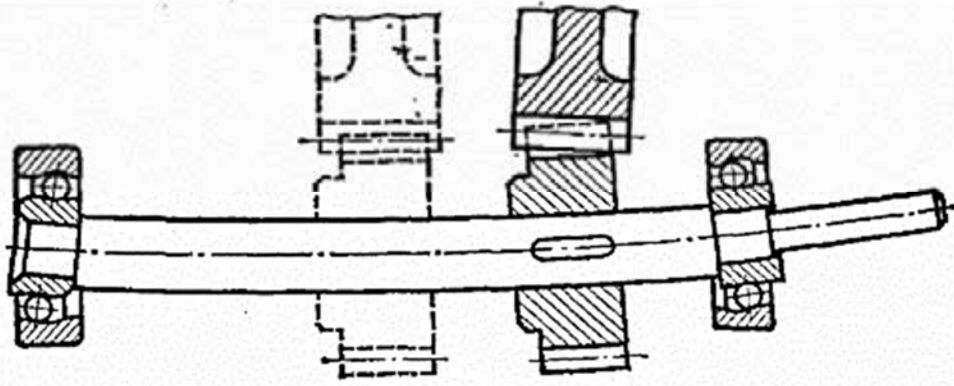
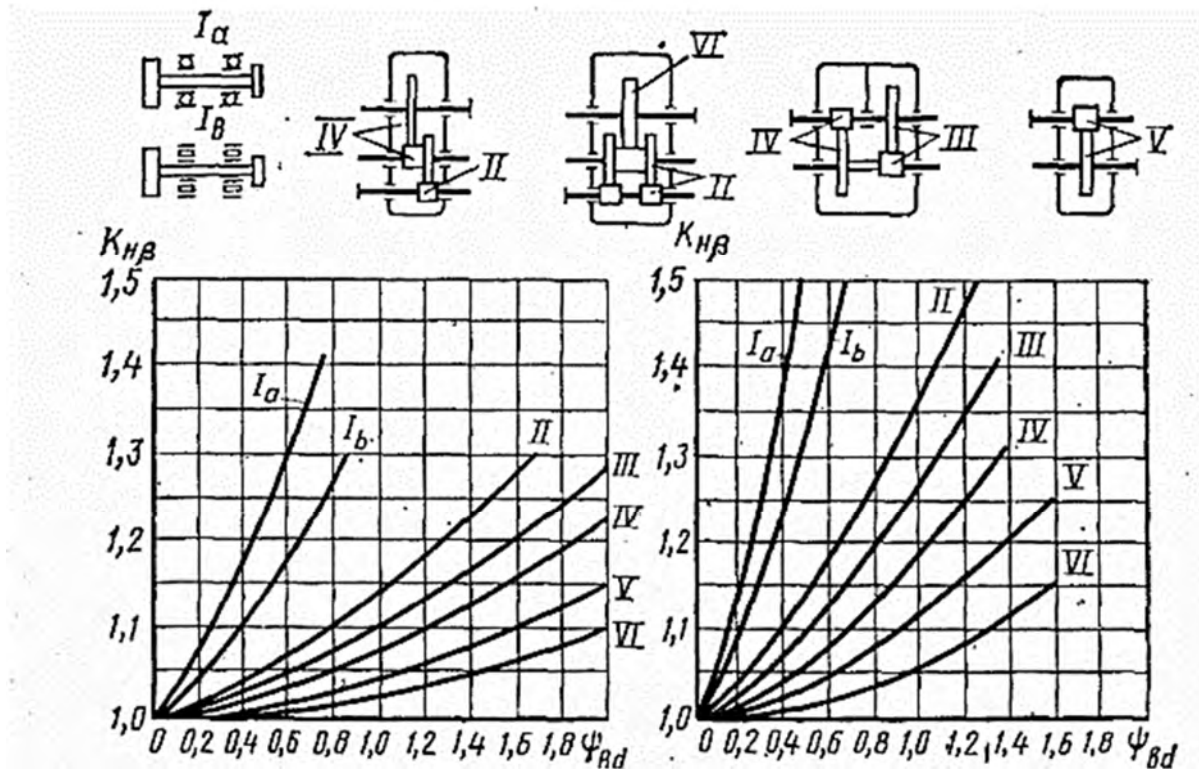


Рис. 15.15.

Вплив перекосу зубів посилюється із збільшенням ширини зубчастого вінця. Коли твердість матеріалу коліс \leq HB 350, то нерівномірність навантаження з часом зменшується внаслідок припрацювання зубів. Якщо твердість зубів $>$ HB 350 або колісні швидкості $v > 15$ м/с, то вплив припрацювання зубів проявляється слабо. Для наближеної оцінки коефіцієнта $K_{H\beta}$ можна скористатися графіками, наведеними на (рис. 15.16.)



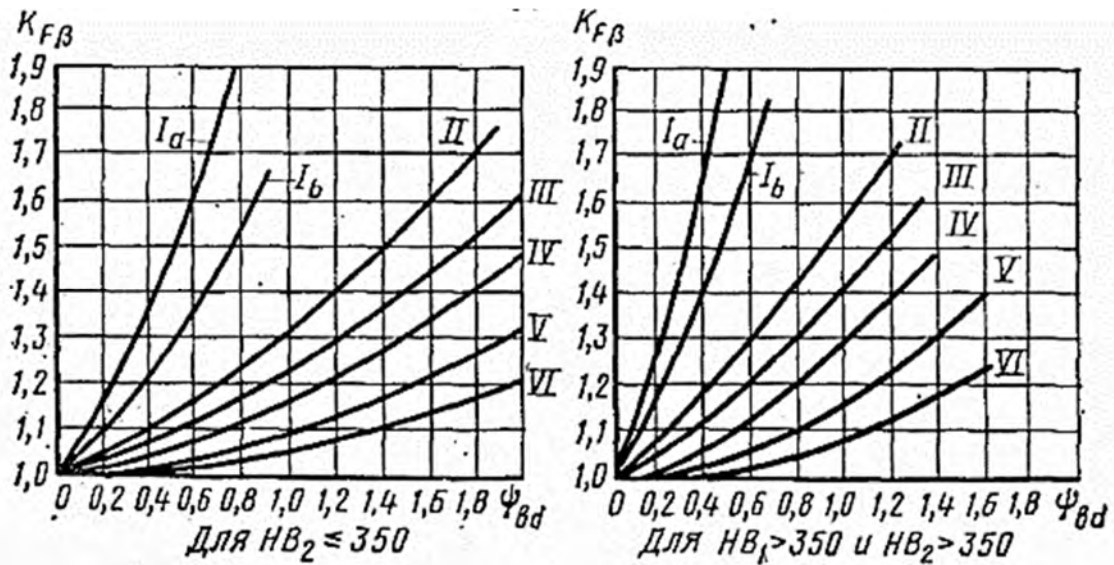


Рис. 15.16.

Вплив нерівномірності розподілу навантаження на міцність зубів різний по контактних і згинальних напругах (коефіцієнти $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ на (рис. 15.16). Кожна з кривих на графіках відповідає певному положенню коліс відносно опор на валах передач, схеми яких показано у верхній частині (рис. 15.16). Графіки розроблено для поширеного на практиці режиму роботи із змінним навантаженням і коловою швидкістю $v < 15$ м/с. Коли навантаження стало і твердість хоча б одного з коліс $< HB 350$, а швидкість $v < 15$ м/с, то зуби припрацьовуються повністю. Для цього випадку беруть $K_{\beta} = 1,0$.

Коефіцієнт динамічності навантаження K_v враховує виникнення в зачепленні коліс додаткових динамічних навантажень. Його величина залежить від похибок зубів коліс, колової швидкості, приєднаних мас та інших причин.

Значення коефіцієнта K_v для всіх видів зубчастих коліс беруть з табл. 15.4 і 15.5 залежно від точності виготовлення, колової швидкості і твердості робочих поверхонь зубів. Для конічних прямозубих коліс значення K_v беруть з графі на один ступінь точності грубіше від їх фактичної точності.

Таблиця 15.4.

Ступінь точності	Твердість по поверхні зубів	Коефіцієнт K_{fv} при коловій швидкості м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	а	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,62/1,22	1,80/1,27
	б	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	а	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	б	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,05	1,26/1,08
9	а	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,72/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	б	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

У табл. (15.4 і 15.5) значення коефіцієнта K_v наведено в чисельнику для прямозубих, а в знаменнику — для косозубих коліс. У графі *a* — твердість поверхонь зубів колеса \leq HB 350, в графі *б* — твердість поверхонь зубів шестірні і колеса $>$ HB 350.

Таблиця 15.5.

Ступінь точності	Твердість по поверхні зубів	Коефіцієнт K_{fv} при колівій швидкості м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	a	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,62/1,22	1,80/1,27
	б	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	a	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	б	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,05	1,26/1,08
9	a	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,72/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	б	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Наближене значення колівій швидкості v' , м/с визначають за формулою

$$v' = \pi n_1 d_1 / 60$$

де n_1 — частота обертання шестірні, хв^{-1} , d_1 — орієнтовний очікуваний діаметр шестірні, м. Якщо потім, після розрахунків передачі, виявиться значна розбіжність між наближеним і точним значеннями швидкостей v' і v , в коефіцієнти K_{Hv} і K_{Fv} , а також у результати розрахунку d , a , σ_H і m вносять поправки.

§ 15.7. Розрахунок циліндричних передач на міцність

Розрахунок на міцність прямозубих і косозубих передач стандартизований. У посібнику подано основи стандартного розрахунку з деякими спрощеннями, допустимими для більшості випадків.

Розрахунок зубів за контактними напруженнями. Найбільші контактні напруження виникають в момент контакту зубів у зоні полюса (рис. 15.17). Контактні напруження при цьому визначають за формулою Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q}{p_{3\sigma}} E_{3\sigma}} \quad (32.4)$$

Тут q — нормальне навантаження на одиницю довжини контактної лінії, яке визначають за формулою:

$$q = \frac{\omega_{Ht}}{K_\varepsilon \varepsilon_a \cos a} = \frac{F_t K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b K_\varepsilon \varepsilon_a \cos a},$$

де K_ε – коефіцієнт, який залежить від сумарної довжини контактних ліній:

ε_a – коефіцієнт перекриття (для прямозубих передач $K_\varepsilon \cdot \varepsilon_a = 1$);

ρ_3 – зведений радіус кривизни:

$$\frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}.$$

У загальному випадку для прямозубих і косозубих циліндричних коліс радіуси кривизни ρ_1 і ρ_2 у точці контакту профілів зубів:

$$\rho_1 = 0,5d_1 \sin a / \cos^2 \beta \quad \text{і} \quad \rho_2 = 0,5d_2 \sin a / \cos^2 \beta.$$

Тоді

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_3} &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin a} + \frac{2 \cos^2 \beta}{d_2 \sin a} = \\ &= \frac{2(u+1) \cos^2 \beta}{d_1 u \sin a}. \end{aligned}$$

Підставивши значення q і $1/\rho_3$ у формулу (15.4) і замінивши $\cos a \sin a$ на $\frac{1}{2} \sin 2a$, дістанемо:

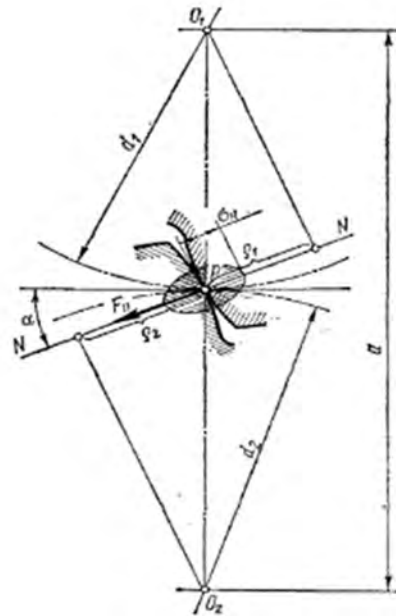


Рис. 15.17.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{\omega_{Ht} 4(u+1) \cos^2 \beta E_{3\beta}}{K_\varepsilon \varepsilon_a d_1 u \sin 2a}}.$$

Позначимо $Z = 0,418 \sqrt{4 \cos^2 \beta E_{3\beta}}$

$(K_\varepsilon \varepsilon_a d_1 u \sin 2a)$ — коефіцієнт, який враховує геометрію передач, властивості матеріалу і коефіцієнт перекриття.

Тоді $\sigma_H = Z \sqrt{\omega_{Ht} (u+1) / (d_1 u)} \leq [\sigma_H]$. (15.5)

Формулою (15.5) можна користуватися для перевірних розрахунків, коли розмір d_1 і параметр ω_{Ht} відомі. (Рис. 15.17)

Виконуючи проектний розрахунок за заданим обертаючим моментом T_1 і передаточним числом u , треба визначити d_1 або α . Для цього вводять коефіцієнт ширини шестірні відносно її діаметра $\psi_{bd} = b / d_1$. Тоді:

$$\frac{\omega_{Ht}}{d_1} = \frac{F_t}{d_1 b} K_{H\beta} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\alpha}$$

Підставивши цю величину у формулу (32.5), дістанемо

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{(u+1)}{u}} \leq [\sigma_H]$$

Звідси ділильний діаметр шестірні:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}$$

де $K_d = \sqrt[3]{2Z^2}$.

Щоб визначити міжосьову відстань a , замінимо d_1 на $2a/(u+1)$ і введемо коефіцієнт ширини колеса $\psi_{ba} = b/a$. Після деяких перетворень дістаємо:

$$a = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{u [\sigma_H]^2 \psi_{bd}}}$$

де $K_a = \sqrt[3]{0,5Z^2}$.

Для попередніх розрахунків сталених прямозубих коліс беруть:

$$K_{H\beta} K_{H\alpha} \approx 1,3, K_d = 7700 \text{ Па}^{1/3}, K_a = 4950 \text{ Па}^{1/3}.$$

Навантажувальна здатність косозубих коліс вища, ніж прямозубих, тому в попередніх розрахунках для сталених косозубих і шевронних коліс можна брати $K_{H\beta} K_{H\alpha} \approx 1,2$, $K_d = 6750 \text{ Па}^{1/3}$ і $K_a = 4300 \text{ Па}^{1/3}$. Значення ψ_{bd} вибирають відповідно до табл. 32.6. Взавши ψ_{bd} , визначаємо ψ_{ba} за формулою:

$$\psi_{ba} = 2\psi_{bd} / (u+1).$$

Таблиця 15.6.

Розміщення колеса відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубів	
	$\leq \text{HB}_{2350}$ або $\leq \text{HB}_{2350}$ і HB_1	$> \text{HB}_{1350}$ і HB_2
	ψ_{bd}	
Симетричне	0,8-1,4	0,4-0,9
Несиметричне	0,6-1,2	0,3-0,5
Консольне	0,3-0,4	0,2-0,25

Більші значення — для сталених навантажень і жорстких конструкцій опор та валів.

Розрахунок зубів на згин. Нормальна сила F_n , яка є результатом взаємодії зубів коліс навантаженої передачі, діє в напрямі лінії зачеплення і може бути прикладена в різних точках поверхні зуба. З точки зору міцності на згин найбезпечніше, коли нормальна сила прикладена до вершини зуба (рис. 15.18).

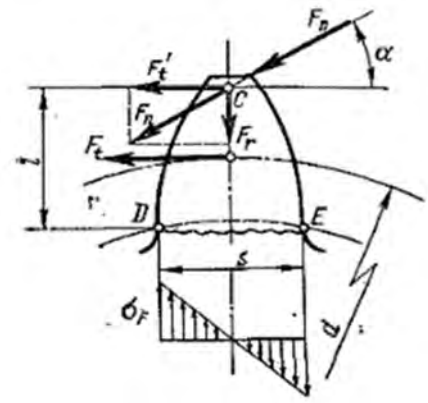


Рис. 15.18.

Незалежно від того, скільки пар зубів буває в зачепленні, для надійності розрахунку вважають, що все навантаження F_n сприймається тільки одним зубом. Крім того, нехтують силами тертя, що дає можливість вважати силу F_n напрямленою по спільній нормалі до профілів зубів.

Перенесемо силу F_n вздовж її лінії на симетрії зуба в точку C і розкладемо на дві складові: колову F_t і радіальну F_r , тоді

$$F_t = F_n \cos \alpha, \quad F_r = F_n \sin \alpha$$

де α — кут тиску на вершині зуба (трохи більший, ніж кут зачеплення).

Сила F_t' згинає зуб, а сила F_r стискає його.

Нехтуючи відносно невеликими напруженнями від стискання силою F_r складаємо для небезпечного перерізу зуба DE умову міцності на згин:

$$\sigma_F = M_F / W = F_t' l / W \leq [\sigma_F],$$

де l — плече сили F_t' відносно небезпечного перерізу; $W = bs^2 / 6$ - момент опору згину небезпечного перерізу; s — товщина зуба біля основи (висота небезпечного перерізу); b — довжина зуба (ширина колеса); $[\sigma_F]$ — допустиме напруження згину.

Замінивши потім силу F_t' коловою силою — $F_t = 2T/d$ (оскільки $F_t > F_t'$, то зроблена заміна лише трохи збільшить запас міцності), дістанемо:

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{bs^2 / 6} \leq [\sigma_F].$$

Величини l і s можна записати в частках модуля зачеплення:

$$l = km, \quad s = cm,$$

де k і c — коефіцієнти, які залежать від форми зуба в нормальному перерізі. Тоді умова міцності набере вигляду

$$\sigma_F = \frac{F_t k}{c^2 bm / 6} \leq [\sigma_F].$$

З урахуванням коефіцієнтів розрахункового навантаження і K_{FB} а́а K_{fv} , коефіцієнта розподілу навантаження між зубами K_{Fa} і теоретичного коефіцієнта концентрації напружень K_T здобута формула набере вигляду:

$$\sigma_F = \frac{F_t k_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}}{bm} \cdot \frac{6kK_T}{c^2}.$$

Далі, з урахуванням формули (15.3), вводять параметр:

$$\omega_{Ft} = F_t K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} / b$$

і величину $Y_F = 6kK_T / c^2$ – коефіцієнт форми зуба, який беруть з табл. 15.7 залежно від числа зубів (для косозубої передачі – від еквівалентного числа зубів).

Таблиця 15.7.

z	17	20	25	30	40	50	60	і більше
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

Для прямозубих передач розрахункова формула матиме вигляд

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F]. \quad (15.9)$$

Тут $[\sigma_F]$ - допустиме напруження на згин. У косозубих передачах сумарна довжина контактних ліній l_Σ відповідно до формули (15.2) більша за ширину колеса в $K_\varepsilon \varepsilon_a / \cos \beta$ разів, що сприяє зменшенню напружень згину. Тому для косозубих передач:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_{Ft} / m_n \leq [\sigma_F], \quad (15.10)$$

де $Y_\beta = 1 - (\beta / 140)$ – коефіцієнт, який враховує нахил зуба;

Y_F – коефіцієнт, який враховує форму зуба (див.табл. 15.7);

$Y_\varepsilon = 1 / (K_\varepsilon \varepsilon_a)$; $K_\varepsilon = 0,9 \div 1$ – коефіцієнт, який враховує несталість сумарної довжини контактних ліній (якщо ε_β – ціле число, то $K_\varepsilon = 1$).

Формулу (15.10) використовують для перевірних розрахунків.

Під час проектного розрахунку модуль визначають за емпіричною залежністю з наступною перевіркою зубів на згинальну міцність.

Якщо твердість робочих поверхонь зубів шестірні і колеса $\leq HB350$, то беруть $m=(0,01 \div 0,02)$ якщо твердість зубів шестірні $\geq HRC_1 45$ і колеса $\leq HB_2 350$, то беруть $m=(0,0125 \div 0,025)$ якщо твердість зубів шестірні і колеса $\geq HRC45$, то $m=(0,016 \div 0,0315)$ де a – міжосьова відстань.

Точніше модуль передачі визначають за формулою

$$m_n = \frac{K_{F\beta} K_{Fv} T_1 Y_F K_{Fa} Y_\beta (u+1)}{b_2 a [\sigma]_F}. \quad (15.11)$$

У формулу (15.11) підставляють: для прямозубих коліс $Y_\beta = 1, K_{Fa} = 1$; для косозубих $Y_\beta = 0,9$, а шевронних $Y_{\beta\approx} = 0,8$; для косозубих і шевронних коліс $K_{Fa} \approx 0,9$.

Міжосьові відстані і номінальні передаточні числа повинні відповідати значенням, наведеним у табл. (15.8 і 15.9.)

Таблиця 15.8

Передаточні числа												
1-й ряд	1,0	–	1,25	–	1,6	–	2,0	–	2,5	–	3,15	–
2-й ряд	–	1,12	–	1,4	–	1,8	–	2,24	–	2,8	–	3,55
1-й ряд	4,0	–	5,0	–	6,3	–	8,0	–	10	–	12,5	–
2-й ряд	–	4,5	–	5,5	–	7,1	–	9,0	–	11,2	–	–

Таблиця 15.9

Передаточні числа													
1-й ряд	44	50	63	80	100	125	–	160	–	200	250	–	315
2-й ряд	–	–	–	–	–	–	140	–	180	–	–	280	–
1-й ряд	–	400	–	500	–	–	800	–	1000	і т.д. до 2500			
2-й ряд	355	–	450	–	560	710	–	900	–				

Примітка. У табл. 15.8 і 15.9 треба віддавати перевагу 1-му ряду.

§ 15.8. Гвинтова зубчаста передача

Гвинтовими називають передачі з косозубими колесами, в яких осі валів перехрещуються під деяким кутом (рис. 15.19).

Колеса гвинтової передачі, аналогічні розглянутим косозубим, мають однаковий напрям гвинтової лінії зубів. У гвинтовій передачі зуби стикаються не по лініях, як у косозубій передачі, а в точках. Ковзання зубів досягає значної величини і, як наслідок, ККД передачі невисокий. Обов'язковою умовою зачеплення є рівність нормальних кроків і модулів.

За аналогією з косозубими передачами

$$d = m_t z_1 \quad m_t = m_n \cos \beta; \quad m_{n1} = m_{n2}$$

Передаточне число гвинтової передачі

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1 = d_2 \cos \beta_2 / (d_1 \cos \beta_1)$$



Рис. 15.9.

Гвинтові передачі звичайно використовують як сповільнюючі переважно в кінематичних колах приладів, металорізальних верстатів тощо.

§ 15.9. Конічна зубчаста передача

Конічні зубчасті передачі застосовують для передавання обертального руху між валами з перехресними осями (рис. 15.20). Ширше застосовують ортогональні передачі з міжосьовим кутом $\Sigma = 90^\circ$, але є передачі і з $\Sigma \neq 90^\circ$.

Зуби конічних коліс профілюють по евольвенті так само, як і зуби циліндричних коліс. Але всі точки двох спряжених евольвентних профілів повинні бути на *сферичній поверхні* з центром у точці O (рис. 15.21). Сферична поверхня не розгортається на площину, і тому зуби конічних коліс профілюють на поверхню так званих додаткових конусів.

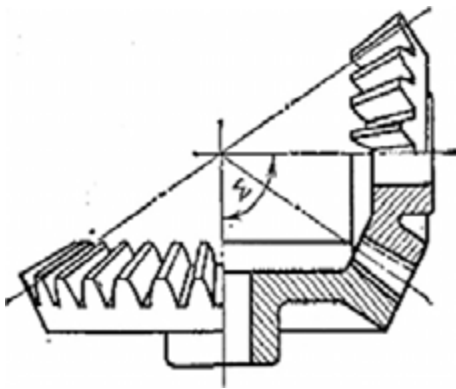


Рис. 15.20

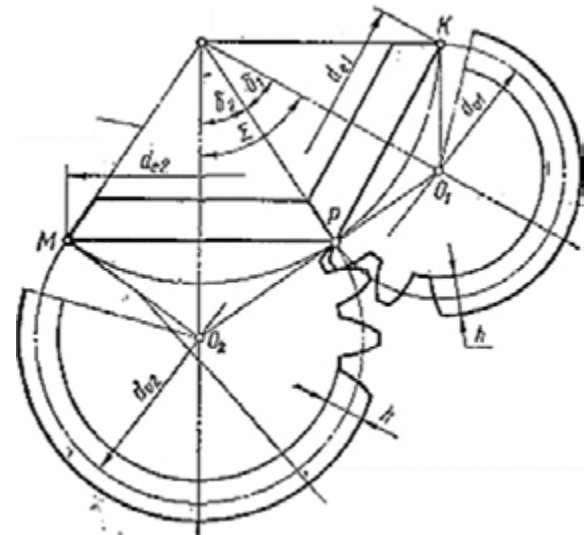


Рис. 15.21

Додаткові конуси мають твірні O_1P і O_2P , проведені перпендикулярно до твірних OP , OM і OK ділительних конусів. Поверхні додаткових конусів легко розгортаються на площину. При цьому найбільші радіуси розгортки дорівнюють твірним додаткових конусів O_1P і O_2P і є радіусами початкових кіл еквівалентних циліндричних коліс, профілі зубів яких використовують як профілі зубів конічних коліс. Діаметри еквівалентних коліс

$$d_{v1} = d_{e1} / \cos \delta_1; \quad d_{v2} = d_{e2} / \cos \delta_2;$$

де δ_1 і δ_2 - кути ділительних конусів. Еквівалентні числа зубів прямозубих конічних коліс:

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2;$$

Еквівалентним числом зубів користуються для визначення коефіцієнта форми зуба (див. табл. 15.7). Передаточне число конічної передачі визначають за

формулами для циліндричних передач і, крім того, для випадку, коли міжосьовий кут $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, за формулою

$$u = ctg \delta_1 = tg \delta_2.$$

Геометричний розрахунок передачі. Параметрами конічних коліс є:

середній ділильний діаметр d ;

число зубів меншого колеса, яке дорівнює $z = 18 \div 25$;

кут конуса вершин $\delta_a = \delta + \alpha_0$ – кут ніжки зуба;

$$tg \theta = 1,2m_e / R_e.$$

Згідно з стандартом кут головки зуба дорівнює куту ніжки зуба. Це зроблено для того, щоб твірна конуса вершин зубів одного колеса була паралельна твірній конуса западин парного колеса, тоді радіальний зазор по довжині зуба буде сталим (тому на рис. 15.22) вершина конуса вершин зубів не збігається з вершиною ділильного конуса і конуса западин); кут конуса западин $\delta_f = \delta - \theta$; зовнішній ділильний діаметр d_e \ кут ділильного конуса δ (рис. 15.22).

За шириною вінця колеса, модуль зачеплення змінюється. Тому в конічних зубчастих колесах розрізняють два модулі:

а) середній коловий модуль на передньому ділильному діаметрі;

б) зовнішній коловий модуль, за яким визначають всі розміри зубчастого колеса, причому

$$d = mz, d_e = m_e z.$$

Зовнішній і середній модулі пов'язані між собою залежністю

$$m_e = m R_e / R,$$

де $R_e = d_{e2} / (2 \sin \delta_2)$ або $R_e = 0,5$

$m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ – зовнішня конусна відстань, $R = R_e - 0,5b$ – середня конусна відстань.

Ширина зубчастого вінця $b = \psi_{Re} R_e$, де ψ_{Re} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

Величиною ψ_{Re} задаються в межах $0,25 \div 0,3$. Звичайно беруть $\psi_{Re} = 0,285$.

Кути ділильних конусів: $tg \delta_1 = z_1 / z_2$; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$.

Модуль m_e називають також виробничим; «Вихідний контур прямозубих конічних коліс» встановлює радіальний зазор $s = 0,2m_e$, тоді зовнішня висота ніжок зубів і h_{ae} головок зубів

$$h_{ae} = 1,2m_e; h_{ae} = m_e;$$

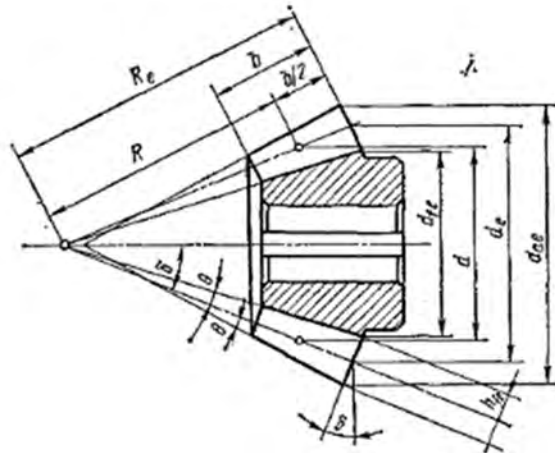


Рис.15.22.

зовнішній діаметр вершин зубів

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta).$$

У машинобудуванні в ряді випадків застосовують так звані гіпоїдні конічні передачі. Осі коліс такої передачі перехрещуються, але не перетинаються (рис. 15.23). Зуби коліс гіпоїдних передач можуть бути прямими (а) або криволінійними (б). Перевага цих передач у тому, що вали обох коліс можуть бути виведені за межі передачі в обох напрямках.

Характерним для гіпоїдних передач є підвищене ковзання поверхонь зубів, спричинене зміщенням осей коліс.

Це підвищує небезпеку заїдання. Тому такі передачі змащують спеціальним протизадирним, так званим гіпоїдним маслом. Гіпоїдні передачі широко застосовують в автомобілях, металорізальних верстатах тощо.

Сили, які діють у зачепленні конічних коліс (рис. 15.24).

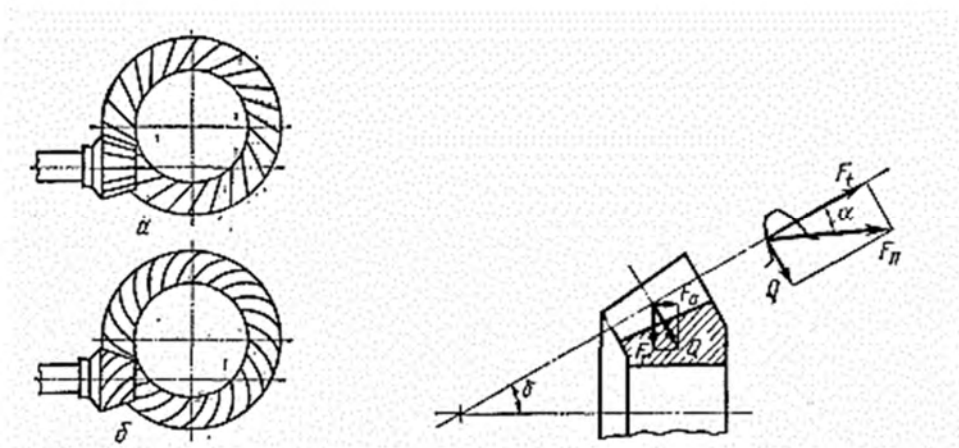


Рис. 15.23.

Рис. 15.24.

У зачепленні конічних коліс діють:

а) колова сила $F_t = 2T/d$. Сила F_t напрямлена по дотичній до кола діаметра d ;

б) радіальна сила $F_r = Q \cos \delta = F_t \operatorname{tg} a \cos \delta$, де $Q = F_t \operatorname{tg} a$;

в) осьова сила $F_a = Q \sin \delta = F_t \operatorname{tg} a \sin \delta$.

Для спряженого колеса, яке перебуває в зачепленні з розглядуваним, сила, яка дорівнює F_a , але протилежно напрямлена, є радіальною силою, а сила, яка дорівнює F_r (і також напрямлена протилежно), — осьовою силою.

Розрахунок конічної передачі на контактну витривалість. Контактні напруження в матеріалі зубів конічних коліс визначають за аналогією з формулою (15.5) для циліндричних передач, але з використанням діаметрів еквівалентних коліс і за умови, що рівнодіюча розподіленої по довжині зуба навантаження прикладена в середині його довжини.

Формула для перевірного розрахунку конічних передач на контактну витривалість (без виведення) має вигляд:

$$\sigma_H = Z \sqrt{\omega_{Ht} \sqrt{u^2 + 1} / (0,85 d_1 u)} \leq [\sigma_H], \quad (15.12)$$

де коефіцієнт ω_{Ht} обчислюють за формулою $\omega_{Ht} = 2T_1 K_{H\beta} K_{Hv} / (d_1 b)$; дослідний коефіцієнт 0,85 оцінює зниження навантажувальної здатності конічних передач порівняно з допустимим навантаженням еквівалентних циліндричних передач. Коефіцієнт $Z = 487\,000 \text{ Па}^{1/3}$ для сталевих коліс. Формула для проектного розрахунку для конічної передачі з сталевими колесами така:

$$d_1 = 8120 \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1} / 0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}, \quad (15.13)$$

де $\psi_{bd} = b / d_1$ — коефіцієнт ширини колеса відносно середнього діаметра (для попередніх розрахунків можна $K_{H\beta} K_{Hv} \approx 1,3$).

Щоб відношення ширини зубчастого вінця до зовнішньої конусної відстані $b / R_e = \psi_{bd}$ було в прийнятих межах, значення коефіцієнта ψ_{bd} обчислюють за формулою:

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{Re} \sqrt{u^2 + 1}.$$

Розрахунок зубів конічної передачі за напруженнями згину. Після визначення середнього діаметра шестірні d_1 за формулою (15.13) задаються числом зубів $z_1 \geq 17$, знаходять середній модуль m і перевіряють його за напруженнями згину.

Розміри поперечних перерізів зубів конічного колеса зменшуються з наближенням до вершини діляльного конуса (див. рис. 15.22), тому навантаження розподіляється по довжині зуба нерівномірно і змінюється залежно від деформації зубів у різних перерізах.

За розрахунковий зручно взяти переріз в середній частині довжини зуба. Тоді за аналогією з циліндричною передачею напруження в цьому перерізі визначають за формулою (15.9) з урахуванням коефіцієнта 0,85:

$$\sigma_F = Y_F \omega_{Ft} / (0,85 m) \leq [\sigma_F]. \quad (15.14)$$

Параметр ω_{Ft} визначають за формулою (15.8) при коловій силі F_t , розрахованій за середнім діаметром: $F_t = 2T_1 / d$. Коефіцієнт форми зуба визначають, користуючись (табл. 15.7), виходячи з еквівалентного числа зубів.

Якщо розміри передачі визначає не контактна, а згинальна міцність (твердість поверхні зубів $\text{HRC} \geq 63$ і відносно м'яка серцевина), розрахунок конічних передач треба розпочинати з визначення середнього модуля за формулою:

$$m = K_m \sqrt[3]{T_1 K_{F\beta} V_{Fu} / (0,85 z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F])}, \quad (15.15)$$

де $K_m = 1,4$. За величиною m визначають зовнішній модуль m_e . Для попередніх розрахунків можна брати $K_{F\beta} V_{Fu} \approx 1,5$.

§ 15.10. Розрахунок допустимих напружень

Допустимі напруження при розрахунку контактної витривалості. Розрахункова формула має вигляд

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \lim b} K_{HL} / S_H,$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – базова границя витривалості поверхні зубів, яка відповідає базовому числу циклів зміни напружень;

$N_{H0}; S_H$ – коефіцієнт безпеки;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Величину $\sigma_{H \lim b}$ беруть з табл. 15.10 залежно від способу термообробки і твердості поверхонь зубів коліс.

Таблиця 15.10.

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки	Твердість поверхонь зубів	Сталь	$H \lim b$, МПа	$\sigma_{F \lim b}$ МПа
Відпалювання, нормалізація або поліпшення	$\leq \text{HB}350$	45, 50, 40X, 45X, 40XH, 35XГСА	2HB_c+70	$1,8\text{HB}_c$
Об'ємне загартування	HRC38-50	40X, 35XM, 35XГСА	18HRC_c+150	550-600
Поверхнєве загартування	HRC40-60	40XH, 35XM, 35XГСА	17HRC_c+200	750-850
Цементация і нітроцементация	HRC56-64	20X, 12XНЗА, 25XГТ	23HRC_c	700-800
Азотування	HV 850-900	40X, 38XMЮА	$1,5 \text{HV}_c$	750-850

Коефіцієнт безпеки S_H беруть $S_H=1,1$ при нормалізації, поліпшенні або об'ємному загартуванні зубів; $S_H=1,2$ при поверхневому загартуванні і цементации.

Базове число циклів N_{H0} визначають з табл.15.11 залежно від твердості матеріалу зубів.

Таблиця 15.11.

Твердість HB	200	250	300	350	400	450	500
N_{H0} млн. циклів	10	17	25	37	50	65	85

Коефіцієнт довговічності K_{HL} , враховує можливість підвищення допустимих напружень для передач, які працюють короткочасно.

Для передач, які працюють тривалий час, розрахункове число циклів N_H більше від базового і величина $K_{HL} = 1$.

В інших випадках

$$K_{HL} = \sqrt{N_{H0} / N_H} > 1, \text{але} \leq 2,4.$$

При сталому режимі роботи (з коливаннями не більше $\pm 20\%$) розрахункове навантаження прирівнюють номінальному і розрахункове число циклів зміни напружень дорівнюватиме

$$N_H = 60nL_h,$$

де n — частота обертання того з коліс, за матеріалом якого визначають допустимі напруження, хв^{-1} ;

L_h — число годин роботи передачі за розрахунковий строк.

Допустимі напруження під час розрахунку на згинальну витривалість визначають за формулою:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ limb}} K_{FC} K_{FL} / S_F,$$

де $\sigma_{F \text{ limb}}$ — базова границя витривалості зубів по злому від напружень згину, яку беруть з табл.15.10;

S_F — коефіцієнт безпеки, який дорівнює $1,7 \div 2,2$ (верхнє значення — для литих заготовок);

K_{FC} — коефіцієнт, який враховує вплив двобічного навантаження ($K_{FC}=1$ для нереверсивних передач, $K_{FC}=0,7 \div 0,8$ для реверсивних);

K_{FL} -коефіцієнт довговічності.

$$\text{Коли} \leq \text{HB}350, K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0} / N_{FE}} \geq 1 \leq 2$$

коли $> \text{HB}350$, $K_{FL} = \sqrt[3]{N_{F0} / N_{FE}} \geq 1 \leq 6$, де $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ - базове число циклів для всіх сталей; $N_F = 60nL_h$ — розрахункове число циклів зміни напружень. Коли $N_F > N_{F0}$, $K_{FL} = 1$.

Більші значення $\sigma_{H \text{ limb}}$ з табл. 15.10 беруть для більшої твердості зубів.

Приклад 15.1. Розрахувати основні розміри закритої прямозубої одноступінчастої, циліндричної передачі, виходячи з таких даних: потужність на ведучому валу $N_1=2,6$ кВт, кутова швидкість ведучого вала $\omega_1 = 80$ рад/с, передаточне число $u=2$, матеріал — сталь 40Х. Строк служби 5 років, тривалість роботи 8 год на добу протягом 300 днів за рік. Передача нереверсивна, навантаження стале.

Розв'язання. Матеріал шестірні після поліпшення (загартування і відпускання на 500°) має твердість HB260—280. Матеріал колеса після поліпшення (загартування і відпускання до 540 — 580°) має твердість HB230—260.

Визначимо допустимі напруження за формулами

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ limb}} K_{FC} K_{FL} / S_p.$$

З табл. 32.10 $\sigma_{H \text{ limb}} = 2HB_c + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа}$. Беремо $S_H=1,1$. Базове число циклів з табл. 15.11: $N_{H0} = 60nL_h = 60 \cdot 382 \cdot 8 \cdot 300 = 5,5 \cdot 10^7$ при

$n_2 = 30\omega_2 / \pi = 382 \text{ хв}^{-1}$. Оскільки розрахункове число циклів більше від базового, тобто $N_H > N_{H0}$, то вважаємо: що $K_{HL}=1$.

Допустиме контактне напруження для матеріалу коліс, що має меншу твердість, $[\sigma_H] = 550/1,1 = 500 \text{ МПа}$. Допустимі напруження згину беремо з табл. 15.11 для шестірні $\sigma_{F \text{ lim } 1} = 1,8 \cdot 270 = 487 \text{ МПа}$. для колеса $\sigma_{F \text{ lim } 2} = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}$. Оскільки $N_F > N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, для нереверсивної передачі беремо $K_{FL} = 1, S_F = 2, K_{FC} = 1$, тоді $[\sigma_{F1}] = 486/2 = 243 \text{ МПа}$, $[\sigma_{F2}] = 432/2 = 216 \text{ МПа}$.

Попередній розрахунок робимо за формулою:

$$d_1 = K_d^3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}$$

Знаходимо

$$T_1 = N_1 / \omega_1 = 2,6 \cdot 10^3 / 80 = 32,5 \text{ Н} \cdot \text{м}; \text{ беремо } \psi_{bd} = 1, K_d = 7700 \text{ Па}^{1/3}, K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,3.$$

Ділильний діаметр шестірні:

$$d_1 = 7700^3 \sqrt[3]{\frac{32,5 \cdot 1,3(2+1)}{1 \cdot 500^2 \cdot 10^{12} \cdot 2}} = 0,048 \text{ м} = 48 \text{ мм}.$$

Ширина коліс $b = \psi_{bd} \cdot 48 \text{ мм}$ при $\psi_{bd} = 1$. Беремо $b = 50 \text{ мм}$. Спочатку визначаємо міжосьову відстань: $a = (d_1 + d_2)/2$, де $d_2 = d_1, u = 48 \cdot 2 = 96 \text{ мм}$, тоді $a = (48 + 96)/2 = 72 \text{ мм}$. За знайденим визначаємо модуль передачі:

$$m = (0,01 \div 0,02) a = 0,02 \cdot 72 = 1,44 \text{ мм}.$$

Для силових передач рекомендують $m \geq 1,5 \text{ мм}$, тому беремо $m = 2 \text{ мм}$. Тоді числа зубів передачі $z_1 = d_1/m = 48/2 = 24 > 17$, $z_2 = z_1, u = 24 \cdot 2 = 48$. Ділильні діаметри $d_1 = 48 \text{ мм}$ і $d_2 = 96 \text{ мм}$ при міжосьовій відстані $a = 72 \text{ мм}$.

Перевіримо передачу на витривалість за напруженнями згину за формулою

$$\sigma_F = Y_F \omega_{Ft} / m.$$

Коефіцієнти форми зуба беремо за табл. 15.7: для шестірні $Y_{F1} = 3,98$, для колеса $Y_{F2} = 3,74$:

$$\omega_{Ft} = F_t k_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} / b,$$

де $F_t = T_1 \cdot 2 / d_1 = 32,5 \cdot 2 / (48 \cdot 10^{-3}) = 1354 \text{ Н}$; $K_{Fa} = 1$ (для прямозубих передач); $K_{F\beta} = 1,1$ (за графіком на рис. 32.16); $K_{Fv} = 1,2$ (для 8-го ступеня точності при коловій швидкості $v_1 = \omega_1 d_1 / 2 = 80 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 1,92 \text{ м/с}$ (за табл. 32.5)). Тоді $\omega_{Ft} = 1354 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 / 0,05 = 35,75 \cdot 10^3 = 35,75 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Напруження згину:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{F1} \omega_{Ft} / m = 3,98 \cdot 35,75 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^{-3}) = 71,14 \cdot 10^6 \text{ Па} = \\ &= 71,14 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 243 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= Y_{F2} \omega_{Ft} / m = 3,74 \cdot 35,75 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^{-3}) = 66,85 \cdot 10^6 \text{ Па} = \\ &= 66,85 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 216 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Запас міцності щодо згинальних напружень достатній.

Приклад 15.2. Розрахувати косозубу циліндричну передачу. Передавальна потужність $N=4,5$ кВт, кутова швидкість ведучого вала $\omega_1 = 100 \text{ рад/с}$, передаточне число $u=2,5$. Умови експлуатації такі самі, що й у прикладі 15.1. Матеріал зубчастих коліс – сталь 12ХНЗА, цементована і загартована до твердості HRC 56-64.

Розв'язання. 1. Визначимо допустимі напруження за формулами:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \lim b} K_{HL} / S_H; [\sigma_F] = \sigma_{F \lim b} K_{FC} K_{FL} / S_F.$$

З табл. 32.11 беремо $\sigma_{H \lim b} = 23 \text{HRC}_c = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}$. Візьмемо $K_{HL}=1$ і $S_H=1,2$, тоді

$$[\sigma_H] = 1380 \cdot 1 / 1,2 = 1150 \text{ МПа}.$$

З табл. 32.10 $\sigma_{F \lim b} = 750 \text{ МПа}$. Візьмемо $K_{FC}=1$, $K_{FL}=1$, $S_F=1,7$, тоді $\sigma_F = 750 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 440 \text{ МПа}$.

Знайдемо ділительний діаметр шестірні, коли $\psi_{bd} = 0,8$, $K_d = 6750 \text{ Па}^{1/3}$ і $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,1$. Обертаючий момент на шестірні $T_1 = N_1 / \omega_1 = 4,5 \cdot 10^3 / 100 = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Ділительний діаметр шестірні:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}} = 6750 \sqrt[3]{\frac{45 \cdot 1,1(2,5+1)}{0,8 \cdot 1150^2 \cdot 10^{12} \cdot 2,5}} = 27,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 27,2 \text{ мм}.$$

Беремо $d_1=27$ мм; $b=0,8 \cdot 27=21,6$ мм; беремо $b=20$ мм. Ділительний діаметр колеса $d_2=d_1 u=27 \cdot 2,5=67,5$ мм. Міжосьова відстань передачі $a=(d_1+d_2)/2=(27+67,5)/2=47,3$ мм. Нормальний модуль визначаємо за рекомендацією $m_n=(0,016 \div 0,0315)$ а або $m_n=0,03a=0,03 \cdot 47,3=1,419$ мм. Беремо $m_n=1,5$ мм.

3. Припустимо, що $\varepsilon_\beta = 1$. Тоді кут β нахилу зубів: $\sin \beta = \pi m_n / b = 3,14 \cdot 1,5 / 20 = 0,23$, $\beta = 13,628^\circ$. Знаходимо числа зубів шестірні і колеса:

$$z_1 = d_1 \cos \beta / m_n = 27 \cdot 0,97185 / 1,5 = 17,49 > 17.$$

Беремо $z_1=20$. Тоді $z_2=20 \cdot z_1 u = 20 \cdot 2,5 = 50$. Беремо $z_2=50$.

Уточнимо ділительні діаметри:

$$d_1 = 20 \cdot 1,5 / 0,972 = 30,869 \text{ мм}, d_2 = 50 \cdot 1,5 / 0,972 = 77,172 \text{ мм}.$$

Знаходимо міжосьову відстань:

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (30,869 + 77,172) / 2 = 54,021 \text{ мм}.$$

Перевірний розрахунок виконаємо за напруженнями згину. Беремо такі коефіцієнти форми зуба: для шестірні $Y_{F1}=4,14$, для колеса $Y_{F2}=3,73$.

Знаходимо коефіцієнт перекриття за формулою (15.1):

$$\varepsilon_a = [(1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2))] 0,97185 = 1,61.$$

Визначимо коефіцієнти:

$$Y_{\varepsilon 3} = 1 / \varepsilon_a = 1 / 1,61 = 0,62; Y_\beta = 1 - \frac{13,628}{140} \approx 0,9; K_{Fa} = 0,9.$$

За рис. 15.16 знаходимо $K_{F\beta}=1,08$. Колова швидкість на ободі шестірні $v_1 = \omega_1 r_1 \cdot 2 = 100 \cdot 30,869 \cdot 10^{-3} / 2 = 1,53 \text{ м/с}$; колова сила $F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 22222 \cdot 45 / (30,869 \cdot 10^{-3}) = 2916 \text{ Н}$.

З табл. 15.5 знайдемо для 8-го ступеня точності $K_{Fv} = 1,02$.

За формулою (15.8) знайдемо:

$$\omega_{Ftp} = F_{t1} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Kv} / b = 2916 \cdot 0,9 \cdot 1,08 \cdot 1,02 / (20 \cdot 10^{-3}) = 145 \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

Визначимо напруження згину для шестірні і колеса:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{F1} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} \omega_{Ft} / m_n = 4,14 \cdot 0,62 \cdot 0,9 \cdot 145 \cdot 10^3 / (1,5 \cdot 10^{-3}) = \\ &= 224 \cdot 10^4 \text{ Па} = 224 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 440 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= Y_{F2} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} \omega_{Ft} / m_n = 3,73 \cdot 0,62 \cdot 0,9 \cdot 145 \cdot 10^3 / (1,5 \cdot 10^{-3}) = \\ &= 202 \cdot 10^4 \text{ Па} = 202 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 440 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

Умови міцності виконуються.

§ 15.11. Передача із зачепленням Новикова

У 1954 р. інженер М.Л. Новиков запропонував зачеплення, зуби якого профілюють по дугах кіл. Пошуки нового виду зачеплення були пов'язані з тим, що навантажувальна здатність евольвентної передачі обмежена через малі значення зведених радіусів кривизни робочих поверхонь зубів і, отже, значних контактних напружень. Зуби коліс у передачі Новикова гвинтові, і профілі їх обрисовуються *дугами кіл*, близьких за величиною радіусів. Тому робочі поверхні зубів – *кругогвинтові*.

Опуклий профіль зуба шестірні обрисовується з полюса P (рис. 15.25) як із центра, наприклад, радіусом $\rho_1 = 1,4m_n$, угнутий профіль зуба колеса — дугою кола радіуса $\rho_2 = 1,55m_n$, де m_n — нормальний модуль.

Зуби стикаються не в полюсі(передача позаполюсна), а в деякій точці M , що лежить на лінії — N . Якщо різниця між радіусами ρ_1 ρ_2 мала, то після нетривалого припрацювання зуби починають стикалися по поверхні. Це значно зменшує контактні напруження.

Лінія дії сили тиску на вгнуті зуби проходить близько їх основи, що збільшує міцність зубів і на згин.

Лінія зачеплення кругогвинтової передачі розміщена паралельно осям коліс, і точка контакту зубів переміщується вздовж цієї лінії, а не по лінії, перпендикулярній до поверхні зубів у торцевій площині, як в

евольвентному зачепленні. Тому коефіцієнт торцевого перекриття передач Новикова дорівнює нулю і передачі повинні бути обов'язково *косозубними*. Але оскільки зуби гвинтові (косі), то при зачепленні коліс забезпечується осьове перекриття $\varepsilon\beta \geq 1,1$.

Кут тиску, утворений спільною дотичною $T — T$ до початкових кіл і нормальною $N — N$, беруть у межах $\alpha_c = 20 \div 30^\circ$.

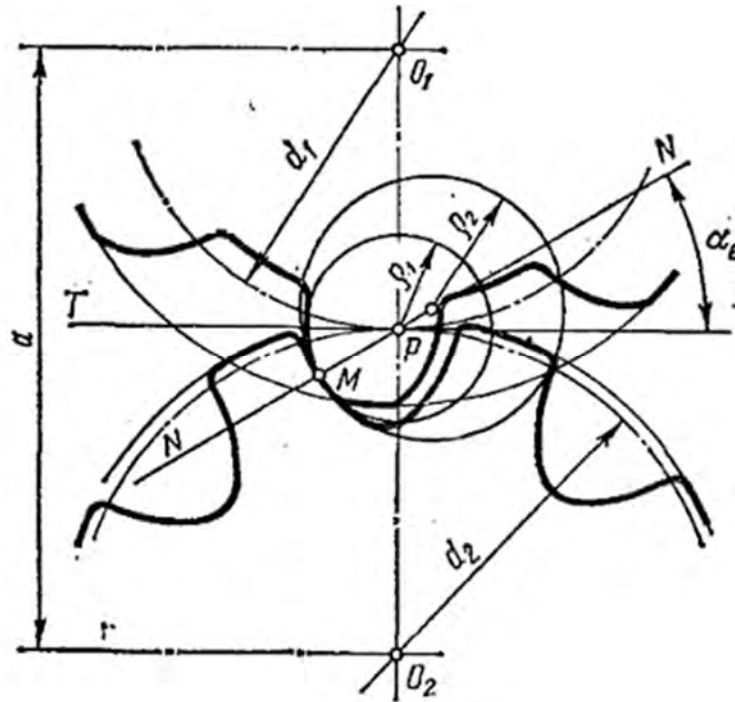


Рис. 15.25

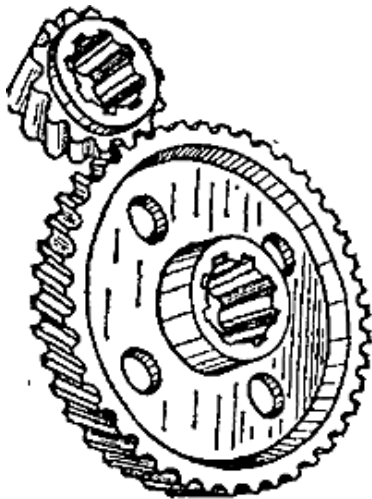


Рис. 15.26.

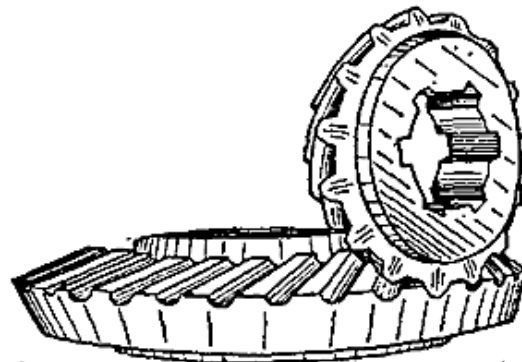


Рис. 15.27.

Передачі із зачепленням Новикова можуть бути циліндричні (рис.15.26) і конічні (рис.15.27).

Габаритні розміри цих передач на 25—30 % менші, ніж у рівноцінних евольвентних, а їх навантажувальна здатність (при однакових розмірах) вища. Розрахунок передач із зачепленням Новикова можна знайти в підручниках з деталей машин та в довідковій літературі.

§ 15.12. Планетарні та хвильові зубчасті передачі

Планетарні передачі. Планетарними називають передачі, які мають зубчасті колеса з рухомими осями.

Планетарні передачі складаються з коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплення (рис. 15.28); центральне колесо a , яке називають сонячним, перебуває в зовнішньому зачепленні з сателітами b , які обертаються навколо осей, установлених на водилі H .

Водило, яке несе сателіт, також обертається. Сателіти перебувають у внутрішньому зачепленні з нерухомим колесом v і разом з водилом обертаються навколо сонячного колеса.

Ведучою ланкою в планетарній передачі може бути або сонячне колесо, або водило. Це дає можливість при тій самій схемі передачі діставати різні передаточні числа.

Найпростіша планетарна передача, схему якої зображено на рис. 15.28, з нерухомим колесом v і ведучим сонячним колесом a має передаточне число, яке визначають за формулою, поданою без виведення:

$$u = \frac{z_b + z_a}{z_u}$$

де z_a — число зубів колеса a ;

z_b — число зубів колеса b .

Якщо додатково змусити колесо обертатися, то кутова швидкість водила одночасно залежатиме від кутових швидкостей коліс a і b і передача перетвориться в диференціальну.

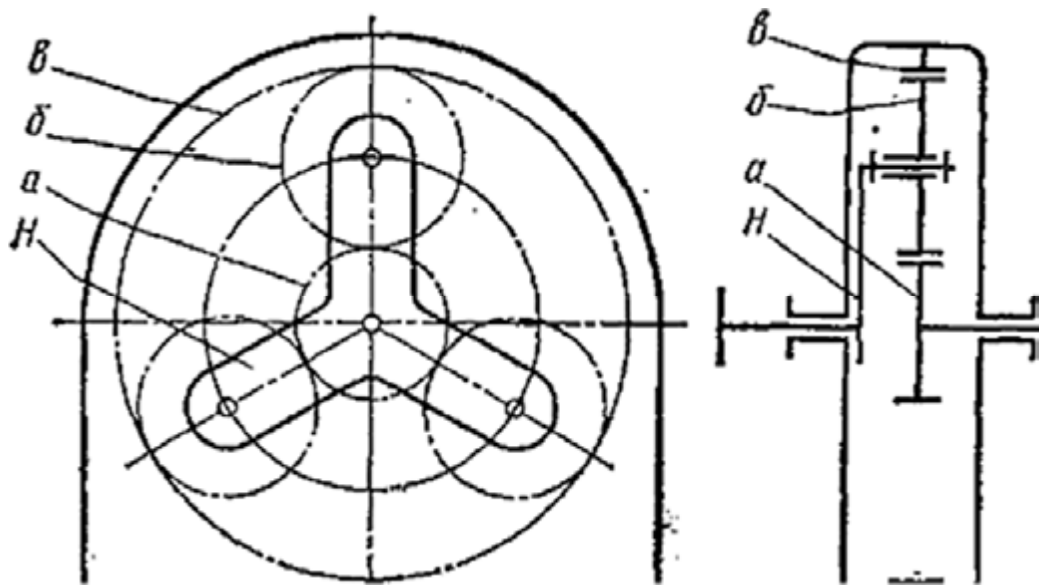


Рис. 15.28

Поширеніша диференціальна передача з конічними зубчастими колесами, як називають автомобільним диференціалом (рис. 15.29).

Сателітом у такій передачі є конічне зубчасте колесо 4, яке вільно сидить на осі, закріпленій на обертовому водилі *H*.

Водило рухається від двигуна через зубчасті колеса 3 і 2.

Сателіт 4 (їх може бути два і більше) перебуває в зачепленні одночасно з зубчастими колесами 7 і 6, закріпленими на півосях ведучих коліс 1 та 5 автомобіля.

Під час руху автомобіля по прямій, коли кутові швидкості коліс 1 і 5 однакові, сателіт не обертається навколо власної осі, але обертається разом з водилом, захоплюючи в обертання колеса 7 і 6.

Якщо автомобіль рухається по кривій, то одне з ведучих коліс, яке котиться по дузі більшого радіуса, обертається швидше, ніж друге. Цей відносний поворот коліс можливий внаслідок обертання сателіта 4 навколо своєї осі.

Диференціал у цьому випадку усуває проковзування одного з коліс по ґрунту, яке було б неминучим, коли б колеса 1 і 5 були на суцільній осі.

Планетарні передачі можуть бути одно- і багатоступінчастими та мати передаточні числа до 1000 і більше.

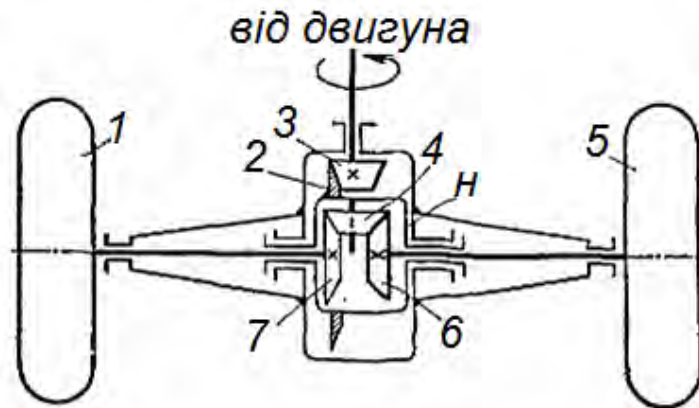


Рис. 15.29.

Використання планетарних передач дає змогу у багатьох випадках зменшити масу конструкції більше ніж у два рази. Це пояснюється, по-перше, використанням внутрішнього зачеплення і, по-друге, застосуванням кількох сателітів, внаслідок чого передавана потужність розподіляється на кілька потоків.

Рівномірне розміщення сателітів на водилі взаємно зрівноважує радіальні складові сил у зачепленнях коліс планетарної передачі.

До недоліків планетарних передач треба віднести підвищені вимоги до точності виготовлення і складання, а також порівняно низький ККД передач з великими передаточними числами.

Колеса планетарних зубчастих передач розраховують на міцність за тими самими формулами, що і для простих передач, але з урахуванням деяких особливостей. Так, наприклад, у передачі, показаної на рис. 15.28, модулі всіх трьох коліс однакові, а передача внутрішнього зачеплення завдяки своїй геометрії міцніша, ніж передача зовнішнього зачеплення. Тому при однакових матеріалах коліс досить розрахувати зачеплення сонячного колеса з сателітами. Якщо матеріали різні, то внутрішнє зачеплення розраховують або з метою добору матеріалу колеса, або для перевірки.

Планетарні і диференціальні передачі широко застосовують у верстатно- і приладобудуванні, транспортних та вантажопідійомних машинах тощо.

Хвильові передачі.

Схему хвильової передачі зображено на рис. 15.30.

Всередину жорсткого колеса а, яке має внутрішні зуби, вводиться гнучке деформовне колесо б із зовнішніми зубами.

Гнучке колесо має менше зубів, ніж жорстке. Під час складання гнучке колесо за допомогою роликів в, встановлених на генераторі хвиль Н, розтискається з середини, деформується, набираючи форми еліпса, і вводиться в зачеплення із зубами жорсткого колеса.

Під час обертання генератора хвиль, який є ведучою ланкою передачі, зона зачеплення зубів гнучкого і жорсткого елементів переміщується разом з роликками. Завдяки різниці кількості зубів за кожний повний оберт генератора хвиль гнучкий елемент повертається відносно жорсткого на деякий кут. Передаточне число хвильової передачі, коли жорстке колесо закріплене, визначають за формулою

$$u = -\frac{\omega_H}{\omega_a} = -\frac{z_b}{z_a - z_b},$$

де z_a — число зубів жорсткого колеса;

z_b — число зубів гнучкого колеса.

Для збільшення передаточного числа бажано, щоб різниця чисел зубів z_a і z_b була найменшою.

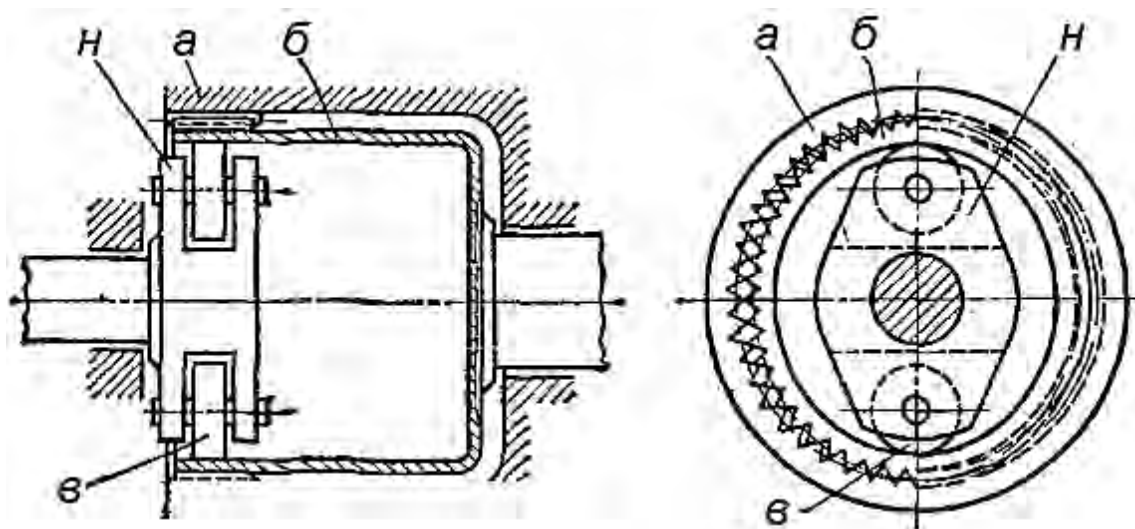


Рис. 15.30

Звичайно її беруть такою, щоб вона дорівнювала або була кратною числу роликів генератора хвиль.

Передаточне число хвильової передачі може бути великим — до 1000 в одному ступені. Ці передачі відзначаються високою кінематичною точністю (бо немає зазорів у зачепленні зубів) і при малому габариті можуть передавати значні навантаження. Їх маса в 7—9 раз менша, ніж звичайних передач, при ККД близько 0,8.

Зуби коліс хвильової передачі звичайно трикутного або евольвентного профілю.

Матеріалом для виготовлення гнучкого зубчастого колеса є сталь різних марок, а також і пластмаси.

Розділ 16. ПЕРЕДАЧА ГВИНТ — ГАЙКА

§ 16.1. Загальні відомості

Передача гвинт — гайка призначена для перетворення обертального руху в поступальний, а іноді навпаки. При цьому як гвинт, так і гайка можуть мати або один з названих рухів, або обидва рухи одночасно.

Переваги передач гвинт — гайка: можливість забезпечення повільного руху при великому вираші в силі, простота конструкції, здатність сприймати великі навантаження, велика точність переміщень.

До недоліків слід віднести велике тертя у різьбовій парі, що зумовлює підвищене спрацювання, і низький ККД.

Конструкція деталей передачі. Гвинти в гвинтових передачах поділяють на вантажні (домкрати, преси) і ходові (призначені для забезпечення точних переміщень у металорізальних верстатах та вимірювальних приладах).

Гвинти мають переважно трапецеїдальну різьбу, а при силах, напрямлених в один бік,— упорну.

Гайки вантажних і неточних ходових гвинтів виготовляють цільними (рис. 16.1, а).

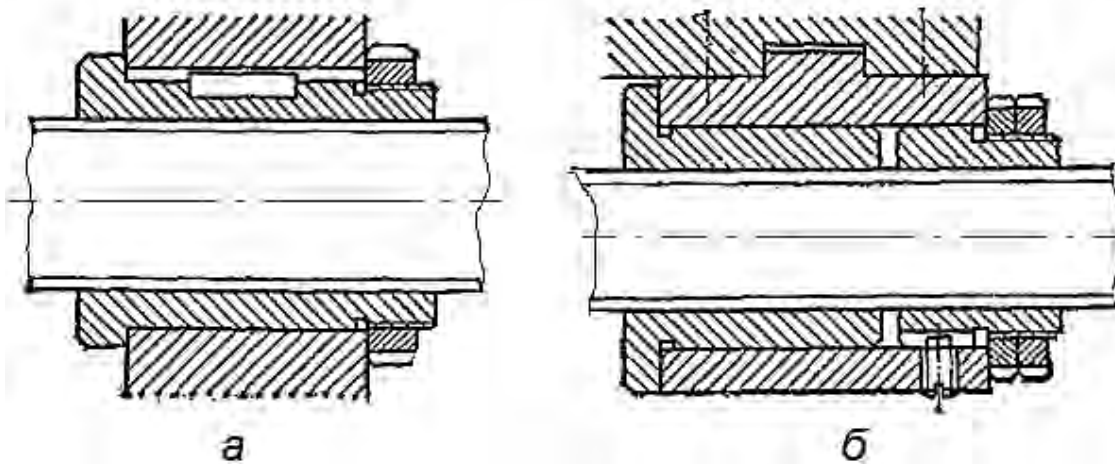


Рис. 16.1

Гайки механізмів, які потребують точних переміщень, виготовляють складеними або розрізними, щоб усувати зазори, які утворилися під час виготовлення і складання або в результаті спрацювання

Складена гайка має нерухому і рухому частини: остання може переміщатися в осьовому напрямі відносно першої, її можна й закріплювати після усунення зазору в різьбі.

У добре відрегульованій передачі з розрізною гайкою витки обох її частин без зазору прилягають до витків нарізки гвинта.

У ряді конструкцій, де треба, щоб втрати на тертя в різьбі зменшувались, застосовують кулькові гвинтові пари (рис. 16.2), в яких тертя ковзання замінено тертям кочення. Кульки переміщуються замкнутим шляхом: пройшовши витки нарізки гайки, вони спеціальним каналом у тілі гайки повертаються до початку першого витка.

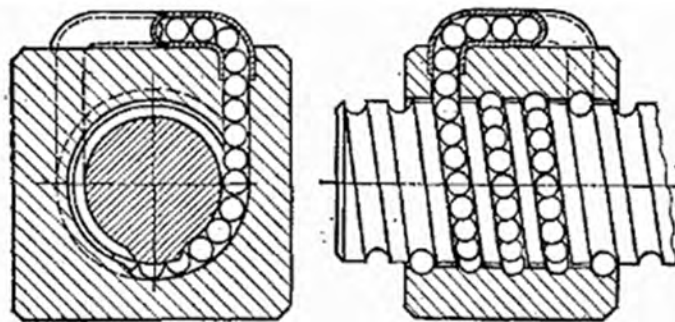


Рис. 16.2.

Матеріали деталей передачі

Гвинт виготовляють з сталі марок 45, 40Х, 50 тощо. Точні різьби після термічної обробки шліфують.

Гайки звичайно виготовляють з антифрикційних матеріалів — олов'яних бронз ОФЮ-5, ОЦС-6-6-3, а також з безолов'яних бронз, наприклад, АЖ9-4, і антифрикційних чавунів.

Робочі поверхні гвинтів і гайок змащують густим або рідким мастилом залежно від умов роботи.

Прикладом конструкції вантажної передачі гвинт — гайка може бути домкрат (рис. 16.3).

Домкрат є одним з найпростіших вантажопідйомних пристроїв, які застосовують у найрізноманітніших галузях техніки, у будівництві і на транспорті.

Основними деталями домкрата є литий, чавунний корпус 1, гвинт 2 і гайка 3, запресована в корпус; обертаючий момент на гвинті створюють рукояткою 5. Сила, прикладена до рукоятки, змушує гвинт обертатися і переміщатися у вертикальному напрямі. Вага вантажу, який піднімають, передається гвинту через чашку 4, установлену на верхньому кінці гвинта.

§ 16.2. Силкові співвідношення у гвинтовій парі

Силкові співвідношення в різьбі передачі гвинт — гайка визначаються тими самими формулами, що й для кріпильних різьб.

Для переміщення гвинта з вантажем Q необхідно прикласти момент

$$M = M_p + M_{on},$$

де $M_p = 0,5 Qd^2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$ — момент у різьбі;

$M_{on} = 0,5 Qfd_c$ — момент тертя на опорному торці;

$\varphi = \operatorname{arctg}(f/\cos a)$ — зведений кут тертя,

ψ — кут підйому гвинтової лінії різьби на середньому діаметрі d_2

f — коефіцієнт тертя ковзання;

d_0 — середній діаметр опорного торця.

Для трапецеїдальної різьби $\alpha = 15^\circ$, для упорної $\alpha = 3^\circ$ і для прямокутної $\alpha = 0^\circ$.

Якщо тертя ковзання на опорному торці замінено тертям кочення (встановлено упорний підшипник кочення), то беруть $M_{on} = 0$.

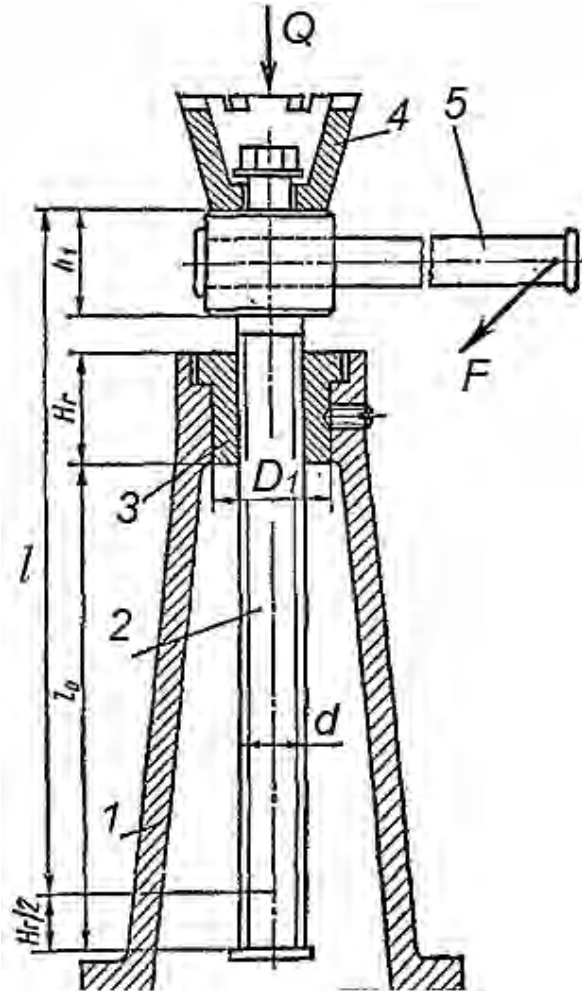


Рис.16.3.

Якщо кут ψ підйому гвинтової лінії буде менший від відповідного кута тертя φ або φ' , то гвинтова пара буде самогальмівною.

ККД гвинтової пари. Відношення величини корисної роботи до затраченої за один оберт ланки, яка рухається обертально, визначає ККД η .

$$\eta = A_k / A_3 = Qt / (F\pi d_2) = tg\psi / tg(\psi + \varphi'),$$

або

$$t = \pi d_2 tg\psi; \quad F = Qtg(\psi + \varphi').$$

Водночас зазначимо, що із збільшенням кута підйому різьби ККД зростає, а виграш на силі зменшується.

§ 16.3. Розрахунок передачі гвинт — гайка

Передачі гвинт — гайка розраховують на спрацювання робочих поверхонь, на міцність гвинта і гайки і на поздовжню стійкість гвинта (при стисканні).

Розрахунок на спрацювання. Швидкість відносного ковзання в різьбі звичайно в 10...40 раз більша, ніж швидкість осьового переміщення. Велике відносне ковзання витків гайки і гвинта під навантаженням веде до спрацювання їх робочих поверхонь, що є основною причиною виходу передачі з ладу.

Середній тиск у різьбі (перевірний розрахунок)

$$p_i = Q / (\pi d_2 h z_e) \leq [p_i] \quad (16.1)$$

де Q — розрахункова осьова сила, яка діє на гвинт;

d_2 — середній діаметр різьби;

h — робоча висота профілю різьби;

z_B — число витків різьби гайки;

$[p_i]$ — допустимий середній тиск у різьбі.

Щоб забезпечити необхідну стійкість передачі до спрацювання, значення $[p_i]$ беруть занижені. Для пари сталь — чавун $[p_i] = 4 \div 5$ МПа, для пари сталь — бронза $[p_i] = 8 \div 12$ МПа.

Введемо позначення:

$$\psi_i = \dot{I}' / d_2$$

де H_r — висота гайки.

Визначимо також число витків z_e різьби в гайці через її висоту: $z_e = H_r / p$. Робочу висоту витка запишемо в частках кроку p різьби: $h = \psi_h p$. Підставляючи ці величини в рівняння (16.1), дістаємо формулу для проектного розрахунку

$$d_2 \geq \sqrt{Q / (\pi \psi_i \psi_h [p_i])}. \quad (16.2)$$

Значення величини кроку p визначають звичайно кінематичним розрахунком; відносну довжину гайки $\psi_h = H_r / d_2$ беруть у межах 1,2—2,5 для

цільних гайок і 2,5—3,5 для різнімних. Більші значення застосовують для різьб менших діаметрів.

Коефіцієнт $\psi_h = 0,5$ для трапецеїдальних різьб і $\psi_h = 0,75$ для упорних.

Обчисливши d_2 , вибирають за найближчим стандартним діаметром гвинта, а для прямокутної різьби (нестандартної) задають співвідношення її параметрів. Звичайно беруть $p = 0,25 d_2$.

Розрахунок гвинта на міцність. Тіло гвинта зазнає одночасно дії осьової сили Q , яка розтягує або стискає гвинт, і скручувального моменту M_p . Для дуже навантажених гвинтів перевірний розрахунок на міцність роблять за еквівалентною напругою:

$$\sigma_{\text{екв}} \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_K^2} \leq [\sigma_p]$$

тут

$$\sigma_p = 4Q/(\pi d_1^2), \tau_K = M_p/W_p/(0,2d_1^3).$$

Різьба, параметри якої визначено з розрахунку на спрацювання, як правило, має надлишкову міцність на зріз. Тому витки різьби гайки і гвинта на зріз звичайно не розраховують.

Розрахунок гвинта на стійкість. Якщо стержень гвинта, що має велику вільну довжину, працює на стиск, то гвинт треба перевірити на стійкість за формулою:

$$\sigma = F/(\pi d_1^2/4) \leq \varphi [\sigma]. \quad (16.3)$$

тут $[\sigma] = \sigma_{\text{тм}}/[n]$, де $[n]$, — допустимий коефіцієнт запасу міцності, який беруть **[я!]** $= 2 \div 4$; φ — коефіцієнт поздовжнього згину, який беруть з табл. 16.1 залежно від гнучкості λ .

Таблиця 16.1.

λ	30	50	60	80	100	120	140	160
φ	0,91	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19

Нижні значення для сталі підвищеної якості. Гнучкість визначають за формулою

$$\lambda = \mu l/i,$$

де μ — коефіцієнт закріплення. Якщо в місці закріплення гвинта є зазори (шарнірне закріплення кінців), то $\mu = 1$, в інших випадках $\mu = 2$; i радіус інерції для колового перерізу

$$i = \sqrt{J_{\text{мін}} / A} = d_1 / 4.$$

Приклад 16.1. Розрахувати параметри гвинтової передачі домкрата (рис. 16.3) вантажністю $Q = 50$ кН з висотою підйому $L_0 = 0,4$ м. Матеріал гвинта — сталь 45; матеріал гайки — бронза АЖ9-4; коефіцієнт тертя ковзання в різьбі $F = 0,1$.

Розв'язання:

1. *Розрахунок гвинта.* Беремо трапецеїдальну однозахідну різьбу. Середній діаметр різьби визначаємо спочатку за формулою (16.2), взявши відносну довжину гайки $\psi_H = 1,4$ і допустимий тиск $[p_i] = 11$ МПа (сталь по бронзі):

$$d_2 = \sqrt{Q / \pi \psi_h \psi_H [p_i]} = \sqrt{50 \cdot 10^3 / \pi \cdot 0,5 \cdot 1,4 \cdot 11 \cdot 10^6} = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}$$

Елементи різьби гвинта (мм) за стандартом: зовнішній діаметр $d = 50$, крок різьби $p = 8$, середній діаметр $d_2 = 46$, внутрішній діаметр $d_1 = 41$.

Перевіримо наявність самогальмування за умовою $\psi < \varphi'$. Кут підйому гвинтової

$$\text{tg } \psi = p / \pi d_2 = 8 / (3,14 \cdot 46) = 0,0554, \quad \psi = 3^\circ 10'$$

Зведений кут тертя

$$\varphi' = \text{arctg} \frac{f_1}{\cos \alpha'} = \text{arctg} \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 5^\circ 55'$$

Кут $\psi < \varphi'$, отже, умова самогальмування гвинта виконана. Перевіримо гвинт на стійкість. Радіус інерції стержня гвинта (за внутрішнім діаметром різьби)

$$i = d_1 / 4 = 41 / 4 = 10,25 \text{ мм.}$$

Довжина гвинта (при висоті гайки $H_r = 8p = 8 \cdot 8 = 64$ мм): $l = l_0 + H_r / 2 + h_1 = 400 + 64 / 2 + 70 = 502$ мм [бо висота головки $h_1 = (1,4 \div 1,6) d = (1,4 \div 1,6) 50 = 70$ мм]. Тоді гнучкість

$$\lambda = \mu l / i = 2 \cdot 502 / 10,25 = 97,95.$$

Відповідно до табл. 16.1., інтерполюючи, знаходимо $\varphi = 0,53$. Підставляємо знайдене значення φ у формулу (16.3) при $[\sigma] = \sigma_r / 2 = 360 / 2 = 180$ МПа.

$$\sigma = 50 \cdot 10^3 / (\pi \cdot 0,0412^2 / 4) = 38 \cdot 10^6 \text{ Па} < 0,53 [\sigma] = 0,53 \cdot 180 = 95 \text{ МПа.}$$

Стійкість гвинта забезпечено. Перевіримо гвинт на міцність при спільній

дії стискаючої сили Q і моменту в різьбі M_p .

а) напруга стиску

$$\sigma_{ск} = Q/A = 4Q/(\pi d^2) = 4 \cdot 50 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 412 \cdot 10^{-6}) = 38 \cdot 10^6 \text{ Па} = 38 \text{ МПа}$$

б) напруга кручення

$$\tau_{к} = M_p/W_p = M_p/(0,2d^3).$$

Визначимо момент у різьбі:

$$M_p = 0,5Qd^2 \text{tg}(\psi + \varphi') = 0,5 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 46 \cdot 10^{-3} \text{tg}(3^\circ 10' + 5^\circ 55') = 184 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

тоді

$$\tau_{к} = 184 / (0,2 \cdot 413 \cdot 10^{-9}) = 13,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 13,4 \text{ МПа}$$

в) допустима напруга при $\sigma_{т} = 360 \text{ МПа}$ (табл. 27.2) і $[n] = 4$

$$[\sigma_p] = \sigma_{т}/[n] = 360/4 = 90 \text{ МПа};$$

г) еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{ск}}^2 + 4\tau_{\text{к}}^2} = \sqrt{38^2 + 4 \cdot 13,4^2} = 46,5 \text{ МПа} < [\sigma_p]$$

Міцність гвинта забезпечена.

Розрахунок гайки. Визначимо висоту гайки (рис. 33.3):

$$H_r = \psi_H d_2 = 1,4 \cdot 46 = 64,4 \text{ мм}; \text{ беремо } H_r = 64 \text{ мм}.$$

Число витків різьби в гайці $z_e = H_r/p = 64/8 = 8$. Визначимо зовнішній діаметр D_1 і гайки відповідно до умови міцності на розтяг:

$$\sigma_p = 4\beta Q / [\pi(D_1^2 - d^2)] \leq [\sigma_p]$$

де $\beta = 1,3$ — коефіцієнт, який враховує вплив скручувального моменту;
 $[\sigma_p] = 40 \text{ МПа}$.

Звідси

$$D_1 \geq \sqrt{4\beta Q / \pi[\sigma_p]} + d = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 50 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 40 \cdot 10^6)} + 50^2 \cdot 10^{-6} = 0,068 \text{ м} = 68 \text{ мм}.$$

Розділ 17. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

§ 17.1. Загальні відомості

Черв'ячні передачі призначені для передавання обертального руху між валами, осі яких перехрещуються. Кут перехрещування звичайно дорівнює 90° . Можливі й інші кути, але такі передачі трапляються рідко.

Черв'ячна передача (рис. 17.1) складається з обертового гвинта 1, який називають черв'яком, і черв'ячного колеса 2, що має на своєму ободі зуби, які зчіплюються з витками черв'яка.

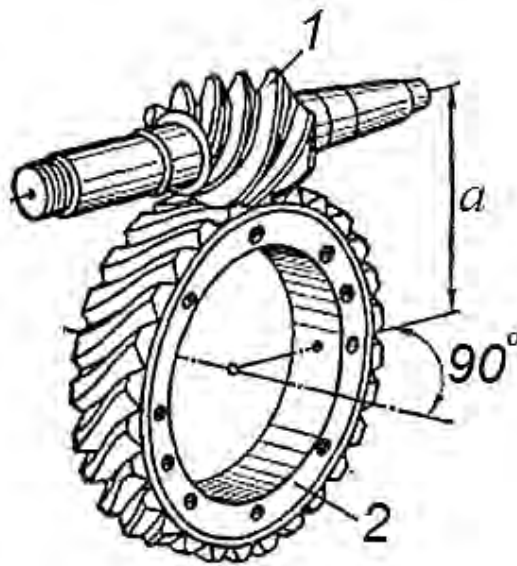


Рис. 17.1.

Тому черв'ячні передачі належать до зубчато-гвинтових. *Ведучою ланкою* звичайно є *черв'як*.

Черв'ячні передачі дуже поширилися у різних галузях машинобудування і приладобудування, бо мають ряд переваг: плавність і безшумність роботи, можливість забезпечення великих передаточних чисел при невеликому габариті, точність переміщень, можливість забезпечення самогальмування.

До недоліків черв'ячних передач можна віднести: порівняно низький ККД, невелика порівняно із зубчастими передачами; передавана потужність (звичайно не більше 70 кВт), підвищене спрацюванн і необхідність застосування дорогих матеріалів (бронзи).

§ 17.2. Короткі відомості про геометрію черв'ячних передач

Усі терміни, означення і позначення, які використано тут і далі стосовно черв'ячних передач, відповідають ДСТУ 2983–95 «Передачі черв'ячні. Терміни та визначення». Зазначений стандарт встановлює такі види черв'ячних передач:

- циліндричну — з циліндричним черв'яком (рис. 17.2, а);
- глобоїдну — з глобоїдним черв'яком (рис. 17.2, б).

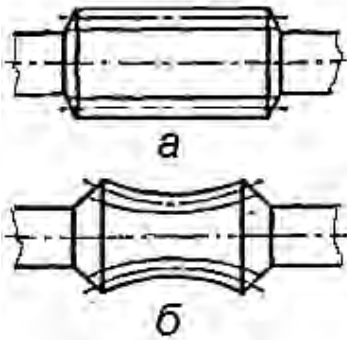


Рис.17.2.

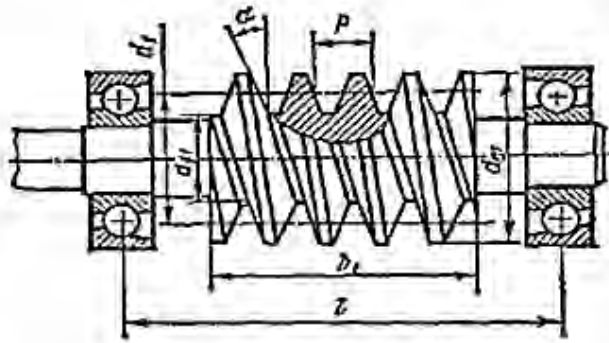


Рис.17.3.

Циліндричні черв'яки бувають таких видів (у дужках подано короткі стандартні терміни):

- конволютний (черв'як *ZN*);
- евольвентний (черв'як *ZI*);
- архімедів (черв'як *ZA*);
- утворений конусом (черв'як *ZK*);
- утворений ротором (черв'як *ZT*).

Теоретичний торцевий профіль витків конволютного черв'яка являє собою конволюту (подовжену або вкорочену евольвенту); в евольвентного черв'яка торцевий профіль витків — евольвента; в архімедового черв'яка — архімедова спіраль.

Головні (бічні) поверхні витків цих трьох видів черв'яків являють собою гелікоїд, тобто поверхню, утворену рухом прямої лінії відносно осі черв'яка.

Головні поверхні витків черв'яків *ZK* і *ZT* являють собою нелінійчасту поверхню. Форма головної поверхні витків цілком залежить від технології виготовлення черв'яків. Далі розглянуто тільки найпоширеніші передачі — з циліндричними архімедовими черв'яками.

Архімедові черв'яки схожі на гвинти з трапецеїдальною нарізкою і мають в осьовому перерізі прямолінійний профіль витків з кутом при вершині, який дорівнює 40° ; осьовий переріз черв'яка ідентичний профілю стандартної зубчастої рейки.

Витки черв'яка нарізують різцем на токарно-гвинторізному верстаті, модульною дисковою фрезою на різьбофрезерному або довбачем на зубофрезерному верстаті. Після нарізування різьби і термообробки робочі поверхні витків звичайно шліфують і полірують.

Оскільки архімедів черв'як у нормальному перерізі витка має криволінійний профіль, то шліфувальний круг для обробки такого черв'яка повинен мати фасонний профіль.

Простіше шліфувати конволютні черв'яки, що мають у нормальному перерізі витків прямолінійний профіль. Зуби черв'ячного колеса нарізують методом обкатування (обгинання) черв'ячною фрезою, яка є ніби копією черв'яка, але такою, що має різальні кромки. Під час нарізування зубів заготовка

колеса і черв'ячна фреза рухаються відносно так само, як під час роботи черв'ячної пари.

Точність виготовлення черв'ячних передач з металевими механічно обробленими колесами, які поєднують з циліндричними черв'яками. Як і для циліндричних зубчастих коліс, стандарт передбачає 12 ступенів точності.

Нижче розглянуто тільки черв'ячні передачі з черв'яком і колесом, початкові і ділильні поверхні яких збігаються.

Черв'як. Черв'як (рис. 17.3) як гвинт характеризується осьовим кроком нарізки $p = \pi m$, а для багатозахідних черв'яків ще й ходом p_z , причому $p_z = p z_1$, z_1 — число заходів черв'яка; m — розрахунковий модуль.

Число витків черв'яка визначається кількістю витків (ниток) нарізки, які йдуть один від одного на відстані кроку і мають свій початок на торцях нарізаної частини черв'яка.

ДСТУ 2983–95 передбачає виготовлення черв'яків з одним, двома і чотирма витками.

Основні параметри поширених черв'яків (рис. 17.3) такі:

- $\alpha = 20^\circ$ — кут профілю в осьовому перерізі;
- m — розрахунковий модуль;
- $h_{a1} = m$ — висоти головки витка;
- $h_{f1} = 1,2 m$ — висота ніжки витка;
- $h_1 = h_{a1} + h_{b1} = 2,2 m$ — висота витка.

Ділильний діаметр черв'яка кратний модулю:

$$d_1 = m q,$$

де q — коефіцієнт діаметра черв'яка.

Величини коефіцієнтів діаметра черв'яка q стандартизовані за ДСТУ 2983–95.

Таблиця 17.1.

1-й ряд	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4

Кут підйому гвинтової лінії черв'яка на ділильному циліндрі:

$$\operatorname{tg} \gamma = p_z / (\pi d_1) = \pi m z_1 / (\pi m q) = z_1 / q.$$

Діаметр вершин витків черв'яка:

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

діаметр западин черв'яка:

$$d_{f1} = d_1 - 2 h_{f1} = q m - 2 \cdot 1,2 m = m(q - 2,4).$$

Довжина b_l нарізаної частини черв'яка:

коли кількість витків $z_1 = l \div 2$,

$$b_1 \geq (11 + 0,060z_2) m, \text{ мм};$$

коли кількість витків $z_1=4$,

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) m, \text{ мм}.$$

Тут z_2 — число зубів черв'ячного колеса.

Через можливі спотворення профілю на кінцях черв'яка при вході і виході шліфувального круга шліфовані черв'яки роблять довшими приблизно на 3 *m*. Шліфування і полірування робочої поверхні витків черв'яка значно підвищує навантажувальну здатність передачі, бо зменшує небезпеку заїдання робочих поверхонь.

Черв'ячне колесо. Переріз черв'яка і черв'ячного колеса площиною, перпендикулярною до осі черв'яка, зображено на рис. 17.4.

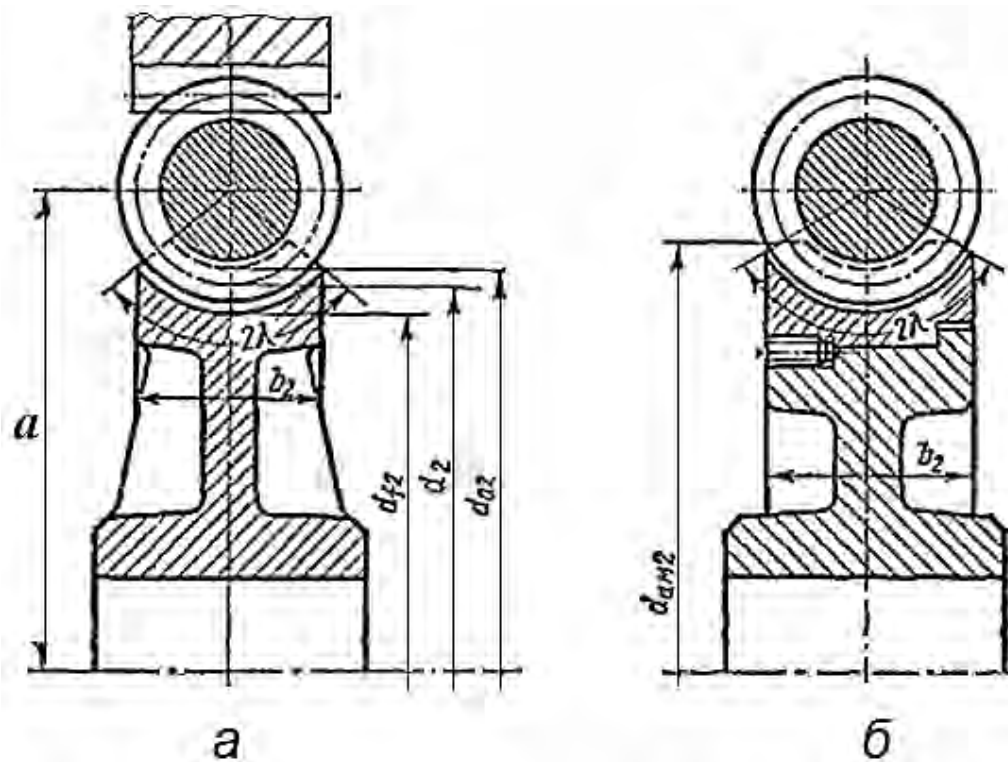


Рис 17.4.

Діаметр дільного кола черв'ячного колеса:

$$d_2 = mz_2.$$

Діаметр вершин зубів черв'ячного колеса в середньому перерізі:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2).$$

Діаметр западин черв'ячного колеса в середньому перерізі:
зовнішній діаметр

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4).$$

черв'ячного колеса (рис. 17.4, б)

$$d_{a2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$$

Ширину вінця черв'ячного колеса визначають залежно від діаметра вершин витків черв'яка (рис. 17.4):

коли $z_1 = 1 \div 2$, то $b_2 \leq 0,750 d_{a1}$,

коли $z_1 = 4$, то $b_2 \leq 0,67 d_{a1}$.

Міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a = (d_1 + d_2)/2 = m(q + z_2)/2.$$

Центральний кут дуги обхвату 2λ беруть у межах $90 \dots 110^\circ$.

На рис. 17.4, а тонкими лініями зображено циліндричне черв'ячне колесо в зачепленні з черв'яком. Таку конструкцію іноді застосовують у приладобудуванні і в несилових передачах (для такого колеса довжина ліній контакту зубів з витками черв'яка менша).

§ 17.3. Кінематика І ККД черв'ячної передачі

Передаточне число. В осьовому перерізі витки черв'яка являють собою рейку. За один оберт черв'як зміщує колесо на величину ходу нарізки Pz . Колова швидкість на початковому (ділільному) колі черв'ячного колеса дорівнює лінійній швидкості v_1 руху витків черв'яка в осьовому напрямі. Тому за кожний оберт черв'яка черв'ячне колесо повертається на число зубів, яке дорівнює числу витків черв'яка, тобто $v_1 = n_1 \pi m z_1$ і $v_2 = n_2 \pi m z_2$.

Коли $v_1 = v_2$, то $n_1 z_1 = n_2 z_2$, або $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$. Тоді передаточне число черв'ячної передачі $u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$, де z_1 — число витків черв'яка; z_2 — число зубів черв'ячного колеса.

Отже, *передаточне число черв'ячної передачі дорівнює відношенню числа зубів черв'ячного колеса до числа витків черв'яка.*

Число витків черв'яка звичайно $z_1 = 1, 2, 4$, а передаточне число u — $8 \div 80$. Малі значення передаточних чисел ($u = 5 \div 7$), як і дуже великі ($u = 100$ і більше), у силових передачах трапляються рідко.

У кінематичних колах металорізальних верстатів і приладів буває $u = 300$ і більше.

Ковзання в зачепленні. Істотна відмінність між черв'ячною і звичайною зубчастою передачами в тому, що колові швидкості у точках контакту зубів черв'яка і колеса ($v_{\text{ч}}$ і $v_{\text{к}}$) не збігаються, вони напрямлені одна до одної під кутом перехрещування (рис. 17.5.).

Тому під час роботи черв'ячної передачі витки черв'яка ковзають по зубах колеса (як у гвинтовій парі).

Швидкість ковзання $v_{\text{ковз}}$ напрямлена по дотичній до витків черв'яка. Величина її визначається через колову швидкість $v_{\text{ч}}$ і кут підйому гвинтової лінії γ :

$$v_{\text{взаг}} = v_{\pm} / \cos \gamma = d_1 \omega_1 / 2 \cos \gamma.$$

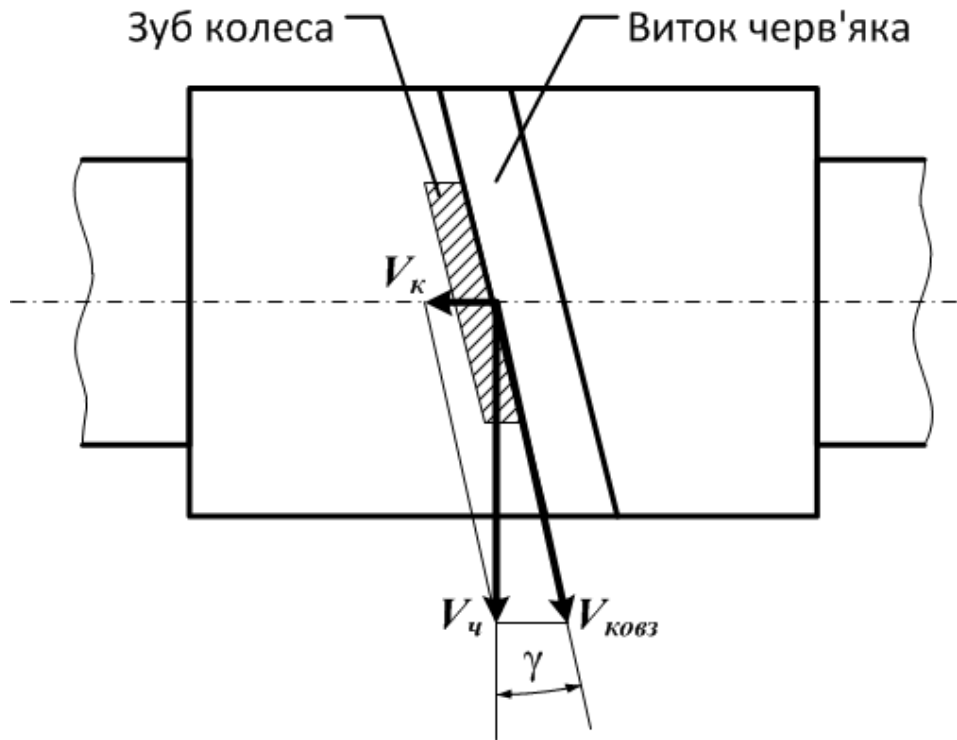


Рис 17.5.

Велика швидкість ковзання і тертя є причиною низького ККД черв'ячних передач, їх підвищеного спрацювання і можливості заїдання.

ККД черв'ячної передачі. Коефіцієнт корисної дії передачі визначається втратами в зачепленні $\eta_{\text{п}}$, в опорах валів черв'яка і колеса $\eta_{\text{п}}$, а також втратами на розбризкування і перемішування масла $\eta_{\text{р}}$:

$$\eta = \eta_{\text{с}} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{д}}$$

З наведених найбільшими є втрати в зачепленні. Визначають їх, як втрати на тертя у гвинтовій парі, за формулою.

$$\eta_3 = \text{tg} \gamma / \text{tg}(\gamma + \varphi')$$

де ν — кут підйому гвинтової лінії;

γ' — зведений кут тертя для матеріалів черв'яка і колеса.

Величина визначається зведеним коефіцієнтом тертя:

$$\varphi' = \text{arctg} f'$$

Зведений коефіцієнт тертя залежить від матеріалів і чистоти робочий поверхонь черв'яка і черв'ячного колеса, відносної швидкості ковзання кута профілю нарізки черв'яка і якості змашування.

Для сталюого черв'яка і бронзового колеса величину зведеного кута тертя φ' залежна від швидкості ковзання можна брати з табл. 17.2.

Таблиця 17.2.

$v_{ковз}, м/с$	φ'	$v_{ковз}, м/с$	φ'	$v_{ковз}, м/с$	φ'
0,01	5°40' – 6°50'	1,50	2°20' – 2°50'	4,0	1°20' – 1°40'
0,10	4°30' – 5°10'	2,0	2°00' – 2°30'	7,0	1°00' – 1°30'
0,50	3°10' – 3°40'	2,5	1°40' – 2°20'	10,0	0°55' – 1°20'
1,0	2°30' – 3°10'	3,0	1°30' – 2°00'	15,0	0°48' – 1°00'

Для попередніх розрахунків, коли розміри передачі ще невідомі, можна брати середні значення ККД:

z_1	1	2	4
η	0,7-0,75	0,75-0,82	0,82-0,92

§ 17.4. Сили, які діють у зачепленні

У черв'ячному зачепленні сила R , з якою витки черв'яка взаємодіють з зубами черв'ячного колеса, відхиляється від нормалі до поверхні витків черв'яка на зведений кут тертя.

У плані (рис. 17.6. б) сила утворює з віссю черв'яка кут γ , а проекція цієї сили на вертикальну площину (рис. 17.6, а) утворює з горизонтальною віссю (рис. 17.6, в) кут зачеплення α , який для передач з архімедовим черв'яком беруть 20°.

Складовими сили трьох взаємно перпендикулярних напрямках, є 3 сили: у площині розміщення колеса діють сили:

Сила F_a — осьова сила для черв'яка (колова сила для черв'ячного колеса):

$$F_a = 2T_2/d_2$$

де $T_2 = T_1 \eta$ — обертаючий момент на валу черв'ячного колеса.

Сила де F_t — колова сила для черв'яка (осьова сила для черв'ячного колеса):

$$F_t = 2T_1/d_1 \text{ або } F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

тут T_1 — обертаючий момент на валу черв'яка.

Радіальна сила:

$$F_r = F_a \operatorname{tg} \alpha,$$

де α — кут профілю витків черв'яка в осьовому перерізі (кут зачеплення).

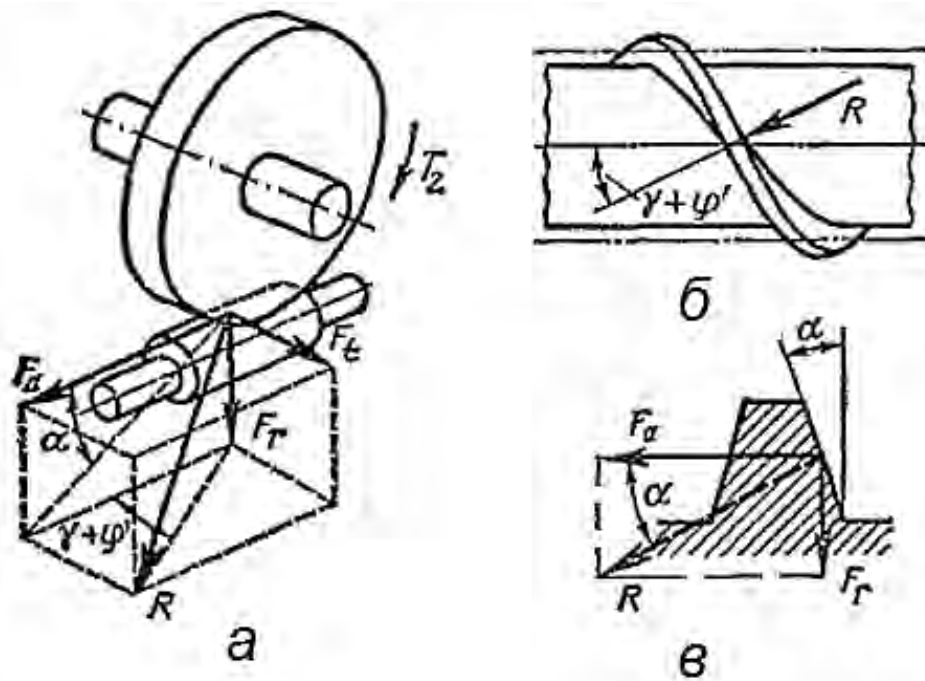


Рис 17.6.

Сила F_a прагне зсунути черв'як вздовж осі, створюючи осьове навантаження на опори і згинає вал черв'яка моментом $F_a d_1/2$ у вертикальній площині. Сила F_t також згинає вал черв'яка у вертикальній площині, а сила F_r згинає його в горизонтальній площині і створює обертаючий момент $F_t d_1/2$.

§ 17.6. Матеріали і вибір допустимих напружень

Матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса беруть такими, щоб втрати на тертя в зачепленні були мінімальними.

Черв'яки звичайно виготовляють з вуглецевих або легованих сталей. Для збільшення роботоздатності передачі черв'яки термічно обробляють — загартовують до твердості $\geq \text{HRC}45$ з наступним шліфуванням і поліруванням витків.

Черв'ячні колеса виготовляють з бронзи та чавуну.

Чавун застосовують для виготовлення коліс або їх вінців при швидкості ковзання $v \leq 1,5$ м/с і малих навантаженнях. Звичайно їх застосовують у відкритих передачах.

В інших випадках для економії дорогої бронзи черв'ячне колесо виготовляють складеним: вінець (бандаж) — бронзовий, а центр колеса — чавунний (див. рис. 17.4, б) або стальний.

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ для вінців черв'ячних коліс з чавуну або безолов'яної бронзи беруть із табл. 17.4, а для коліс з олов'яних бронз (залежно від поєднання матеріалів контактуючих поверхонь і способу

виливання) — з табл. 17.5, в якій наведено значення $[\sigma_H]$, прийняті для базового числа циклів навантаження $N_0=10^7$.

Для визначення $[\sigma_H]'$ з урахуванням конкретних умов роботи вводять коефіцієнт довговічності K_{HL} , який враховує число циклів навантажень:

$$[\sigma_H] = K_{HL} [\sigma_H]'$$

Тут $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N}$, коли $N = 60 nL_h$, де N — дійсне число циклів навантажень; n — частота обертання колеса, xv^{-1} ; L_h — строк служби передачі, год.

Таблиця 17.4.

Матеріал		$[\sigma_H]$ МПа, при швидкості ковзання, м/с						
черв'яка	черв'ячного колеса	0,25	0,5	1	2	3	4	6
Сталь 20; 20Х, цементована (> HRC45)	СЧ 15-32, СЧ 18-36	160	130	115	90	—	—	—
Сталь 45, Ст6	СЧ 15-32, СЧ 18-36	140	110	90	70	—	—	—
Сталь загартована	БрАЖ 9-4	—	250	230	210	180	160	120

Таблиця 17.5.

Матеріал і спосіб виливання	$[\sigma_H]'$ МПа, при твердості поверхні витків черв'яка HRC	
	< 45	≥ 45
БрОФЮ-1, у пісок	130	160
БрОФЮ-1, у кокіль	190	225
БрОНФ, відцентрове	210	250

Допустимі напруження згину для зубів черв'ячного колеса наведено в табл. 17.6 при базовому числі циклів $N_0 = 10^6$.

Якщо $N > 10^6$, то табличні значення $[\sigma_F]$ можна помножити на коефіцієнт довговічності $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N}$. Коли $N \leq 10^6$, то беруть $N = 10^6$; коли $N \geq 25 \cdot 10^7$, беруть $N = 25 \cdot 10^7$.

Для чавунних черв'ячних коліс допустимі напруження вибирають незалежно від числа циклів навантаження.

Таблиця 17.6.

Матеріал і спосіб виливання	[σ _F] при навантаженні, МПа	
	[σ _{0F}] нереверсивному	[σ _{-1F}], реверсивному
БрОФЮ-1, у пісок	40	29
БрОФЮ-1, у кокіль	58	42
БрОНФ, відцентрове	65	46
БрАЖ9-4, у пісок	78	64
СЧ 12-28, у пісок	34	21
СЧ 15-32, у пісок	38	24
СЧ 18-36, у пісок	43	27

Приклад 17.1. Розрахувати закриту нереверсивну черв'ячну передачу для тривалої роботи, якою $N_2 = 9$ кВт, $i = 35$, $\omega_1 = 300$ рад/с. Робота передачі спокійна з невеликими коливаннями навантаження.

Розв'язання. Виберемо матеріал для деталей передачі. Для вінця черв'ячного колеса беремо бронзу БрОФ10-1 (виливання в кокіль); матеріал черв'яка — сталь 20Х, цементована, загартована до твердості HRC55, черв'як шліфований. Центральну частину колеса виготовлено з чавуну СЧ 15—35.

Допустимі контактні напруження для зубів черв'ячного колеса беремо з табл. 17.5 при $K_{HL}=1[\sigma_H]= 225$ МПа. Допустиме напруження згину для зубів черв'ячного колеса при $K_{HL} = 1 [\sigma_{0F}] = 58$ МПа = $58 \cdot 10^6$ Па (з табл. 17.6).

Беремо число витків черв'яка $z_1 = 2$. Кутова швидкість вала колеса $\omega_2 = \omega_1/i = 300/35 = 8,57$ рад/с. Число зубів черв'ячного колеса $z_2 = iz_1 = 35 \cdot 2 = 70$. Визначаємо міжосьову відстань передачі з розрахунку на контактну витривалість:

$$a = (1 + z_2 / q)^3 \sqrt{\left(\frac{17100}{[\sigma_H] z_1 / q} \right)^2 KT_2}$$

Беремо спочатку $q = 16$ з умови $q \approx z_2 / 4 = 17,5$. Оскільки передача швидкохідна, беремо $K = 1,3$. Обертаючий момент на валу черв'ячного колеса

$$KT_2 = KN_2 / \omega_2 = 1,3 \cdot 9 \cdot 10^3 / 8,57 = 1365 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Підставивши ці величини у формулу для a , дістанемо

$$a = (1 + 10/16)^3 \sqrt{\left(\frac{17100}{255 \cdot 10^6 \cdot 70/16} \right)^2 1365} = 0,186 \text{ м} = 186 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль зачеплення:

$$m = \frac{2a}{q + z_2} = 2 \cdot 186 / (10 + 70) = 4,32 \text{ мм}$$

Приймаємо $m = 5$ мм і $q = 16$. Тоді міжосьова відстань

$$a = 0,5m (q + z_2) = 0,5 \cdot 5 (16 + 70) = 215 \text{ мм}.$$

Визначимо основні розміри деталей черв'ячної пари:

а) черв'як (див. рис. 17.3.): дільний діаметр $d_1 = m q = 5 \cdot 16 = 80$ мм, діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} = m (q + 2) = 5 (16 + 2) = 90$ мм, діаметр западин черв'яка $d_{f1} = m (q - 2,4) = 5 (16 - 2,4) = 68$ мм, довжина нарізаної частини $b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) = (11 + 0,06 \cdot 70) 5 = 76$ мм.

Оскільки черв'як шліфований, то остаточно $b_1 = 76 + 25 = 101$ мм. Беремо $b_1 = 100$ мм;

б) черв'ячне колесо (див. рис. 17.4.): дільний діаметр $d_2 = m z_2 = 5 \cdot 70 = 350$ мм, діаметр вершин зубів $d_{a2} = m (z_2 + 2) = 5 (70 + 2) = 360$ мм, діаметр западин $d_{f2} = m (z_2 - 2,4) = 5 (70 - 2,4) = 338$ мм, зовнішній діаметр колеса $d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z+2} = 360 + 1,5 \cdot 5 = 367,5$ мм; беремо $d_{am2} = 370$ мм, ширина вінця колеса (при $z_1 = 2$)

$$b \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 90 = 67,5 \text{ мм.}$$

Кут підйому витків черв'яка γ дорівнює

$$\arctg \gamma = \arctg (z_1/q) = \arctg (2/16) = 7^\circ 07'.$$

Швидкість ковзання в зачепленні

$$v_{\text{ковз}} = \frac{d_1 \omega_1}{2 \cos \gamma} = \frac{0,08 \cdot 300}{2 \cos 7^\circ 07'} = 12,1 \text{ м/с}$$

При такій швидкості зведений кут тертя $\phi' = 1^\circ 20'$ (див. табл. 17.2.). Втрати на тертя в зачепленні

$$\eta_3 = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \phi')} = \frac{\text{tg} 7^\circ 07'}{\text{tg}(7^\circ 07' + 1^\circ 20')} = 0,841.$$

Вважаємо, що втрати в опорах валів (підшипниках) $\eta_{\text{п}} = 0,995$, втрати на перемішування і розбризкування масла $\eta_{\text{р}} = 0,98$. Тоді ККД передачі $\eta = 0,841 \cdot 0,995 \cdot 0,98 = 0,820$.

Перевіримо передачу на контактну витривалість:

$$\sigma_H = \frac{171000}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{1 + z_2/q}{a}\right) K T_2} \leq [\sigma_H].$$

Підставивши величини, дістанемо

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{171000}{70/16} \sqrt{\left(\frac{1 + 70/16}{215 \cdot 10^{-3}}\right)^3 1365} = \\ &= 180,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 180,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 225 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Контактну витривалість забезпечено.

Перевіряємо міцність зубів за напругами згину:

$$\sigma_F = 1,54 K T_2 / (Y_{2F} m^3 q z_2) \leq [\sigma_{0F}].$$

Визначаємо еквівалентне число зубів:

$$Z_{2v} = z_2 / \cos^3 \gamma = 70 / (\cos 7^\circ 07')^3 = 72,$$

в табл. 17.3 інтерполяванням знаходимо коефіцієнт форми зуба $Y_{2F} = 0,69$. Підставивши знайдені значення в розрахункову формулу, дістанемо

$$\sigma_F = \frac{1,54 \cdot 1365}{0,69 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 16 \cdot 70} = 21,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 21,8 \text{ МПа} < [\sigma_{0F}] = 58 \text{ МПа}$$

Перевіряємо черв'як на міцність в небезпечному перерізі $I - I$ (див. рис. 17.7.). Осьова сила черв'яка

$$F_a = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 1050/0,350 = 6000 \text{ Н,}$$

де $T_2 = N_2/\omega_2 = 9 \cdot 10^3/8,57 = 1050 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Колова сила черв'яка $F_t = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 36/0,08 = 900 \text{ Н}$, де $T_1 = T_2/(\mu\eta) = 1050/(35 \cdot 0,841) = 36 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Радіальна сила черв'яка – $F_r = F_a \operatorname{tg} \alpha = 6000 \operatorname{tg} 20^\circ = 2180 \text{ Н}$.

Результуючий згинаючий момент у небезпечному перерізі черв'яка

$$M_{3\Gamma} = \sqrt{(F_r l/4 + F_{a0} d_1/4)^2 + (F_t l/4)^2} = \\ = \sqrt{(2180 \cdot 35/4 + 6000 \cdot 0,08/4)^2 + (900 \cdot 0,35/4)^2} = 320,57 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Відстань між опорами вала черв'яка $l = d_2 = 0,35 \text{ м}$. Напруження згину

$$\sigma_F = \frac{M_{3\Gamma}}{0,1 d_{f1}^3} = 320,57 / (0,1 \cdot 68^3 \cdot 10^{-9}) = 10,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 10,2 \text{ МПа.}$$

Напруження стиску

$$\sigma_{ск} = 4F_a / (\pi d_{f1}^2) = 4 \cdot 6000 / (3,14 \cdot 68^2 \cdot 10^{-6}) = 2,42 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,42 \text{ Мпа.}$$

Напруження кручення

$$\tau_K = T_1 / (0,2 d_{f1}^3) = 36 / (0,2 \cdot 68^3 \cdot 10^{-9}) = 0,57 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,57 \text{ Мпа.}$$

Еквівалентні напруження

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_F + \sigma_{ск})^2 + 3\tau_K^2} = \sqrt{(10,2 + 2,42)^2 + 3 \cdot 0,57^2} = \\ = 12,64 \text{ МПа} < [\sigma_{0F}] = 58 \text{ МПа.}$$

Міцність черв'яка забезпечено.

Зробимо тепловий розрахунок редуктора.

Кількість теплоти, що виділяється в черв'ячній передачі під час роботи,

$$Q_1 = N (1 - \eta) = 9000 (1 - 0,82) = 1620 \text{ Вт.}$$

Визначимо поверхню охолодження корпуси редуктора

$$F = 2H (B + T) + TB,$$

де висота корпусу $H = 2a + 0,4 d_{ам2} = 2 \cdot 0,215 + 0,4 \cdot 0,37 = 0,578 \text{ м}$, довжина корпусу $B = 1,3 d_{ам2} = 1,3 \cdot 0,37 = 0,481 \text{ м}$, ширина корпусу $T = 2d_{ал} = 2 \cdot 0,09 = 0,18 \text{ м}$.

Підставляючи знайдені значення, знаходимо

$$F = 2 \cdot 0,578 (0,481 + 0,180) + 0,180 \cdot 0,481 = 0,851 \text{ м}^2.$$

Кількість теплоти, яка передається через стінки редуктора навколишньому середовищу,

$$Q_2 = K_T F (t_M - t_0),$$

де $K_T = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ — коефіцієнт теплопередачі; $t_M = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ — максимальна температура масла; $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура навколишнього повітря.

Підставивши величини, дістанемо

$$Q_2 = 17 \cdot 0,851 (70 - 20) = 723 \text{ Вт} < 1620 \text{ Вт} = Q_1.$$

Оскільки $Q_2 < Q_1$, то стінки редуктора треба брати ребристими і на валу черв'яка встановити вентилятор для обдування корпусу редуктора.

Розділ 18. РЕДУКТОРИ

§ 18.1. Загальні відомості

Редуктором називають закриту зубчасту або черв'ячну передачу, призначену для зниження кутової швидкості веденого вала порівняно з ведучим (рис. 18.1, а, б). Зменшення кутової швидкості супроводжується збільшенням обертаючого моменту на веденому валу. Пристрої, які підвищують кутову швидкість, називають прискорювачами або мультиплікаторами.

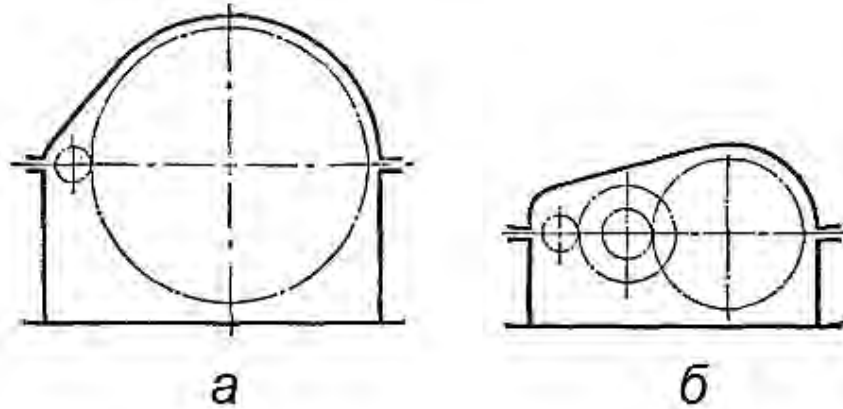


Рис. 18.1.

На схемах редукторів позначатимемо: вхідний — швидкохідний вал, до якого приєднуватиметься вал двигуна, цифрою 1, а вихідний — тихохідний вал — цифрою 2. (рис. 18.2, а, б, в)

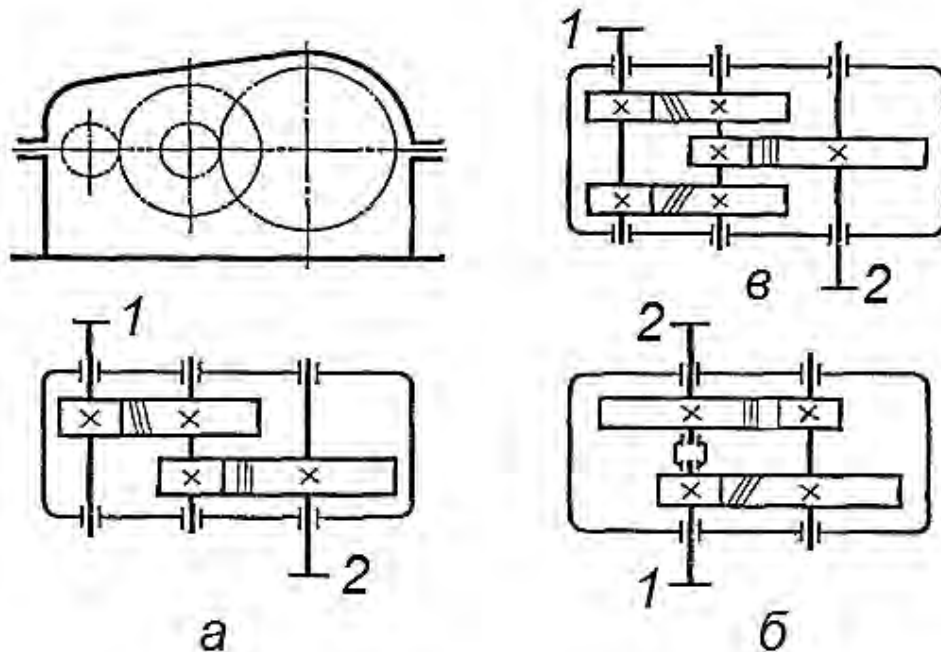


Рис. 18.2.

Редуктори бувають одно- і багатоступінчасті. Передаточне число редуктора з одним ступенем у вигляді циліндричної пари коліс звичайно не перевищує $u_{\max} = 8$. Для конічних косозубих передач $u_{\max} = 5 \div 6$.

Двоступінчасті редуктори мають великі передаточні числа, але не більші за $u = 18$.

Для u від 31,5 до 400 виготовляють триступінчасті редуктори. Редуктори, які мають більш як три ступені, трапляються рідко. Для великих передаточних чисел застосовують також редуктори: черв'ячні, циліндрично-черв'ячні або черв'ячно-циліндричні, двоступінчасті черв'ячні і планетарні передачі.

Редуктори проектують або спеціально для певної машини, або використовують серійні, призначені для встановлення на різних машинах. Серійні редуктори добирають за каталогами заводів-виготовлювачів відповідно до передаваного моменту і передаточного числа.

Перевагу слід надавати редукторам з меншим числом ступенів. Проте одноступінчасті редуктори мають більші розміри порівняно з багатоступінчастими, що видно з порівняння схем двох редукторів з передаточним числом $u = 8$ однакового передаваного моменту (рис. 18.1, а, б).

В одноступінчастих редукторах з циліндричними колесами звичайно вали розміщені горизонтально. Колеса можуть бути з прямими, косими або шевронними зубами. Корпуси редукторів найчастіше виготовляють литими чавунними, рідше — зварними сталевими. Вали зубчастих передач редукторів монтуєть на підшипниках кочення або ковзання. Останні застосовують у редукторах важкого машинобудування.

Двоступінчасті редуктори виготовляють за розгорнутою схемою (рис. 18.2, а, в) або за схемою, яку зображено на рис. 18.2, б. Тут осі вхідного і вихідного валів збігаються, утворюючи одну лінію. Тому такі редуктори називають співвісними.

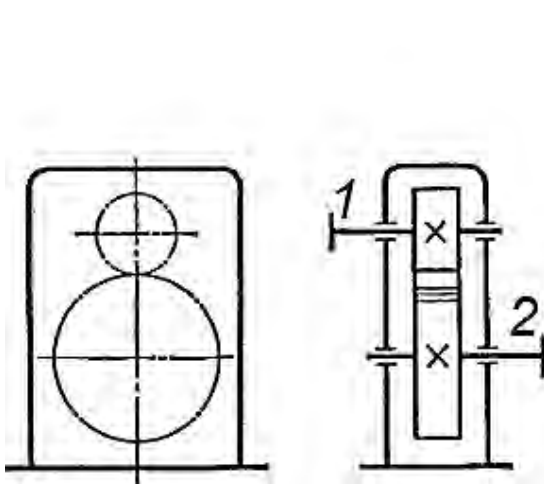


Рис. 18.3.

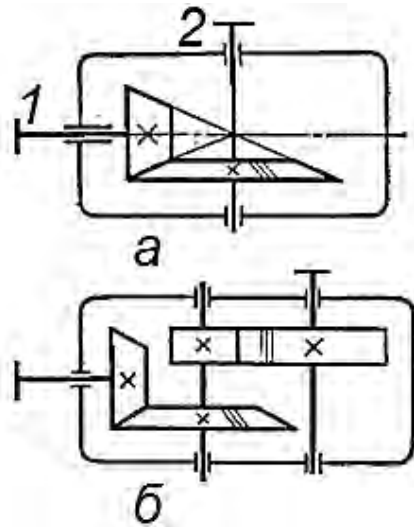


Рис. 18.4.

Їх перевага — менша довжина порівняно з редукторами, виготовленими за першою схемою.

Несиметричне розміщення зубчастих коліс відносно опор (рис. 18.2, а) призводить до нерівномірного розподілу передаваної сили по довжині зуба. У схемі з роздвоєним ступенем (рис. 18.2, в) більш навантажене тихохідне колесо розміщене відносно опор симетрично. Для рівномірного розподілу навантаження між колесами тихохідного ступеня, які працюють паралельно, гвинтові лінії зубів коліс, установлених на одному валу, роблять протилежного напрямку. Конструкція опор у цьому разі повинні забезпечувати деяке осьове зміщення одного з двох валів. Редуктори випускають з горизонтальним (див. рис. 18.1), вертикальним (рис. 18.3) або з похилим розміщенням площини осей валів.

Якщо треба передавати обертаючий момент між валами з взаємно перпендикулярним розміщенням осей, застосовують одно- або двоступінчасті конічні редуктори (рис. 18.4, а). Передаточні числа таких редукторів з прямозубими конічними колесами не перевищують $u=4$, а для косих і криволінійних зубів — не більше $u = 5$ (рідко $u = 6$). При великих передаточних числах застосовують конічно-циліндричні редуктори (рис. 18.4, б).

Черв'ячні редуктори можуть бути з верхнім, бічним, вертикальним (рис. 18.5, а, б, в) або нижнім (див. рис. 18.8, 18.9, а, б) розміщенням черв'яка. Нижнє розміщення застосовують при колових швидкостях черв'яка до 4-5 м/с.

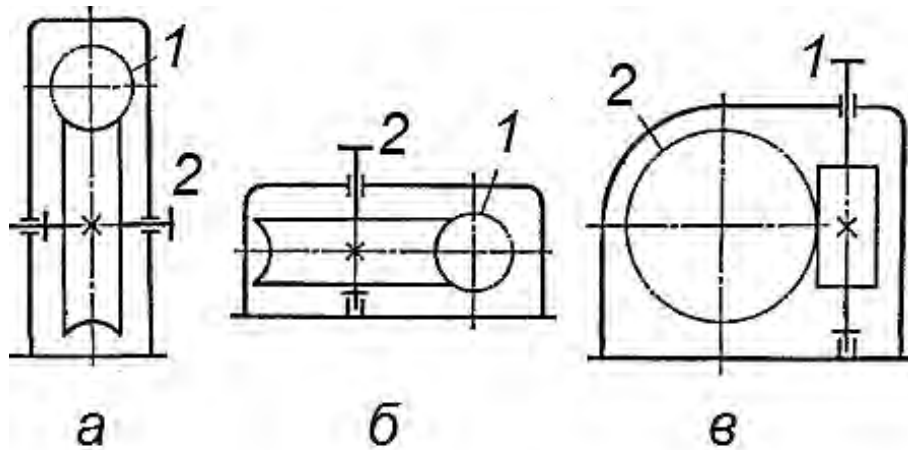


Рис. 18.5.

§ 18.2. Конструкція редукторів

Конструкція редуктора (схема розміщення коліс і валів, загальне передаточне число тощо) визначається в кожному окремому випадку його призначенням. На рис. 18.6 зображено конструкцію двоступінчастого редуктора.

Корпус редуктора литий чавунний, складається з основи 3 і кришки 2, скріплених між собою болтами. На кришці є оглядовий люк 1, який розміщують

звичайно проти зони зачеплення коліс. Вали 4, 5 і 6 розміщені горизонтально і спираються на підшипники кочення.

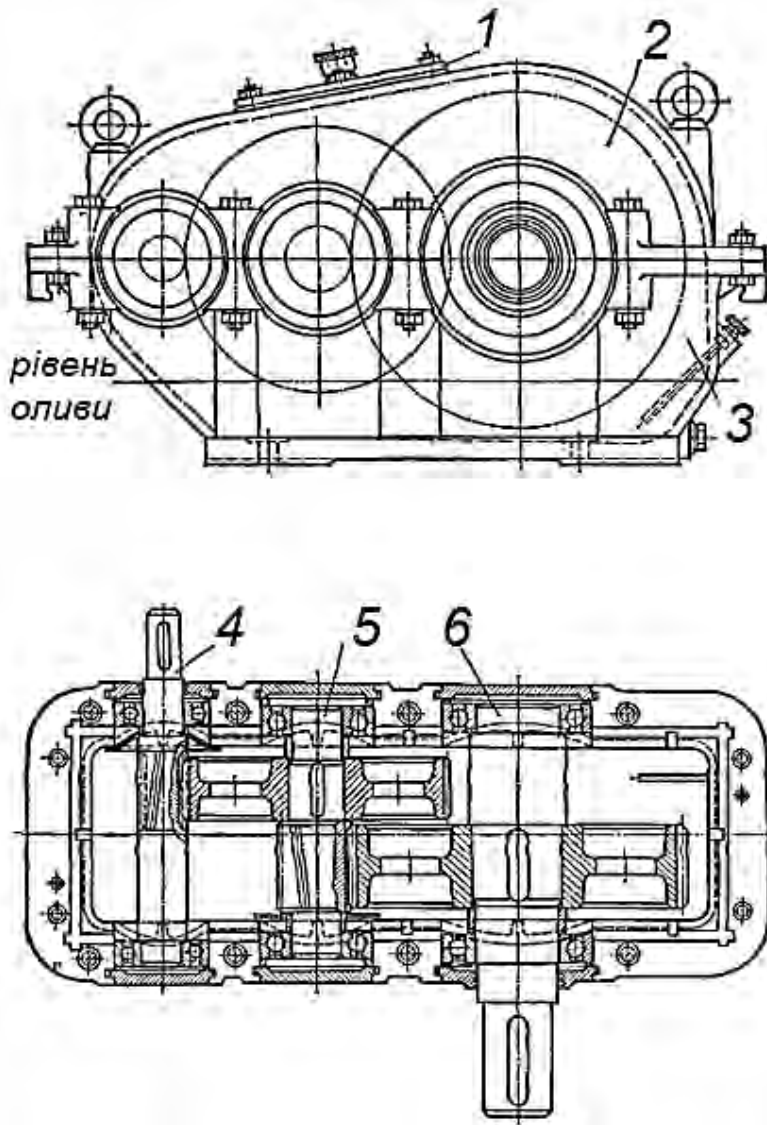


Рис.18.6.

Масло для змащування зачеплення і підшипників заливають у корпус редуктора з таким розрахунком, щоб зуби і частина вінця колеса занурювались у нього. Під час швидкого обертання коліс масло розбризкується і потрапляє в зачеплення. Стікаючи по стінках і спеціальних каналах у площині рознімання корпуса, масло проникає і в підшипники валів.

Змащування розбризкуванням ефективно, коли колова швидкість зубчастих коліс не менша як 2,5 м/с. При менших швидкостях одне з коліс кожної пари повинно занурюватись у масло. Але якщо колові швидкості перевищують 12 м/с, то змащування зануренням недопустиме, оскільки через бурхливе перемішування масла з дна масляної ванни піднімаються брудні осадки, які,

потрапляючи на третю поверхню, прискорюють спрацювання зубчастих коліс і підшипників.

Щоб запобігти витіканню масла через зазори між валами і кришками редуктора, крізь які проходять вали, застосовують ущільнення. Рівень масла контролюють за допомогою маслопоказчиків різної конструкції.

Конструкцію конічного зубчастого редуктора показано на рис. 18.7. Його серійно випускають машинобудівні заводи. Корпус редуктора литий чавунний.

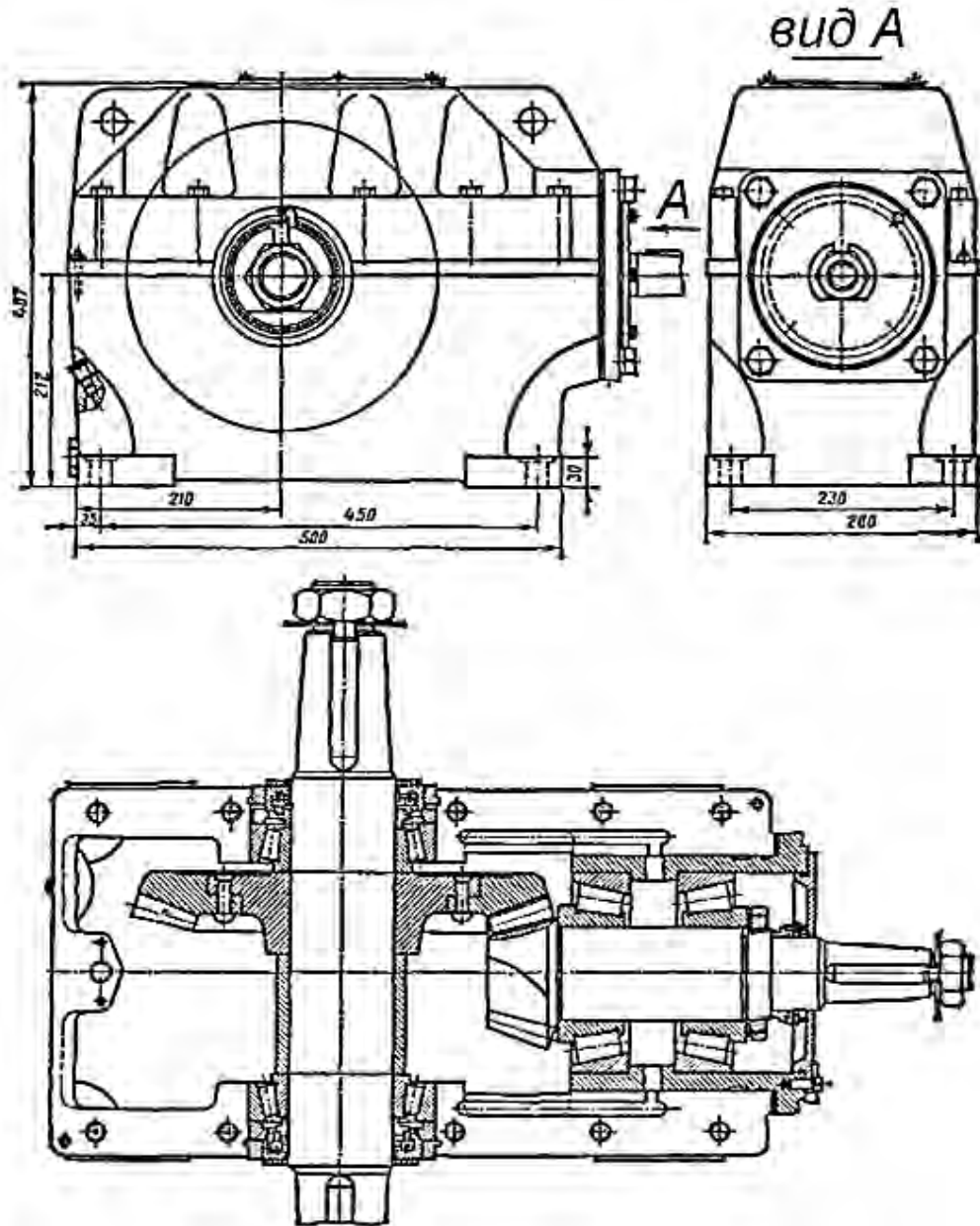


Рис. 18.7.

Конічне колесо, для економії дорогої легованої сталі, складане. Центр колеса виготовлено з порівняно дешевої сталі 45. Конічні підшипники вала шестірні регулюють гайкою, а вал колеса — гвинтами.

Осьове положення конічної шестірні регулюють під час складання набором прокладок, а осьове положення колеса тими самими гвинтами, якими регулюють і підшипники кочення.

Щоб запобігти витіканню з редуктора рідкого масла, застосовують торцеві ущільнення.

Конструкцію черв'ячного редуктора показано на рис. 18.8.

Черв'як редуктора розміщений внизу. Корпус редуктора, як і двох попередніх, литий чавунний, для кращого відведення тепла має ребра, які обдуваються повітрям з вентилятора, насадженого на правий кінець вала черв'яка.

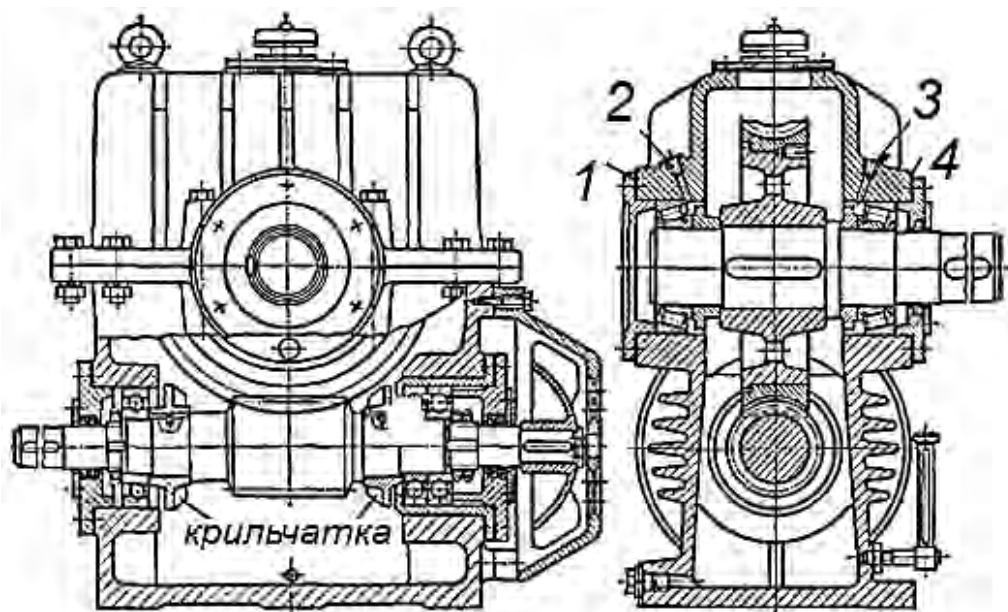


Рис. 18.8.

Щоб зменшити втрати на тертя, швидкохідний черв'як розміщують на шарикових підшипниках, а тихохідний вал колеса — на конічних роликкових.

Підшипники вала колеса, а також осьове положення колеса під час складання регулюють добором прокладок 1 і 4.

Конічні роликкові підшипники вала колеса змащують пластичним мастилом, яке подають через маслянки (на рисунку не показані), вгвинчені в різьбові отвори 2, 3.

Вибираючи стандартний редуктор, враховують загальне передаточне число, найбільший номінальний момент на вихідному валу, ККД редуктора та умови експлуатації.

Розділ 19. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

§ 19.1. Загальні відомості

Пасова передача складається з двох шківів, закріплених на валах, і нескінченного паса, натягнутого на шківів (рис. 19.1, а). До переваг пасових передач належать: можливість передавання потужності на великі відстані (до 15 м і більше), плавність та безшумність роботи, простота конструкції й експлуатації, здатність без аварій витримувати значні перевантаження.

Ці переваги і визначають галузь застосування пасових передач.

Пасові передачі використовують майже в усіх галузях машинобудування; вони є одним з найстаріших видів механічних передач. Потужність сучасних пасових передач звичайно не перевищує 50 кВт, але бувають передачі і більшої потужності. Водночас пасові передачі мають ряд недоліків: порівняно великий габарит, мала довговічність пасів, несталість передаточного числа внаслідок ковзання паса, підвищені (порівняно із зубчастими передачами) навантаження на вали та їх опори від натягу пасів.

Залежно від форми поперечного перерізу паса (рис. 19.1) розрізняють передачі: *плоскопасові (б), клинопасові (в), круглопасові (г) і зубчато-пасові (д).*

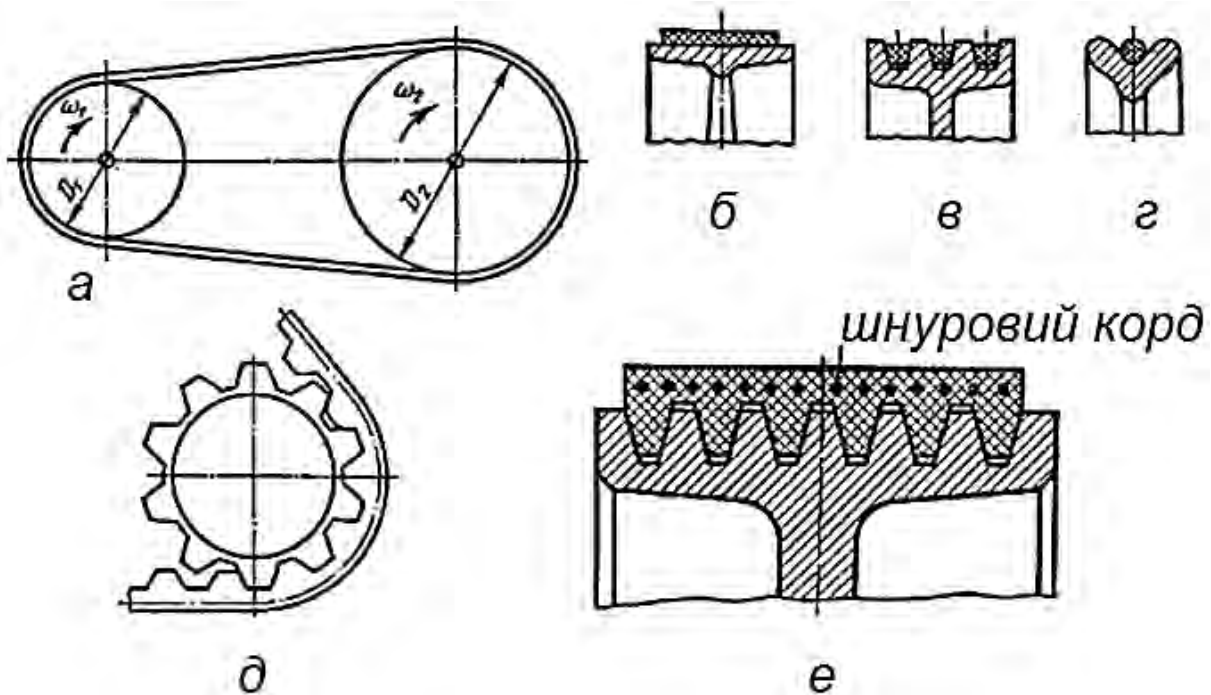


Рис. 19.1.

Поширеніші передачі з плоскими і клиновими пасами. Передачі з круглими пасами застосовують для малих потужностей (у побутовій техніці і приладах). Замість передач з кількома клиновими пасами тепер застосовують передачі монолітними поліклиновими пасами (рис. 19.1, е), які забезпечують

велику сталість передаточного числа (порівняно з моноклиновими), менші вібрації, передаточні числа до $u = 15$, швидкості до 50 м/с і допускають менші діаметри шківів.

Передача із зубчастим пасом забезпечує сталість передаточного числа ($u \leq 12$), працює безшумно, без проковзування, може працювати в маслі.

Принцип роботи такої передачі виключає початковий натяг паса, що зменшує навантаження на опори і вали, підвищує ККД.

Зубчасті паси виготовляють з гуми або пластмаси, армованої нескінченними сталевими тросиками, вони можуть працювати з швидкістю до 80 м/с, передаючи потужність до 200 к Вт.

Кінематика пасових передач. Колові швидкості на шківів (рис. 19.2) визначають за формулами

$$v_1 = \omega_1 D_1/2 \text{ і } v_2 = \omega_2 D_2/2,$$

де v_1 і v_2 — колові швидкості ведучого і веденого шківів; ω_1 і ω_2 — кутові швидкості ведучого і веденого шківів; D_1 і D_2 — діаметри цих шківів.

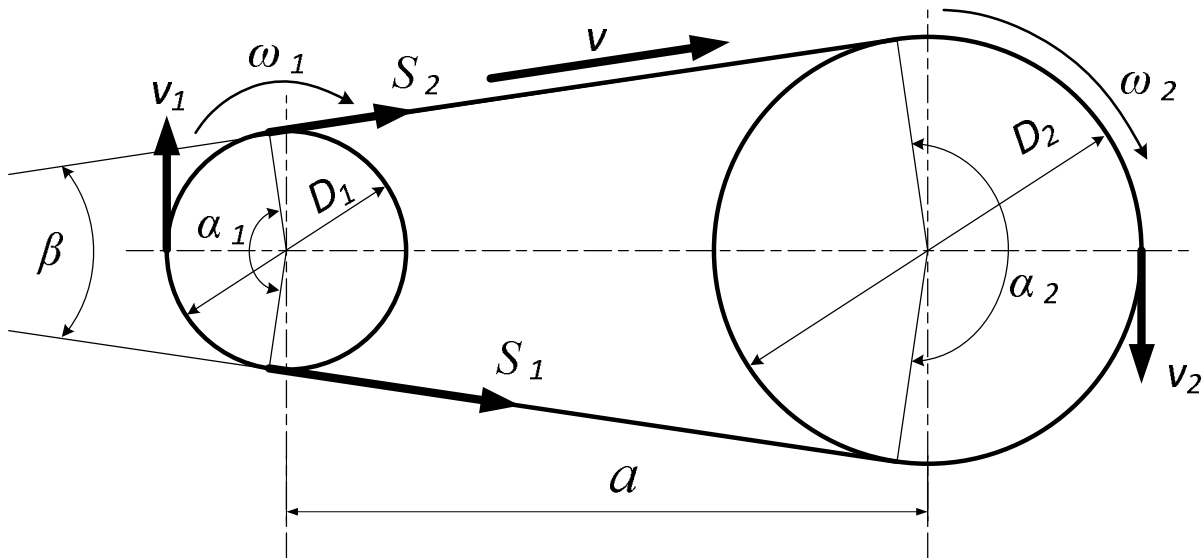


Рис. 19.2

Під час переміщення паса разом з ободом ведучого шківів на дузі обхвату кожний елемент паса переходить із зони більшого в зону меншого натягу, внаслідок чого елементи паса вкорочуються і пас трохи відстає від шківів. На веденому шківів, навпаки, шківів відстає від паса. В результаті колова швидкість веденого шківів буде менша за колову швидкість ведучого шківів. Це явище називають пружним ковзанням (пружне ковзання не треба плутати з буксуванням — ковзанням паса відносно шківів по всій дузі обхвату α). Пружне ковзання паса характеризують коефіцієнтом ковзання, який показує відносну втрату швидкості на шківів:

$$\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1.$$

У нормальному режимі роботи звичайно $\varepsilon = 0,01 \div 0,03$. Дійсне передаточне число пасової передачі

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = D_2/[D_1 (1 - \varepsilon)]. \quad (19.1)$$

Геометрія передачі. Під час проектування відкритих пасових передач визначають діаметри шківів D_1 і D_2 , міжосьову відстань a , розрахункову довжину паса L , кут обхвату α на малому шквіві. Діаметр малого шківів плоскопасової передачі визначають за формулою Саверіна

$$D_{\min} = (0,052 \div 0,061) \sqrt[3]{N/\omega},$$

де N — у Вт; ω — у рад/с; D — у м.

Діаметр малого шківів клинопасової передачі беруть з табл. 19.4 залежно від вибраного перерізу паса.

Діаметр більшого шківів D_2 як для плоскопасової, так і для клинопасової передачі визначають з формули (19.1). Остаточні діаметри шківів треба узгодити зі ДСТУ.

Міжосьова відстань плоскопасової передачі:

$$a \geq 2 (D_1 + D_2),$$

клинопасової

$$a \geq 0,55 (D_1 + D_2) + h,$$

де h — висота перерізу паса. Розрахункову довжину пасів L визначають як суму довжин прямолінійних ділянок і дуг обхвату шківів:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4a}.$$

Для нескінченних пасів L узгоджують з ДСТУ. Якщо довжину паса L встановлено остаточно, то міжосьову відстань уточнюють за формулою

$$a = 0,25 \left[(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 + 8y} \right]$$

де $W = \pi (D_2 + D_1)/2$; $y = [(D_2 - D_1)/2]^2$.

Кут обхвату на малому шквіві

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{a} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{a} \cdot 60^\circ$$

Кут β між вітками паса

$$\beta = 180^\circ - \alpha_{11}$$

Конструюючи пасові передачі, треба враховувати, що кут обхвату α на малому шквіві зменшується із збільшенням передаточного числа і зменшенням міжосьової відстані. Через провисання паса в горизонтальних похилих передачах збільшується кут обхвату на обох шківів, якщо верхня вішка — ведена, бо вона натягнута слабкіше.

Сили і напруження в пасах. Колову силу F_t на шквіві (корисне навантаження) визначають за формулою

$$F_t = 2T/D,$$

де T — обертаючий момент на шквіві; D — діаметр шківів.

Початковий натяг паса. У пасових передачах корисне навантаження передається силами тертя між пасом і шківів, які створюються попереднім натягом паса. У стані спокою і під час холостого ходу натяги в обох вітках паса однакові і дорівнюють початковому натягу S_0 . Напруження в пасі від початкового натягу (початкове напруження)

$$\sigma_0 = S_0/A,$$

де A — площа поперечного перерізу паса.

Для плоских пасів $\sigma_0 = 1,8$ МПа; при наявності автоматичних натяжних пристроїв $\sigma_0 = 2,0$ МПа; для клинових пасів $\sigma_0 = 1,2 \div 1,5$ МПа.

Натяг від робочого навантаження. Якщо передача навантажена, тобто до веденого вала прикладений обертаючий момент сил опору T_2 , а до ведучого — момент рушійних сил T_1 то натяг ведучої вітки паса зростає до S_1 а веденої — зменшується до S_2 (рис. 19.2). Різниця цих натягів чисельно дорівнює передаваній коловій силі P :

$$F_t = S_1 - S_2.$$

Натяг віток паса під час роботи передачі $S_1 + S_2 = 2S_0$. З цих рівнянь випливає, що

$$S_1 = S_0 + (F_t/2) \text{ і } S_2 = S_0 - (F_t/2).$$

Наведені формули показують перерозподіл початкового натягу паса в його вітках залежно від величини передаваної сили P .

Відношення колової сили до площі поперечного перерізу паса

$$k = F_t/A$$

називають корисною напругою. Напруги від натягу у ведучій і веденій вітках під час робочого ходу відповідно дорівнюють:

$$\sigma_1 = S_1/A = \sigma_0 + (k/2) \text{ і } \sigma_2 = S_2/A = \sigma_0 - (k/2).$$

Натяг від відцентрових сил. Під час руху паса з швидкістю v у всіх точках його криволінійної траєкторії (на шківках) діють відцентрові сили інерції S_v :

$$S_v = \rho A v^2,$$

де ρ — густина матеріалу паса; A — площа поперечного перерізу; v — колова швидкість на ободі шківка.

Сила S_v відкидаючи пас від шківка, зменшує корисну дію попереднього натягу і тим знижує навантажувальну здатність передачі. Напруження в пасі від відцентрових сил

$$\sigma_v = S_v/A = \rho v^2.$$

Напруження згину. У тій частині паса, яка огинає шків (рис. 19.3), виникають напруги згину. Найбільше напруження згину (наближено вважаємо, що закон Гука справедливий для матеріалу паса).

$$\sigma_F = E_\varepsilon = E y_{\max} / p = \frac{E\delta/2}{d/2 + \delta/2}.$$

Товщина паса δ мала порівняно з діаметром D шківка, тому можна вважати, що

$$\sigma_F = E\delta/D,$$

де E — модуль пружності матеріалу паса;

для шкіряних пасів — $E = 100 \div 200$ МПа,

для прогумованих і текстильних — $E = 200 \div 350$ МПа.

Як видно з формули, напруження згину залежать від діаметра шківка; вони будуть найбільшими на меншому шківі. Найбільші напруження в пасі

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{F1}.$$

З діаграми розподілу сумарних напружень (рис. 19.4) випливає, що найбільших напружень пас зазнає в місці набігання на ведучий (малий) шків, тобто в точці А.

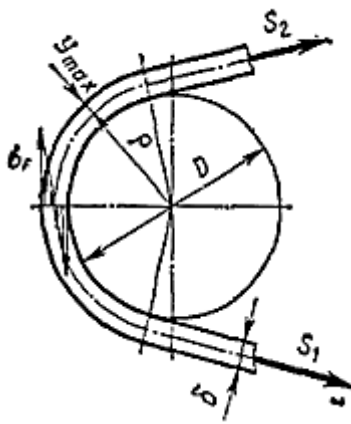


Рис. 19.3.

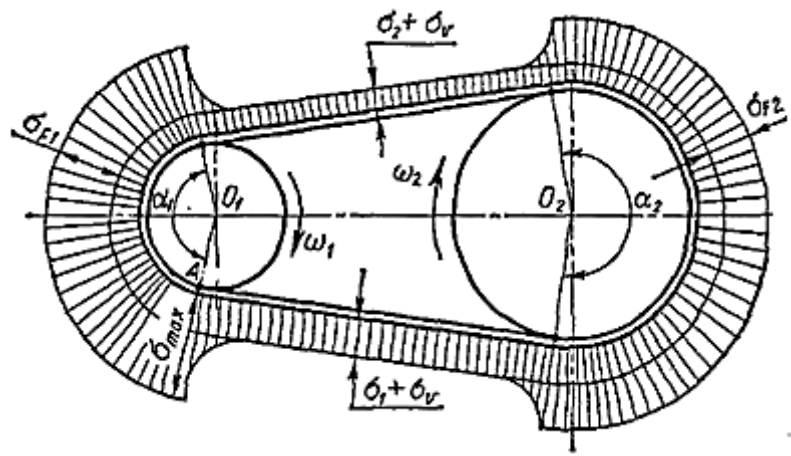


Рис.19.4.

Розрахунок паса. На практиці користуються розрахунком пасових передач не на міцність за максимальними напруженнями, а за так званою тяговою здатністю, під якою розуміють здатність передавати задане навантаження без буксування, тобто без часткового або повного проковзування паса по шківу. Цей розрахунок забезпечує достатню довговічність пасів і високий ККД передачі.

Тягова здатність передачі характеризується експериментальними кривими ковзання (рис. 19.5).

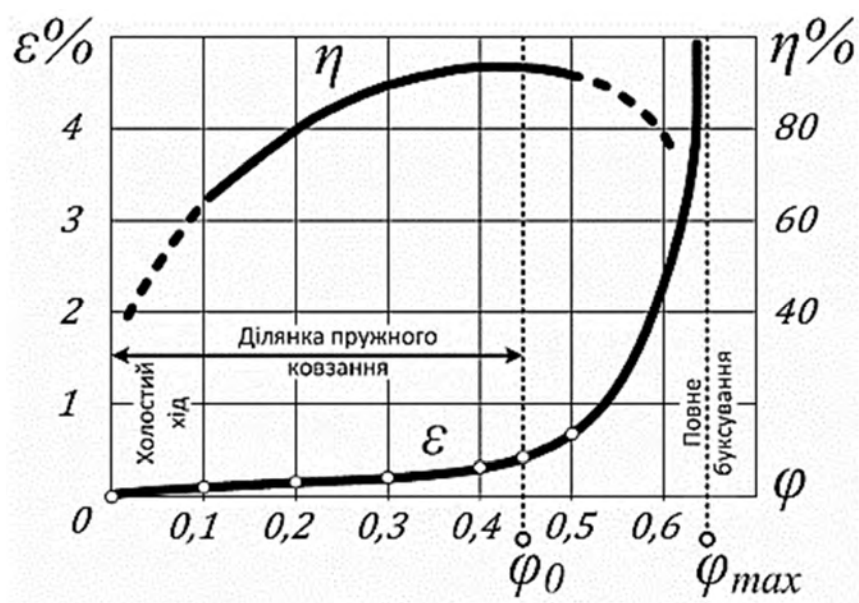


Рис. 19.5.

Ці криві ілюструють залежність відносного ковзання ϵ і ККД η від ступеня забрудненості передачі. По осі абсцис відкладають коефіцієнт тяги ϕ , що показує, яка частина початкового натягу паса корисно витрачається для передавання колової сили

$$\phi = (S_1 - S_2) / (S_1 + S_2) = F_t / (2S_0).$$

Звідси колова сила

$$F_t = 2S_0 \phi. \quad (19.2.)$$

Доцільність визначення навантаження передачі через безрозмірний коефіцієнт ϕ пояснюється тим, що ковзання і ККД пов'язані саме із ступенем забрудненості передачі, а не з абсолютною величиною навантаження.

На початковій ділянці кривої від 0 до ϕ_0 (рис. 19.5) пас пружно ковзає. Оскільки пружні деформації паса наближено підпорядковані закону Гука, то ця ділянка близька до прямої. Наступне збільшення навантаження веде до часткового проковзування, що спричинює зростання відносного ковзання ϵ і збільшення ϕ до ϕ_{max} , при якому настає буксування паса (ковзання по всій дузі обхвату).

Точка, яка відповідає ϕ_0 , характеризує границю раціонального використання паса. Ділянка кривої від ϕ_0 до ϕ_{max} визначає здатність паса витримувати перевантаження. Поділивши обидві частини рівності (19.2) на площу поперечного перерізу паса F , дістанемо так звану корисну напругу:

$$k_0 = P / F = 2\phi_0 S_0 / F = 2\phi_0 \sigma_0,$$

де σ_0 — початкове напруження. Зведене корисне напруження k_0 відповідає таким умовам роботи передачі: 1) кут обхвату ведучого шківів — 180° , 2) швидкість паса v — 10 м/с, 3) передача відкрита горизонтальна, 4) навантаження рівномірне, спокійне.

Зведену корисну напругу покладено в основу розрахунку плоскопасових і клинопасових передач; значення подані у відповідних довідкових таблицях.

Оскільки методу розрахунку паса на довговічність, який враховував би всі фактори, що впливають на неї, немає, то під час розрахунків обмежуються перевіркою числа пробігів паса за одиницю часу, який визначають за формулою

$$i = v/L \leq [i],$$

де L — довжина паса; v — швидкість паса; $[i]$ — допустиме число пробігів паса, s^{-1} ; $[i] \leq 5$ для плоских і $[i] \leq 10$ для клинових пасів.

Навантаження на вали і паси.

Сили натягу віток паса навантажують вали і підшипники (рис. 19.6). Рівнодіюча натягів

$$R =$$

$$\sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1 S_2 \cos(180 - \alpha_1)} \approx 2S_0 \sin(\alpha_1/2),$$

де α_1 — кут обхвату на малому шківі. Звичайно рівнодіюча R у 2-3 рази більша за колову силу F_t , що є відчутним недоліком пасових передач.

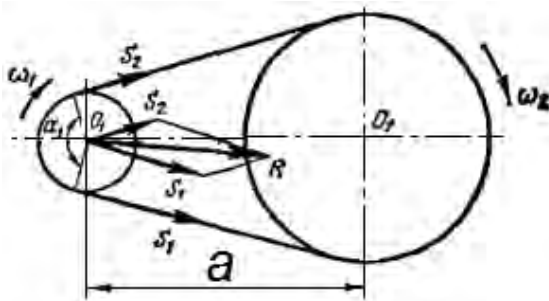


Рис.19.6.

§ 19.2. Плоскопасові передачі

Плоскопасовим передачам віддають перевагу перед клинопасовими при високих частотах обертання, великих міжосьових відстаннях і якщо треба здешевити передачу. Передавана потужність — у діапазоні 0,3...50 кВт, хоч бувають і потужніші передачі.

Різновидності плоскопасових передач. На практиці застосовують передачі плоским пасом, виготовлені за різними схемами (рис. 19.7):

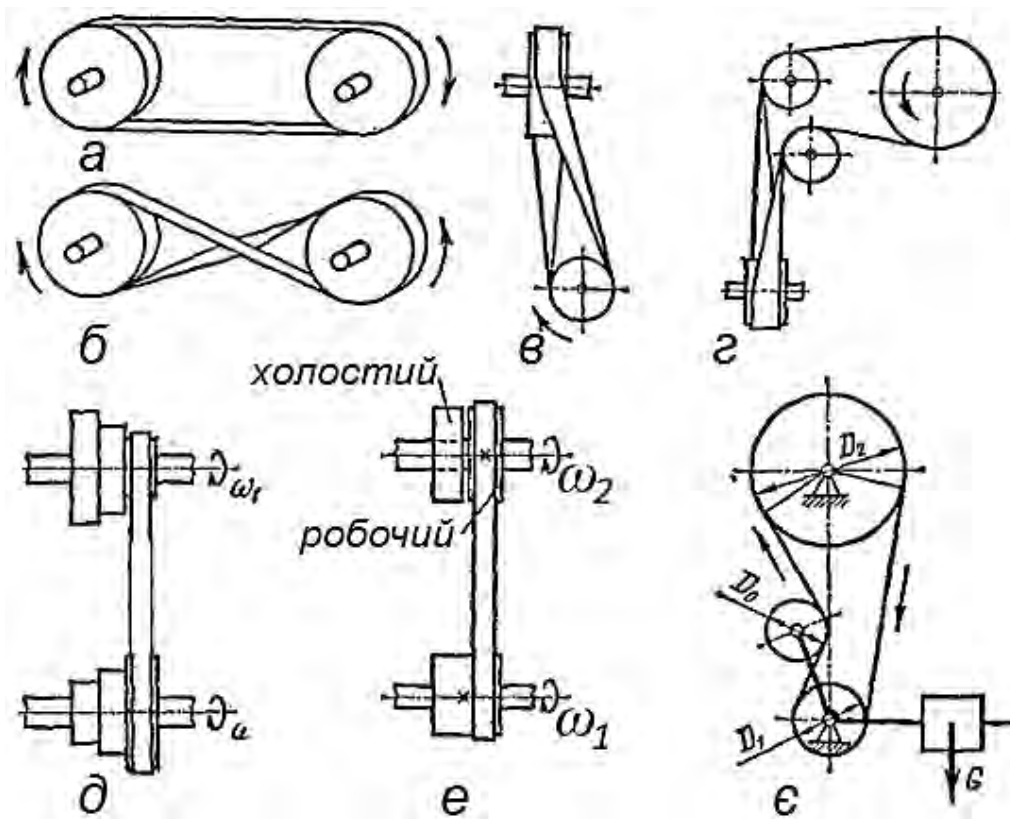


Рис. 19.7

- відкриту передачу (а) застосовують для паралельно розміщених валів і однакового напрямку обертання шківів. Швидкість руху пасів від 5...30 м/с у звичайних пасових передачах і до 50...100 м/с у швидкохідних. Передаточне число $u \leq 5$;
- перехресну передачу (б) застосовують для паралельно розміщених валів, але з протилежним напрямом їх обертання. Швидкість паса не перевищує 15 м/с, передаточне число $u \leq 6$;
- напівперехресну передачу (б), в якій осі валів перехрещуються під деяким кутом. Максимальна швидкість не перевищує 15 м/с, передаточне число $u \leq 3$. Передача нереверсивна;
- передачу під кутом (г), в якій застосовують напрямні ролики. Швидкість паса не перевищує 15 м/с, передаточне число $u \leq 4$;

- передачу із ступінчастими шківками (d) застосовують тоді, коли треба регулювати передаточне число;
- передачу з холостим шківом (e) застосовують для пускання і зупинки веденого вала при безперервному обертанні ведучого. Ведений вал зупиняють, перевівши пас з робочого шківки на холостий.
- передачу з натяжним роликком (ϵ) застосовують при малих міжосьових відстанях і коли треба збільшити передаточне число ($u \leq 10$). Використання для підтискання ролика вантажу або пружини автоматично забезпечує сталий натяг паса. Швидкість паса може досягати 25 м/с, а в швидкохідних передачах — 50 м/с.

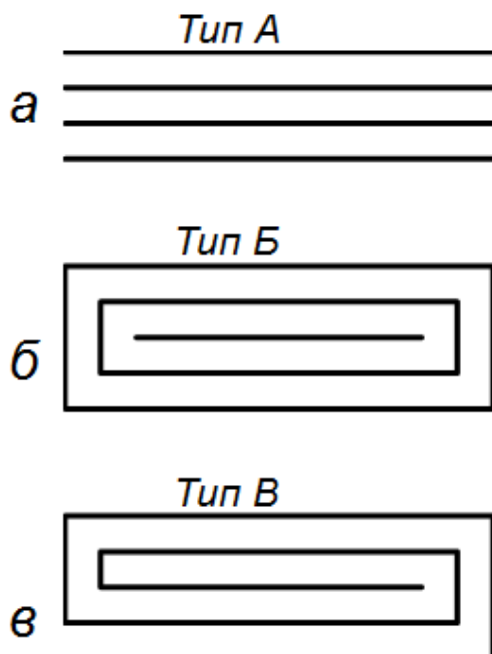
ККД плоскопасової передачі близько 0,97.

Матеріал пасів. Плоскі паси виготовляють: шкіряні, бавовняні (суцільноткані або шиті), прогумовані, шерстяні, з синтетичних волокон або пластмасової стрічки.

Шкіряні паси бувають одно- і двошарові; рекомендована найбільша для них швидкість до 45 м/с. Через дефіцитність шкіри і високої вартості застосування шкіряних пасів обмежене.

Бавовняні суцільноткані паси виготовляють з кількох шарів бавовняного прядива і просочують спеціальною речовиною (бітум, озокерит); застосовують при невеликих навантаженнях. Вони задовільно працюють на шківках порівняно малих діаметрів при швидкостях до 25 м/с; непридатні для роботи в приміщеннях з підвищеною вологістю і парою кислот.

Прогумовані паси складаються з кількох нарізаних або нагорнутих шарів прогумованої технічної тканини (бельтингу). Є кілька різновидів таких пасів, які



відрізняються тканинною основою і розміщенням шарів гуми (рис. 19.8, а, б, в).

Нарізані паси типу А (а) рекомендують для шківів малого діаметра при швидкості понад 20 м/с;

шарувато загорнуті паси типу Б (б) — для важких умов роботи при швидкості до 20 м/с;

спіралью загорнуті паси типу В (в) — для невеликих навантажень при швидкостях до 15 м/с.

Прогумовані паси всіх типів можуть мати гумові обкладки для роботи в сирих приміщеннях, а також у середовищі, насиченому парою кислот і лугів. Такі паси треба зберігати від потрапляння на них масла, бензину і лугів, які руйнують гуму.

Шерстяні паси складаються з кількох шарів шерстяної тканиної основи, прошитих бавовняними нитками. У готовому вигляді їх

просочують спеціальними речовинами (сурик на оліфі). Паси придатні для

Рис.19.8.

роботи в сухих приміщеннях, а також при ударних навантаженнях. Максимально допустима швидкість для них 30 м/с.

Плівкові паси — новий тип пасів з пластмас на основі поліамідних смол, армованих кордом з капрону, лавсану або енанту. При малій товщині (від 0,4 до 1,2 мм) вони можуть передавати значні потужності (до 15 кВт), працювати при малих діаметрах шківів і при швидкостях паса до 100 м/с.

Розрахунок передачі. Під час проектування передач, що працюють в умовах, які відрізняються від експериментальних, розрахунок за тяговою здатністю роблять відповідно до допустимого корисного напруження $[k]$. Від значень до значень $[k]$ переходять за допомогою поправочних коефіцієнтів, які враховують геометрію, кінематику і режим роботи проектованої передачі:

$$[k] = k_0 k_1 k_2 k_3 k_4,$$

де k_0 — зведене корисне напруження. Значення k_0 подані в табл. 19.1.

Таблиця 19.1.

Паси	Мінімальне допустиме відношення D_{\min}/δ	D_{\min}/δ				
		25	30	40	60	100
		k_0 , МПа				
Прогумовані	30	—	2,1	2,2	2,3	2,35
Шкіряні	25	1,7	1,9	2,1	2,4	2,6
Бавовняні суцільно-ткані	25	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Шерстяні	20	1,2	1,3	1,5	1,6	1,7

Примітка. Коли шківів з пластмас або деревини, то табличні значення k_0 збільшують на 20%: для роботи в сирих і запилених приміщеннях — зменшують на 10...30%.

k_1 — коефіцієнт кута обхвату малого шківів; значення коефіцієнта подані в табл. 19.2.

Таблиця 19.2.

α_1 , град	140	150	160	170	180	200	220
k_1	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0	1,1	1,2

k_2 — коефіцієнт навантаження і режиму роботи, його беруть з табл. 19.3.

Таблиця 19.3.

Короткочасне перевантаження паса від номінального, %	0	25	50	75	100	150
k_2	1,00	0,875	0,80	0,72	0,67	0,56

k_3 — коефіцієнт, який враховує швидкість паса;

$$k_3 = 1,04 - 0,0004v^2,$$

k_4 — коефіцієнт, який враховує тип передачі та її розміщення:

$k_4 = 0,8 \dots 1,0$ (менше значення беруть при великих кутах нахилу передачі до горизонту, бо тоді вага паса погіршує його зчеплення з нижнім шківом); для перехресних передач k_4 додатково зменшують на 15...20 %.

Розраховуючи плоскопасові передачі, визначають потрібну площу поперечного перерізу паса за формулою

$$A = P/[k]$$

де $A = \delta b$ — площа поперечного перерізу паса; b — ширина паса; δ — товщина паса.

Під час попереднього розрахунку, коли D_1 і δ ще не відомі, розмір малого шківа визначають за формулою Саверина.

Діаметр D_2 більшого шківа визначають з формули (19.1).

Розрахункові діаметри обох шківів ДСТУ рекомендує вибирати з числа стандартних розмірів: 50, 63, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 і т. д. до 4000.

Оцінивши D_1 та орієнтуючись на стандартні розміри паса і величину D_{\min}/δ , вибирають його товщину δ відповідно до табл. 19.1. Потім визначають ширину паса $b = A/\delta$.

Приклад 19.1. Розрахувати горизонтальну передачу плоским пасом від електродвигуна потужністю $N = 7$ кВт і кутовою швидкістю $\omega_1 = 150$ рад/с до шківа токарного верстата з кутовою швидкістю $\omega_2 = 47$ рад/с.

Зміна навантаження незначна, робота однозмінна.

Розв'язання. За умовами експлуатації передачі беремо прогумований пас типу В з бельтингу Б-820 за ДСТУ.

Діаметр ведучого шківа (на електродвигуні)

$$\begin{aligned} D_1 = D_{\min} &= (0,052 \div 0,061) \sqrt[3]{N / \omega_{\max}} = \\ &= (0,052 \div 0,061) \sqrt[3]{7 \cdot 10^3 / 150} = 0,187 \div 0,220 \text{ м.} \end{aligned}$$

За стандартом беремо $D_1 = 200$ мм.

Швидкість паса

$$v = \omega_1 D_1 / 2 = 150 \cdot 0,2 / 2 = 15 \text{ м/с.}$$

Знайдене значення швидкості допустиме для прогумованого паса типу В. Діаметр веденого шківа з урахуванням пружного ковзання паса (беремо $\varepsilon = 0,02$)

$$D_3 = D_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} (1 - \varepsilon) = \frac{200 \cdot 150}{47} (1 - 0,02) = 626 \text{ мм.}$$

За стандартом беремо $D_2 = 630$ мм.

Тоді фактична кутова швидкість веденого вала

$$\omega_3 = \frac{D_1 \omega_1}{D_2} (1 - \varepsilon) = \frac{0,2 \cdot 150}{0,63} (1 - 0,02) = 46,7 \text{ рад/с,}$$

що прийнятно, оскільки в передачах загального призначення допускається відхилення від заданої кутової швидкості в межах $\Delta \omega = \pm 3 \div 5$ %.

Мінімальна міжосьова відстань

$$a_{\min} = (1,5 \div 2,0)(D_1 + D_2) = (1,5 \div 2,0)(0,2 + 0,63) = 1,25 \div 1,66 \text{ м.}$$

Беремо $a = 1,5$ м. Розрахункова довжина паса

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1,5 + \frac{3,14}{2}(0,63 + 0,2) + \frac{(0,63 - 0,2)^2}{4 \cdot 1,5} = 4,6 \text{ м.}$$

До цієї довжини треба додати на з'єднання кінців паса відрізок ΔL , розмір якого залежить від способу з'єднання.

Кут обхвату на малому шківі

$$a_1 \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{2} 60^\circ = 180^\circ - \frac{0,63 - 0,2}{1,5} 60^\circ = 163^\circ 12' > a_{\min} = 150^\circ.$$

Колова сила $F_t = N/v = 7 \cdot 10^3 / 15 = 467 \text{ Н}$.

Товщина паса δ при мінімально допустимому співвідношенні $D_{\min}/\delta = 30$ для прогумованих пасів (див. табл. 19.1)

$$\delta \leq D_{\min} / (D_{\min} / \delta) = 200 / 30 = 6,7 \text{ мм.}$$

Беремо прогумований пас типу В товщиною $\delta = 5$ мм.

Тоді фактичне значення

$$D_1 / \delta = 200 / 5 = 40.$$

Потрібна площа поперечного перерізу паса

$$A = F / [k],$$

де $[k] = k_0 k_1 k_2 k_3 k_4$ — допустиме корисне напруження:

а) зведене корисне напруження k_0 вибираємо, виходячи з фактичного значення D_1 / δ (див. табл. 19.1): $k_0 = 2,2$ МПа;

б) коефіцієнт кута обхвату знаходимо інтерполяванням (див. табл. 19.2): $k_1 = 0,95$;

в) коефіцієнт режиму роботи (див. табл. 19.3) $k_2 = 0,9$;

г) швидкісний коефіцієнт $k_3 = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 15^2 = 0,95$;

д) коефіцієнт, який враховує тип передачі і її розміщення, $k_4 = 1$.

Допустиме корисне напруження

$$[k] = 2,2 \cdot 10^6 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1,78 \cdot 10^6 \text{ МПа}$$

Площа перерізу паса

$$A = F_t / [k] = 467 / 1,78 \cdot 10^6 = 262 \cdot 10^6 \text{ м}^2$$

Ширина паса

$$b = A / \delta = 262 \cdot 10^6 / 5 \cdot 10^{-3} = 52,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 52,4 \text{ мм.}$$

Беремо згідно з стандартом ширину паса $b = 63$ мм, найближчу велику до розрахункової.

Число пробігів за секунду

$$i = v / L = 15 / 4,6 = 3,26 < [i] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Сила тиску на вали і опори

$$R = 2S_0 \sin a_1 / 2 = 2\sigma_0 \delta b \sin a_1 / 2 = 2 \cdot 18 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 63 \cdot 10^{-3} \cdot \sin(163^\circ 12' / 2) = 1060 \text{ Н.}$$

§ 19.3. Клинопасові передачі

Клинопасові передачі добре працюють при малих міжосьових відстанях і великих передаточних числах ($u \leq 8$); мають підвищену тягову здатність і менші габаритні розміри. У цих передачах (див. рис. 19.1, в) пас має клиновидний поперечний переріз і розміщується в канавках відповідного профілю; робочими поверхнями паса є його бічні сторони. Такі передачі широко використовують в індивідуальних приводах до робочих машин за допомогою привода до 200 кВт.

Клинові паси (рис. 19.9) виготовляють двох типів: кордтканинні (а) і кордшнурові (б). Переріз паса складається з гумотканинного шару розтягу 1, прогумованої текстильної кордтканини (або кордшнура) 2, гумового шару стискання 3 і обгортки з прогумованої тканини 4. Середній нейтральний шар з текстильного прогумованого корду несе на собі основне тягове навантаження. Кордову основу пасів у вигляді ниток або шнурів виготовляють з бавовни, льону або синтетичних волокон.

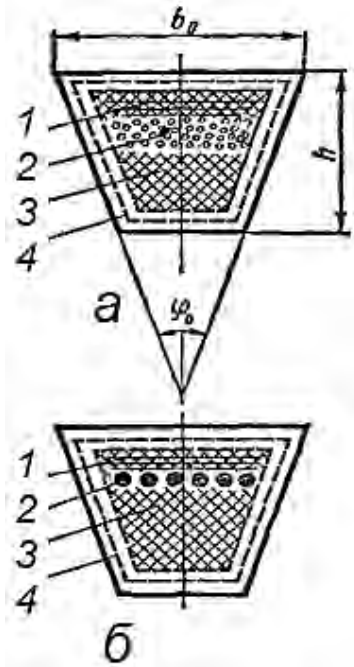


Рис.19.9.

Згідно з ГОСТом для передач загального призначення випускають клинові паси семи розмірів поперечного перерізу.

Для всіх пасів кут φ_0 однаковий і дорівнює $\varphi_0 = 40 \pm 1^\circ$. Клинові паси виготовляють замкненими. Розрахункова довжина L клинового паса відповідає довжині по нейтральному шару. Допустима максимальна швидкість для стандартних клинових пасів профілів О, А, Б і В до 25 м/с і для профілів Г, Д і Е — до 30 м/с.

Стандартний ряд розрахункових довжин L , мм; 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300 і т. д. до 18 000.

Клинові паси порівняно з плоскими можуть передавати більшу колову силу за рахунок більшого тертя. Замість коефіцієнта тертя для плоского паса тут враховують зведений коефіцієнт тертя (аналогічно тертю клинчастого повзуна.)

$$f' = f / (\sin \varphi / 2),$$

де f — коефіцієнт тертя ковзання; для прогумованої тканини по чавуну $f = 0,3$; φ — кут профілю канавки шківів.

Очевидно, що чим менший кут φ , тим більший. Проте кут φ не можна брати дуже малим, щоб уникнути заклинювання пасів у канавках шківів. Для шківів різних діаметрів значення кута профілю канавки лежать у межах від 34 до 40° . При цих величинах кута φ середнє значення зведеного коефіцієнта тертя.

$$f' = f / \sin 18,5^\circ \approx f / 0,32 \approx 3f.$$

Отже, за однакових інших умов клинові паси здатні передавати колову силу у три рази більшу, ніж в аналогічній передачі плоским пасом. ККД клинопасової передачі близько 0,96.

Таблиця 19.4.

Позначення перерізу паса	Розрахунковий діаметр меншого шківа	Потужність N_0 . кВт, при швидкості v паса, м/с					
		2	5	10	15	20	25
<i>O</i>	63	0,15	0,36	0,69	1,03	1,26	1,18
	71	0,17	0,39	0,78	1,15	1,38	1,26
	80	0,20	0,45	0,85	1,21	1,51	1,47
	≥ 90	0,21	0,49	0,93	1,33	1,67	1,62
<i>A</i>	90	0,37	0,74	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,37	0,81	1,40	1,87	1,99	1,91
	≥ 112	0,37	0,81	1,47	2,03	2,41	2,29
	125	0,44	0,96	1,69	2,29	2,65	2,65
<i>B</i>	125	0,59	1,10	2,06	2,88	2,94	2,50
	140	0,66	1,25	2,23	3,16	3,60	3,24
	160	0,74	1,40	2,50	3,60	4,35	4,35
	≥ 180	0,81	1,55	2,72	3,82	4,71	4,94
<i>B</i>	200	1,03	2,14	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,10	2,42	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,25	2,65	4,64	6,34	7,50	7,73
	280	1,33	2,88	5,00	7,07	7,80	8,10
	<i>Г</i>	315	—	4,71	8,45	11,02	11,90
355		—	5,15	9,20	12,08	13,72	13,32
400		—	5,59	10,08	13,52	15,72	15,80
450		—	6,10	10,98	14,56	17,00	17,25
<i>Д</i>	500	—	7,35	14,00	18,40	20,46	20,46
	560	—	8,45	15,25	20,00	23,60	24,30
	600	—	9,43	16,08	22,30	26,50	27,50
	710	—	9,80	18,00	24,10	29,00	31,20
<i>Е</i>	800	—	11,75	21,80	31,00	36,80	39,70
	900	—	13,10	25,20	34,60	40,60	44,90
	1000	—	14,35	27,20	38,20	44,90	49,30

Розрахунок передачі. Згідно з додатком до ДСТУ клинові паси за тяговою здатністю рекомендується розраховувати у відповідності з допустимою потужністю N_0 на один пас за формулою

$$N = N_0 K_1 K_2 z$$

де N — потужність привода; N_0 — потужність, яку передає один пас; K_1 — коефіцієнт кута обхвату малого шківа; K_2 — коефіцієнт навантаження і режиму роботи; z — число пасів.

У табл. 19.4 наведені значення N_0 при початковому напруженні пасів $\sigma_0 = 1,2$ МПа, $\alpha = 180^\circ$ і спокійному режимі роботи привода, розраховані за зведеним корисним напруженням k_0 .

Коефіцієнт кута обхвату K_1 беруть з табл. 19.5.

Таблиця 19.5.

α_0	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
i	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,78	0,74	0,63	0,62	0,56

Коефіцієнт навантаження і режиму роботи беруть з табл. 19.3.

Через те що паси різняться довжиною і нерівномірним навантаженням, їх кількість у передачі рекомендують обмежувати $z \leq 8$.

Таблиця 19.6.

Передавана потужність, кВт	Переріз паса при швидкості, м/с		
	до 5	понад 5 до 10	понад 10
До 1	<i>O, A</i>	<i>O, A</i>	<i>O</i>
1—2,2	<i>O, A, B</i>	<i>O, A</i>	<i>O, A</i>
2—4	<i>A, B</i>	<i>O, A, B</i>	<i>O, A</i>
4—7,5	<i>B, B</i>	<i>A, B</i>	<i>A, B</i>
7,5—15	<i>B</i>	<i>B, B</i>	<i>B, B</i>
15—30	—	<i>B</i>	<i>B, Г</i>
30—60	—	<i>Г, Д</i>	<i>B, Г</i>
60—120	—	<i>Д</i>	<i>Г, Д</i>
120—200	—	<i>Д, E</i>	<i>Г, Д</i>
Понад 200	—	—	<i>Д, E</i>

Переріз паса орієнтовно вибирають з табл. 19.6 залежно від передаваної потужності N і передбачуваної швидкості v паса. Для клинопасових передач рекомендують

$$a_1 \geq 120^\circ, u \leq 7; 2(D_2 + D_1) \geq a \geq 0,55(D_2 + D_1) + h,$$

де h — висота перерізу паса.

У зазначених межах міжосьову відстань рекомендують брати залежно від діаметра більшого шківа D_2 і передаточного числа u з табл. 19.7.

Таблиця 19.7.

U	1	2	3	4	5	6 і більше
a/D_2	1,5	1,2	1,0	0,95	0,90	0,85

Сила тиску пасів на вали і опори

$$Q \approx 2S_0 \sin \frac{a_1}{2} z.$$

Початковий натяг пасів — за рекомендаціями табл. 19.8.

Таблиця 19.8.

Переріз паса	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>В</i>
$2S_0, \text{H}$	110...170	200...300	350...500	600...850	1300...1800	1900...2700	3200...4600

Примітка. Більші значення для більших шківів. Діаметр D_1 малого шківа можна взяти з табл. 36.4, а діаметр D_2 більшого шківа визначають за формулою (19.1). Розрахункові діаметри обох шківів рекомендують вибирати з ряду стандартних розмірів: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400» 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 і т. д. до 4000.

Для кожного значення передаваної потужності N можна підібрати два-три типи пасів різного перерізу (див. табл. 19,6).

Передачу розраховують паралельно для всіх рекомендованих пасів. Оптимальним буде варіант, що має менші габарити передачі і більшу довговічність.

Орієнтуючись на викладені вище рекомендації, визначають число пасів z :

$$z = N/(N_0 K_1 K_2).$$

Приклад 19.2. Розрахувати клинопасову передачу від електродвигуна потужністю $N = 4,5$ кВт з кутовою швидкістю $\omega_1 = 150$ рад/с на шків стрічкового транспортера з кутовою швидкістю $\omega_2 = 42$ рад/с (див. рис. 19.13, б). Навантаження спокійне, робота однозмінна.

Розв'язання. Табл. 19.6 при $N = 4,5$ кВт і передбачуваній швидкості паса від 5 до 10 м/с рекомендує паси перерізів А і Б. Розрахунок зробимо для обох перерізів і результати зведемо в таблицю:

Величини, які треба визначити, і розрахункові формули	Результати розрахунку для пасів перерізів
---	---

	A	B
Розрахунковий діаметр ведучого шківa мм (з табл. 36.4)	125	180
Номінальне передаточне число $u = \omega_1 / \omega_2$	3,57	3,57
Розрахунковий діаметр веденого шківa		
$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon)$ (при коефіцієнті ковзання $\varepsilon = 0,02$), мм:		
А. $D_2 = 125 \cdot 3,57 (1 - 0,02)$	437	—
Б. $D_2 = 180 \cdot 3,57 (1 - 0,02)$	—	630
Найближче значення D_2 за стандартом, мм	450	630
Попередню міжосьову відстань, мм, знаходимо з відношення a/D_2 інтерполяванням при передаточному числі $u = 3,57 : a = 0,97D_2$	437	610
Розрахункова довжина паса, мм $L = 2a + \frac{\pi}{2} \times D_2 + D_1 + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$:		
А. $L = 2 \cdot 437 + \frac{3,14}{2} (450 + 125) + \frac{(450 - 125)^2}{4 \cdot 437}$	1837	—
Б. $L = 2 \cdot 610 + \frac{3,14}{2} (630 + 180) + \frac{(630 - 180)^2}{4 \cdot 460}$	—	2573
Найближча стандартна довжина L паса, мм	2000	2800
Остаточна міжосьова відстань, мм, $a = 0,25 [(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 8y}]$, де $W = \left(\frac{D_2 + D_1}{2} \right) \pi$; $y = \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2$		
А. $W = \left(\frac{450 + 125}{2} \right) 3,14$	903	—
$y = \left(\frac{450 - 125}{2} \right)^2$	26500	—
Б. $W = \left(\frac{630 + 180}{2} \right) 3,14$	—	1270
$y = \left(\frac{630 - 180}{2} \right)^2$	—	50625
А. $a = 0,25 [(2000 - 903) + \sqrt{(2000 - 903)^2 - 8 \cdot 26500}]$	523	—
Б. $a = 0,25 [(2800 - 1270) + \sqrt{(2800 - 1270)^2 - 8 \cdot 50625}]$	—	723
Кут обхвату на малому шківі		
$a_1 = 180^\circ - \frac{v_2 - v_1}{a} 60^\circ \geq a_{\min} = 120^\circ$		
А. $a_1 = 180^\circ - \frac{450 - 125}{523} 60^\circ$	142,7	—
Б. $a_1 = 180^\circ - \frac{630 - 180}{736} 60^\circ$	—	142,3
Швидкість паса $v = \omega_1 D_1 / 2$, м/с:		

Продовження таблиці

Величини, які треба визначити, і розрахункові формули	Результати розрахунку для пасів перерізів	
	А	Б
А. $v = 150 \cdot 0,125/2$	9,4	—
Б. $v = 150 \cdot 0,180/2$	—	13,5
Число пасів передачі $z = N/(N_0 K_1 K_2)$:		
а) потужність N_0 , яку передає один пас, з табл. 19.4 (за шківом меншого діаметра І швидкістю, інтерполюванням), кВт;	1,6	3,5
б) коефіцієнт кута обхвату K_1 (табл. 36.5) знаходимо інтерполюванням;	0,9	0,9
в) коефіцієнт K_2 , який враховує характер навантаження і режим роботи (табл. 19.3):	1,0	1,0
А. $v = 4,5 \cdot 10^3 / (1,6 \cdot 10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,0)$	3,13	—
Б. $v = 4,5 \cdot 10^3 / (3,5 \cdot 10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,0)$	—	1,43
В результаті беремо кількість пасів z	4	2
Число пробігів паса за секунду $i = v/L \leq [i] = 10 \text{ с}^{-1}$:		
А. $i = 9,4/2,0$	4,7	—
Б. $i = 13,5/2,8$	—	4,8
Сила тиску пасів на вали і опори, $H, R \approx 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} z$.		
З табл. 19.8 $2S_0 = 200\text{Н}$ для паса типу А, $2S_0 = 350 \text{ Н}$ для паса типу Б		
А. $R = 200 \sin \frac{142,7^\circ}{2} \cdot 4$	760	—
Б. $R = 350 \sin \frac{143,3^\circ}{2} \cdot 2$	—	665

Порівняння результатів розрахунку показує, що перший варіант з пасами типу А кращий, бо він компактніший (порівняйте розміри а, D_1 і D_2).

§ 19.4. Деталі пасових передач і натяжні пристрої

Шківні. Основними елементами конструкції шківів пасових передач є маточина, обід та шпиці або диск, які їх з'єднують. Шківні звичайно виготовляють чавунними (литими), стальними (литими або зварними), з легких сплавів і неметалевих матеріалів — пластмас і дерева.

Робочу поверхню одного з шківів плоскопасової передачі виготовляють опуклою 1 або 3 (рис. 19.10, в), що створює стійке положення паса в середній

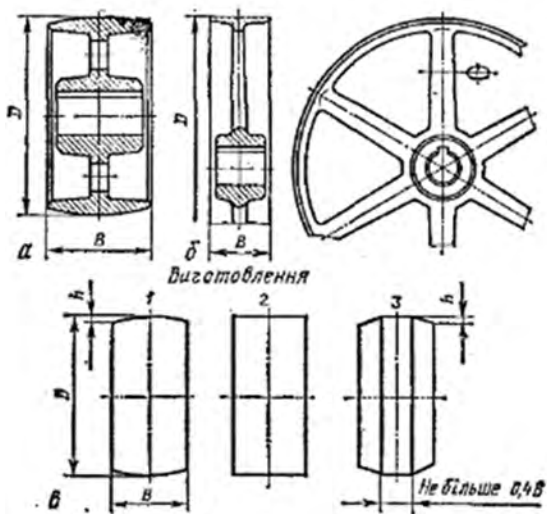


Рис.19.10.

обробки, монтажу і демонтажу (див. рис. 19.10, а і 19.11, а, б).

площині шківів. Основні розміри шківів — діаметр D , ширина B (залежно від ширини b паса) і стріла опуклості h — регламентовані ДСТУ.

Як вже зазначалось, обід шківів клинопасової передачі роблять з канавками клинової форми (рис. 19.11), в яких розміщують клинові паси. Конструкція і розміри шківів стандартизовані.

Чавунні шківів часто виготовляють із сірого чавуну марки СЧ 15—32 і застосовують при колових швидкостях до 30 м/с.

Шківів малих діаметрів (до 300—350 мм) виготовляють суцільними або з отворами для зменшення маси, зручності

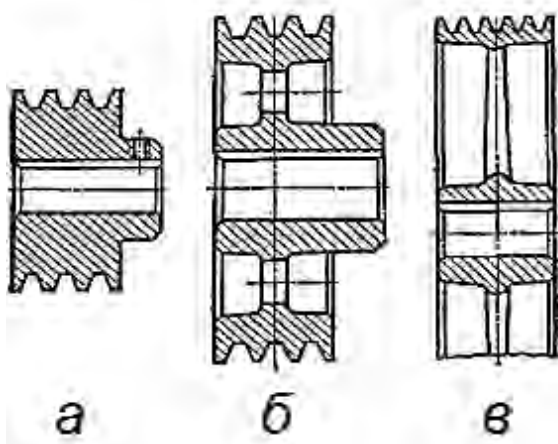


Рис.19.11.

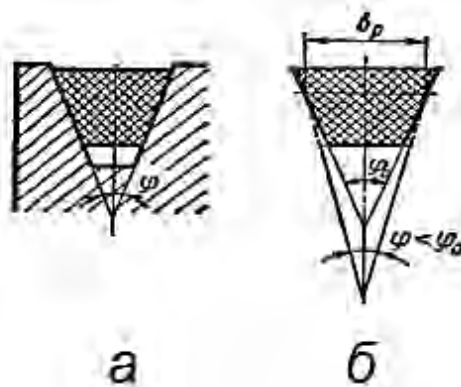


Рис.19.12.

Шківів великих розмірів виливають з шпичками (рис. 19.10, б і 19.11, в). Переріз шпички має еліптичну форму.

Стальні зварні шківів бувають дискові (з одним або двома дисками), а також з шпичками з сталейних гнутих штаб, труб або спеціально штампованих заготовок.

Шківів з легких сплавів (дюралюмінію, силуміну тощо) застосовують при високих швидкостях, оскільки мала густина цих матеріалів зменшує відцентрові навантаження.

Шківів з неметалевих матеріалів використовують тоді, коли треба збільшити коефіцієнт тертя і зменшити масу.

Конструюючи обід шківів клинопасової передачі, треба враховувати зміну кута паса φ_0 (рис. 19.12, *a*) при набіганні на шків. Під час згинання паса зовнішні волокна розтягуються і поперечні розміри перерізу паса в цьому місці зменшуються, а внутрішні волокна стискаються, збільшуючи поперечні розміри перерізу, і кут паса зменшується (рис. 19.12, *в*).

Щоб забезпечити нормальний контакт паса з шківом, кути канавок шківів вибирають залежно від діаметра. Профілі канавок, а також розрахункові діаметри стандартизовані.

Натяжні пристрої. Натяжні пристрої в пасових передачах застосовують для створення початкового натягу S_0 , який забезпечує необхідну силу тертя паса об шків, збільшення кута обхвату паса малого шківа і для компенсації збільшення довжини паса внаслідок витягування.

Щоб можна було регулювати натяг паса під час монтажу і в процесі роботи передачі, встановлюють спеціальний натяжний ролик (див. рис. 19.7, *є*) або створюють можливість зміщення одного з валів. Натяжний ролик беруть діаметром $D_0 = (0,8 \div 1) D_1$, де D_1 — діаметр малого шківа передачі.

Сила притягання ролика до паса створюється або пружиною, або важелем з тягарцем. Натяжні ролики встановлюють на ведених вітках паса нереверсивних передач.

Застосування натяжних роликів дає змогу збільшити передаточне число при малих відстанях між осями шківів, підвищити передавану потужність при тому самому габариті. Але пас при цьому спрацьовується швидше, оскільки під час роботи він згинається в двох напрямках (на робочих шківах — в одному, а на ролику — в іншому).

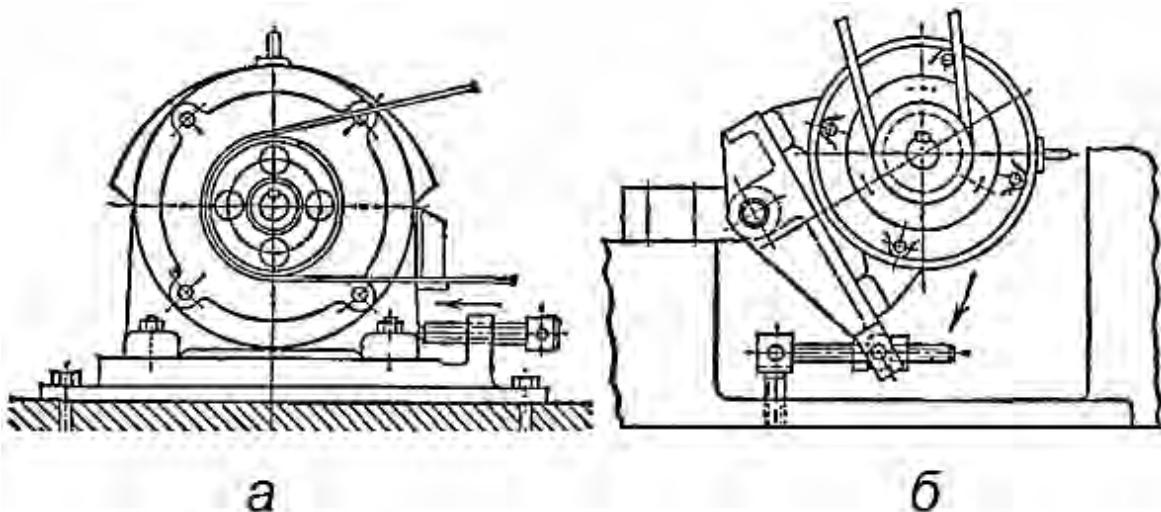


Рис.19.13

При інших способах натягу вузол (найчастіше електродвигун), на валу якого закріплений ведучий шків, встановлюють на рухомих напрямних, наприклад на полозках (рис. 19.13, *a*) або на шарнірно встановленій коливній платформі (рис. 19.13, *б*). Натяг створюється регулювальними гвинтами, пружинами, тягарцем або електродвигуном.

Розділ 20. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

§ 20.1. Загальні відомості

Ланцюгова передача (рис. 20.1) ґрунтується на зачепленні тягового органа, виготовленого у вигляді нескінченного замкненого ланцюга, із зірочками, що являють собою колеса із зубами спеціального профілю. Ланцюг може охоплювати дві зірочки або більше.

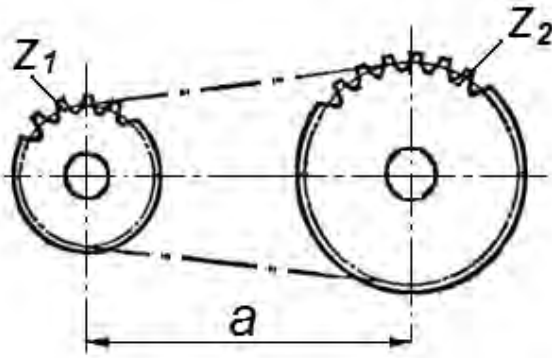


Рис.20.1.

Ланцюгову передачу застосовують тоді, коли треба передати обертальний рух без проковзування між валами, розміщеними один від одного на значній відстані (до 8 м). Ланцюгова передача має ряд переваг: компактніша порівняно з пасовою передачею; менші навантаження на вали, бо попередній натяг ланцюга невеликий; порівняно високий ККД ($\eta = 0,96 \dots 0,98$) і можливість одночасного передавання руху одним ланцюгом кільком валам. Недоліки передачі: витягування ланцюга внаслідок спрацювання шарнірів; необхідність вищої точності встановлення валів, ніж у пасової передачі; несталість швидкостей ланцюга, особливо при малих числах зубів зірочок, що призводить до виникнення додаткових динамічних навантажень.

Ланцюгові передачі широко застосовують у різних машинах, у верстатах для обробки металів та деревини, у хімічному і сільськогосподарському машинобудуванні. Сучасні ланцюгові передачі застосовують у широкому діапазоні передаваних потужностей від часток до кількох тисяч кіловат. Найбільше їх застосовують при потужностях до 100 кВт, бо при більшій потужності різко зростає їх вартість.

Передаточне число ланцюгових передач звичайно не перевищує $u = 10$, а швидкість ланцюга — не більше $v_{\max} = 35$ м/с.

§ 20.2. Деталі ланцюгових передач

Ланцюги. Ланцюги, які застосовують у ланцюгових передачах, на відміну від тягових і вантажних ланцюгів називають приводними. Дуже поширені приводні втулкові, роликові, зубчасті і фасонно ланкові ланцюги.

Втулковий ланцюг (рис. 20.2) складається із зовнішніх 1 і внутрішніх 2 пластинчатих ланок, з'єднаних між собою шарнірно. Із зовнішніми ланками жорстко зв'язані валики 3. Під час відносного повороту двох спряжених ланок валик повертається у втулці 4, зафіксованій і отворах внутрішніх ланок. За ГОСТом стандартизовані однорядне ПВ і дворядні 2ПВ приводні втулкові ланцюги; їх застосовують при швидкостях до 10 м/с.

Роликовий ланцюг (рис. 20.3) - відрізняється конструкцією від втулкового тим, що на його втулках 1 встановлені ролики 2, які вільно обертаються. Це дає змогу частково замінити тертя ковзання між ланцюгом і зубами зірочки тертям кочення.

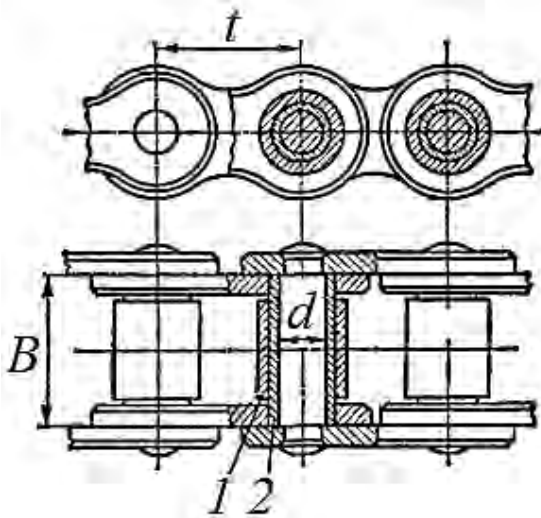


Рис.20.2.

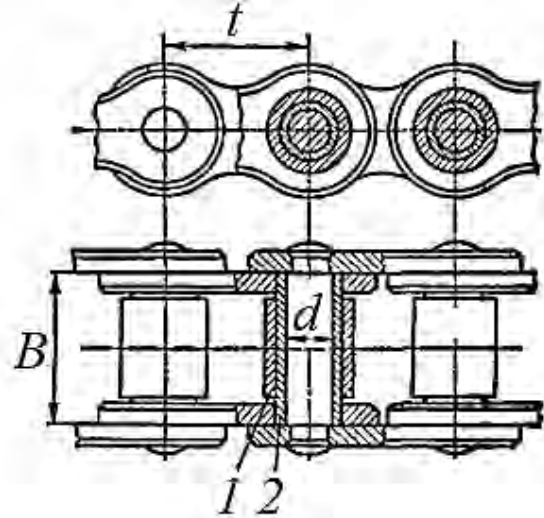


Рис.20.3.

Роликові ланцюги ДСТУ поділяє на однорядні легкої серії ПРЛ і нормальної серії ПР, однорядні довголанкові ПРД, однорядні із зігнутими пластинами ПРИ, дво-, три- і чотирирядні нормальної серії 2ПР, 3ПР і 4ПР.

Стійкість проти спрацювання роликових ланцюгів значно більша, ніж втулкових. Тому роликові ланцюги застосовують при швидкостях до 20 м/с.

Зубчасті ланцюги (рис. 20.4) у кожній ланці мають набір пластин з двома

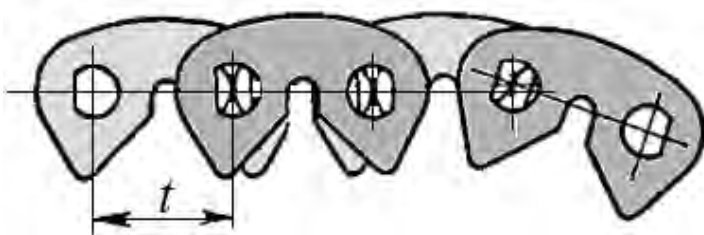


Рис.20.4.

зубами і за конструкцією відрізняються в основному будовою шарнірів та розміщенням напрямних пластин. Останні призначені для запобігання бічному сповзанню ланцюга із зірочок і розміщені посередині або з боків ланцюга.

Якщо напрямні пластини розміщені посередині, то на зірочці роблять напрямний паз. Гранична швидкість ланцюга $v = 25$ м/с. Під час роботи зубчасті ланцюги шумлять менше від інших, тому іноді їх називають безшумними.

Відповідно до ДСТУ зубчасті ланцюги випускають з шарнірами тертя кочення (рис. 20.4).

Для виготовлення пластин ланцюгових передач застосовують сталь 40 і 40ХН із загартуванням до HRC 40—50; для осей — сталь 15 і 15Х; для втулок і роликів — сталь 15, 20, 20Х та ін.

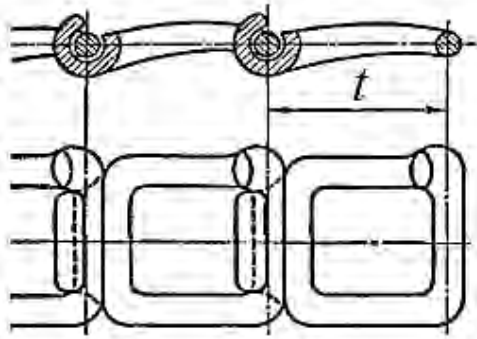


Рис.20.5.

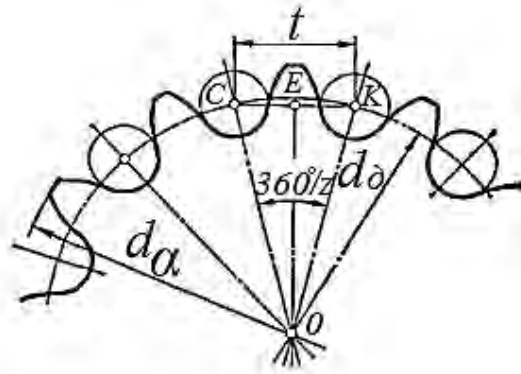


Рис.20.6.

Фасонноланкові ланцюги застосовують для передавання невеликих потужностей при швидкостях до 3...4 м/с, переважно в сільськогосподарських машинах, наприклад гаковий ланцюг (рис. 20.5). Ланки ланцюгів штампують з штабової сталі 30Г або виливають з ковкого чавуну.

Зірочки. Форма зубів зірочок (рис. 20.6) залежить від конструкції і розмірів ланцюга. Для втулкових і роликів ланцюгів зуби обода описані системою радіусів згідно з таблицями стандарту Обід зірочок зубчастих ланцюгів має зуби прямолінійного (рис. 20.7) або криволінійного профілю. Потрібні дані для побудови профілю зубів цих зірочок наведені в ГОСТі.

Зірочки ланцюгових передач виготовляють з чавуну СЧ 18-36, із сталі 15, 15Х, 40 та ін.

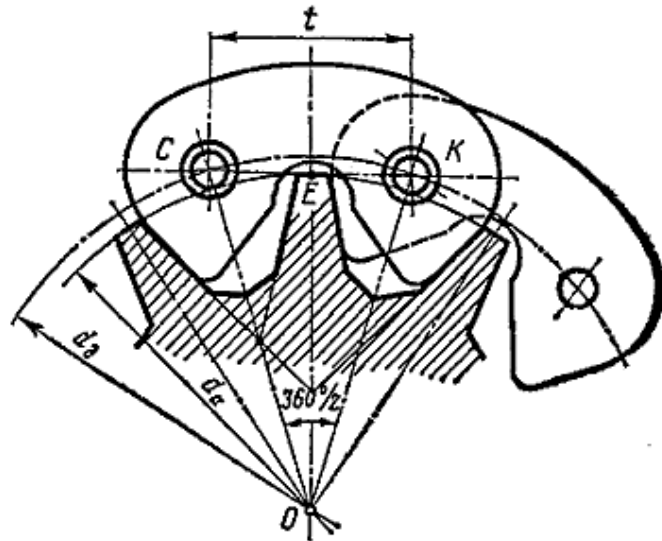


Рис.20.7.

§ 20.3. Основні параметри передачі

Мінімальну кількість зубів зірочок беруть у зв'язку з спрацюванням шарнірів, динамічними навантаженнями і шумом передач. Але із зменшенням числа зубів зростають нерівномірність швидкості руху ланцюга і швидкість удару ланцюга об зірочку.

У табл. 20.1 наведена рекомендовані числа зубів z_1 зірочки залежно від передаточного числа. Число зубів великої зірочки дорівнює $z_2 = z_1 u$ де u — передаточне число.

Таблиця 20.1.

Тип ланцюга	Передаточне число						
	1	2	3	4	5	6	>6
Втулковий і роликовий	31	27	25	23	21	17	14...12
Зубчастий	40	35	31	27	23	19	18...16

Доцільно брати непарні числа зубів зірочок, що в поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірнішому його спрацюванню.

Для тихохідних передач і малих потужностей практика допускає мінімальне число зубів зірочок зубчастих ланцюгів $z_{\min} = 13$; для втулкових і роликових $z_{\min} = 7$.

Крок ланцюга t — основний параметр ланцюгової передачі. Статична міцність і площа опорної поверхні шарніра втулкових, роликових і зубчастих ланцюгів, а отже, їх навантажувальна здатність зростають із збільшенням кроку. Водночас крок ланцюга треба брати якнайменшим, щоб зменшити динамічні навантаження, які виникають від ударів при набіганні ланцюга на зірочку. Граничні значення кутової швидкості малої зірочки залежно від кроку ланцюга беруть з табл. 20.2.

Таблиця 20.2.

Число зубів z	ω_{\max} , рад/с, при кроці t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
	Для втулкових і роликових ланцюгів							
15	240	200	141	120	104	78	68	63
23	262	220	157	131	115	84	78	68
30	272	230	162	136	115	89	78	73
	Для зубчастих ланцюгів							
17-35	346	277	230	173	136	—	—	—

Якщо t — крок взятого ланцюга і z — число зубів зірочки, то з трикутника COE (див. рис. 20.6) дістаємо

$$\frac{t}{2} = \frac{d}{2} \sin \frac{360^\circ}{2z},$$

звідки діаметр ділильного кола зірочки

$$d = t / \sin \frac{180^\circ}{z}.$$

Діаметр вершин зубів зірочок: для роликових і втулкових ланцюгів

$$d_a = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} + 0,5 \right)$$

для зубчастих ланцюгів

$$d_a = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right).$$

Мінімальна міжосьова відстань a передачі без провисання за умови, що кут обхвату малої зірочки не менш як 120° (див. рис. 20.1),

$$a_{\min} = \frac{d_{a_1} + d_{a_2}}{2} + (30 \div 50) \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де $d_{a_1} + d_{a_2}$ — діаметри вершин зубів зірочок.

Оптимальну міжосьову відстань передачі беруть з умови довговічності ланцюга

$$a = (30 \div 50) t.$$

Нижнє значення — для малих передаточних чисел ($u = 1 \div 2$), а верхнє — для великих ($u = 6 \div 7$).

Число ланок ланцюга

$$z_n = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{t \left[\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \right]}{a},$$

де z_1, z_2 — відповідно числа зубів ведучої і веденої зірочки.

Для знайденого значення z_n величину a уточнюють за формулою

$$a = \frac{t}{4} \left[z_n - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(z_n - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 + z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Довжина ланцюга

$$L = z_n t.$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, міжосьову відстань зменшують на $(0,002 \dots 0,004)a$ відстань зменшують на $(0,002 \dots 0,004)a$.

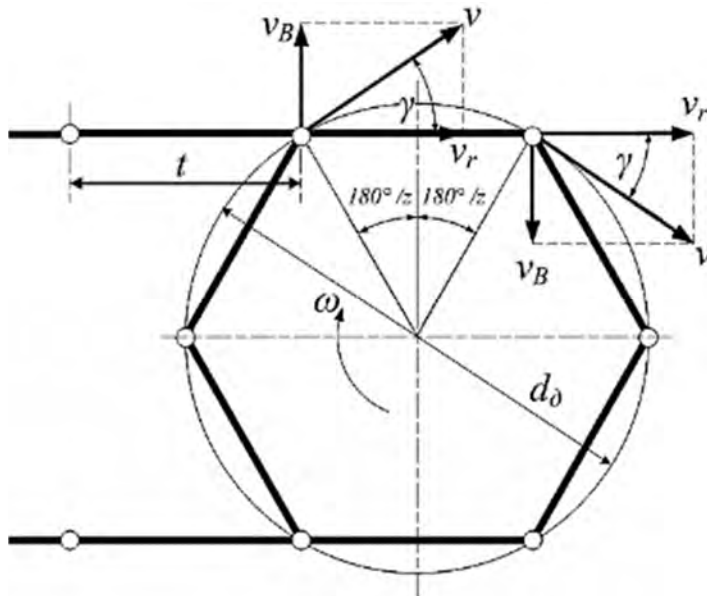


Рис. 20.8.

Передаточне число ланцюгової передачі в процесі роботи не є сталим.

Швидкість ланцюга весь час змінюється, що легко побачити з схеми ланцюгової передачі, наведеної на рис. 20.8.

Швидкість руху ланцюга v_r визначається горизонтальною складовою колової швидкості v обертання зірочки:

$$v_r = v \cos \gamma.$$

Кут γ змінюється при повертанні зірочки на один крок від $-180^\circ/z$ до $+180^\circ/z$.

При $\gamma = 180^\circ/z$ швидкість руху ланцюга мінімальна, а при $\gamma = 0$ — максимальна.

Вертикальна складова $v_B = v \sin \gamma$ за той самий період змінюється за величиною і напрямом. Це спричинює поперечні коливання ланцюга і удари шарнірів об западини зубів зірочки.

Рух ланцюга з нерівномірною швидкістю призводить до нерівномірного обертання веденої зірочки. Тому передаточне число ланцюгової передачі коливається при кожному повороті ведучої зірочки на один крок t зубів. Коливання кутової швидкості руху ланцюга і передаточного числа зростають із зменшенням числа зубів ведучої зірочки.

Середнє передаточне число ланцюгової передачі[^]

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

Середню швидкість ланцюга визначають з умови, що шлях ланцюга за один оберт зірочки дорівнює zt , а шлях зуба зірочки πd_D . Ці шляхи однакові, тому:

$$d_D = zt / \pi$$

Середня швидкість ланцюга

$$v = \omega d_D / 2 = zt \omega / 2\pi.$$

§ 20.4. Критерії роботоздатності і розрахунок ланцюгових передач

Причинами виходу з ладу ланцюгових передач є спрацювання шарнірів, що призводить до видовження ланцюга і неправильного зачеплення його з зірочками, а також спрацювання зубів зірочок, руйнування пластин і шарнірів. Тому основним критерієм роботоздатності приводних ланцюгів є стійкість проти спрацювання їх шарнірів. Ланцюги, вибрані з умови стійкості проти спрацювання, мають, як правило, достатню міцність.

Розрахунок передачі. В процесі проектного розрахунку втулкового і роликowego ланцюга орієнтовно беруть крок ланцюга з умови забезпечення стійкості проти спрацювання за формулою:

$$t \geq 2,8^3 \sqrt{T_1 k / (z_1 [p] m)}, \quad (20.1)$$

де T_1 — обертаючий момент на ведучій зірочці (з числом зубів z_1);

m — число рядів;

$[p]$ — допустимий тиск у шарнірах ланцюга (див, табл. 20.3);

k — коефіцієнт експлуатації передачі

$$k = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6,$$

де k_1 — коефіцієнт, який враховує характер навантаження: при спокійному навантаженні $k_1 = 1$, при поштовхах $k_1 = 1,2 \div 1,4$;

k_2 — коефіцієнт, який враховує міжосьову відстань: $k_2 = 1$ при $a = (30 \dots 50)t$, $k_2 = 1,25$ при $a < 25t$, $k_2 = 0,8$ при $a = (60 \dots 80)t$;

k_3 — коефіцієнт, який враховує спосіб змащування: при безперервному змащуванні $k_3 = 1$, крапельному — $k_3 = 1,3$, періодичному — $k_3 = 1,5$;

k_4 — коефіцієнт, який враховує тривалість робочого дня: при однозмінній роботі $k_4 = 1$, двозмінній — $k_4 = 1,25$ і тризмінній — $k_4 = 1,5$;

Таблиця 20.3.

ω_1 , рад/с	[p], Мпа, при кроці t , мм			
	12,7—15,875	19,05—25,4	31,75—38,1	44,45—50,8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,4	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	—
126	20,6	17,2	14,7	—
167	18,1	14,7	—	—
210	16,3	—	—	—
250	14,7	—	—	—
293	13,4	—	—	—
335	—	—	—	—

k_5 — коефіцієнт, який враховує нахил передачі до горизонту: при нахилі $\leq 60^\circ$ $k_5 = 1$, при нахилі $> 60^\circ$ $k_5 = 1,25$ (у вертикальному положенні передачі збільшується тиск у шарнірах за рахунок ваги ланцюга);

k_6 — коефіцієнт, який враховує спосіб регулювання натягу ланцюга: при регулюванні положення осі однієї із зірочок $k_6 = 1,0$, при регулюванні натискними роликками або відтяжними зірочками $k_6 = 1,1$, для нерегульованої передачі $k_6 = 1,25$.

Після округлення кроку до найближчого стандартного значення треба перевірити, чи допустимий взятий крок при певній кутовій швидкості (див. табл. 20.2). Перевірний розрахунок ведуть за середнім тиском у шарнірах вибраного ланцюга:

$$p = kF_t / A \leq [p]$$

де F_t — колова сила, яку передає ланцюг, $F_t = N/v$;

N — передавана потужність;

v — середня швидкість ланцюга;

A — проекція опорної поверхні шарніра на площину, паралельну осі валика: для втулкових і роликкових ланцюгів

$$A = dB,$$

де d — діаметр валика;

B — ширина внутрішньої ланки ланцюга (довжина втулки).

Якщо умови перевірки не виконуються, збільшують крок ланцюга.

Розрахунок зубчастих ланцюгів з шарнірами кочення тут не наводимо, оскільки для цих ланцюгів ще немає достатнього досвіду експлуатації і методів розрахунку.

Навантаження на вали. Навантаження R на вали ланцюгової передачі залежить від величини передаваної сили F і від натягу від провисання ланцюга S_f :

$$R = F + S_f,$$

де $S_f = k_f q g a$, q — маса 1 м довжини ланцюга; k_f — коефіцієнт, який враховує розміщення ланцюгової передачі: для горизонтального положення $k_f = 6$; коли кут нахилу до горизонту $\alpha \leq 40^\circ$, то $k_f = 2 \div 6$; коли $\alpha > 40^\circ$, то $k_f = 1 \div 1,5$ (рис. 20.9; чим менший кут α , тим більше провисання ланцюга); a — міжосьова відстань; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Величину сили R використовують під час розрахунку валів ланцюгової передачі. Напрямок її визначається кутом нахилу передачі.

Приклад 20.1. Розрахувати і вибрати елементи ланцюгової передачі роликів одного ланцюга (рис. 20.9).

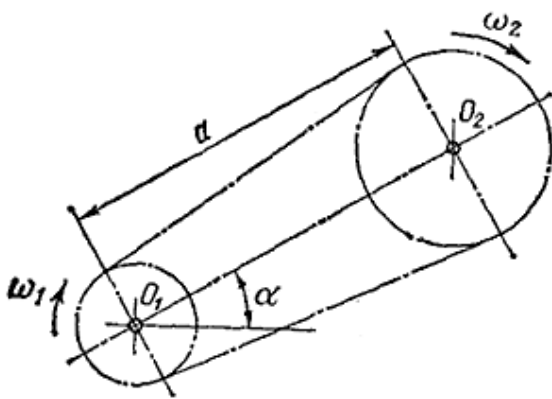


Рис. 20.9.

Потужність на ведучому валу $N_1 = 4,5 \text{ кВт}$, кутова швидкість $\omega_1 = 98 \text{ рад/с}$, передаточне число $u = 2,8$.

Робота в одну зміну, змащування безперервне, робота з помірними поштовхами, кут нахилу до горизонту $\alpha \approx 35^\circ$, регулювання натягу ланцюга зміщенням однієї із зірочок.

Розв'язання. Число зубів меншої зірочки $z_1 = 25$; тоді

$$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 2,8 = 70.$$

Орієнтовний крок ланцюга за

формулою (20.1)

$$t = 2,8^3 \sqrt{T_1 k / z_1 [p] m}.$$

Значення величин, що входять до формули:

а) розрахунковий коефіцієнт експлуатації передачі

$$k = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,2$$

тут $k_1 = 1,2$ (робота з помірними поштовхами);

$k_2 = 1$ [(міжосьова відстань $a = (30 \div 50) t$);

$k_3 = 1$ (безперервне змащування); $k_4 = 1$ (однорівняна робота);

$k_5 = 1$ (кут нахилу ланцюга $\alpha = 35^\circ$); $k_6 = 1$ (регулювання натягу ланцюга зміщенням однієї із зірочок);

б) допустимий середній тиск $[p]$ беремо орієнтовно. Для роликів передачі за табл. 20.3 $[p] = 18,6 \text{ МПа}$;

в) момент на ведучій зірочці

$$T_1 = N_1 \omega_1 = 4,5 \cdot 10^3 / 98 = 46 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Після підставлення взятих величин дістанемо

$$t = 2,8^3 \sqrt{46 \cdot 1,2 / (25 \cdot 18,6 \cdot 10^6 \cdot 1)} = 0,014 \text{ м} = 14 \text{ мм}.$$

Найближчі стандартні значення кроку t з табл. 20.2 дорівнюють 12,7 і 15,875 мм. Далі розрахунок ведемо для двох варіантів:

Таблиця 20.2.

Позначення ланцюга крок ланцюга t , мм	ПР-12,7-1820-1 12,7	ПР-15,875-2270-1 15,875
Характеристика ланцюга (за ДСТУ ГОСТ 13568:2006 (ИСО 606-94)):		
маса 1 м довжини q , кг	0,65	0,8
діаметр валика d , мм	4,45	5,08
ширина ланцюга B , мм	8,90	10,78
проекція опорної поверхні шарніра $A = Bd$, мм ²	39,6	54,8
рекомендована міжосьова відстань $a = 40 t$, мм	508	635
число ланок z_n за формулою $z_n = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{t_1[(z_2 - z_1) / 2\pi]^2}{a} =$ $= \frac{2 \cdot 40t}{t} + \frac{70 + 25}{2} + \frac{t_1[(70 - 25) / 2\pi]^2}{40t}$	129	129
Допустима кутова швидкість ведучої зірочки ω_1 з табл. 20.2, рад/с	262	220
Швидкість ланцюга, м/с, $v = z_1 t \omega_1 / (2\pi)$	4,96	6,19
Колова сила, Н, $F_t = N_1 / v = 4,5 \cdot 10^3 / v$	907	727
Середній тиск у шарнірах, МПа, $p = F/A$	22,9	14,2
Допустиме значення $[p]$ з табл. 20.3 (інтерполюванням), МПа	22,6	22,6
Довжина ланцюга $L = z_n t$, мм	1637	2046
Натяг від провисання ланцюга (при $k_f = 4$), Н, $S_f = k_f q g a$,	12,9	19,9

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = \frac{t}{4} \left[z_n - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(z_n - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 + z_1}{\pi 2} \right)^2} \right] =$$

$$\frac{12,7 \cdot 10^{-3}}{4} \left[129 - \frac{70 + 25}{2} + \sqrt{\left(129 - \frac{70 + 25}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{70 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] =$$

$$= 0,508 \text{ м} = 508 \text{ мм}.$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, знайдену міжосьову відстань зменшують на $(0,002 \div 0,004) a$.

Отже, монтажна міжосьова відстань

$$a_m = \frac{a}{1,002 \div 1,004} = \frac{508}{1,003} = 506,5 \text{ мм}.$$

Розділ 21

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ДЕЯКІ МЕХАНІЗМИ

У сучасній техніці, у різних машинах та приладах широко використовують прості і складні механізми. Основне призначення механізмів — перетворення одного виду руху в інший. У цьому розділі розглянуто кінематичні схеми ряду механізмів, які перетворюють обертальний рух ведучої ланки у зворотно-поступальний, коливальний або переривчастий рух ведених ланок, а також механізми, які забезпечують рух якої-небудь точки веденої ланки по певній траєкторії.

§ 21.1. Шарнірні чотири ланкові механізми

Принципову схему шарнірного чотириланкового механізму зображено на рис. 21.1. Залежно від співвідношення довжин ланок $l_1, 2, 3$ і l_4 такого механізму характер руху ланок буде різним.

Якщо ланка l_1 може повертатися відносно нерухомого шарніра O_x на 360° , то вона називається *кривошипом*.

Це можливо, якщо ланка l_1 буде найкоротшою, а довжини решти ланок задовольняють нерівність $(l_1 + l_4) < (l_2 + l_3)$. Такий механізм називають *однокривошипним*, а його ланки 2 і 3 є *шатуном* і *коромислом*, які здійснюють відповідно складний плоскопаралельний рух і коливальний рух навколо нерухомої осі O_2 .

Якщо з стояком з'єднана найкоротша ланка (рис. 21.2), то механізм перетворюється на двокривошипний і ланки l_1 і 3 зможуть повертатися навколо осей Q_1 і Q_2 на повний оберт.

Двокривошипні механізми використовують, наприклад, у металорізальних верстатах для забезпечення нерівномірного обертання ланки 3 при рівномірному обертанні ведучої ланки l_1 .

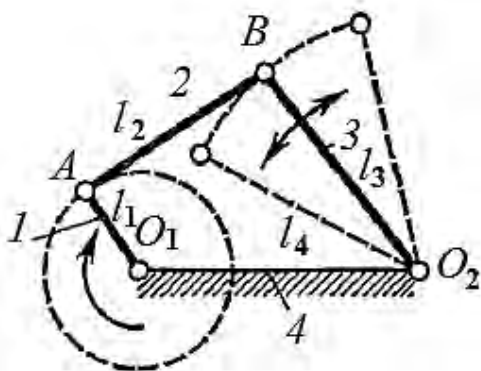


Рис.21.1.

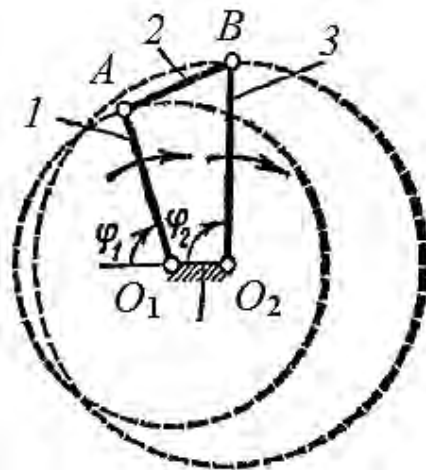


Рис.21.2.

На рис. 21.3 зображено шарнірний чотириланковик, у якого протилежні ланки мають однакову довжину і утворюють паралелограм. Такий механізм застосовують у локомотивах для передавання обертання веденим колесам. Ланка 2 в такому механізмі рухається поступально.

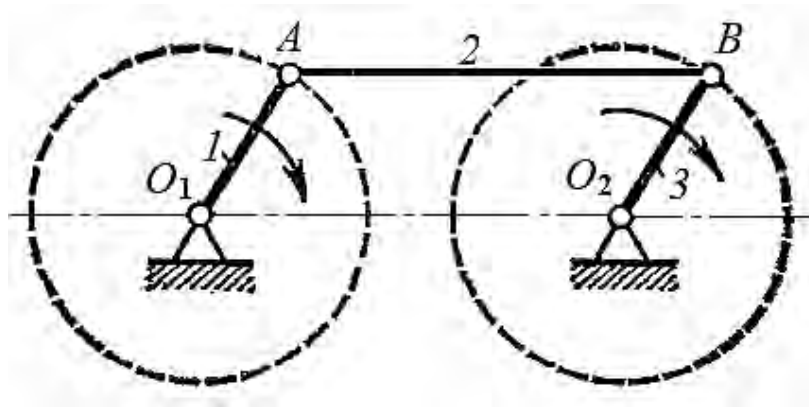


Рис.21.3.

Траєкторії точок, зв'язаних із шатуном AB (рис. 21.4), називають *шатунними кривими*.

Відповідно добираючи форми і довжини ланок механізму, можна домогтися точного або приблизного відтворення траєкторій точок діючих механізмів, наприклад, для перемішування тіста (рис. 21.4, а), ворущіння сіна (21.4, б), переміщення кіноплівки (рис. 21.4, в) тощо.

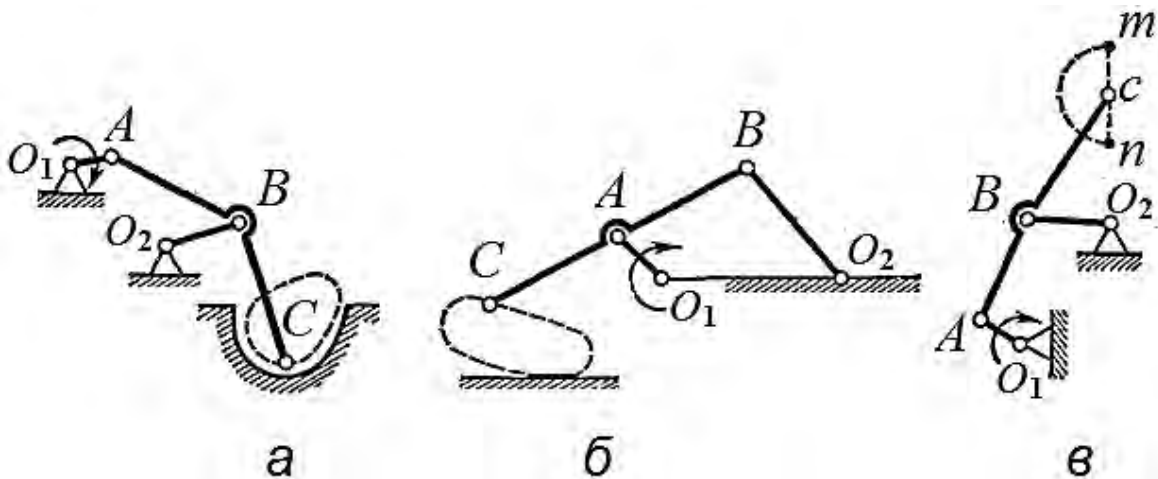


Рис.21.4.

В останньому випадку потрібно, щоб крива на певній ділянці $m - n$ переходила в пряму. Ланка 3, яка обертається нерівномірно (рис. 21.2), сама може бути виконуючим органом машини: до ланки додатково можна приєднати ланки 4 і 5 (рис. 21.5) з виконуючим органом у вигляді повзуна або поршня 5.

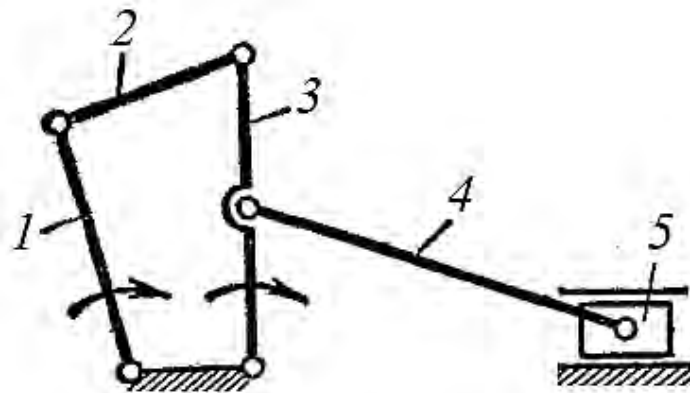


Рис.21.5

§ 21.2. Кривошипно-повзункові і кулісні механізми

Кривошипно-повзунковий механізм можна утворити з шарнірного чотириланковика, якщо одну з обертових кінематичних пар замінити поступальною.

Кривошипно-повзункові механізми широко використовують у різноманітних машинах (у двигунах внутрішнього згоряння, у насосах, у металорізальних верстатах і т. д.) для перетворення обертального руху на поступальний і, навпаки, зворотно-поступального руху на обертальний. Якщо вісь обертання кривошипа OA (рис. 21.6, а) — пряма, по якій переміщується центр шарніра B , то механізм називають центральним.

У центральних (дезаксіальних) механізмах (рис. 21.6, б) зміщення I осі O обертання кривошипа OA відносно осі B_0B називають *ексцентриситетом*.

У центральному механізмі тривалість прямого і зворотного ходів повзуна однакова і відповідає куту повороту кривошипа на кут 180° .

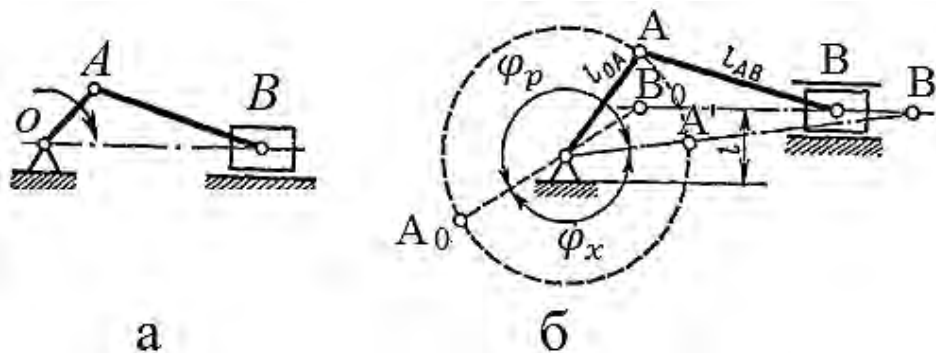


Рис.21.6

Фазові кути φ_p і φ_x робочого і холостого ходів повзуна в нецентральному механізмі (рис. 21.6, б) відрізняються від 180° звичайно не більше ніж на 30° і їх відношення не більше від 1,5. Умова повертання такого механізму: $l_{AB} > l_{OA} + l$.

Кулісні механізми. Кулісою називають рухоми ланку O_2B (рис. 21.7), що є напрямною для каменя, який рухається по цій.

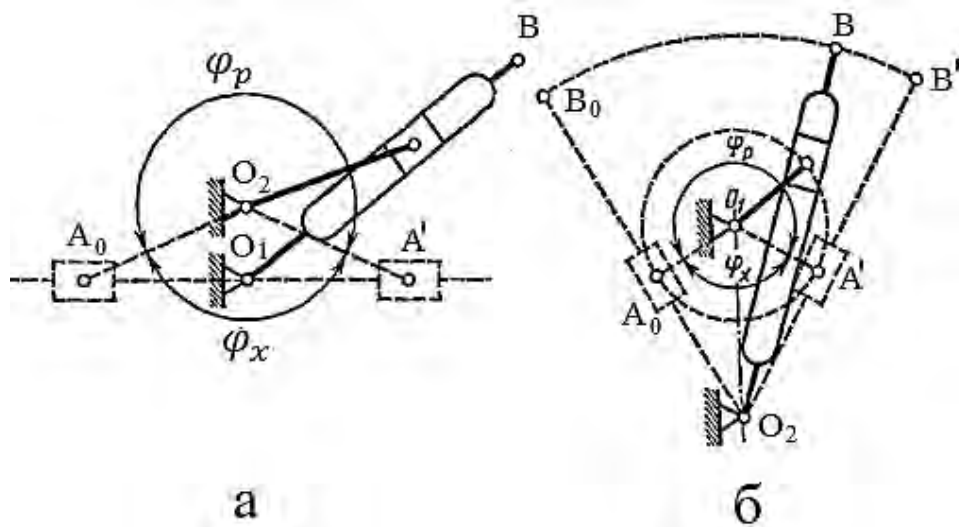


Рис.21.7.

Якщо в кулісному механізмі довжина кривошипа O_1A (рис. 21.7, а) більша від міжцентрової відстані O_1O_2 , то куліса O_2B може робити повний оберт і тому її називають обертовою.

У протилежному разі маємо механізм коливаючою кулісою (рис. 21.7, б).

Механізми з обертовою кулісою перетворюють рівномірний обертальний рух кривошипа на нерівномірне обертання куліси. Кутові швидкості кривошипа і куліси однакові тільки тоді, коли куліса стає перпендикулярно до лінії центрів O_1O_2 ; верхню частину оберту (поворот на кут φ_p , рис. 21.7, а) куліса робить а меншою кутовою швидкістю, ніж кривошип, а нижню — з більшою.

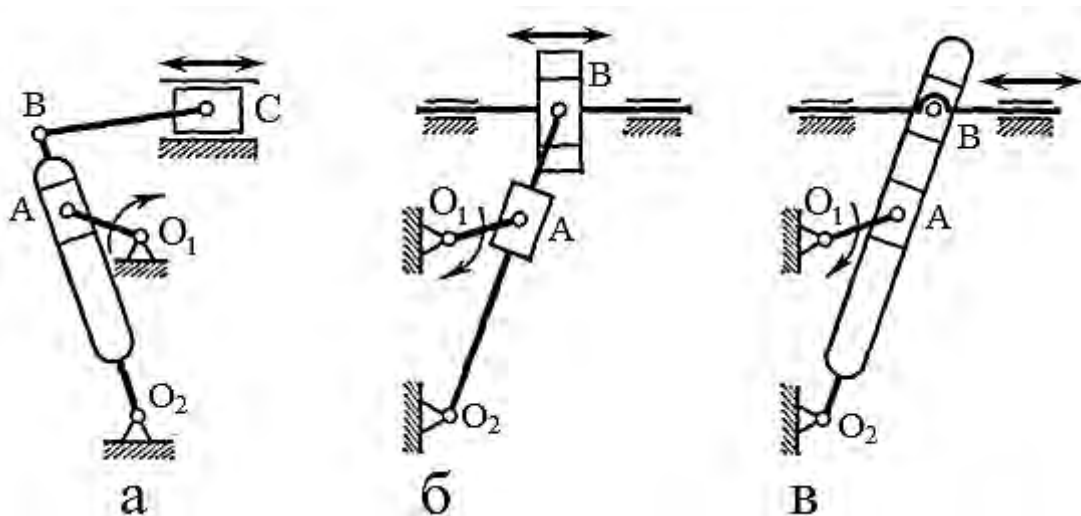


Рис.21.8.

Механізми з коливаючою кулісою (рис. 21.7, б) перетворюють неперервне обертання кривошипа O_1A на коливальний рух куліси O_2B з різною тривалістю

прямого і зворотного ходів (пропорційною кутам $\varphi_p \varphi_x$). Різниця інтервалів зростає з наближенням довжини ланки O_1O_2 до O_1A .

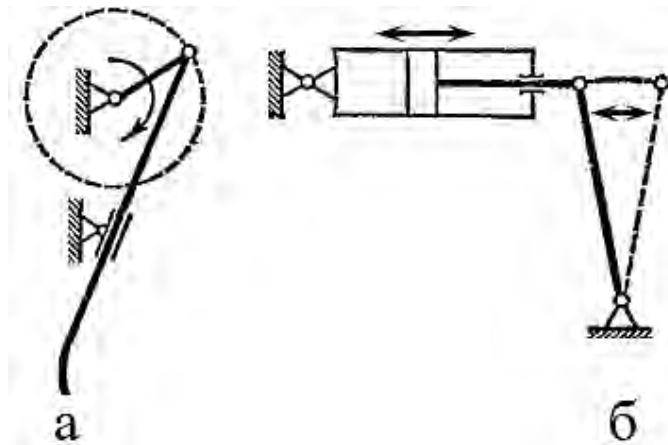


Рис.21.9

У техніці звичайно використовують шестиланкові кулісні механізми; їх виготовляють за однією із схем (а, б, в), показаних на рис. 21.8.

Ці механізми мають забезпечити зворотно-поступальний рух повзуна. Різновидом кулісного механізму є механізм з коливним повзуном» який використовують, наприклад, у снігозбиральній машині (рис. 21.9, а) або в приводах від гідроциліндра (рис. 21.9, б),

§ 21.3. Кулачкові механізми

У машинах з автоматичним керуванням, що працюють за певним технологічним циклом, широко використовують так звані кулачкові механізми, які дають змогу циклічно змінювати напрям і швидкість руху веденої ланки за певним законом.

Основні ланки кулачкового механізму — це кулачок 1 (рис. 21.10, а) і штовхач 2 . Обертання кулачка 1 , виготовленого у вигляді закріпленої на ведучому валу шайби з криволінійним обрисом, зумовлює поступальний (рис. 21.10, а, б, в), коливальний (рис. 21.10, г) або значно складніший рух штовхача 2 .

Від штовхача рух передається якомусь виконавчому органу машини чи механізму: плунжеру масляного насоса, різцевому супорту верстата-автомата тощо.

Щоб зменшити втрати на тертя і підвищити зносостійкість ланок механізму, штовхач виготовляють з роликом 3 (рис. 21.10, в, г).

Якщо кулачок рухається поступально (рис. 21.11), то його називають *копіром*. Поступальний рух передається кулачкам механічно від якоря соленоїда чи від штока гідро- або пневмо-циліндра.

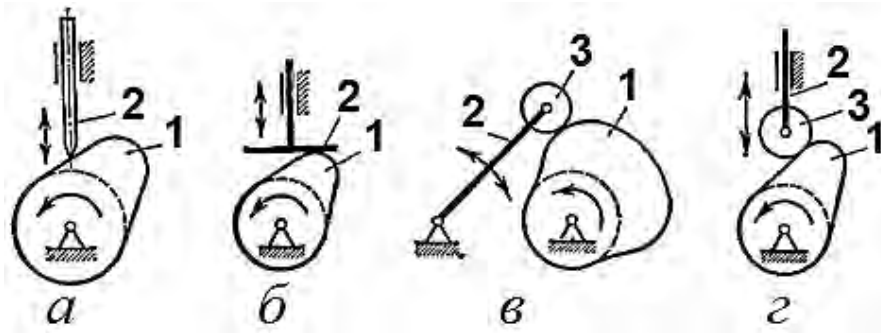


Рис. 21.10.

Кулачкові механізми забезпечують рух штовхача практично за будь-яким законом. Переважно застосовують закон руху при сталій швидкості, наприклад в автоматах поздовжнього точіння, і синусоїдний закон для безударної, м'якої роботи штовхача.

Крім *плоских* кулачкових механізмів (рис. 21.10 і рис. 21.11), у машинах-автоматах часто використовують *просторові* кулачкові механізми, наприклад, з циліндричним (барабанним) кулачком, як на рис. 21.12.

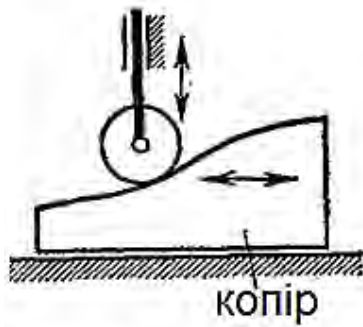


Рис. 21.11.

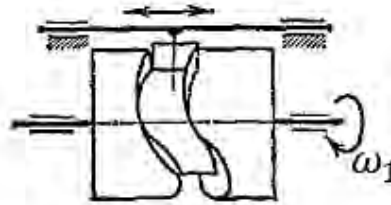


Рис. 21.12.

Фази роботи кулачкового механізму. Ділянки криволінійної поверхні кулачка 1 (рис. 21.13), набігаючи на ролик штовхача 2, примушують його рухатися зворотно-поступально.

Коли кулачок рухається за годинниковою стрілкою, то під дією ділянки *a* — *б* штовхач рухається, віддаляючись від центра кулачка.

Поворот кулачка на кут φ_1 відповідає фазі віддалення (умовно — фазі підйому) штовхача.

Обертання кулачка в межах кута φ_2 не зміщує штовхача, бо ділянка *b* — *с* циліндрична.

Кут φ_2 відповідає фазі дальнього стояння.

Наступне повертання кулачка внаслідок дії пружини 3 наближає штовхач до центра кулачка. Кут відповідає фазі повернення штовхача.

Циліндрична ділянка *d* — *а* поверхні кулачка в межах кута φ_4 відповідає фазі ближнього стояння штовхача. Сума фазових кутів $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 2\pi$. У реальних конструкціях кулачків кути φ_2 і φ_4 можуть дорівнювати нулю.

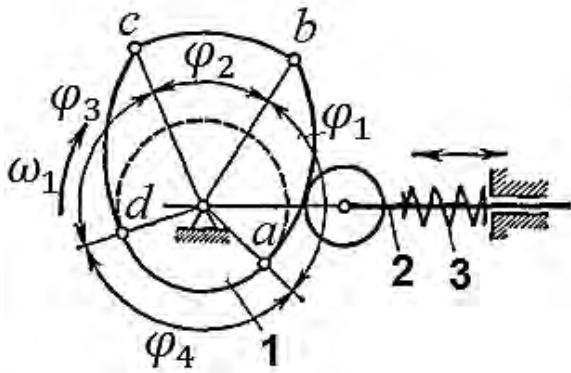


Рис.21.13.

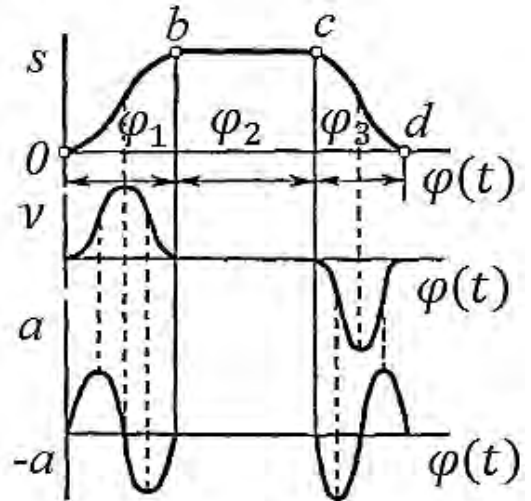


Рис.21.14.

На рис. 21.14 показано графіки переміщення, швидкості і прискорення штовхача в межах фазових кутів $\varphi_2 + \varphi_3$ і φ_4 . Суму цих кутів $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \varphi_p$ називають робочим кутом кулачка.

§ 21.4. Механізми переривчастого руху

У різних машинах і приладах використовують механізми, в яких ведена ланка рухається в одному напрямі з періодичними зупинками.

Такі механізми називають механізмами переривчастого руху.

До них належать мальтійські, важільно-крокові і храпові механізми.

Мальтійські механізми широко використовують в автоматобудуванні.

Мальтійський механізм складається з ведучого кривошипа 1 (рис. 21.15, а) з пальцем або роликком 2 на кінці і мальтійського хреста 3.

Під час обертання кривошипа 1 палець 2 входить у паз мальтійського хреста 3 і повертає його на певний кут.

Коли палець виходить із паза, то положення мальтійського хреста фіксується циліндричною ділянкою диска 4; диск прикріплений до кривошипа і входить у відповідної форми вирізи 5.

Отже, мальтійський хрест обертається при повертанні кривошипа на кут φ_p і стоїть нерухомо при повертанні кривошипа в межах кута φ_x .

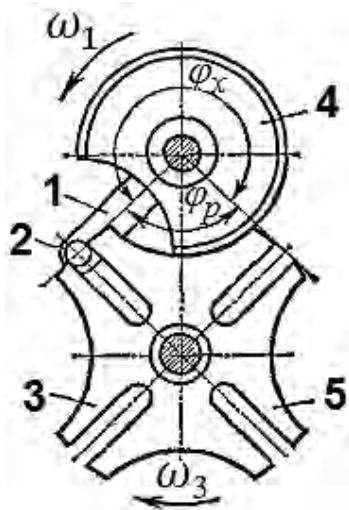


Рис.21.15. (а)

Геометричні параметри мальтійського механізму вибирають так, щоб у момент входу і виходу пальця з паза хреста вектор швидкості центра пальця збігався за напрямом з віссю радіального паза.

Мінімально допустима кількість радіальних пазів мальтійського хреста $z = 3$, максимальна звичайно не більша від $z = 12$. Коли $z = \infty$, то маємо рейковий механізм (рис. 21.15, б).



Рис.21.15. (б)

Важільно-крокові механізми звичайно виготовляють на базі шарнірних чотириланковиків і використовують для переміщення ланок, які рухаються поступально (див. рис. 21.4, в).

У таких механізмах шатун робить складні рухи і періодично входить у зачеплення з веденою ланкою, переміщуючи її на один крок завжди в одному напрямі (так, наприклад, рухається плівка в кінокамері).

Храпові механізми. Найбільш типовий храповий механізм складається з ведучої ланки 1 (рис. 21.16, а), на якій на шарнірі встановлено заскочку 2, що впирається в зуби веденої ланки 3, яку називають храповим колесом.

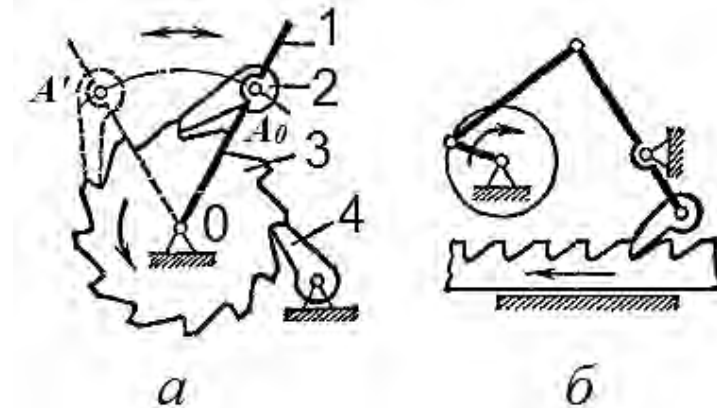


Рис.21.16.

При коливальному русі ланки 1 під час робочого ходу (коли ланка 1 обертається проти годинникової стрілки) заскочка 2 повертає храпове колесо, а під час зворотного ходу під дією тертя або додаткової заскочки 4 ведена ланка залишається нерухомою. Якщо радіус храпового колеса нескінченно великий, то воно переходить у рейку (рис. 21.16, б), якій заскочка надає переривчастого поступального руху.

Храпові механізми мають два ступені вільності, тому храпове колесо або рейка можуть вільно переміщуватись, обганяючи ведучу ланку, якщо цьому не перешкоджають передбачені конструктивні пристрої.

ДЕТАЛІ І СКЛАДАЛЬНІ ОДИНИЦІ ПЕРЕДАЧ

Розділ 22. ОСІ І ВАЛИ

§ 22.1. Призначення, конструкція і матеріали осей і валів

Обертові деталі в машинах і механізмах встановлюють на осях і валах. Осі бувають обертові і нерухомі (рис. 22.1, а, б), причому вони *не передають обертаючий момент* і тому зазнають лише деформації згину.

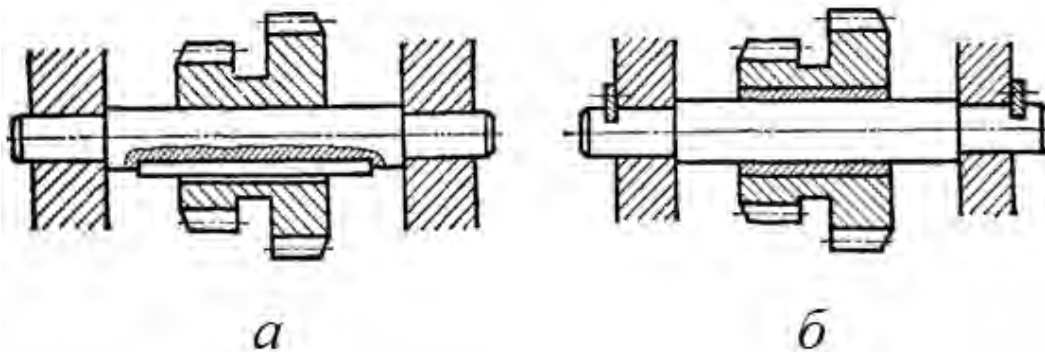


Рис. 22.1.

Вали на відміну від осей призначені для *передачі обертаючих моментів* (рис. 22.2); під дією прикладених навантажень вали зазнають деформації кручення і згину.

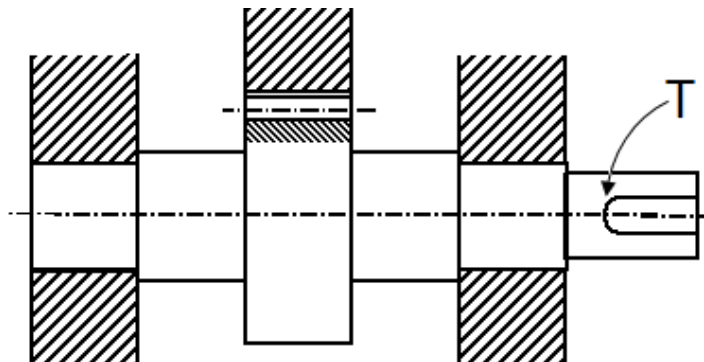


Рис. 22.2.

За конструкцією осі і вали поділяють на гладенькі, ступінчасті і фасонні (наприклад, колінчасті), а також на суцільні і порожнисті.

Ступені на валах і осях призначені для закріплення на них деталей» а також для створення поверхонь, якими вали і осі опираються на нерухомі деталі корпусу.

Опорні поверхні осей і валів називають цапфами. Кінцеві цапфи називають шипами, а проміжні — шийками (рис. 22.3).

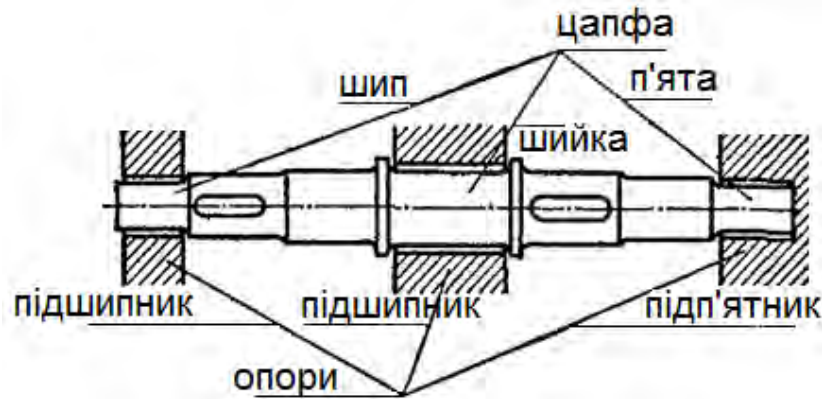


Рис. 22.3.

Кінцеву частину вала, призначену для передавання осьового навантаження нерухомій опорі) називають п'ятою.

Проміжні опори, що мають вигляд кільцевих виступів і таке саме призначення, називають заплечиками або гребенями.

Посадочні і опорні поверхні валів і осей ретельно обробляють.

Порожністими роблять вали, щоб зменшити їх масу.

Для виготовлення осей і валів, які не зазнають термообробки, звичайно беруть сталі Ст5 і Ст6.

Для валів беруть переважно термічно оброблені середньовуглецеві і леговані сталі 45, 40Х, а для сильно навантажуваних валів машин, якщо це треба,— леговані сталі 40ХН, 30ХГТ, 30ХГСА та ін.

Вали з цих сталей звичайно зміцнюють або піддають поверхневому загартуванню СВЧ. Швидкохідні вали, які обертаються в підшипниках ковзання, виготовляють з цементованих сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ тощо.

§ 22.2. Розрахунок валів і осей

Вали розраховують на міцність, беручи до уваги згинаючі і крутні моменти, які діють під час змінних напруг. Вали несуть навантаження обертаючих моментів, ваги встановлених на них деталей, власної ваги і сил, які виникають під час дії передач.

Проектування валів пов'язане з такими етапами розрахунку:

- 1) вибір матеріалу і допустимих напруг;
- 2) попередній (проектний) розрахунок;
- 3) вибір величин конструктивних елементів вала;
- 4) визначення опорних реакцій; побудова епюр згинаючих і крутних моментів;
- 5) визначення еквівалентного моменту в небезпечному перерізі;
- 6) остаточний (спрощений або уточнений перевірний) розрахунок вала.

Для остаточного розрахунку вала потрібно знати його конструкцію, розміщення опор і місць прикладання навантажень. Все це визначає конструктор після попереднього розрахунку діаметра вала.

Попередній розрахунок вала є проектним лише на кручення за зниженими допустимими напруженнями. Умова міцності має вигляд

$$\tau_k = M_k / (0,2d^3) \leq [\tau_k],$$

звідки

$$d \geq \sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau_k])}.$$

Попередньо визначити діаметр вала можна й затим валом, з яким розраховуваний вал з'єднується.

Наприклад, шуканий діаметр вала можна взяти таким, що дорівнює діаметру вихідного кінця вала приєднуваного електродвигуна.

Величини діаметрів валів і осей в тих місцях, де на них насаджують спряжені деталі, округляють до найближчих значень за ДСТУ ГОСТ 6636-69 переважно з ряду $R_a 40$, в якому в межах від 10 до 125 мм подано такі стандартні значення:

10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125.

Через те що промисловість випускає підшипники кочення з діаметром отвору, що дорівнює 35, 55; 65 і 70 мм, дозволяється використовувати для цапф валів ці додаткові розміри.

Остаточний розрахунок вала роблять як перевірний, беручи до уваги одночасну дію моменту згину і крутного моменту.

Коли на вал діє у різних площинах кілька навантажень, то сили звичайно розкладають на взаємно перпендикулярні складові. При цьому одну з площин складових вибирають так, щоб вона збігалася з площиною дії основної сили.

Для складових, які діють у перпендикулярних площинах, будують епюри моментів згину і за ними визначають сумарні моменти згину в будь-якому перерізі вала як геометричні суми моментів за формулою

$$M_{зг} = \sqrt{M_{згx}^2 + M_{згy}^2}.$$

Одночасна дія крутного моменту M_k і моменту згину $M_{зг}$ визначається величиною еквівалентного моменту за III теорією міцності:

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + M_k^2}.$$

Внаслідок обертання напруження згину в матеріалі вала навіть при сталій за величиною і напрямом зовнішній силі змінюється за симетричним циклом. Це відбивають відповідні величини допустимих напружень, що їх використовують у розрахунковій формулі:

$$\sigma_{екв} = M_{екв} / (0,1d^3) \leq [\sigma_{-1F}]$$

Розрахункові діаметри вала в небезпечних перерізах визначають за формулою

$$d \geq \sqrt[3]{M_{\text{екв}} / (0,1[\sigma_{-1F}])}$$

і порівнюють з раніше встановленими діаметрами.

Наведені формули для перевірного і проектного розрахунків валів використовують також для розрахунку осей. Оскільки осі навантажені лише моментом згину, то для них

$$M_k = 0$$

і

$$M_{\text{екв}} = M_{\text{зг}} = \sqrt{M_{\text{згх}}^2 + M_{\text{згу}}^2}$$

Допустимі навантаження згину $[\sigma_{\text{зг}}]$ для осей, які не обертаються і $[\sigma_{-1F}]$ для валів та осей, що обертаються, беруть з табл. 21.1.

Таблиця 22.1.

Матеріал	Тимчасовий опір $\sigma_{\text{тм}}$, МПа	Допустимі напруги, МПа	
		$[\sigma_F]$	$[\sigma_{-1F}]$
Вуглецева сталь	400	230	40
	500	170	65
	600	200	55
	700	230	45
Легована сталь	800	270	90
	1000	330	75

Діаметри в тих місцях, де є шпонкові канавки, щоб компенсувати ослаблення вала, збільшують порівняно з розрахунковими значеннями на 7...10 %.

На рис. 22.4 показано конструкцію вала-шестірні циліндричної косозубої передачі з усіма даними, потрібними для розрахунку вала (сили реакції тощо).

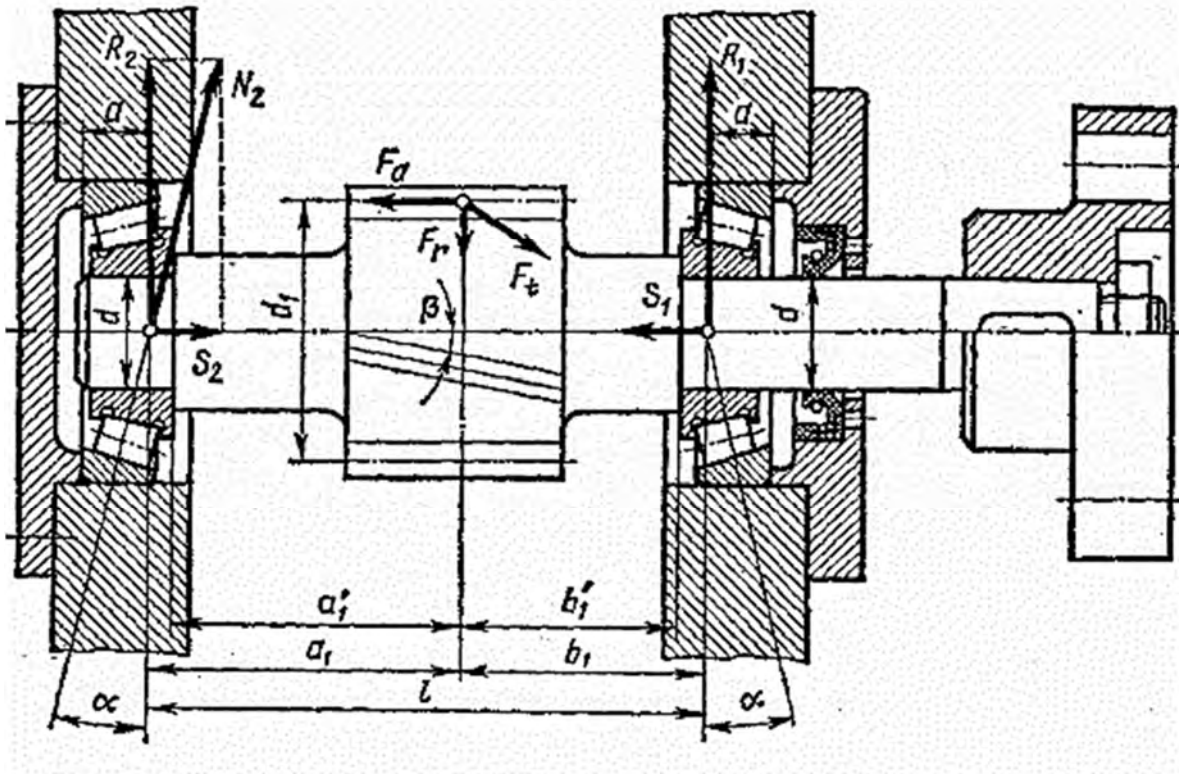


Рис. 22.4.

На рис. 22.5, а подано для цього випадку розрахункову схему навантаження вала передаваним обертаючим моментом T , коловою силою на колесі $F_t = 2T/d_1$, осьовою силою $F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha$ і вертикальною силою $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ (де α — кут зачеплення, β — кут нахилу зубів).

На рис. 22.5, б показано сили F_a , F_r і реакції опор $Y(A)$ і $Y(B)$, а також момент $m = F_a \cdot d_1 / 2$, що діють у вертикальній площині.

На рис. 22.5, в показано силу F_t і реакції опор X_A та X_B , які діють у горизонтальній площині.

Епюри моментів згину від сил F_r і F_a , які діють у вертикальній площині, показано на рис. 22.5, г; епюру згинаючих моментів від сили F_t , яка діє у горизонтальній площині, — на рис. 21.5, д, а епюру від обертаючого моменту — на рис. 22.5, е.

Наведений розрахунок вала на витривалість є спрощеним, оскільки пов'язаний з припущенням, що дотичні і нормальні напруги змінюються за симетричним (тобто найнесприятливішим) циклом. Такий розрахунок дає неточність у кілька процентів у бік збільшення запасу міцності вала.

Уточнений розрахунок вала на витривалість роблять як і перевірний; він полягає у визначенні фактичного запасу міцності з урахуванням характеру змін дотичних і нормальних напруг, масштабного фактора, концентрації напруг і стану поверхні.

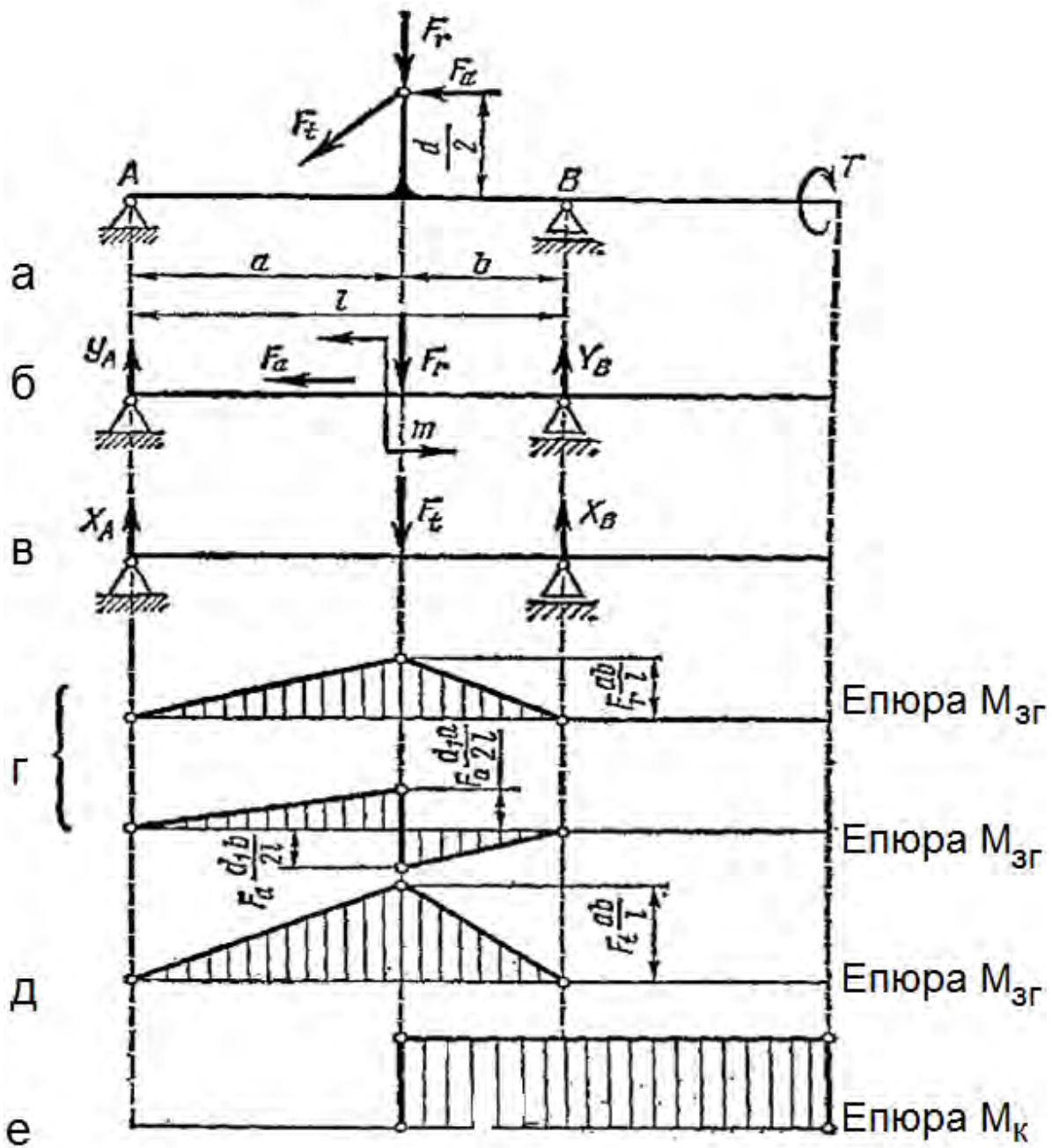


Рис. 22.5.

Умову міцності можна записати у вигляді $n \geq [n]$.

У більшості випадків можна обмежитись спрощеним перевірним розрахунком вала.

За відомою номінальною напругою в небезпечному перерізі легко визначити випадки, коли умови витривалості завчасно враховані.

Уточненого розрахунку не потрібно, якщо

$$\sigma_{\text{екв}} \leq \varepsilon_{\sigma} \sigma_{-1F} / (k_{\sigma} [n]) = [\sigma_{-1F}],$$

де σ_{-1F} — границя витривалості гладенького зразка на згин при симетричному циклі навантаження;

ε_σ — масштабний фактор;

k_σ — ефективний коефіцієнт концентрації напруг у небезпечному перерізі;

$[n]$ — допустимий коефіцієнт запасу міцності на витривалість; $[n]_{\min} = 1,3$.

Вали перевіряють також на жорсткість. Від дії прикладених сил вали деформуються — згинаються і скручуються.

Допустимі прогини і кути нахилу пружної лінії валів визначаються умовами нормальної роботи деталей передач і підшипників.

Оскільки деформації валів мало позначаються на роботі пасових і ланцюгових передач, то вали таких передач на жорсткість не перевіряють. Деформації валів зубчастих передач спричинюють зміщення зони контактів зубів і концентрацію навантаження на їх кінцях.

Збільшення міжосьової відстані при деформації валів особливо негативно позначається на дії передач із зачепленням Новикова.

Нахил пружної лінії вала спричинює в опорі перекіс кілець підшипників кочення і нерівномірну концентрацію тиску вздовж вкладиша підшипника ковзання. Умова жорсткості валів:

$$\alpha \leq [\alpha]; f \leq [f],$$

де α — кут нахилу пружної лінії вала в опорі або в місці встановлення зубчастих коліс;

f — максимальна стріла прогину, мм;

$[\alpha]$ і $[f]$ — допустимі значення кута нахилу і стріли прогину вала.

Прогини і кути нахилу пружної лінії вала визначають звичайно методами пору матеріалів.

Для зубчастих передач допустимий прогин у місці встановлення зубчастих коліс може бути не більшим від 0,03 модуля зачеплення.

Найбільший допустимий кут нахилу вала, розміщеного у:

- підшипнику ковзання, може дорівнювати $[\alpha] = 0,001$ рад;
- шарикових радіальних підшипниках $[\alpha] = 0,0012$ рад;
- радіальних підшипниках з короткими циліндричними роликками $[\alpha] = 0,0005$ рад;
- конічних роликкових підшипниках $[\alpha] = 0,0003$ рад;
- для валів зубчастих передач кут взаємного нахилу осей має бути не більшим від 0,001 рад.

Іноді осі також перевіряють на жорсткість за допустимою стрілою прогину $[f]$:

$$f \leq [f] = (0,001 \text{ — } 0,002) l,$$

де l — відстань між опорами осі.

Розділ 23. ОПОРИ ОСЕЙ І ВАЛІВ

Опорами валів і обертових осей є підшипники і підп'ятники (див. рис. 22.3.). Підшипники приймають радіальні і осьові навантаження і передають їх на корпус чи раму машини. Підп'ятники приймають осьові навантаження, переважно вертикальні. Опори осей і валів за видом тертя поділяють на опори ковзання і кочення.

§ 23.1. Підшипники ковзання

Підшипники ковзання переважно складаються з двох основних елементів: корпусу і вкладиша, виготовленого з антифрикційного матеріалу.

Перевагою підшипників ковзання є те, що вони мають порівняно малі розміри в радіальному напрямі, відзначаються слабкою чутливістю до поштовхів та ударів, значною довговічністю при рідинному терті робочих поверхонь.

До їх недоліків можна віднести порівняно низький ККД при нерідинному терті, великі розміри по осі і значну витрату мастила.

Залежно від напрямку приймання навантаження підшипники ковзання поділяють на:

- а) радіальні, які приймають радіальні навантаження;
- б) упорні, або підп'ятники, які приймають осьові навантаження;
- в) радіально-упорні, які приймають одночасно радіальні і осьові навантаження.

Існує багато різних конструкцій підшипників ковзання. Широко застосовують цілі (рис. 23.1.) і рознімні (рис. 23.2.) підшипники.

Підшипники ковзання використовують для:

- 1) досить швидкохідних валів, де довговічність підшипників кочення недостатня (турбіни);
- 2) особливо точного напрямлення валів (високоточні верстати);
- 3) опор, які зазнають значних поштовхів і ударів; коли за умовами складання підшипники мають бути рознімними (колінчасті вали);
- 4) опор, які вимагають малих діаметрів; для особливих умов, в яких підшипники кочення непридатні (у воді, в агресивних середовищах);
- 5) допоміжних тихохідних механізмів.

Нерознімні підшипники використовують переважно в тихохідних механізмах з ручним чи механічним приводом.

Конструктивні форми корпусів таких підшипників можуть бути різні (див. рис. 23.1, а, б, в, г, д).

Для приладів і деяких механізмів нерознімні підшипники виготовляють у вигляді бронзової або чавунної втулки, запресованої у стінку корпусу.

Рознімний підшипник складається з корпусу 4, кришки I, болтів і шпильок 2, якими скріплюють кришку з корпусом, і вкладиша 3, що має дві половинки. Через отвір у кришці I подається густе або рідке мастило.

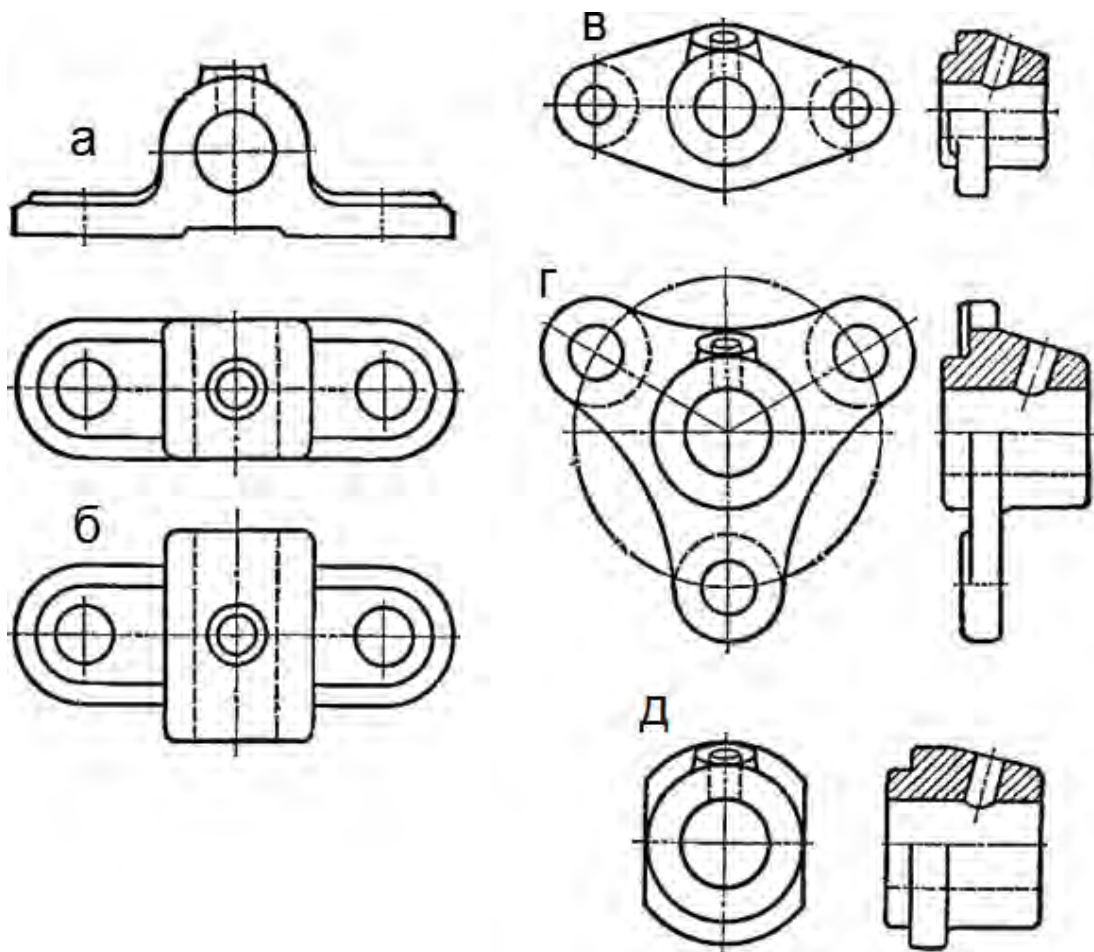


Рис. 23.1.

Спрацювання вкладишів компенсується притискуванням верхньої кришки. Корпус підшипника звичайно виготовляють з чавуну.

Для виготовлення втулок, вкладишів підшипників і підп'ятників беруть антифрикційний чавун низької твердості, кольорові метали (бронзу, бабіт, латунь, алюмінієві сплави); металокерамічні матеріали, які виготовляють з порошків заліза чи бронзи і графіту, пресуючи їх під високим тиском і спікаючи потім при високій температурі.

Використовують й інші матеріали (текстоліт, деревно-шаруваті пластики тощо), які у багатьох випадках успішно замінюють дефіцитні кольорові метали та їх сплави.

Конструкція і розміри різних корпусів підшипників ковзання і чавунних вкладишів до цих корпусів стандартизовано.

Для змащування підшипників швидкохідних валів беруть легкі (менш в'язкі) гатунки масел. Важкі масла або пластичні мастила використовують для підшипників тихохідних валів при великих навантаженнях.

У підшипниках ковзання бажано створювати рідинне тертя. Воно (на відміну від сухого чи граничного) постійно створює певної товщини шар мастила між тертьовими поверхнями.

Для перевірки розмірів цапфи підшипника — довжини l і діаметра d (рис. 23.2) — користуються умовним розрахунком, який роблять за допустимим середнім тиском у підшипнику і за добутком тиску на швидкість.

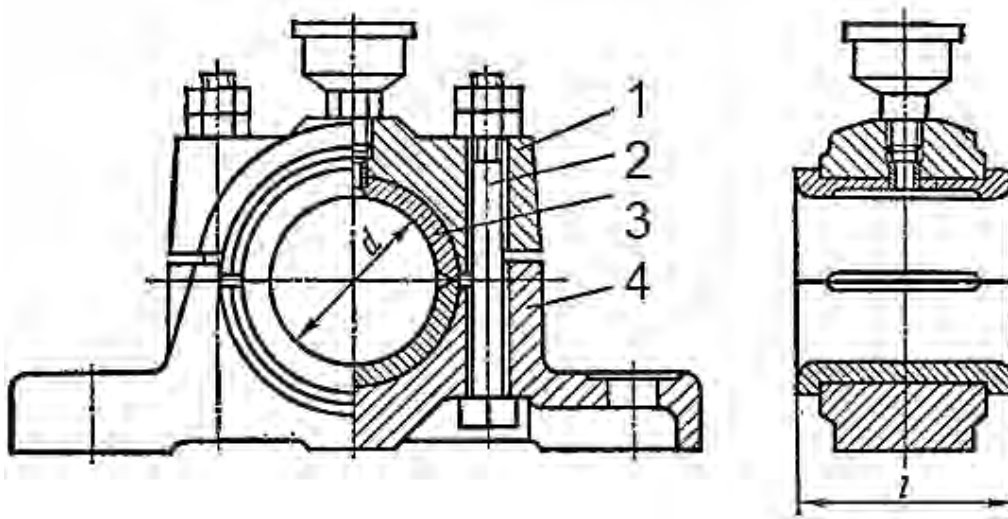


Рис. 23.2.

Середній тиск p у підшипнику має відповідати умові

$$p = R/(dl) \leq [p],$$

де R — радіальне навантаження на підшипник;

d і l — діаметр і довжина цапфи;

$[p]$ — допустимий тиск.

Для проектного розрахунку задаються відносною довжиною підшипника $\psi = l/d = 0,4 \div 1,2$. Вибір відносної довжини залежить від конструкції вала, габаритів передачі й умов роботи підшипника.

Додатково визначають добуток середнього тиску p у підшипнику на швидкість ковзання v :

$$pv \leq [pv],$$

де $[pv]$ — допустиме значення умовної характеристики нагрівання і спрацювання.

Для наближених розрахунків підшипників ковзання можна брати такі середні значення $[p]$, МПа, і $[pv]$, МН/(м·с):

для сталі по чавуну	$[p] \approx 3,$	$[pv] \approx 3;$
по бронзі	$[p] \approx 5,$	$[pv] \approx 8;$
по бабіту	$[p] \approx 6,$	$[pv] \approx 20.$

Докладніші рекомендації щодо вибору значень $[p]$ і $[pv]$ залежно від матеріалу вкладишів підшипників, сорту мастила й умов роботи подано в довідниках.

§ 23.2. Підшипники кочення

Підшипники кочення, що їх випускає промисловість, стандартизовані. Масове виробництво їх має великий діапазон типорозмірів із зовнішнім діаметром від 1,5 мм до 2,6 м і масою від часток грама до кількох тонн.

У більшості випадків підшипники кочення (рис. 23.3.) складаються з двох кілець 1 і 2, тіл кочення 4 (шариків чи роликів), сепаратора 3 який утримує тіла кочення на деяких відстанях одне від одного.

Деякі підшипники кочення з метою зменшення їх габаритів виготовляють без одного або без обох кілець, а іноді без сепаратора.

Порівняно з підшипниками ковзання підшипники кочення мають такі позитивні якості:

- а) менші моменти сил тертя, порівняно незначне нагрівання;
- б) незначна витрата мастила;
- в) мала ширина.

До недоліків слід віднести: чутливість до ударних навантажень, відносно великі радіальні розміри і значна вартість (велико-габаритних підшипників).

Кільця і тіла кочення виготовляють із спеціальної підшипникової сталі ШХ9 і ШХ15 з високим вмістом хрому.

Сепаратори виготовляють з м'якої вуглецевої сталі, латуні, бронзи, дюралюмінію, текстоліту.

За навантаженням, яке вони приймають, підшипники кочення поділяють на:

- а) радіальні;
- б) радіально-упорні;
- в) упорно-радіальні;
- г) упорні.

Залежно від форми тіл кочення підшипники бувають шарикові і роликіві. Ролики бувають:

- а) циліндричні короткі;
- б) довгі;
- в) виті;
- г) конічні;
- д) бочкоподібні;
- е) голчасті, тобто довгі циліндричні малого діаметра.

За кількістю рядів тіл кочення підшипники бувають;

- а) одно;
- б) двохрядні;
- в) багаторядні.

За способом самоустановлення підшипники кочення поділяють на;

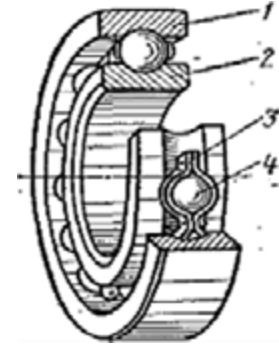


Рис. 23.3.

- а) несамоустановні;
- б) самоустановні (сферичні).

Залежно від вантажопідйомності підшипники кочення поділяють на розмірні серії:

- а) надлегкі;
- б) особливо легкі;
- в) легкі; середні;
- г) важкі.

Залежно від ширини:

- а) вузькі;
- б) нормальні;
- в) широкі
- г) особливо широкі.

При тому самому діаметрі отвору підшипники різних серій мають різні за розмірами кільця і тіла кочення (шарики або ролики); в особливо легкій серії вони більші, ніж у надлегкої, у легкій більші, ніж в особливо легкій, у середньої більші, ніж у легкої і т.д.

Шарикопідшипники радіальні однорядні (рис. 23.3. і 23.4. а) — найпростіші і найдешевші, дуже поширені в машинобудуванні. Вони призначені для радіального навантаження, але можуть одночасно приймати і деяке осьове навантаження.

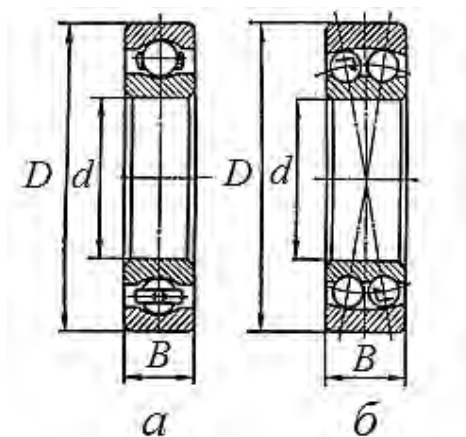


Рис. 23.4.

Шарикопідшипники радіальні дворядні сферичні самоустановні (рис. 23.4, б) допускають перекіс кілець до 2° і крім радіального навантаження можуть приймати осьове навантаження.

Роликопідшипники радіальні з короткими циліндричними роликами (рис. 23.5, а, б) допускають значно більші навантаження, ніж однорядні шарикові (в 1,7 рази), але не приймають осьових навантажень.

Роликопідшипники радіальні дворядні сферичні (рис. 23.5.) мають бочкоподібні ролики.

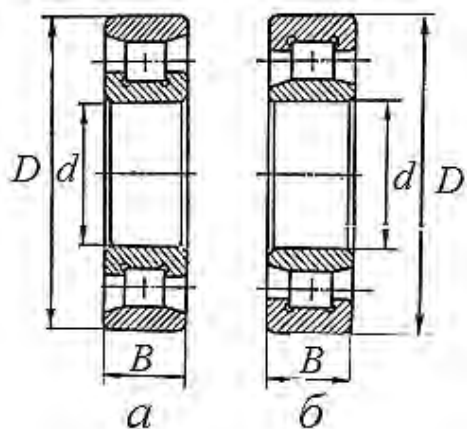


Рис. 23.5.

Такі підшипники допускають перекіс кілець до 2° і крім радіального навантаження можуть приймати й *осьове*.

Роликопідшипники голчасті (рис. 23.7) мають малий діаметр зовнішнього кільця. Вони приймають тільки радіальне навантаження.

Шарикопідшипники радіально-упорні (рис. 23.8) і роликопідшипники конічні (рис. 23.9) приймають і радіальні, і значні осьові навантаження, які діють одночасно

Коли кут контакту $\alpha \geq 45^\circ$ (рис. 23.8 і 23.9), то підшипник називають упорно-радіальним.

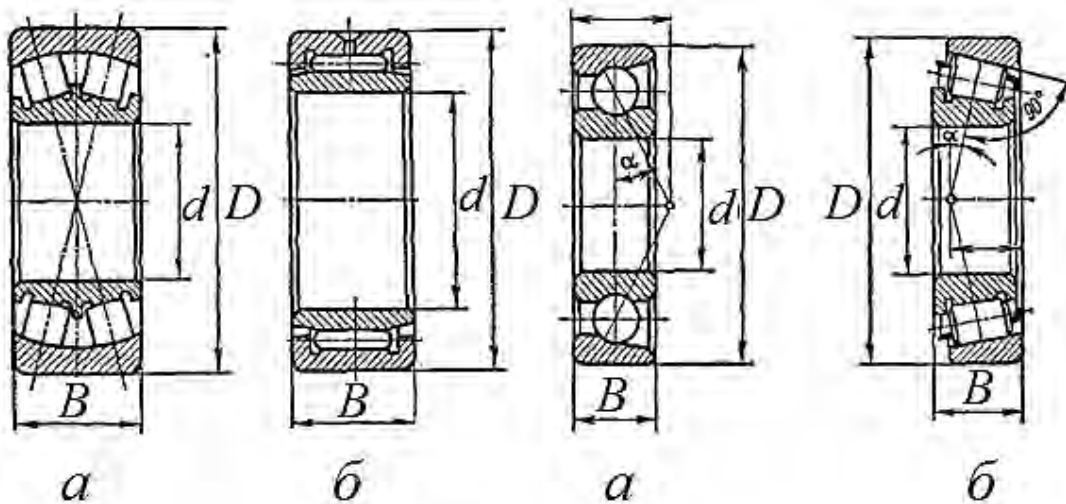


Рис. 23.6

Рис. 23.7

Рис. 23.8

Рис. 23.9

Шарикопідшипники упорні однорядні (рис. 23.10) призначені лише для осьових навантажень постійного напрямку, дворядні ж (рис. 23.11) приймають осьові навантаження у двох напрямках.

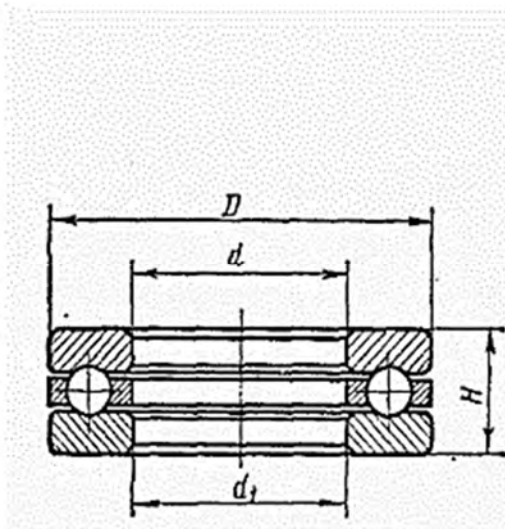


Рис. 23.10.

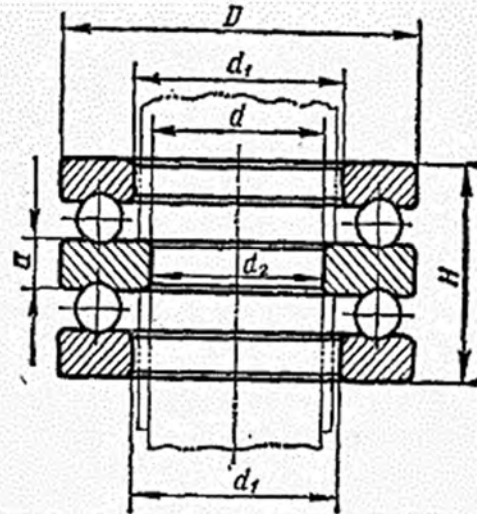


Рис. 23.11.

Упорні підшипники беруть для опор вантажних гаків, для установок з вертикальними валами, а також використовують у поєднанні з радіальними підшипниками, наприклад, в опорах ведучих валів черв'ячних редукторів.

ДСТУ ГОСТ 2.420-69 визначає правила виготовлення спрощених зображень підшипників кочення в осьових перерізах і перерізах на складальних кресленнях.

Значне розширення міжнародних торгових зв'язків нашої країни вимагало переходу на методику розрахунку і вибору підшипників за рекомендаціями міжнародних організацій ІСО (Міжнародна організація по стандартизації) щодо стандартів. Перехід на нову методику дасть можливість спростити контакти з зарубіжними замовниками вітчизняних підшипників.

Вибір типу і розмірів підшипників залежить від таких основних факторів:

- а) характеру навантаження (стале, змінне, ударне);
- б) його величини;
- в) напрямку;
- г) розмірів цапф вала;
- д) частоти його обертання;
- е) довговічності підшипника, млн. обертів або год.;
- ж) статичної і динамічної вантажопідйомності підшипника.

Методи розрахунку *статичної* вантажопідйомності і еквівалентного статичного навантаження підшипників кочення передбачені ДСТУ ГОСТ 18854-73.

Методи розрахунку *динамічної* вантажопідйомності і довговічності підшипників кочення передбачені ДСТУ ГОСТ 18855-73.

Довговічність підшипників — це розрахунковий строк роботи, протягом якого не менше ніж 90% із даної групи підшипників за однакових умов має працювати без виникнення ознак втомленості.

Статична вантажопідйомність C_0 — це статичне радіальне навантаження, якому відповідає загальна залишкова деформація тіла кочення і кілець у найбільш навантаженій ділянці контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Еквівалентне статичне навантаження F_0 — це статичне радіальне навантаження, від якого виникає така сама загальна залишкова деформація у найбільш навантаженій ділянці контакту тіла кочення з кільцями, як і в справжніх умовах навантаження.

Динамічна вантажопідйомність C радіальних і радіально-упорних підшипників — це стале радіальне (для упорних і упорно-радіальних підшипників — центральне осьове) навантаження, яке група подібних підшипників з нерухомим зовнішнім кільцем може витримати протягом розрахункового строку роботи, що становить 1 млн. обертів внутрішнього кільця.

Еквівалентне динамічне навантаження F радіальних і радіально-упорних підшипників — це стале радіальне навантаження яке, діючи на підшипник з обертовим внутрішнім і нерухомим зовнішнім кільцями, зумовлює такий самий строк роботи, як і в справжніх умовах навантаження.

Підшипники кочення з частотою обертання кільця понад 1 хв. добирають за динамічною вантажопідйомністю відповідно до умови:

$$C_{II} \leq C,$$

де C_{II} — потрібна величина динамічної вантажопідйомності, Н;

C — динамічна вантажопідйомність за каталогом на підшипники кочення.

Потрібну величину динамічної вантажопідйомності визначають залежно від еквівалентного динамічного навантаження P і необхідної довговічності, (L , млн. обертів, або L_h , год.) за формулами:

- для шарикових підшипників:

$$C_{II} = P \cdot \sqrt[3]{L}$$

або

$$C_{II} = P \cdot \sqrt[3]{60nL_h \cdot 10^{-6}};$$

- для роликів підшипників:

$$C_{II} = PL^{0,3}$$

або

$$C_{II} = P \cdot (60nL_h \cdot 10^{-6})^{0,3};$$

де n — частота обертання кільця підшипника, хв.⁻¹.

Для підшипників редукторів потрібну довговічність звичайно задають у годинах і беруть $L_h = (20 \dots 36) \cdot 10^3$.

Еквівалентне динамічне навантаження P обчислюють за формулою:

$$F = (XVF_r + YF_a) K_b K_t, \quad (23.1)$$

де X — коефіцієнт радіального навантаження;
 Y — коефіцієнт осьового навантаження;
 V — коефіцієнт обертання (для обертання відносно вектора навантаження внутрішнього кільця $V = 1$, зовнішнього кільця — $V = 1,2$);
 F_r — радіальне навантаження, Н;
 F_a — осьове навантаження, Н;
 K_b — коефіцієнт безпеки (для редукторів $K_b = 1,3 \dots 1,5$);
 K_t — температурний коефіцієнт (коли t до 120°C , $K_t = 1$).
Формула (23.1) справджується, коли:

$$\frac{F_a}{VF_r} > e$$

де e — допоміжний коефіцієнт.

Якщо

$$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$$

то розрахунок ведуть за радіальним навантаженням, беручи $X = 1$, $Y = 0$.

Тоді

$$P = VF_r K_b K_t.$$

Користуючись формулою (23.1), треба враховувати, що для:

- радіальних підшипників з короткими циліндричними роликами $F_a = 0$, $X = 1$;
- шарикових і роликів упорних підшипників $F_r = 0$, $Y = 1$;
- радіальних і радіально-упорних шарикових підшипників коефіцієнти X і Y беруть з табл. 8 ДСТУ ГОСТ 18855-73;
- радіально-упорних роликів підшипників коефіцієнти X і Y беруть з табл. 9 ДСТУ ГОСТ 18855-73.

Визначаючи осьові навантаження F_a , які діють на радіально-упорні підшипники, крім зовнішньої осьової сили A , треба враховувати осьові складові S реакцій підшипників, що виникають під дією радіальних навантажень. Ці складові обчислюють за формулами:

- для шарикових радіально-упорних підшипників

$$S = eF_r;$$

- для конічних роликів підшипників

$$S = 0,83eF_r,$$

де e — допоміжний коефіцієнт, який для шарикових підшипників визначають залежно від кута контакту a (див. рис. 23.8) і відношення Fa/C_0 , яке беруть з табл. 8 ГОСТ 18855—73;

- для роликів підшипників — за формулою

$$e = 1,5 \tan \alpha ,$$

де α — кут контакту (див. рис. 23.9), причому величину e для кожного типорозміру підшипників подано в каталозі.

Примітка. Для шарикових радіально-упорних підшипників з номінальними кутами контакту 12 і 15° враховують зміну робочих величин цих кутів під дією навантажень, і коефіцієнт e (потрібний для визначення F_a) обчислюють за формулами: коли $\alpha=12^\circ$, то

$$\log e = \frac{\log\left(\frac{Fr}{C_0}\right) - 1,144}{4,729},$$

коли $\alpha=15^\circ$
то

$$\log e = \frac{\log\left(\frac{Fr}{C_0}\right) - 1,766}{7,363}.$$

Щоб визначити сумарні осьові навантаження F_{a1} і F_{a2} , потрібно скористатися табл. 23.1 і рис. 23.12, на якому індексом 2 позначено підшипник, що приймає зовнішню осьову силу A .

Таблиця 23.1.

Умови навантаження	Осьові навантаження підшипників	
$A + S_1 > S_2,$	$F_{a1}=S_1,$	$F_{a2}=A+S_1$
$A + S_1 < S_2$	$F_{a1}=S_2-A,$	$F_{a2}=S_2$

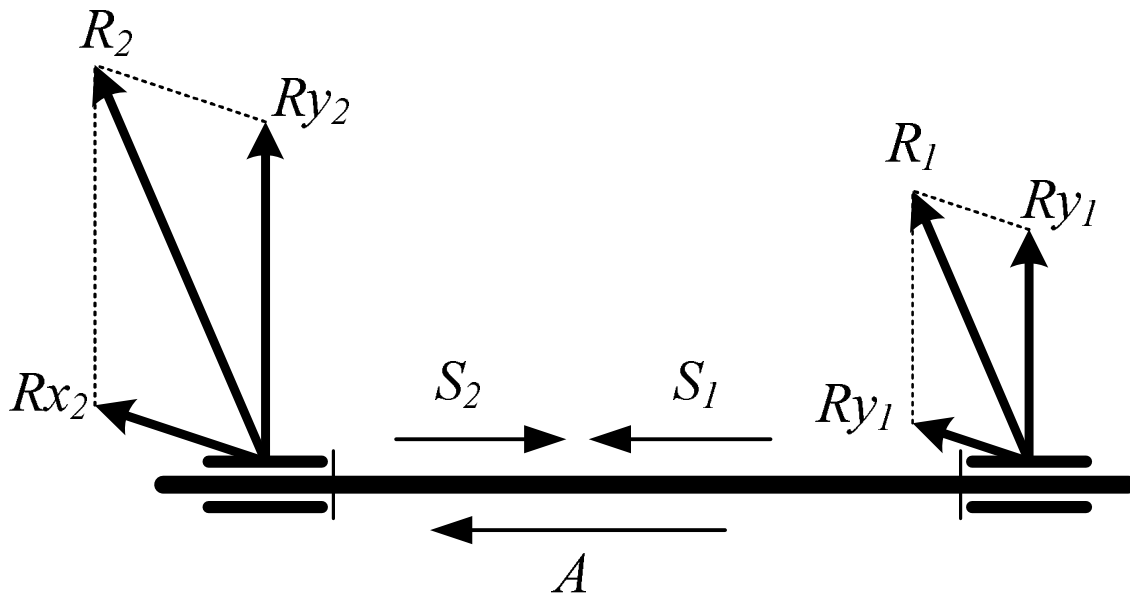


Рис. 23.12.

Радіальну реакцію вважають прикладеною у точці 0 перетину з віссю вала нормалі до середини контактної ділянки (див. рис. 23.8 і 23.9).

Положення точки 0 для однорядних підшипників визначають за формулою:

- для радіально-упорних шарикопідшипників

$$a = 0,5B + \left[\frac{(d + D)}{4} \right] \tan \alpha ;$$

- для конічних роликотпідшипників

$$a = 0,5T + \left[\frac{(d + D)}{6} \right] e ;$$

де a — відстань від клеймованого торця підшипника до точки прикладання радіальної реакції;

B, d, D, T — розміри підшипників, зазначені в каталозі;

α — кут контакту підшипника;

e — допоміжний коефіцієнт.

Отже, щоб визначити радіальні складові реакцій радіально-упорних підшипників, спочатку потрібно попередньо вибрати підшипник, потім зробити ескізу компоновку вузла, далі визначити реакції опор; власні осьові складові S від дії радіальних навантажень, сумарні осьові навантаження, що діють на кожен опору, і потім розрахувати підшипник.

Динамічна вантажопідйомність C , навантаження P і ресурс (млн. обертів) підшипників зв'язані емпіричною залежністю

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^\alpha,$$

де $\alpha = 3$ для шарикопідшипників,
 $\alpha = 3,33$ для роликотпідшипників.
 Ресурс (год.)

$$Lh = \frac{10^6 L}{(60n)},$$

де n — частота обертання підшипника, хв.⁻¹.

Щоб полегшити розрахунки, в довідниках подано (окремо для шарикових і роликотпідшипників) таблиці, які дають можливість визначити довговічність L_h підшипників залежно від величини відношення динамічної вантажопідйомності до еквівалентного навантаження $\frac{C}{P}$.

За цими самими таблицями легко визначити потрібну величину відношення динамічної вантажопідйомності до еквівалентного навантаження залежно від частоти обертання вала n і заданої довговічності підшипника L_h . Тому потрібну динамічну вантажопідйомність зручно визначати за формулою

$$C_n = \left(\frac{C}{P}\right)P,$$

де $\left(\frac{C}{P}\right)$ знаходять за таблицями довідників залежно від n і L_h .

§ 23.3. Схеми встановлення і змащування підшипників кочення

Підшипники кочення встановлюють на валах і в корпусах за схемами, поданими на рис. 23.13.

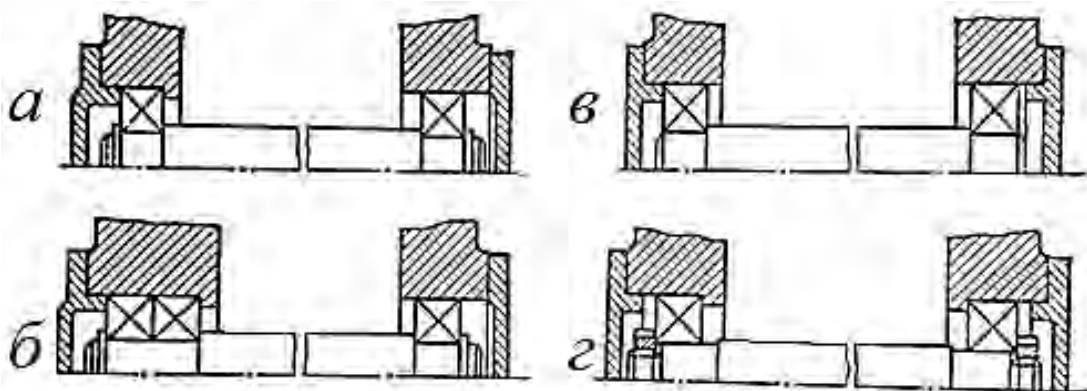


Рис. 23.13.

Схеми a і $б$ застосовують до відносно довгих валів. У цих схемах один з підшипників закріплюють у корпусі (опорі). Цю опору називають *фіксуючою*.

Другий підшипник встановлюють так, щоб забезпечувалось осьове зміщення по отвору корпусу. Таку опору називають *плаваючою*.

Схему *в*, яку ще називають схемою *врозпір*, застосовують до відносно коротких валів. Це найпростіша схема, і тому її особливо широко застосовують у різних конструкціях машин. Недоліком цієї схеми є те, що не виключене защемлення вала в опорах внаслідок його теплового розширення.

Схему *г*, яку ще називають схемою *в розтяжку*, застосовують також до відносно коротких валів. Її переваги — неможливість защемлення вала в корпусі при його тепловому видовженні.

При встановленні радіально-упорних шарикових і роликів підшипників однойменні торці зовнішніх кілець (широкі, вузькі) мають бути повернуті один до одного.

Підшипники вала конічної шестірні встановлюють один проти одного широкими торцями зовнішніх кілець (рис. 23.14, *а*).

За іншого розміщення підшипників (рис. 23.14, *б*) зменшуються опорна база і кутова жорсткість опор, збільшуються реакції опор. Тому в сучасних виробх у силових передачах підшипники розміщують за рис. 23.14, *б* рідко.

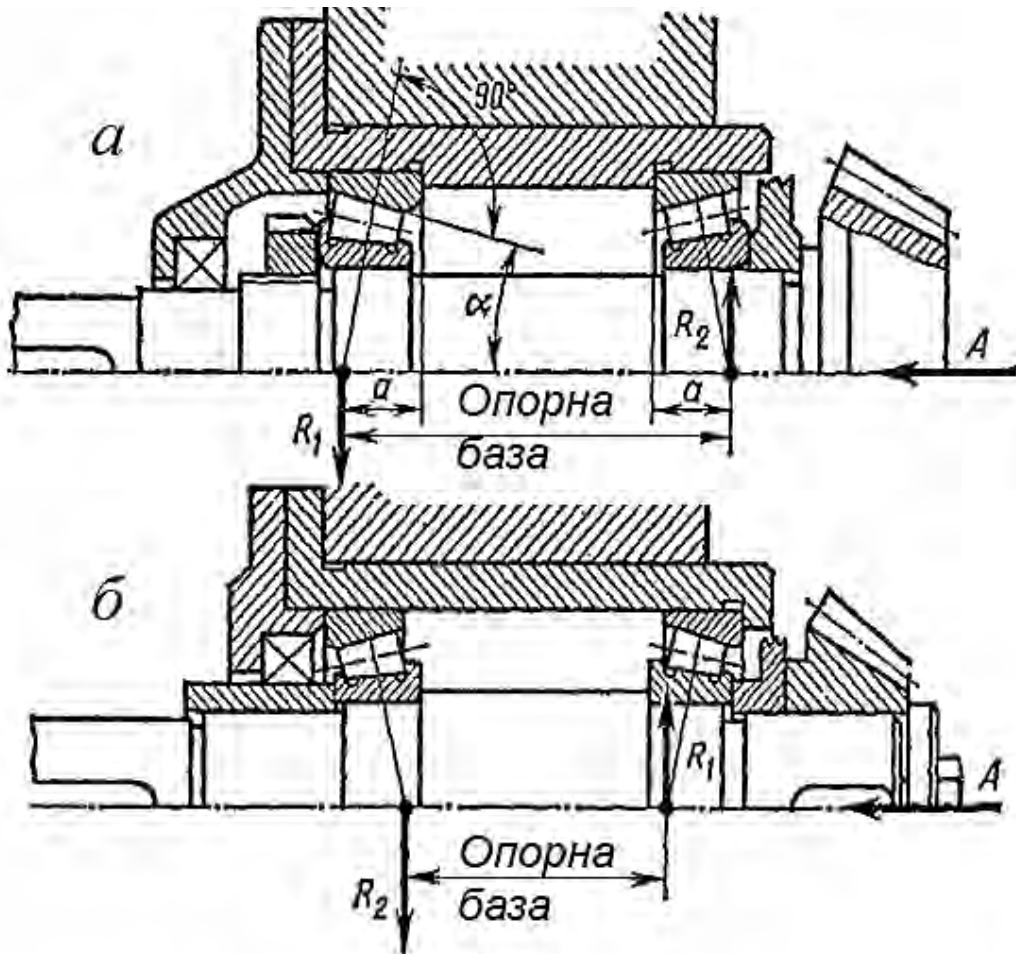


Рис. 23.14.

На довговічність підшипників кочення дуже впливає змащування; завдяки йому відводиться теплота, зменшуються втрати на тертя, а підшипники захищаються від корозії.

Для задовільної роботи підшипників кочення потрібно небагато мастила. Ефективнішим є рідке мастило (індустріальні масла марок И-5А, И-20А та ін.).

Маленькі краплинки масла потрапляють у підшипник у результаті розбризкування швидкохідними зубчастими колесами.

Пластичні мастила ПВК, Літол-24 та інші використовують в умовах, коли температура підшипника не більша від 100°C і конструкція пристрою, в якому працює підшипник, забезпечує зручність розбирання для промивання і заміни мастила.

Щоб захистити підшипники від зовнішнього пилу, бруду і вологи та витікання мастила, застосовують ущільнюючі пристрої.

За принципом дії ці пристрої бувають:

- контактні;
- щілинні;
- лабіринтні;
- відцентрові;
- комбіновані.

Найбільш поширені контактні ущільнення, в яких ущільнювальні елементи стикаються з циліндричними або торцевими поверхнями. Їх застосовують у випадках змащування підшипників і пластичним, і рідким мастилом при коловій швидкості вала до 10 м/с.

Щілинні ущільнення застосовують переважно для пластичного мастила при коловій швидкості вала до 5 м/с.

Лабіринтні ущільнення застосовують при будь-якій частоті обертання вала з пластичним або рідким мастилом.

Відцентрові ущільнення застосовують переважно при рідкому змащуванні підшипників і коловій швидкості обертання вала понад 5 м/с.

Кращий ефект дають широко застосовувані комбіновані ущільнення, в яких об'єднано вже розглянуті пристрої.

Серед контактних найпоширенішими є манжетні ущільнення (рис. 23.15.) їх розміри стандартизовані і подані у таблицях стандартів і довідників.

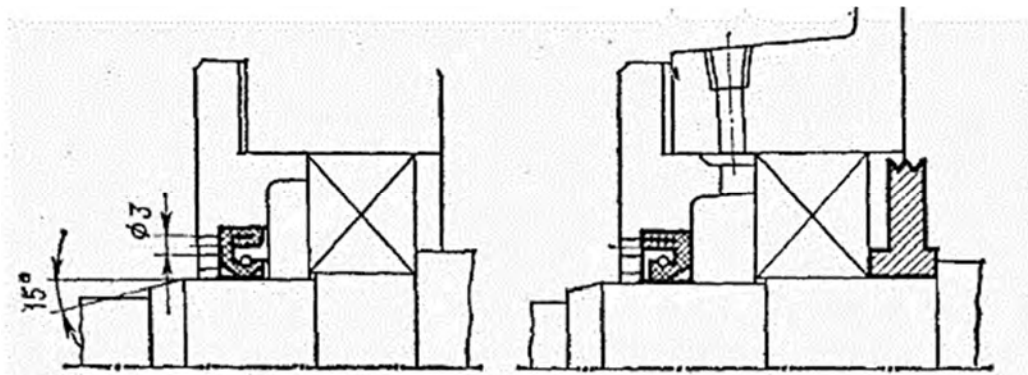


Рис. 23.15.

Останнім часом набувають поширення більш ефективні торцеві ущільнення. Схему одного з них подано на рис. 23.16.

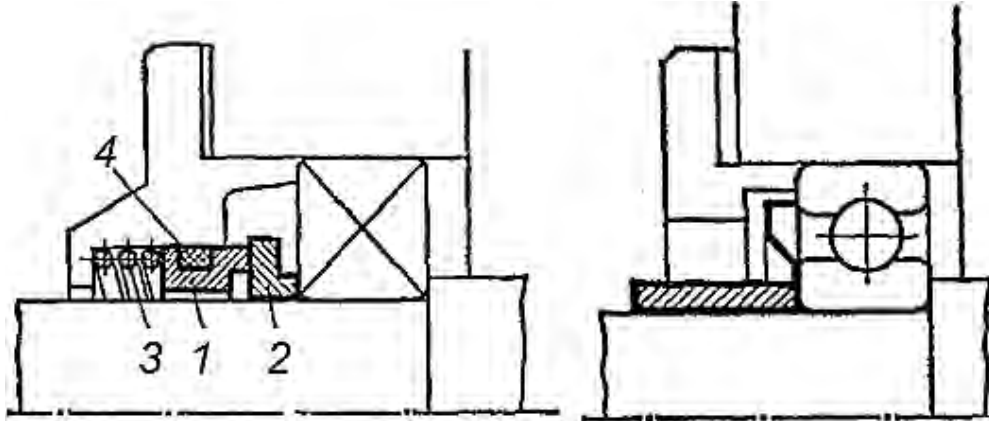


Рис. 23.16.

Рис. 23.17.

У цьому ущільненні ні кільце 1 виготовляють з антифрикційних матеріалів, таких як фторопласт, випалений і просочений фенолформальдегідною смолою вуглеграфіт та ін.

Кільце 2 — із хромистої сталі 40Х, ШХ15 й ін., загартованої до високої твердості. Кільце 1 до кільця 2 притискує пружина 3. Гумове кільце 4 є так званим статичним ущільненням.

Ефективне також торцеве ущільнення еластичними сталевими шайбами (рис. 23.17). Типові конструкції лабіринтного і щілинного ущільнень показано на рис. 23.18, а, б.

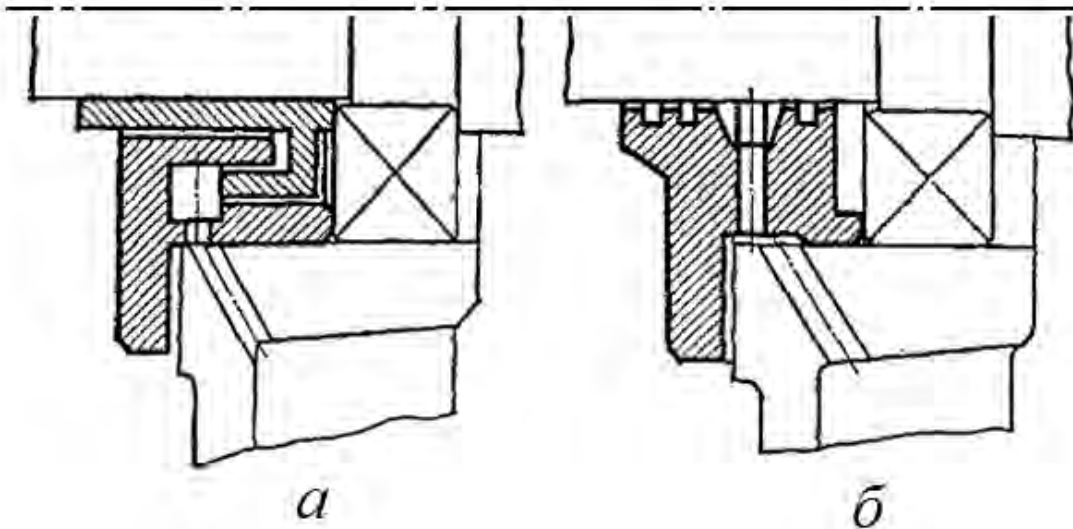


Рис. 23.18.

Зазори цих ущільнень заповнюють пластичним мастилом. Рідке масло, що просочується через можливі щілини, повертається у масляну ванну через дренажні отвори.

Конструкцію відцентрового ущільнення показано на рис. 23.19. Таке ущільнення досить ефективно особливо тоді, коли вал розміщений вище від масляної ванни.

Масло, яке просочується, відцентровою силою інерції скидається у кільцеву порожнину, що знаходиться у кришці підшипника. Звідси воно через дренажні отвори стікає у масляну ванну.

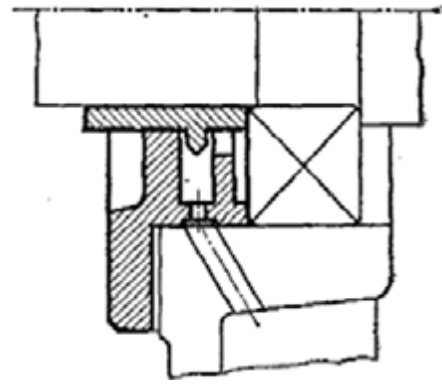


Рис. 23.19.

§ 23.4. Підп'ятники

Підп'ятники — це кінцеві або проміжні опори, переважно вертикальних валів, що приймають осьові навантаження.

Підп'ятники, конструкція яких ґрунтується на терті ковзання (рис. 23.20), мають робочі поверхні, облицьовані антифрикційними матеріалами — бронзою чи бабітом. Такі підп'ятники мають пристрої для рідких або пластичних мастил.

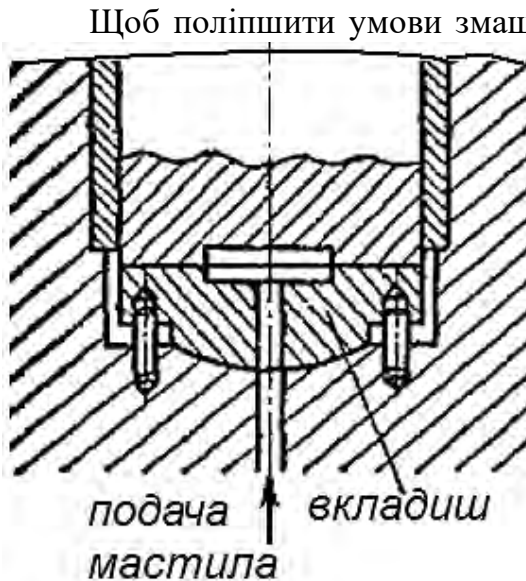


Рис. 23.20.

Щоб поліпшити умови змащування, на робочих поверхнях п'ят роблять радіальні канавки і похилі маслозбірні зрізи по їх краях, що збільшує несучу здатність підп'ятника. Для рівномірного розподілу тиску по всій робочій поверхні п'яти і підп'ятника останній часто виготовляють із сферичним самоустановним вкладишем (рис. 23.20).

Частина опорної поверхні п'яти, що розміщена безпосередньо біля осі вала, перебуває в умовах малих швидкостей ковзання і посиленого тертя, через що можливі заїдання і задири робочих поверхонь. Тому поверхню п'ят, що мають витримувати значні навантаження, роблять кільцевою з отвором у центральній частині (рис. 23.20).

При такій конструкції робочі поверхні п'яти і підп'ятника спрацьовуються рівномірніше, ніж при суцільній п'яті. У випадку великих осьових навантажень, щоб зменшити радіальні розміри, упорні підшипники і підп'ятники роблять гребінчастими (рис. 23.21). Тоді осьова сила розподіляється на кілька кільцевих виступів (гребенів).

Кількість і розміри гребенів розраховують залежно від міцності антифрикційного матеріалу підп'ятника, з умовою, щоб не видавлювалося мастило з робочих поверхонь.

Тепер у конструкціях машин різного призначення підп'ятники ковзання замінюють упорними підшипниками кочення.

У конструкціях підп'ятників кочення використовують стандартні шарикові і роликові упорні підшипники, добираючи їх за діаметром п'яти і вантажопідйомністю.

Щоб компенсувати незначні перекося монтажу або перекося, пов'язані з деформацією

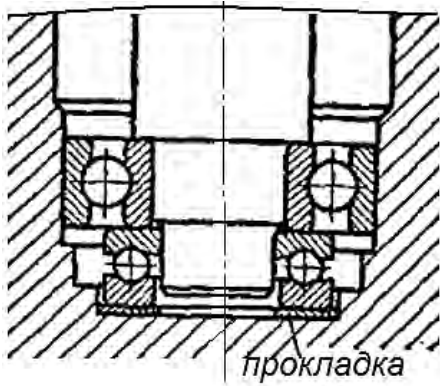


Рис. 23.22.

вала, під упорне кільце кладуть прокладку (з лінолеуму чи м'якого металу; рис. 23.22.) або встановлюють упорні підшипники з підвладними сферичними кільцями.

Підп'ятники кочення змащують так само, як і підшипники кочення — рідкими або пластичними мастилами залежно від умов експлуатації машини і кутової швидкості обертання вала.

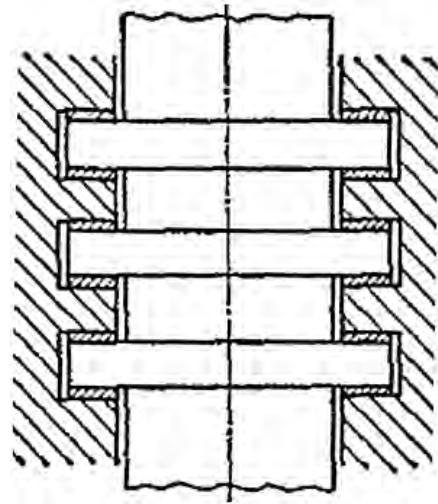


Рис. 23.21.

Приклад 23.1. Підібрати конічні роликпідшипники для ведучого вала зубчастого редуктора з циліндричними косозубими колесами (див. рис. 23.4.).

- Передавана потужність $N = 20$ кВт,
- частота обертання вала $n = 1450$ хв⁻¹,
- кут нахилу лінії зуба $\beta = 8^{\circ}06'34''$,
- діаметр дільного кола шестірні $d_1 = 100$ мм.
- Потрібна довговічність підшипників L_h — 25 000 год.,
- діаметр цапф під підшипники $d = 35$ мм.
- Відстань від середини вінця шестірні до внутрішніх торців підшипників: $a'_1 = 85$ мм, $b'_1 = 45$ мм.
- Робоча температура підшипників $t < 100$ °С (до 60 °С).
- Навантаження з помірними поштовхами; обертається внутрішнє кільце.

Розв'язання. Визначимо сили, які діють у зачепленні: колова сила

$$F_t = 2N/(v d_1) = 2 \cdot 20 \cdot 10^3 / (152 \cdot 0,1) = 2620 \text{ Н};$$

радіальна сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2620 \operatorname{tg} 20^{\circ} / \cos 8^{\circ}06'34'' = 960 \text{ Н};$$

осьова сила

$$F_a = A = F_t \operatorname{tg} \beta = 2620 \operatorname{tg} 8^\circ 06' 34'' = 370 \text{ Н.}$$

Попередньо приймаємо для швидкохідного вала редуктора роликотідшипники конічні однорядні середньої серії 7307 розмірами: $d = 35$ мм, $D = 80$ мм, $T_{\max} = 23$ мм, $e = 0,319$ ($\alpha = 12^\circ$).

Відстань від торця підшипника до точки прикладання радіальної реакції (див. рис. 22.9.).

$$a = 0,5T + [(d + D)/6] e = 0,5 \cdot 23 + [(35 + 80)/6] 0,319 \approx 18 \text{ мм.}$$

Потім знаходимо розміри a_1 і b_1 , які визначають положення точок прикладання радіальних реакцій підшипників (див. рис. 22.4.):

$$a_1 = a_1 + T - a = 85 + 23 - 18 = 90 \text{ мм,}$$

$$b_1 = b_1 + T - a = 45 + 23 - 18 = 50 \text{ мм.}$$

Визначимо реакцію опор (індексом 2 позначено підшипник, який приймає осьове навантаження $A = F_a = 370$ Н): у площині zOx

$$R_{x1} = F_a a_1 / l = 2620 \cdot 90 / 140 = 1680 \text{ Н,}$$

$$R_{x2} = F_a b_1 / l = 2620 \cdot 50 / 140 = 940 \text{ Н;}$$

у площині zOy

$$R_{y2} = (F_r b_1 + F_a d / 2) / l = (960 \cdot 50 + 370 \cdot 100 / 2) / 140 = 475 \text{ Н,}$$

$$R_y = F_r - R_{y2} = 960 - 475 = 485 \text{ Н.}$$

Повні радіальні реакції:

$$R_1 = F_{r1} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{940^2 + 475^2} = 1750 \text{ Н,}$$

$$R_2 = F_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{940^2 + 475^2} = 1055 \text{ Н.}$$

Обчислимо осьові складові S_1 і S_2 реакцій підшипників.

Оскільки $e = 0,319$ (ця величина є у каталогах), то

$$S_1 = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,319 \cdot 1750 = 462 \text{ Н,}$$

$$S_2 = 0,83eF_{r2} = 0,83 \cdot 0,319 \cdot 1055 = 278 \text{ Н.}$$

Осьові навантаження F_{a1} і F_{a2} підшипників визначаємо, користуючись табл. 23.1.

Оскільки $S_1 > S_2$ і $A > 0$, то

$$F_{a1} = S_1 = 462 \text{ Н,}$$

$$F_{a2} = S_1 + A = 462 + 370 = 832 \text{ Н.}$$

Визначимо еквівалентні динамічні навантаження P_1 і P_2 підшипників, користуючись табл. 9 ОСТ 18855-73.

Для правого підшипника

$$F_{a1}/(VF_{r1}) = 472/1750 = 0,264 < e = 0,319,$$

тому $X_1 = 1$ і $Y_1 = 0$;
для лівого підшипника

$$F_{a2}/(VF_{r2}) = 832/1055 = 0,79 > e = 0,319,$$

тому $X_2 = 0,4$, $Y_2 = 0,4 \operatorname{ctg} 12^\circ \approx 1,88$.

Тоді при $V = 1$, $K_b = 1,5$, $K_m =$ матимемо:

$$F_1 = (X_1 VF_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_b K_T = 1750 \cdot 1,5 = 2620 \text{ Н},$$

$$F_2 = (X_2 VF_{r2} + Y_2 F_{a2}) K_b K_T = (0,4 \cdot 1055 + 1,88 \cdot 832) \cdot 1,5 = 2980 \text{ Н}.$$

Потрібну динамічну вантажопідйомність визначаємо для більш навантаженого (лівого) підшипника:

$$C_n = F_2 (60nL_h \cdot 10^{-6})^{0,3} = 2980(60 \cdot 1450 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6})^{0,3} \approx 3000 \text{ Н} = 30 \text{ кН}.$$

Порівнюючи потрібну динамічну вантажопідйомність з даними каталогу, бачимо, що для даного вала можна взяти роликопідшипники конічні легкої серії 7207, які мають динамічну вантажопідйомність $G = 34,5$ кН.

Габаритні розміри і кут контакту підшипника 7207 відрізняються від відповідних розмірів попередньо взятого підшипника 7307, а саме: $d = 35$ мм, $D = 72$ мм,

$$T_{\max} = 18,5 \text{ мм}, e = 0,369 (\alpha \approx 14^\circ).$$

Якщо потрібні розрахунки повторити для прийнятого роликопідшипника 7207, то можна переконатися, що від заміни середньої серії легкою еквівалентне динамічне навантаження більш навантаженого підшипника змінилось мало (на 0,16 кН, або приблизно на 5 %).

За динамічною вантажопідйомністю, зазначеною в каталозі, і за еквівалентним динамічним навантаженням, обчисленим для підшипника вибраної серії, можна визначити його теоретичну довговічність.

Для даного прикладу

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \left(\frac{3450}{2980} \right)^{10/3} \approx 42000 \text{ год.}$$

Порівнюючи теоретичну довговічність підшипника 7207 з заданою, робимо висновок що вибраний підшипник забезпечить потрібний строк роботи з запасом.

Розділ 24. МУФТИ

§ 24.1. Призначення і класифікація муфт

Пристрої, призначені для з'єднання валів та Інших обертових деталей і передавання обертаючого моменту без зміни напрямку, називають муфтами.

Поряд з кінематичним і силовим зв'язком окремих частин машини муфти забезпечують і ряд інших функцій, а саме:

- а) компенсацію шкідливого впливу зміщення осей з'єднаних валів, зумовленого неточностями виготовлення і складання або деформаціями деталей;
- б) пом'якшення поштовхів і ударів, які виникають під час роботи;
- в) демпфірування — поглинання енергії коливань і перетворення її у теплоту;
- г) захист частин машин від дії перевантажень;
- д) зчеплення і розчеплення з'єднаних деталей; полегшення запуску машини; обмеження швидкості та ін.

Відповідно до рекомендацій щодо стандартизації муфти поділяють на *чотири класи*: нерозчіпні, керовані, самодіючі та інші.

Нерозчіпні муфти не допускають роз'єднання деталей під час роботи машини.

Керовані муфти дають змогу зчіплювати і розчіплювати вали як на ходу, так і під час зупинки.

Самодіючі муфти автоматично спрацьовують, коли змінюється режим роботи машини.

Інші муфти віднесено до четвертого класу.

Класи муфт поділяють на групи (механічні, гідродинамічні, електромагнітні), підгрупи (жорсткі, компенсуючі, або самоустановні, пружні, запобіжні, обгінні та ін.), види (фрикційні, рознімні, нерознімні, з елементом, який може або не може руйнуватися, і т. д.) і конструктивні виготовлення (шарикові, зубчасті, кулачкові, фланцеві та ін.).

Розраховують муфти не за номіналом, а за розрахунковим обертаючим моментом:

$$T_p = K T_n,$$

де $T_n = N/w$ — номінальний момент на валу;

K — коефіцієнт перевантаження, що залежить від типу машини і режиму її роботи;

$K = 1 \dots 6$ (для фрикційних муфт замість коефіцієнта перевантаження беруть коефіцієнт запасу зчеплення $K = 1,25 \dots 1,5$).

Допустимі обертаючі моменти для муфт різних конструкцій подано у стандартах, нормалях і каталогах заводів-виготовлювачів.

§ 24.2. Конструкція муфт

Розглянемо основні (переважно охоплені стандартизацією) типи механічних муфт різних класів, що найбільше поширені в сучасному машинобудуванні. У загальному випадку муфта складається з ведучої і веденої частин і з'єднувальних елементів.

Нерозчіпні муфти. У цьому класі найпоширеніші:

- жорсткі муфти, які не допускають відносного зміщення між ведучою і веденою частинами;
- компенсуючі муфти, що дають змогу з'єднувати вали при незначних неточностях монтажу;
- пружні муфти, в яких з'єднувальним елементом є пружне тіло.

На рис. 24.1 зображено жорстку втулкову муфту чотирьох конструкцій, у яких обертаючий момент передається призматичними (а) або сегментними (б) шпонками, штифтами (в) чи шліцами (г).

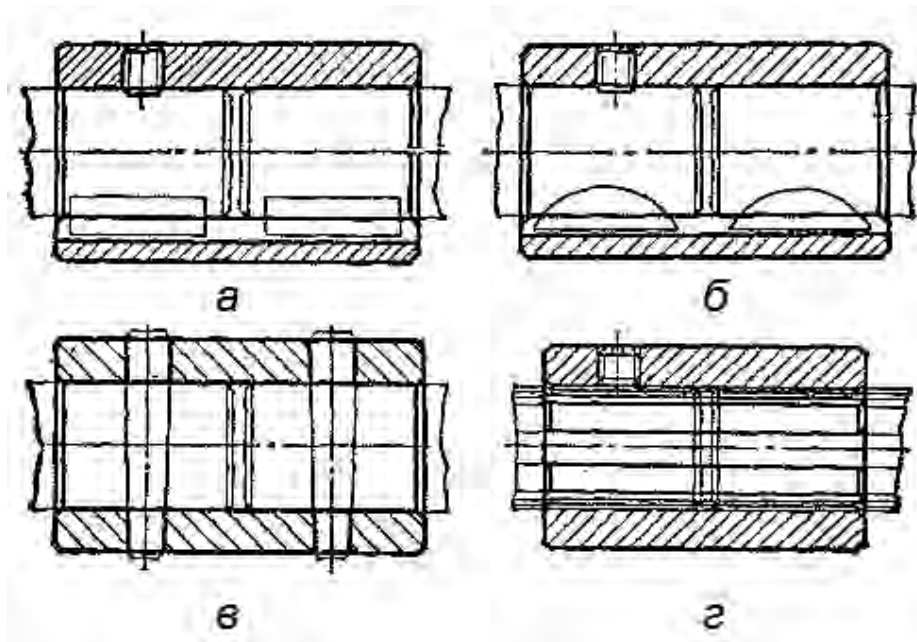


Рис 24.1.

Муфта може передавати обертаючий момент від 0,3 до 12 500 Н·м і відзначається малими габаритами.

На основі діючих нормалей машинобудування на втулкові муфти створено ДСТУ.

Жорстка поздовжньо-скручувальна муфта (рис. 24.2.) має роз'їм у площині, паралельній осі вала.

Муфта складається з двох півмуфт, скріплених болтами.

Застосовують ці муфти для з'єднання кінців валів з однаковими діаметрами. Обертаючий момент у діапазоні 120...12 500 Н·м передається завдяки тертю на поверхні вала і півмуфти, яке виникає від затягування

кріпильних болтів. У великих муфтах додатково встановлюють призматичні шпонки.

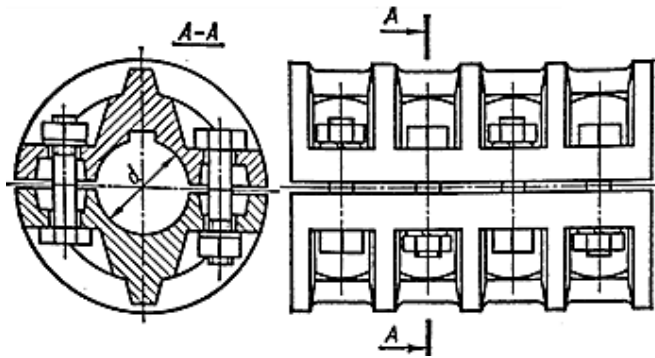


Рис 24.2.

Жорстка фланцева муфта (рис. 24.3) має роз'їм у площині, перпендикулярній до осі вала, і являє собою два фланці, ідо встановлені на кінцях з'єднаних валів і стягнуті болтами, причому болти ставлять із зазором (виготовлення I) або без зазора (виготовлення II).

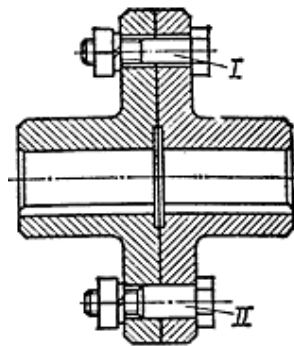


Рис 24.3.

У першому випадку обертаючий момент передається внаслідок тертя, що виникає на стику півмуфт від затягування болтів, а в другому — безпосередньо через болти, що працюють на зріз і зминання.

Діапазон передаваних обертаючих моментів від 8 до 40 000 Н·м. Півмуфти виготовляють із сталі або чавуну відповідно до ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96).

Компенсуючу кулачково-дисківу муфту (рис. 24.4) застосовують для з'єднання валів при передаванні обертаючого моменту від 16 до 16 000 Н·м., коли кутове зміщення осей валів не більше від 30'.

Муфта складається з півмуфт 1 і 2, проміжного диска 3 і кожуха 4. Диск 3 двома торцевими взаємно перпендикулярними шипами входить у пази півмуфти; коли осі валів не збігаються, то виступи диска ковзають у пазах півмуфт.

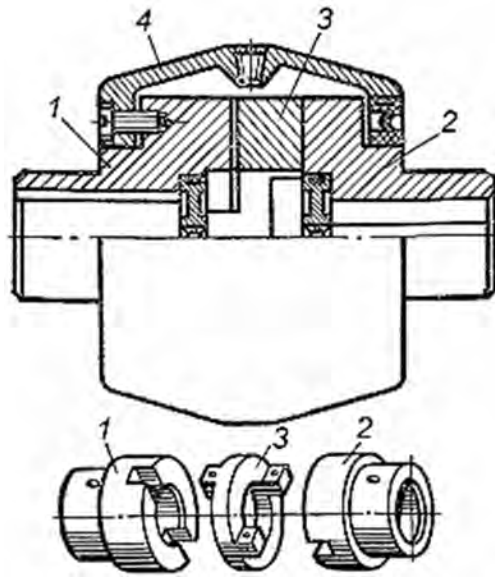


Рис 24.4.

Щоб зменшити тертя і спрацювання, муфти періодично змащують. Півмуфти виготовляють двох типів: з циліндричним і конічним посадочним отвором.

Півмуфти і диск виготовляють із сталі або чавуну. Основні параметри, приєднувальні габарити кулачково-дискових муфт передбачені ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96)

Пружну втулково-пальцьову муфту (МУВП) застосовують для передавання обертаючих моментів від 6,3 до 16 000 Н·м. Її широко використовують у машинобудуванні завдяки простоті і невеликій вартості виготовлення.

Муфта (рис. 24.5) складається з півмуфт 1 і 5, наладжених на кінці з'єднаних валів.

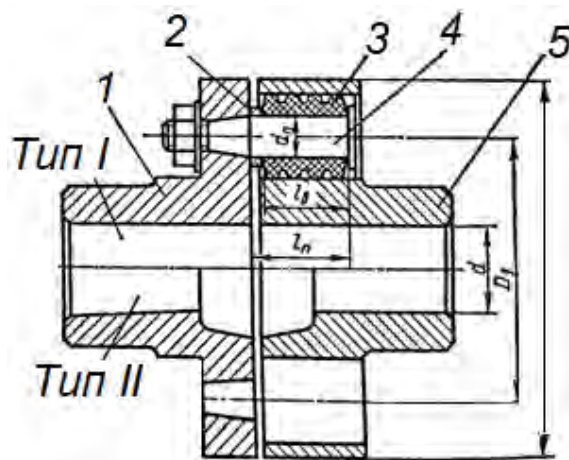


Рис 24.5.

В отворах півмуфт 1 закріплено кілька сталевих пальців 4 з кільцями 2 і пружними втулками 3. Півмуфта 5 має відповідну кількість отворів, у які входять пальці з втулками. Фланці півмуфт не торкаються один одного, тому металевого контакту між ними немає. Це, крім плавної роботи муфти, забезпечує ще й електричну ізоляцію валів. Муфта компенсує також деяке кутове (до 1°) і осьове зміщення валів. Посадочні отвори у півмуфтах можуть бути циліндричними (тип I) або конічними (тип II).

Півмуфти виготовляють із сталі або чавуну. Матеріал пальців сталь 45, втулок — спеціальна гума. Колова швидкість центрів гумових втулок повинна бути не більше ніж 30 м/с. Основні розміри таких муфт передбачені ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96).

Муфта пружна із зіркою ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96) призначена для з'єднання валів, які передають обертаючий момент від 2,5 до 400 Н·м.

Муфта (рис. 24.6.) складається з півмуфт і, які мають виступи на торцях. Простір між виступами заповнений гумовою зіркою 2, призначеною для пом'якшення динамічних навантажень і компенсації неточностей монтажу.

Залежно від потрібного обертаючого моменту T на зірках роблять чотири або шість виступів. Муфта може працювати в повітряному або масляному середовищі при температурі від -40 до $+50$ °С.

Муфта пружна з тороподібною оболонкою (рис. 24.7.) дає змогу з'єднувати вали із зміщеними осями при:

- кутовому) зміщенні — до 2° ;
- радіальному — до 2 мм;
- осьовому — до 4 мм.

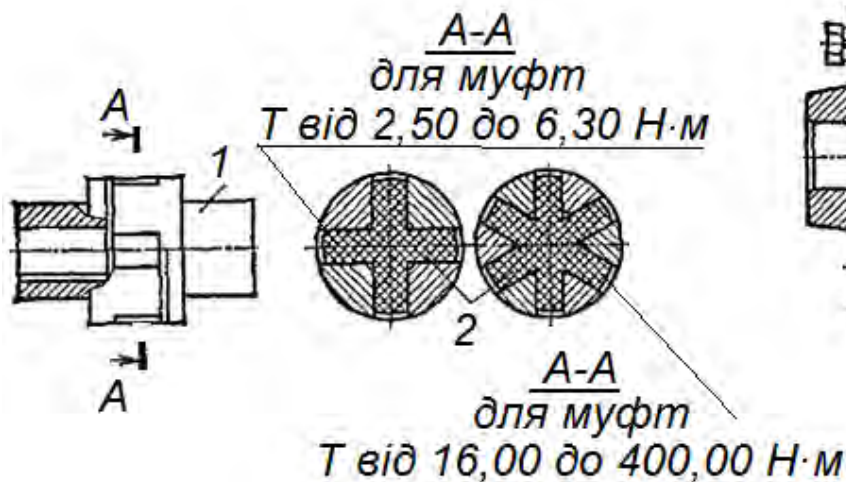


Рис 24.6.

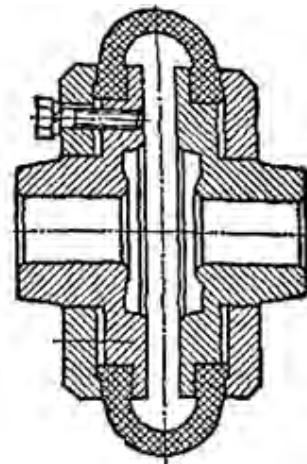


Рис. 24.7.

Муфта складається з двох півмуфт, з'єднаних тороподібною гумовою оболонкою. Така муфта проста для виготовлення і надійна в експлуатації. Діапазон передаваних обертаючих моментів від 20 до 40 000 Н·м.

Виготовляють муфти відповідно до ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96). Посадочні отвори в муфтах роблять циліндричними або конічними.

Керовані муфти. Керовані муфти поділяють на кулачкові і зубчасті, що діють за принципом зачеплення, і фрикційні, в яких використано тертя.

Кулачкові муфти (24.8) мають кулачкові виступи на торцях з'єднаних деталей (півмуфт). Коли муфту включають, то кулачки 2 шестірні 1, яка вільно сидить на валу, входять у зачеплення з кулачками півмуфти 4, що ковзає по шліцах вала в осьовому напрямі. Вилка механізму керування входить у кільцеву канавку 3.

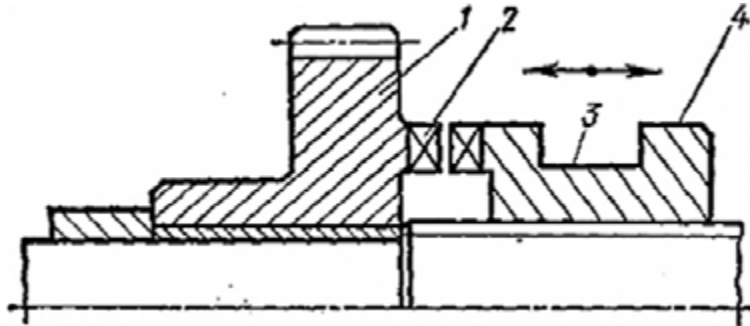


Рис 24.8.

Профіль кулачків (у перерізі циліндричною поверхнею) може бути прямокутним, трапецеїдальним або трикутним. Симетричні трапецеїдальні профілі використовують для реверсивних муфт, а несиметричні — для нереверсивних.

Фрикційні муфти призначені для плавного зчеплення ведучого і веденого валів під навантаженням. У початковий момент муфта пробуксовує, а потім кутові швидкості з'єднаних валів вирівнюються. За формою і кількістю робочих поверхонь фрикційні муфти поділяють на дискові, багатодискові і конічні.

Умова роботоздатності (без пробуксовування) фрикційних муфт виражається нерівністю

$$KT_H \leq T_T,$$

де K — коефіцієнт запасу зчеплення, $K — 1,25 \div 1,5$;

T_H — номінальний момент, який передає муфта;

T_T — момент тертя на півмуфтах.

Найпростішу дискову фрикційну муфту показано на рис. 24.9. Півмуфта 2 вільно сидить на валу, опираючись на кільце 3, а півмуфта 1 може зміщуватися в осьовому напрямі за допомогою керуючого механізму.

Щоб включити муфту, до рухомої півмуфти прикладають силу Q (за допомогою пружини або іншого пристрою). При цьому на кільцевих робочих поверхнях дотикання півмуфт виникають сили тертя, рівнодіючі яких прикладені на зведеному радіусі тертя $R_{зв}$.

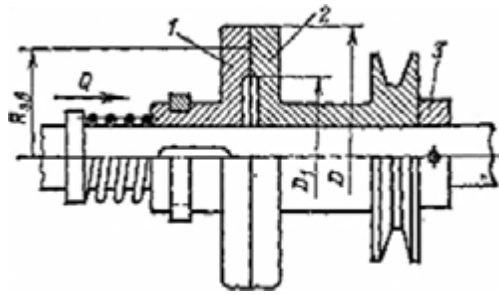


Рис.24.9

Із достатньою для практики точністю можна вважати, що

$$R_{zv} \approx R_c = (D + D_1)/4.$$

Тоді момент сил тертя, який обертає ведену півмуфту,

$$T_T = fQR_c.$$

Сила Q , потрібна для включення муфти,

$$Q \geq 4KT_H/[f(D + D_1)].$$

Для малих обертаючих моментів, які їх передає муфта, обидва диски виготовляють з металу.

Для більших моментів один із дисків облицьовують фрикційним матеріалом, що дає можливість збільшити тертя робочих поверхонь і, таким способом, зменшити силу, потрібну для включення муфти. До таких матеріалів належить азбестова тканина з добавкою латунного дроту (цей матеріал іноді називають феродо).

Диски фрикційних муфт перевіряють на стійкість до спрацювання за умовою

$$p = 4Q/[\pi(D^2 - D_1^2)] \leq [p],$$

де $[p]$ — допустимий тиск на поверхні тертя муфти:

- для сталі по сталі $[p] = 60 \div 80$ МПа,
- для чавуну по сталі $[p] = 80 \div 100$ МПа.

Конічні фрикційні муфти (рис. 24.10). Під дією сили Q , на поверхні конуса виникає сила нормального тиску, яку умовно показано у вигляді двох діаметрально розміщених сил $N/2$ на колі D_c .

З умови рівноваги сил, які діють на півмуфту, маємо:

$$Q = N \sin \alpha. \quad (24.1.)$$

Допустиму силу нормального тиску між тертьовими поверхнями визначають з умови стійкості проти спрацювання:

$$[N] = [p] \pi D_c b.$$

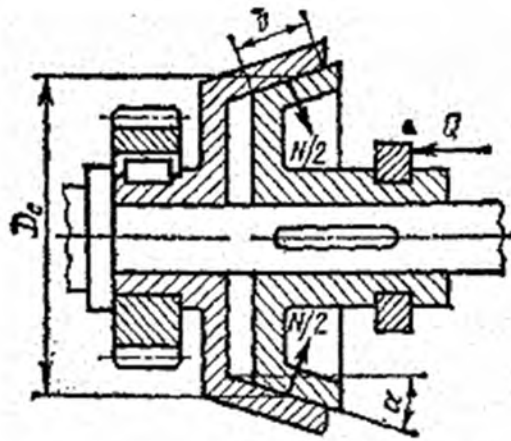


Рис. 24.10.

Підставивши у формулу (24.1) замість N допустиму силу нормального тиску $[N]$, знайдемо силу включення:

$$Q = [p] \pi D_c b \sin \alpha,$$

де $[p]$ — допустимий тиск на робочій поверхні півмуфти;
 b — ширина поверхні контакту півмуфти;
 α — кут нахилу твірної конуса відносно осі муфти;
 D_c — середній діаметр конічної поверхні.

Момент тертя на півмуфтах

$$T_T = [N] f D_c / 2 = (Q D_c / 2) (f / \sin \alpha) = (Q D_c / 2) f^1,$$

де $f^1 = f / \sin \alpha$ — зведений коефіцієнт тертя.

Із зменшенням кута α величина передаваного моменту збільшується, а необхідна сила натиску Q зменшується.

Щоб не було заклинювання і щоб полегшити включення муфти, кут α беруть у межах $8 \dots 15^\circ$.

Самодіючі муфти. Самодіючі муфти поділяють на відцентрові, обгінні і запобіжні.

Запобіжні муфти бувають різної конструкції, причому будь-яка фрикційна муфта, відрегульована на передачу граничного моменту, виконує функції запобіжної.

Запобіжні кулачкові, кулькові і фрикційні муфти стандартизовані і призначені для передавання обертаючого моменту від 4 до 400 Н·м.

Для розрахунку запобіжних муфт, щоб уникнути випадковостей, як розрахунковий беруть момент

$$T_p = 1,25 T_0,$$

де T_0 — максимальний момент, який має передавати запобіжна муфта.

На рис. 24.11 зображено муфту із зрізаними штифтами.

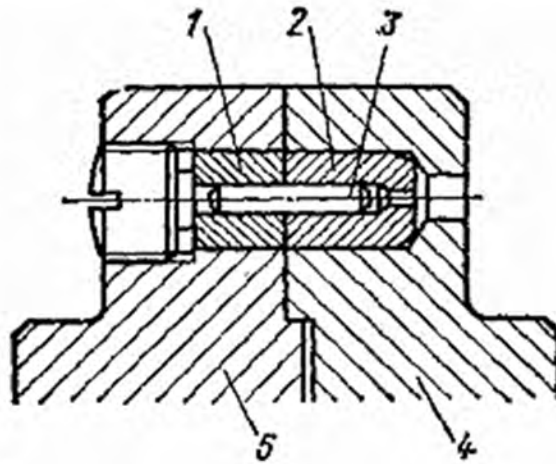


Рис. 24.11.

Тут штифти 3 зрізаються кромками сталених загартованих втулок 1 і 2, встановлених у ведучій і веденій півмуфтах 4 і 5. Щоб поновити роботу машини, зрізаний штифт замінюють новим.

§ 24.3. Вибір і перевірний розрахунок муфт

Клас муфти (нерозчіпна, керована, самодіюча) визначається її призначенням у запроектованій машині, а конструктивний варіант муфти того чи іншого типу визначається величиною передаваного обертаючого моменту, кутовою швидкістю обертання з'єднаних валів, а також її вартістю, дефіцитністю потрібних для її виготовлення матеріалів.

Найбільш важливі деталі муфти, яку вибрали за каталогом або довідником, піддають перевірному розрахунку.

Розрахункові формули для перевірки міцності або зносостійкості таких деталей є у довідковій літературі.

Як приклад можна взяти перевірний розрахунок найбільш навантажених деталей широко застосовуваної втулково-пальцевої муфти (МУВП). Тут розраховують пальці муфти і гумові кільця (див. рис. 24.5.).

Стальні пальці муфти перевіряють на міцність за напругою згину в небезпечних перерізах — у місці їх закріплення у півмуфті. Якщо всі z пальців муфти навантажені однаково, то навантаження F на один палець

$$F = \frac{2T_p}{(zD_1)},$$

де T_p — розрахунковий обертаючий момент, який передає муфта;

D_1 — діаметр кола розміщення пальців; орієнтовно $D_1 \approx (0,7 \div 0,8) D$.
Умова міцності пальців на згин.

$$\sigma_F = \frac{F \cdot 0,5l_n}{(0,1d_n^3)} \leq [\sigma_F],$$

де $l_{\text{п}}$ — довжина пальця;
 $d_{\text{п}}$ — діаметр пальця;
 $[\sigma_F]$ — допустима напруга на згин.

Пружні втулки перевіряють на зминання по поверхні стикання пальців отворами втулок за формулою

$$\sigma_{\text{зм}} = F / (l_{\text{в}} d_{\text{п}}) \leq [\sigma_{\text{зм}}],$$

де $l_{\text{в}}$ — довжина втулки;
 $[\sigma_{\text{зм}}]$ — допустима напруга зминання; для гумових втулок її приймають від 1,8 до 2,0 МПа.

Приклад 24.1. Пружна втулково-пальцева муфта встановлена на ведучому валу редуктора діаметром $d = 32$ мм (див. рис. 24.5.), що обертається з кутовою швидкістю $w = 100$ рад/с і передає потужність $N = 15$ кВт.

Підібрати муфту, перевірити на міцність пальці із сталі 45 і гумові втулки.

Розв'язання. Відповідно до стандарту ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96) за діаметром вала $d = 32$ мм добираємо муфту МУВП з такою характеристикою: найбільший передаваний момент $[T_p] = 250$ Н·м; найбільша частота обертання $[n_{\text{max}}] = 3800$ хв⁻¹ або $[w] = 400$ рад/с; зовнішній діаметр муфти $D = 140$ мм.

Діаметр кола розміщення пальців

$$D_1 \approx (0,7 \div 0,8)D = (0,7 \div 0,8)140 = 100 \text{ мм}.$$

Навантаження F на один палець ($z = 6$)

$$F = 2T_p / (zD_1) = 2 \cdot 195 / (6 \cdot 100 \cdot 10^{-3}) = 650 \text{ Н}$$

Максимальна напруга згину ($l_{\text{п}} = 33$ мм, $d_{\text{п}} = 14$ мм)

$$\sigma_F = F / (0,5l_{\text{п}} / (0,1d_{\text{п}}^3)) = 650 \cdot 0,5 \cdot 33 \cdot 10^{-3} / (0,1 \cdot 14^3 \cdot 10^{-9}) = 39 \cdot 10^6 \text{ Па} = 39 \text{ МПа} < [\sigma_F].$$

Для пальців із сталі 45

$$[\sigma_F] = 0,25 \sigma_T = 0,25 \cdot 340 = 85 \text{ МПа}$$

Отже, міцність пальців достатня. Напруга зминання на поверхні отвору втулки ($l_{\text{в}} = 28$ мм)

$$\sigma_{\text{зм}} = F / (l_{\text{в}} \cdot d_{\text{п}}) = 650 / (28 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 10^{-3}) = 1,66 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,66 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{зм}}].$$

Для гумових втулок $[\sigma_{\text{зм}}] = 1,8 \div 2,0$ МПа, отже, міцність втулки достатня.

Додатки

Вступ

Редуктором називається зубчастий, черв'ячний або зубчасто – черв'ячний передаточний механізм, виготовлений в закритому корпусі у вигляді окремого агрегату, що служить для передачі обертання від вала двигуна до вала робочої машини. Кінематична схема привода може включати крім редуктора відкриті зубчасті, ланцюгові та пасові передачі.

Призначення редуктора – зниження кутової швидкості і відповідно підвищення обертового моменту веденого валу порівняно з ведучим.

Редуктор складається із литого чавунного або зварного сталюого корпусу, у якому розміщують елементи передачі – зубчасті колеса, вали, підшипники і т.д. В окремих випадках у корпусі редуктора розміщують також пристрої для мащення зачеплень і підшипників.

Редуктори класифікують за наступними основними ознаками: за типом передачі (зубчасті, черв'ячні, конічні); за кількістю ступенів (одноступінчасті, двоступінчасті); за типом зубчастих коліс (прямозубі, косозубі, шевронні); за відносним розміщенням валів в просторі (горизонтальні і вертикальні).

Враховуючи, важливе значення редукторів у сільськогосподарському машинобудуванні, темою курсового проекту обрано: “Розрахунок циліндричного прямозубого редуктора”.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

1. Кінематичний розрахунок привода

Розрахунок привода зводиться до визначення потрібної потужності двигуна та кутової швидкості його вала, вибору типу розміру електричного двигуна визначення передаточного числа привода, та розподілу його за ступенями привода, визначення кутової швидкості кожного вала привода, крутного моменту і потужності на валах.

Визначаємо потрібну потужність двигуна:

$$P_{\text{дв.н}} = \frac{P_3}{\eta_{\text{заг}}} , \quad (1.1)$$

де $P_{\text{дв.н}}$ – це потрібна потужність двигуна в кВт;

P_3 – це номінальна потужність на вихідному валу в кВт. $P_3 = 1,8$ кВт.

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 , \quad (1.2)$$

де η_1 – це коефіцієнт корисної дії циліндричної передачі, $\eta_1 = 0,97$;

(див. додаток табл. 2. метод. вказівок)

η_2 – це коефіцієнт корисної дії пасової передачі, $\eta_2 = 0,96$;

$$\eta_{\text{заг}} = 0,97 \cdot 0,96 = 0,93; \quad P_{\text{дв.н}} = \frac{1,8}{0,93} = 1,94 \text{ кВт.}$$

Приймаємо електродвигун (див. додаток табл. 1. метод.вказівок) АІР-90-4, у якого: $P_{\text{дв.ном.}} = 2,2$ кВт. $n_{\text{дв.ном.}} = 1395$ об/хв.

Уточнюємо передаточне число привода,

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв.ном.}}}{n_3} \quad (1.3)$$

					Д М - К П 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

$$u_{заг} = \frac{1395}{150} = 9,3.$$

Приймаємо передаточне число циліндричного редуктора $u_p = 5$

Визначаємо передаточне число пасової передачі.

$$u_{nn} = \frac{u_{заг}}{u_p}, \quad (1.4)$$

$$u_{nn} = \frac{9,3}{5} = 1,86$$

Визначаємо частоту обертання всіх валів передачі. $n_1 = n_{дов.ном.} = 1395$ об/хв.

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{nn}} = \frac{1395}{1,86} = 750 \text{ об / хв.} \quad (1.5)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_p} = \frac{750}{5} = 150 \text{ об / хв.} \quad (1.6)$$

Визначаємо кутові швидкості всіх валів передач.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \text{ рад / с.} \quad (1.7)$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 1395}{30} = 146,01 \text{ рад / с.}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \text{ рад / с.} \quad (1.8)$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад / с.}$$

					Д М - К П 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} \text{ рад/с.} \quad (1.9)$$

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,7 \text{ рад/с.}$$

Визначаємо крутні моменти на кожному валу редуктора.

$$T_1 = \frac{P_{\text{двн}} \cdot 1000}{\omega_1} \text{ Нм.} \quad (1.10)$$

$$T_1 = \frac{1,94 \cdot 1000}{146,01} = 13,3 \text{ Нм.}$$

$$T_2 = \frac{P_{\text{двн}} \cdot \eta_1 \cdot 1000}{\omega_2} \text{ Нм.} \quad (1.11)$$

$$T_2 = \frac{1,94 \cdot 0,97 \cdot 1000}{78,5} = 23,9 \text{ Нм.}$$

$$T_3 = \frac{P_{\text{двн}} \cdot \eta_{\text{заг}} \cdot 1000}{\omega_3} \text{ Нм.} \quad (1.12)$$

$$T_3 = \frac{1,94 \cdot 0,93 \cdot 1000}{15,7} = 114,9 \text{ Нм.}$$

					Д М - К П 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

2.Розрахунок циліндричної прямозубої передачі

Вибираємо матеріали із середніми механічними характеристиками: для шестірні сталь45, термообробка – поліпшення, твердість HB-230, для колеса сталь45 термообробка – поліпшення, але твердість на 30 одиниць нижча HB-200.

(див. додаток табл. 4. метод. вказівок).

Визначаємо допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim \sigma} K_{HL}}{[n]_H} \text{ МПа.} \quad (2.1)$$

де $\sigma_{H \lim \sigma}$ – межа контактної витривалості при базовому числі циклів;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше базового, що має місце за умов тривалої експлуатації редуктора.

Приймають $K_{HL} = 1$.

$[n]_H$ – коефіцієнт безпеки при нормалізації та покращенні $[n]_H = 1,1 \dots 1,2$; а при поверхневому зміцненні $[n]_H = 1,2 \dots 1,3$.

$$\sigma_{H \lim \sigma} = 2HB + 70, \quad (2.2)$$

$$\sigma_{H \lim \sigma_1} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{H \lim \sigma_2} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H = \frac{470 \cdot 1}{1,15} = 408,7 \text{ МПа.}$$

Крутний момент на валу шестірні:

$$T_2 = 23,9 \text{ Нм} = 23,9 \cdot 1000 = 23900 \text{ Нмм}$$

$$T_3 = 114,9 \text{ Нм} = 114,9 \cdot 1000 = 114900 \text{ Нмм}$$

Приймаємо коефіцієнт ширини вінця $\Psi_{\sigma} = 0,2$.

Визначаємо міжосьову відстань за умови контактної витривалості зубів.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

$$a_{\omega} = (u_p + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_3 K_{H\beta}}{u_p^2 \Psi_{\omega}}} \quad (\text{мм}) \quad (2.3)$$

де u_p – передаточне число редуктора, $u_p = 5$; (див. табл. 3. метод. вказівок);

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт урахування впливу нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній на контактну міцність в залежності від твердості робочих поверхонь зубів і конструкцій передачі, $K_{H\beta} = 1,01$; (див. табл. 6. метод. вказівок).

$$[\sigma_H] = 408,7 \text{ МПа}$$

$$a_{\omega} = (5 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{310}{408,7}\right)^2 \frac{114900 \cdot 1,01}{5^2 \cdot 0,2}} = 146 \text{ мм.}$$

Визначаємо нормальний модуль зачеплення: $m_n = (0,01 \dots 0,02) a_{\omega}$

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_{\omega}, \quad (2.4)$$

$$m_n = 0,01 \cdot a_{\omega}, \text{ тоді - } m_n = 0,01 \cdot 146 = 1,46 \text{ мм;}$$

$$m_n = 0,02 \cdot a_{\omega}, \text{ тоді - } m_n = 0,02 \cdot 146 = 2,92 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m_n = 2,5$ мм. (див. додаток табл. 5. метод. вказівок).

Приймаємо попередньо кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$. Визначаємо число зубів шестірни та колеса.

$$Z_1 = \frac{2a_{\omega} \cos \beta}{(u_p + 1)m_n} = \frac{2 \cdot 146 \cdot 1}{(5 + 1) \cdot 2,5} = 19,5. \quad (2.6)$$

Приймаємо $Z_1 = 19$.

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_p. \quad (2.7)$$

$$Z_2 = 19 \cdot 5 = 95$$

Визначаємо основні розміри шестірни й колеса.

					Д М - К П 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

Діаметри ділильні:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{2,5 \cdot 19}{1} = 47,5 \text{ мм.} \quad (2.8)$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{2,5 \cdot 95}{1} = 237,5 \text{ мм.} \quad (2.9)$$

Перевірка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{47,5 + 237,5}{2} = 142,5 \text{ мм.} \quad (2.10)$$

Визначаємо діаметри вершин зубів шестірні та колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad (2.11)$$

$$d_{a1} = 47,5 + 2 \cdot 2,5 = 52,5 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad (2.12)$$

$$d_{a2} = 237,5 + 2 \cdot 2,5 = 242,5 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметри впадин зубів шестірні та колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n; \quad (2.13)$$

$$d_{f1} = 47,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 41,25 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n; \quad (2.14)$$

$$d_{f2} = 237,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 231,25 \text{ мм.}$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Визначаємо ширину колеса:

$$b_2 = \Psi_{\omega a} \cdot a_{\omega} = 0,2 \cdot 142,5 = 28,5 \text{ мм.} \quad (2.15)$$

Приймаємо $b_2 = 35$ мм.

Визначаємо ширину шестірні: $b_1 = b_2 + (5 \dots 10)$; $b_1 = 35 + 5 = 40$ мм .

Визначаємо колову швидкість коліс і ступінь точності передачі:

$$V = \frac{\omega_2 d_1}{2000} \text{ м/с;} \quad (2.16)$$

$$V = \frac{78,5 \cdot 47,5}{2000} = 1,86 \text{ м/с.}$$

При такій швидкості приймаємо 8 ступінь точності.

(див. додаток табл. 7 метод. вказівок)

Перевіряємо контактні напруження.

$$\sigma_H = \frac{310}{a_{\omega}} \sqrt{\frac{T_3 K_H (u_p + 1)^3}{b_2 u_p^2}} \leq [\sigma_H], \quad (2.17)$$

де K_H – коефіцієнт навантаження (див. додаток стор.5. метод. вказівок).

$$\sigma_H = \frac{310}{142,5} \sqrt{\frac{114900 \cdot 1,03(5+1)^3}{35 \cdot 5^2}} = 372,28 \text{ МПа.} \leq [\sigma_H] = 408 \text{ МПа.}$$

Визначаємо сили, які діють у зачепленні.

Колова сила:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_1}; \quad (2.18)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 23900}{42,5} = 1162 \text{ Н.}$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П 3	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Радіальна сила:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1162 \frac{0,364}{1} = 423 \text{ Н}; \quad (2.19)$$

$$\alpha = 20^\circ; \quad \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364.$$

Перевіряємо зуби на витривалість за напруженнями згину.

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F K_{F\alpha} Y_\beta}{b_2 m_n} < [\sigma]_{F_2}, \quad (2.20)$$

$$\sigma_F = \frac{1162 \cdot 1,48 \cdot 3,6 \cdot 0,75 \cdot 1}{35 \cdot 2,5} = 53,07 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 206 \text{ МПа}$$

По табл. 9. додатку метод. вказівок при $\psi_{ba} = 0,2$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині зубів, при твердості $\text{HB} \leq 350$ та симетричному розміщенні зубчастих коліс відносно опор $K_{F\beta} = 1,06$.

K_{Fv} – коефіцієнт динамічності, який враховує динамічну дію навантаження, $K_{Fv} = 1,4$ – при твердості зубів $\text{HB} \leq 350$; і при швидкості $V \leq 10$ м/с.

Таким чином, коефіцієнт навантаження

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (2.21)$$

$$K_F = 1,06 \cdot 1,4 = 1,48.$$

b_2 – ширина колеса

Y_F – це коефіцієнт міцності зуба за місцевими напруженнями, який залежить від еквівалентної кількості зубів Z_v ;

$$\text{для шестірні } Z_{v_1} = \frac{Z_1}{\cos^2 \beta} = \frac{19}{1^2} = 19; \text{ для колеса } Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos^2 \beta} = \frac{95}{1^2} = 95.$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

При цьому $Y_{F1} = 4,28$ а $Y_{F2} = 3,6$. (див. додаток табл. 8. метод. вказівок).

При середніх значеннях коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_{\alpha} = 1,5$ та 8-мій ступені точності $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт який враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубами, $K_{F\alpha} = 0,75$.

Y_{β} – коефіцієнт який враховує нахил зуба, для прямозубих коліс $Y_{\beta} = 1$.

Визначаємо допустимі напруження:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^0 \lim b}{[n]_F} . \quad (2.22.)$$

Для сталі 45 поліпшеної при твердості $HВ \leq 350$ $\sigma_F^0 \lim b = 1,8HB$.

Для шестірні $\sigma_F^0 \lim b = 1,8 \cdot 230 = 415$ МПа.

Для колеса $\sigma_F^0 \lim b = 1,8 \cdot 200 = 360$ МПа.

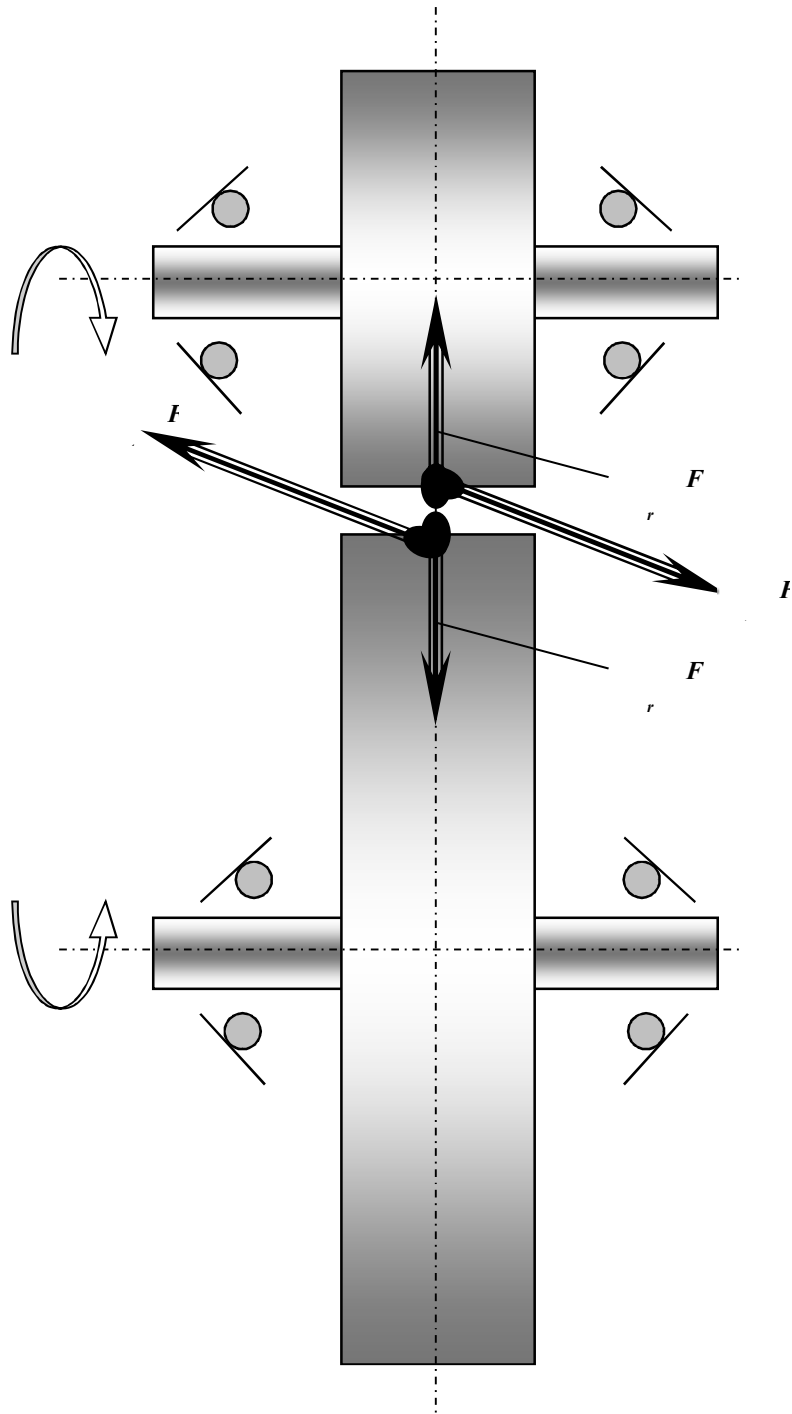
Коефіцієнт запасу міцності $[n]_F = 1,75$.

Допустимі напруження: для шестірні $[\sigma]_{F1} = \frac{415}{1,75} = 237$ МПа.

Для колеса $[\sigma]_{F1} = \frac{360}{1,75} = 206$ МПа.

					Д М - К П 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

Рисунок 2.1 – Сили, що діють у зачепленні циліндричних прямозубих коліс.



					Д М - К П 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

3. Орієнтовний розрахунок валів редуктора

Попередній розрахунок проводимо на кручення за заниженим допустимим напруженням.

Ведучий вал

Визначаємо діаметр вихідного кінця вала при допустимому дотичному напруженні.

$$d_{e_1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{[\tau_{кр}] \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 23900}{25 \cdot 3,14}} = 16,9 \text{ мм} , \quad (3.1)$$

де T_2 – крутний момент, Н·мм;

$[\tau_{кр}]$ – допустиме дотичне напруження на кручення, $[\tau_{кр}] = 15 \dots 30 \text{ МПа}$.

Приймаємо $d_{e_1} = 24 \text{ мм}$. (Менше 20 мм d_{e_1} не приймати.)

$$d_{e_1} = 24 \text{ мм}, \quad d_{n_1} = 30 \text{ мм}, \quad d_1 = 47,5 \text{ мм}, \quad d_{a_1} = 52,5 \text{ мм} \quad d_{f_1} = 41,25 \text{ мм}.$$

При $\frac{d_{f_1}}{d_{e_1}} > 1,5$, шестірня виконується окремо від вала.

Ведений вал.

Визначаємо діаметр вихідного кінця вала при $[\tau_{кр}] = 20 \text{ МПа}$, з врахуванням наявності консолі.

$$d_{e_2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_3}{[\tau_{кр}] \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 114900}{20 \cdot 3,14}} = 30 \text{ мм} . \quad (3.2)$$

Приймаємо:

$$d_{e_2} = 30 \text{ мм}, \quad d_{n_2} = 35 \text{ мм}, \quad d_{k_2} = 40 \text{ мм}, \quad d_2 = 45 \text{ мм}.$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

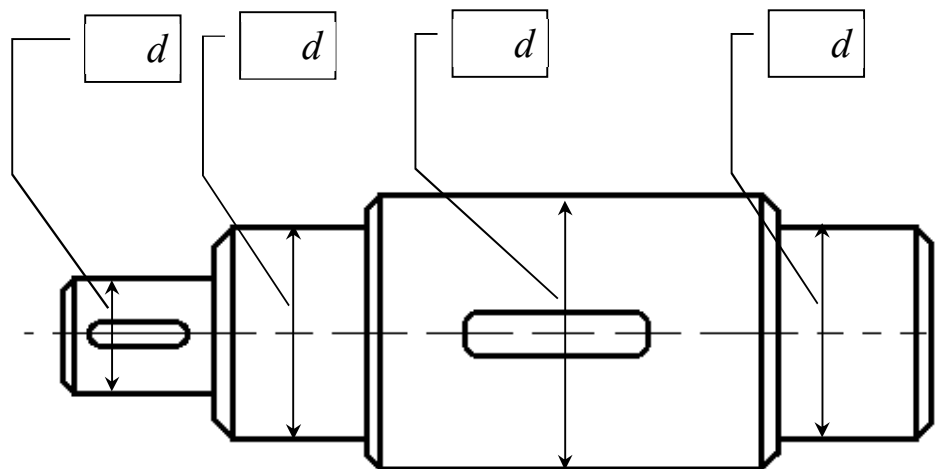


Рисунок 3.1 – Ведучий вал

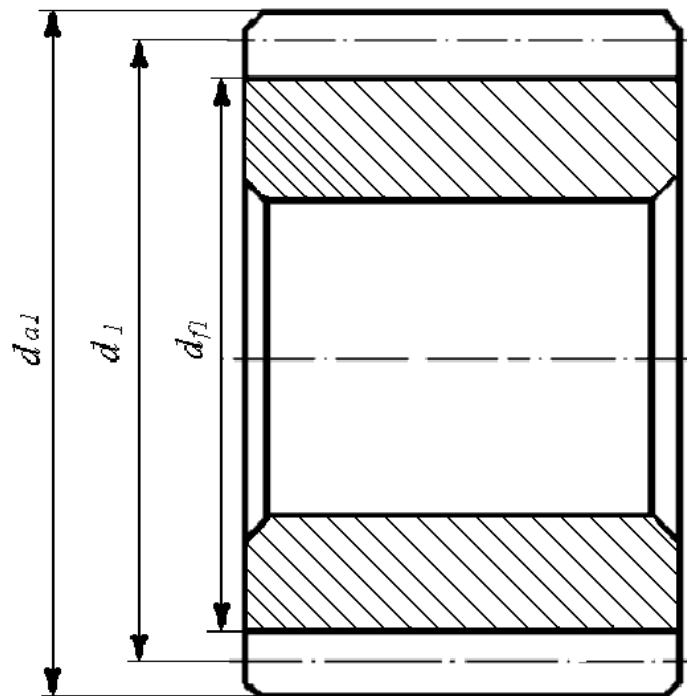


Рисунок 3.2 – Шестірня прямозуба

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист 16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

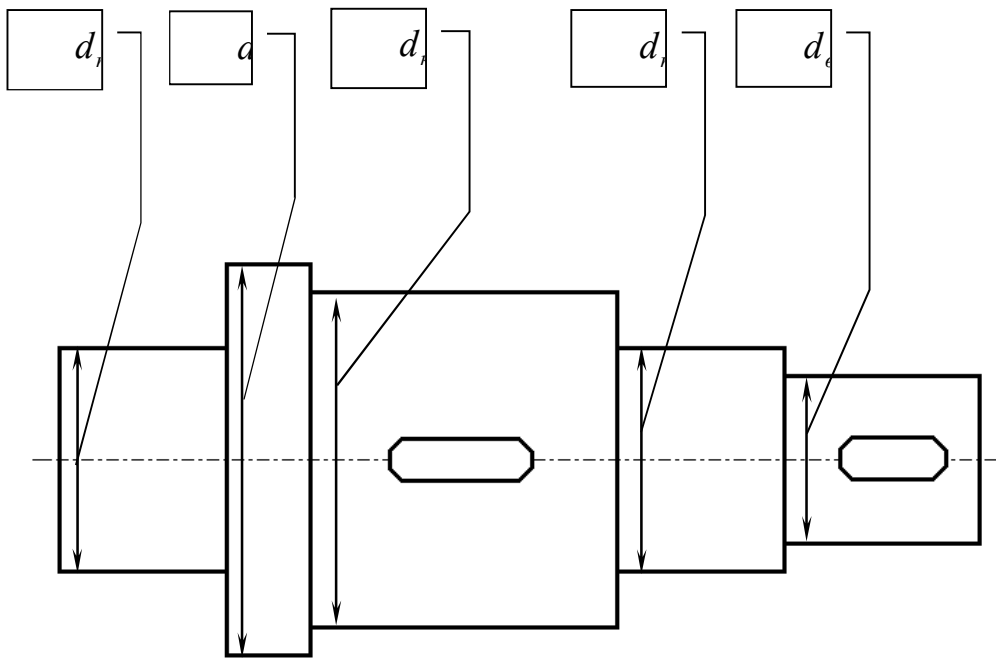


Рисунок 3.3 – Ведений вал

					ДМ - КП 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

4.Конструктивні розміри шестірні та колеса

Розміри шестірні:

$$d_1 = 47,5\text{мм.}$$

$$d_{a_1} = 52,5\text{мм.}$$

$$d_{f_1} = 41,25\text{мм.}$$

Колесо коване:

$$d_2 = 237,5\text{мм.}$$

$$d_{a_2} = 242,5\text{мм.}$$

$$d_{f_2} = 231,25\text{мм.}$$

Визначаємо діаметр маточини,

$$d_M = 1,6 \cdot d_{k_2} = 1,6 \cdot 40 = 64\text{мм.} \quad (4.1)$$

Визначаємо довжину маточини,

$$l_M = (1,2 \dots 1,5) d_{k_2}, \quad (4.2)$$

$$l_M = 1,2 \cdot 40 = 48\text{мм}; \quad l_M = 1,5 \cdot 40 = 60\text{мм}, \quad \text{приймаємо } l_M = 50\text{мм.}$$

Визначаємо товщину обода

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) m_n, \quad (4.3)$$

$$\delta_0 = 2,5 \cdot 2,5 = 6,25\text{мм}; \quad \delta_0 = 4 \cdot 2,5 = 10\text{мм}; \quad \text{приймаємо } \delta_0 = 10\text{мм.}$$

Визначаємо товщину диска

$$c = 0,3 \cdot v_2; \quad (4.4)$$

$$c = 0,3 \cdot 35 = 10,5\text{мм.}$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

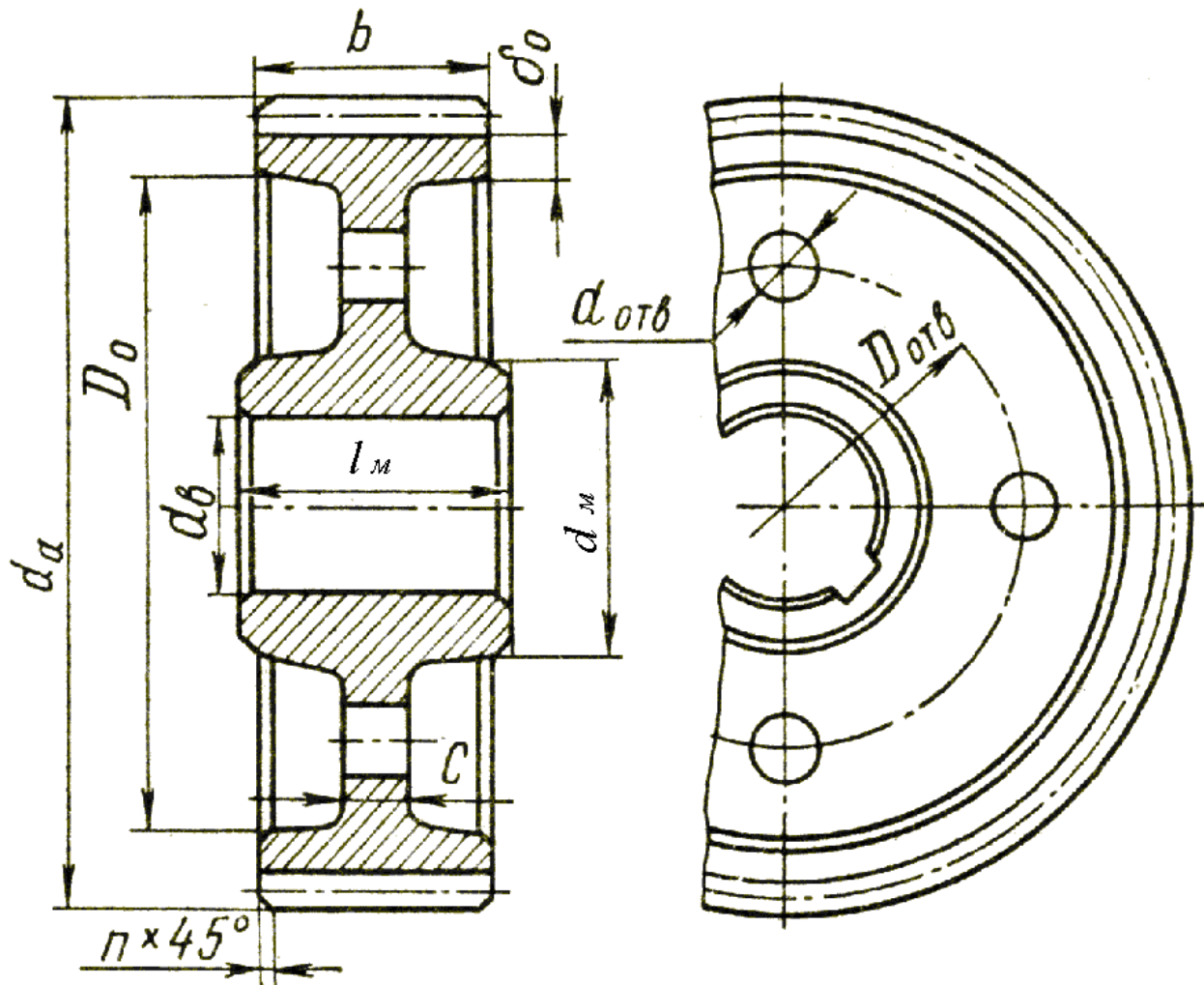


Рисунок 4.1 Циліндричне зубчасте колесо

					ДМ - КП 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

5. Конструктивні розміри корпусу редуктора

Визначаємо товщину стінок корпусу та кришки:

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1(\text{мм}). \quad (5.1)$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1(\text{мм}). \quad (5.2)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 142,5 + 1 = 4,56 \text{мм};$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 142,5 + 1 = 3,85 \text{мм};$$

приймаємо $\delta = \delta_1 = 8 \text{мм}$.

Визначаємо товщину фланців поясів корпусу та кришки:

$$e = 1,5 \cdot \delta. \quad (5.3)$$

$$e_1 = 1,5 \cdot \delta_1. \quad (5.4)$$

$$e = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{мм};$$

$$e_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{мм}.$$

Нижній пояс корпусу:

$$p = 2,35 \cdot \delta, \quad (5.5)$$

$$p = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{мм};$$

приймаємо $p = 20 \text{мм}$.

Визначаємо діаметри болтів: фундаментних –

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) a_w + 12. \quad (5.6)$$

$$d_1 = 0,03 \cdot 142,5 + 12 = 16,3 \text{мм};$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

$$d_1 = 0,036 \cdot 142,5 + 12 = 17,13 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_1 = M20$. (див. табл. 5.1)

Болти, які кріплять кришку до корпусу біля підшипників:

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_1 \quad (5.7)$$

$$d_2 = 0,7 \cdot 20 = 14 \text{ мм;}$$

$$d_2 = 0,75 \cdot 20 = 15 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_2 = M16$.

Болти, які кріплять кришку з корпусом:

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1 \quad (5.8)$$

$$d_3 = 0,5 \cdot 20 = 10 \text{ мм;}$$

$$d_3 = 0,6 \cdot 20 = 12 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_3 = M12$.

Таблиця 5.1

Болти для корпусів редуктора із чавунного литва

Параметри	Болти								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30
K_i	22	24	28	33	39	48	54	58	65
C_i	12	13	16	18	21	25	34	36	50

Розміри, яких не вистачає для конструювання корпусу редуктора взяти із таблиці 9, конструктивні елементи корпусу із чавунного литва рис. 1 стор. 7 додатку методичних вказівок.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

6.Перший етап компоновки редуктора

Перший етап компоновки необхідний для наближеного визначення положення зубчастих коліс. Компоновочне креслення виконуємо в одній проекції – розріз по осях валів при знятій кришці редуктора, масштаб – 1:1, креслимо товстими лініями.

Наближено по середині аркуша паралельно його довшій стороні проводимо горизонтальну осьову лінію, потім дві вертикальні лінії – осі валів на відстані a_0 .

Викреслюємо спрощену шестірню та колесо у вигляді прямокутників, шестірня виконується окремо від вала, довжина маточини шестірні на 5...10 мм ширша від ширини колеса.

Викреслюємо внутрішню стінку корпуса:

- приймаємо зазор між торцем шестірні і внутрішньої стінки корпуса $A_1=10$ мм. При наявності зазор береться від торця маточини;
- приймаємо зазор від діаметра вершин зубів колеса до внутрішньої стінки корпуса $A_1 = 10$ мм;
- приймаємо відстань між зовнішнім діаметром підшипника ведучого вала, і внутрішньої стінки корпуса $A_1 = 10$ мм.

Попередньо намічаємо радіальні шарикопідшипники середньої серії, габарити підшипників вибираємо по діаметру вала в місці посадки підшипників –

$d_{n1} = 30$ мм; $d_{n2} = 35$ мм. (див. табл. 17, додатку метод. вказівок)

Таблиця 6.1

Шарикопідшипники, радіальні, однорядні.

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм			Динамічна вантажопідйомність C , кН	Статична вантажопідйомність C_0 , кН
	d	D	B		
306	30	72	19	21,6	14,8
307	35	80	21	25,7	17,6

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

Визначаємо відстань від середини редуктора до середини більшого підшипника.

$$l = \frac{b_1}{2} + 20 + \frac{B_2}{2} \text{ мм}; \quad (6.1)$$

де b_1 – ширина шестірні, мм;

B_2 – ширина підшипника веденого вала, мм.

$$l = \frac{40}{2} + 20 + \frac{21}{2} = 50,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо $l = 51 \text{ мм}$.

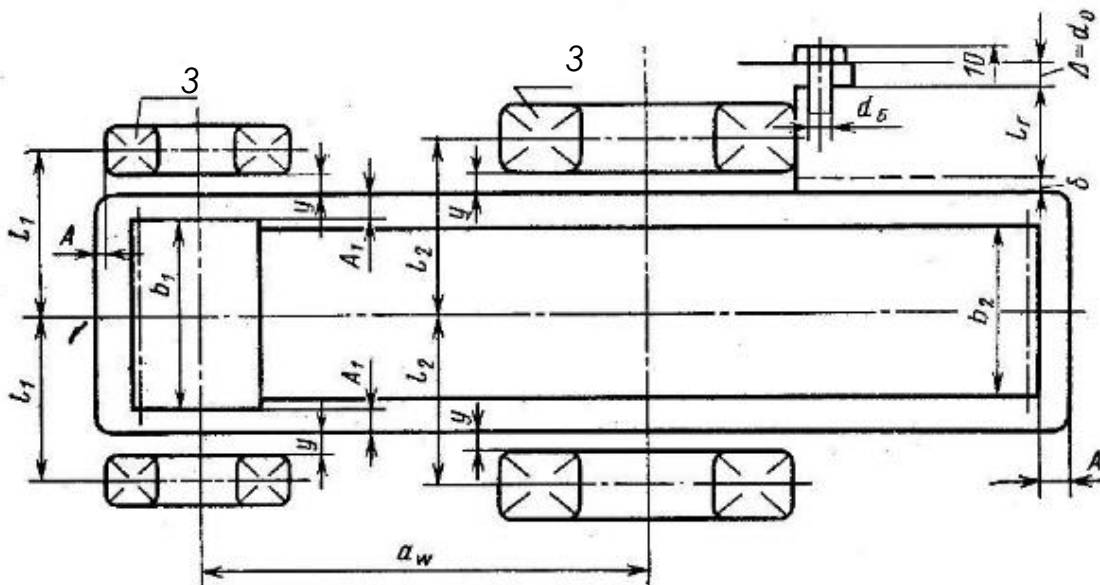


Рисунок 6.1 – Попередня компоновка редуктора

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П 3	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		23

7. Перевірка довговічності підшипників

Ведучий вал.

Із попередніх розрахунків маємо:

$$F_t = 1162H;$$

$$F_r = 423H;$$

$$l = 51 \text{ мм.}$$

Складаємо рівняння суми моментів відносно першого та другого підшипників:

$$\sum M_1 = -R_{x2} 2l + F_t l = 0;$$

$$\sum M_2 = R_{x1} 2l - F_t l = 0;$$

$$R_{x1} = R_{x2} = \frac{F_t}{2} = \frac{1162}{2} = 581H.$$

В кожній ділянці проводимо перерізи та визначаємо згинаючі моменти:

1 ділянка $0 \leq z_1 \leq l$;

$$M_{z1} = R_{x1} \cdot Z_1;$$

$$M_{z1}^1 = 0;$$

$$M_{z1}^{11} = R_{x1} \cdot l = 581 \cdot 51 = 29631(\text{Нмм}).$$

2 ділянка $0 \leq z_2 \leq l$;

$$M_{z2} = R_{x2} \cdot Z_2;$$

$$M_{z2}^1 = 0;$$

$$M_{z2}^{11} = R_{x2} \cdot l = 581 \cdot 51 = 29631(\text{Нмм}).$$

Креслимо спрощену схему в площині **YOZ**. Складаємо рівняння суми моментів відносно першого та другого підшипника.

$$\sum M_1 = R_{y2} 2l - F_r l = 0;$$

$$\sum M_2 = -R_{y1} 2l + F_r l = 0;$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$R_{y1} = R_{y2} = \frac{F_r l}{2l} = \frac{F_r}{2} = \frac{423}{2} = 211,5H$$

Проводимо переріз на кожній ділянці та визначаємо згинаючі моменти.

1 ділянка $0 \leq z_1 \leq l$;

$$M_{z1} = -R_{y1} \cdot Z_1;$$

$$M_{z1}^1 = 0;$$

$$M_{z1}^{11} = -R_{y1} \cdot l = -211,5 \cdot 51 = -10786,5(Нмм).$$

2 ділянка $0 \leq z_2 \leq l$;

$$M_{z2} = -R_{y2} \cdot Z_2;$$

$$M_{z2}^1 = 0;$$

$$M_{z2}^{11} = -R_{y2} \cdot l = -211,5 \cdot 51 = -10786,5(Нмм).$$

Визначаємо сумарні навантаження:

$$F_{r1} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{581^2 + 211,5^2} = 618H ;$$

$$F_{r1} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{581^2 + 211,5^2} = 618H .$$

Підбираємо підшипники по більш навантаженій опорі. Намічаємо радіальні шарикопідшипники.

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм			Динамічна вантажопідйомність C , кН	Статична вантажопідйомність C_0 , кН
	d	D	B		
306	30	72	19	21,6	14,8

Визначаємо еквівалентні навантаження:

$$P_{екв} = XVF_1 K_\delta K_T , \quad (7.1)$$

де коефіцієнт кільця – $V = 1$ (при обертанні внутрішнього кільця підшипника), при обертанні зовнішнього кільця $V = 1,2$;

$K_\delta = 1$ (коефіцієнт безпеки, див. додаток табл. 10. метод. вказівок);

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

$K_T = 1$ (температурний коефіцієнт, див. додаток табл. 11. метод. вк.);

$X = 1$ коефіцієнт радіального навантаження (для прямозубих передач, див. додаток табл. 12).

F_r – сумарна реакція більш навантаженої опори, Н.

$$P_{екв} = 1 \cdot 1 \cdot 618 \cdot 1 \cdot 1 = 618 \text{ Н.}$$

Визначаємо розрахункову довговічність:

$$L = \left(\frac{C}{P_{ек}} \right)^m; \quad (7.2)$$

де C – динамічна вантажопідйомність, (див. табл. 6.1);

$P_{ек}$ – еквівалентне навантаження на підшипник;

m – показник ступеня;

для шарикопідшипників $m = 3$, для роликопідшипників $m = 10/3$.

$$L = \left(\frac{21600}{618} \right)^3 = 42696 \text{ млн. об.}$$

Розраховуємо довговічність підшипників в годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_1}. \quad (7.3)$$

$$L_h = \frac{42696 \cdot 10^6}{60 \cdot 1395} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

Для зубчастих редукторів ресурс роботи підшипників приймають від 36000год. до 10000год. У нашому випадку підшипники ведучого валу – 306 мають ресурс $L_h = 0,5 \cdot 10^6$ годин, що значно більше від зазначеного діапазону. За цієї причини рекомендується вибрати шарикопідшипники радіальні однорядні легкої серії. Динамічна вантажопідйомність яких $C = 15$ кН.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		26

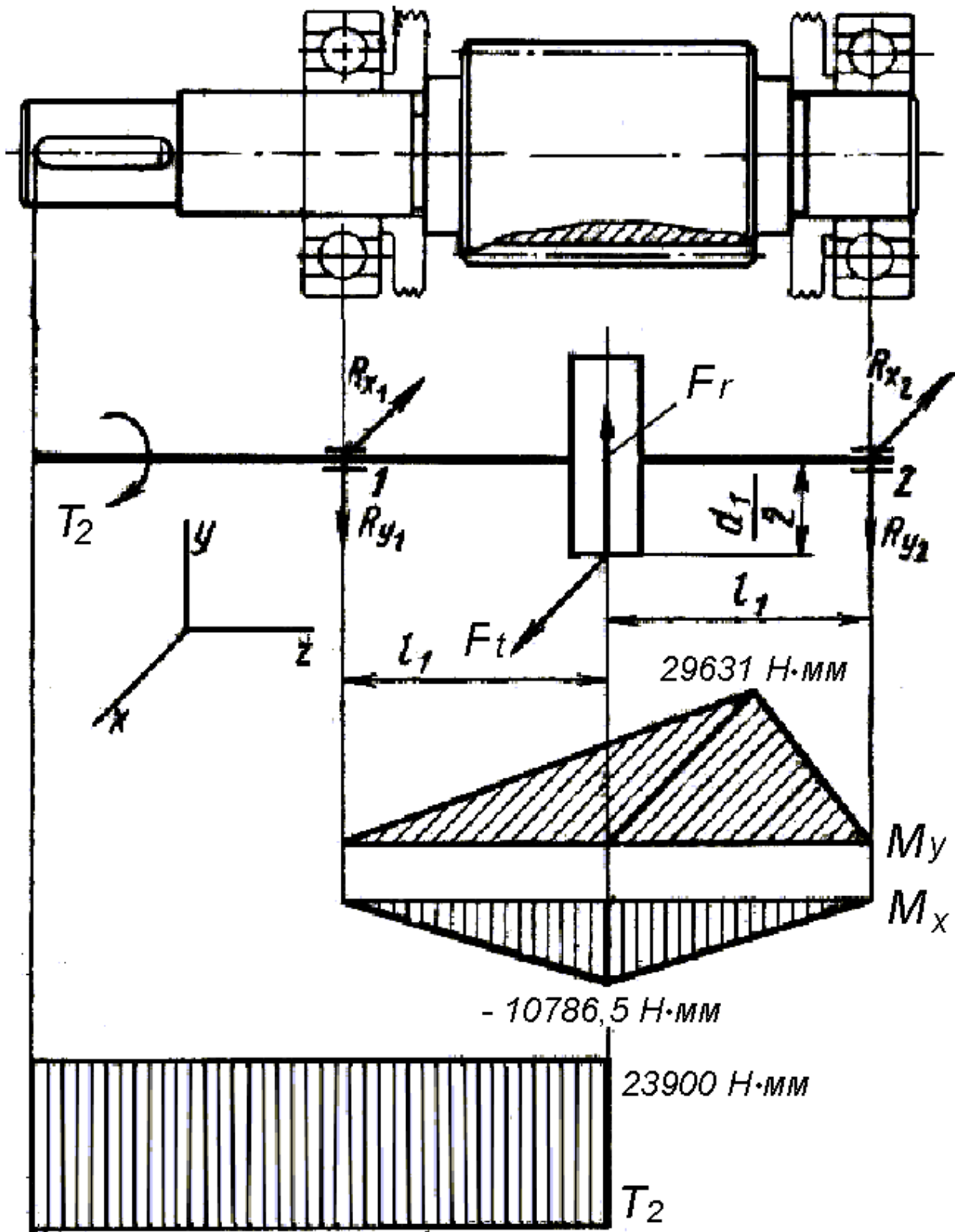


Рисунок. 7.1 – Ведучий вал

					ДМ - КП 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

8. Другий етап компоновки редуктора

Викреслюємо з метою конструктивно оформити зубчасті колеса, вали, корпус, підшипникові вузли.

Порядок виконання:

Викреслюємо шестірню та колесо за конструктивними розмірами, шестірню викреслюємо окремо від вала.

Конструюємо вузол ведучого вала:

- a. Наносимо осьові лінії віддалені від середини редуктора на відстані l .
- b. Між торцями підшипника і внутрішньою стінкою поверхні корпуса викреслюємо маслоутримуючі кільця (див. додаток метод. вказівок рис. 2, стор. 10), їх торці повинні виступати в середину корпуса на $1 \dots 2$ мм від внутрішньої стінки, тоді вони будуть виконувати одночасно роль масло-відкидних кілець. Для зменшення ступенів вала, кільця встановлюють на той же діаметр що і підшипники, фіксація їх в осьовому напрямку здійснюється заплечиками вала, і торцями внутрішніх кілець.
- c. Викреслюємо кришки підшипників з ущільнюючими прокладками товщиною 1 мм, (див. додаток метод. вказівок рис. 3, стор. 10; рис. 4 стор. 11) та болтами (див. табл. 13 додатку). Болт умовно зводиться в площині креслення.
- d. Перехід вала від dn_1 до вихідного кінця dv_1 виконується на відстані 10 мм від торця кришки підшипника. Довжина вихідного кінця вала дорівнює 60 мм.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		28

9.Перевірка міцності шпонкових з'єднань

Шпонка призматична з заокругленими торцями (див. табл. 14, стор. 12 додатку). Розміри перерізів шпонок і пазів та довжини шпонок за стандартом СТ СЕВ 189-75. Матеріал шпонок Сталь 45 нормалізована.

Визначаємо напруження змінання із умови міцності.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{d\varphi(h-t_1)(l-\varphi)} \leq [\sigma_{зм}] . \quad (9.1)$$

Допустимі напруження змінання:

- при сталій маточині $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа;
- при чавунній $[\sigma_{зм}] = 50 \dots 70$ МПа.

Ведучий вал.

$$d\varphi_1 = 24 \text{ мм};$$

$$T_2 = 23,9 \text{ Нм};$$

$$h - \text{висота шпонки} = 7 \text{ мм};$$

$$t_1 - \text{глибина паза} = 4 \text{ мм};$$

$$l - \text{довжина шпонки} = 56 \text{ мм}$$

$$\varphi - \text{ширина шпонки} = 8 \text{ мм. (див. табл. 14, додатку метод. вказівок).}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 23,9 \cdot 10^3}{24(7-4)(56-8)} = 13,8 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 50 \text{ МПа.}$$

Ведений вал

$$d\varphi_2 = 30 \text{ мм};$$

$$T_3 = 114,9 \text{ Нм};$$

$$h - \text{висота шпонки} = 7 \text{ мм};$$

$$t_1 - \text{глибина паза} = 4 \text{ мм};$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П 3	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

l – довжина шпонки = 63мм;

b – ширина шпонки = 8мм.

(див. табл. 14, додатку)

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 114,9 \cdot 10^3}{30(7-4)(63-8)} = 46,4 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа}.$$

Умова міцності витримана.

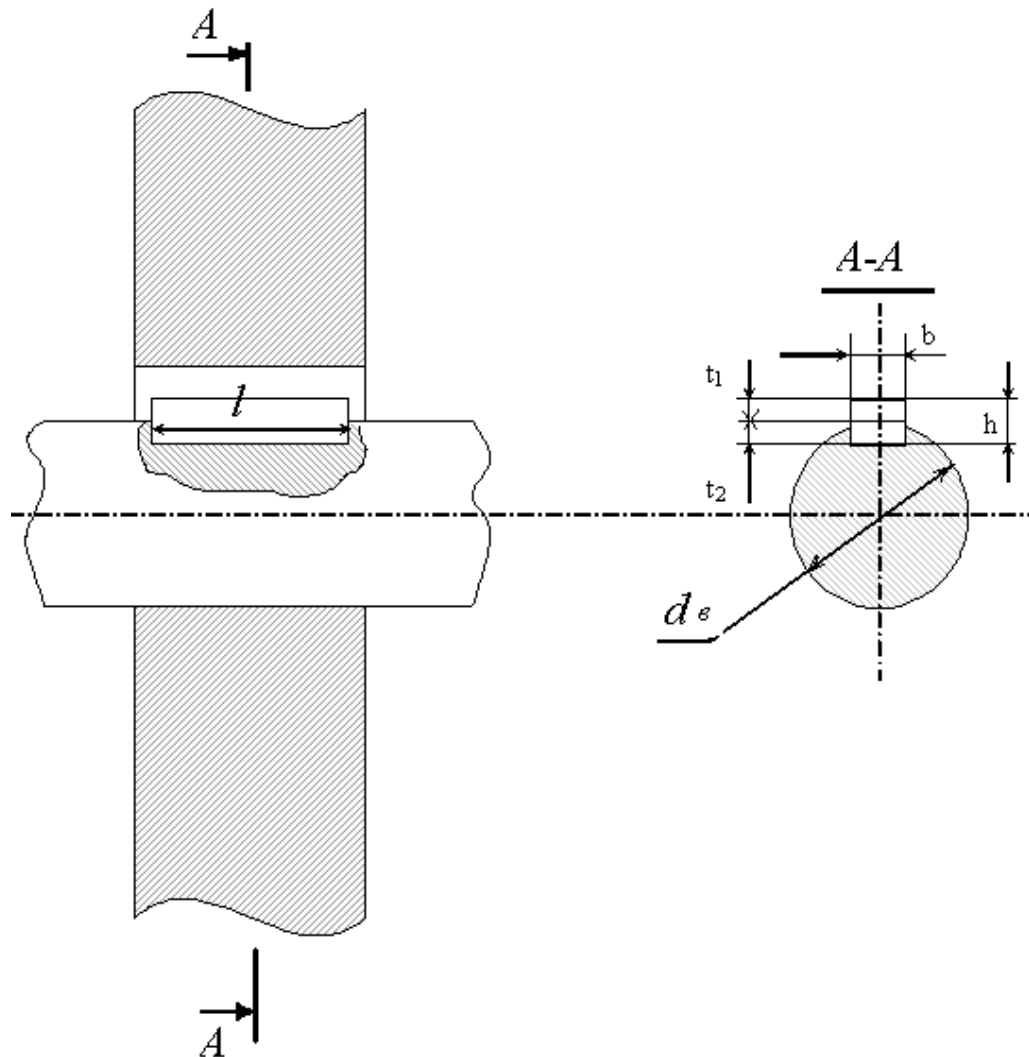


Рисунок 9.1 Шпонка призматична

					ДМ - КП 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		30

10. Уточнений розрахунок вала

Приймаємо, що нормальні напруження від згину змінюються за симетричним циклом. Уточнений розрахунок заключається у визначенні коефіцієнта запасу міцності, для небезпечних перерізів у порівнянні їх з допустимим значенням. Міцність буде витримана при умові $n > [n]$.

Ведучий вал

Матеріал валу той же, що й для шестірні Сталь45 термообробка - поліпшення по табл. 4 додатку метод. вказівок, при діаметрі заготовки до 90мм середнє значення $\sigma_s = 780 \text{ МПа}$.

Визначаємо границю витривалості при симетричному циклі згину.

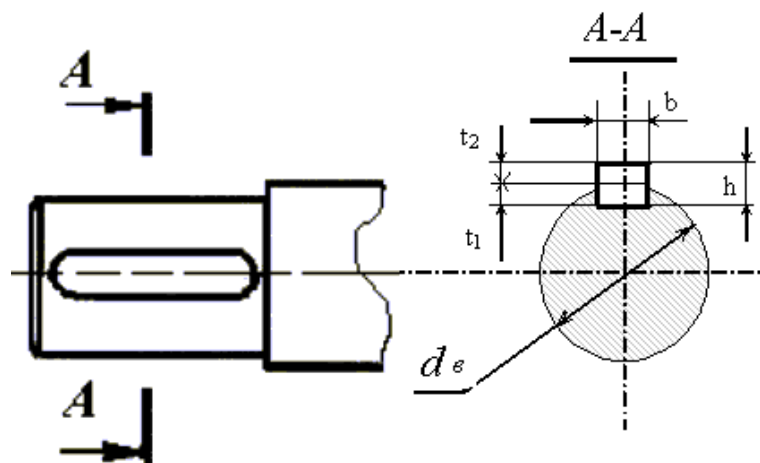
$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_s, \quad (10.1)$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа}.$$

Визначаємо границю витривалості при симетричному циклі дотичних напружень:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}, \quad (10.2)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 193 \text{ МПа}$$



$$d_{s1} = 24 \text{ мм}; \quad b = 8 \text{ мм}; \quad t_1 = 4 \text{ мм}.$$

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П 3	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31

У цьому перерізі при передачі крутного моменту виникають тільки дотичні напруження. Шпонкова канавка є причиною виникнення концентрації напружень. Визначаємо момент опору для круглого перерізу.

$$W_{к\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{в1}}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d_{\text{в1}} - t_1)^2}{2d_{\text{в1}}}; \quad (10.3)$$

$$d_{\text{в1}} = 24 \text{ мм};$$

$$\pi = 3,14;$$

$$W_{к\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 24^3}{16} - \frac{8 \cdot 4(24 - 4)^2}{2 \cdot 24} = 2446 \text{ мм}^3$$

Визначаємо амплітуду та середнє напруження від нульового циклу:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{M_2 \cdot 10^3}{2W_{к\text{нетто}}}, \text{ МПа.} \quad (10.4)$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{24,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 2446} = 5,05 \text{ МПа.}$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності:

$$n = n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{R_\tau}{E_\tau} \tau_v + \psi_v \tau_m}. \quad (10.5)$$

$$n = n_\tau = \frac{193}{\frac{1,68}{0,84} 5,05 + 0,1 \cdot 5,05} = 18,2$$

$$n = 18,2 > [n] = 2,5$$

Умова міцності витримана.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		32

11. Посадки зубчастого колеса і підшипників

Таблиця 11.1

Посадки основних деталей передач.

Рекомендовані посадки	Приклад з'єднань
$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$	Зубчасті і черв'ячні колеса на валу при великих ударних навантаженнях.
$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}$	Зубчасті і черв'ячні колеса на валу; вінці черв'ячних коліс на центр.
$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6};$	Зубчасті колеса при частих демонтажах; шестірні на валах електродвигунів; муфти; мастилоутримуючих кілець.
$\frac{H7}{\gamma6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{h7};$	Стакани під підшипники кочення у корпусі і розпірні втулки.
$\frac{H7}{r6};$	Муфти при важких ударних навантаженнях.
$\frac{H7}{\gamma6}; \frac{H7}{h6}$	Шків і зірочки.
$\frac{H6}{h6};$	Розпірні кільця, сальників.
Відхилення вала K_0	Внутрішні кільця підшипників кочення на вали.
Відхилення отвору $H7$	Зовнішні кільця підшипників у корпусі.
Відхилення вала $m6/n6$	Внутрішні кільця підшипників кочення при важких ударних навантаженнях

Посадка зубчастого колеса на вал $\frac{H7}{r6}$ за СТ СЭВ 144-75. Шийки валів під підшипники виконуємо з відхиленням вала $k6$. Відхилення отворів у корпусі під зовнішні кільця по $H7$.

					Д М - К П 00.00.02.059 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		33

12. Вибір сорту мастила

Мащення зубчастих зачеплень і підшипників:

1. зменшує коефіцієнт тертя;
2. відводить тепло від нагрітих поверхонь;
3. вимиває продукти зношування;
4. зменшує шум;
5. захищає від корозії.

За способом підведення мастила до зачеплення розрізняють картерне і циркуляційне мащення.

Картерне мащення здійснюється зануренням зубчастих коліс у мастило, яке залито у середину корпусу редуктора.

Об'єм масляної ванни визначається із розрахунку $0,25 \text{ дм}^3$ на 1 кВт потужності, що передається.

$$V_m = 0,25 \cdot P_{\text{дв. п.}} ; (\text{дм}^3), \quad (12.1)$$

$$V_m = 0,25 \cdot 1,94 = 0,49 (\text{дм}^3)$$

Вибір сорту мастила починають із визначення необхідної кінематичної вязкості масла, для зубчастих передач – залежно від коллової швидкості.

Встановлюємо в'язкість мастила. (див. табл. 15, додатку метод. вказівок)

При швидкості $V = 1,86 \text{ м/с}$, рекомендована в'язкість $\gamma = 118 \text{ сСт}$.

Після чого, за знайденим значенням в'язкості вибираємо відповідний сорт мастила із даних табл. 16, додатку метод. вказівок.

Приймаємо мастило індустриальне И-100А.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		34

13. Складання циліндричного редуктора

Перед складанням, внутрішню порожнину корпусу редуктора дбайливо очищають і покривають стійкою фарбою. Монтаж відповідно до складального креслення редуктора, починають із валів редуктора.

На ведучий вал насаджують мастилоутримуючі кільця й шарикопідшипники, попередньо підігріті в мастилі до $t 80^{\circ}\dots 100^{\circ} \text{C}$. У пази веденого валу (див. додаток рис. 5) закладають шпонки і запресовують зубчасте колесо до упору в бурт вала, потім встановлюють мастилоутримуючі кільця й шарикопідшипники, нагріті у мастилі.

Складені вали вкладають в основу корпусу редуктора і закривають кришку редуктора, попередньо полакувавши поверхні стиків спеціальним лаком. Кришку для центрування встановлюють на корпус за допомогою двох конічних штифтів і затягують болти, які кріплять кришку до корпусу.

Якщо обрано мащення підшипників пластичним мастилом, то його закладають у підшипникові камери і ставлять кришки підшипників із комплектом металевих прокладок для регулювання.

Перед тим як установлювати кришки, у проточки закладають войлочні ущільнення, просочені гарячим мастилом. Перевіряють повертанням валів відсутність заклинювання підшипників (вали повинні вільно провертатися від руки) і закріплюють кришки гвинтом.

Далі на кінець веденого валу у шпонкову канавку закладають шпонку і встановлюють зірочку або шків і закріплюють її торцьовим кріпленням (вали повинні вільно повертатися від руки), потім вкручують пробку маслоспускного отвору (див. додаток рис. 6) з прокладкою та жезловий маслопоказник (рис. 7). Заливають у корпус мастило і закривають оглядовий отвір, кришкою з прокладкою (рис. 8), яку закріплюють болтами. Складений редуктор (рис. 9) обкатують і проводять випробування згідно програми, яка встановлена технічними умовами.

					Д М - К П 0 0 . 0 0 . 0 2 . 0 5 9 П З	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

ТЕСТИ

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ПО ТЕМІ «ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ»

а. Прямозубі циліндричні передачі

1. Що називається модулем?

Відповідь:

1	Відношення кроку до числа π .
2	Відношення діаметра початкового кола до висоти головки зуба.
3	Відношення діаметра кола головок до числа зубів.
4	Відношення робочої ділянки лінії зачеплення до кроку по основному колу.

2. За якою залежністю визначається діаметр початкового кола прямозубого циліндричного колеса?

Відповідь:

1	$m(z+2)$
2	$m(z-2,5)$
3	mz
4	$mz \frac{1}{\cos \beta}$

3. Що називається евольвентою?

Відповідь:

1	Крива, всі точки якої рівновіддалені від однієї точки.
2	Крива, яку описує будь-яка точка кола, що перекочується без ковзання по прямій.
3	Крива, яку описує будь-яка точка прямої лінії, що перекочується по колу без ковзання.
4	Крива, всі точки якої рівновіддалені від даної точки і даної прямої.

4. Які з названих нижче передач мають осі, що схрещуються ?

Відповідь:

1	Шевронні та передачі з гвинтовими колесами.
2	Гіпоїдні і конічні.
3	Черв'ячні, гіпоїдні та з гвинтовими колесами.
4	Конічні та з гвинтовими колесами.

5. Які з названих передач мають паралельні осі ?

Відповідь:

1	Циліндричні косозубі та конічні прямозубі.
2	Конічні косозубі та циліндричні шевронні.
3	Гіпоїдні та з гвинтовими колесами.
4	Циліндричні шевронні і циліндричні косозубі.

6. Які з названих нижче передач є просторовими ?

Відповідь:

1.	Циліндричні прямозубі та черв'ячні.
2	Циліндричні косозубі та з гвинтовими колесами.
3	Шевронні та гіпоїдні.
4	Конічні прямозубі і черв'ячні.

7. Що називається коефіцієнтом перекриття ?

Відповідь:

1	Відношення діаметра початкового кола до кроку зміряному по основному колу.
2	Відношення діаметра початкового кола до числа зубів.
3	Відношення робочої ділянки лінії зачеплення до кутового кроку.
4	Відношення робочої ділянки лінії зачеплення до кроку зміряному по основному колу.

8. Яке фізичне значення коефіцієнта перекриття ?

Відповідь:

1	Характеризує плавність зачеплення.
2	Показує число пар зубів, які одночасно знаходяться в зачепленні
3	Характеризує кут нахилу лінії зачеплення до загальної дотичної профілів зубів.
4	Характеризує величину радіального зазору.

9. Що називається кроком прямозубого циліндричного зачеплення ?
(початковим).

Відповідь:

1	Відстань між однойменними точками сусідніх профілів зубів заміряне по дузі початкового кола
2	Відстань між однойменними точками сусідніх профілів зубів заміряне по хорді початкового кола.
3	Відстань між однойменними точками сусідніх профілів зубів заміряне по дузі кола головок.
4	Відстань між однойменними точками сусідніх профілів зубів заміряне по дузі кола западин.

10. Яким інструментом можна нарізувати зуби циліндричних прямозубих коліс?

Відповідь:

1	Черв'ячною фрезою та гребінкою (рейкою).
2	Торцьовою фрезою та довбляком.
3	Дисковою фрезою та протяжкою.
4	Хонінгвальною головкою та пальцевою фрезою.

11. Яку з приведених нижче підбірок матеріалів можна повністю використовувати для виготовлення зубчастих коліс?

Відповідь:

1	СЧ 21-40, Сталь 45, Сталь 40Л.
2	Сталь У13, СТ.5, Сталь 40ХН.
3	Сталь 40Х, Ст. 3, СЧ 38-60.
4	Сталь 08, Сталь У10А, СЧ 24-44.

12. По якій з приведених нижче залежностей визначається момент опору згину зуба прямозубого, циліндричного колеса?

Відповідь:

1	$\frac{\pi d^3}{16}$.
2	$\frac{v a^3}{12}$.
3	$\frac{\pi d^3}{32}$.
4	$\frac{v a^2}{6}$.

13. Які з перерахованих видів руйнувань характерні для зубів закритих зубчастих передач?

Відповідь:

1	Поломка, втомне викришування, абразивне зношування, заїдання.
2	Скручування, зминання, поломка.
3	Поломка, втомне викришування, заїдання.
4	Зминання, зріз, відшаровування робочих поверхонь, задир.

14. Яка з приведених на рис. 1 епюр нормальних контактних напружень зубів циліндричних прямозубих коліс є правильною?

Відповідь:

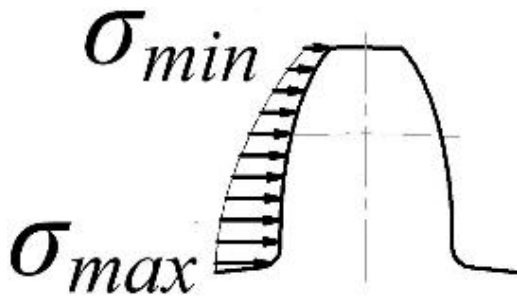


Рис. 1а

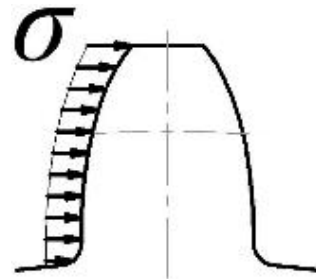


Рис. 1б

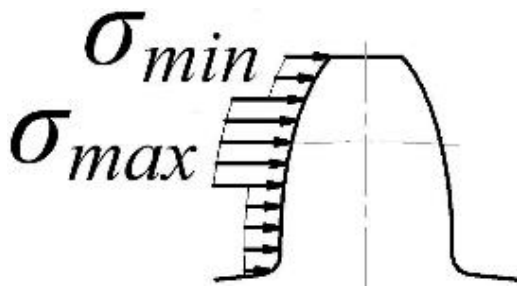


Рис. 1в

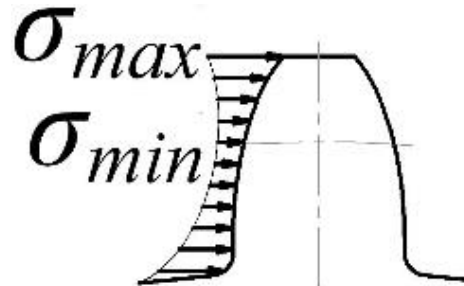


Рис. 1г

1	Епюра приведена на рисунку 1а.
2	Епюра приведена на рисунку 1б.
3	Епюра приведена на рисунку 1в.
4	Епюра приведена на рисунку 1г.

15. У якій точці поверхні профілю зуба (рис. 2) проводиться розрахунок на контактну міцність або на витривалість?

Відповідь:

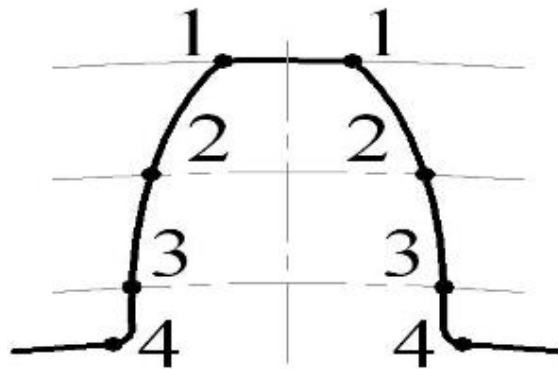


Рис. 2

1. В точці 1 (на колі виступів).
2 В точці 2 (на початковому колі).
3 В точці 3 (на основному колі).
4 В точці 4 (на колі западин).

16. Які з перерахованих розрахунків найбільш широко використовуються для зубів закритих передач?

Відповідь:

1 Розрахунок на контактну витривалість активних поверхонь зубів і розрахунок на витривалість при згині.
2 Розрахунок на повздовжню стійкість і розрахунок на витривалість при згині.
3 Розрахунок на міцність при скручуванні і розрахунок на контактну витривалість активних поверхонь зубів.
4 Розрахунок на абразивне зношування і розрахунок на міцність по напруженням зрізу.

17. Який із вказаних нижче (рис. 3) радіусів використовується в розрахунку на контактну міцність?

Відповідь:

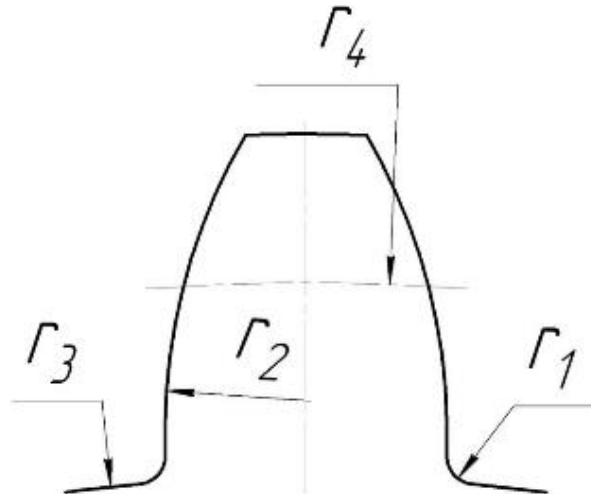


Рис. 3

1	r_1
2	r_2
3	r_3
4	r_4

18. Що таке коригування?

Відповідь

1	Приєм термічної обробки зубів.
2	Приєм термохімічної обробки зубів.
3	Приєм поліпшення форми зубів, що полягає в радіальному зсуві рейки.
4	Приєм обробки поверхні зубів брусками, що коливаються.

19. В якій точці зуба шестерні (рис. 4) є найбільша вірогідність руйнування від нормальних напружень згину?

Відповідь:

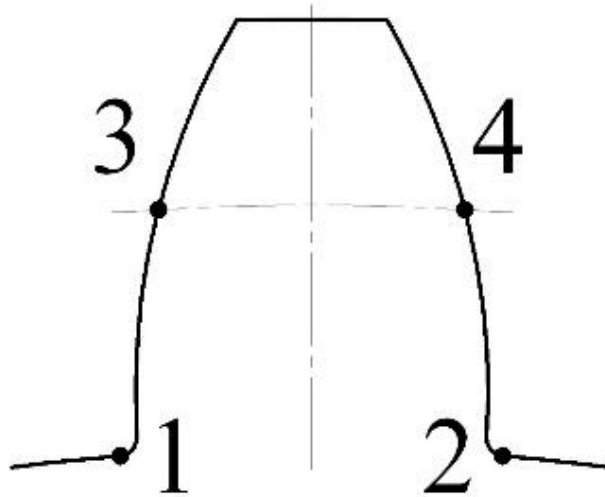


Рис. 4

1	В точці 1
2	В точці 2.
3	В точці 3.
4	В точці 4.

20. Які з перерахованих видів руйнувань зубів є найхарактернішими для відкритих зубчастих передач?

Відповідь:

1	Абразивне зношування та поломка.
2	Поломка та втомне викришування.
3	Абразивне зношування та скручування.
4	Зминання та зріз.

21. Чому зуби шестерні виготовляють із більш міцного матеріалу, ніж зуби колеса ?

Відповідь:

1	Зуб шестерні частіше входить у зачеплення, зуб шестерні біля ніжки товщий, радіус кривизни профілю зуба шестерні менший.
2	Радіус кривизни профілю зуба шестерні менший, зуб шестерні вище, зуб шестерні частіше входить у зачеплення.
3	Зуб шестерні біля ніжки тонший, радіус кривизни профілю зуба шестерні менший, зуб шестерні частіше входить у зачеплення.
4	Зуб шестерні коротший, зусилля на зуб шестерні більше, товщина зуба шестерні біля ніжки менша.

б. Передачі циліндричними косозубими колесами

1. Чому контактні допустимі напруження в косозубих колесах нижче на 20% ніж у прямозубих?

Відповідь:

1	У косозубих колесах не забезпечується контакт по всій довжині зуба одночасно.
2	Твердість поверхневого шару зубів косозубих коліс вища, ніж у прямозубих.
3	Коефіцієнт перекриття в зачепленні косозубих коліс менше ніж у прямозубих.
4	Колова швидкість в косозубих колесах вище, ніж у прямозубих.

2. За якою з приведених нижче залежностей можна визначити діаметр початкового кола косозубої шестерні?

Відповідь:

1	$m_n z_1$
2	$\frac{m_n (z_1 + z_2)}{\cos \beta}$
3	$\frac{m_n z_1}{\cos \beta}$
4	$\frac{m_n (z_1 + 2)}{\cos \beta}$

3. За якою з приведених нижче залежностей можна визначити модуль косозубого циліндричного колеса? (d_w – початкове коло)

Відповідь:

1	$\frac{d_{w2}}{z_2}$
2	$\frac{d_{e2}}{z_2 + 2}$
3	$\frac{d_{w2} \cos \beta}{z_2}$
4	$\frac{d_{w2}}{z_2 \cos \beta}$

4. Якою силою врівноважується радіальна сила косозубої циліндричної шестерні?

Відповідь:

1	Осьовою силою колеса.
2	Коловою силою колеса.
3	Радіальною силою колеса.
4	Нормальною силою колеса.

5. Яка сила рівна по величині та протилежно направлена осьовій силі циліндричного косозубого колеса?

Відповідь:

1	Радіальна сила шестерні.
2	Осьова сила шестерні.
3	Колова сила шестерні.
4	Радіальна сила колеса.

6. Які сили, діючі на зуб циліндричного косозубого колеса, змінять напрямок, якщо змінити напрямок обертання?

Відповідь:

1	Колова та радіальна.
2	Колова та нормальна.
3	Колова та осьова.
4	Осьова та радіальна.

7. За якою з, приведених нижче залежностей, можна визначити діаметр кола вершин циліндричного косозубого колеса?

Відповідь:

1	$m_n(z + 2)$
2	$m_t z$
3	$m_t(z + 2 \cos \beta)$
4	$m_t \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right)$

8. Який модуль стандартизований в косозубій циліндричній передачі?

Відповідь:

1	Торцьовий.
2	Осьовий.
3	Нормальний.
4	Максимальний.

9. В яких межах приймають кут нахилу зубів циліндричних косозубих коліс?

Відповідь:

1	0°...8°.
2	8°...20°.
3	20°...30°.
4	20°...30°.

10. Якими з перерахованих нижче ознак не володіють передачі циліндричними косозубими колесами?

Відповідь:

1	Зменшення шуму під час роботи.
2	Зменшення габаритних розмірів.
3	Зменшення плавності зачеплення.
4	Збільшення вантажопідйомності.

11. Вказати правильно напрямок колового зусилля, яке діє на зуб циліндричної косозубої шестерні.

Відповідь:

1	Спрямовано по радіусу до центру шестерні.
2	Спрямовано по нормалі профілю зуба в полюсі зачеплення.
3	Спрямовано вздовж осі шестерні, вбік, співпадаючого з напрямком можливого переміщення по гвинтовій лінії (спіралі) зуба.
4	Спрямовано по дотичній до початкового кола вбік, протилежний обертанню шестерні.

12.Вказати правильно напрямок осьового зусилля, діючого на зуб циліндричної косозубої шестерні.

Відповідь:

1	Спрямовано по радіусу від полюса зачеплення до центру шестерні.
2	Спрямовано по нормалі до профілю зуба шестерні в полюсі зачеплення.
3	Спрямовано вздовж осі шестерні вбік, який співпадає з співпадаючим напрямком можливого переміщення по гвинтовій лінії зуба
4	Спрямовано по дотичній, до початкового кола вбік, протилежний обертанню шестерні

13.Вказати правильно напрямок колового зусилля, діючого на зуб циліндричного косозубого колеса?

Відповідь:

1	Спрямовано по радіусу від полюса зачеплення до центру колеса.
2	Спрямовано по нормалі до профілів зубів в полюсі зачеплення всередину зуба колеса.
3	Спрямовано вздовж осі колеса вбік, протилежний напрямку можливого переміщення по гвинтовій лінії зуба.
4	Спрямовано по дотичній до початкового кола вбік, який співпадає з напрямком обертання колеса.

14.В яких циліндричних зубчастих передачах на підшипники діє осьова сила?

Відповідь:

1	У закритих шевронних передачах.
2	У закритих прямозубих передачах.
3	У відкритих прямозубих передачах
4	У закритих косозубих передачах.

15. Вибрати правильний напрямок осьового зусилля, який діє на зуб циліндричного косозубого колеса.

Відповідь:

1	Спрямовано по радіусу від полюса зачеплення до центру колеса.
2	Спрямовано по нормалі до профілю зуба колеса в полюсі зачеплення.
3	Спрямовано вздовж осі колеса вбік, протилежний напрямку можливого переміщення по гвинтовій лінії зуба.
4	Спрямовано по дотичній до початкового кола вбік, який співпадає з напрямком обертання колеса.

16. Яка буде міжосьова відстань циліндричної косозубої передачі, що має такі дані:

- число зубів шестерні $z_1 = 20$;
- число зубів колеса $z_2 = 80$;
- нормальний модуль зачеплення $m_n = 2$ мм;
- кут нахилу зубів $\beta = 2^\circ$.

(Примітка: $\sin\beta = 0,208$; $\cos\beta = 0,977$; $\operatorname{tg}\beta = 0,212$)

$\sin \beta = 0.208, \cos \beta = 0.977, \operatorname{tg} \beta = 0.212$)

Відповідь:

1	100,0 мм.
2	480,76 мм.
3	102,35 мм.
4	471,70 мм.

в. Конічні прямозубі передачі.

1. Чому зуби шестерні виготовляють з більш міцного матеріалу, ніж зубчасті колеса?

Відповідь:

1	Зуби шестерні частіше навантажуються при однаковому терміні служби, зуби шестерні біля ніжки тонші, радіус кривизни зубів шестерні менший.
2	Радіус кривизни зубів шестерні менший, зусилля на зуби шестерні більші, зуби шестерні біля ніжки тонші.
3	Зуби шестерні біля ніжки тонші, зуби шестерні частіше навантажуються при однаковому терміні служби; крок зачеплення шестерні менший.
4	Головки зубів шестерні вище, зуби шестерні коротші, радіус кривизни профілів зубів шестерні менший.

2. Від чого залежить величина кута початкового конуса конічної шестерні?

Відповідь:

1	Від величини зовнішньої конусної відстані і висоти зуба.
2	Від висоти головки зуба і кута між осями конічної передачі.
3	Від коефіцієнта перекриття і передаточного числа.
4	Від передаточного числа і кута між осями конічної передачі.

3. Чим зрівноважується радіальна сила шестерні в передачі прямозубими конічними колесами, в яких осі перетинаються під кутом $\Sigma = 90^\circ$?

Відповідь:

1. Коловою силою колеса.
2. Радіальною силою, колеса.
3. Оськовою силою колеса.
4. Нормальною силою колеса.

4. Які з названих нижче складових повної нормальної сили, діючої в зачепленні на зуб прямозубої конічної шестерні змінять напрямок, якщо змінити напрямок обертання?

Відповідь:

1. Оськова.
2. Колова.
3. Радіальна.
4. Нормальна.

5. Чому в конічній передачі з прямими зубами стандартизований зовнішній (максимальний) модуль?

Відповідь:

1. Рівнодіюча сил тиску між зубами прикладена на зовнішньому початковому колі.
2. Найбільш зручно перевірити коефіцієнт довжини зуба.
3. Найменша відносна помилка у вимірюванні колового зовнішнього (максимального) модуля.
4. Найменша помилка у вимірюванні ширини зубчастого вінця.

6. Для чого визначається кут конуса вершин прямозубого конічного колеса?

Відповідь:

1	Щоб визначити кут напрямку руху загального інструменту при обробці зубів.
2	Щоб визначити кут, під яким буде виготовлена заготовка прямозубого конічного колеса.
3	Щоб визначити зовнішній ділительний діаметр.
4	Щоб визначити зовнішній діаметр.

7. По яких напруженнях ведеться розрахунок і перевірка зубів закритої конічної прямозубої передачі?

Відповідь:

1	Розтягу та згину
2	Згину та кручення
3	Контактним напруженням та зрізу.
4	Контактним напруженням та згину

8. Від чого залежить величина коефіцієнта перекриття, яка визначається при розрахунку на міцність зубів конічної прямозубої передачі?

Відповідь:

1	Від передаточного числа.
2	Від кількості зубів еквівалентної циліндричної передачі.
3	Від ширини зубчастого вінця.
4	Від висоти вершини зуба.

9. Назвіть правильно залежність для визначення зовнішнього колового (максимального) модуля конічного колеса?

Відповідь:

1	$\operatorname{arctg} \frac{z}{z_2}$
2	$\frac{d_{e1}}{z_1}$
3	$0,3R_e$
4	$R_e \sin \delta_1$

10. Яку складову повної сили, яка діє в зачепленні прямозубої конічної передачі, враховують при перевірці на контактну міцність?

Відповідь:

1	Колова.
2	Повна нормальна.
3	Радіальна.
4	Осьова.

11. Чим зрівноважується осьова сила прямозубої конічної шестерні ($\Sigma = 90^\circ$) ?

Відповідь:

1	Коловою силою колеса.
2	Радіальною силою колеса.
3	Осьовою силою колеса.
4	Нормальною силою колеса.

12. Чим зрівноважується радіальна сила прямозубого конічного колеса ($\Sigma = 90^\circ$) ?

Відповідь:

1	Коловою силою шестерні.
2	Радіальною силою шестерні.
3	Нормальною силою шестерні.
4	Осьовою силою шестерні.

13. Який напрямок має колова сила прямозубої конічної шестерні?

Відповідь:

1	Спрямована від вершини початкового конуса паралельно осі шестерні.
2	Спрямована по радіусу до центра шестерні.
3	Спрямована по дотичній до початкового кола вбік, протилежний обертанню шестерні.
4	Спрямована по лінії зачеплення всередину зуба шестерні.

14. Який напрямок має радіальна сила прямозубої конічної шестерні?

Відповідь:

1	Спрямована від вершини початкового конуса паралельно осі шестерні.
2	Спрямована по радіусу до центра шестерні.
3	Спрямована по дотичній до початкового кола вбік, протилежний обертанню шестерні.
4	Спрямована по лінії зачеплення всередину зуба шестерні.

15. Який напрямок має колова сила прямозубого конічного колеса?

Відповідь:

1	Спрямована від вершини початкового конуса паралельно осі колеса.
2	Спрямована по радіусу до центра колеса.
3	Спрямована по дотичній до початкового кола, в сторону обертання колеса.
4	Спрямована, по лінії зачеплення всередину зуба колеса.

16. У якій із вказаних, на рис. 5, точок зуба конічного колеса проводиться розрахунок на міцність?

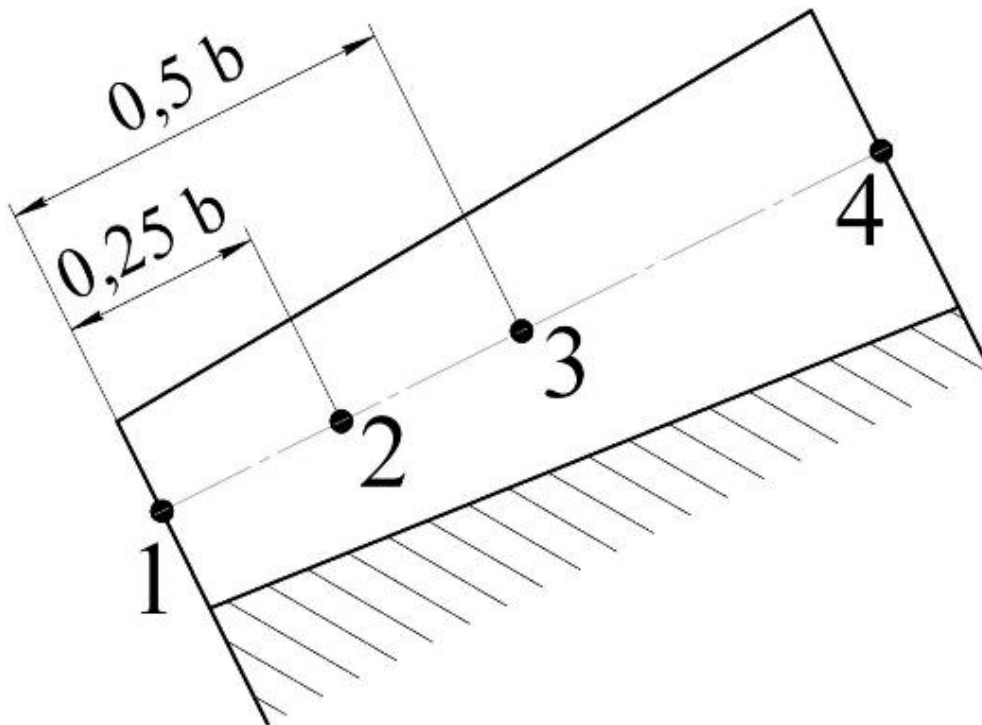


Рис. 5

Відповідь:

1	У точці 1.
2	У точці 2.
3	У точці 3.
4	У точці 4.

17. Яким буде зовнішній діаметр вершин конічного колеса, якщо відомо такі

дані: $m_{te} = 5\text{ мм}$, $z_2 = 40$, $\delta_2 = 60^\circ$?

Відповідь:

1	200 мм.
2	205 мм.
3	210 мм.
4	190 мм.

18. Яким буде кут при вершині початкового конуса шестерні, якщо відомо,

що $z_1 = 21$, $z_2 = 21$?

Відповідь:

1	45°.
2	60°.
3	30°.
4	28°.

г. Черв'ячні передачі

1. За якою з приведених нижче формул правильно визначається передаточне число черв'ячної передачі ?

Відповідь:

1	$\frac{d_2}{d_1}$.
2	$\frac{z_2}{z_1}$.
3	$\frac{z_2}{q_1}$.
4	$\arctg \frac{z_1}{q_1}$.

2. З якого матеріалу слід виготовляти зуби черв'ячного колеса при швидкості ковзання витка черв'яка по зубу черв'ячного колеса $V_{ков} = 6,5 \text{ м/с}$?

Відповідь:

1	Бр ОФ10-1.
2	Бр АЖ 9-4Л.
3	СЧ 21-40.
4	Сталь 20Л.

3. З якого матеріалу слід виготовляти зуби черв'ячного колеса при швидкості ковзання витка черв'яка по зубу черв'ячного колеса $V_{ков} = 3,5 \text{ м/с}$?

Відповідь:

1	СЧ 18-36.
2	Сталь 40Л.
3	СЧ 21-40.
4	Бр АЖ 9-4Л.

4. З якого матеріалу необхідно виготовляти зуби черв'ячного колеса при швидкості ковзання витка черв'яка по зубу черв'ячного колеса $V_{ков} = 0,58 \text{ м/с}$?

Відповідь:

1	СЧ 21-40.
2	Сталь 40л.
3	Бр ОФ 10-1.
4	Бр ОЦС 6-6-3.

5. Чим зрівноважується колова сила черв'яка?

Відповідь:

1	Коловою силою колеса.
2	Радіальною силою колеса.
3	Осьовою силою колеса.
4	Нормальною силою колеса.

6. Чим зрівноважується осьова сила черв'яка?

Відповідь:

1	Коловою силою колеса.
2	Нормальною силою колеса.
3	Осьовою силою колеса.
4	Радіальною силою колеса.

7. За якою залежністю визначається приведена кривина профілю зуба черв'ячного колеса і робочої грані витка архімедового черв'яка в полюсі зачеплення?

Відповідь:

1	$\frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha}$
2	$\frac{2 \cos^2 \beta}{d_2 \sin \alpha}$
3	$\frac{2 \sin^2 \alpha}{d_2 \cos \beta}$
4	$\frac{2 \sin^2 \alpha}{d_1 \cos \beta}$

8. Який із перерахованих нижче перерізів має форму рівнобедреної трапеції?

Відповідь:

1	Нормальний переріз витка архімедового черв'яка
2	Нормальний переріз зуба черв'ячного колеса
3	Осьовий переріз витка евольвентного черв'яка
4	Осьовий переріз витка архімедового черв'яка

9. За якою залежністю визначається діаметр початкового кола черв'яка?

Відповідь:

1	mz_1
2	mz_2
3	mq
4	$\frac{mz_1}{\cos \beta}$

10.Що потрібно знати для визначення кута підйому витка черв'яка на початковому циліндрі?

Відповідь:

1	Модуль і коефіцієнт діаметра черв'яка.
2	Діаметр початкового кола черв'яка та число заходів черв'яка.
3	Число заходів і коефіцієнт діаметра черв'яка.
4	Діаметр початкового кола черв'яка та коефіцієнт діаметра черв'яка.

11.У яких межах знаходиться, рекомендоване передаточне число черв'ячної передачі?

Відповідь:

1	2...4
2	3...5
3	10...40
4	2...7

12.Вказати, в яких межах знаходиться мінімальне число зубів черв'ячного колеса при не коригованому зачепленні та числі заходів черв'яка $z_1 = 4$.

Відповідь:

1	11...13.
2	13...15.
3	15...17.
4	26...28.

13.Вказати, де правильно записано рекомендоване число заходів черв'яка.

Відповідь:

1	1, 2, 4.
2	1, 3, 5.
3	3, 5, 7.
4	1, 2, 3.

14.У якої з перерахованих пар буде найбільший коефіцієнт корисної дії?

Відповідь:

1	Черв'як однозахідний	– вінець колеса з олов'янистої бронзи.
2	Черв'як двозахідний	– вінець колеса з безолов'янистої бронзи.
3	Черв'як двозахідний	– вінець колеса із сірого чавуну.
4	Черв'як чотиризахідний	– вінець колеса з олов'янистої бронзи.

15.Які з запропонованих наборів матеріалів не можуть бути використані для виготовлення черв'яків?

Відповідь:

1	Сталь 40,	Сталь 45,	Сталь 50.
2	Сталь 15Х,	Сталь 20л,	Сталь 40Х.
3	Сталь 30,	Сталь 08,	Ст. 3.
4	Ст.5,	Сталь 18ХГТ,	Сталь 12ХН.

16. Які переваги характерні для черв'ячних передач?

Відповідь:

1	Високий коефіцієнт корисної дії.
2	Дешевизна використаних матеріалів.
3	Можливість передачі великих потужностей.
4	Можливість отримання великих передаточних чисел.

17. Вказати діаметр вершин витків некоригованого чотиризахідного черв'яка, якщо модуль $m = 5$ мм та коефіцієнт діаметра черв'яка $q_1 = 10$.

Відповідь:

1	30 мм.
2	50 мм.
3	70 мм.
4	60 мм.

18. Яким ріжучим інструментом нарізаються черв'ячні колеса?

Відповідь:

1	Модульною фрезою.
2	Пальцевою фрезою.
3	Черв'ячною фрезою.
4	Довб'яком.

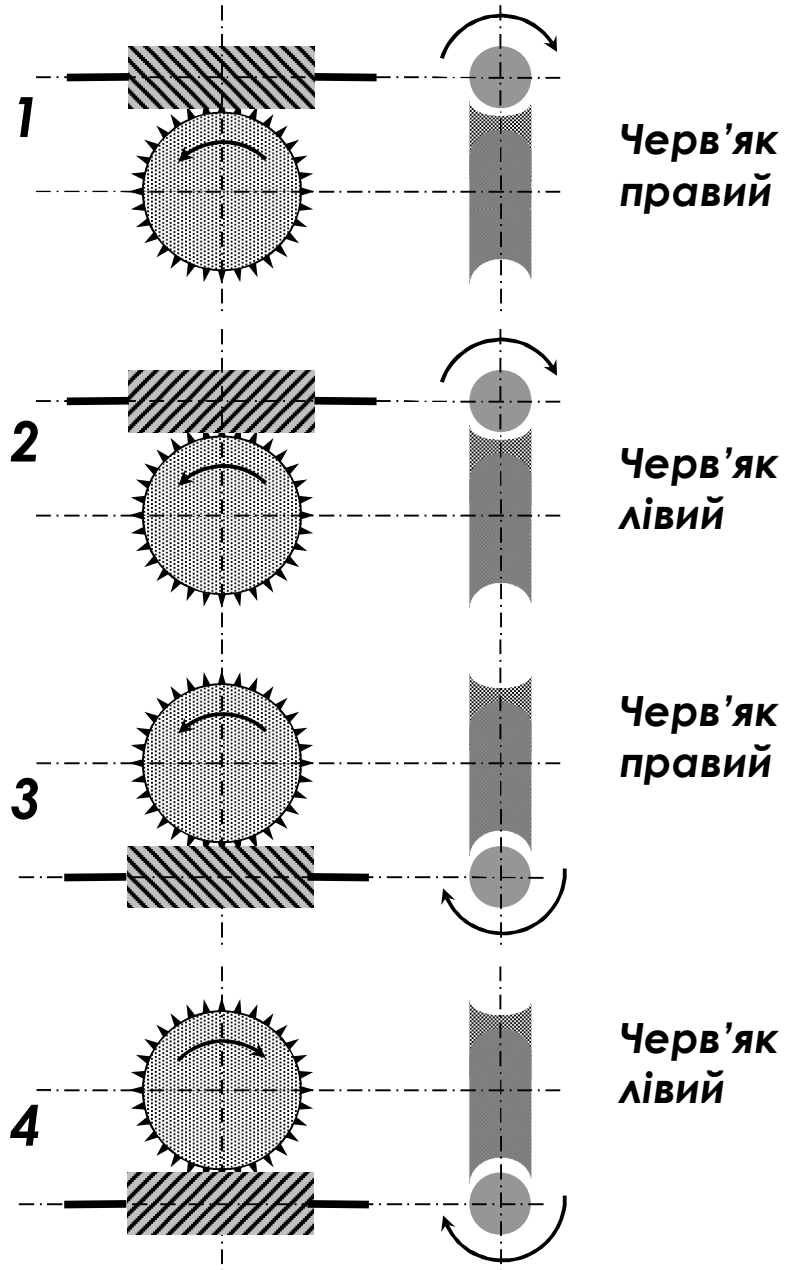
19. Які з перерахованих нижче матеріалів необхідно використовувати для центрів черв'ячних коліс?

Відповідь:

1	Сталь 15Х; Сталь 20Х, Сталь ЧОХ.
2	Сталь 08, Сталь 30, Ст. 3.
3	СЧ 12-28; СЧ 15-32; СЧ 00.
4	СЧ 15-32; СЧ 12-28; СЧ 18-36.

20. Вказати правильний напрямок обертання черв'ячного колеса, якщо черв'як обертається за годинниковою стрілкою.

Відповідь:



21. Як зміниться коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі, виконаної з матеріалів, які мають кут тертя $\rho = 2^\circ 18'$ (черв'як із сталі, вінець бронзовий) і коефіцієнт діаметра черв'яка $q_1 = 10$, якщо змінити число заходів черв'яка з двох на чотирьох?

Відповідь:

1	Збільшиться на 6,5%.
2	Зменшиться на 6,5%.
3	Залишиться без змін.
4	Збільшиться на 13%.

22. За якою залежністю визначається міжосьова відстань у черв'ячній передачі?

Відповідь:

1	$\frac{m(z_1 + z_2)}{2}$
2	$\frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$
3	$\frac{m(q_1 + z_2)}{2}$
4	$\frac{m(q_1 + z_2) \cos \beta}{2}$

23. На яку деформацію необхідно перевірити гвинти, встановлені в місцях нап्रेसовки бронзового вінця черв'ячного колеса на чавунний центр?

Відповідь:

1	Згин та кручення.
2	Зріз та зминання.
3	Розтяг та зминання.
4	Зріз та кручення.

24. Який із перерахованих нижче коефіцієнтів корисної дії черв'ячних передач описує випадок самогальмування?

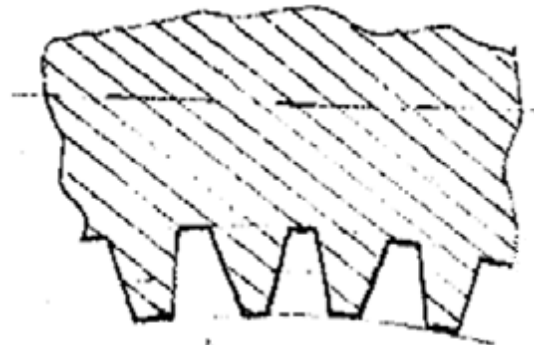
Відповідь:

1	$\frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')}$, при $\gamma > \rho'$
2	$\frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')}$, при $\gamma < \rho'$
3	$\frac{tg(\gamma - \rho')}{tg\gamma}$, при $\gamma > \rho'$
4	$\frac{tg(\gamma - \rho')}{tg\gamma}$, при $\gamma < \rho'$

25. Який із перерахованих нижче черв'яків можна назвати "архімедовим"?

Відповідь:

1	Осьовий переріз витка черв'яка має вигляд рівнобедреної трапеції.
2	У перерізі нормальному до профілю витка черв'яка, має вигляд рівнобедреної трапеції.
3	У осьовому перерізі має вигляд евольвенти.
4	У осьовому перерізі має такий вигляд.



26. Яка сила використовується в розрахунку на контактну міцність?

Відповідь:

1	Колова сила черв'ячного колеса.
2	Радіальна сила черв'ячного колеса.
3	Осьова сила черв'ячного колеса.
4	Повна нормальна сила черв'ячного колеса.

ПИТАННЯ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ЗНАНЬ ЗА ТЕМОЮ «ВАЛИ ТА ОСІ»

1. Який із приведених на рис. 1 елементів вала називається шипом ?

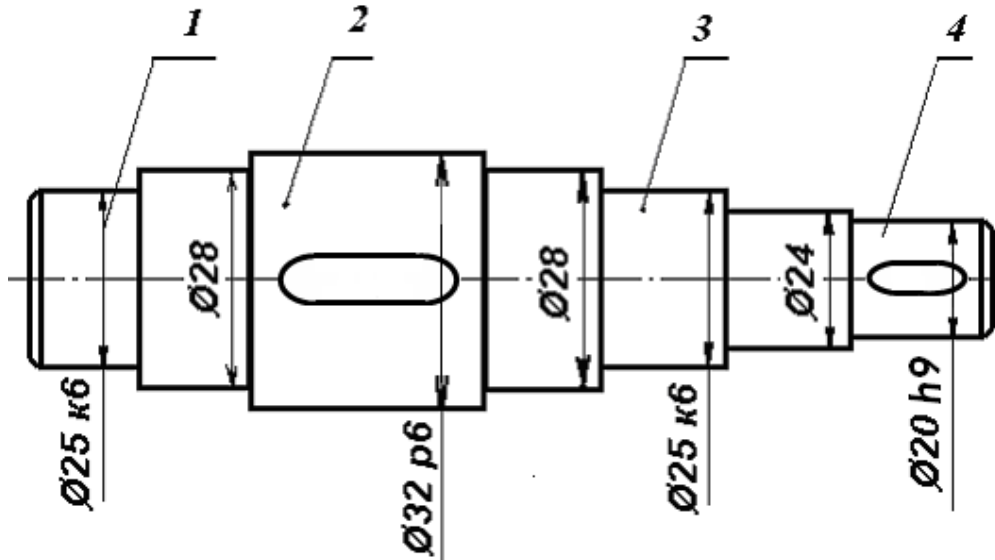


Рис. 1.

Відповідь:

1	Елемент вала, позначений позицією 1.
2	Елемент вала, позначений позицією 2.
3	Елемент вала, позначений позицією 3.
4	Елемент вала, позначений позицією 4.

2. Який із приведених нижче списків підібраних матеріалів не можна застосовувати для виготовлення валів і осей ?

Відповідь:

1	Сталь 08,	Сталь 20,	Сталь 65Г,	Ст. 0.
2	Сталь 45,	Сталь 35,	Сталь 40Х,	Сталь 35ХГС.
3	Сталь 38ХГТ,	Сталь 40Х,	Сталь 40,	Сталь 40ХН.
4	Сталь 35,	Сталь 45,	Ст. 5,	Ст. 6.

3. Які з приведених нижче підібраних матеріалів можна використовувати для виготовлення валів і осей?

Відповідь:

1	Сталь 0,	СЧ 20,	У-7,	У-13А.
2	Ст. 7,	У7А,	СЧ20,	Ст. 4.
3	Ст. 5,	Сталь 45,	Сталь 35 ХГС,	ВЧ50-2.
4	СЧ 15,	Сталь 40Х,	ШХ-15,	СЧ 45.

4. Який із приведених на рис. 2 елементів вала називається шийкою ?

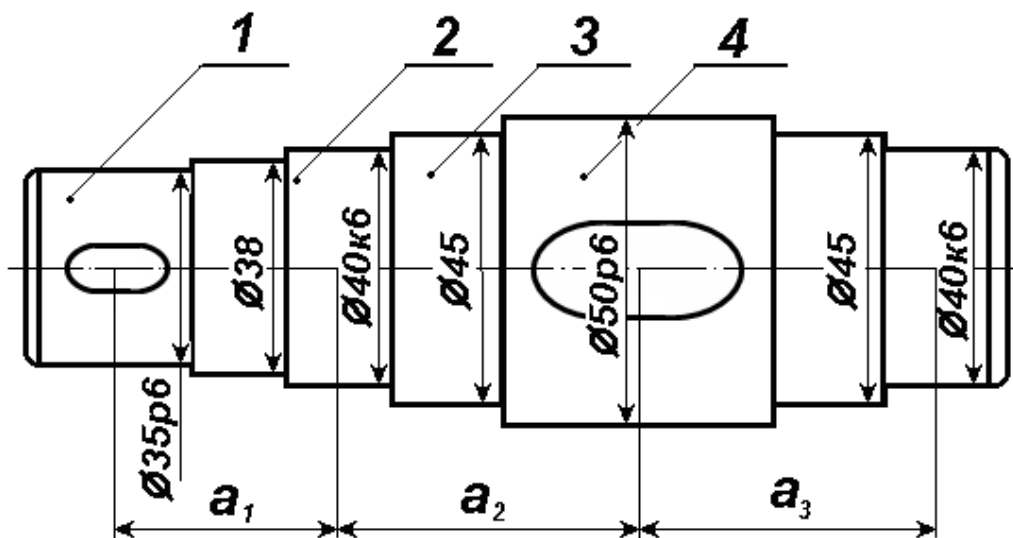


Рис. 2.

Відповідь:

1	Елемент вала, позначений позицією 1.
2	Елемент вала, позначений позицією 2.
3	Елемент вала, позначений позицією 3.
4	Елемент вала, позначений позицією 4.

5. Чому в більшості зубчастих редукторів використано вали ступінчастої конструкції?

Відповідь:

1	Вимогою умов складання на одному валу деталей із окремими посадками й типами з'єднань, а також вимогою осьової фіксації деталей.
2	Вимогою простоти обробки і економії металу.
3	Вимогою зменшення числа переходів при обробці й кількості ріжучого інструмента.
4	Вимогою вибору посадок в системі вала і безцентрового шліфування.

6. За якою з приведених нижче залежностей визначається діаметр консольної ділянки вихідного чи вхідного вала редуктора із розрахунку на міцність за деформацією кручення ?

Відповідь:

1	$17 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]_{кр}}}$
2	$\sqrt[3]{\frac{M_{сум}}{0,1[\sigma_{-1}]_{уз}}}$
3	$\sqrt[4]{\frac{4Fl}{3E\pi[\Delta f]}}$
4	$\sqrt[3]{\frac{32M_{сум}}{\pi[\sigma_{-1}]_{уз}}}$

7. Під яким кутом α потрібно виконувати скоси фасок, щоб полегшити монтаж деталей на ділянках вала, призначених для посадок з натягом типу $H7/r6$?

Відповідь:

1	При діаметрах сполучених ділянок вала до 100 мм, $\alpha = 20^\circ$, більше 100мм, $\alpha = 45^\circ$.
2	При діаметрах сполучених ділянок вала до 100 мм, $\alpha = 45^\circ$, більше 100мм, $\alpha = 65^\circ$.
3	При діаметрах сполучених ділянок вала до 100 мм, $\alpha = 30^\circ$, більше 100мм, $\alpha = 10^\circ$.
4	При діаметрах сполучених ділянок вала до 100 мм, $\alpha = 10^\circ$, більше 100мм, $\alpha = 20^\circ$.

8. За якою із приведених нижче залежностей визначається діаметр вала в небезпечному перерізі з урахуванням напруження і згину кручення ?

Відповідь:

1	$\sqrt[3]{\frac{M_{\text{сум}}}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{зг}}}}$
2	$\sqrt[3]{\frac{T_{\text{кр}}}{0,2[\tau]_{\text{кр}}}}$
3	$14\dots 16\sqrt[3]{\frac{P}{n}}$
4	$\sqrt[4]{\frac{4Fl}{3E\pi[\Delta f]}}$

9. За якою з приведених нижче залежностей визначається еквівалентне напруження в матеріалах черв'яків?

Відповідь:

1	$\sqrt{\sigma_{зг}^2 + \sigma_{ст}^2}$.
2	$\sqrt{\sigma_{зг}^2 + 3\tau_{кр}^2}$.
3	$\sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_{ст})^2 + 3\tau_{кр}^2}$.
4	$\sqrt{\sigma_{зг}^2 + \sigma_{ст}^2 + \tau_{кр}^2}$.

10. Як визначити відстань між опорами, необхідну при розрахунку валів за еквівалентними моментами ?

Відповідь:

1	Із загальної силової схеми редуктора.
2	Із ескізної компоновки редуктора.
3	Із теплового розрахунку редуктора.
4	Із розрахунку зубчастого зачеплення редуктора.

11. При якій робочій швидкості обертання вал редуктора називається “жорсткий” при перевірці на коливання ?

Відповідь:

1	$n_{роб.} < 0,7n_{кр.}$
2	$n_{роб.} \leq 0,7n_{кр.}$
3	$n_{роб.} \geq 0,7n_{кр.}$
4	$n_{роб.} > 0,7n_{кр.}$

12. Який із приведених на рис. 3 розрізів вала найчастіше використовується для передачі крутного моменту від енергетичного засобу до агрегатованої причіпної сільськогосподарської машини ?

Відповідь:

1 Круглий переріз вала з шпоночним пазом (рис. 3 а.)

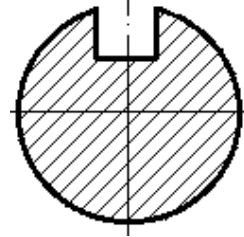


Рис. 3 а.

2 Круглий переріз вала з шліцями (рис. 3 б.)

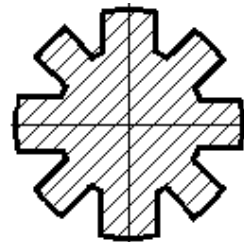


Рис. 3 б.

3 Квадратний переріз вала (рис. 3 в.)

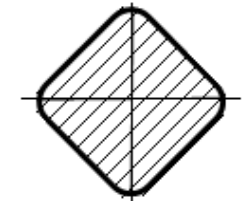


Рис. 3 в.

4 Переріз вала, виконаний з'єднуючими дугами окружності радіусів r ; R (рис. 3 г.)

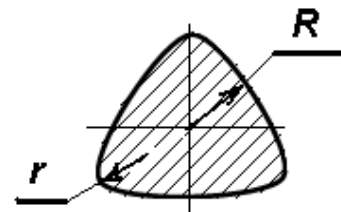


Рис. 3 г.

13. Які з перерахованих нижче валів отримали найбільше поширення в редукторобудуванні ?

Відповідь:

1	Колінчасті.
2	Гнучкі.
3	Прямі гладкі.
4	Прямі ступінчасті.

14. Який рекомендується забезпечувати коефіцієнт запасу міцності нормальних по довжині ($L/d > 3$) валів зубчастих редукторів загального призначення з урахуванням нормальних і дотичних напружень?

Відповідь:

1	3...5.
2	1,01...1,01.
3	6...8.
4	1,3...1,5.

15. Який рекомендується коефіцієнт запасу міцності для коротких валів ($L/d < 3$) зубчастих редукторів загального призначення при розрахунку на витривалість за нормальними та дотичними напруженнями?

Відповідь:

1	1,02...1,2.
2	1,6...2.
3	4...6.
4	7...10.

16. Яке з приведених на рисунку 4. з'єднань вал-маточина зубчастого колеса найменш зручне при складанні редуктора ?

Відповідь:

1 З'єднання, зображене на рис. 4 а.

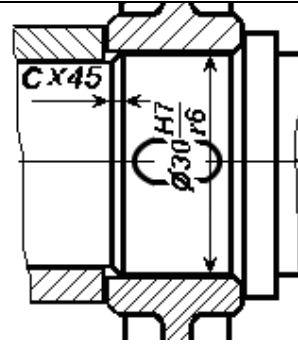


Рис. 4 а.

2 З'єднання, зображене на рис. 4 б.

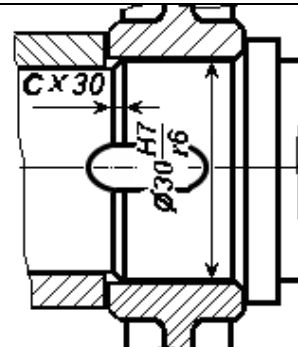


Рис. 4 б.

3 З'єднання, зображене на рис. 4 в.

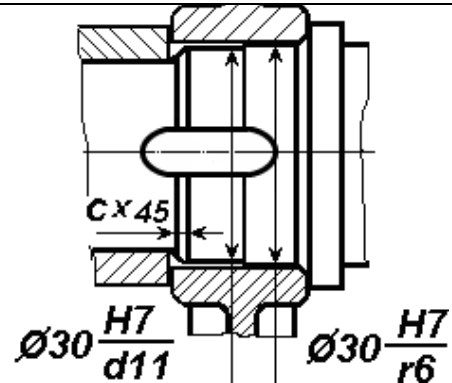


Рис. 4 в.

4 З'єднання, зображене на рис. 4 г.

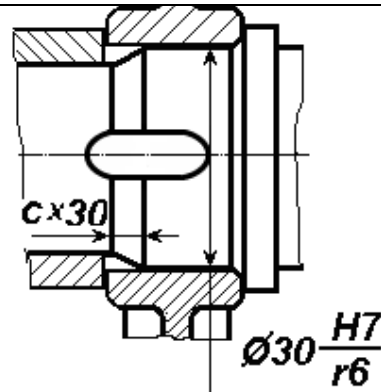


Рис. 4 г.

17. Які складові, що входять до формули для визначення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{32}}{\sigma_a \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

і дотичними

$$n_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau_a \cdot \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

напруженнями, характеризують амплітудні значення напружень у розрахунковому перерізі вала ?

Відповідь:

1	τ_m і σ_m .
2	τ_a і σ_a .
3	τ_{-1} і σ_{-1} .
4	ψ_{τ} і ψ_{σ} .

18. За якою з приведених нижче залежностей визначається полярний момент опору (W_p) для круглого перерізу вала в інженерних розрахунках?

Відповідь:

1	$0,1d^3$
2	$0,2d^3$
3	$\frac{\pi \cdot d^3}{16}$
4	$\frac{\pi \cdot d^4}{32}$

19. Які складові, що входять до формули для визначення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{32}}{\sigma_a \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

і дотичними

$$n_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau_a \cdot \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

напруженнями, характеризують середнє значення напружень у розрахунковому перерізі вала ?

Відповідь:

1	τ_m і σ_m .
2	τ_a і σ_a .
3	τ_{-1} і σ_{-1} .
4	ψ_{τ} і ψ_{σ} .

20. За якими з приведених нижче залежностей визначається момент опору згину (W_x) для круглого перерізу вала при виконанні інженерних розрахунків?

Відповідь:

1	$0,1d^3$
2	$0,2d^3$
3	$\frac{\pi \cdot d^3}{32}$
4	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$

21. Які складові, що входять до формул для визначення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{32}}{\sigma_a \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

і за дотичними

$$n_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau_a \cdot \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

напруженнями, характеризують механічні властивості матеріалів вала?

Відповідь:

1	τ_m і σ_m .
2	τ_a і σ_a .
3	τ_{-1} і σ_{-1} .
4	ψ_{τ} і ψ_{σ} .

22. При якій робочій швидкості обертання вал редуктора називається “гнучкий” при перевірці на коливання?

Відповідь:

1	$n_{роб.} \leq 0,7n_{кр.}$
2	$n_{роб.} \leq 0,9n_{кр.}$
3	$n_{роб.} \geq 1,25n_{кр.}$
4	$n_{роб.} > 1,5n_{кр.}$

23. Які складові, що входять до формул для визначення коефіцієнтів запасу міцності

за нормальними

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{32}}{\sigma_a \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

і за дотичними

$$n_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau_a \cdot \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

напруженнями, характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу?

Відповідь:

1	τ_m і σ_m .
2	τ_a і σ_a .
3	τ_{-1} і σ_{-1} .
4	ψ_{τ} і ψ_{σ} .

24. Який допустимий прогин $[f]$ валів редукторів загального призначення в перерізі під серединою зубчастого колеса і відстанню між опорами l ?

Відповідь:

1	$(0,01 \dots 0,02) l$.
2	$(0,002 \dots 0,003) l$.
3	$(0,0002 \dots 0,0003) l$.
4	$(0,00001 \dots 0,00002) l$.

25. За якою з приведених нижче залежностей визначається кут закручування на одиницю довжини вала (φ_0) при перевірці на жорсткість при крученні ?

Відповідь:

1	$\frac{Fa^2b^2}{3EI_x l}$
2	$\frac{T}{GI_p}$
3	$\frac{\pi \cdot d^4}{32}$
4	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$

26. За якою з приведених нижче залежностей визначається осьовий момент інерції (I_x) розрахункового перерізу вала ?

Відповідь:

1	$\frac{Fa^2b^2}{3EI_x l}$
2	$\frac{T}{GI_p}$
3	$\frac{\pi \cdot d^4}{32}$
4	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$

27. Який допускається кут закручення $[\alpha_\theta]$ валів зубчастих редукторів при перевірці на жорсткість при крученні?

Відповідь:

1	$(0,1 \dots 0,5) \text{ рад/м.}$
2	$(0,02 \dots 0,03) \text{ рад/м.}$
3	$(0,005 \dots 0,022) \text{ рад/м.}$
4	$(0,0002 \dots 0,0007) \text{ рад/м.}$

28. Вкажіть найбільш сприятливу робочу частоту обертання вала з точки зору співпадання власних і вимушених коливань.

Відповідь:

1	$n_{роб.} \leq 1,4n_{кр.}$
2	$n_{роб.} \leq 1,2n_{кр.}$
3	$n_{роб.} \leq 0,9n_{кр.}$
4	$n_{роб.} \leq 0,65n_{кр.}$

29. За якою з приведених нижче залежностей визначається прогин вала (f) при перевірці жорсткості на згин?

Відповідь:

1	$\frac{Fa^2b^2}{3EI_x l}$
2	$\frac{T}{GI_p}$
3	$\frac{\pi \cdot d^4}{32}$
4	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$

30. За якою з приведених нижче залежностей визначається полярний момент інерції (I_p) розрахункового перерізу вала?

Відповідь:

1	$\frac{Fa^2b^2}{3EI_x l}$
2	$\frac{T}{GI_p}$
3	$\frac{\pi \cdot d^4}{32}$
4	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$

31. За якими з перерахованих нижче напружень розраховують на міцність вали зубчастих редукторів?

Відповідь:

1	Розтяг і згин.
2	Кручення і стиск.
3	Згин і кручення.
4	Зріз і сколювання.

32. Вкажіть правильно виконану на рисунку 5 епюру крутного моменту ($T_{кр}$) для вала черв'яка одноступінчастого черв'ячного редуктора.

Відповідь:

1 Епюра, приведена на рис. 5 а.

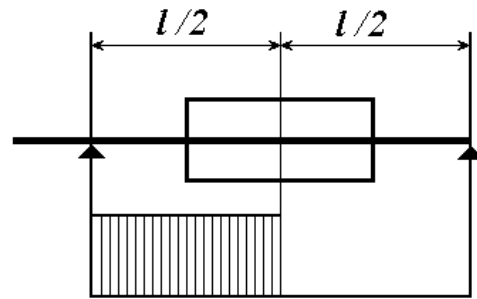


Рис. 5 а.

2 Епюра, приведена на рис. 5 б.

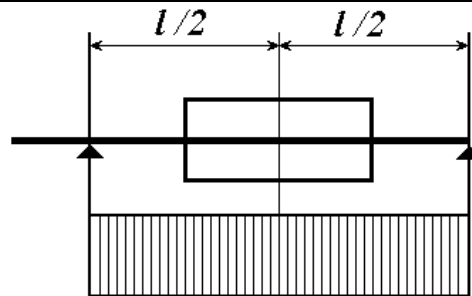


Рис. 5 б.

3 Епюра, приведена на рис. 5 в.

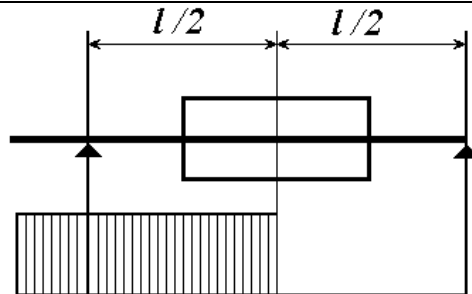


Рис. 5 в.

4 Епюра, приведена на рис. 5 г.

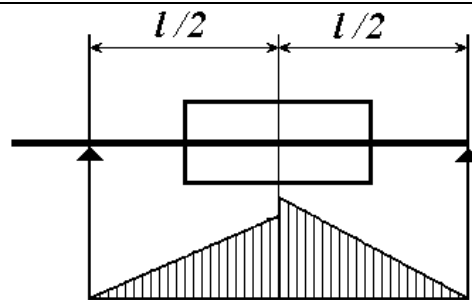


Рис. 5 г.

33. На яких із приведених нижче рисунках б епюра сумарного згинаючого моменту ($M_{32\Sigma}$) для вала черв'яка одноступінчастого черв'ячного редуктора показана правильно ?

Відповідь:

1 Епюра, приведена на рис. 6 а.	
2 Епюра, приведена на рис. 6 б.	
3 Епюра, приведена на рис. 6 в.	
4 Епюра, приведена на рис. 6 г.	

34. На якому з приведених нижче рисунків 7 правильно побудована епюра крутного моменту ($T_{кр}$) для вхідного вала конічного прямозубого редуктора ?

Відповідь:

1 Епюра, приведена на рис. 7 а.

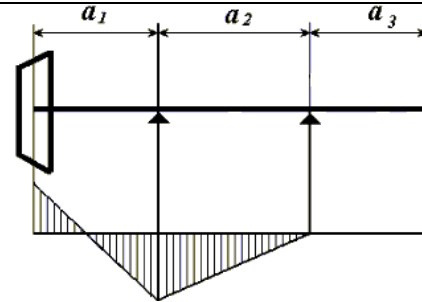


Рис. 7 а.

2 Епюра, приведена на рис. 7 б.

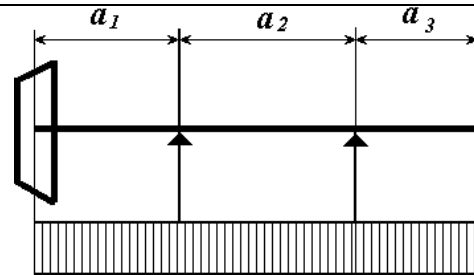


Рис. 3 б.

3 Епюра, приведена на рис. 7 в.

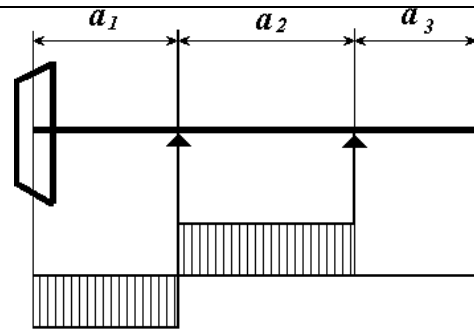


Рис. 3 в.

4 Епюра, приведена на рис. 7 г.

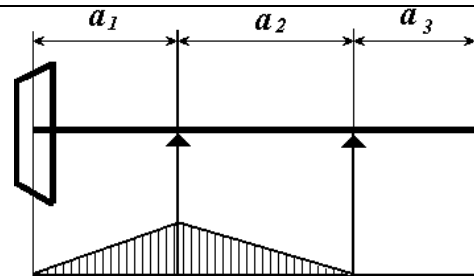


Рис. 3 г.

35. На якому з приведених нижче рисунків 8 правильно побудована епюра сумарного згинаючого моменту (M_{Σ}) для вала шестерні конічного прямозубого редуктора ?

Відповідь:

1 Епюра, приведена на рис. 8 а.

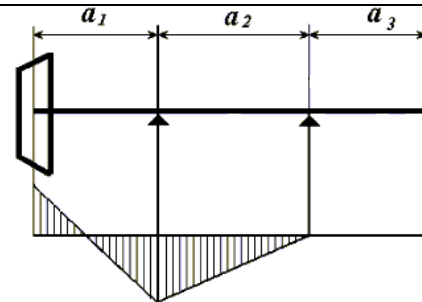


Рис. 8 а.

2 Епюра, приведена на рис. 8 б.

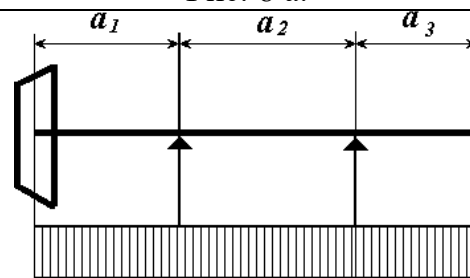


Рис. 8 б.

3 Епюра, приведена на рис. 8 в.

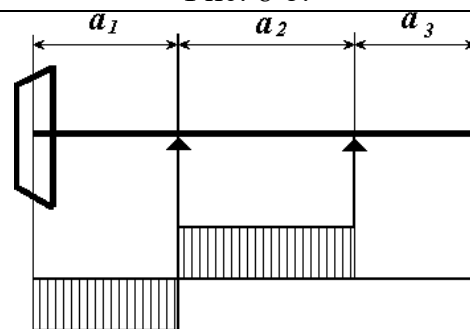


Рис. 8 в.

4 Епюра, приведена на рис. 8 г.

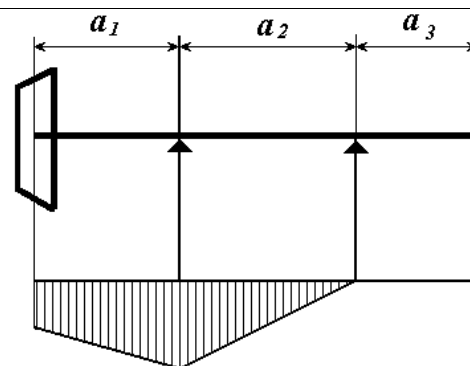
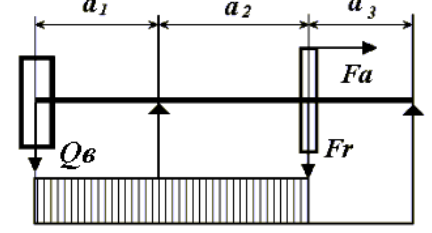
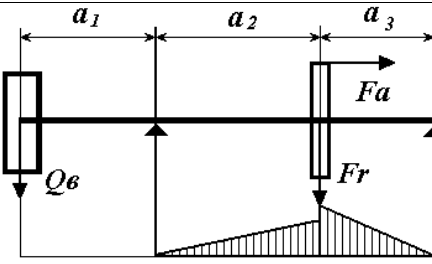
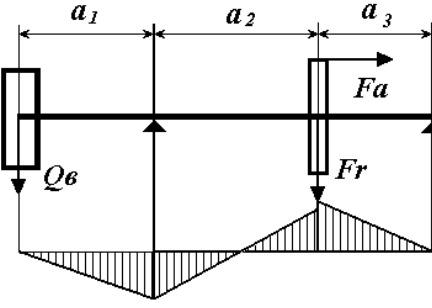
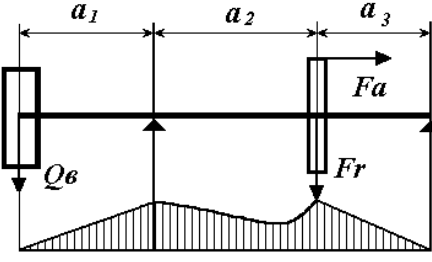


Рис. 8 г.

36. На якому з приведених нижче рисунків 9 правильно зображено епюру згинаючих моментів (M_{32}) від радіальної (F_r), осьової (F_a) сил, діючих у зачепленні циліндричних косозубих коліс і консольного навантаження (Q_6) від клинопасової передачі?

Відповідь:

<p>1 Епюра, приведена на рис. 9 а.</p>	 <p>Рис. 9 а.</p>
<p>2 Епюра, приведена на рис. 9 б.</p>	 <p>Рис. 9 б.</p>
<p>3 Епюра, приведена на рис. 9 в.</p>	 <p>Рис. 9 в.</p>
<p>4 Епюра, приведена на рис. 9 г.</p>	 <p>Рис. 9 г.</p>

37. Який із приведених нижче графіків вірно відображає характер зміни напруження згину ($\sigma_{зг}$), в матеріалі вала працюючого під навантаженням редуктора ?

Відповідь:

1 Графік, приведений на рис. 10 а.

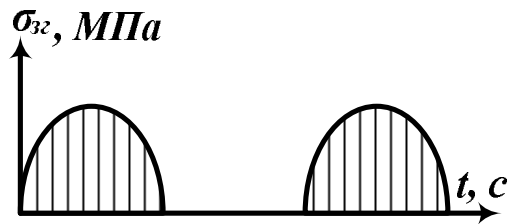


Рис. 10 а.

2 Графік, приведений на рис. 10 б.

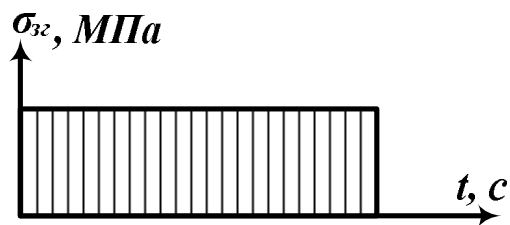


Рис. 10 б.

3 Графік, приведений на рис. 10 в.

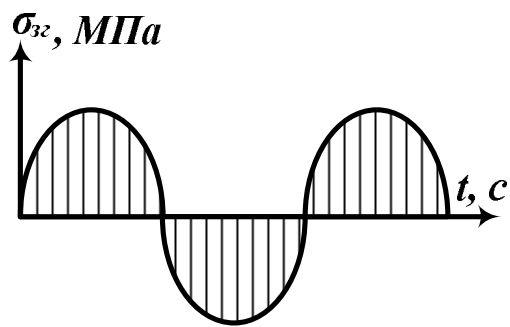


Рис. 10 в

4 Графік, приведений на рис. 10 г.

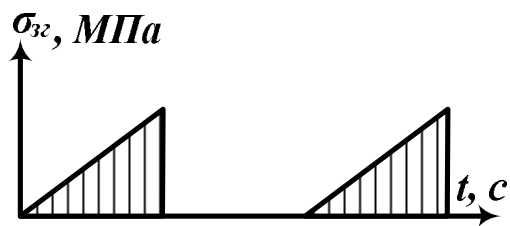


Рис. 10 г.

38. Який із приведених нижче графіків вірно відображає характер зміни дотичного напруження кручення ($\tau_{кр}$), в матеріалі вала працюючого під реверсивним навантаженням редуктора ?

Відповідь:

1 Графік, приведений на рис. 11 а.

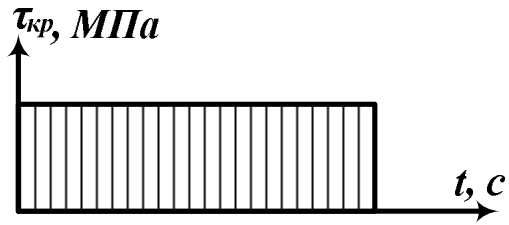


Рис. 11 а.

2 Графік, приведений на рис. 11 б.

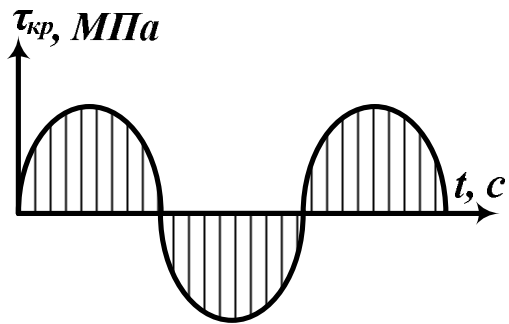


Рис. 11 б.

3 Графік, приведений на рис. 11 в.

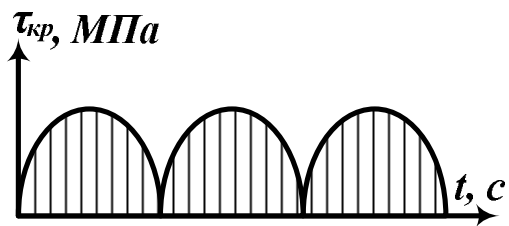


Рис. 11 в.

4 Графік, приведений на рис. 11 г.

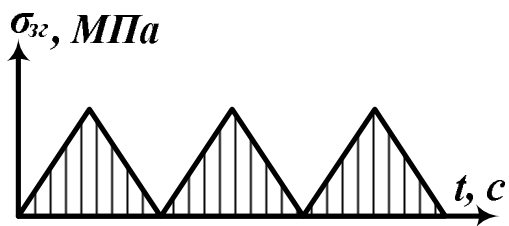
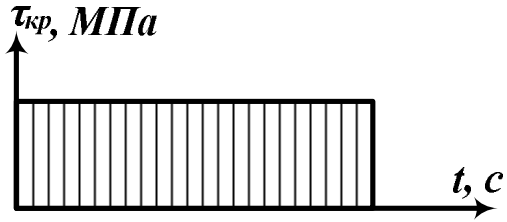
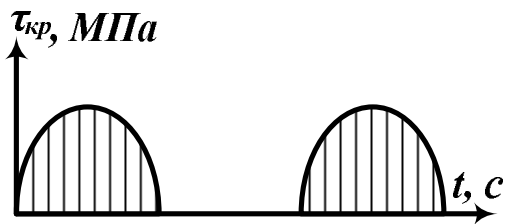
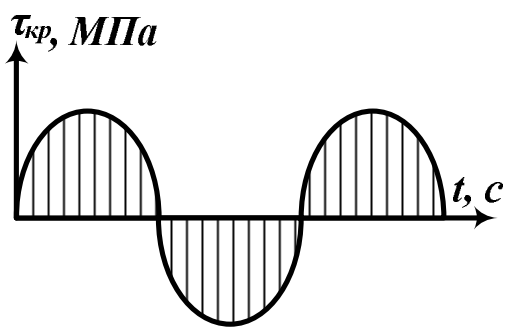
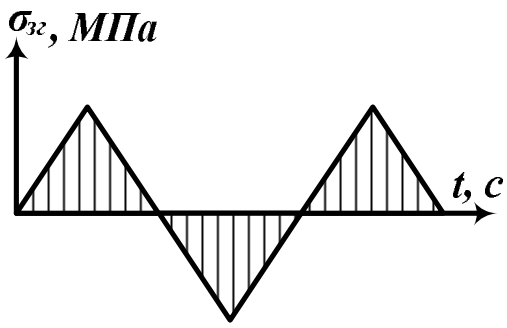


Рис. 11 г.

39. Який із приведених нижче графіків вірно відображає характер зміни напруження кручення ($\tau_{кр}$), в матеріалі вала працюючого в нереверсивному режимі навантаження ?

Відповідь:

<p>1 Графік, приведений на рис. 12 а</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 12 а</p>
<p>2 Графік, приведений на рис. 12 б</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 12 б</p>
<p>3 Графік, приведений на рис. 12 в</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 12 в</p>
<p>4 Графік, приведений на рис. 12 г</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 12 г</p>

40. На яких із перерахованих нижче верстатах виготовляють вали зубчастих редукторів?

Відповідь:

1	На зубодовбальному верстаті.
2	На фрезерувальному верстаті.
3	На токарно-гвинтонарізному верстаті.
4	На хонингувальному верстаті.

41. Якому із приведених на рис. 13 елементів вала призначають найбільш малу шорсткість поверхні ?

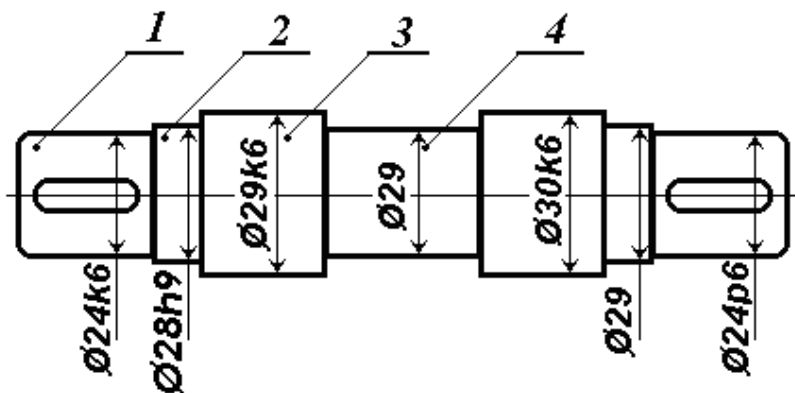


Рис. 13.

Відповідь:

1	Елемент вала, позначений позицією 1.
2	Елемент вала, позначений позицією 2.
3	Елемент вала, позначений позицією 3.
4	Елемент вала, позначений позицією 4.

42. За яким напруженням роблять розрахунок осей натяжних роликів на міцність?

Відповідь:

1	На розтяг.
2	На стиск.
3	На згин.
4	На кручення.

43. Який із приведених на рис. 14 елементів вала називають головою?

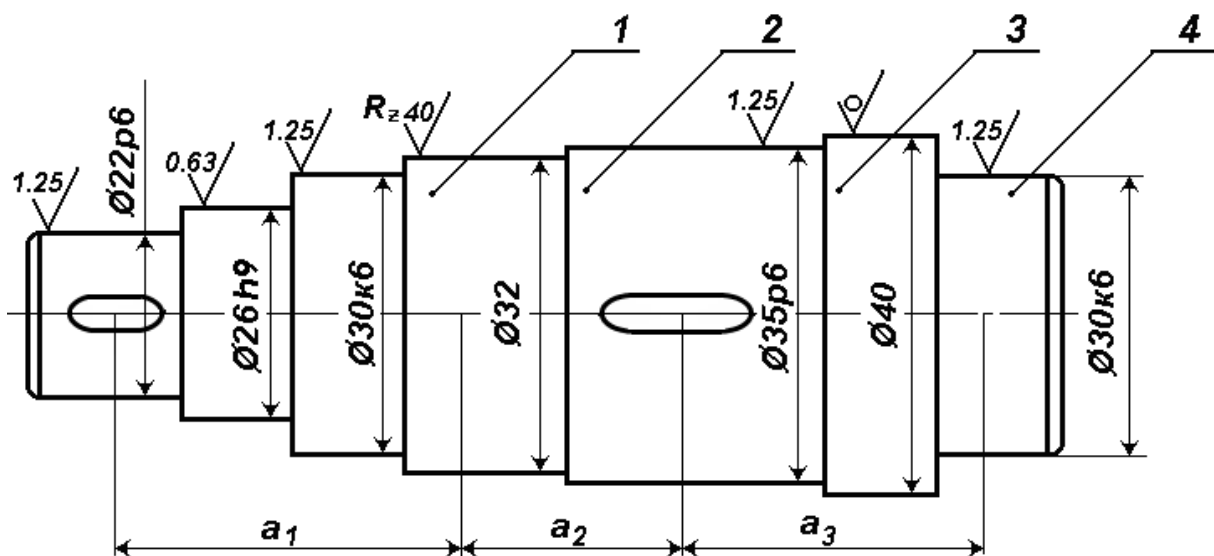


Рис. 14.

Відповідь:

1	Елемент вала, позначений позицією 1.
2	Елемент вала, позначений позицією 2.
3	Елемент вала, позначений позицією 3.
4	Елемент вала, позначений позицією 4.

44. Який із приведених нижче графіків вірно відображає характер зміни напруження згину ($\sigma_{зг}$), в матеріалі осі, що обертається, натяжного ролика або барабана транспортера ?

Відповідь:

1 Графік, приведений на рис. 15 а.

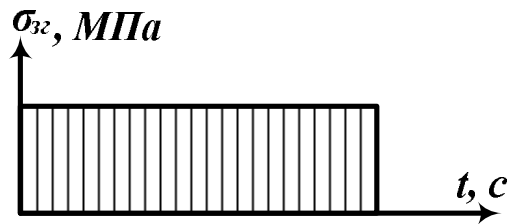


Рис. 15 а.

2 Графік, приведений на рис. 15 б.

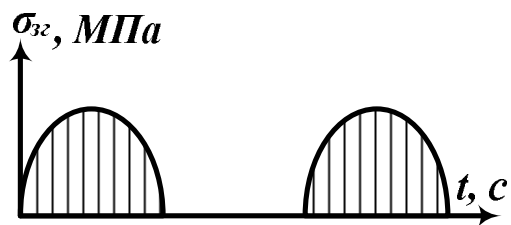


Рис. 15 б.

3 Графік, приведений на рис. 15 в.

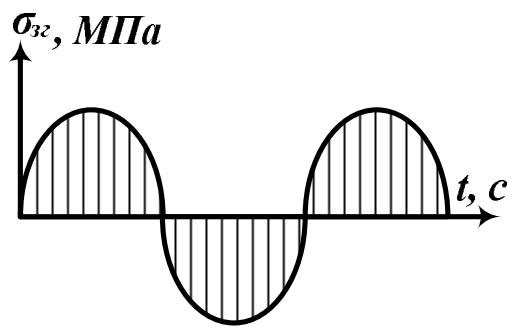


Рис. 15 в.

4 Графік, приведений на рис. 15 г.

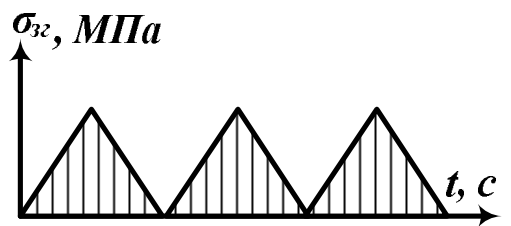


Рис. 15 г.

45. Яка ділянка вала (рис. 16.) виконується з найменшою ступінню точності і найбільшою шорсткістю поверхні ?

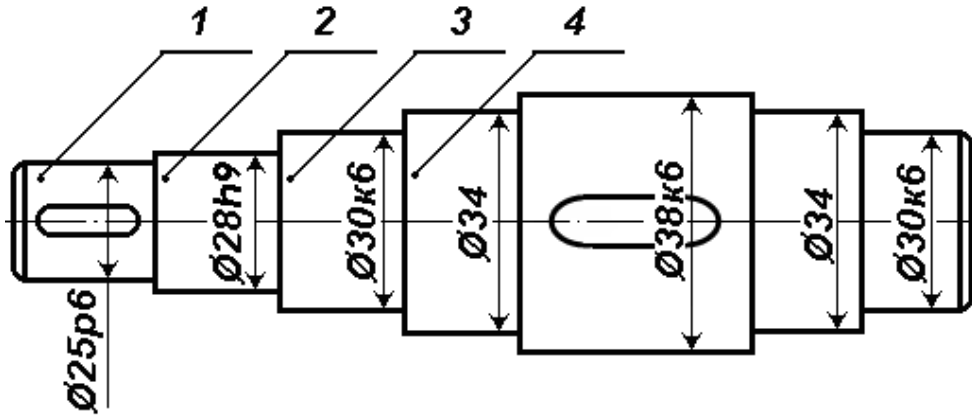


Рис. 16.

Відповідь:

1	Поверхня циліндра, позначена позицією 1.
2	Поверхня циліндра, позначена позицією 2.
3	Поверхня циліндра, позначена позицією 3.
4	Поверхня циліндра, позначена позицією 4.

46. Яке призначення мають отвори, виконані на торцях валів ?

Відповідь:

1	Для підводу мастила до підшипників і зубчастого зачеплення.
2	Для відведення тепла від підшипників і зубчастого зачеплення.
3	Для утримання вала під час обробки на токарному верстаті.
4	Для сполучення з атмосферою внутрішньої порожнини редуктора.

47. Який із перерахованих нижче діаметрів вала циліндричного косозубого редуктора слід прийняти (див. рис. 17) під шийку підшипника (точка А), якщо небезпечний переріз вала знаходиться в місці встановлення підшипника, а при розрахунку за еквівалентними моментами отримали $d_e = 21,5$ мм ?

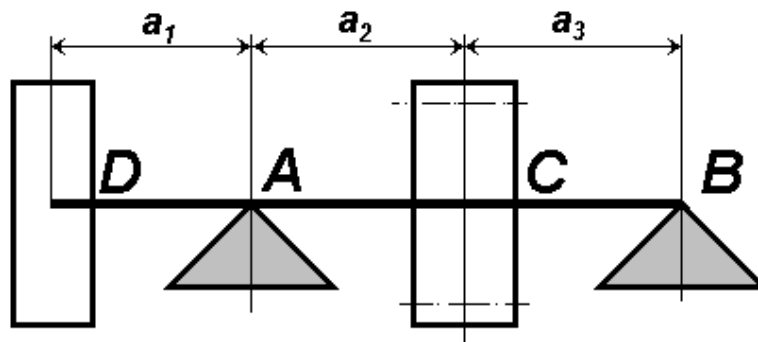


Рис. 17

Відповідь:

1	Приймаємо під шийку $d_e = 20$ мм.
2	Приймаємо під шийку $d_e = 22$ мм.
3	Приймаємо під шийку $d_e = 25$ мм.
4	Приймаємо під шийку $d_e = 30$ мм.

48. Який із перерахованих нижче матеріалів рекомендується для виготовлення осі натяжного ролика пасової передачі ?

Відповідь:

1	Сталь 15ХН	ГОСТ4548-71.
2	Ст. 0	ГОСТ 380-71.
3	Сталь 45	ГОСТ 1050-74.
4	Чавун СЧ-25	ГОСТ 1412-79.

49. Який із перерахованих нижче діаметрів вала циліндричного косозубого редуктора (див. рис. 18) слід прийняти під голівку (точка С) маточини зубчастого колеса, якщо небезпечний переріз вала знаходиться в місці встановлення підшипника (точка В), а при розрахунку за еквівалентними моментами отримали $d_e = 21,5$ мм ?

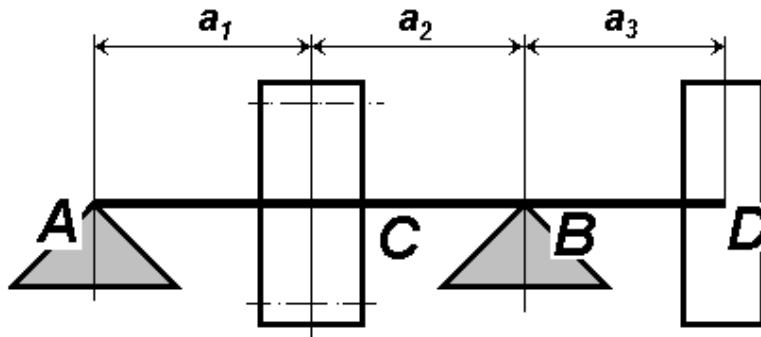


Рис. 18.

Відповідь:

1	Приймаємо під голівку вала $d_e = 20$ мм.
2	Приймаємо під голівку вала $d_e = 22$ мм.
3	Приймаємо під голівку вала $d_e = 25$ мм.
4	Приймаємо під голівку вала $d_e = 30$ мм.

50. Чим відрізняється вісь від вала?

Відповідь:

1	В осях не виникають напруження кручення.
2	В осях не виникають напруження згину.
3	Матеріалами, із яких виготовляють вали і осі.
4	Осі на відміну від валів роблять порожнистими для зменшення ваги.

51. За якою з приведених нижче залежностей слід визначати момент опору перерізу вала при згині (W_x), якщо в небезпечному перерізі встановлено на шпонці зубчасте колесо?

Відповідь:

1	$\frac{\pi d^3}{16}$
2	$\frac{\pi d^3}{32}$
3	$\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{bh(2d - h)^2}{16d}$
4	$\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bh(2d - h)^2}{16d}$

Тут:

d – діаметр вала в небезпечному перерізі;

b – ширина шпонки;

h – висота шпонки.

52. Чому вали редукторів машин виготовляють за східчастою формою?

Відповідь:

1	Для того, щоб із зусиллям не протягувати деталь через відрізок вала, на якому повинна бути розміщена інша деталь.
2	Для того, щоб покращити міцність вала.
3	Для того, щоб вал не сприймав поздовжніх сил.
4	Для того, щоб зменшити вагу вала.

53.Проставте послідовність розрахунку валів?

Відповідь:

1	По діаметру вала наближено визначають розміри підшипників, маточин шестерень, шківів, зірочок, муфт та інших деталей, а також відстані між ними і довжину окремих частин вала.
2	Знайдені діаметри беруть за основу конструктивного оформлення вала і виявляють місця шпонкових канавок, галтелей, виточок, отворів, пресових посадок та інших місць концентрування напружень.
3	Визначають діаметр вала за міцністю на кручення.
4	Виконують уточнений перевірочний розрахунок на міцність у небезпечних перерізах.
5	Перевіряють вал на жорсткість.

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ПО ТЕМІ „ПІДШИПНИКИ”

1. Назвіть вибірку підшипників кочення, не призначену для роботи з радіальним навантаженням.

Відповідь:

1	№306;	№180206;	№60306;	№1208.
2	№7605;	№7206;	№7506;	№7308.
3	№8105;	№9105;	№8205;	№8108.
4	№2205;	№2215;	№2305;	№2208.

2. Яка цифра в семизначних номерах підшипників означає їх тип ?

Відповідь:

1	Перша і друга цифра справа.
2	Третя і сьома цифра справа.
3	Четверта цифра справа.
4	Шоста і сьома цифра справа.

3. Якими цифрами, в семизначних номерах підшипників позначають їх внутрішній діаметр ?

Відповідь:

1	Перша і друга цифра справа.
2	Третя і сьома цифра справа.
3	Четверта цифра справа.
4	Шоста і сьома цифра справа.

4. Які цифри в семизначних номерах підшипників означають серію ?

Відповідь:

1	Перша і друга цифра справа.
2	Третя і сьома цифра справа.
3	Четверта цифра справа.
4	П'ята і шоста цифра справа.

5. Які цифри в семизначних номерах підшипників означають конструктивні особливості?

Відповідь:

1	Перша і друга цифра справа.
2	Третя і сьома цифра справа.
3	Четверта цифра справа.
4	П'ята і шоста цифра справа.

6. Який із перерахованих нижче матеріалів призначений для виготовлення сепараторів підшипників кочення загального призначення?

Відповідь:

1	Сталь 45Х	ГОСТ 4543-71.
2	Сталь 20	ГОСТ 1050-74.
3	Сталь ШХ15	ГОСТ 801-60.
4	Сталь 65Г	ГОСТ 1050-74.

7. Який із приведених на рисунку 1 підшипник допускає під час роботи з навантаженням перекіс осей внутрішнього і зовнішнього кілець на кут $\alpha \leq 3^\circ$?

Відповідь:

- 1 Підшипник, зображений на рисунку 1. а.

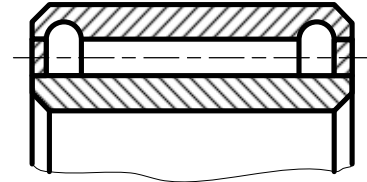


Рис. 1. а.

- 2 Підшипник, зображений на рисунку 1. б.

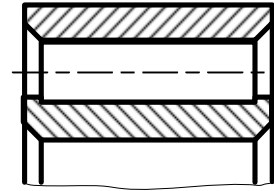


Рис. 1. б.

- 3 Підшипник, зображений на рисунку 1. в.

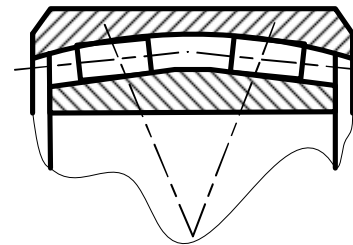


Рис. 1. в.

- 4 Підшипник, зображений на рисунку 1. г.

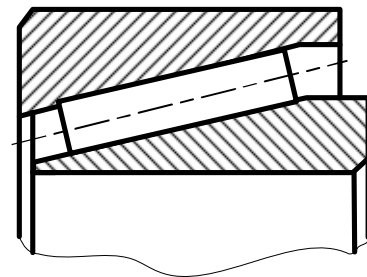


Рис. 1. г.

8. Який із представлених на рисунку 2 роликівий підшипник має найнижчу швидкохідність при однаковому діаметрі внутрішнього кільця?

Відповідь:

1 Підшипник, зображений на рисунку 2. а.

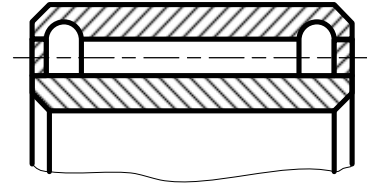


Рис. 2. а.

2 Підшипник, зображений на рисунку 2. б.

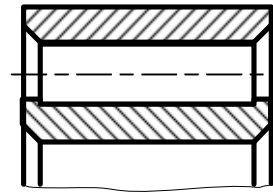


Рис. 2. б.

3 Підшипник, зображений на рисунку 2. в.

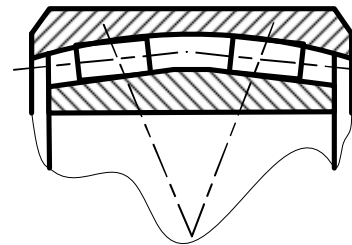


Рис. 2. в.

4 Підшипник, зображений на рисунку 2. г.

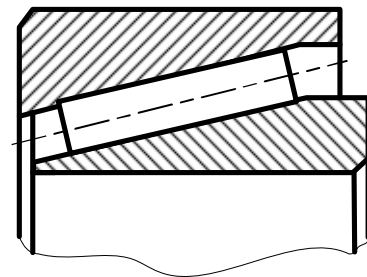


Рис. 2. г.

9. Якими з перерахованих нижче переваг не володіють повністю конічні роликотідшипники?

Відповідь:

1	Висока динамічна і статична вантажопідйомність.
2	Висока жорсткість і статична вантажопідйомність.
3	Висока швидкохідність і мала чутливість до перекосів.
4	Здатність сприймати радіальні і осьові навантаження, невисока вартість.

10. У якого з перерахованих нижче підшипників буде найбільша маса (m), динамічна вантажопідйомність (C) і найменша гранична частота обертання (n) ?

Відповідь:

1	У підшипника № 108.
2	У підшипника № 308.
3	У підшипника № 208.
4	У підшипника № 408.

11. Який із перерахованих нижче матеріалів застосовується для виготовлення тіл кочення та кілець з біговими доріжками підшипників кочення загального призначення ?

Відповідь:

1	Сталь 45Х	ГОСТ 4543-71.
2	Сталь 20	ГОСТ 1050-74.
3	Сталь ШХ15	ГОСТ 801-60.
4	Сталь 65Г	ГОСТ 1050-74.

12. Де правильно вказані сумарні осьові навантаження $F_{a\Sigma}$ для лівої (A) і правої (B) опори вала черв'ячного колеса при схемі навантаження, вказаній на рисунку 3 і таких умовах: $S_A = 2600$ Н; $S_B = 2300$ Н; $F_{a2} = 1020$ Н ?

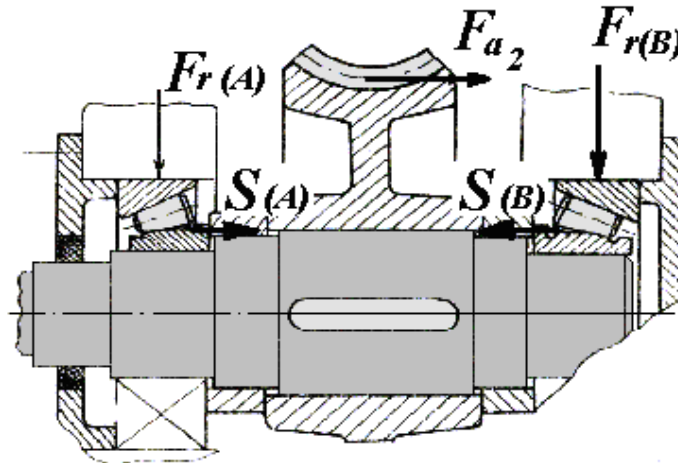


Рис. 3.

Відповідь:

1	$F_{a\Sigma}(A) = 2800$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 3820$ Н
2	$F_{a\Sigma}(A) = 5400$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 2000$ Н
3	$F_{a\Sigma}(A) = 3620$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 1220$ Н
4	$F_{a\Sigma}(A) = 2600$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 3620$ Н

13. Які осьові навантаження (F_a) в порівнянні з радіальними (F_r) можуть сприймати радіальні шарикові підшипники ?

Відповідь:

1	$F_a \geq 1,5 F_r$.
2	$F_a \geq 1,2 F_r$.
3	$F_a \leq 0,7 F_r$.
4	$F_a \leq 0,3 F_r$.

14. При якій температурі підшипникового вузла, в якому застосовані підшипники кочення, температурний коефіцієнт K_t , що використовується у формулі для визначення еквівалентного навантаження, приймають рівним одиниці ?

Відповідь:

1	При $t \leq 60^\circ\text{C}$.
2	При $t \leq 80^\circ\text{C}$.
3	При $t \leq 100^\circ\text{C}$.
4	При $t \leq 120^\circ\text{C}$.

15. Як змінюється температурний коефіцієнт K_t , що використовується у формулі для визначення еквівалентного навантаження, якщо робоча температура підшипникового вузла збільшиться від 100°C до 150°C ?

Відповідь:

1	Залишиться без змін.
2	Зменшиться на 5%.
3	Збільшиться на 25%.
4	Збільшиться на 15%.

16. За якою з перерахованих нижче залежностей визначається необхідна динамічна вантажопідйомність підшипників кочення ?

Відповідь:

1	$0,1PL^{\frac{1}{\alpha}}$.
2	$(XVF_r + YF_{a\Sigma})k_\delta k_t$.
3	$XVF_r k_\delta k_t$.
4	$X_0F_r + Y_0F_a$.

17. Визначте, де правильно вказані сумарні осьові навантаження $F_{a\Sigma}$ для лівої (A) і правої (B) опори вала конічного колеса за схемою навантаження, представленою на рисунку 4 при наступних умовах навантаження:
 $S_A = 2800$ Н; $S_B = 2600$ Н; $F_{a2} = 1020$ Н ?

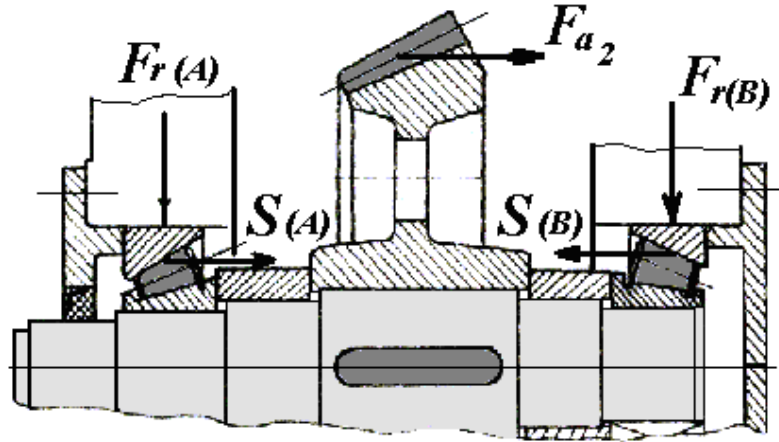


Рис. 4.

Відповідь:

1	$F_{a\Sigma}(A) = 2800$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 3820$ Н.
2	$F_{a\Sigma}(A) = 5400$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 2800$ Н.
3	$F_{a\Sigma}(A) = 3620$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 1220$ Н.
4	$F_{a\Sigma}(A) = 2600$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 3620$ Н.

18. Яка загальна залишкова деформація (δ) тіл кочення і кілець підшипника є гранично допустимою за статичною вантажопідйомністю, якщо швидкість обертання одного з кілець $\omega \leq 0,1$ рад/с ?

Відповідь:

1	$\delta = 10^{-2}D$.
2	$\delta = 10^{-3}D$.
3	$\delta = 10^{-4}D$.
4	$\delta = 10^{-5}D$.

Тут D – діаметр тіла кочення підшипника.

19. Визначте, де правильно вказані сумарні осьові навантаження $F_{a\Sigma}$ для лівої (A) і правої (B) опори вала циліндричного косозубого колеса за схемою навантаження, представленою на рисунку 5 при наступних : $S_A = 3800$ Н; $S_B = 2600$ Н; $F_{a2} = 1020$ Н.

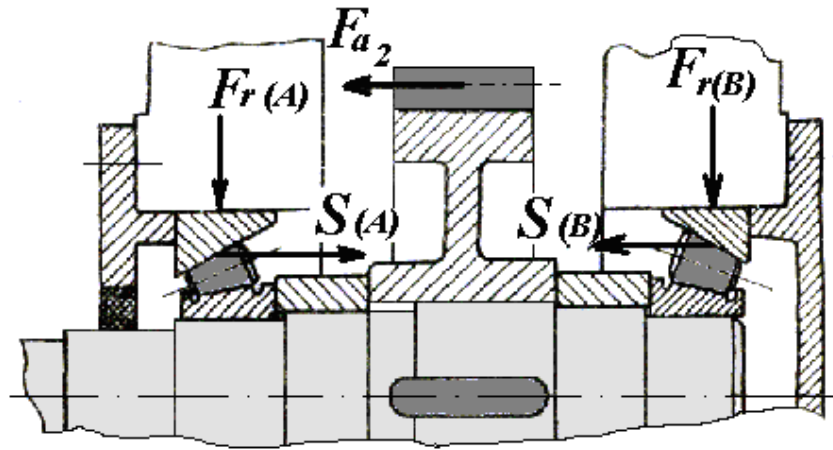


Рис. 5.

Відповідь:

1	$F_{a\Sigma}(A) = 3800$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 4820$ Н.
2	$F_{a\Sigma}(A) = 3800$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 2780$ Н.
3	$F_{a\Sigma}(A) = 3620$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 2600$ Н.
4	$F_{a\Sigma}(A) = 2600$ Н;	$F_{a\Sigma}(B) = 3620$ Н.

20. Яка базова частота обертання прийнята при визначенні динамічної вантажопідйомності шарикових і роликових підшипників?

Відповідь:

1	$n \leq 1$ об/хв.
2	$n \geq 10$ об/хв.
3	$n = 10^3$ об/хв.
4	$n = 10^6$ об/хв.

21. За яким із перерахованих нижче виразів визначається еквівалентне навантаження для радіальних шарикових, радіально-упорних шарикових і роликів підшипників, за умови, що $\frac{F_{a\Sigma}}{F_r} > e$? (Тут e – параметр осьового навантаження).

Відповідь:

1	$0,1PL^{\frac{1}{\alpha}}$.
2	$(XVF_r + YF_{a\Sigma})k_\delta k_t$.
3	$XVF_r k_\delta k_t$.
4	$X_0F_r + Y_0F_a$.

22. За яким із перерахованих нижче виразів визначається еквівалентне навантаження для радіальних шарикових і радіально-упорних шарикових і роликів підшипників, за умови, що $\frac{F_{a\Sigma}}{F_r} \leq e$? (Тут e – параметр осьового навантаження).

Відповідь:

1	$0,1PL^{\frac{1}{\alpha}}$.
2	$(XVF_r + YF_{a\Sigma})k_\delta k_t$.
3	$XVF_r k_\delta k_t$.
4	$X_0F_r + Y_0F_a$.

23. За яким із приведених нижче виразів визначається необхідна статична вантажопідйомність підшипників кочення?

Відповідь:

1	$0,1PL^{\frac{1}{\alpha}}$.
2	$(XVF_r + YF_{a\Sigma})k_{\delta}k_t$.
3	$XVF_r k_{\delta}k_t$.
4	$X_0F_r + Y_0F_a$.

24. Що характеризує параметр (e) осьового навантаження підшипників?

Відповідь:

1	Довговічність підшипників.
2	Здатність підшипників сприймати радіальні навантаження.
3	Здатність підшипників сприймати осьові навантаження.
4	Працездатність підшипників.

25. Вкажіть правильно за яким виразом визначаються осьові складові реакцій (S) опор в конічних роликкових підшипниках ?

Відповідь:

1	$1,5tg\beta$.
2	eF_r .
3	$0,83eF_r$.
4	$0,4ctg\beta$.

26. За яким із приведених нижче виразів визначається осьова складова реакцій опор в шарикових радіальних і радіально-упорних підшипниках?

Відповідь:

1	$1,5tg\beta$.
2	eF_r .
3	$0,83eF_r$.
4	$0,4ctg\beta$.

27. За яким із приведених нижче виразів визначають параметр (e) осьового навантаження радіально-упорних роликових підшипників?

Відповідь:

1	$1,5tg\beta$.
2	eF_r .
3	$0,83eF_r$.
4	$0,4ctg\beta$.

28. За яким із приведених нижче виразів визначається коефіцієнт осьового навантаження для однорядних радіально-упорних роликових

підшипників при $\frac{F_{a\Sigma}}{F_r} \leq e$? (Тут e – параметр осьового навантаження).

Відповідь:

1	$1,5tg\beta$.
2	eF_r .
3	$0,83eF_r$.
4	$0,4ctg\beta$.

29. У яких із перерахованих нижче підшипників кочення є посадочний діаметр внутрішнього кільця 30 мм ?

Відповідь:

1	№ 300;	№ 330;	№ 200;	№ 105.
2	№ 206;	№ 306;	№ 106;	№ 2306.
3	№ 105;	№ 210;	№ 8105;	№ 9105.
4	№ 2205;	№ 8202;	№ 109;	№ 307,

30. Які з перерахованих нижче підшипників кочення не призначені для сприйняття постійно діючих осьових навантажень ?

Відповідь:

1	№ 306;	№ 180206;	№ 60306.
2	№ 7606;	№ 7206;	№ 7506.
3	№ 8105;	№ 9105;	№ 8202.
4	№ 2205;	№ 2215;	№ 2305.

31. Як зміниться температурний коефіцієнт K_t , використаний у формулі для визначення еквівалентного навантаження, якщо робоча температура підшипникового вузла змінюється від 100°C до 80°C?

Відповідь:

1	Залишиться без змін.
2	Збільшиться на 5%.
3	Збільшиться на 25%.
4	Зменшиться на 5%.

32.Вказати значення коефіцієнта радіального навантаження (X) для радіально-упорного шарикового підшипника при відношенні сумарного осьового навантаження $F_{a\Sigma}$ до радіального навантаження F_r менше параметра осьового навантаження (e) ?

Відповідь:

1	$X > 1.$
2	$X = 1.$
3	$X < 1.$
4	$X = 0.$

33.Вказати значення коефіцієнта осьового навантаження (Y) для радіально-упорного шарикового підшипника при відношенні сумарного осьового навантаження $F_{a\Sigma}$ до радіального навантаження F_r менше параметра осьового навантаження (e) ?

Відповідь:

1	$Y > 1.$
2	$Y = 1.$
3	$Y < 1.$
4	$Y = 0.$

34.Які границі твердості тіл кочення та бігових доріжок кілець рекомендовані при виготовленні підшипників кочення?

Відповідь:

1	280...300 HB.
2	320...340 HB.
3	45...48 HRC.
4	56...63 HRC.

35.Вказати значення коефіцієнта радіального навантаження (X) для радіально-упорного шарикового підшипника при відношенні сумарного осьового навантаження $F_{a\Sigma}$ до радіального навантаження F_r , більше параметра осьового навантаження (e) ?

Відповідь:

1	$X > 1.$
2	$X = 1.$
3	$X < 1.$
4	$X = 0.$

36.Які з перерахованих нижче руйнувань найбільш характерні для підшипників кочення?

Відповідь:

1	Розрив кілець і скручування сепараторів.
2	Скручування кілець і поломка тіл кочення.
3	Поверхнєве викришування бігових доріжок кілець і тіл кочення.
4	Зріз кілець і заклепок сепараторів.

37.Який із перерахованих нижче видів відмов підшипників кочення якнайменше зустрічається в практиці експлуатації машин сільськогосподарського призначення?

Відповідь:

1	Поверхнєве викришування бігових доріжок кілець і тіл кочення.
2	Абразивне зношування бігових доріжок і тіл кочення.
3	Руйнування сепараторів і тріщини кілець.
4	Зношування посадочного місця "тугого кільця" і торцевих поверхонь обох кілець.

38. Який із вказаних на рисунку 7 діаметрів позначається в номері підшипника двома цифрами справа ?

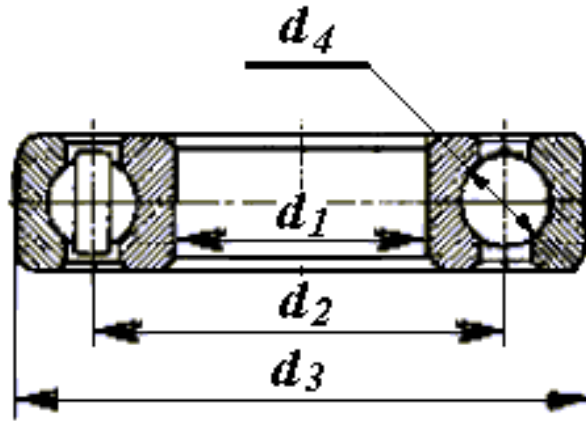


Рис. 7.

Відповідь:

1	Діаметр, позначений d_1 .
2	Діаметр, позначений d_2 .
3	Діаметр, позначений d_3 .
4	Діаметр, позначений d_4 .

39. Які з перерахованих нижче параметрів мають найменший вплив на величину динамічної вантажопідйомності, проставленої в таблицях ?

Відповідь:

1	Діаметр тіла кочення і число рядів тіл кочення.
2	Число тіл кочення і діаметр розташування центрів тіл кочення.
3	Кут контакту бігової доріжки, тіла кочення та діаметр тіла кочення.
4	Товщина стінки сепаратора і радіус галтелі кілець.

40. Який із приведених нижче на рисунку 6 тип підшипників найбільш широко використовується із гладенькими валами в трансмісіях сільськогосподарських машин?

Відповідь:

1 Підшипник зображений на рисунку 6. а.

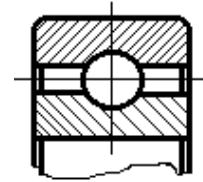


Рис. 6. а.

2 Підшипник зображений на рисунку 6. б.

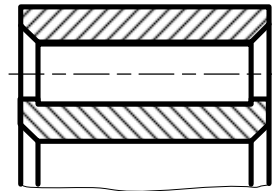


Рис. 6. б.

3 Підшипник зображений на рисунку 6. в.

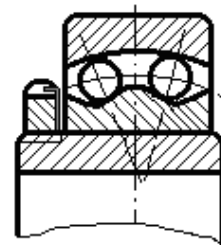


Рис. 6. в.

4 Підшипник зображений на рисунку 6. г.

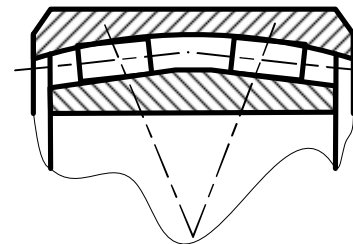


Рис. 6. г.

41. На які із перерахованих нижче підшипників необхідно встановлювати вал черв'яка ?

Відповідь:

1	На два голчастих підшипники типу 4000.
2	На два конічні роликові підшипники типу 27300.
3	На два дворядні роликові радіальні сферичні підшипники типу 3000.
4	На два дворядні шарикові радіально-сферичні підшипники типу 1000.

42. Якими з перерахованих нижче переваг не володіють підшипники кочення в порівнянні з підшипниками ковзання ?

Відповідь:

1	Малий момент тертя спокою.
2	Малі діаметральні габарити.
3	Малі габарити по ширині.
4	Відсутність дорогих кольорових металів.

43. Які з перерахованих нижче матеріалів не рекомендується застосовувати для виготовлення підшипників ковзання в парі із сталевим валом який обертається ?

Відповідь:

1	АЧ-2,	АЧС-4,	АЧС-6	ГОСТ 1585-70.
2	Бр ОЦС 4-4-17,	Бр ОЦСН 3-7-6-1		ГОСТ 614-73.
3	БН,	БС6,	Б-83	ГОСТ 1320-74.
4	Сталь 40,	Сталь 35,	Сталь 30	ГОСТ 1050-74.

44. За якою з приведених нижче формул слід перевіряти радіальні підшипники ковзання на питомий тиск ?

Відповідь:

1	За формулою $\frac{F}{\pi dl}$.
2	За формулою $\frac{F}{dl}$.
3	За формулою $\frac{4F}{\pi d^2}$.
4	За формулою $\frac{4F}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}$.

45. За якою з приведених нижче формул необхідно перевіряти упорні підшипники ковзання на питомий тиск

Відповідь:

1	За формулою $\frac{F}{\pi d l}$
2	За формулою $\frac{F}{d l}$
3	За формулою $\frac{4F}{\pi d^2}$
4	За формулою $\frac{4F}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}$

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 Основні положення	4
§1.1. Завдання і методи опору матеріалів	4
§1.2. Класифікація зовнішніх сил	5
§1.3. Поняття про деформацію, пружність та пластичність	6
§1.4. Основні гіпотези і припущення	6
§1.5. Метод перерізів. Напруження	7
§1.6. Основні конструктивні елементи	12
§1.7. Найпростіші види деформацій	13
РОЗДІЛ 2 ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ ПЕРЕРІЗІВ.	15
§2.1. Статичні моменти площі	15
§2.2. Моменти інерції плоских перерізів	16
§2.3. Моменти інерції простих фігур	17
§2.4. Визначення напрямку головних осей перерізу	20
§2.5. Поняття про момент опору та радіуса інерції	21
§2.6. Порядок розрахунку	23
§2.7. Приклад виконання розрахунково-проектувальної роботи	23
РОЗДІЛ 3 Розтяг, стиск	27

§3.1. Визначення напружень по площадках, перпендикулярних до осі стержня	27
§3.2. Деформації при розтягу і стиску. Закон Гука	32
§3.3. Експериментальне дослідження розтягу і стиску різних матеріалів	36
§3.4. Допустимі напруження	42
§3.5. Розрахунок стержнів на міцність при розтягу і стиску	43
§3.6. Напруження і деформації в стержні від власної ваги	45
§3.7. Розрахунок гнучкої нитки (дроту)	47
§3.8. Напруження, які виникають у стержнях при зміні температури	48
§3.9. Вплив температур на механічні властивості матеріалів. Повзучість матеріалів	50
§3.10. Напруження в похилих перерізах при лінійному напруженому стані	51
§3.11. Напруження в похилих перерізах при плоскому напруженому стані	53
§3.12. Зминання	55
§3.13. Напруження деформації зсуву	57
§3.14. Розрахункова формула при зсуві)	58
§3.15. Закон парності дотичних напружень	60
§3.16. Закон Гука при зсуві	61
§3.17. Поняття про головні напруження	63
§3.18. Поняття про теорії міцності	63
§3.19. Поняття про контактні напруження і концентрації напружень	66
§3.20. Розрахунок тонкостінних посудин	67
Розділ 4 Кручення	71

§4.1. Відомості про деформацію кручення циліндр	71
§4.2. Епюри крутних моментів	72
§4.3. Залежність крутного моменту від потужності і числа обертів	74
§4.4. Напруження і деформації кручення	74
§4.5. Розрахункові формули на міцність і жорсткість при крученні	77
§4.6. Потенціальна енергія деформації при крученні	78
§4.7. Розрахунок циліндричних гвинтових пружин	79
Розділ 5 Згин прямого бруса	82
§5.1. Загальні поняття про деформацію згину. Навантаження і типи опор балок	82
§5.2. Визначення згинальних моментів і поперечних сил	84
§5.3. Диференціальна залежність між згинальним моментом, поперечною силою і інтенсивністю навантаження	87
§5.4. Побудова епюр згинальних моментів і поперечних сил	88
§5.5. Визначення нормальних напружень при згині	89
§5.6. Розрахункова формула на міцність для випадку згину	95
§5.7. Визначення дотичних напружень	97
§5.8. Визначення головних напружень при згині	100
§5.9. Перевірка міцності балки при згині	102
§5.10. Визначення деформацій балок при згині	103
§5.11. Статично невизначені балки	107
Розділ 6 Складний опір	108

	§6.1. Косий згин	108
	§6.2. Згин і розтяг або стиск	111
	§6.3. Згин і кручення	114
	§6.4. Кручення і розтяг або стиск	117
Розділ 7	ВІДОМОСТІ ПРО ВТОМЛЕНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ І КОНЦЕНТРАЦІЮ НАПРУЖЕНЬ	118
	§7.1. Втомленість матеріалів	118
	§7.2. Концентрація напружень	122
	§7.3. Розрахунки на міцність при змінних напруженнях і концентрації напружень	126
Розділ 8	СТІЙКІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ	128
	§8.1. Поздовжній згин	128
	§8.2. Формула Ейлера	129
	§8.3. Розрахунки на стійкість	133
Розділ 9	ДИНАМІЧНІ НАПРУЖЕННЯ	137
	§9.1. Деякі положення	137
	§9.2. Напруження при рівноприскореному русі	137
	§9.3. Розрахунок на удар	139
Розділ 10	ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	144
	§10.1. Основні поняття	144
	§10.2. Вимоги, які ставлять до конструкції деталей машин	144
	§10.3. Вибір матеріалів для виготовлення деталей машин	147
Розділ 11	РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ	150
	§11.1. Загальні відомості про різьбові з'єднання	150
	§11.2. Розрахунок різьбових з'єднань	157
	§11.3. Шпонкові з'єднання	164

§11.4.	Шліцьові з'єднання	167
Розділ 12	НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ	170
§12.1.	Заклепочні з'єднання	170
§12.2.	Зварні з'єднання	175
§12.3.	Клейові з'єднання	179
Розділ 13	МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	
	ПЕРЕДАЧІ В МАШИНАХ І МЕХАНІЗМАХ	181
Розділ 14	ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ	184
§14.1.	Загальні відомості	184
§14.2.	Циліндричні фрикційні передачі	186
Розділ 15	ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	190
§15.1.	Загальні відомості	190
§15.2.	Геометрія циліндричної евольвентної зубчастої передачі з прямими зубами	191
§15.3.	Циліндричні передачі з косими і шевронними зубами	197
§15.4.	Матеріали і термічна обробка зубчастих коліс	200
§15.5.	Види руйнування зубів	202
§15.6.	Розрахункове навантаження	203
§15.7.	Розрахунок циліндричних передач на міцність	207
§15.8.	Гвинтова зубчаста передача	211
§15.9.	Конічна зубчаста передача	212
§15.10.	Розрахунок допустимих напружень Допустимі напруження при розрахунку контактної витривалості	216

§15.11. Передача із зачепленням Новикова	220
§15.12. Планетарні та хвильові зубчасті передачі	221
Розділ 16 ПЕРЕДАЧА ГВИНТ-ГАЙКА	225
§16.1. Загальні відомості	225
§16.2. Силові співвідношення у гвинтовій парі	226
§16.3. Розрахунок передачі гвинт — гайка	227
Розділ 17 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ	230
§17.1. Загальні відомості	230
§17.2. Короткі відомості про геометрію черв'ячних передач	230
§17.3. Кінематика і ККД черв'ячної передачі	233
§17.4. Сили, які діють у зачепленні	235
§17.5. Матеріали і вибір допустимих напружень	236
Розділ 18 РЕДУКТОРИ	241
§18.1. Загальні відомості	241
§18.2. Конструкція редукторів	243
Розділ 19 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ	247
§19.1. Загальні відомості	247
§19.2. Плоскопасові передачі	252
§19.3. Клинопасові передачі	256
§19.4. Деталі пасових передач і натяжні пристрої	262
Розділ 20 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ	265
§20.1. Загальні відомості	265
§20.2. Деталі ланцюгових передач	265

§20.3.	Основні параметри передач	267
§20.4.	Критерії роботоздатності і розрахунок ланцюгових передач	270
Розділ 21	ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ДЕЯКІ МЕХАНІЗМИ	274
§21.1.	Шарнірні чотири ланкові механізми	274
§21.2.	Кривошипно-повзункові і кулісні механізми	276
§21.3.	Кулачкові механізми	277
§21.4.	Механізми переривчастого руху	279
Розділ 22	Осі і вали	281
§22.1.	Призначення, конструкція і матеріали осей і валів	281
§22.2.	Розрахунок валів і осей	282
Розділ 23	ОПОРИ ОСЕЙ І ВАЛІВ	286
§23.1.	Підшипники ковзання	286
§23.2.	Підшипники кочення	288
§23.3.	Схеми встановлення і змащування підшипників кочення	294
§23.4.	Підп'ятники	298
Розділ 24	МУФТИ	302
§24.1.	Призначення і класифікація муфт	302
§24.2.	Конструкція муфт	302
§24.3.	Вибір і перевірний розрахунок муфт	307

