

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

В. І. Назін

ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2021

УДК 621.81.001.66 (075.8)
Н19

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. А. В. Гайдамака,
д-р техн. наук, проф. С. В. Філіпковський

Назін, В. І.

Н19 Деталі машин і основи конструювання [Текст] : навч. посіб. /
В. І. Назін. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків.
авіац. ін-т», 2021. – 304 с.

ISBN 978-966-662-845-2

Викладено основи теорії, розрахунку і конструювання деталей і складальних одиниць машин загального і спеціального призначення: рознімних і нерознімних з'єднань, механічних передач обертального і поступального рухів, осей, валів, підшипників кочення і ковзання (сухого, напівсухого і рідинного тертя), муфт.

Для студентів вищих технічних навчальних закладів, а також може бути корисним для інженерно-технічних працівників.

Іл. 188. Бібліогр.: 17 назв

УДК 621.81.001.66 (075.8)

© Назін В. І., 2021

© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2021

ISBN 978-966-662-845-2

ПЕРЕДМОВА

Програмою підготовки інженерів машинобудівних і авіаційно-космічних спеціальностей передбачено вивчення нормативної дисципліни «Деталі машин і основи конструювання».

Разом з курсовим проектом ця дисципліна завершує загальнотехнічну і загальноінженерну підготовку майбутнього інженера. Вивчення дисципліни «Деталі машин і основи конструювання» включає прослуховування студентами курсу лекцій, виконання домашніх завдань, лабораторних і практичних робіт, а також курсових проектів.

Говорячи про особливості дисципліни «Деталі машин і основи конструювання», слід відзначити її особливу роль серед інших дисциплін. Це обумовлено тим, що дисципліна охоплює настільки широке коло питань, що незалежно від того, де працюватимуть майбутні інженери, їм всім знадобляться знання, здобуті при вивченні цієї дисципліни.

Дисципліна закладає основи конструкторської праці. Студенти вперше вчаться переходити від абстрактних схем до реальних конструкцій і, навпаки, вчаться в реальній конструкції побачити ту чи іншу розрахункову схему.

Засвоївши теоретичний курс, що містить основні методи розрахунку різних типів з'єднань, передач і деталей, що беруть участь в обертальному руху (валів, осей, підшипників і муфт), студент може почати виконання курсових проектів з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання». Для курсового проектування з цієї дисципліни зазвичай пропонуються розрахунки і конструювання різних типів приводів (тягових лебідок, стрічкових конвеєрів, аеросаней, вертолітних редукторів, редукторів турбогвинтових двигунів, механізмів роботів і т. д.)

При виконанні курсових проектів студент застосовує на практиці знання, здобуті при вивченні теоретичних розділів, ознайомлюється з рекомендаціями з проектування та конструкторської документації.

Знання, здобуті при вивченні дисципліни «Деталі машин і основи конструювання», є дуже важливими для інженерів машинобудівних і авіаційно-космічних спеціальностей. Вони також є базою при вивченні спеціальних курсів і при виконанні дипломних проектів.

1. ПРЕДМЕТ, ПРОБЛЕМИ КОНСТРУЮВАННЯ І КОРОТКІ ІСТОРИЧНІ ВІДОМОСТІ

Рівень розвитку будь-якої країни визначається значною мірою досконалістю техніки, що випускається.

Машинобудування – це наука про машини, що включає цілий комплекс наукових дисциплін.

Однією з таких дисциплін є «Деталі машин і основи конструювання».

Деталі машин – це наука про методи розрахунку і проектування елементів машин. Будь-яка машина або механізм складається з деталей.

Деталь – це частина машини, яку виготовляють без складальних операцій.

Деталі об'єднують у вузли.

Вузол – це закінчена складальна одиниця, що складається з декількох деталей (підшипник, муфта, редуктор тощо).

Деталі й вузли, які зустрічаються майже в усіх машинах, називають деталями і вузлами загального призначення (болти, вали, муфти, механічні передачі тощо).

Деталі й вузли, які зустрічаються в декількох або навіть в одному типі машини, називають деталями і вузлами спеціального призначення (лопатки турбіни, поршні, гребні, гвинти тощо).

Деталі машин загального призначення застосовують в машинобудуванні в дуже великих кількостях. Тому будь-яке вдосконалення цих деталей дає великий економічний ефект.

Вивчення курсу «Деталі машин і основи конструювання» базується на знаннях, здобутих при вивченні математики, теоретичної механіки, опору матеріалів, теорії механізмів і машин, технології металів, теорії пружності й коливань тощо.

У свою чергу курс «Деталі машин і основи конструювання» є базою при вивченні спеціальних курсів. Говорячи про проблеми, які доводиться вирішувати при розрахунку і проектуванні деталей і вузлів машин, можна відзначити такі:

1. Точність вирішення завдань. Вона обумовлена правильністю побудови розрахункової (математичної) моделі, що враховує умови роботи, характер навантаження і обґрунтованість вибору методів розрахунку, тобто мова йде про адекватність математичної моделі і фізичного об'єкта.

2. Уміння реалізувати основні принципи діалектики. Наприклад, переходити від абстрактного до конкретного і навпаки, тобто переходити від абстрактних схем до конкретних конструкцій і в реальних конструкціях побачити ту чи іншу розрахункову схему.

Закон діалектики – перехід кількісних змін у якісні також можна ілюструвати такими прикладами: циклічні напруження, знос, корозія,

старіння. Накопичення перелічених факторів може призводити до виходу з ладу машини.

3. Уміння з багатьох варіантів вибирати найбільш оптимальний за вагою, габаритами, вартістю, технологічністю і т. д.

4. Уміння знаходити оптимальне рішення за наявності суперечливих вимог. Наприклад: міцність і вага деталі; жорсткість і компактність; твердість і пластичність (зубчасті передачі); зносостійкість і припрацьовування (підшипники ковзання) та ін.

Структура дисципліни «Деталі машин і основи конструювання»

У цій дисципліні вивчаються:

1. З'єднання деталей і вузлів машин:

а) нерознімні – заклепкові, зварні, з'єднання з гарантованим натягом, клейові й комбіновані;

б) рознімні – нарізні, шпонкові, зубчасті (шліцьові), штифтові, клинові тощо.

2. Механічні передачі. У механічних передачах розрізняють:

а) передачі тертям – фрикційні, ремінні;

б) передачі зачепленням – зубчасті, черв'ячні, ланцюгові і т. д.

3. Деталі, які забезпечують обертальний рух, – вали, осі, підшипники, муфти.

4. Пружні елементи – пружини і ресори.

Короткі історичні відомості

Більшість перелічених вище деталей було відомо ще в давнину.

Наприклад, прообразом сучасних передач гнучким зв'язком слід уважати лучковий привід обертання для добування вогню.

Значний внесок у появу і вдосконалення конструкцій деталей машин зробили вітчизняні інженери і механіки:

1. А. К. Нартов – механік Петра I винайшов (близько 1718 р.) самохідний супорт токарного верстата з ходовим гвинтом.

2. К. Д. Фролов – вперше в світі застосував металеву (чавунну) рельсу для внутрішньозаводських перевезень.

3. Ф. А. Блінов – винайшов гусеничний хід (1879 р).

У міру появи і вдосконалення конструкцій розроблялися теорія і розрахунок деталей машин.

Першим теоретиком в області деталей машин можна вважати Леонардо да Вінчі – він розглядав питання тертя і зносу.

Вітчизняними теоретиками є:

1. Л. Ейлер – розробив теорію евольвентного зачеплення і теорію тертя.

2. Професор Н. П. Петров – є засновником гідродинамічної теорії мастила.

3. М. Є. Жуковський – досліджував розподіл сили між витками різі.

4. М. Л. Новиков – запропонував передачу з коловими зубцями.

5. А. І. Петрусевич – створив основи контактної-гідродинамічної теорії мастила.

Із зарубіжних учених слід виділити:

1. О. Рейнольдс, А. Зоммерфельд, А. Мітчел – в області гідродинамічної теорії мастила.

2. Р. Штрибек – розрахунок підшипників кочення.

Якщо зробити підсумок історичного вдосконалення машин, то можна сказати, що сучасні машини забезпечують багаторазове підвищення продуктивності праці.

Людина розвиває потужність 0,1 кВт, іде зі швидкістю 5 км/год, несе вантаж 50 кг. Створені нею машини розвивають потужність у мільйони кіловат, підйомні крани піднімають сотні тон вантажу, швидкості сучасних космічних апаратів обчислюються кілометрами в секунду.

Як самостійна наукова дисципліна курс «Деталі машин» оформився до вісімдесятих років позаминулого століття.

У нас в країні перший курс під назвою «Деталі машин» був написаний в 1881 році професором В. Л. Кирпічевим.

Надалі цей курс набув свого розвитку у працях П. К. Худякова, А. І. Сидорова, М. А. Саверіна, Д. І. Решетова, М. Н. Іванова та інших.

2. КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Найважливішими критеріями працездатності деталей машин є: міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість.

За одним або декількома з них виконують розрахунок.

Навантаження, які діють на деталі машин, і напруження, що виникають в них, можуть бути постійними або змінними за часом. Деталі, піддані дії постійних навантажень, у чистому вигляді в машинах майже не зустрічаються.

Наведемо різні можливі цикли навантаження деталей машин (рис. 1).

Кожен з наведених циклів характеризується числовим коефіцієнтом, який має назву параметр циклу, і дорівнює відношенню мінімальних напружень до максимальних:

$$R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}.$$

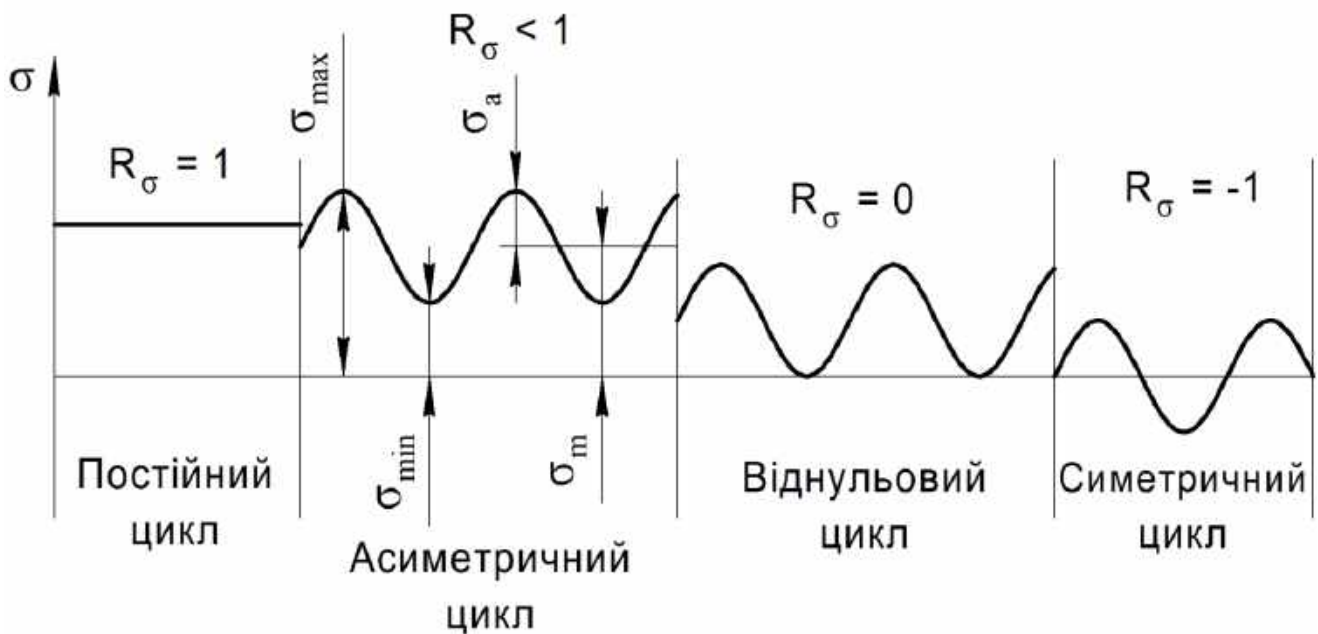


Рис. 1. Можливі цикли навантаження деталей машин

Крім параметра цикл навантаження характеризується амплітудним і середнім значеннями напружень σ_a , σ_m :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}.$$

Міцність деталей машин

1. Статична міцність (цикл навантаження постійний)

Для цього випадку навантаження розрахунок зводиться до таких схем:

а) $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ або $\tau_{\max} \leq [\tau]$ – для одноосьового навантаження, коли виникають тільки нормальні σ або тільки дотичні τ напруження:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \cdot \tau^2} \leq [\sigma] \quad - \text{ для двоосьового навантаження}$$

(спільна дія нормальних σ і дотичних τ напружень),

де $[\sigma]$ і $[\tau]$ – допустимі напруження;

σ_{\max} і τ_{\max} – розрахункові максимальні напруження в небезпечній точці деталі для найбільш несприятливих умов навантаження;

σ_e – еквівалентне або зведене напруження;

σ_T і τ_T – границі плинності, відповідно при дії нормальних і дотичних напружень:

$$\left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \approx 3 \dots 4.$$

Допустиме напруження визначають за співвідношеннями:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S} \text{ – для пластичних матеріалів;}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{S} \text{ – для крихких матеріалів,}$$

де S – коефіцієнт запасу міцності;

σ_B – границя міцності;

б) за другою схемою коефіцієнт запасу статичної міцності визначають стосовно граничного напруження $\sigma_{гр}$:

$$S = \frac{\sigma_{гр}}{\sigma_{max}} \geq [S],$$

$$\text{де } \sigma_{гр} = \begin{cases} \sigma_T & \text{– для пластичних матеріалів;} \\ \sigma_B & \text{– для крихких матеріалів.} \end{cases}$$

Порівнюючи дві розрахункові схеми, слід зазначити, що розрахунки за схемою «а» більш прості й зручні, ніж за схемою «б», але вони не дають в явному вигляді уявлення про ступінь надійності, оскільки в нерівність «а» не входить жодне з граничних напружень (σ_T або σ_B).

2. Розрахунок на міцність деталей машин при змінних навантаженнях (розрахунок деталей машин на витривалість)

При розрахунку на витривалість визначають коефіцієнти запасу втомної міцності стосовно границі витривалості.

При одноосьовому розтягуванні, стисненні або вигині, коли виникають тільки нормальні напруження σ , запас утомної міцності визначають за формулою

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma_d} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S].$$

При одноосьовому крутінні, коли виникають тільки дотичні напруження τ , запас утомної міцності визначається формулою

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau_d} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m} \geq [S],$$

де σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості матеріалу при знакозмінному симетричному циклі;

σ_m і τ_m – постійні (середні) складові напружень;

σ_a і τ_a – амплітуди напружень;

Ψ_σ і Ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу;

$$K_{\sigma Д} = \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon} + K_F - 1\right)/K_V; \quad K_{\tau Д} = \left(\frac{K_\tau}{\varepsilon} + K_F - 1\right)/K_V -$$

коефіцієнти, що враховують сукупність факторів, що впливають на міцність від втоми деталей машин;

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1К}} - \text{ефективний коефіцієнт концентрації напружень (при дії}$$

нормальних напружень);

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

$\sigma_{-1К}$ – границя витривалості для зразка з концентратором;

$K_\tau = \tau_{-1}/\tau_{-1К}$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (при дії дотичних напружень);

ε – масштабний фактор (враховує вплив розмірів деталі);

K_F – коефіцієнт впливу шорсткості поверхонь;

K_V – коефіцієнт впливу зміцнення матеріалу.

При спільній дії вигину і крутіння загальний запас утомної міцності визначають за співвідношенням

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \text{ або } \frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_\tau^2},$$

де S_σ і S_τ – запаси міцності, що визначають за наведеними вище формулами.

При розрахунках на витривалість необхідно знати механічні характеристики матеріалів (границю витривалості). Границю витривалості визначають дослідним шляхом за кривими втоми (рис. 2).

Ця крива характерна тим, що починаючи з деякого напруження вона стає майже горизонтальною. Це означає, що при певному напруженні σ_{-1} зразок може не руйнуючись витримати нескінченно велике число циклів. Таке напруження беруть за границю витривалості. Число циклів, при якому крива втоми перетворюється на пряму, називають базовим (N_0).

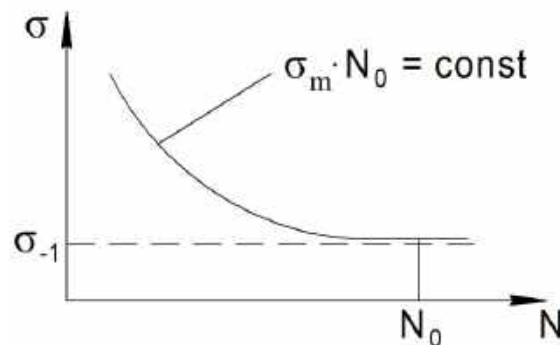


Рис. 2. Крива втоми

Вибір запасу міцності

Вибір коефіцієнтів запасу міцності є дуже відповідальним завданням для конструктора.

Існує три методи встановлення запасу міцності:

1. Табличний метод.
2. Дослідно-статистичний метод.
3. Метод диференціальних коефіцієнтів (метод Одінга та інших).

Табличний метод полягає в тому, що для деяких деталей, які працюють майже в однакових умовах, встановлюють єдині норми міцності у вигляді допустимого запасу міцності.

Дослідно-статистичний метод оснований на досвіді експлуатації однотипних деталей.

Метод диференціальних коефіцієнтів полягає в тому, що загальний запас міцності визначають з урахуванням ряду факторів:

$$S = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \cdot \dots \cdot S_n,$$

- де S_1 – власне запас міцності;
 S_2 – коефіцієнт, що враховує неточність розрахункової схеми;
 S_3 – коефіцієнт, що враховує неоднорідність властивостей матеріалу;
 S_4 – коефіцієнт, що враховує вплив технології виготовлення;
 S_5 – коефіцієнт, що враховує специфічні вимоги безпеки.

Жорсткість деталей машин

Жорсткість – це властивість деталей чинити опір зміненню форми під дією навантажень.

Недостатня жорсткість деталей також небезпечна, як і мала міцність, а надмірна жорсткість призводить до невиправданого збільшення маси.

Основним показником жорсткості деталі є коефіцієнт жорсткості, що дорівнює силі, яку спричиняє одиничне переміщення. Коефіцієнт податливості – величина, обернена коефіцієнту жорсткості.

При розрахунках на жорсткість оцінюють деформовність деталей машин і порівнюють з допустимими значеннями переміщень і кутів повороту характерних перерізів (рис. 3).

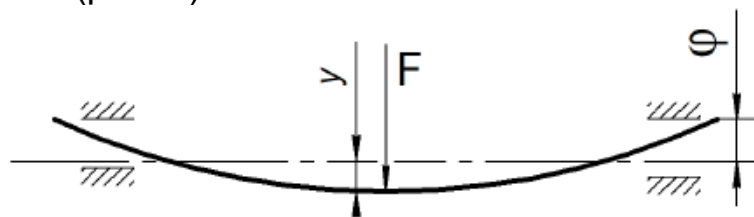


Рис. 3. Вал, який деформується зусиллям F : y – прогин вала; φ – кут повороту перерізу

Для забезпечення необхідної жорсткості деталей мають виконуватися такі умови:

$$y \leq [y] \quad \text{і} \quad \varphi \leq [\varphi].$$

Якщо деталь навантажена поздовжньою силою, то може статися поздовжній вигин або втрата стійкості цієї деталі. Прикладами таких пристроїв можуть бути гвинти домкратів, ходові гвинти, штоки тощо.

У цьому випадку короткі гвинти розраховують за допустимою гнучкістю $\lambda \leq [\lambda]$ (методика Ясинського при $[\lambda] < 100$), довгі гвинти $[\lambda] > 100$ розраховують на стійкість за методикою Ейлера:

$$F < F_{кр},$$

де $F_{кр}$ – критичне значення навантаження, при якому може відбутися втрата стійкості.

Зносостійкість деталей машин

Більшість деталей машин (до 90 %) виходять з ладу внаслідок зносу.

Знос деталей – процес руйнування і відділення матеріалу з поверхні твердого тіла.

Знос деталей машин призводить до таких негативних наслідків: втрата точності машин, зниження ККД і міцності машин, збільшення шуму та інших негативних наслідків.

Щорічні витрати на обслуговування і ремонт деяких машин перевищують вартість випуску нових машин.

Наприклад, для літаків ці витрати перевищують у п'ять разів вартість виготовлення, а для автомобілів – у шість разів.

Існує три методи розрахунків на зносостійкість:

1. Розрахунком на зносостійкість передбачають забезпечення рідинного змащування, для чого необхідно мати плівку товщиною, що перевищує суму мікронерівностей і відхилень від форми контактуючих поверхонь.

2. При неможливості створення рідинного змащування обмежують максимальний питомий тиск допустимим, встановленим експериментально:

$$F_{пит.мах} \leq [F_{пит}].$$

3. Якщо режим тертя пари визначається не тільки тиском $F_{пит}$, а й швидкістю ковзання $V_{ковз}$, то розрахунок на зносостійкість проводять за допустимою питомою потужністю тертя, що витрачається на подолання опору в контакті:

$$P_{пит} = f \cdot F_{пит} \cdot V_{ковз} \leq [P_{пит}],$$

де f – коефіцієнт тертя між поверхнями, що труться;

$F_{\text{пит}}$ – питомий тиск у зоні контакту;
 $V_{\text{ковз}}$ – відносна швидкість ковзання;
 $[P_{\text{пит}}]$ – допустима потужність тертя.

Теплостійкість деталей машин

Робота машин супроводжується виділенням тепла. Тепловиділення може бути обумовлено як робочими процесами машин, так і тертям в їх механізмах.

Нагрівання може призвести до таких негативних наслідків:

1. Знижується несуча здатність мастильного матеріалу.
2. Знижується захисна здатність мастильного матеріалу.
3. Змінюються зазори в рухливих з'єднаннях.
4. Знижується точність машин і т. д.

При розрахунку на теплостійкість записують рівняння теплового балансу:

$$Q_1 = Q_2 ,$$

де Q_1 – тепло, виділене в машині;

Q_2 – тепло, відведене в навколишнє середовище.

Виділене тепло Q_1 розраховують безпосередньо з переданої потужності і ККД:

$$Q_1 = P - P_1 = P(1 - \eta) ,$$

де P – потужність на вході в машину;

P_1 – потужність на виході з машини;

η – ККД (коефіцієнт корисної дії).

Тепло, відведене в навколишнє середовище, визначають за формулою

$$Q_2 = K_T \cdot (t_m - t_o) \cdot A \cdot (1 + \Psi) ,$$

де t_m – температура масла всередині машини;

t_o – температура навколишнього середовища;

K_T – коефіцієнт тепловіддачі;

A – площа охолодження;

Ψ – коефіцієнт, що враховує тепловідведення в фундаментну плиту або раму.

З рівняння теплового балансу $Q_1 = Q_2$ визначають температуру мастила всередині машини t_m і порівнюють з допустимою:

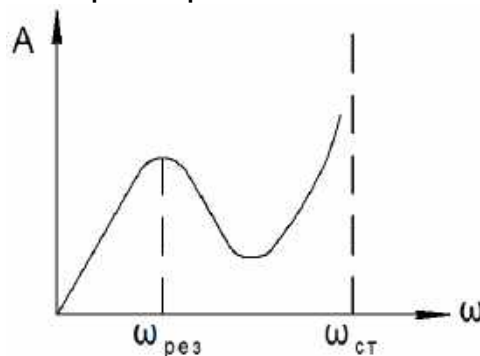
$$t_m < [t].$$

Допустима температура залежить від сорту мастила, його здатності зберігати змащувальні властивості при підвищенні температури. Авіаційні мастила мають $[t] \approx 100 \dots 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Вібростійкість машин

Зі зростанням швидкостей обертання роторів машин явища коливань стають все більш небезпечними і тому розрахунки на вібростійкість стають все більш актуальними.

Для роторів машин, які працюють на підшипниках ковзання, має місце така амплітудно-частотна характеристика:



На рисунку:

A – амплітуда коливань;

ω – частота обертання ротора.

У цьому випадку мають місце два небезпечних режими роботи:

1. $\omega_{рез}$ – резонанс;

2. $\omega_{ст}$ – втрата стійкості.

Розрахунок на вібростійкість полягає у виборі геометричних і робочих параметрів машини, що виключають роботу машини на зазначених небезпечних режимах.

3. НАДІЙНІСТЬ МАШИН

Надійність – це властивість виробу виконувати свої функції протягом заданого часу, зберігаючи в заданих межах експлуатаційні показники.

Основні поняття, які характеризують надійність машини:

1. **Відмова** – це порушення працездатності виробу.

2. **Несправність** – це порушення здатності виконувати другорядні функції (зберігаючи працездатність).

3. **Довговічність** – це властивість зберігати працездатність до граничного стану з урахуванням ремонту.

4. **Безвідмовність** – це властивість виробу виконувати свої функції безперервно протягом заданого часу.

Кількісною оцінкою надійності є ймовірність безвідмовної роботи (ІБР) $P(t)$.

ІБР – це відношення кількості справних виробів $N_u(t)$ до моменту часу t до загальної кількості виробів N_0 , які надійшли в експлуатацію:

$$P(t) = \frac{N_u(t)}{N_0}$$

А ймовірність відмови $F(t) = \frac{N \cdot (t)}{N_0} = 1 - P(t)$, тобто $F(t) + P(t) = 1$, де $N \cdot (t)$ – кількість відмовлених виробів до моменту часу t .

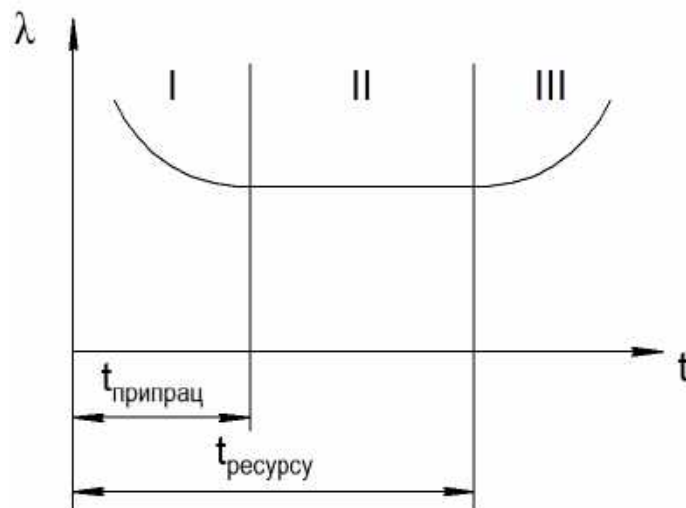
Щільність ймовірності відмови (частота відмови)

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \frac{1}{N_0} \cdot \frac{dN \cdot (t)}{dt}$$

Інтенсивність відмови є показником безвідмовної роботи і дорівнює кількості відмов в одиницю часу, віднесених до кількості справних виробів у певний момент:

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_u} \cdot \frac{dN \cdot (t)}{dt}$$

Досвід експлуатації показує, що змінення інтенсивності відмов за часом для більшості вузлів і машин має такий характер:



Цю криву можна умовно розділити на три характерних періоди:

1. Припрацювання, яке має підвищену інтенсивність відмови.
2. Період нормальної експлуатації, коли інтенсивність відмови змінюється незначно, відмови мають випадковий характер.
3. Період посиленого зносу і відмови, пов'язаний з тривалістю експлуатації.

Ресурс виробу зазвичай призначають у кінці другого періоду.

Основне рівняння теорії надійності

Запишемо вираз для ймовірності безвідмовної роботи через кількість відмовлених виробів:

$$P(t) = \frac{Nu(t)}{N_0} = \frac{N_0 - N \cdot(t)}{N_0} = 1 - \frac{N \cdot(t)}{N_0}.$$

Продиференціюємо це рівняння за часом і отриманий вираз розділимо і помножимо на $Nu(t)$. У результаті отримаємо

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{dN \cdot(t)}{N_0 \cdot dt} = -\frac{Nu(t)}{N_0} \cdot \frac{dN \cdot(t)}{Nu(t) \cdot dt} = -P(t) \cdot \lambda(t).$$

Розділивши змінні, отримаємо

$$\frac{dP}{P} = -\lambda(t)dt.$$

Інтегруючи обидві частини цієї рівності від 0 до t і вважаючи, що при $t = 0$ виріб знаходиться у справному стані, тобто $P(0) = 1$, отримаємо основне рівняння теорії надійності:

$$\int_0^t \frac{dP}{P} = -\int_0^t \lambda(t)dt; \quad \int_0^t \frac{dP}{P} = \ln P \Big|_0^t = \ln P(t) - \ln P(0) = \ln P(t).$$

$$\ln P(t) = -\int_0^t \lambda(t)dt;$$

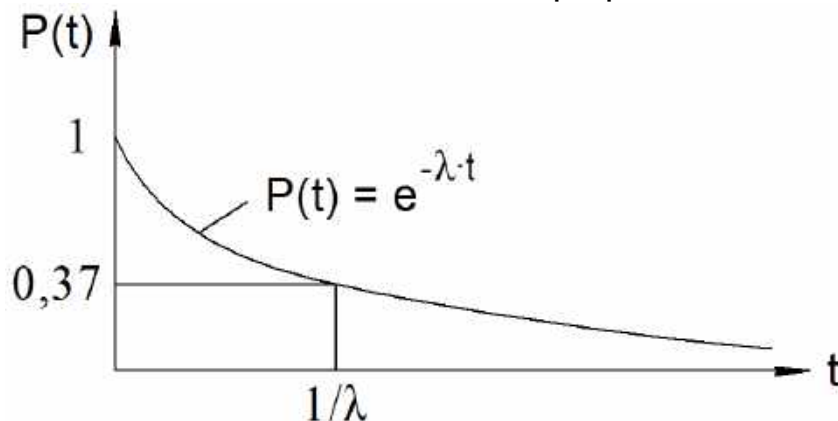
$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}.$$

Це рівняння дозволяє за інтенсивністю відмов визначати ймовірність безвідмовної роботи.

Якщо інтенсивність відмов постійна (ділянка 2 кривої λ від t), то основне рівняння надійності спрощується і має вигляд

$$P(t) = e^{-\lambda \cdot t}.$$

З цього виразу видно, що надійність $P(t)$ зменшується з плином часу експлуатації за експоненціальним законом. Графічно це має вигляд:



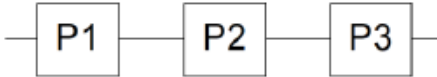
при $t = \frac{1}{\lambda}$ завжди $P(t) = \frac{1}{e} \approx 0,37$.

Надійність складних систем

Система складається із сукупності простих елементів, пов'язаних між собою кінематичним ланцюгом.

З'єднання елементів може бути послідовним, паралельним і змішаним.

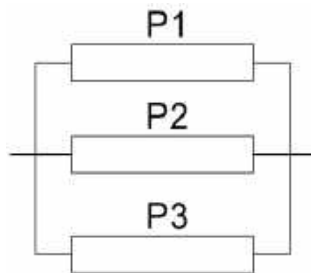
При послідовному з'єднанні n незалежних елементів ймовірність безвідмовної роботи системи P_{Σ} визначають таким чином:

$$P_{\Sigma} = P_1 \cdot P_2 \dots P_n = \prod_{i=1}^n P_i.$$


The diagram shows three rectangular boxes labeled P1, P2, and P3 connected in a horizontal line by straight lines, representing a series connection.

При паралельному з'єднанні елементів надійність системи обчислюють за таким рівнянням:

$$P_{\Sigma} = 1 - (1 - P_1) \cdot (1 - P_2) \cdot (1 - P_3) \dots (1 - P_n) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i).$$



Висновки

1. З наведених формул випливає, що надійність складної системи при послідовному з'єднанні елементів менше надійності самого ненадійного елемента, тому важливо не допускати в систему жодного слабкого елемента. Бажано, щоб система складалася з елементів, які мають однакову надійність.

2. Чим більше кількість елементів в системі, тим менше її надійність. Якщо, наприклад, система має 100 елементів однакової надійності $P = 0,99$, то надійність системи $P_{\Sigma} = 0,99^{100} \approx 0,37$. Така система не може бути визнана працездатною.

3. Паралельне з'єднання (резервування) істотно підвищує надійність, але ускладнює її. Наприклад, якщо надійність елементів $P_1 = P_2 = 0,9$, то при їх паралельному з'єднанні надійність сумарна буде дорівнювати:

$$P_{\Sigma} = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i) = 1 - (1 - P_1) \cdot (1 - P_2) = 0,99.$$

4. З'ЄДНАННЯ

4.1. Загальні відомості

За принципом рознімності з'єднання можуть бути:

- а) рознімними;
- б) нерознімними.

Рознімні з'єднання дозволяють розбирати вузли без пошкодження деталей. До них належать нарізні, шпонкові, шліцьові, штифтові, клинові, профільні та ін.

Нерознімні з'єднання не дозволяють розбирати вузли без пошкодження деталей. До них належать заклепкові, зварні, паяні, клейові, з'єднання з гарантованим натягом.

З'єднання є дуже важливими елементами конструкції. Багато аварій відбувається через незадовільну конструкцію з'єднань.

4.2. Нарізні з'єднання

4.2.1. Причини широкого застосування різей і їх класифікація за призначенням

Нарізними з'єднаннями називають рознімні з'єднання, виконані за допомогою різі.

Різь являє собою гвинтову канавку, нанесену на поверхню деталі. Профіль канавки зазвичай стандартизований.

Термін «різь» з'явився від технологічного процесу її виготовлення – нарізування.

Нарізні з'єднання отримали велике поширення в машинобудуванні. У сучасних машинах деталі, що мають різь, становлять понад 60 % від загальної кількості деталей.

Широке застосування різей обумовлено:

- 1) можливістю створення великих осьових сил (у зв'язку з клинковою дією різі);
- 2) можливістю фіксування затиску в будь-якому положенні завдяки самогальмуванню;
- 3) малими габаритами;
- 4) простотою і технологічністю.

За призначенням різі бувають:

1. Кріпильні, призначені для скріплення деталей. Їх виконують зазвичай трикутного профілю. Застосування цього профілю обумовлено:

- а) підвищеним тертям;
- б) підвищеною точністю виготовлення;
- в) зручністю виготовлення.

2. Кріпильно-ущільнювальні, призначені як для скріплення деталей, так і для запобігання витіканню рідини (у з'єднаннях трубопроводів). Ці різі також виконують трикутного профілю, але без радіальних зазорів.

3. Різі для передачі руху (у ходових і вантажних гвинтах).

Для зменшення тертя ці різі виконують:

- а) трапецеїдальними;
- б) упорними;
- в) упорними посиленими;
- г) прямокутними.

Наведений поділ різей за призначенням не є строгим. Так, наприклад, різі трикутного профілю іноді використовують для особливо точних ходових гвинтів з малим кроком, а упорні різі – як кріпильні.

Різі у нас в країні та в інших державах стандартизовані.

Свого часу вони стали першим об'єктом стандартизації загальномашинобудівних деталей.

Різі через зазори зазвичай не можуть бути використані як центрувальні елементи.

4.2.2. Розподіл навантаження між витками різі

Розподіл навантаження між витками різі було б рівномірним, якщо різь була б виготовлена абсолютно точно і податливість різі була б значно вище за податливість гвинта і гайки.

Насправді жодна з цих умов не має місця.

Розглянемо нарізне з'єднання, навантажене осьовою силою (рис. 4).

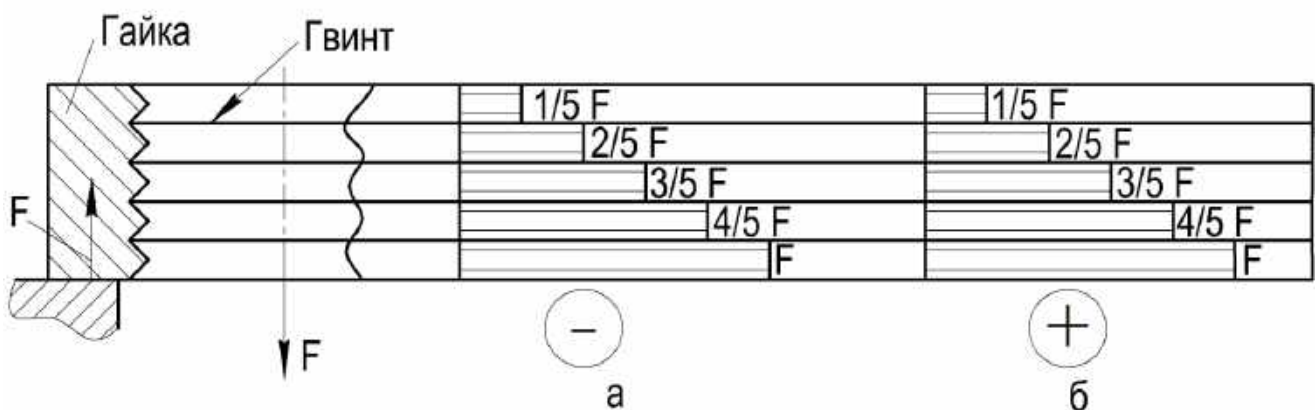


Рис. 4. Епюри навантажень у нарізному з'єднанні

Епюра «а» показує розподіл навантажень, що спричиняють деформацію тіла гайки. Знак «мінус» вказує на деформацію стиснення.

Епюра «б» показує розподіл навантажень, що спричиняють деформацію тіла гвинта. Знак «плюс» вказує на деформацію розтягування.

З наведених епюр видно, що у з'єднанні має місце різниця деформацій: гвинт розтягнутий, а гайка стиснута. Різниця деформацій на різних ділянках з'єднання різна. Тому навантаження розподіляється між витками нерівномірно. В цьому випадку найбільш навантаженим буде перший виток, оскільки на цій ділянці найбільш стиснена ділянка гайки взаємодіє з найбільш розтягнутою ділянкою гвинта.

Задача про розподіл навантаження між витками різі є статично невизначеною.

Теоретичне розв'язання задачі про розподіл навантаження по витках різі було виконано М. Є. Жуковським у 1902 р. Надалі цей розв'язок неодноразово підтверджувався експериментами.

Розподіл сил між витками різі за рішенням М. Є. Жуковського для гайки з десятьма витками має вигляд, поданий на рис. 5.

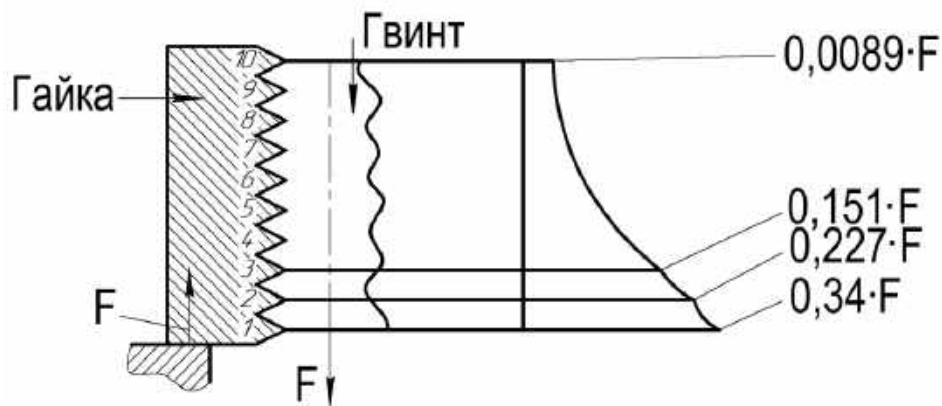


Рис. 5. Розподіл навантаження по витках, отримане М. Є. Жуковським

З наведеного розподілу видно, що на перший виток, найбільш навантажений, припадає близько 1/3 загального навантаження на гвинт, а на останній десятій виток – менш 1/100 загального навантаження, перші три витки несуть більше 70 % загального навантаження.

При настільки суттєвій нерівномірності розподілу навантаження по витках різі значне збільшення кількості витків виявляється марним у зв'язку з небезпекою послідовного руйнування витків.

Конструкції гайок, які поліпшують розподіл навантаження по витках різі:

1. Застосування висячих гайок (рис. 6).

У нарізному з'єднанні з висячою гайкою, що працює на розтягування, і з нормальною піддатливістю гвинта і гайки епюра розподілу навантаження між витками виходить з мінімумом у середній частині довжини згвинчування.

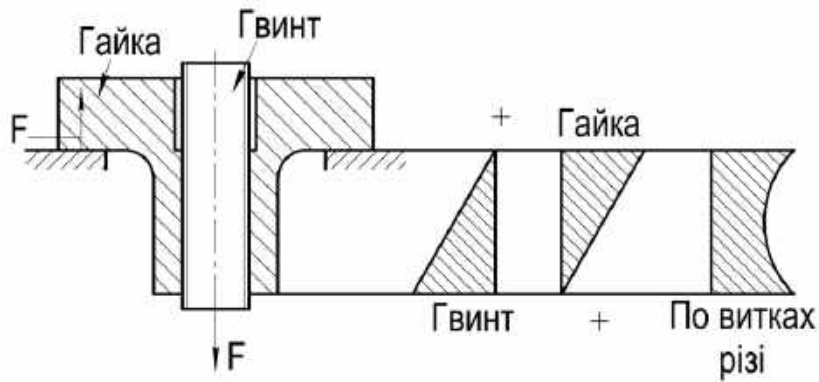


Рис. 6. Нарізне з'єднання з висячою гайкою

2. Застосування гайок зі зрізаними вершинами нижніх (навантажених) витків (рис. 7).

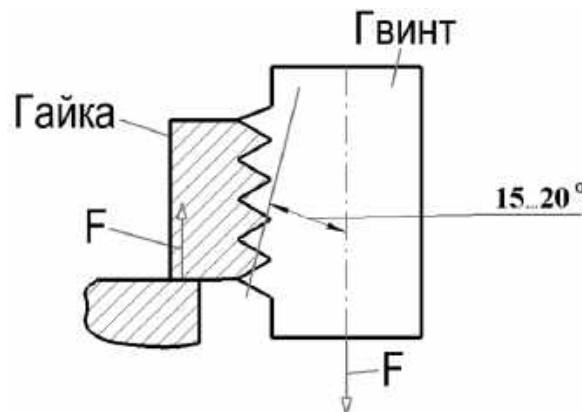


Рис. 7. Нарізне з'єднання зі зрізаними вершинами витків

4.2.3. Розрахунок кріпильних різей на міцність

З огляду на складність дійсного характеру розподілу навантаження по витках різі на практиці розрахунок різі на міцність проводять не за істинним, а за умовним напруженням, вважають, що всі витки різі навантажені рівномірно, тобто навантаження, що діє на один виток, дорівнює загальному навантаженню F , поділеному на кількість витків z .

У загальному випадку у витках різі можуть виникати напруження змінання, зрізування і згинання (рис. 8).

1. Напруження змінання $\sigma_{зм}$ – це нормальні напруження, що виникають на поверхні контакту витків різі гвинта і гайки (див. рис. 8) і обчислюються як відношення сили до площі, нормальної до цієї сили:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_B}{S_{зм}} = \frac{F}{z \cdot K_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де z – кількість витків;

K_m – коефіцієнт нерівномірності деформування витків по висоті гайки;
 d і D_1 – відповідно діаметри гвинта і гайки.

Теоретично коефіцієнт $K_m = 1$, на практиці $K_m < 1$ і для з'єднань із сталей і титанових сплавів змінюється в діапазоні $K_m = 0,55 \dots 0,75$.

2. Напруження зрізування – це дотичні напруження ($\tau_{зр}$), що виникають на поверхнях ab і cd , що являють собою геометрично циліндричні поверхні. Залежно від матеріалів гвинта і гайки зрізування може відбуватися по поверхні ab або по поверхні cd .

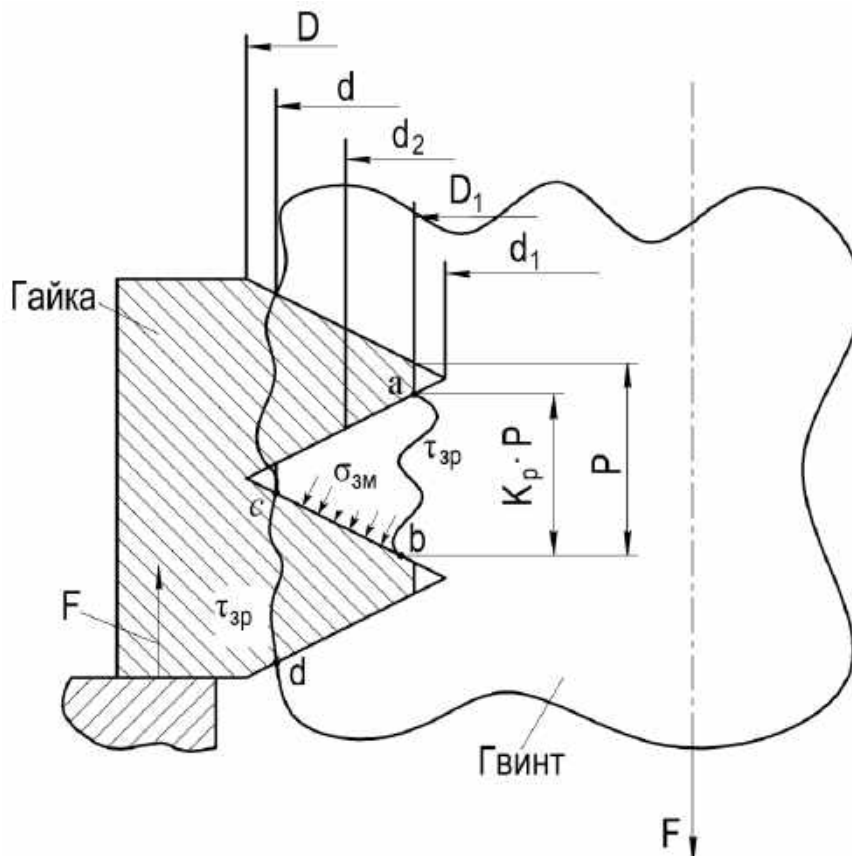


Рис. 8. Напруження, що виникають у витках різі

Якщо матеріали однакові, то зрізатися будуть витки гвинта, оскільки площа зрізування витка гвинта менше площі зрізування витка гайки, а зусилля однакові. Обчислюються напруження зрізування як відношення сили до площі, що лежить в площині діючої сили.

Запишемо напруження зрізування для витка гвинта

$$\tau_{зр} = \frac{F_{\text{витка}}}{S_{\text{зрізу}}} = \frac{F}{z \cdot K_m \cdot \pi \cdot D_1 \cdot K_p \cdot P} \leq [\tau_{зр}],$$

де K_p – коефіцієнт повноти перерізу, що враховує тип різі;

P – крок різі – відстань між однойменними точками сусідніх витків по лінії, паралельній осі різі.

Для запису напружень зрізування витка гайки потрібно в наведеній вище формулі D_1 замінити на d .

3. Напруження згинання.

Розглядаючи виток різі як консольну балку, запишемо напруження згинання (рис. 9).

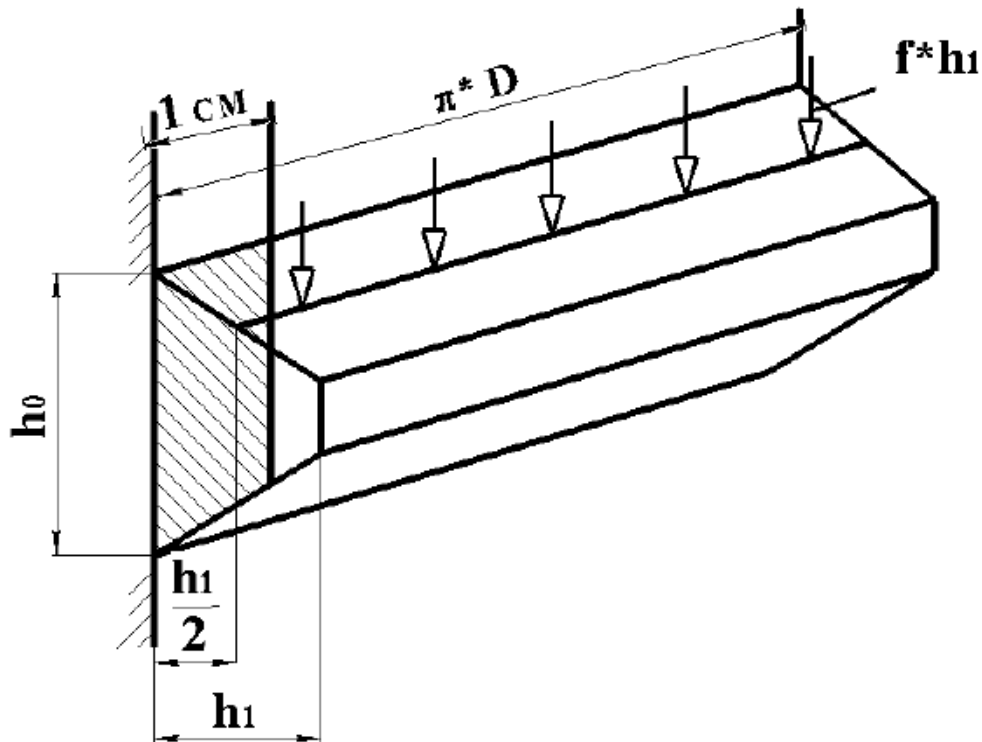


Рис. 9. Напруження згинання у витках різі

Напруження згинання визначається відношенням згинального моменту $M_{зг}$ до моменту опору відносно нейтральної осі $W_{н.в.}$. У цьому випадку згинальний момент і момент опору будуть записані для одиниці довжини витка, тобто питомі їх значення:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг.пит}}{W_{н.в.пит}} = \frac{3 \cdot f \cdot h_1^2}{h_0^2} \leq [\sigma_{зг}],$$

де $M_{зг.пит} = 0,5 \cdot f \cdot h_1^2$; $W_{н.в.пит} = \frac{h_0^2}{6}$;

$$f = \frac{F}{z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot K_m} \text{ – розподілене по площині навантаження.}$$

Розрахунок за схемою консольної балки, наведений вище, простий, але має велику похибку.

Більш точний розрахунок можливий із застосуванням методів теорії пружності. Але зазвичай деформації згинання в нарізних з'єднаннях при розрахунку витків різі не є визначальними.

4.2.4. Статична міцність болтів

1. Розрахунок незатягнутого нарізного з'єднання, навантаженого осьовою силою (рис. 10).

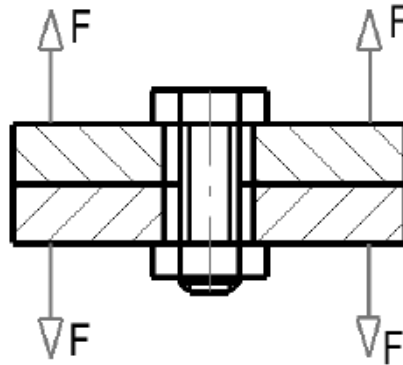


Рис. 10. Нарізне з'єднання, навантажене осьовою силою F

У цьому випадку зовнішнє навантаження спричиняє в болту тільки напруження розтягнення σ_p :

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p,$$

де d_1 – внутрішній діаметр різі болта.

2. Розрахунок незатягнутого болтового з'єднання, навантаженого поперечною силою (рис. 11).

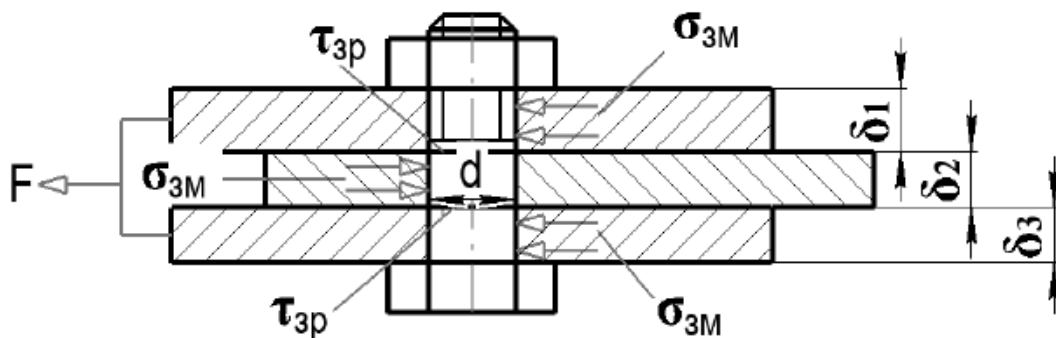


Рис. 11. Болтове з'єднання, навантажене поперечною силою

В цьому випадку отвір калібрують розгорткою, а діаметр стрижня болта виконують з допуском, який забезпечує посадку із серії перехідних.

При розрахунку міцності з'єднання не враховують сили тертя в стику, оскільки затягування відсутнє. У загальному випадку болт можна замінити штифтом.

Стрижень болта розраховують за напруженнями зрізування і зминання.

Умова міцності за напруженнями зрізування має вигляд

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot i} \leq [\tau_{зр}],$$

де i – кількість площин зрізу (у цьому випадку $i = 2$).

Закон розподілу напружень зминання по циліндричній поверхні контакту важко встановити точно. Значною мірою це залежить від типу посадки і точності форм стрижня і отвору. Тому розрахунок на зминання проводять за умовним напруженням. Епюру дійсного розподілу напружень замінюють умовною з рівномірним розподілом напружень.

Запишемо напруження зминання для середньої деталі

$$\sigma_{зм2} = \frac{F}{\delta_2 \cdot d} \leq [\sigma_{зм2}].$$

Напруження зминання для крайніх деталей

$$\sigma_{зм1,2} = \frac{F}{d \cdot (\delta_1 + \delta_2)} \leq [\sigma_{зм1,2}].$$

З двох напружень $\sigma_{зм}$ за розрахункове беремо більше, а допустимі напруження визначаємо по слабшому матеріалу болта або деталі за міцністю. А формули справедливі для болта і для деталей.

3. Розрахунок затягнутого болтового з'єднання, навантаженого осьовою силою.

Попереднє затягування виконується:

- 1) для утворення сил тертя в стику при дії поперечних сил;
- 2) для забезпечення герметичності стику;
- 3) для підвищення втомної міцності болта.

Для з'ясування фізичної суті явищ, що відбуваються в попередньо затягнутому болтовому з'єднанні, розглянемо приклад розрахунку герметичного стику (рис. 12).

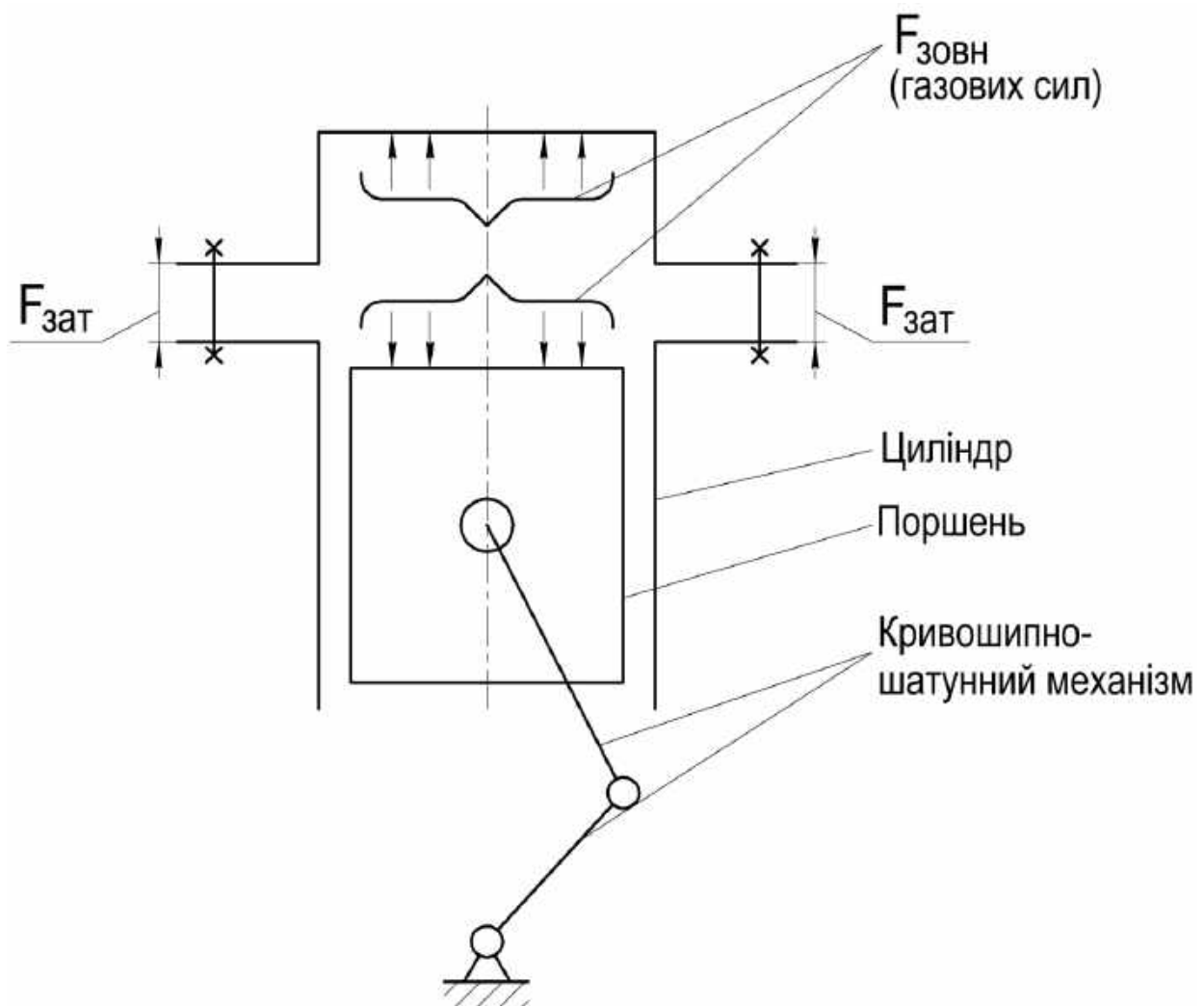


Рис. 12. Розрахункова схема герметичного стику

Розглянемо ряд станів болта і деталей, що з'єднуються, при прикладанні до них зовнішньої сили і попередньому затягуванні (рис. 13).

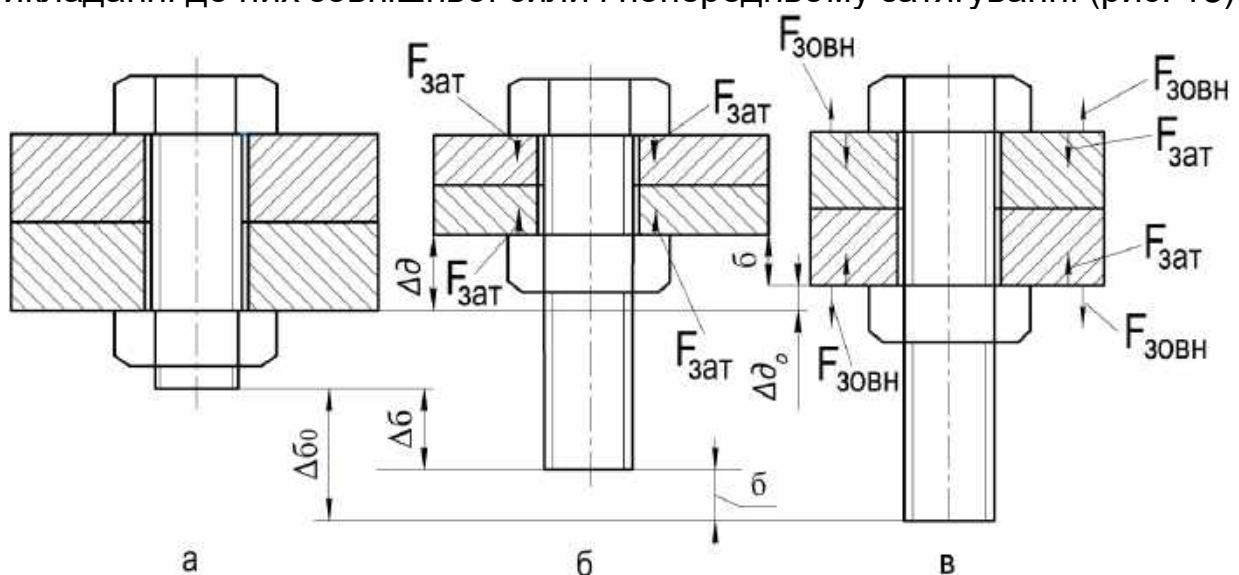


Рис. 13. Різні стани болта і деталей, що з'єднуються:

а – $F_{зат} = 0, F_{зовн} = 0$; б – $F_{зат} > 0, F_{зовн} = 0$; в – $F_{зат} > 0, F_{зовн} > 0$

На рис. 13, а показано незатягнене з'єднання, зазор на стиках його відсутній, на рис. 13, б – з'єднання після затягування болтів силою $F_{\text{зат}}$. Під дією цієї сили болт подовжився на величину $\Delta\delta$, а деталі, що з'єднуються, стиснулися на величину Δd .

На рис. 13, в наведено болтове з'єднання, навантажене силою затягування і зовнішньою силою. Болт при цьому отримав додаткове подовження на величину δ , а деформація деталей, що з'єднуються, зменшилася на ту ж величину. У результаті деформація болта дорівнювала $\Delta\delta_0 = \Delta\delta + \delta$, а деталей, що з'єднуються, $\Delta d_0 = \Delta d - \delta$.

Розглянемо діаграму затягування, або діаграму Бабарикова (рис. 14).

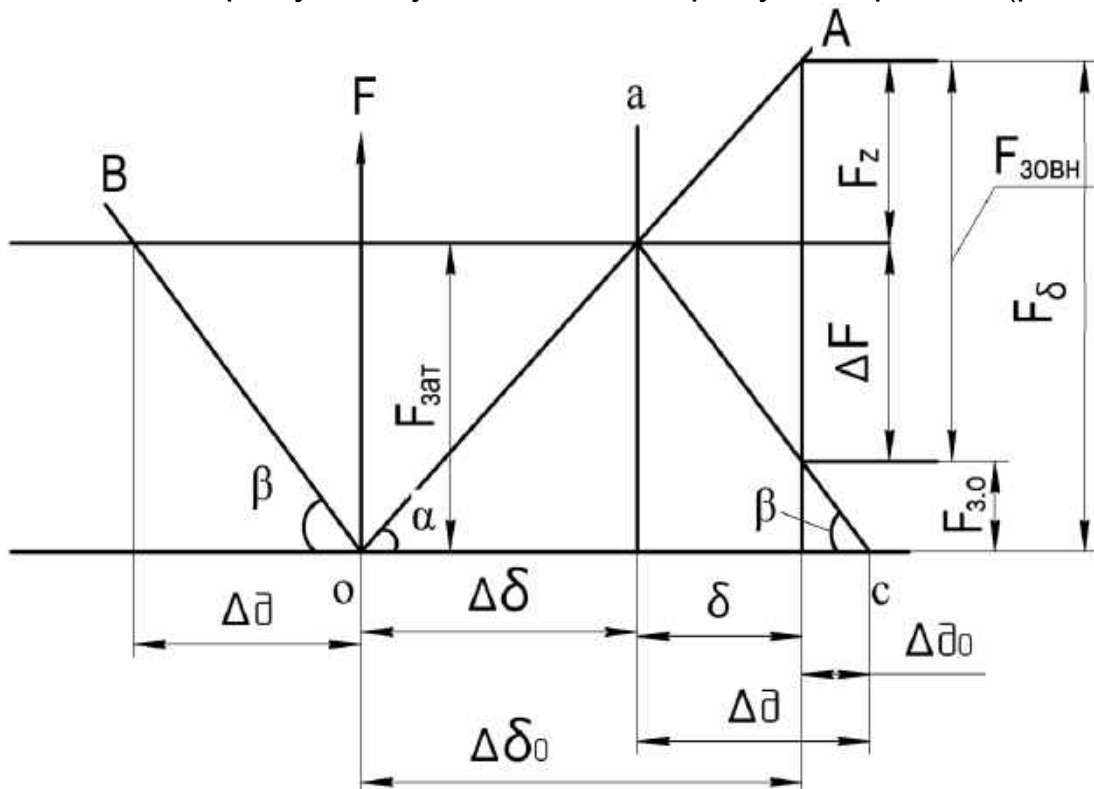


Рис. 14. Діаграма затягування

Вона являє собою залежність зусилля F від деформації Δ .

Вважаючи, що напруження в болту і деталях, що з'єднуються, не перевищують відповідних границь пропорційності, будемо вважати залежність між деформаціями і зусиллями лінійною і графічно подамо її прямими OA – для болта і OB – для деталей, що з'єднуються (див. рис. 14).

Для зручності розгляду спільної роботи болта і деталей, що з'єднуються, переносимо пряму OB паралельно їй таким чином, щоб вона проходила через точку «а», ордината якої дорівнює силі затягування $F_{\text{зат}}$.

З діаграми затягування видно, що зусилля затягування $F_{\text{зат}}$ розтягує болт на величину $\Delta\delta$ і стискає деталі на величину Δd .

Після прикладання зовнішньої сили $F_{\text{зовн}}$ навантаження на болт зростає на величину F_z і дорівнюватиме $F_b = F_{\text{зат}} + F_z$, а на деталь

зменшиться на величину ΔF і дорівнюватиме залишковій силі затягування $F_{3.0} = F_{зат} - \Delta F$.

Сумарні деформації болта і деталей, що з'єднуються, при спільній дії зовнішньої сили і сили затягування будуть $\Delta\delta_0$ і Δd_0 .

Запишемо вирази для F_z і ΔF через зовнішню силу $F_{зовн}$ і піддатливості болта і деталей, що з'єднуються.

З визначення піддатливості запишемо

$$\lambda_b = \frac{\Delta\delta}{F_{зат}}; \quad \lambda_d = \frac{\Delta d}{F_{зат}}.$$

Тому деформацію δ , сприченену зовнішньою силою, розподіленою між болтом і деталлю, можна записати у вигляді

а також

$$\delta = F_z \cdot \lambda_b,$$
$$\delta = \Delta F \cdot \lambda_d = (F_{зовн} - F_z) \cdot \lambda_d.$$

Приврівнюючи ці два вирази, отримуємо

$$F_z \cdot \lambda_b = (F_{зовн} - F_z) \cdot \lambda_d; \text{ тоді } F_z = F_{зовн} \cdot \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}.$$

Увівши позначення $\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}$ і назвавши його коефіцієнтом основного навантаження, запишемо остаточний вираз для F_z і ΔF :

$$F_z = F_{зовн} \cdot \chi, \text{ а також для } \Delta F = F_{зовн} - F_z = F_{зовн} - F_{зовн} \cdot \chi = F_{зовн} \cdot (1 - \chi),$$

тобто $\Delta F = F_{зовн} \cdot (1 - \chi)$.

Щоб виключити можливість розкриття стику (забезпечити герметичність з'єднання), необхідно виконати такі умови:

- а) за зусиллям: $F_{3.0} > 0$;
- б) за деформаціями: $\delta < \Delta d$.

Сила попереднього затягування визначається за умови $F_{зат} > \Delta F$, тобто

$$F_{зат} = K \cdot \Delta F = K \cdot F_{зовн} \cdot (1 - \chi),$$

де K – коефіцієнт надійності стику;
 $K = 1,3 \dots 1,5$ – при постійному навантаженні;
 $K = 1,4 \dots 4$ – при змінних навантаженнях.

Осьова сила, що діє на затягнутий болт, після прикладання зовнішнього навантаження $F_{зовн}$

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + F_{\text{z}} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F_{\text{зовн}}.$$

Розрахункове навантаження з урахуванням крутного моменту затягування

$$F_{\text{розр}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F_{\text{зовн}}.$$

Умова міцності болта на розтягування має вигляд

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F_{\text{розр}}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_{\text{р}}.$$

1. Розрахунок затягнутого болтового з'єднання, навантаженого поперечною силою (рис. 15).

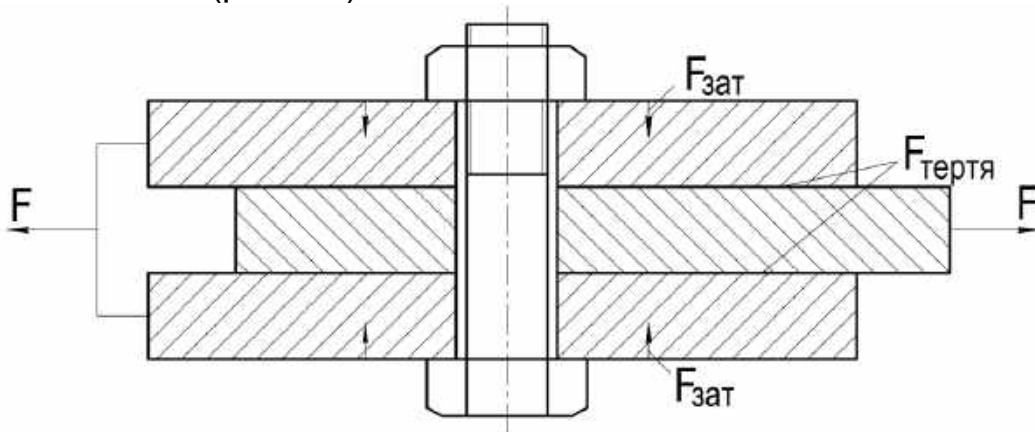


Рис. 15. Затягнуте болтове з'єднання, навантажене поперечною силою

Оскільки зрушення деталей неприпустиме, зовнішнє навантаження F зрівноважують силами тертя в стику. Необхідні сили тертя створюються затягуванням болта.

Умова відсутності зсуву деталей, що з'єднуються, має вигляд

$$F_{\text{тер}} > F; \quad F_{\text{тер}} = F_{\text{зат}} \cdot f \cdot i = K \cdot F,$$

де $F_{\text{зат}}$ – зусилля затягування;
 f – коефіцієнт тертя;
 i – кількість площин стику (у цьому випадку $i = 2$).

Необхідне зусилля затягування можна записати так:

$$F_{\text{зат}} = \frac{K \cdot F}{f \cdot i},$$

де K – коефіцієнт запасу із затягування ($K = 1,3 \dots 1,5$ – при статичному навантаженні; $K = 1,8 \dots 2$ – при змінних навантаженнях).

Міцність болта оцінюють за еквівалентним напруженням розтягування:

$$\sigma_e = \sigma_p = \frac{1.3 \cdot F_{\text{зат}}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p.$$

Зазначимо, що у з'єднанні, де болт поставлений із зазором, зовнішнє навантаження не передається на болт. Тому болт розраховують тільки на статичну міцність за силою затягування, навіть при змінному зовнішньому навантаженні. Вплив змінного навантаження враховують шляхом вибору підвищених значень коефіцієнта запасу K .

1.2.5. Визначення піддатливості болта і деталей

Вираз для піддатливості можна отримати із запису закону Гука $\sigma = \varepsilon \cdot E$ і поняття напружень як відношення сили до площі перерізу $\sigma = F/A$:

$$\varepsilon \cdot E = \frac{\Delta l}{l} \cdot E = \frac{F}{A}; \text{ тоді } \lambda = \frac{\Delta l}{F} = \frac{l}{E \cdot A},$$

де $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ – відносне подовження стрижня;

Δl – деформація стрижня;

l – довжина стрижня;

E – модуль пружності матеріалу стрижня;

A – площа перерізу стрижня;

F – навантаження, яке діє на стрижень.

У найпростішому випадку для болта постійного перерізу його піддатливість можна обчислити за такою залежністю:

$$\lambda_\delta = \frac{l_\delta}{E_\delta \cdot A_\delta},$$

де $l_\delta = (h_1 + h_2) + 0,5 \cdot H_{\text{гайки}}$ – довжина болта, що бере участь у деформації;

h_1 і h_2 – товщини деталей, що з'єднуються;

$H_{\text{гайки}}$ – висота гайки;

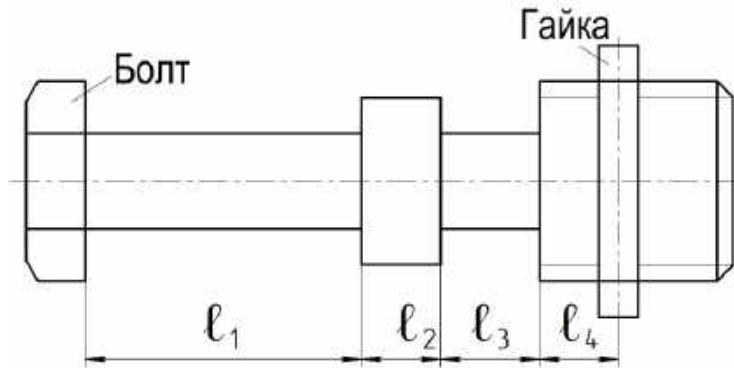
A_δ – площа перерізу болта;

E_δ – модуль пружності матеріалу болта.

У більш складних випадках коефіцієнт піддатливості болта визначають за сумою піддатливості окремих ділянок болта:

$$\lambda_{\delta} = \sum_{i=1}^n \lambda_{\delta i},$$

наприклад:



$$\lambda_{\delta} = \frac{1}{E_{\delta}} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + \frac{l_4}{A_4} \right).$$

При визначенні піддатливості деталей у формулі $\lambda_{\delta} = \frac{l_{\delta}}{E_{\delta} \cdot A_{\delta}}$ під розрахунковою площею розуміють тільки ту частину площі поперечного перерізу деталі, яка бере участь у деформації від зусилля затягування.

Розглянемо умовне визначення розрахункової площі деталі (рис. 16).

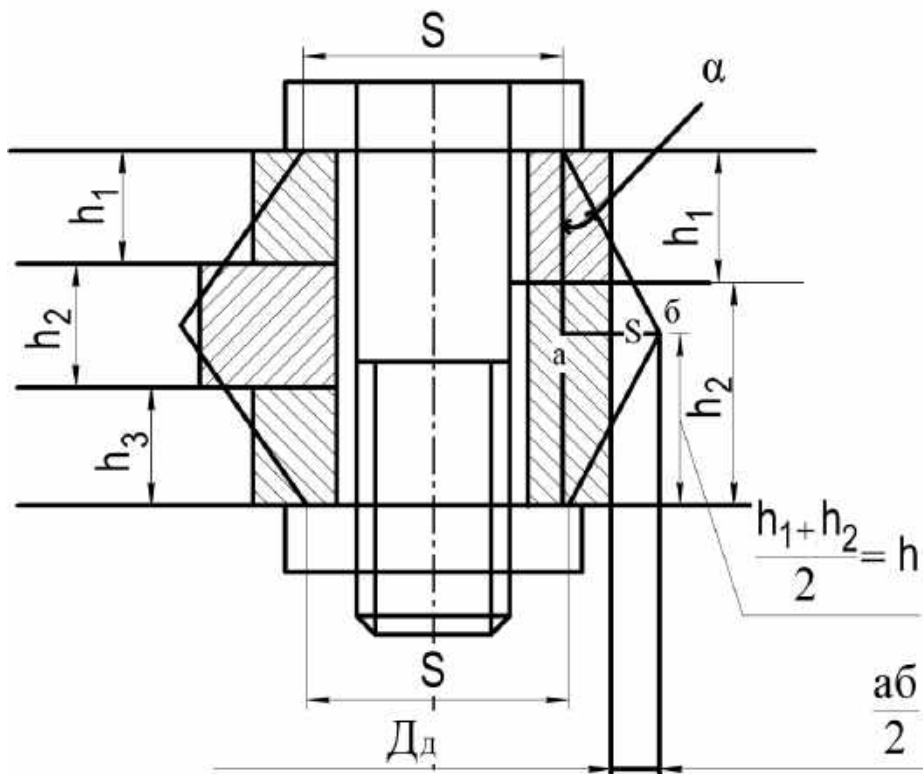


Рис. 16. До визначення піддатливості деталей

На рис. 16 наведено:

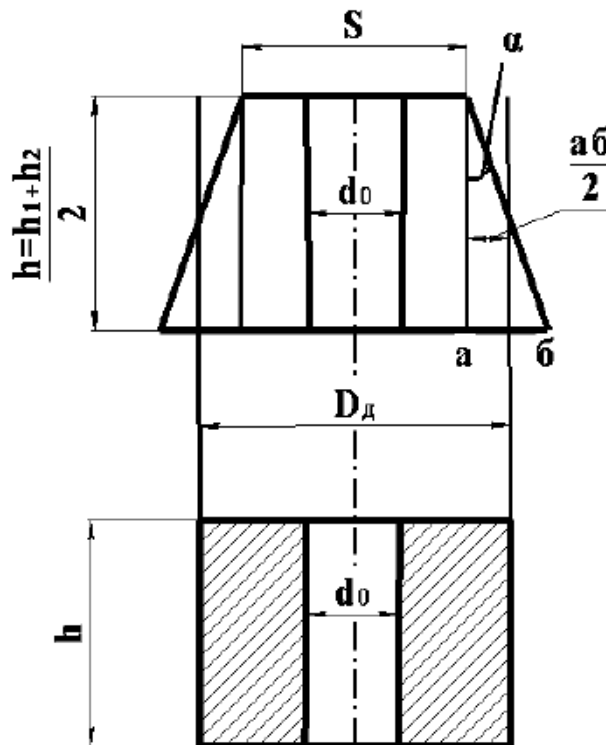
h_1, h_2, h_3 – товщина деталей, що з'єднуються;

S – розмір кола, вписаного в шестигранник гайки (розмір під ключ);

D_d – умовний розрахунковий діаметр деталі.

Вважають, що деформації від гайки і головки болта поширюються в глиб по конусах тиску. Кут нахилу твірної конуса до осі на підставі даних експериментів і розрахунків, виконаних Бабариковим, Биргером та іншими, визначають з умови (рівності) $\text{tg } \alpha = 0,4 \dots 0,5$. При цьому кут конуса $\alpha = 24 \dots 26^\circ$. Для $\text{tg } \alpha = 0,5$ кут конуса $\alpha = 26^\circ$.

Замінімо конуси тиску еквівалентними циліндрами.



Запишемо вираз для діаметра деталі:

$$D_d = S + ab = S + h \cdot \text{tg } \alpha = S + \frac{h}{2} = S + \frac{h_1 + h_2}{2}.$$

Тоді площу деталі можна записати так:

$$A_d = \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_0^2).$$

Піддатливість деталі при з'єднанні двох деталей можна записати у такий спосіб:

$$\lambda_d = \frac{h_1}{E_1 \cdot A_d} + \frac{h_2}{E_2 \cdot A_d} = \frac{1}{A_d} \left(\frac{h_1}{E_1} + \frac{h_2}{E_2} \right).$$

Для більш загального випадку коефіцієнт піддатливості визначають за сумою піддатливостей окремих деталей, замінюючи при цьому конуси тиску еквівалентними циліндрами (ліва частина рис. 16):

$$\lambda_d = \sum_{i=1}^n \lambda_{di} = \frac{h_1}{E_1 \cdot A_1} + \frac{h_2}{E_2 \cdot A_2} + \frac{h_3}{E_3 \cdot A_3} + \dots,$$

де A_1, A_2, A_3 і т. д. – площі еквівалентних циліндрів, визначення діаметрів яких було показано вище.

1.2.6. Розрахунок попередньо затягнутого болтового з'єднання при змінних навантаженнях (розрахунок болтів на втому)

Болти, гвинти, шпильки, що знаходяться під дією змінних навантажень, розраховують на втому. У більшості випадків змінне зовнішнє навантаження на болт змінюється за віднульовим циклом, наприклад навантажені шатунні болти. Змінне зовнішнє навантаження, що діє на болтове з'єднання, змінюється від 0 до F . Цей випадок розглядається як розрахунковий.

При розрахунку болтів на втому визначають коефіцієнт запасу втомної міцності S відносно границі витривалості σ_{-1} :

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{\sigma_a \cdot K_\sigma} \geq [S]_\sigma,$$

де σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі навантаження;
 σ_a – амплітудне значення напружень;
 ε – коефіцієнт, що залежить від розмірів болта;
 K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

При дії змінних навантажень болти ставлять на робоче місце з попереднім затягуванням. В окремих випадках можливе їх подальше затягування при робочому режимі.

Розглянемо причину установаження болтових з'єднань з попереднім затягуванням при дії змінних зовнішніх сил.

З формули для коефіцієнта запасу втомної міцності видно, що він залежить від амплітудного напруження σ_a , яке визначають за величиною амплітудного навантаження F_a :

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_{\text{болта}}},$$

де F_a – амплітудне навантаження;

$A_{\text{болта}}$ – площа перерізу болта.

Запишемо величини амплітудних навантажень для двох випадків (рис. 17).

1. З'єднання без затягування

$$F_{\text{заг}} = F$$

$$F_a = F/2$$

2. З'єднання із затягуванням

$$F_{\text{заг}} = F_{\text{затяг}} + F_z = F_{\text{затяг}} + \chi \cdot F;$$

$$F_a = F_z/2 = \frac{\chi \cdot F}{2}.$$

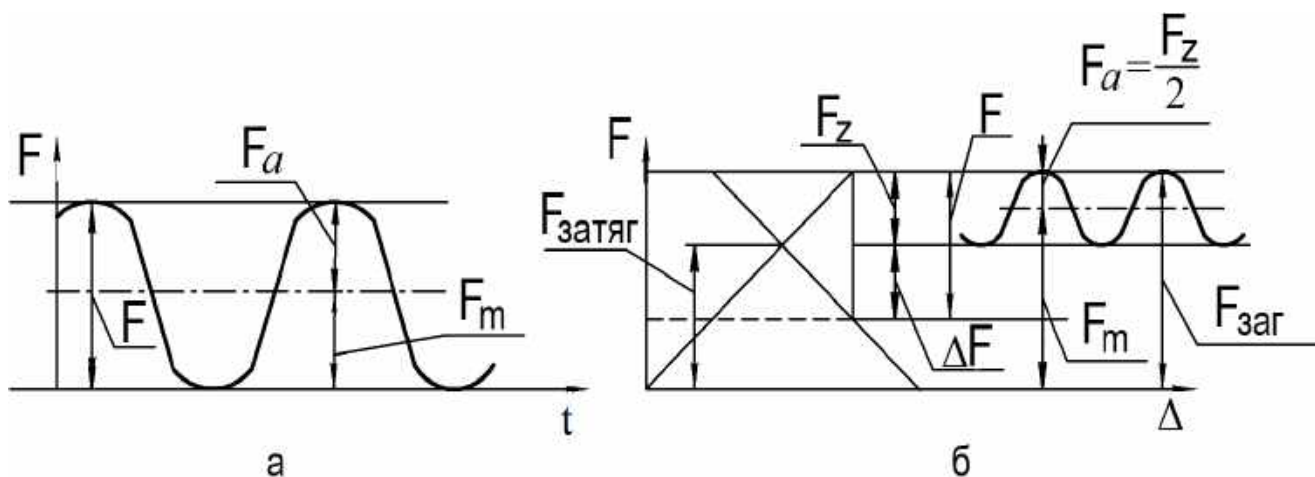


Рис. 17. Два випадки установлення болтів:

а – з'єднання без попереднього затягування; б – з'єднання із попереднім затягуванням

З наведеного рис. 17 і формули для коефіцієнта запасу втомної міцності видно, що за відсутності попереднього затягування величина амплітудного навантаження $F_a = F/2$. За наявності попереднього затягування загальне навантаження, що діє на болт, зростає, а змінне навантаження F розподіляється між болтом і затягнутим стиком таким чином, що на болт припадає його частина $F_z = \chi \cdot F$, де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження ($\chi \approx 0.1 \dots 0.3$). У цьому випадку амплітудне навантаження $F_a = \frac{\chi \cdot F}{2}$.

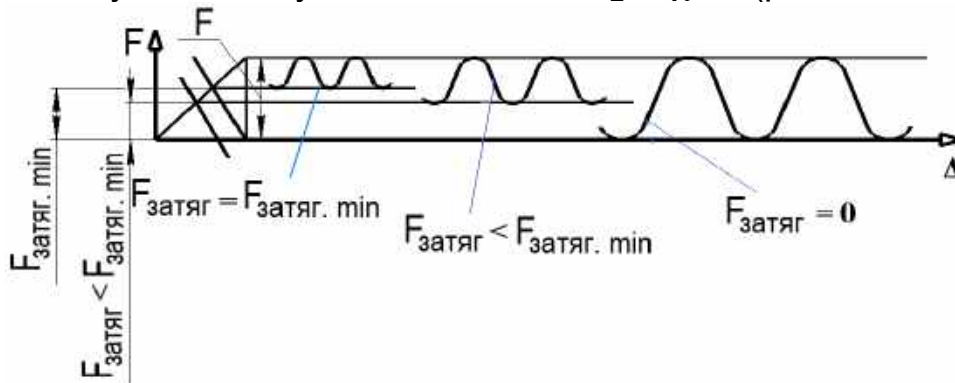
Таким чином, у затягнутому з'єднанні амплітудне навантаження в χ разів менше, ніж у незатягнутому з'єднанні. Амплітудне напруження буде також менше в затягнутому з'єднанні. З наведеної формули для коефіцієнта запасу втомної міцності видно, що зі зменшенням амплітудного напруження коефіцієнт запасу втомної міцності S_σ зростає.

Звідси висновок: при проектуванні болтів, які працюють при змінних навантаженнях, необхідно виконувати попереднє затягування болта, оскільки воно підвищує втомну міцність болта.

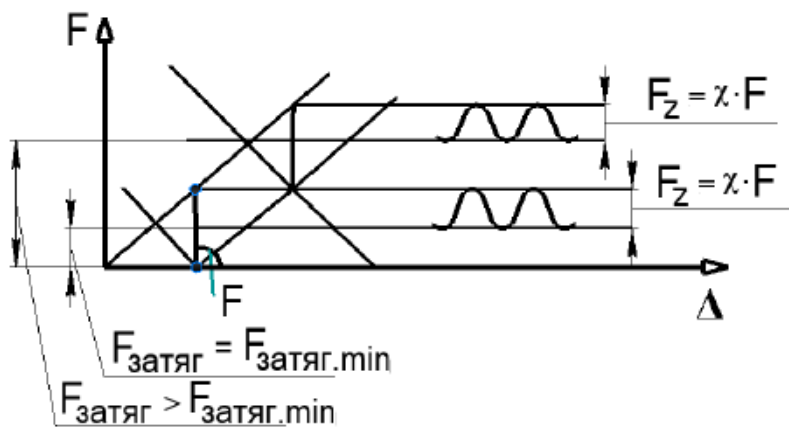
1.2.7. Вибір величини сили затягування

З розглянутого вище встановлено, що для підвищення втомної міцності болтів необхідно зменшувати змінну (амплітудну) частину напружень.

Зі збільшенням затягування від 0 до $F_{\text{затяг.мін}}$ змінна частина навантаження буде зменшуватися від F до $F_z = \chi \cdot F$ (рис. 18, а, б).



а



б

Рис. 18. Діаграми затягування при збільшенні сили затягування:
а – від 0 до $F_{\text{затяг.мін}}$; б – вище $F_{\text{затяг.мін}}$

Тут $F_{\text{затяг.мін}}$ – така величина зусилля затягування, при якій залишкова величина сили затягування після прикладання зовнішньої сили дорівнює нулю ($F_{\text{затяг.ост}} = 0$).

Тепер розглянемо, що відбувається зі змінною частиною навантаження при збільшенні зусилля затягування вище $F_{\text{затяг.мін}}$. Звернемося до діаграми затягування.

З наведеної діаграми видно, що зі збільшенням сили затягування вище $F_{\text{затяг.мін}}$ змінення змінної частини навантаження не відбувається, тобто вона залишається постійною і дорівнює $F_z = \chi \cdot F = \text{const}$.

Коефіцієнт запасу втомної міцності залежить не тільки від величини амплітудного напруження, але й від ефективного коефіцієнта концентрації напружень K_σ .

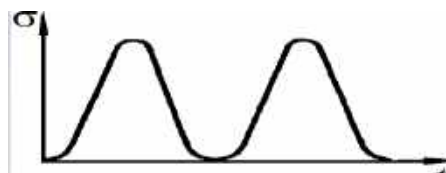
Розглянемо вплив сили затягування на ефективний коефіцієнт концентрації напружень K_σ . Для цього звернемося до діаграми граничних напружень. Ця діаграма будується в координатах $\sigma_{\max} - \sigma_m$. По вертикалі відкладаються граничні напруження циклу, відповідні границі витривалості, а по горизонтальній осі – середні напруження σ_m .



Для симетричного циклу

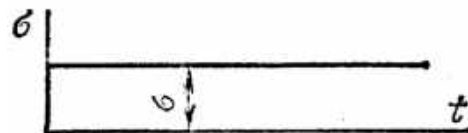
$$\sigma_{\max} = \sigma_{-1}; \quad \sigma_m = 0;$$

для віднульового циклу



$$\sigma_{\max} = \sigma_0; \quad \sigma_m = \sigma_0/2;$$

для постійного циклу



$$\sigma_{\max} = \sigma_y; \quad \sigma_m = \sigma_y,$$

де σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі навантаження;
 σ_0 – границя витривалості при віднульовому циклі навантаження;
 σ_y – границя міцності при постійному режимі навантаження.

Для пластичних матеріалів небезпечним є також границя плинності σ_T .

Відповідно до розглянутих циклів навантажень зобразимо діаграму граничних напружень (рис. 19).

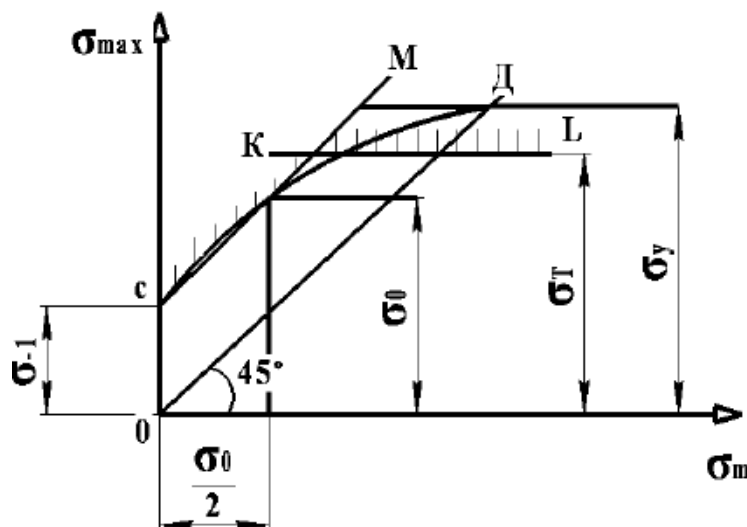


Рис. 19. Діаграма граничних напружень

Для багатьох матеріалів значення σ_{-1} і σ_0 визначені і наводяться в довідниках. Аналогічно дослідним шляхом визначають границю витривалості для асиметричних циклів з іншими параметрами. Результати наносять на діаграму, в якій $\sigma_{max} = \sigma_m = \sigma_y$, у вигляді точок. Точка Д, що лежить одночасно і на бісектрисі О, характеризує максимальне напруження (границя міцності) для постійного навантаження.

Оскільки для пластичних матеріалів небезпечним напруженням є також границя плинності σ_T , то на діаграмі наносять горизонтальну лінію KL, ордината якої дорівнює σ_T .

Зазвичай діаграму граничних напружень спрощують, замінюючи її двома прямими CM і KL (див. рис. 19), причому пряма CM проходить через точку, ордината якої дорівнює σ_{-1} , і точку, ордината якої дорівнює σ_0 .

Зазначений спосіб схематизації діаграми граничних напружень запропоновано С. В. Серенсенем і Р. С. Кінасошвілі.

Одним з факторів, який істотно впливає на границю витривалості, є концентрація напружень. Концентраторами можуть бути різкі змінення форми деталі, отвори, виточки, надрізи і т. д. Зазначені концентратори значно знижують границю витривалості порівняно з границею витривалості для гладких циліндричних зразків. Це зниження враховується ефективним коефіцієнтом концентрації напружень, який визначається експериментальним шляхом і дорівнює $K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1K}$.

Розглянемо діаграми граничних напружень для зразків з концентраторами і гладких зразків (рис. 20).



Рис. 20. Діаграми граничних напружень для зразків з концентраторами 1 і гладких зразків 2

Гранична амплітуда в болтах мало залежить від середніх напружень σ_m , тому на схематизованій діаграмі гранична пряма міцності проведена під кутом 45° паралельно бісектрисі координатного кута. У разі, коли різь

накатана після термічної обробки, залишкові напруження в западинах підвищують утомну міцність болтів.

При симетричному циклі $\sigma_m = 0$ границя втомної міцності зразка з накатаною різью в 1,5 – 2 рази вище, ніж зразка з нарізаною різью, тобто $\sigma_{-1KH} = (1,5 \dots 2)\sigma_{-1K}$. Зі збільшенням σ_m до $0,5 \cdot \sigma_T'$ відбувається зближення втомних міцностей зразків з нарізаною і накатаною різьями. При подальшому збільшенні $\sigma_m > 0,5 \cdot \sigma_T'$ втомна міцність обох зразків однакова.

Границя плинності зразків з накатаною різью трохи вище границі плинності зразка без концентраторів, тобто $\sigma_T' > \sigma_T$.

Записане вище поняття $K_\sigma = \sigma_{-1}' / \sigma_{-1K}$ є окремим випадком відношень σ_{-1} і σ_{-1K} . У загальному випадку – це відношення границь утомної міцності гладкого зразка і зразка з концентратором при різних циклах навантаження болта.

З наведеної діаграми граничних напружень випливає, що ефективний коефіцієнт концентрації напружень буде мати найбільше значення при симетричному циклі. Збільшення асиметрії призводить до зниження ефекту концентрації напружень K_σ (див. рис. 20).

Зі збільшенням сили затягування $F_{затяг.min}$ вище амплітудного напруження σ_a залишається постійним, а коефіцієнт концентрації K_σ продовжує зменшуватися і відбувається подальше збільшення втомної міцності болта.

Таким чином, затягування нарізних з'єднань, навантажених змінною силою, має бути якомога більшим. Обмеженням може бути тільки пластична деформація, тобто максимальне напруження має бути менше границі плинності.

Однак досвід експлуатації нарізних з'єднань, що піддаються дії змінних навантажень, а також випробування з'єднань на втому показують, що початкову силу затягування болтових з'єднань можна призначати в межах: $\sigma_{зат} \leq (0,6 \dots 0,7)\sigma_T$ – для вуглецевих сталей; $\sigma_{зат} \leq (0,5 \dots 0,6)\sigma_T$ – для легированих сталей.

1.2.8. Порядок розрахунку болтових з'єднань, навантажених змінними силами

1. Проектувальний розрахунок:
 - а) визначають силу затягування

$$F_{затяг} = K \cdot \Delta F = K \cdot F_{зовн} (1 - \chi); \quad \chi = 0,1 \dots 0,3;$$

- б) обчислюють сумарне (повне) зусилля в болту

$$F_\delta = F_{затяг} + F_z = K \cdot F_{зовн} (1 - \chi) + \chi \cdot F_{зовн};$$

в) призначають коефіцієнт запасу міцності $[n] = 2...3$ і визначають допустимі напруження

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]};$$

г) визначають внутрішній діаметр різі болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot F_\delta}{\pi \cdot [\sigma]}},$$

де $\beta = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує скручування тіла болта моментом гвинтової пари;

д) за розрахованим діаметром d_1 підбирають найближчий більший стандартний болт.

2. Перевірний розрахунок:

а) уточнюють значення коефіцієнта основного навантаження

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_\delta + \lambda_d};$$

б) визначають амплітудні напруження

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot F_{зОВН}}{2 \cdot A},$$

де A – площа болта;

в) визначають коефіцієнт запасу втомної міцності

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \geq [S_\sigma], \text{ де } [S_\sigma] = 2,5 \dots 4;$$

г) визначають коефіцієнт запасу статичної міцності

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{затяг} + 2\sigma_a} = \frac{\sigma_T}{\frac{F_{затяг}}{A} + \frac{\chi \cdot F_{зОВН}}{A}} \geq [S_T],$$

де $[S_T] \geq 1,5$.

У виразі для коефіцієнта S_T має бути перерахована величина сили затягування для уточненого значення коефіцієнта основного навантаження χ .

1.2.9. Конструктивні і технологічні заходи щодо підвищення втомної міцності болтів

Як показав досвід експлуатації болтових з'єднань, найбільш характерні місця втомного руйнування показано на рис. 21.

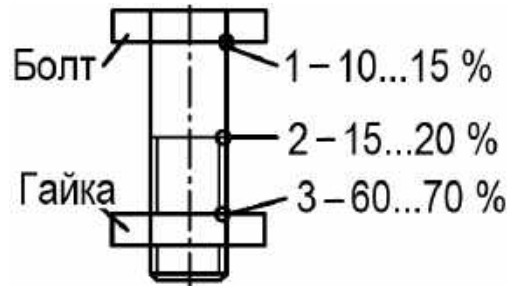


Рис. 21. Місця втомних руйнувань болтових з'єднань

Міцність при змінних навантаженнях обмежується через зародження тріщин в місцях концентрації напружень. Тому її значно легше підвищити конструктивними і технологічними заходами, ніж статичну міцність.

Конструктивні заходи

1. Міцність стрижня болта підвищується при виконанні плавних переходів біля головки болта і збіганні різі (рис. 21).

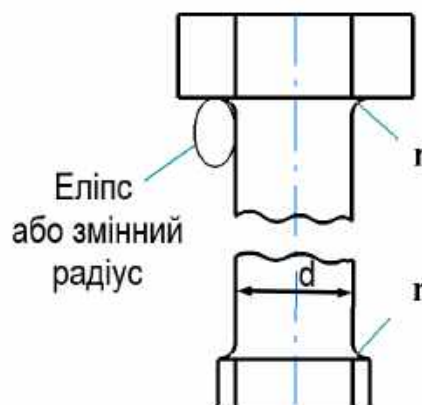


Рис. 21. Плавні переходи біля головки болта і збігання різі

Радіус перехідної поверхні біля головки болта доцільно вибрати таким, що дорівнює або більшим $0,2d$. Застосовують також еліптичні перехідні поверхні і поверхні, описані дугами двох радіусів.

2. Болти встановлюють з попереднім затягуванням.

3. Необхідно підвищувати піддатливість болта і знижувати піддатливість деталей. Пояснимо цей захід діаграмами затягування (рис. 22 і 23).

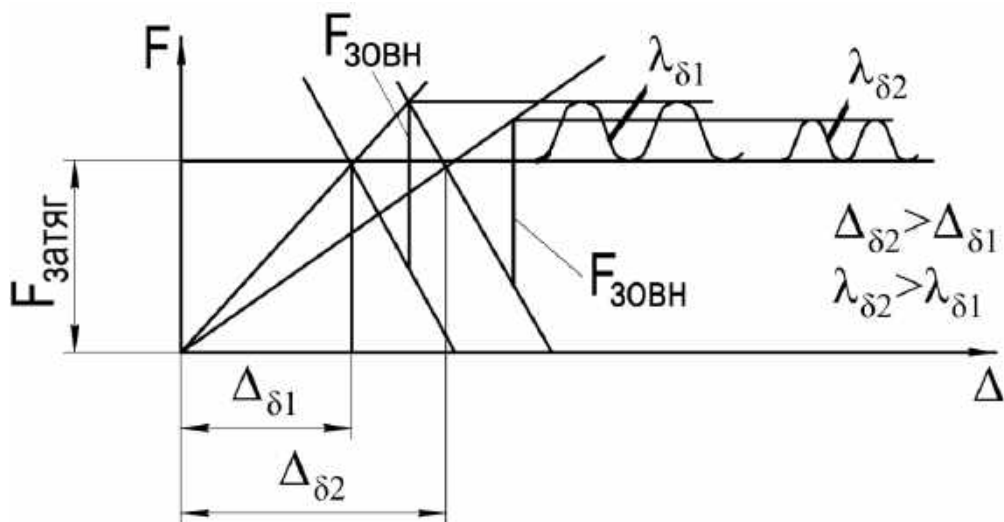


Рис. 22. Вплив піддатливості болта λ_{δ} на його втомну міцність

З наведеного рис. 22 видно, що зі збільшенням піддатливості болта амплітудне навантаження зменшується, а отже, підвищується втомна міцність болта.

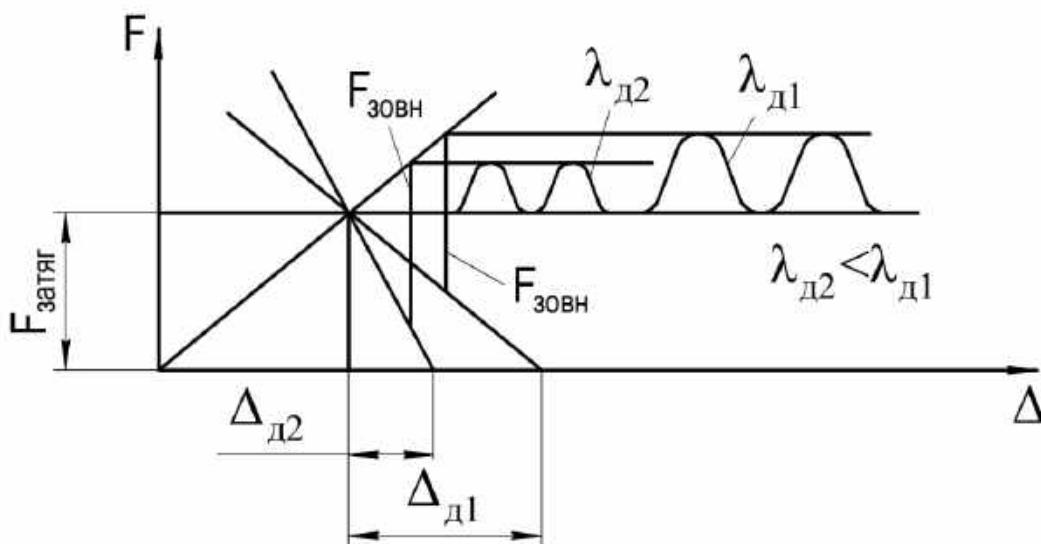


Рис. 23. Вплив піддатливості деталей $\lambda_{д}$ на втомну міцність болта

З діаграми (див. рис. 23) видно, що зі зменшенням піддатливості деталей втомна міцність болта підвищується.

Підвищення податливості болта досягається зменшенням його діаметра стрижня на ненарізаній частині до $(0,8...1,05)d_1$.

4. Ефективна оптимізація профілю різи. Для підвищення втомної міцності западину різи виконують не плоскою, а по радіусу:



5. Ефективно вирівнювати навантаження між витками різі:
- застосування гайок, що працюють на розтягнення (див. рис. 6) і гайок зі зрізаними вершинами навантажених витків (див. рис. 7);
 - виготовлення гайок зі знизеним модулем пружності (з алюмінієвих сплавів);
 - в особливо відповідальних випадках крок гвинта виконують змінним по довжині.
6. Втомна міцність підвищується при застосуванні дрібних, а не великих різей, оскільки в дрібних різях менша концентрація напружень.

Технологічні заходи

- Істотне підвищення границі витривалості дає накатування різі, оскільки волокна матеріалу не перерізуються. Границю витривалості накатаної різі можна підвищити приблизно в два рази.
- Обкатка западин різі після нарізування. Обкатка роликком западин різі дозволяє підвищити границю витривалості нарізних деталей у 2 – 3 рази.
- Хіміко-термічна обробка (азотування, цементация, гартування ТВЧ і т. д.) також підвищує втомну міцність болта.
- Шліфування поверхонь різі призводить до знизення величини коефіцієнта концентрації K_{σ} , а отже, до підвищення втомної міцності болта.

4.2.10. Розрахунок групових болтових з'єднань

Розрахунок таких з'єднань зводиться до визначення розрахункового навантаження для найбільш навантаженого болта. Потім розраховують міцність цього болта за формулами одного з випадків, розглянутих вище.

При розрахунку групи болтів приймають такі допущення:

- Поверхні стику залишаються плоскими (не деформуються) при всіх фазах навантаження, тобто деталі вважаються жорсткими, а болти – піддатливими.
 - Поверхні стику мають мінімум дві осі симетрії, а болти розташовані симетрично відносно цих осей.
 - Усі болти з'єднання однакові за розмірами і рівнозатягнуті.
- З деяким наближенням перелічені умови справедливі для більшості конструкцій.

Розрізняють три характерних випадки розрахунку з'єднань, що містять групу болтів:

- Навантаження перпендикулярне до площини стику і проходить через його центр ваги (рис. 24).

Цей випадок типовий для болтових з'єднань кришок, навантажених тиском рідин або газів. Вважають, що всі болти такого з'єднання

навантажені однаково. Зовнішнє навантаження, яке припадає на один болт, дорівнюватиме $F_{\delta} = F/z$, де z – кількість болтів.

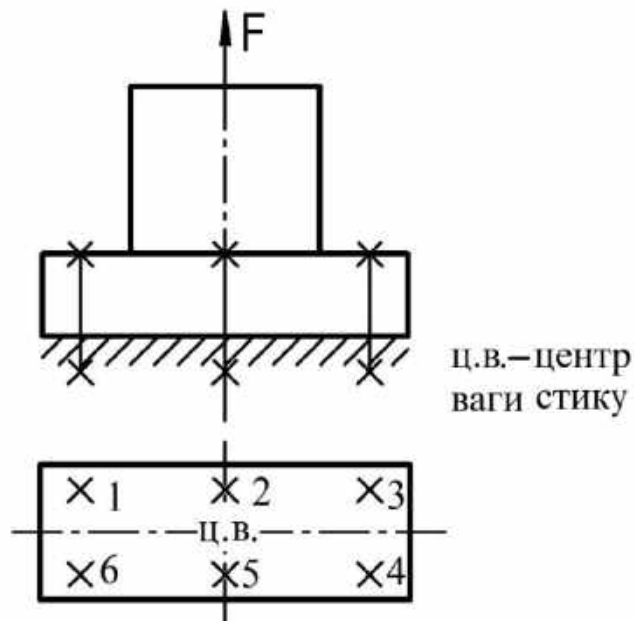


Рис. 24. Навантаження, перпендикулярне до площини стику

2. Група болтів, навантажених у площині стику.

Прикладом може бути кріплення кронштейна (рис. 25).

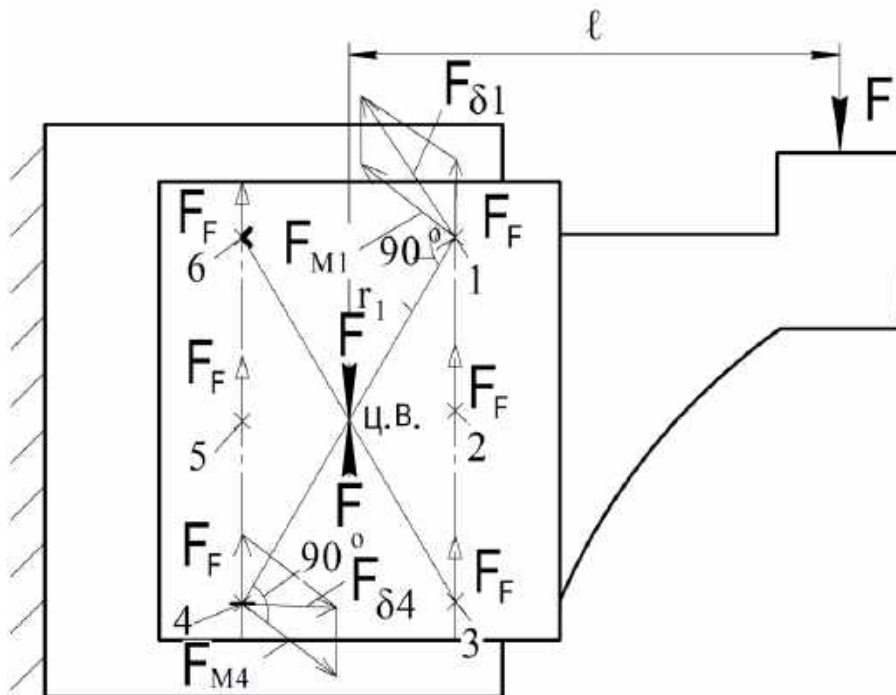


Рис. 25. Група болтів, навантажених у площині стику

При розрахунку такого з'єднання дію сили F на плечі l замінюємо такою ж силою, яка прикладається в центрі ваги (ц. в., див. рис. 25) стику, і

моментом $M = F \cdot \ell$. Момент і сила прагнуть повернути кронштейн навколо центру ваги і зрушити його.

Застосуємо принцип незалежності дії сил і знайдемо навантаження болтів від дії сили F і моменту $M = F \cdot \ell$ окремо, а потім їх підсумуємо геометрично.

Навантаження від сили F розподіляється по болтах рівномірно і дорівнює

$$F_F = F/z,$$

де z – кількість болтів.

Для визначення навантажень у болтах від моменту (реакцій $F_{M1}, F_{M2}, F_{M3} \dots$) запишемо такі рівняння:

1. Умова рівноваги кронштейна, вважаючи, що реакції в болтах від моменту перпендикулярні до відстаней від центру ваги стику до розглянутого болта (r_1, r_2, r_3 і т. д.):

$$M = F \cdot \ell = F_{M1} \cdot r_1 + F_{M2} \cdot r_2 + F_{M3} \cdot r_3 \dots F_{Mz} \cdot r_z. \quad (1)$$

2. Навантаження в болтах пропорційне їх деформаціям $\Delta_1, \Delta_2 \dots \Delta_z$ при повороті кронштейна відповідно до закону Гука:

$$\frac{F_{M1}}{\Delta_1} = \frac{F_{M2}}{\Delta_2} = \frac{F_{M3}}{\Delta_3} = \dots = \frac{F_{Mz}}{\Delta_z}. \quad (2)$$

3. Деформації пропорційні відстаням болтів від центру ваги стику:

$$\frac{\Delta_1}{r_1} = \frac{\Delta_2}{r_2} = \frac{\Delta_3}{r_3} = \dots = \frac{\Delta_z}{r_z}. \quad (3)$$

4. З рівнянь (2) і (3) випливає, що навантаження в болтах від моменту пропорційне відстаням болтів від центру ваги стику:

$$\frac{F_{M1}}{r_1} = \frac{F_{M2}}{r_2} = \frac{F_{M3}}{r_3} = \dots = \frac{F_{Mz}}{r_z}. \quad (4)$$

Кількість рівнянь має дорівнювати кількості невідомих (кількості болтів).

Вирішуючи спільно рівняння (1) і (4), отримуємо вираз для визначення навантажень у болтах від моменту при повороті кронштейна навколо центру ваги:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum_{i=1}^z r_i^2}.$$

Сумарне навантаження кожного болта дорівнює геометричній сумі сил F_F і F_M , тобто $\bar{F}_{\delta i} = \bar{F}_F + \bar{F}_{Mi}$. За розрахункове беруть найбільше з

сумарних навантажень. У розглянутому прикладі найбільш навантаженими болтами є перший і третій.

Як другий приклад розглянемо фланцеве з'єднання валів (рис. 26).

У конструкції таких з'єднань зазвичай передбачають центрувальні виступи або ставлять центрувальні елементи, які одночасно розвантажують з'єднання від поперечних сил.

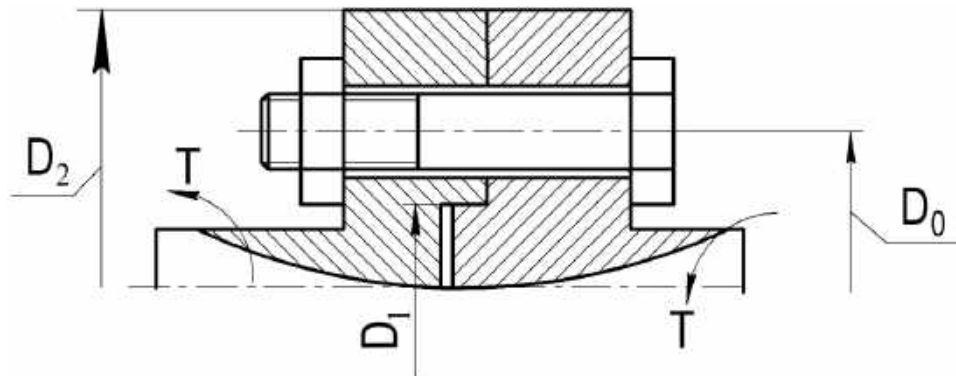


Рис. 26. Фланцеве з'єднання валів

При розрахунку такого з'єднання можуть мати місце два випадки:

а) болти поставлені без зазору, в цьому випадку розрахункове навантаження визначають за формулою

$$F_{\text{розр}} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot D_0},$$

де z – кількість болтів;

$$D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2};$$

б) болти поставлені з зазором. У цьому випадку необхідно затягувати болти. Зусилля затягування визначають за залежністю

$$F_{\text{затяг}} = \frac{2 \cdot K \cdot T}{(z \cdot D_0 \cdot f)},$$

де f – коефіцієнт тертя;

K – коефіцієнт надійності стику, який беруть більше одиниці.

3. Група болтів, навантажених відривною силою і моментом

1. Розкриття стику допускається (рис. 27).

Використовуючи принцип незалежності дії сил, визначаємо зусилля в болтах, що виникають від навантаження з'єднання перекидальним моментом M і відриваючою силою F_y . Сума цих зусиль дає повне зусилля в кожному болті від спільної дії M і F_y .

При прийнятих вище припущеннях (деталі жорсткі, болти піддатливі, а також однаковість розмірів і матеріалів болтів) поворот кронштейна відбувається відносно кромки основи кронштейна або, враховуючи деяку деформованість деталей, що з'єднуються, – відносно осі крайнього болта.

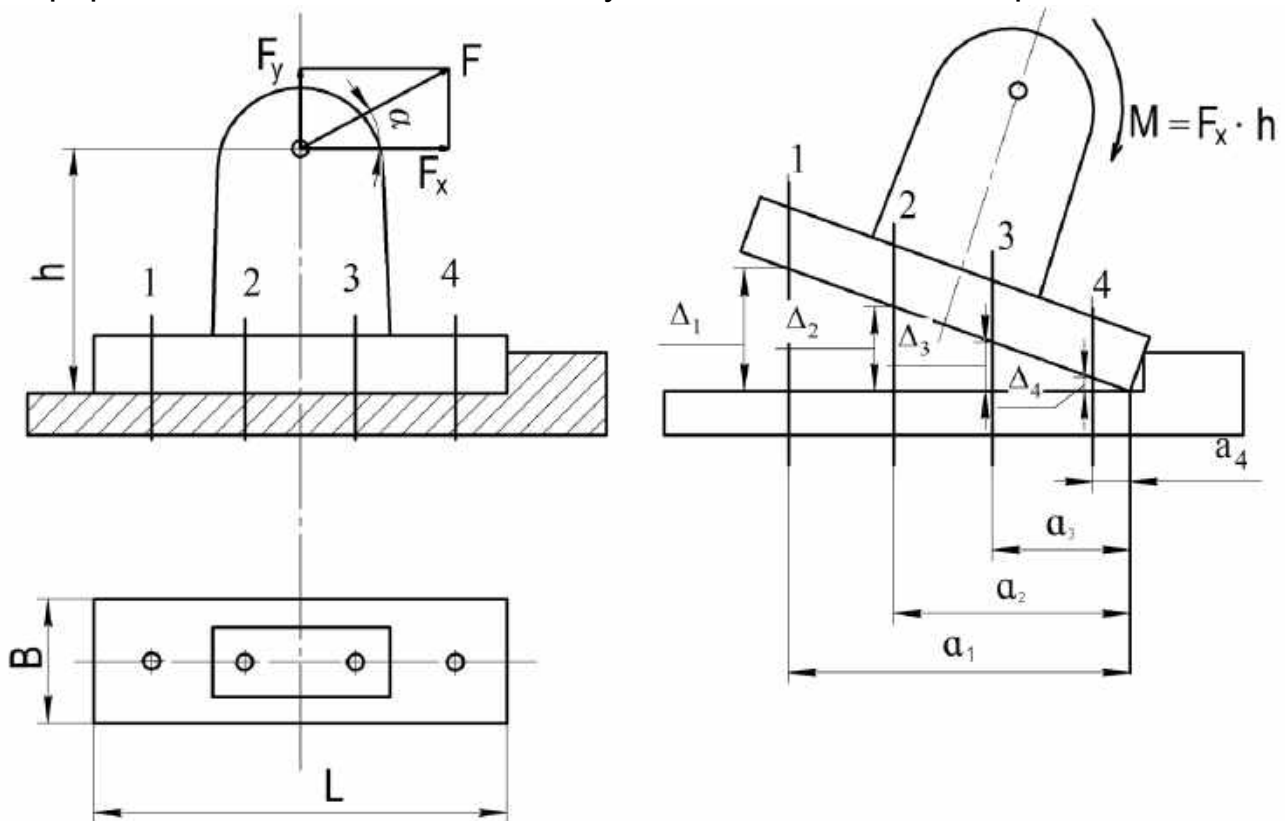


Рис. 27. Група болтів, навантажених силою F_y , що відриває, і моментом $M = F_x \cdot h$, що перекидає (розкриття стику допускається)

При повороті кронштейна відносно кромки зусилля в болтах від моменту M ($F_{M1}, F_{M2}, \dots, F_{MZ}$) можна визначити з таких рівнянь:

1. Рівняння рівноваги кронштейна

$$M = F_x \cdot h = F_{M1} \cdot a_1 + F_{M2} \cdot a_2 + \dots + F_{MZ} \cdot a_z. \quad (5)$$

2. Відповідно до закону Гука зусилля пропорційні деформаціям болтів:

$$\frac{F_{M1}}{\Delta_1} = \frac{F_{M2}}{\Delta_2} = \dots = \frac{F_{MZ}}{\Delta_z}. \quad (6)$$

3. Деформації в болтах пропорційні відстаням до цих болтів від осі повороту кронштейна (кромки):

$$\frac{\Delta_1}{a_1} = \frac{\Delta_2}{a_2} = \dots = \frac{\Delta_z}{a_z}. \quad (7)$$

4. З рівнянь (6) і (7) випливає

$$\frac{F_{M1}}{a_1} = \frac{F_{M2}}{a_2} = \dots = \frac{F_{MZ}}{a_z}. \quad (8)$$

Вирішуючи спільно рівняння (5) і (8), знаходимо зусилля в будь-якому з болтів від дії моменту $M = F_x \cdot h$, а саме

$$F_{Mi} = \frac{M \times a_i}{\sum_{i=1}^Z a_i^2}.$$

Складові сил F_x і F_y знайдемо зі співвідношень

$$F_x = F \cdot \cos \alpha; \quad F_y = F \cdot \sin \alpha.$$

Зусилля в болтах від дії сили F_y однакові в усіх болтах і дорівнюють $F_F = F_y/Z$, де Z – кількість болтів.

Сумарна сила в i -му болту від спільної дії моменту M і сили F_y

$$F_{\delta i} = F_{Mi} + F_F.$$

При повороті кронштейна відносно осі, що проходить через вісь крайнього болта, змінюються тільки відстані від осі повороту до болтів:

$$a'_1 = a_1 - a_4; \quad a'_2 = a_2 - a_4; \quad a'_3 = a_3 - a_4; \quad a'_4 = a_4 - a_4 = 0.$$

Це позначиться тільки на величині зусиль в болтах, зумовлених дією моменту M . Тоді

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot a'_i}{\sum_{i=1}^Z (a'_i)^2}.$$

Формула для повного зусилля в болтах $F_{\delta i}$ буде така ж, що й в попередньому випадку:

$$F_{\delta i} = F_{Mi} + F_F.$$

Міцність болтів розраховують за напруженням розтягування

$$\sigma_{\text{розтяг}} = \frac{F_{\delta \max}}{\frac{\pi \times d_1^2}{4}} \leq [\sigma_{\text{розтяг}}].$$

2. Розкриття стику не допускається.

З'єднання навантажено силою, спрямованою під кутом α до площини стику (рис. 28).

У цьому випадку з'єднання збирається з попереднім затягуванням. Сила затягування $F_{\text{затяг}}$ кожного з болтів має спричинити таку деформацію

стискання деталей, що з'єднуються, при якій дія зовнішніх сил і моментів не призвела б до розкриття стику.

Умову нерозкриття стику можна записати у такий спосіб:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{затяг}} - (\sigma_M + \sigma_{F_y}) > 0,$$

де $\sigma_{\text{затяг}} = \frac{F_{\text{затяг}} \cdot Z}{A_{\text{ст}}}$; $\sigma_{F_y} = \frac{F_y}{A_{\text{ст}}}$; $\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{ст}}}$;

Z – кількість болтів

Площа $A_{\text{ст}}$ і осьовий момент опору $W_{\text{ст}}$ для суцільного стику дорівнюють

$$A_{\text{ст}} = B \cdot L; \quad W_{\text{ст}} = \frac{B \cdot L^2}{6}.$$

З урахуванням нестабільності затягування умову нерозкриття стику запишемо так:

$$\sigma_{\text{затяг}} = K(\sigma_M + \sigma_{F_y}),$$

де K – коефіцієнт надійності стику ($K = 1,2 \dots 1,5$).

Підставивши в умову нерозкриття стику вираз для напружень $\sigma_{\text{затяг}}$, σ_M , σ_{F_y} отримаємо формулу для розрахунку сили затягування кожного болта.

Для випадку нерозкриття стику вважають, що умовний поворот кронштейна від прикладеного моменту M відбувається відносно осі, що проходить через центр ваги стику (ц.в., див. рис. 28).

У результаті дії моменту $M = F_x \cdot h$ виникають додаткові зусилля в болтах, які знаходимо з таких виразів:

1. Умова рівноваги кронштейна

$$\begin{aligned} M &= F_x \cdot h = \\ &= 2 \cdot F_{M1} \cdot a_1 + 2 \cdot F_{M2} \cdot a_2 + \dots + 2 \cdot F_{Mz/2} \cdot a_{z/2}. \end{aligned} \quad (9)$$

2. Відповідно до закону Гука зусилля в болтах пропорційні їх деформаціям:

$$\frac{F_{M1}}{\Delta_1} = \frac{F_{M2}}{\Delta_2} = \dots = \frac{F_{Mz/2}}{\Delta_{z/2}}. \quad (10)$$

3. Деформації в болтах пропорційні відстаням a_1 до болтів від умовної осі повороту кронштейна:

$$\frac{\Delta_1}{a_1} = \frac{\Delta_2}{a_2} = \dots = \frac{\Delta_{z/2}}{a_{z/2}}. \quad (11)$$

4. З рівнянь (10) і (11) випливає

$$\frac{F_{M1}}{a_1} = \frac{F_{M2}}{a_2} = \dots = \frac{F_{Mz/2}}{a_{z/2}}. \quad (12)$$

Зі спільного розв'язання рівнянь (9) і (12) отримаємо формулу для визначення зусиль у болтах від дії моменту:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot a_i}{\frac{Z}{2} \cdot \sum_{i=1} a_i^2}.$$

Зусилля в болтах, спричинені дією сили F_y ,

$$F_F = F_y / Z,$$

де Z – кількість болтів.

Таким чином, на елементи болтового з'єднання діють такі сили:

1) сила попереднього затягування $F_{затяг}$, що спричиняє розтягнення болтів і стиснення деталей;

2) сили від зовнішнього навантаження: $F_{зовн} = F_{Mi} \pm F_F$, де знак плюс використовується при розрахунках зліва від осі симетрії стику, а знак мінус – при розрахунках справа від осі симетрії стику.

Загальне зусилля в болтах, розташованих зліва:

$$F_{\delta i} = F_{затяг} + \chi \cdot F_{зовн},$$

а в болтах, розташованих справа,

$$F_{\delta i} = F_{затяг} - \chi \cdot F_{зовн},$$

де $\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}$ – коефіцієнт основного навантаження.

За параметрами найбільш навантаженого болта (у цьому випадку першому F_{δ_1}) виконують розрахунок на розтягування:

$$\sigma_{розтяг} = \frac{1,3 \cdot F_{\delta_{max}}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma_{розтяг}].$$

За результатами розрахунків будують епюри напружень в стику і діаграму зусиль в болтах (див. рис. 28).

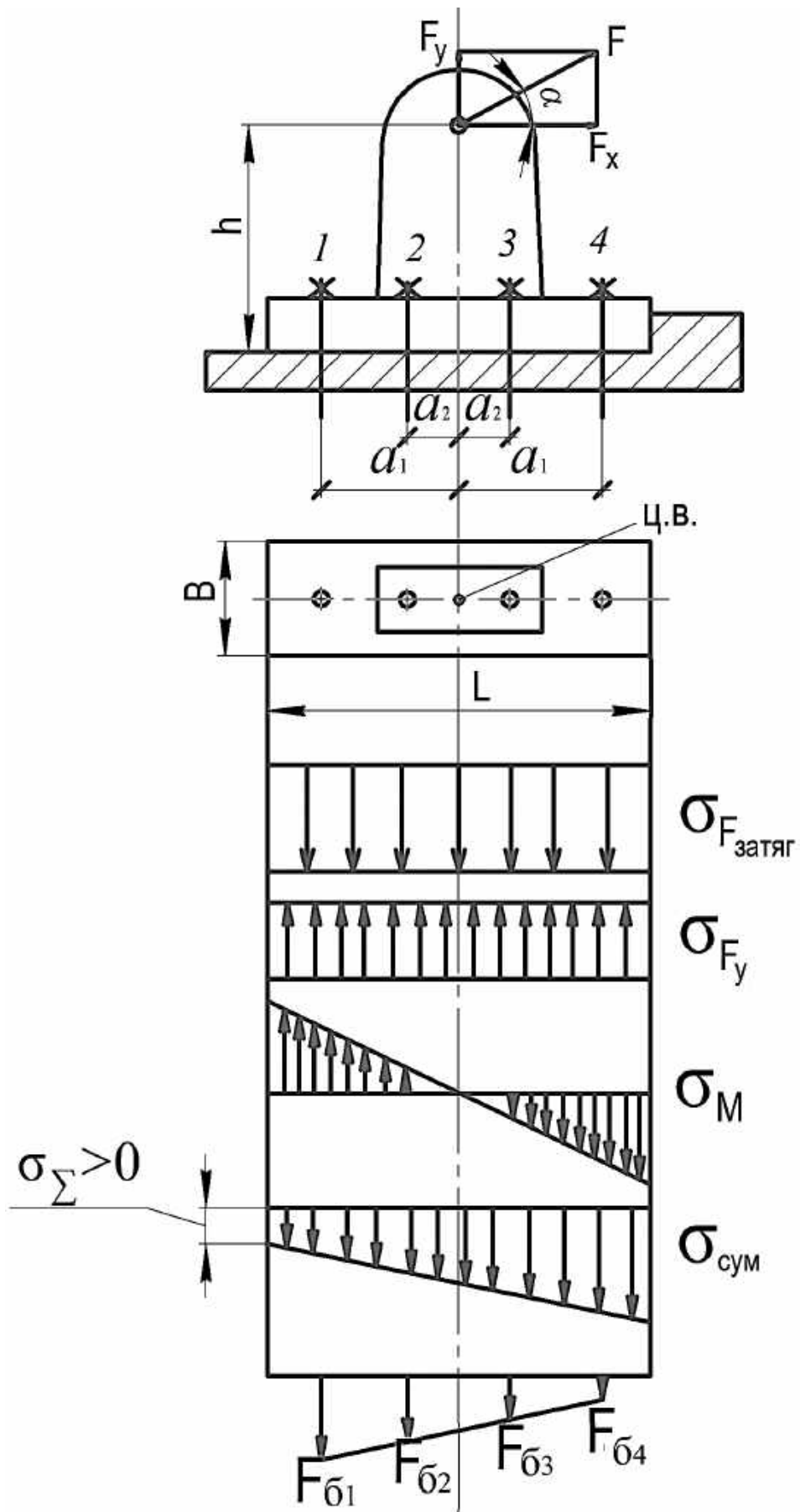


Рис. 28. Група болтів, навантажених відривною силою F_y і перекидальним моментом $M = F_x \cdot h$ (розкриття стику не допускається)

4.3. Шпонкові з'єднання

Шпонка – це деталь, призначена для передачі крутного моменту від вала до маточини або навпаки.

Шпонкові з'єднання бувають:

1. Ненапружені:
 - а) призматичні шпонки;
 - б) сегментні шпонки.
2. Напружені:
 - а) клинові шпонки;
 - б) циліндричні (штифтові) шпонки;
 - в) тангенціальні клинові шпонки.

Шпонки всіх основних типів стандартизовані і їх розміри вибираються за ГОСТами.

З'єднання призматичною шпонкою показано на рис. 29.

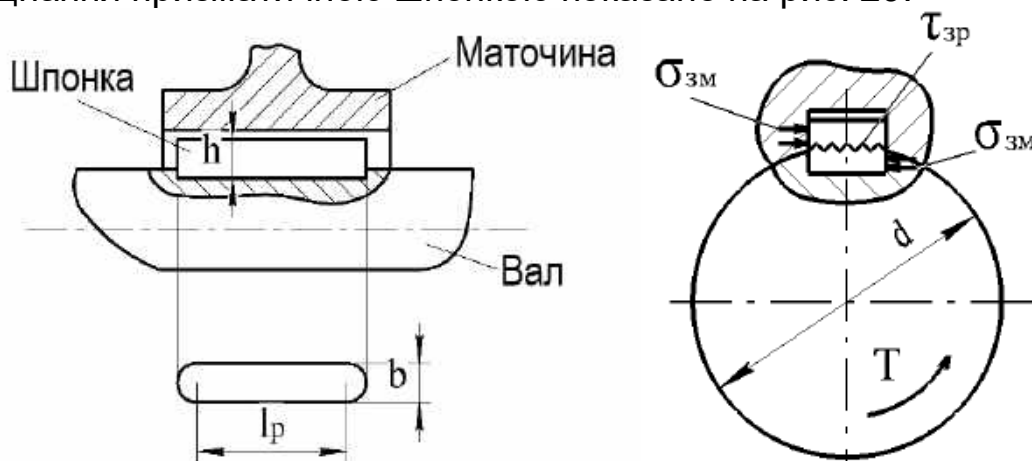


Рис. 29. З'єднання призматичною шпонкою

З'єднання сегментною шпонкою наведено на рис. 30.

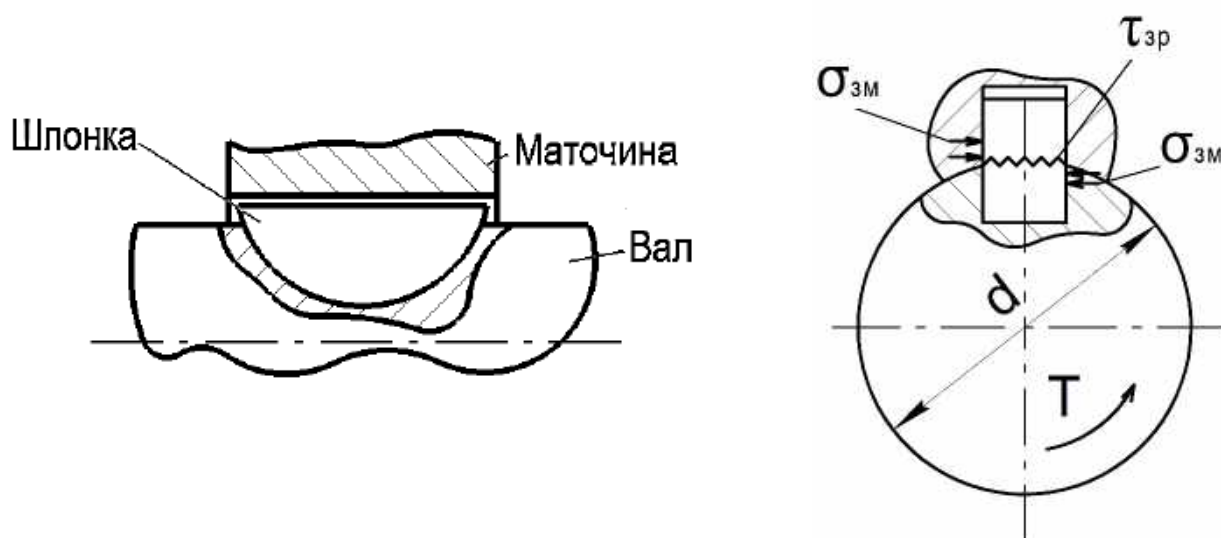


Рис. 30. З'єднання сегментною шпонкою

У розглянутих з'єднаннях момент передається з вала на маточину бічними гранями шпонки. При цьому на них виникають напруження зминання $\sigma_{зм}$, а в поздовжньому перерізі шпонки – напруження зрізування $\tau_{зр}$.

Нині призматичні шпонки широко застосовують в усіх галузях машинобудування.

Переваги:

1. Простота конструкції.
2. Порівняно низька вартість.

Недоліки:

1. З'єднання послаблює вал і маточину шпонковими пазами.
2. Зниження втомної міцності через наявність концентраторів у шпоночній канавці.
3. Труднощі забезпечення взаємозамінності, тобто необхідність приганяння або підбору шпонки за пазом.

Перекіс (вивертання) призматичної шпонки під навантаженням значно послаблює з'єднання.

Сегментна шпонка з глибоким пазом у цьому разі має перевагу. Її вважають за краще застосовувати при масовому виробництві.

При розрахунку призматичних шпонок приймаємо такі допущення:

1. Шпонка врізана у вал на половину висоти.
2. Напруження зминання $\sigma_{зм}$ розподіляється рівномірно по висоті і довжині шпонки.
3. Плече рівнодіючої цих напружень дорівнює $d/2$.

Розглядаючи рівновагу вала і маточини при таких допущеннях, отримуємо умови міцності шпонки у вигляді

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{зм}];$$

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{b \cdot l_p \cdot d} \leq [\tau_{зр}].$$

При проектуванні шпонок зазвичай з умови міцності на зминання визначають довжину шпонки і вибирають її розміри за ГОСТом.

Умова міцності на зріз стандартних шпонок забезпечена при стандартизації. При проектуванні ця перевірка не потрібна.

З'єднання напруженої клинової шпонки показано на рис. 31.

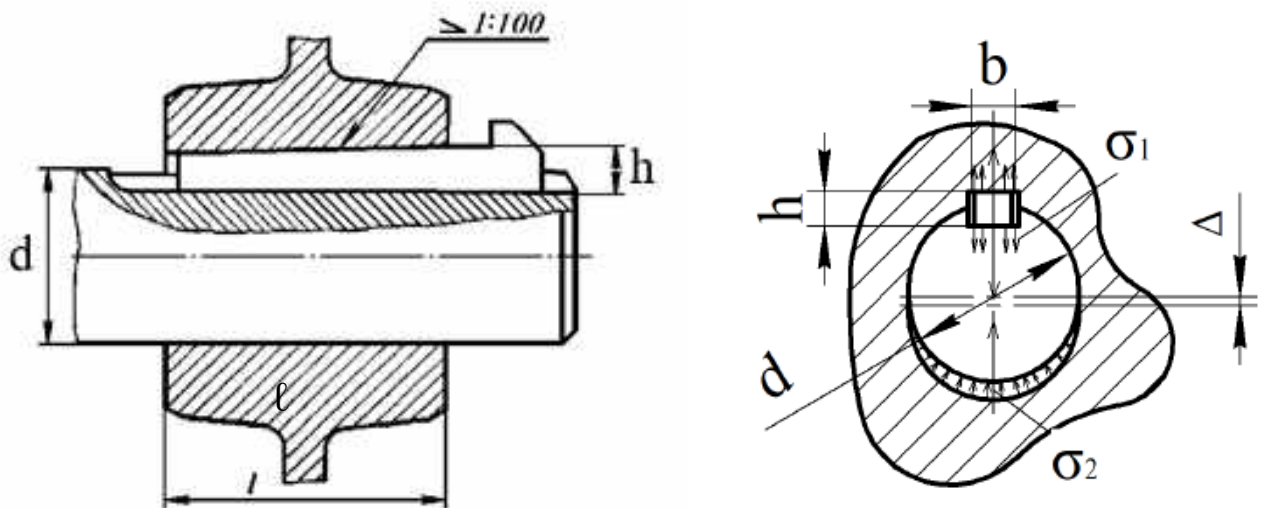


Рис. 31. З'єднання клиновою шпонкою

У цьому з'єднанні (рис. 31):

1. Між валом і маточиною є зазор.
2. Шпонка розташована в пазу з бічними зазорами.
3. Передача крутного моменту відбувається завдяки силам тертя, які утворюються у з'єднанні від запресування шпонки.
4. При запресуванні шпонки має місце зміщення центрів вала і маточини на величину Δ . Зміщення спричиняє дисбаланс і негативно позначається при великих швидкостях обертання.
5. Крім дисбалансу клинова шпонка має і технологічний недолік. Обробка паза в маточині з ухилом потребує індивідуального припасування шпонки по пазу.

Таке припасування абсолютно не припустиме в умовах масового виробництва. Ці недоліки призвели до того, що застосування клинових шпонок різко скоротилося.

Ще до прикладання навантаження у з'єднанні утворюються напруження σ_1 і σ_2 (див. рис. 31). Нині немає даних про величину σ_1 , яку можна отримати при запресуванні шпонки.

Допустима сила між шпонкою і валом визначається з розрахунків на зминання при трикутній по ширині шпонки епюрі тиску, утвореній в результаті її забивання і дії моменту.

У розрахунковій схемі (рис. 32) дію напружень σ_1 і σ_2 замінено рівнодіючими N . Зовнішньому моменту перешкоджає пара сил тертя $F = N \cdot f$ і защемлення шпонки.

Точка прикладання рівнодіючої N трикутної епюри зміщена від центральної осі на величину $\frac{1}{6} b$.

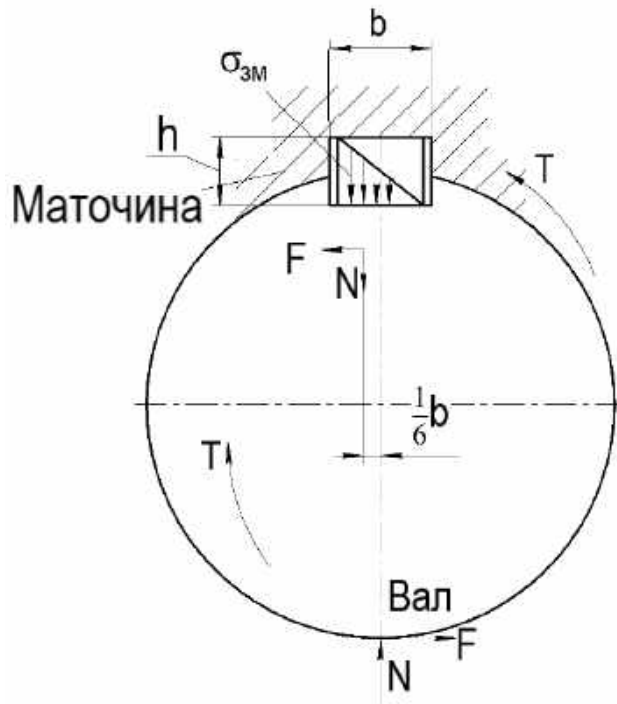


Рис. 32. Розрахункова схема визначення напружень у з'єднанні клинковою шпонкою

Величину σ визначають з умов

$$\sigma \frac{bl}{2} = N$$

і $T = N \cdot f \cdot d + N \frac{1}{6} b$. Вирішивши їх спільно відносно σ , отримаємо

$$\sigma = \frac{2 \cdot T}{bl (fd + \frac{1}{6} b)} \leq [\sigma_{3М}].$$

Циліндричні (штифтові) шпонки показано на рис. 33.

Циліндричну шпонку можна використовувати для закріплення деталей на кінці вала.

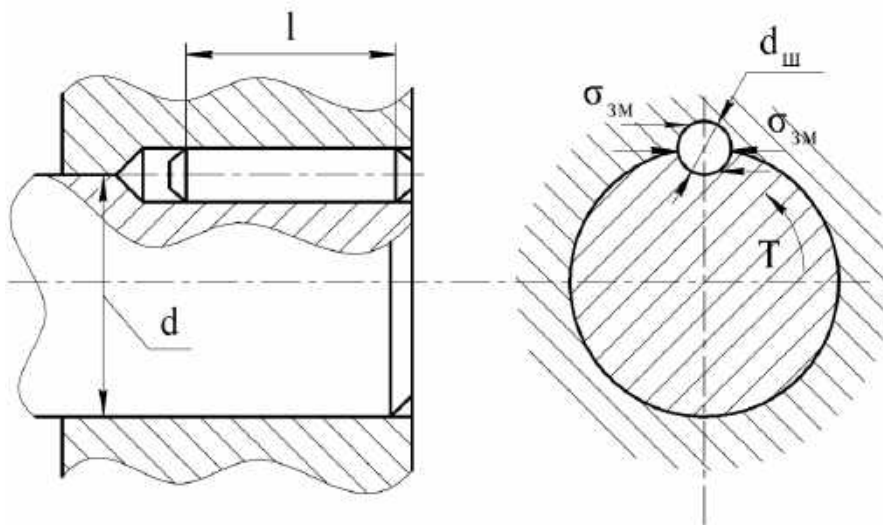


Рис. 33. З'єднання циліндричною шпонкою

У цьому з'єднанні отвір під шпонку свердлять і обробляють розгорненням після посадки маточини на вал. При великих навантаженнях ставлять дві або три циліндричні шпонки, розташовують їх під кутом 180° або 120° . Циліндричну шпонку встановлюють в отвір з натягом, тому вона спричиняє радіальну розпірну силу. У деяких випадках шпонці надають конічної форми.

Умова міцності з'єднання циліндричною шпонкою за напруженнями зминання така ж, як і для призматичних шпонок:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot l \cdot d} \leq [\sigma_{зм}].$$

З'єднання тангенціальною шпонкою наведено на рис. 34.

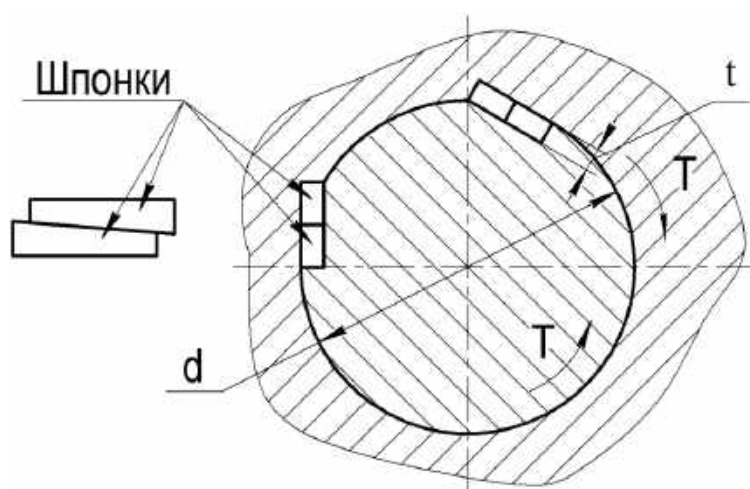


Рис. 34. З'єднання тангенціальною шпонкою

Це з'єднання відрізняється від звичайного клинового тим, що тут натяг між валом і маточиною створюється не в радіальному, а в дотичному напрямку, в зв'язку з чим необхідне установлення двох шпонок.

Шпонки в таких з'єднаннях працюють на стискання, тобто в кращих умовах, ніж в інших з'єднаннях. Кожна шпонка складається з двох односкісних клинів.

З'єднання тангенціальними шпонками застосовується у важкому машинобудуванні при великих динамічних навантаженнях.

Момент створюється коловою силою F_t на шпонці, яка діє на плечі $(d-t)/2$, і силою тертя $F_t \cdot f$ між маточиною і валом, яка діє на плечі $d/2$.

Матеріали і запаси міцності шпонок

Стандартні шпонки виготовляють з вуглецевої або легованої сталі.

Вибір коефіцієнтів запасів міцності залежить від режиму роботи, міцності матеріалу вала і втулки, типу посадки втулки на вал.

Допустимі напруження $[\sigma_{зм}]$ в шпонкових з'єднаннях при нереверсивному спокійному навантаженні можна вибрати з коефіцієнтом безпеки щодо границі плинності найбільш слабкого матеріалу, який дорівнює 1,5...2, при реверсивному – в 1,5 раза більше.

Необхідно також зазначити, що матеріал шпонок доцільно призначати менш міцним, ніж матеріал вала і маточини.

4.4. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання утворюються за наявності зовнішніх зубів на валу і внутрішніх зубів в отворі маточини (рис. 35).

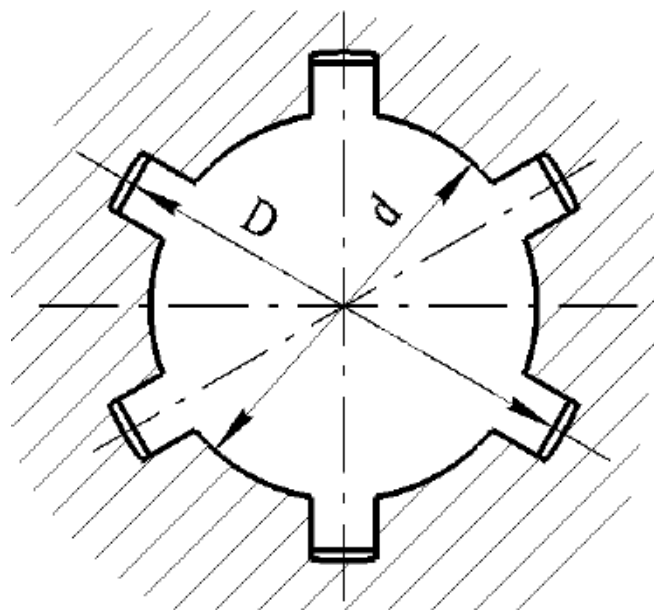


Рис. 35. Шліцьове з'єднання

Усі розміри шліцьових з'єднань, а також допуски на них стандартизовані.

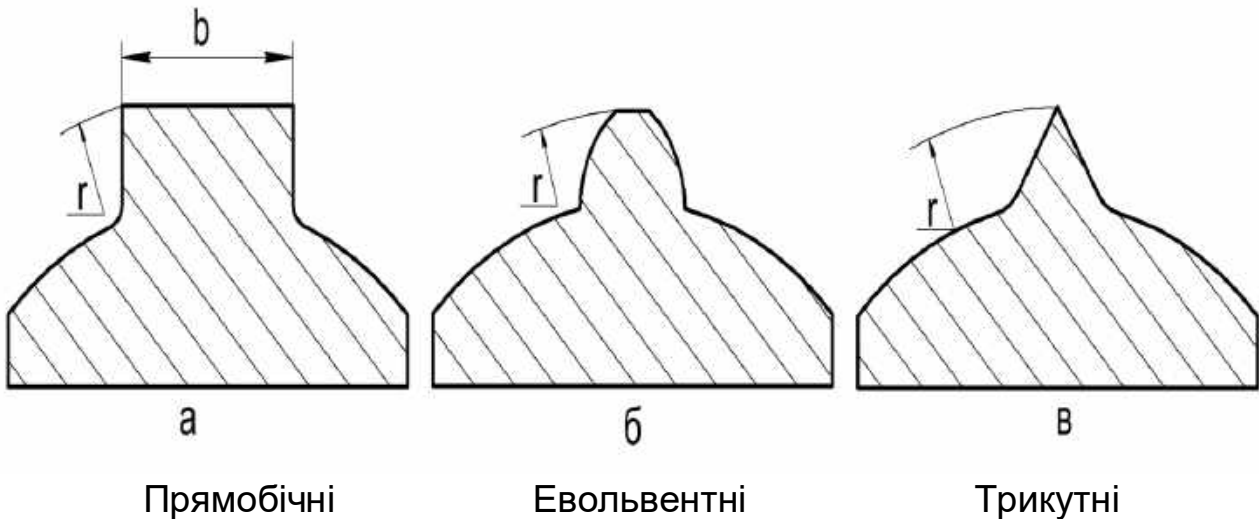
Шліцьові з'єднання порівняно зі шпонковими мають ряд переваг:

1. Деталі краще центруються на валах.
2. Міцність з'єднання, особливо при динамічних навантаженнях, підвищується внаслідок збільшення сумарної робочої поверхні зубів порівняно з поверхнею шпонки, а також внаслідок зменшення глибини пазів і рівномірного розподілу навантаження по колу вала.

Переваги шліцьового з'єднання перед шпонковим обумовили його широке застосування у високонавантажених машинах (автотракторна промисловість, верстатобудування, авіабудування і т. д.).

В авіації в основному застосовують шліци.

За формою профілю зубів розрізняють три типи з'єднань:



Кількість зубів у шліцьових з'єднаннях змінюється в межах від 6 до 20.

Способи центрування

1. Центрування за діаметром d або D (див. рис. 35).
2. Центрування по бічних поверхнях.

Центрування за діаметром D або d забезпечує більш високу співвісність вала і маточини порівняно з центруванням по бічних поверхнях.

Центрування по бічних гранях забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження по зубцях, тому його застосовують при важких умовах роботи.

Діаметр центрування (зовнішній або внутрішній) вибирають виходячи з технологічних умов. При високій твердості втулки рекомендують центрувати по внутрішньому діаметру і навпаки.

З'єднання з евольвентними зубцями виконують з центруванням по бічних гранях або по зовнішньому діаметру вала. Найбільш поширеним є перший спосіб центрування.

З'єднання з трикутними зубцями не стандартизовані, їх застосовують головним чином як нерухомі. Внаслідок технологічних труднощів трикутні зубці часто замінюють дрібними евольвентними зубцями.

Розрахунок шліцьових (зубчастих) з'єднань на міцність

Розміри зубів, як і шпонок, вибирають за таблицями стандартів залежно від діаметра вала.

Бічні поверхні зубів зазнають напруження зминання, а в перерізах біля їх основ виникають напруження зрізання і згинання (рис. 36).

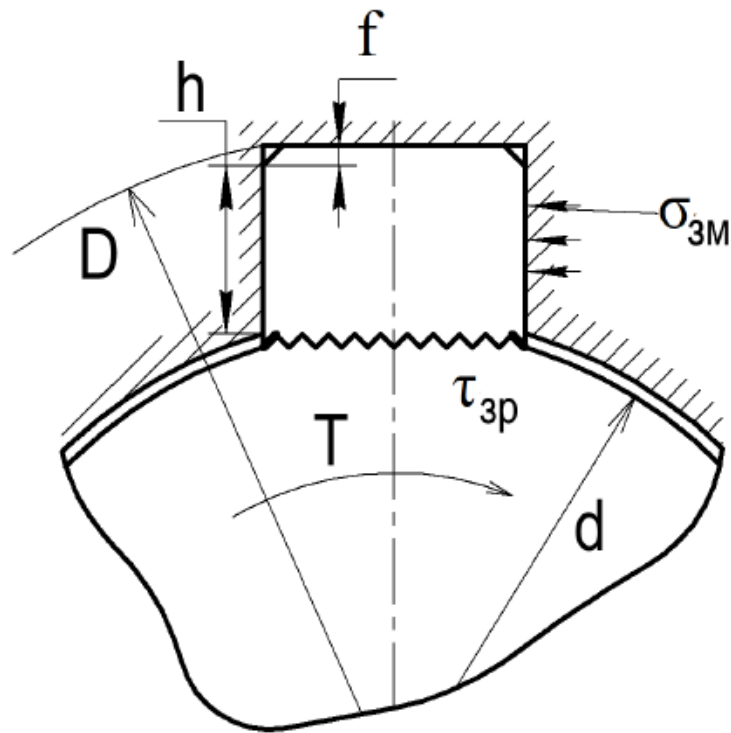


Рис. 36. До розрахунку зубів шліцевого з'єднання на міцність

Для зубів стандартного профілю вирішальне значення мають напруження зминання, які визначають за формулою

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{k \cdot z \cdot h \cdot \ell \cdot r_{сер}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $k \approx 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу зусиль між зубами;
 Z – кількість зубів;
 h – висота поверхні контакту зубів;
 ℓ – робоча довжина зубів;
 $r_{сер} = (D + d)/4$ – середній радіус поверхні контакту (для прямозубих зубів $h = \frac{D-d}{2} - 2f$, для евольвентних $h \approx m$; $r_{сер} = m \cdot z/2$, де m – модуль).

4.5. Заклепкові з'єднання

4.5.1. Загальні відомості

Заклепкові з'єднання належать до нерознімних з'єднань.

У більшості випадків заклепкові з'єднання застосовують для з'єднання листів і фасонних профілів.

З'єднання утворюють розклепуванням стрижня заклепки, вставленої в отвір деталей (рис. 37).

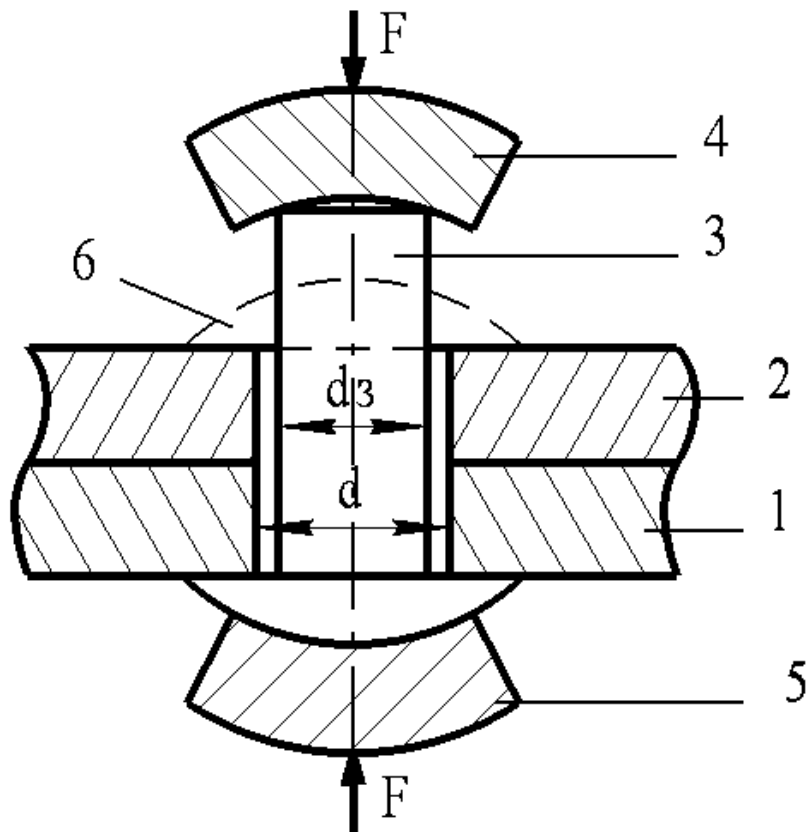


Рис. 37. Заклепкове з'єднання

Заклепкове з'єднання складається з двох листів, що з'єднуються, 1 і 2, в яких виконано отвір і встановлено заклепку 3. За допомогою обтискача 4 і підставки 5 зусиллям F здійснюють розклепування заклепки 3, у результаті утворюється замикальна головка 6. При розклепуванні стрижень заклепки діаметром d_3 збільшується і заповнює зазор в отворі діаметром d .

Сили, спричинені пружними деформаціями деталей і стрижня заклепки, стягують деталі. Відносному зсуву деталей чинять опір стрижень заклепки і частково сила тертя в стику.

Клепання можна здійснювати вручну або машинним способом. Сталеві заклепки малого діаметра (до 12 мм) і заклепки з кольорових матеріалів установлюють холодним способом, тобто без нагрівання.

Сталеві заклепки діаметром більше 12 мм установлюють гарячим способом (гаряче клепання).

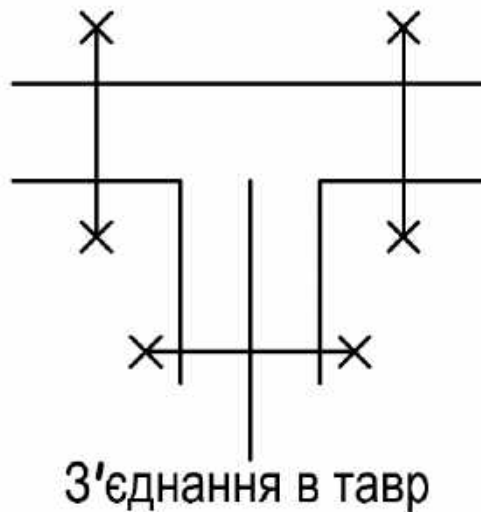
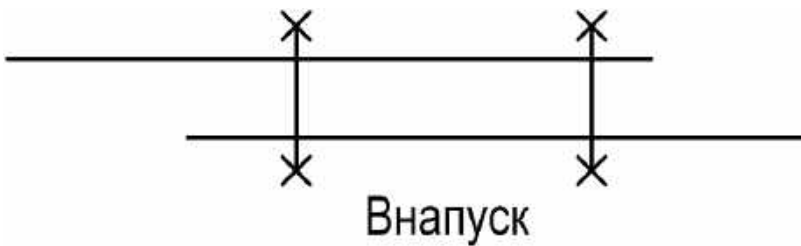
Залежно від конструкції з'єднання застосовують різні типи заклепок. Геометричні розміри і форми заклепок стандартизовані.

За призначенням заклепкові з'єднання прийнято поділяти на такі три групи:

1. Міцні (застосовують в металоконструкціях).
2. Міцнощільні (у резервуарах з високим тиском).
3. Щільні (у резервуарах з невеликим тиском).

Типи заклепкових швів

Застосовують такі типи заклепкових швів:



Переваги заклепкових з'єднань:

1. Стабільність і контрольованість якості.
2. Можливість з'єднання деталей, нагрівання яких не допускається.
3. Можливість з'єднання важкозварюваних деталей.
4. Хороша робота при змінних і вібраційних навантаженнях.

Недоліки заклепкових з'єднань:

1. Підвищена витрата матеріалу (приблизно на 15...20 %) порівняно зі зварними з'єднаннями.
2. Процес досить шумний і малопродуктивний.
3. Висока вартість.

4.5.2. Розподіл зусиль між заклепками

1. Заклепки розташовуються по лінії, перпендикулярній до лінії дії навантаження (рис. 38).

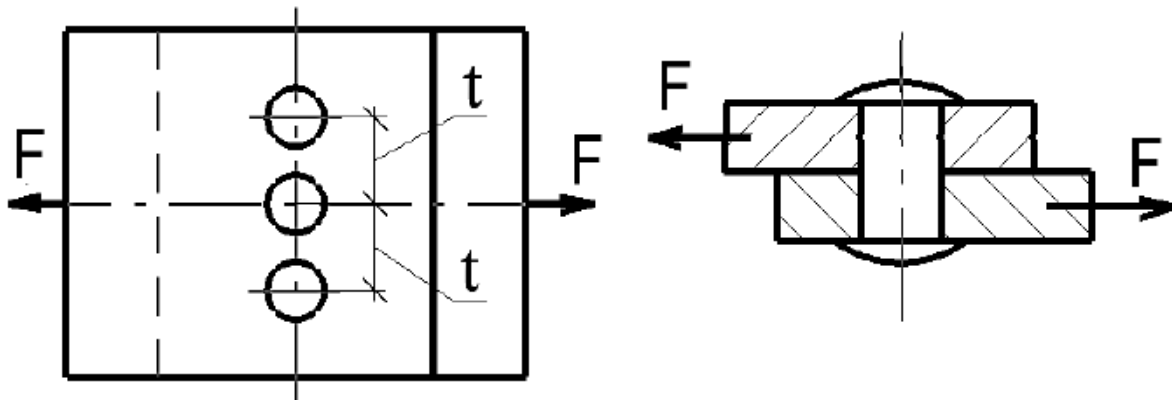


Рис. 38. Заклепковий шов, перпендикулярний до лінії дії навантаження F :
 t – крок заклепкового шва

У цьому випадку зусилля на заклепку визначають таким чином:

$$F_{\text{зак}} = \frac{F}{Z},$$

де Z – кількість заклепок.

2. Заклепки розташовуються по лінії дії сили (рис. 39).

У цьому випадку сила F розтягує деталі, що з'єднуються, прагнучи зрушити їх відносно одна одної.

Якщо б деталі, що з'єднуються, були абсолютно жорсткими, то зусилля в усіх заклепках були б однакові. Внаслідок пружної деформації деталей розподіл зусиль виявляється нерівномірним.

Побудуємо епюри навантажень на деталі 1 і 2 і позначимо деформації ділянок через Δ . З наведених епюр навантажень видно, що в заклепковому з'єднанні на різних ділянках спостерігається неоднакова різниця деформацій. На крайніх ділянках між заклепками 1 – 2 і 3 – 4 через різницю деформацій однойменних ділянок деталей 1 і 2, що з'єднуються, крайні заклепки отримують додаткові прирости навантаження. Середня ділянка між заклепками 2 і 3 деформується однією і тією ж силою F_2 . Наявність однакової деформації не спричиняє додаткового навантаження.

При такому розташуванні заклепок зусилля між ними розподіляються неоднаково. Крайні заклепки більш навантажені, а середні – менш навантажені (див. рис. 39).

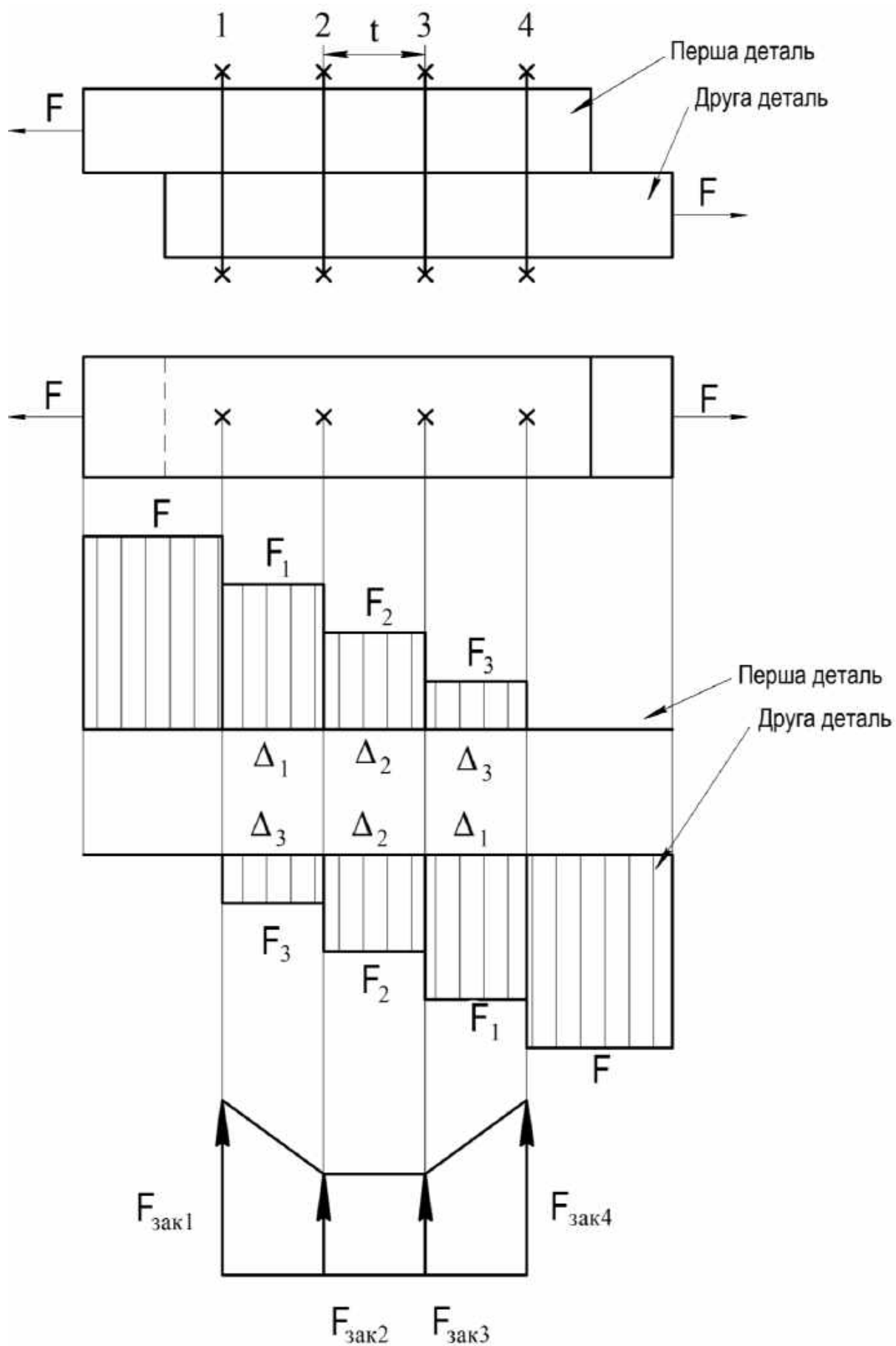


Рис. 39. Розподіл зусиль між заклепками, розташованими по лінії дії сили

Зусилля в i -й заклепці визначається як різниця зусиль в сусідніх ділянках деталі праворуч і ліворуч від розглянутої заклепки:

$$\begin{aligned}F_{\text{зак}1} &= F - F_1; \\F_{\text{зак}2} &= F_1 - F_2; \\F_{\text{зак}3} &= F_2 - F_3; \\F_{\text{зак}4} &= F_3.\end{aligned}$$

За проведеним аналізом можна зробити висновки:

1. Зусилля в заклепках не однакові через піддатливості деталей, що з'єднуються.

2. Через нерівномірність розподілу зусиль між заклепками не можна ставити в ряд велику кількість заклепок:

а) $Z \leq 6$ при постійних навантаженнях;

б) $Z \leq 4$ при змінних навантаженнях.

При статичному навантаженні заклепкового шва збільшення сили F може призвести до того, що напруження в крайніх заклепках можуть досягти границі плинності. При цьому зусилля по заклепках вирівнюються і руйнування заклепкового шва відбудеться одночасно по всіх заклепках. При розрахунках можна допустити, що кожна з заклепок сприймає однакове навантаження $F_{\text{зак}} = F/z$ (де z – кількість заклепок).

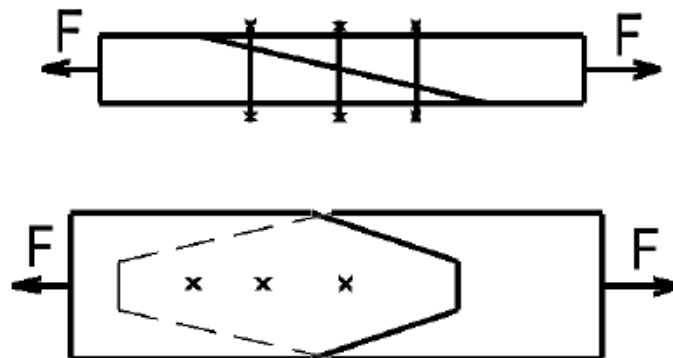
Якщо навантаження змінне, то при його збільшенні напруження в крайніх заклепках можуть досягти границі витривалості. Границя витривалості зазвичай менше границі плинності і утомне руйнування відбудеться раніше, ніж матеріал потече. Тому при змінних навантаженнях припустити, що навантаження в усіх заклепках однакові, не можна.

Заходи, що покращують розподіл навантаження між заклепками

Деталі, що з'єднуються, виконують зі змінною жорсткістю:

а) змінна товщина деталей, що з'єднуються;

б) змінна ширина.



4.5.3. Розрахунок одиночних заклепок міцних швів

Розглянемо найпростіший шов – однорядний, однозрізний внапуск (рис. 40).

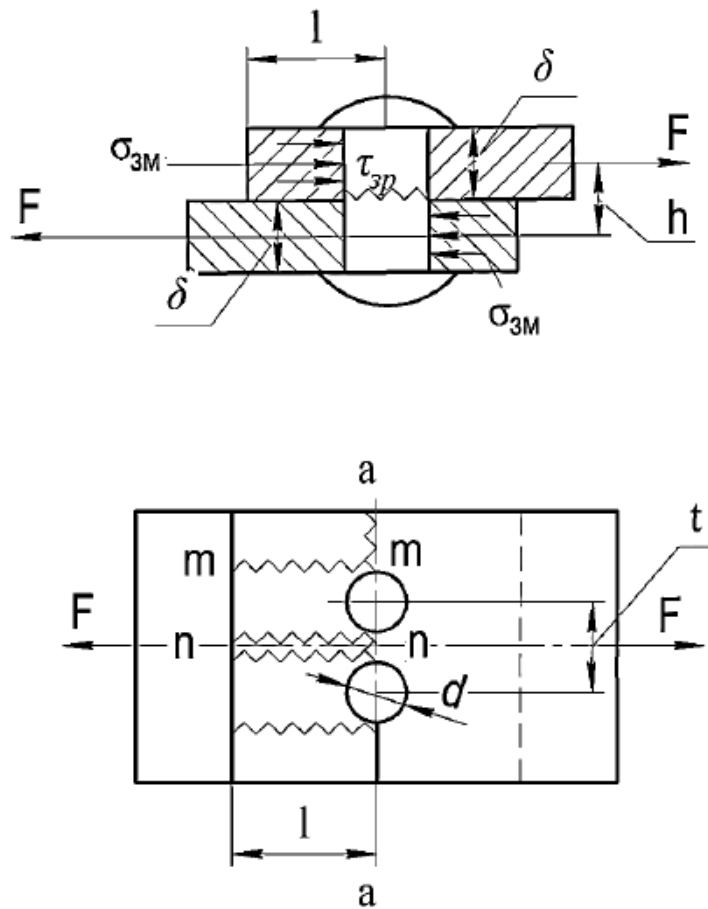


Рис. 40. До розрахунку одиночних заклепок міцних швів: d – діаметр заклепки; δ – товщина листів; t – крок заклепкового шва; h – плече згинального моменту; F – сила, що діє на ділянці шва шириною t

Для цього заклепкового шва можна записати такі умови міцності:

1) на зріз для заклепки

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{зр}]; \quad (13)$$

2) на зминання між заклепками і листом

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{(d \cdot \delta)} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (14)$$

3) на розтягнення (розрив) листа по перерізу $a - a$

$$\sigma_p = \frac{F}{[(t - d) \cdot \delta]} \leq [\sigma_p]; \quad (15)$$

4) на зріз листа одночасно за двома перерізами $m - m$ і $n - n$ у припущенні, що зрізування відбудеться по довжині $\ell - d/2$:

$$\tau'_{зр} = \frac{F}{\left[2 \cdot \delta \left(\ell - \frac{d}{2}\right)\right]} = [\tau'_{зр}]. \quad (16)$$

Розрахунок заклепок на згинання не проводиться, оскільки плече h мале і згинальний момент $M_{зг} = F \cdot h$ малий. Для усунення плеча ставлять двозрізні заклепкові з'єднання.

Зі спільного розв'язання рівнянь (13) і (14) при $[\sigma_{зм}] = 1,6[\tau_{зр}]$ випливає, що діаметр заклепки $d = 2\delta$. Тому беруть діаметр заклепки d , який дорівнює двом товщинам листів, що з'єднуються. Такий діаметр заклепки виходить з умови рівномірності її на зминання і зрізування.

З рівнянь (13) і (15) при $[\sigma_p] = [\tau_{зр}]$ і $d = 2\delta$ випливає, що крок заклепкового шва можна брати таким, що дорівнює $t \approx 2,6 \cdot d$. На практиці зазвичай беруть $t = 3d$.

З рівнянь (13) і (16) при $[\tau'_{зр}] = 0,8 \cdot [\tau_{зр}]$ і $d = 2\delta$ отримуємо $l \approx 1,5 \cdot d$.

На практиці використовують $l = (1,5 \dots 2)d$.

Для однозрізних заклепок розрахунковим є розрахунок на зрізування з подальшою перевіркою на зминання.

При знакозмінних навантаженнях зазначені допустимі напруження отримують множенням на коефіцієнт γ :

$$\gamma = \frac{1}{a - b \cdot F_{\min}/F_{\max}} \leq 1,$$

де F_{\min} і F_{\max} – найменша і найбільша за абсолютним значенням сили, що діють на заклепки, взяті зі своїми знаками;

a і b – коефіцієнти:

$a = 1$ і $b = 0,3$ – для низьковуглецевих сталей;

$a = 1,2$ і $b = 0,8$ – для середньовуглецевих сталей.

4.5.4. Розрахунок групових заклепкових з'єднань

Умови навантаження заклепок подібні до умов навантаження болтів, поставлених без зазору. Тому для заклепок залишаються справедливими розрахункові формули, які визначають міцність за напруженнями зрізування $[\tau_{зр}]$ і зминання $[\sigma_{зм}]$.

При дії на груповий заклепковий шов прикладеного навантаження F розрахунок на міцність за наведеними вище формулами проводять лише для найбільш навантаженої заклепки.

Розглянемо групове заклепкове з'єднання (рис. 41).

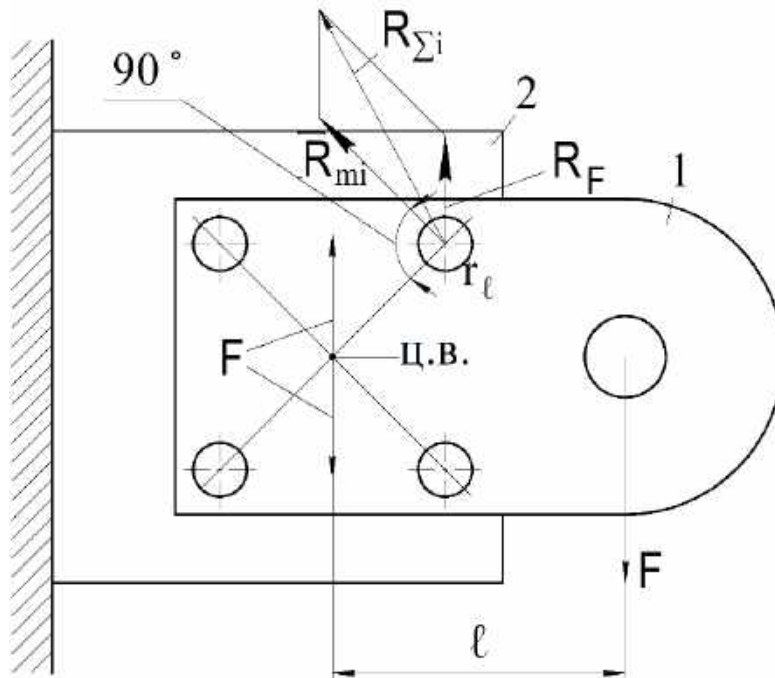


Рис. 41. Групове заклепкове з'єднання

Перенесемо силу F в центр ваги (ц. в.) заклепкового з'єднання статичним нулем. Сила F спричиняє зсув деталі 1 відносно деталі 2. Реакція на одну заклепку від сили F

$$R_F = F/Z.$$

При дії моменту елемент 1 буде прагнути повернутися відносно елемента 2 навколо центру ваги з'єднання. У кожній заклепці виникає реакція від дії моменту R_{Mi} .

Для визначення реакції R_{Mi} запишемо такі рівняння:

1. Рівняння рівноваги Кронштейна в моментах:

$$M = F \cdot \ell = R_{M1} \cdot r_1 + R_{M2} \cdot r_2 + R_{M3} \cdot r_3 + \dots + R_{Mz} \cdot r_z. \quad (17)$$

2. Відповідно до закону Гука зусилля в заклепках пропорційні їх деформації Δ_i :

$$\frac{R_{M1}}{\Delta_1} = \frac{R_{M2}}{\Delta_2} = \frac{R_{M3}}{\Delta_3} = \dots = \frac{R_{Mz}}{\Delta_z}. \quad (18)$$

3. Деформації заклепок пропорційні їх відстанні від центру ваги стику r_i :

$$\frac{\Delta_1}{r_1} = \frac{\Delta_2}{r_2} = \frac{\Delta_3}{r_3} = \dots = \frac{\Delta_z}{r_z}. \quad (19)$$

4. З рівнянь (18) і (19) випливає, що зусилля в заклепках від моменту пропорційні їх відстаням від центру ваги стику:

$$\frac{R_{M1}}{r_1} = \frac{R_{M2}}{r_2} = \frac{R_{M3}}{r_3} = \dots = \frac{R_{Mz}}{r_z}. \quad (20)$$

Вирішуючи спільно рівняння (17) і (20), отримуємо вираз для визначення реакцій в заклепках від дії моменту $M = F \cdot \ell$:

$$R_{Mi} = \frac{F \cdot \ell \cdot r_i}{\sum_{i=1} r_i^2}.$$

4.5.5. Розрахунок заклепок складених балок

Розглянемо для прикладу складену балку, наведену на рис. 42.

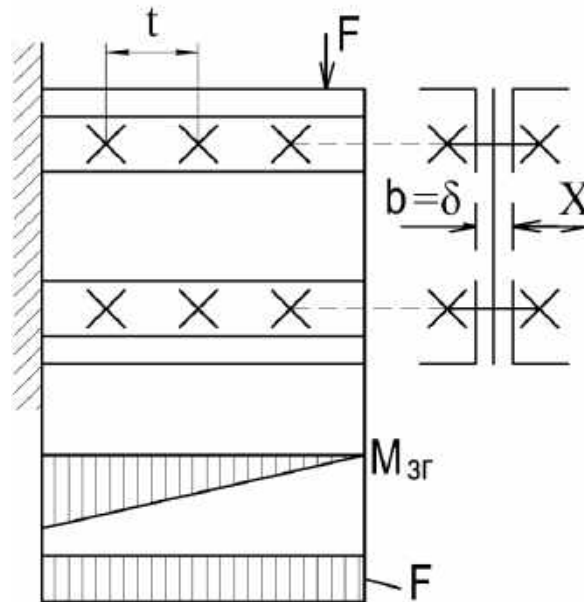


Рис. 42. До розрахунку складених балок

У розглянутій складеній балці кутики і листи з'єднані між собою заклепками в тавр. Таких з'єднань в літакових конструкціях багато.

У поперечних перерізах балки виникають згинальні моменти і поперечні сили. Наявність згинального моменту пов'язано з виникненням у поперечних перерізах балки нормальних напружень

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{J_x}.$$

Наявність поперечної сили пов'язане з виникненням дотичних напружень у поперечних перерізах балки, а згідно із законом парності дотичних напружень – і в її поздовжніх перерізах.

Для визначення дотичних напружень виріжемо з балки елемент довжиною $dz = t$ (де t – крок між заклепками) і шириною, які дорівнює товщині балки: $b = \delta$ у загальному випадку, b – це ширина балки в розглядуваному поздовжньому волокні. У перерізі 1 – 1 (рис. 43) діють нормальні напруження $\sigma_1 = M_1 \cdot y / J_x$, де M_1 – згинальний момент у перерізі 1 – 1; J_x – момент інерції; y – відстань від нейтральної осі до розглядуваного волокна.

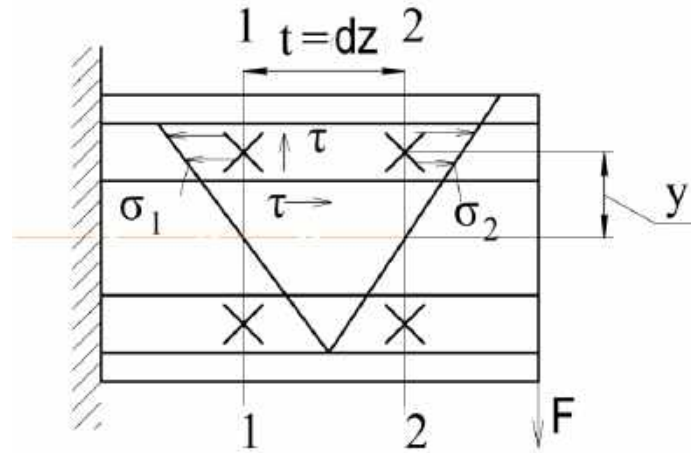


Рис. 43. Нормальні й дотичні напруження в складеній балці

Крім того, у зазначеному перерізі діють невідомі поки дотичні напруження τ . У перерізі 2 – 2 діють нормальні напруження $\sigma_2 = M_2 \cdot y / J_x$ і дотичні напруження.

У цьому волокні (на відстані «у» до осі заклепки) діють тільки дотичні напруження, згідно із законом парності вони дорівнюють дотичним напруженням, що діють по вертикальних гранях.

Складемо рівняння рівноваги відсіченого елемента балки. Спроекуємо сили, що діють на елемент, на горизонтальну вісь. Очевидно, дотичні напруження, що діють по вертикальних гранях, до зазначеного рівняння не увійшли.

Нормальні зусилля, які діють на гранях 1 – 1 і 2 – 2, мають рівнодіючу:

$$N_1 = \int_A \sigma_1 \cdot dA = \frac{M_1}{J_x} \int y \cdot dA = \frac{M_1}{J_x} S_x;$$

$$N_2 = \int_A \sigma_2 \cdot dA = \frac{M_2}{J_x} \int y \cdot dA = \frac{M_2}{J_x} S_x,$$

де S_x – статичний момент відсіченої площини частини перерізу відносно нейтральної осі.

Зсувна сила $T = \tau \cdot b \cdot dz$, тоді рівняння рівноваги $\frac{S_x}{J_x} (M_1 - M_2) = \tau \cdot b \cdot dz$. Уведемо позначення $M_1 - M_2 = d_M$ і перепишемо останній вираз $\frac{S_x \cdot dM}{J_x} = \tau \cdot b \cdot dz$.

Використовуючи залежність $\frac{dM_z}{dz} = F$, остаточно запишемо вираз, який називається формулою Журавського:

$$\frac{S_x \cdot F}{J_x \cdot b} = \tau = \frac{T}{b \cdot t}$$

Останній вираз дозволяє записати формулу для визначення зсувної сили T , що діє на одну заклепку:

$$T = \frac{F \cdot S_x \cdot t}{J_x}$$

З наведених формул видно, що в складених балках заклепки працюють на опір зсуву. Дотичні напруження визначають за формулою Журавського, а зсувну силу – за отриманою формулою $T = \frac{F \cdot S_x \cdot t}{J_x}$.

Визначивши зсувну силу, проведемо розрахунок складених балок за формулами, записаними для одиночної заклепки:

– на зріз

$$T \leq 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} [\tau_{зр}];$$

– на зминання

$$T \leq b \cdot d [\sigma_{зм}].$$

4.5.6. Матеріали і допустимі напруження для заклепок

Заклепки виготовляють з таких матеріалів:

1. Сталь 10, Ст2, Ст3, Х18Н9Т та ін.
2. Мідь – М3.
3. Латунь – Л63.
4. Алюмінієві сплави Д16, Д18 та інші матеріали.

Матеріал заклепок повинен бути насамперед пластичним, оскільки це полегшує клепаання і сприяє рівномірному розподілу навантаження між заклепками.

Особливо небезпечним у заклепковому з'єднанні є поєднання різнорідних матеріалів, які здатні утворювати гальванічні пари. Виникаючі при цьому гальванічні струми досить швидко руйнують з'єднання.

Для з'єднання алюмінієвих деталей застосовують алюмінієві заклепки, а для мідних – мідні.

Допустимі напруження при розрахунку на зрізування і зминання можна брати такими:

$$\begin{aligned} [\tau_{зр}] &= (0,5 \dots 0,6)\sigma_T; \\ [\sigma_{зм}] &= (0,8 \dots 1)\sigma_T, \end{aligned}$$

де σ_T – границя плинності.

4.6. Зварні з'єднання

4.6.1. Загальні відомості

Зварювання – це технологічний процес з'єднання деталей, оснований на використанні сил молекулярного зчеплення.

Воно є одним з найпоширеніших сучасних прогресивних способів отримання різних конструкцій. Зварюванням виготовляють станини, рами і підстави машин, корпуси редукторів, зубчасті колеса, шківни, зірочки, барабани, труби і т. д.

Затверділий після зварювання метал, який з'єднує зварювані деталі, називають зварним швом.

Нині освоєне зварювання всіх конструкційних сталей (включаючи високолеговані), чавуну, міді, алюмінієвих та інших сплавів кольорових матеріалів, а також деяких пластмас.

Міцність зварних з'єднань при статичних і ударних навантаженнях доведена до міцності деталей з цілого металу.

Порівняно з клепами і литими конструкціями зварні мають такі переваги:

1. Економія металу. Застосування зварювання замість клепаання знижує масу конструкції на 15...20 %.
2. Низька трудомісткість і, отже, вартість зварних конструкцій.
3. Безшумність.
4. Висока продуктивність, а також можливість автоматизації процесу зварювання.

Відповідно до зазначених переваг зварні конструкції, за винятком деяких спеціальних випадків, витіснили клепаєні.

Недоліки зварних з'єднань:

1. Гірше працюють при змінних і вібраційних навантаженнях.
2. Складність і трудомісткість контролю якості зварних швів.

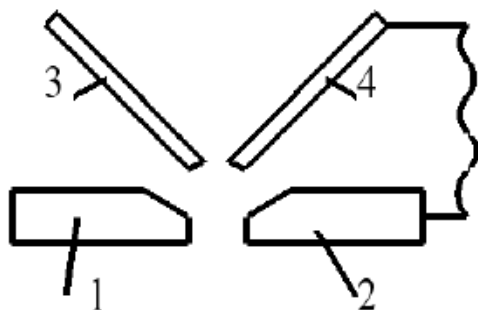
3. Важко варити товстостінні деталі.
4. Не всі матеріали добре зварюються.
5. Місцеве нагрівання призводить до появи залишкових напружень і викривлення.

4.6.2. Види зварювання, зварні з'єднання і зварні шви

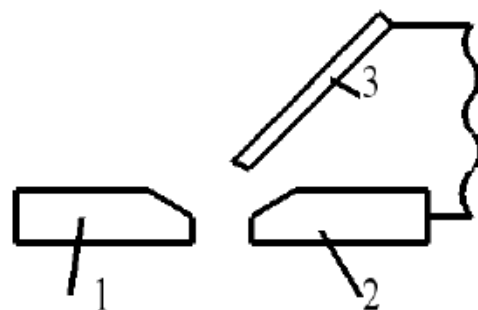
Види зварювання

1. Газове. Воно застосовується для зварювання тонкостінних деталей. В основному його використовують для різання металів.
2. Електрозварювання. Воно має такі різновиди:
 - електродугове: ручне, напівавтоматичне, автоматичне під шаром флюсу;
 - електрошлакове;
 - контактне.
3. Зварювання тертям.
4. Спеціальні види зварювання, до яких належать:
 - дифузійне, яке дозволяє поєднати різнорідні метали і забезпечує мінімальне змінення властивостей з'єднання порівняно з властивостями основних матеріалів;
 - електронно-променеве і лазерне, що забезпечують вузьку зону проплавлення, малі деформації і дозволяють зварювати загартовані деталі;
 - радіочастотне, переважно застосовується для тонких труб і є дуже продуктивним;
 - ультразвукове, застосовується в основному в приладобудуванні для з'єднання деталей малої товщини та однорідних і різнорідних металів;
 - зварювання вибухом, застосовується переважно для покриттів.

Електродугове зварювання металевим електродом здійснюється електричною дугою між електродом і виробом. Виділене тепло оплавляє деталі, що з'єднуються, і розплавляє електрод (або присадний матеріал), який дає додатковий матеріал (метал) для формування шва. Дугове електричне зварювання є значним вітчизняним винаходом:



Н. І. Бенардос, 1882 р.



Н. Г. Славянов, 1888 р.

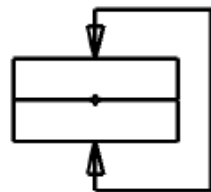
Основним способом механізованого дугового зварювання є автоматичне зварювання під шаром флюсу (автор Патон).

Електрошлакове зварювання також, як і дугове, являє собою зварювання плавленням. При проходженні струму через шлакову ванну від електрода до виробу виділяється теплота, яка розплавляє основний і присадний матеріали. Електрошлакове зварювання призначене для з'єднання деталей товщиною від 30 мм до 1...2 м. Воно дає змогу замінювати суцільнолиті і цільноковані конструкції зварними з поковок.

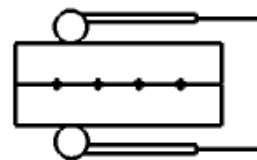
Контактне зварювання оснований на розігріванні стику теплою, що виділяється при пропусканні через нього електричного струму і стисненні деталей:



Контактне зварювання застосовують у серійному і масовому виробництві. Різновидами цього зварювання є роликіве і точкове зварювання:



Точкове зварювання



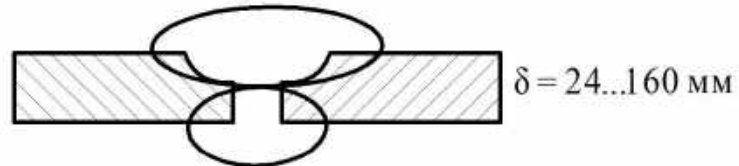
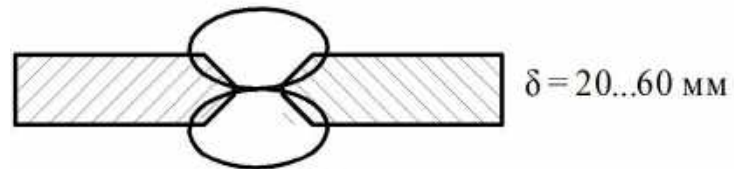
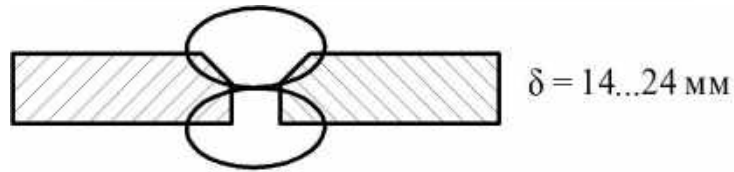
Роликіве зварювання

Зварювання тертям. При зварюванні тертям використовується теплота, що виділяється під час відносного руху деталей, що зварюються, переважно тіл обертання.

Види зварних з'єднань

1. **Стикові.** Ці з'єднання є найбільш досконалими порівняно з іншими зварними з'єднаннями. Залежно від товщини елементів, що з'єднуються, його виконують за одним з варіантів:

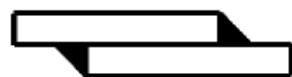
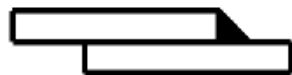




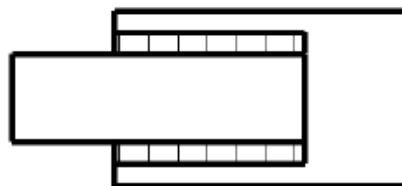
Зварювання зі скосами для елементів
великої товщини. З криволінійними скосами і
чотирма скосами

2. **Внапуск.** З'єднання внапуск виконують за допомогою кутових швів.
Залежно від розташування розрізняють шви:

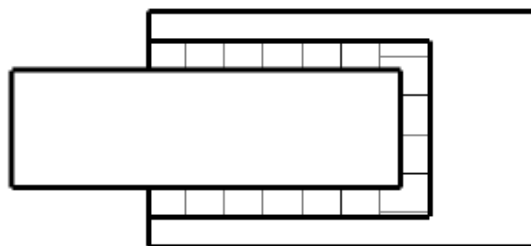
– лобові



– флангові

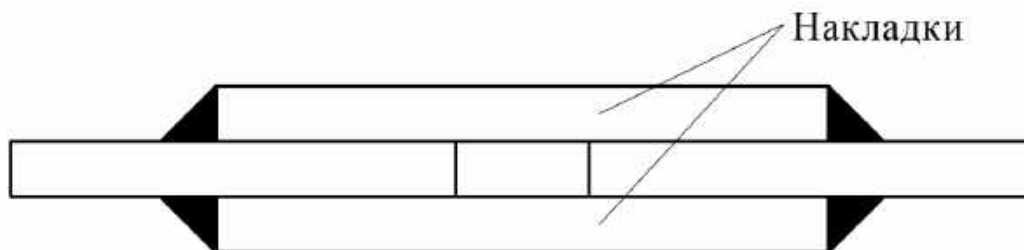


– комбіновані

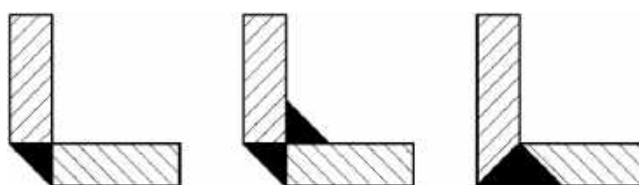


Лобовий шов розташовують перпендикулярно, а фланговий – паралельно лінії дії навантажувальної сили.

3. 3 накладками



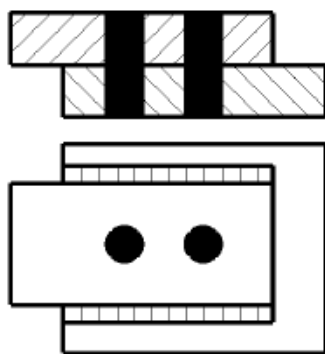
4. Кутові



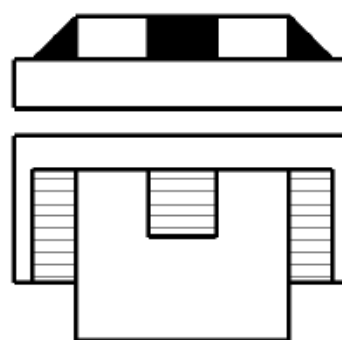
5. Таврові



Якщо в з'єднанні внапуск кутові шви не забезпечують необхідної міцності, то іноді додатково до них застосовують пробкові та прорізні:



Пробкові

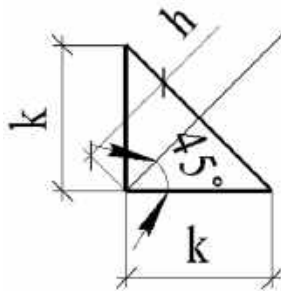


Прорізні

Види зварних швів

За формою перерізу кутові шви бувають:

1. Нормальні, виконані з перерізом у вигляді рівнобедреного прямокутного трикутника:



$$h = K \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7 \cdot K.$$

Основні його геометричні характеристики – катет K і висота h . Величина катета в більшості випадків дорівнює товщині з'єднаних деталей $K = \delta$.

2. Спеціальні шви:

а) з перерізом у вигляді прямокутного нерівнобедреного трикутника з основою, більшою за висоту:



б) увігнуті



в) опуклі



На практиці найбільш поширеними є нормальні шви. Опуклий шов утворює різке зміння перерізу деталей у місці з'єднання, що є причиною підвищеної концентрації напружень.

Увігнутий шов знижує концентрацію напружень і рекомендується при дії змінних навантажень. Увігнуті шви отримують зазвичай механічною обробкою, яка значно збільшує вартість з'єднання. Тому такий шов застосовують в особливих випадках, коли додаткові витрати виправдовуються.

4.6.3. Розрахунок зварних з'єднань на міцність

Основна вимога при проектуванні зварних конструкцій – забезпечення рівномірності шва і деталей, що з'єднуються. Відповідно до цієї вимоги залежно від розмірів і розташування деталей, що зварюються, встановлюють відповідний тип шва певного з'єднання. Якщо зварне з'єднання здійснюється декількома швами, то їх розташовують так, щоб вони були навантажені рівномірно. У ряді випадків доцільно призначати всі

розміри шва відповідно до конструкції, а потім виконувати перевірний розрахунок на міцність. Якщо його результати виявляються незадовільними, вносять відповідні змінення в конструкцію і повторюють розрахунок.

1. Розрахунок зварних з'єднань встик

З'єднання встик можуть руйнуватися по шву, зоні сплаву металу шва і металу деталі, перерізу самої деталі в зоні термічного діяння, тобто в зоні, в якій змінилися властивості металу в результаті нагрівання при зварюванні.

Практикою доведено, що при якісному виконанні зварювання руйнування з'єднання сталевих деталей відбувається переважно в зоні термічного впливу. Тому розрахунок міцності зварного з'єднання встик прийнято виконувати за розмірами перерізу деталі в цій зоні. Можливе зниження міцності деталей, пов'язане зі зварюванням, враховується при призначенні допустимих напружень.

Пояснимо зазначене вище рисунком (рис. 44).

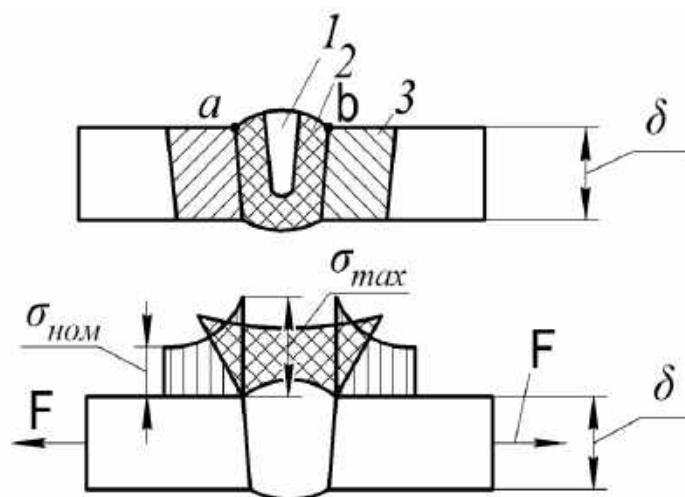


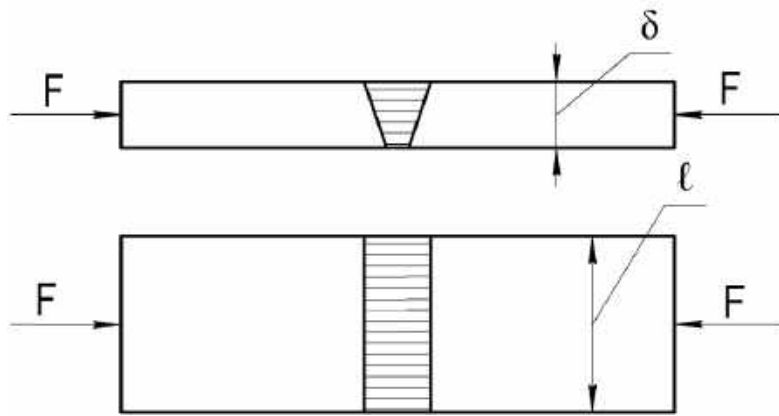
Рис. 44. Зони зварного шва і місця підвищених напружень

Область зварного шва можна поділити на три зони:

- зона розплавленого складу електрода;
- сплав металів електрода і деталі;
- розплавлений метал застиглої деталі.

Експерименти показують, що в точках *a* і *b* (див. рис. 44) перебувають зони підвищених напружень через наявність в них концентраторів напружень.

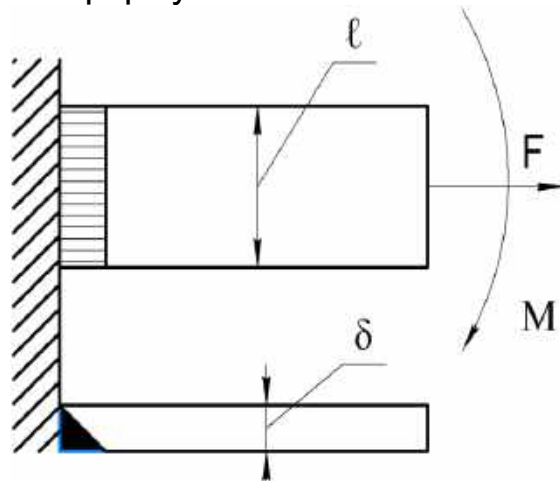
По товщині листа в точці *a* також мають місце підвищені напруження. Відношення $\sigma_{\max}/\sigma_{\text{ном}} \approx 1,6$. При розрахунку на міцність стикових швів потовщення (наплив металу) не враховують. Для такої схеми навантаження його розраховують на розтягнення:



$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta \cdot \ell} \leq [\sigma'_p].$$

На рисунку: σ'_p і $[\sigma'_p]$ – відповідно розрахункове і допустиме напруження у шві при розтягуванні.

Якщо шов знаходиться під дією сили F і згинального моменту M , то такий шов розраховують за формулами:



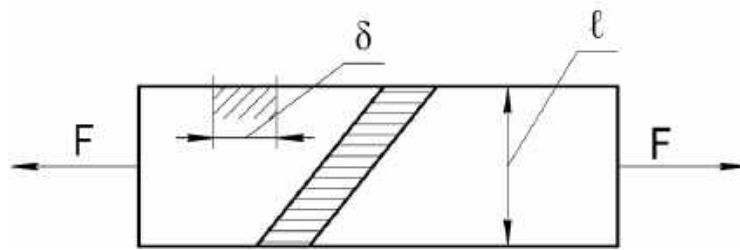
$$\sigma' = \sigma'_M + \sigma'_F \leq [\sigma']; \quad \sigma'_F = \frac{F}{\ell \cdot \delta};$$

$$\sigma'_M = \frac{M}{W_{H.B.}}; \quad W_{H.B.} = \frac{\delta \cdot \ell^2}{6}.$$

Тоді остаточно умову міцності можна записати так:

$$\sigma' = \frac{F}{\ell \cdot \delta} + \frac{6 \cdot M}{\delta \cdot \ell^2} \leq [\sigma'].$$

У тих випадках, коли потрібно підвищити міцність з'єднання, застосовують косі шви. Розрахунок косого шва виконують за тією ж формулою, що і для прямого $\sigma' = F/(\ell \cdot \delta)$, тільки беруть допустимі напруження для основного матеріалу $[\sigma'] = [\sigma]$.



2. Розрахунок зварних з'єднань внапуск

З'єднання внапуск виконують за допомогою кутових швів.

Розрахунок флангових зварних з'єднань. Визначимо характер розподілу напружень по довжині зварного флангового шва (рис. 45).

Розглянемо епюри навантажень F по довжині зварного шва для 1-го і 2-го елементів. Навантаження змінюється від повної величини F до 0 по 1-му елементу і прямо навпаки – по 2-му елементу. Причому $F_1 + F_2 = F$ (див. рис. 45) в усіх перерізах.

Якщо в будь-якому перерізі X взяти елемент Δl і розглянути його деформацію на кожній з деталей під дією сил F_1 і F_2 , то деформації Δ_1 і Δ_2 будуть різні, оскільки $F_1 > F_2$, отже, $\Delta l + \Delta_1 > \Delta l + \Delta_2$.

Різниця цих деформацій є деформацією зварного шва. Найбільша різниця деформацій має місце по краях шва і, отже, за законом Гука (чим більше деформації, тим більше напруження), тут спостерігаються найбільші напруження.

Висновок. Основною причиною нерівномірності розподілу напружень по довжині флангового шва є податливість деталей, що з'єднуються.

З наведеного прикладу ясно, що нерівномірність розподілу напружень зростає зі збільшенням довжини шва і різниці жорсткості деталей. Тому на практиці довжину флангових швів обмежують умовою $l \leq 50 \cdot K$ (де K – катет шва).

Якщо навантаження F статичне, то з його збільшенням на крайніх ділянках зварного флангового шва напруження можуть досягти границі плинності. При цьому напруження по довжині флангового шва вирівнюються і руйнування відбудеться практично одночасно по всій довжині шва. Тому при статичному навантаженні можна зробити припущення про рівномірний розподіл напружень по довжині шва, а умову міцності можна записати так:

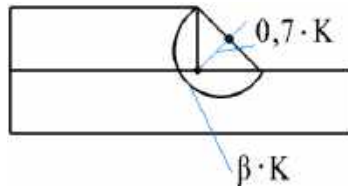
$$\tau'_{зр} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot K \cdot l_{\phi}} \leq [\tau'].$$

Ця умова записана в припущенні, що зрізування флангового шва відбувається по бісекторній площині $0,7 \cdot K \cdot l_{\phi}$. Число два в знаменнику показує, що зрізування відбувається по двох площах (двох швах).

Останні експериментальні й теоретичні дослідження показали, що записану вище умову міцності на зрізування можна подати у такому вигляді:

$$\tau'_{зр} = \frac{F}{2 \cdot \beta \cdot K \cdot \ell_{\phi}} \leq [\tau'_{зр}],$$

де β – коефіцієнт, який можна вибрати в такому інтервалі: $\beta = 0,7 \dots 1,1$, оскільки при руйнуванні зварних швів беруть участь і частини площ деталей, що з'єднуються:



Якщо навантаження змінне, то при його збільшенні напруження на крайніх ділянках зварного флангового шва можуть досягти границі втоми, яка зазвичай менше границі плинності. Тому утомне руйнування відбудеться раніше, ніж матеріал потече (тобто досягне границі плинності).

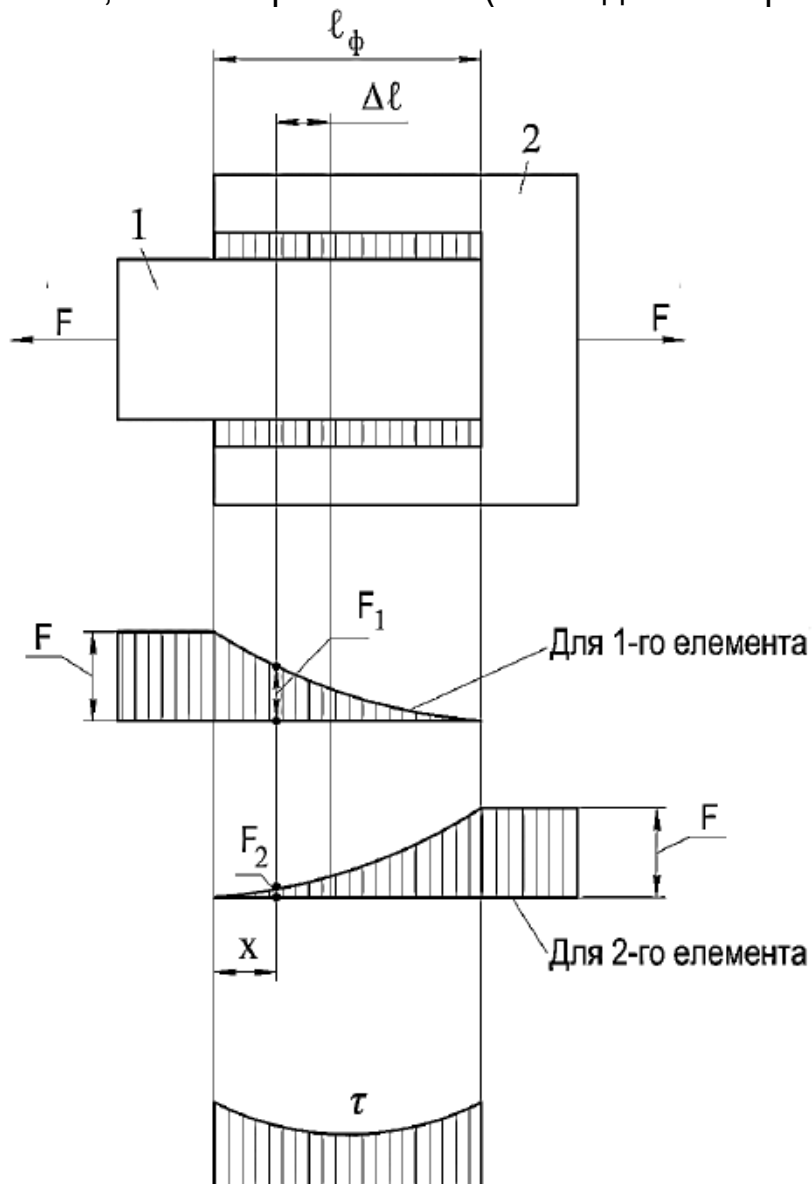


Рис. 45. Епюри навантажень по довжині зварного флангового шва для 1-го і 2-го елементів

У зв'язку з цим в умовах дії змінних навантажень не можна вважати (брати) розподіл напружень по довжині шва рівномірним.

Розрахунок флангових швів, навантажених моментом, наведено на рис. 46.

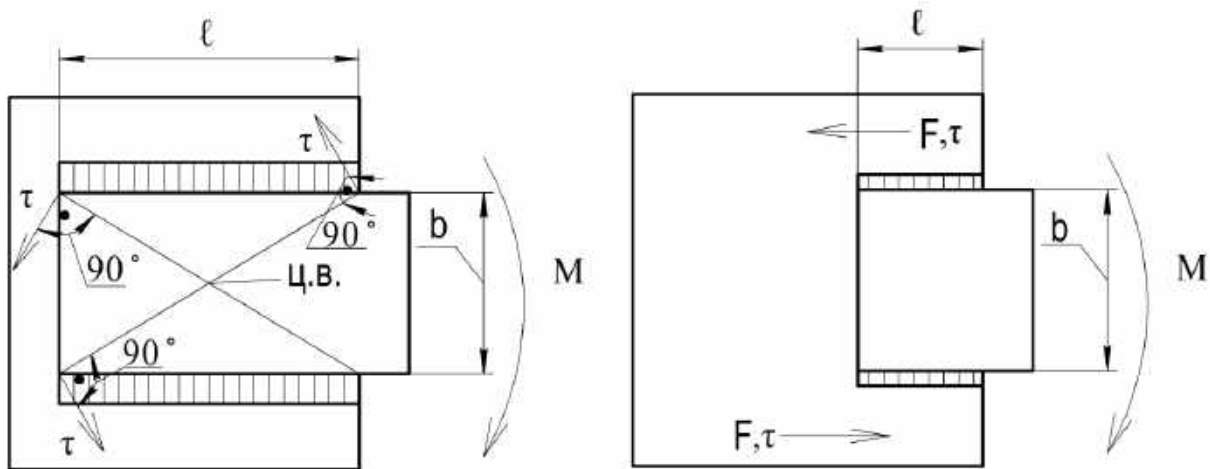


Рис. 46. Фланговий шов, навантажений моментом:

$$a - l > b; \quad б - l < b$$

Якщо з'єднання навантажено моментом, то напруження від моменту розподіляються по довжині шва нерівномірно, а їх напрямок буде різний. Напруження пропорційні радіусам (відстанням від центру ваги стику до розглянутої точки зварного шва) і перпендикулярні до них. Нерівномірність розподілу напружень тим більше, чим більше довжина шва відносно ширини деталі b . Напруження у зварному шві можна визначити за формулою крутіння

$$\tau' = M/W_p,$$

де W_p – полярний момент опору, який розраховують для перерізу швів у площині руйнування.

Для порівняно коротких швів, у яких $l < b$ (див. рис. 46, б), поширених на практиці, застосовують наближений розрахунок за формулою

$$\tau' = \frac{M}{b \cdot 0,7 \cdot K \cdot l} \leq [\tau'].$$

При виведенні формули умовно вважають, що напруження спрямовані уздовж швів і розподіл напружень по довжині швів рівномірний. При цьому напруження в двох швах утворюють пару сил з плечем b , яка зрівноважує момент навантаження $M = F \cdot b$.

Розрахунок на міцність лобових зварних з'єднань. Лобові шви накладають перпендикулярно до лінії дії навантаження F . Напружений стан лобового шва неоднорідний. Тут спостерігається значна концентрація напружень, пов'язана з різким змінням перерізу деталі в місці зварювання і ексцентричним прикладанням навантаження (рис. 47).

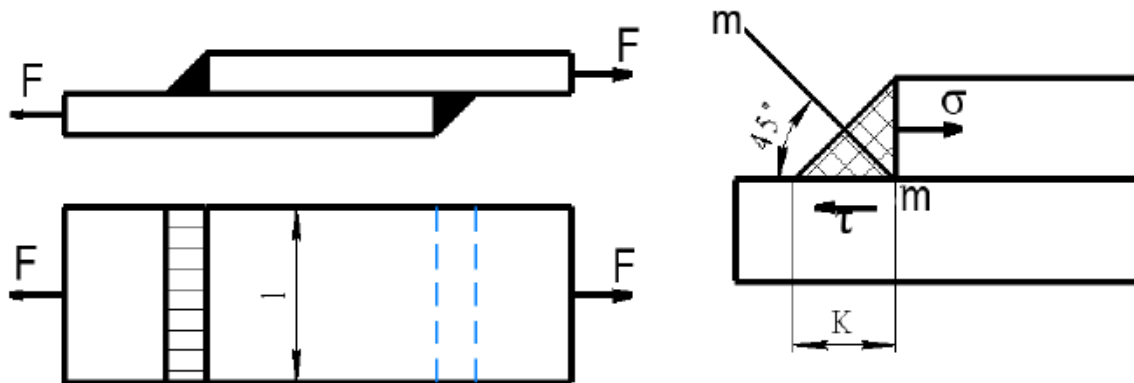


Рис. 47. Лобове зварне з'єднання

У такому лобовому зварному з'єднанні основними є дотичні напруження τ на горизонтальній площині і нормальні напруження σ на вертикальній площині. В інженерній практиці прийнято лобові шви розраховувати тільки за дотичними напруженнями. За розрахунковий переріз, так само, як і у флангових швах, беруть переріз по бісектрисі $m - m$ (див. рис. 47). Руйнування швів саме по цьому перерізу підтверджують експериментальні дослідження.

Виконання розрахунку на зрізування для одного лобового шва

$$\tau' = \frac{F}{0,7 \cdot K \cdot \ell} \leq [\tau'],$$

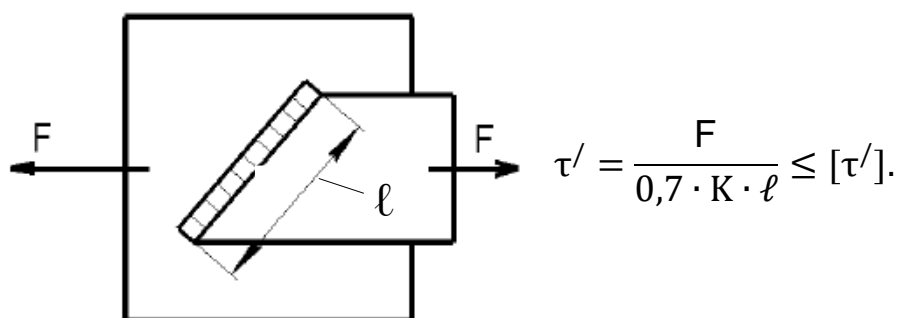
де ℓ – довжина шва;

K – катет шва.

Для двох швів:

$$\tau' = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot K \cdot \ell} \leq [\tau'].$$

Якщо шов косий, то розрахунок виконують за формулою



Розрахунок лобових швів, навантажених моментом, наведено на рис. 48.

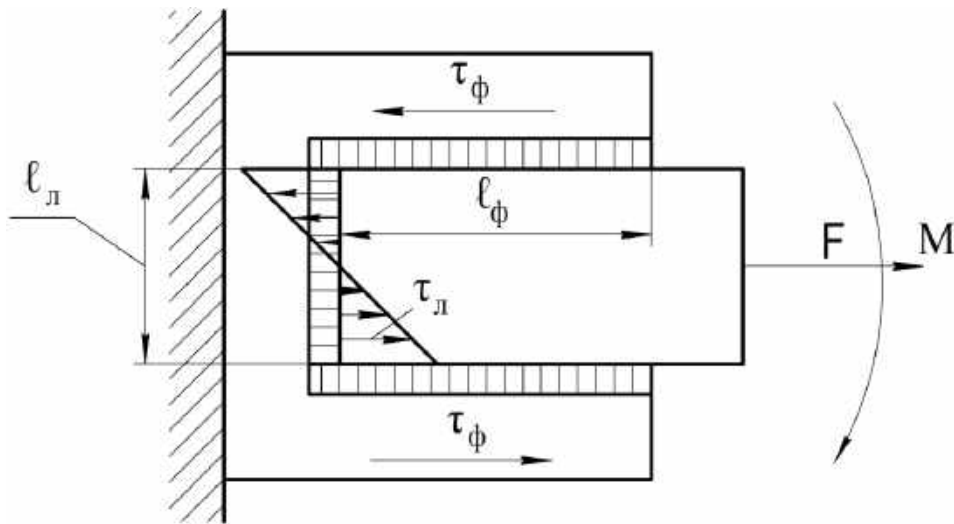


Рис. 48. Лобове зварне з'єднання, навантажене моментом

У цьому випадку напруження τ по торцю деталі будуть розподілятися як нормальні напруження в поперечному перерізі балки при згинанні.

Розрахунок проводять також умовно за дотичними напруженнями:

$$\tau' = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{0,7 \cdot K \cdot b^2}{6}} \leq [\tau'].$$

Розрахунок на міцність комбінованих зварних з'єднань (рис. 49).

При розрахунку комбінованого зварного з'єднання розглядається загальний випадок навантаження, коли з'єднання навантажене силою F і моментом M .

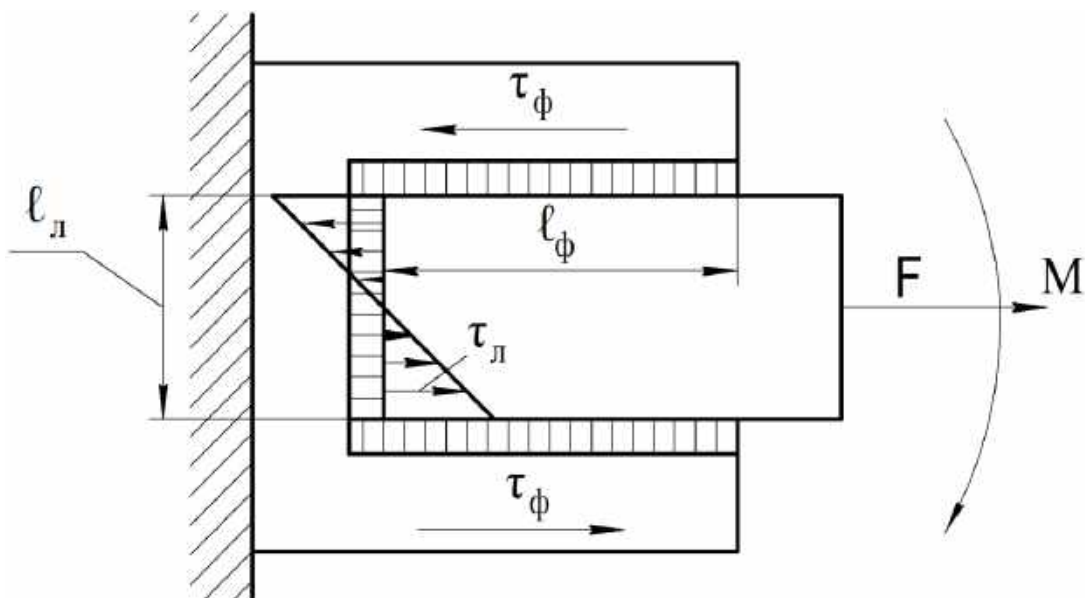


Рис. 49. Комбіноване зварне з'єднання

Сумарні напруження у зварному шві будуть складатися з напружень, спричинених дією сили F , і напружень, спричинених моментом M , тобто

$$\tau' = \tau'_F + \tau'_M.$$

Напруження в швах від дії сили F визначаємо за вже розглянутими раніше формулами при допущенні, що опір комбінованого шва дорівнює сумі опорів лобового і флангового швів. Тоді τ'_F запишемо в такому вигляді:

$$\tau'_F = \frac{F}{0,7 \cdot K(\ell_L + 2\ell_\phi)}.$$

З урахуванням прийнятого вище допущення запишемо вираз для τ'_M :

$$M = M_\phi + M_L = \ell_L \cdot 0,7 \cdot K \cdot \ell_\phi \cdot \tau'_M + \frac{0,7 \cdot K \cdot \ell_L^2}{6} \tau'_M,$$

звідки вираз для τ'_M подамо так:

$$\tau'_M = \frac{M}{0,7 \cdot K \cdot \ell_L \cdot \ell_\phi + \frac{0,7 \cdot K \cdot \ell_L^2}{6}}.$$

Запишемо остаточно умову міцності комбінованого зварного з'єднання:

$$\tau' = \tau'_F + \tau'_M \leq [\tau'].$$

Розрахунок складених балок. Розглянемо розрахунок зварних швів складеної балки, утвореної з двох горизонтальних і одного вертикального листів. Шви переривчасті і відома поперечна сила F (рис. 50).

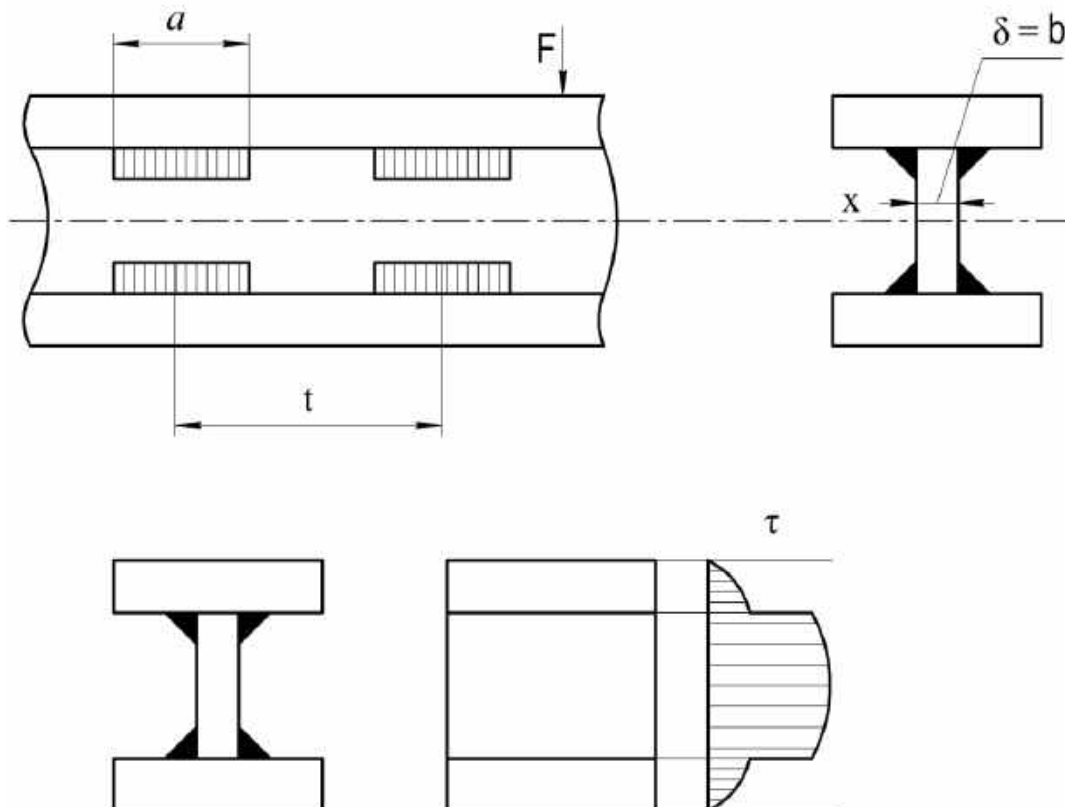


Рис. 50. До розрахунку складених балок

Розрахунок таких з'єднань виконують аналогічно розрахунку складених балок, з'єднаних заклепками. Закон змінення дотичних напружень по перерізу балки має вигляд, показаний на рис. 50. В основі розрахунку цих напружень лежить формула Журавського:

$$\tau_{зр} = \frac{F \cdot S_X}{b \cdot J_X},$$

де S_X – статичний момент відсіченої розглядуваним перерізом частини балки;

b – ширина балки в перерізі (у цьому разі $b = \delta$);

J_X – момент інерції всього перерізу балки відносно осі $X - X$.

Тоді зсувну силу T на ділянці балки, що дорівнює кроку t , записують через напруження таким чином:

$$T = \tau'_{зр} \cdot \delta \cdot t = \frac{F \cdot S_X \cdot t \cdot \delta}{\delta \cdot J_X} = \frac{F \cdot S_X \cdot t}{J_X}.$$

Умова міцності зварного шва в цьому випадку має вигляд

$$\tau' = \frac{T}{A_{зр(шва)}} = \frac{T}{2 \cdot 0,7 \cdot K \cdot a} \leq [\tau'_{зр}],$$

де $T = \frac{F \cdot S_X \cdot t}{J_X}$.

З'єднання точковим зварюванням. Точкове зварювання застосовують переважно для з'єднання деталей з тонкого листового матеріалу. Діаметр зварної точки вибирають за рекомендаціями залежно від товщини меншої з деталей, що зварюються. Розглянемо зварне з'єднання, виконане точковим зварюванням (рис. 51).

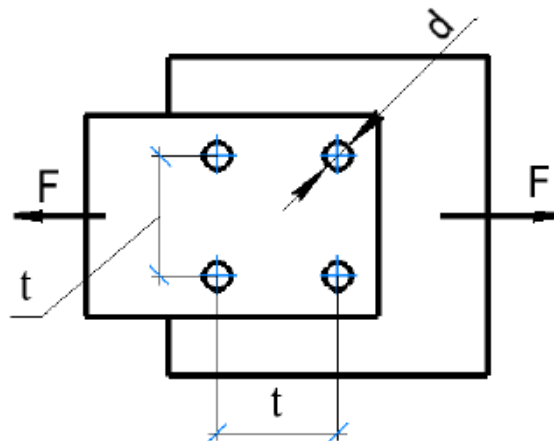


Рис. 51. З'єднання точковим зварюванням

З'єднання точковим зварюванням працюють переважно на зрізування:

$$\tau'_{зр} = \frac{F}{z \cdot (\pi d^2 / 4) \cdot i} \leq [\tau'_{зр}],$$

де z – кількість зварних точок;

i – кількість площин зрізу (в цьому випадку $i = 1$);

d – діаметр зварної точки.

Записані в правих частинах умов міцності зварних швів допустимі напруження для всіх розглянутих випадків навантаження при дії змінних навантажень множаться на коефіцієнт γ , менший одиниці:

$$[\tau']_{\text{дин}} = \gamma \cdot [\tau']_{\text{статич}}$$

Розрахунок при цьому виконують за максимальним напруженням циклу σ_{max} або τ_{max} так, немов це напруження було статичним. Коефіцієнт γ є функцією двох параметрів:

$$\gamma = f(K_{\sigma} \cdot r),$$

де r – коефіцієнт асиметрії циклу $r = \sigma_{\text{min}}/\sigma_{\text{max}}$ або $r = \tau_{\text{min}}/\tau_{\text{max}}$;
 K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Заходи підвищення міцності зварних з'єднань:

1. Відпалення зварного шва – зняття залишкових напружень.
2. Механічна обробка шва – надання плавних обрисів.
3. Обдування дробом і чеканення зварних швів.
4. Оброблення зварних швів ультразвуком.

4.7. Клейове з'єднання

Клейове з'єднання – це з'єднання деталей тонким шаром швидкотвердіючої клейової речовини. Ці з'єднання отримали в останні роки велике поширення в багатьох галузях машинобудування завдяки появі клейових матеріалів (конструкційних клеїв) на основі синтетичних полімерів, які мають високу піддатливість і завдяки цьому забезпечують склеювання практично всіх матеріалів промислового значення.

Області й обсяги застосування силових клейових з'єднань безперервно зростають. Сучасні літаки мають до 500 м², а аеробуси – до 1500 м² силових клейових з'єднань.

Переваги клейових з'єднань порівняно зі зварними і заклепковими з'єднаннями:

1. Економія у вазі.
2. Герметичність.
3. Підвищена корозійна стійкість.
4. Висока утомна (динамічна) міцність.
5. З'єднують різнорідні матеріали.

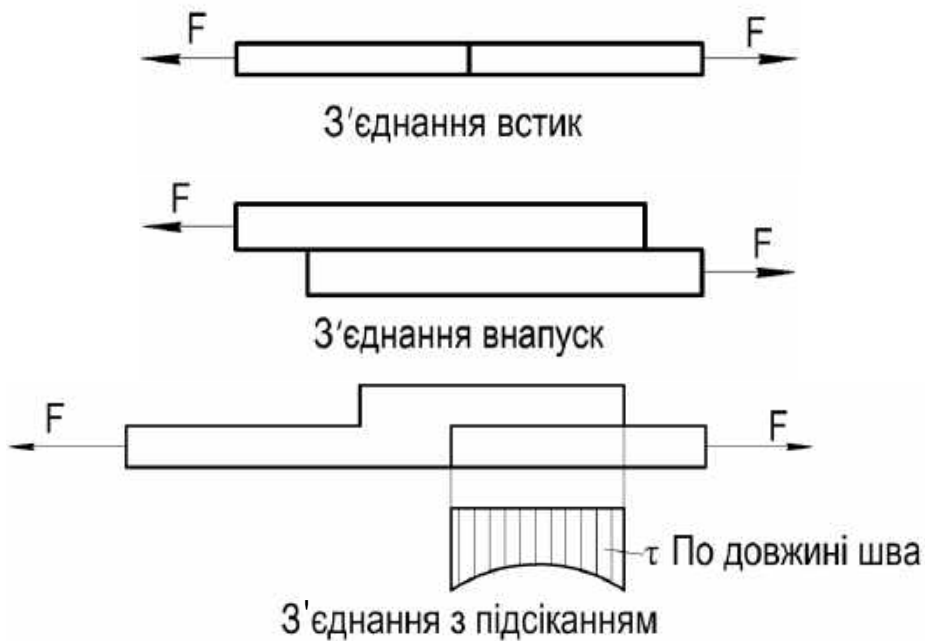
Недоліки клейових з'єднань:

1. Мала механічна міцність.
2. Низька теплостійкість (зниження властивостей з підвищенням температури).

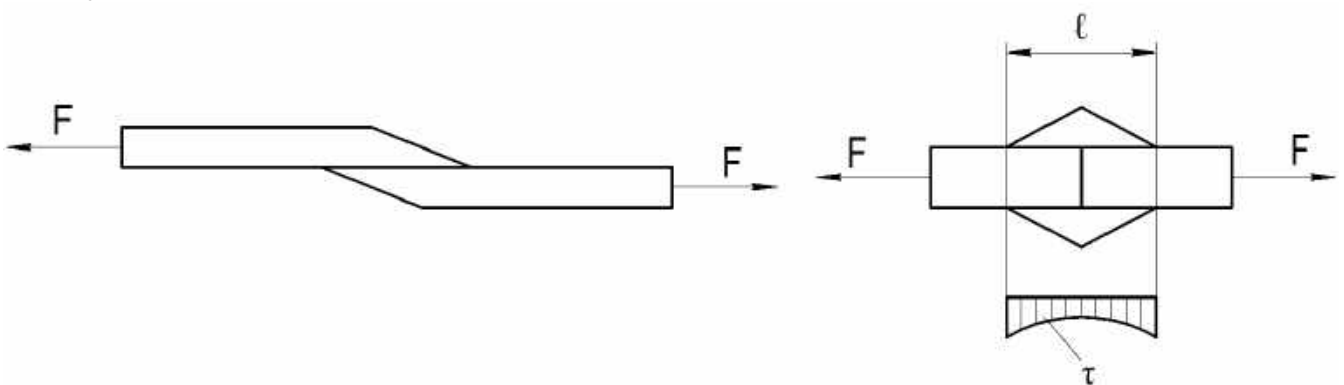
3. Схильність до старіння.
4. Трудомісткість процесу склеювання.
5. Важко контролювати якість шва.

Види клейових з'єднань

Клейові з'єднання конструктивно подібні зварним. Можливі такі види клейових з'єднань:



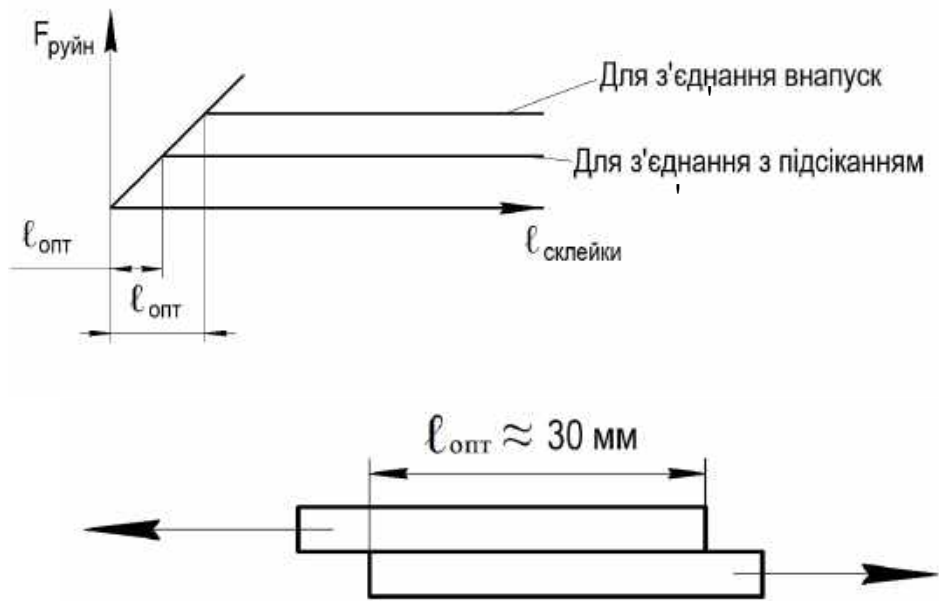
Приклади згладження розподілу напружень за допомогою з'єднання внапуск:



З'єднання встик з огляду на міцність – погане з'єднання, оскільки клейовий шов погано працює на відрив.

З'єднання внапуск і з підсіканням належать до задовільних клейових з'єднань.

Важливим параметром клейового з'єднання є довжина склеювання l . Якщо розглянути залежність довжини склеювання l від несучої здатності клейового шва ($F_{руйн}$), то вона матиме такий вигляд:



Тут $l_{опт}$ – оптимальна довжина склеювання.

Д При виконанні клейових з'єднань дуже важливим є зменшення нерівномірності розподілу напружень по довжині шва.

Розглянемо клейове з'єднання, наведене вище, з $l_{опт} = 30 \text{ мм}$ і простежимо, як змінюється нерівномірність напружень τ по довжині з'єднання залежно від товщини деталей, що з'єднуються (рис. 52).

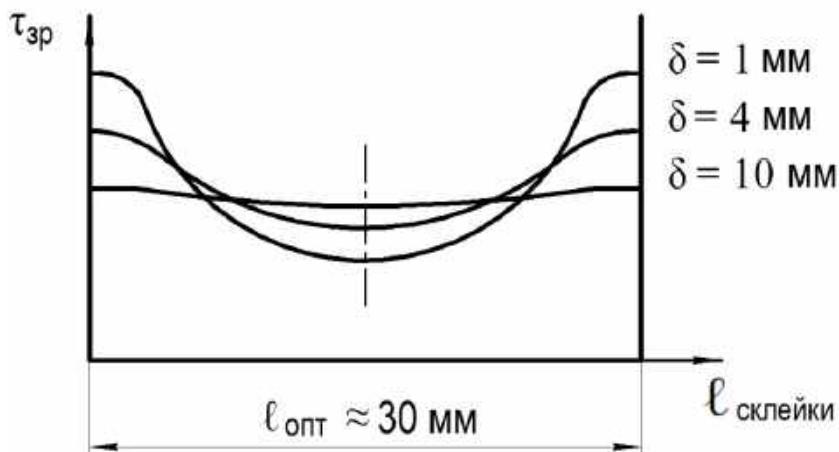


Рис. 52. Залежність нерівномірності напружень $\tau_{зр}$ від товщини деталей δ , що з'єднуються

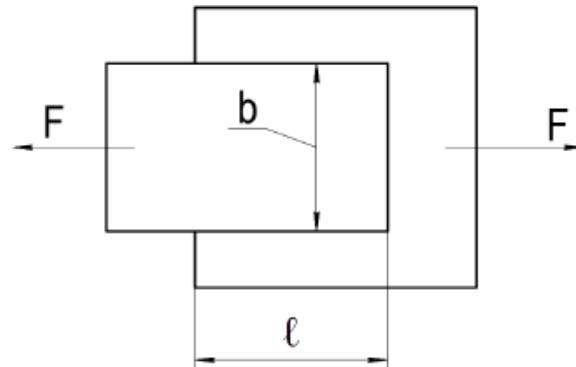
З наведених залежностей видно, чим товще деталі, тим менше нерівномірність напружень по довжині шва.

Отже, завдяки підбору відповідних жорсткостей елементів, що з'єднуються, необхідно прагнути до вирівнювання напружень по довжині шва.

Міцність клейового з'єднання залежить також від товщини клейового шару. Зазвичай товщина шару становить від 0,05...0,15 мм і залежить від в'язкості клею і тиску при склеюванні.

Розрахунок клейових з'єднань на міцність

Умова міцності при зрізанні з'єднання внапуск має такий вигляд:



$$\tau_{зр} = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau].$$

4.8. Клеєзварні і клеєзаклепкові з'єднання

Для підвищення здатності навантаження клейових з'єднань в машинобудуванні широко використовують різні конструктивні способи.

Клеєзварні з'єднання являють собою конструкцію з клейового і точкового зварного з'єднань. Ці з'єднання вільні від недоліків зварних і клейових з'єднань:

1. Підвищується втомна міцність.
2. Можна забезпечити герметичність.
3. Підвищується корозійна стійкість.
4. Зростає термостійкість.
5. Підвищується механічна міцність.

Їх рекомендують застосовувати для з'єднання відповідальних силових елементів конструкцій з алюмінієвих, магнієвих і титанових сплавів.

Клеєзаклепкові з'єднання. Вони також є комбінованими з'єднаннями. Від звичайного заклепкового з'єднання вони відрізняються герметичністю і в 5 – 10 разів більшою довговічністю при дії змінних навантажень.

За міцністю це з'єднання має переваги перед клейовим з'єднанням.

У сучасних важких літаках сумарна довжина клеєзаклепкових швів досягає 500...600 м.

Клейові з'єднання з натягом. Їх застосовують для збирання співвісних циліндричних деталей типу вал – маточина, призначених для передачі крутного моменту.

4.9. З'єднання з гарантованим натягом

4.9.1. Загальні відомості

З'єднання двох деталей по круговій циліндричній поверхні можна здійснити безпосередньо без застосування болтів, шпонок і т. д. Для цього достатньо при виготовленні деталей забезпечити посадку з натягом, а при збиранні запресувати одну деталь в іншу (рис. 53).

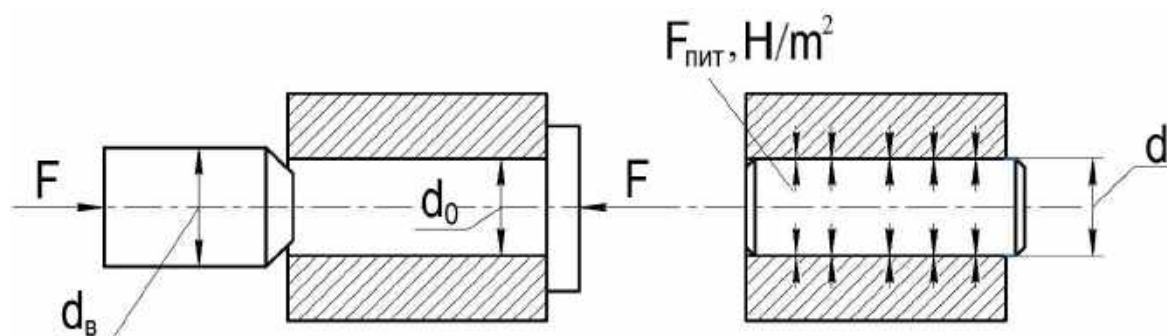


Рис. 53. З'єднання з гарантованим натягом

Натягом називають від'ємну різницю діаметрів отвору d_0 і вала d_v : $\delta = d_0 - d_v$. Після складання внаслідок пружних і пластичних деформацій діаметр посадкових поверхонь стає загальним і дорівнює d (див. рис. 53). При цьому на поверхнях посадки виникає питомий тиск $F_{\text{пит}}$ і відповідні йому сили тертя. Сили тертя забезпечують нерухомість з'єднання і дозволяють сприймати як крутні, так і осьові навантаження. Защемлення вала у втулці дозволяє, крім того, навантажувати з'єднання згинальним моментом. В інженерній практиці таке з'єднання називають пресовим.

Здатність навантаження пресового з'єднання насамперед залежить від натягу. Величину останнього встановлюють залежно від величини навантаження.

Збирання будь-якого пресового з'єднання виконують одним з трьох способів:

- а) пресуванням;
- б) нагріванням втулок;
- в) охолодженням вала.

Пресування – поширений і нескладний спосіб збирання. Однак він має суттєві недоліки – зминання і часткове зрізання нерівностей контактуючих поверхонь, пошкодження торців деталей.

Метод нагрівання втулки позбавлений перелічених недоліків, але він також їх має. Недоліком методу нагрівання є можливість змінення структури металу, появи окалини і викривлення.

Метод охолодження вільний від цих недоліків і тому з розвитком холодильної техніки він набуває все більш широкого поширення.

4.9.2. Міцність пресового з'єднання

При розрахунку міцності пресових посадок необхідно розглядати як умови міцності (нерухомості) з'єднання, так і умови міцності деталей, оскільки можливі випадки, коли натяг призводить до руйнування деталей.

Розрахунок міцності деталей є перевіркою можливості застосування тієї чи іншої посадки. Розглянемо розрахункову схему для пресового з'єднання (рис. 54, а, б).

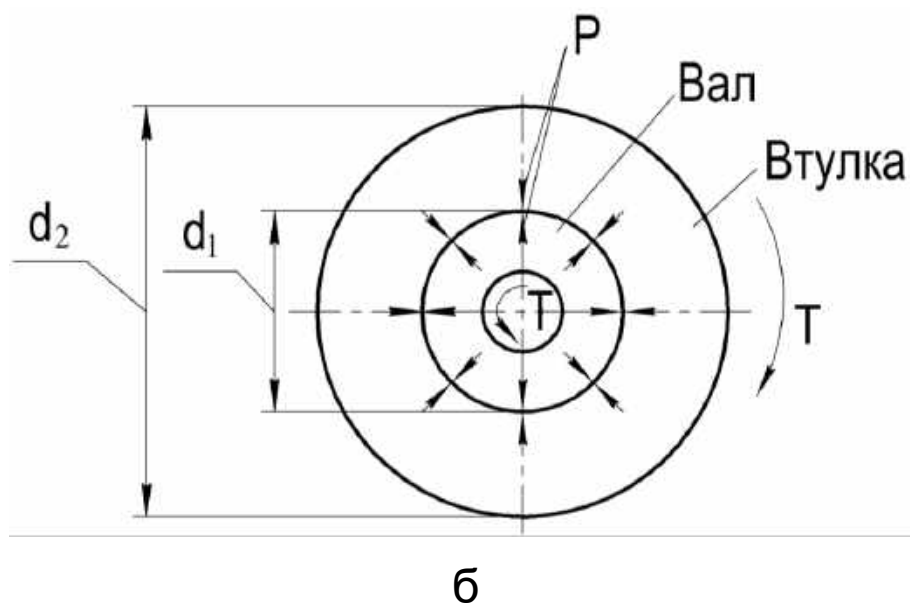
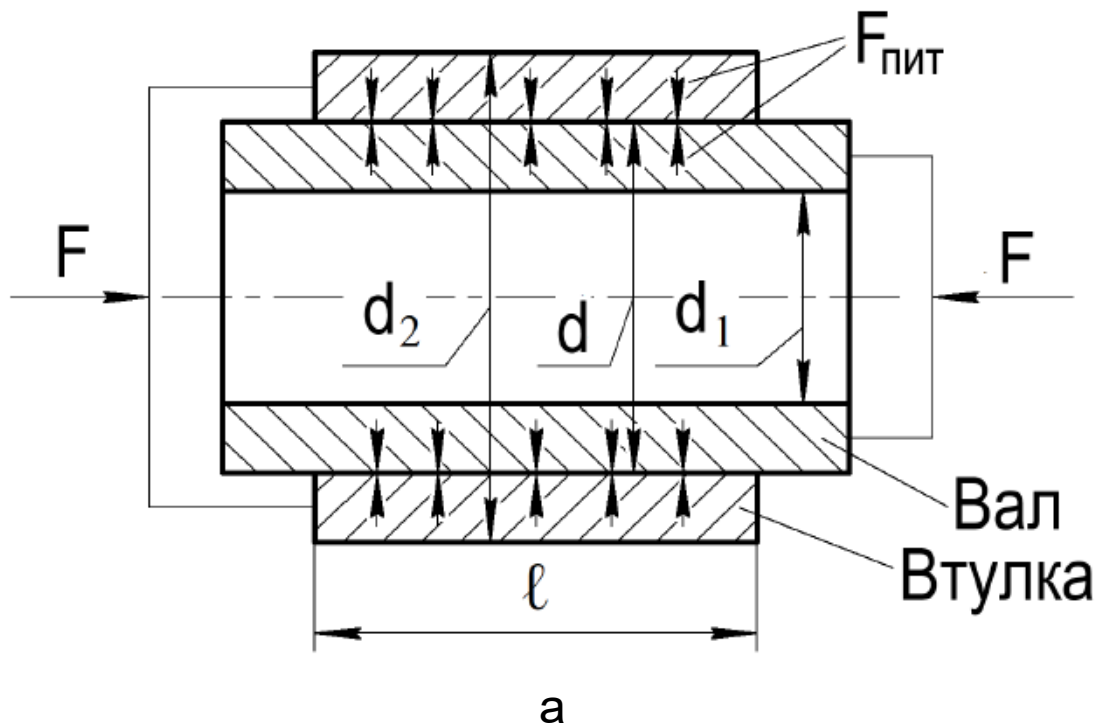


Рис. 54. Розрахункові схеми пресового з'єднання:
а – пресове з'єднання навантажено силою;
б – пресове з'єднання навантажено крутним моментом

Умова міцності з'єднання при навантаженні осьовою силою F має вигляд

$$F \leq f \cdot F_{\text{пит}} \cdot \pi \cdot d \cdot \ell,$$

де f – коефіцієнт тертя;
 $F_{\text{пит}}$ – тиск на поверхні контакту;
 d – діаметр пресового з'єднання;
 ℓ – довжина пресового з'єднання.

Умова міцності пресового з'єднання при навантаженні крутним моментом T (рис. 55):

$$T \leq f \cdot P \cdot \pi \cdot d^2 \ell / 2,$$

де P – питомий тиск (див. рис. 55).

При спільній дії сили F і моменту T умова міцності має вигляд

$$\sqrt{F_t^2 + F^2} \leq f \cdot F_{\text{пит}} \cdot \pi \cdot d \cdot \ell,$$

де $F_t = 2T/d$ – колова (тангенціальна) сила.

За теорією розрахунку товстостінних циліндрів, що вивчається в курсі опір матеріалів, питомий тиск на поверхні контакту пов'язаний з натягом залежністю (формула Ляме):

$$F_{\text{пит}} = \frac{\delta_p}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

де δ_p – розрахунковий натяг;
 C_1 і C_2 – константи:

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

де E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалу;
 μ_1 і μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів вала і втулки;
 d_1, d, d_2 – діаметри пресового з'єднання (див. рис. 54).

При розрахунку міцності з'єднання натяг прийнято визначати за табличним натягом посадки δ_{min} з поправкою u на зрізання і згладжування

шорсткостей поверхонь при запресовуванні (при термічному збиранні $u = 0$):

$$\delta_p = \delta_{\min} - u, \quad u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1} і R_{z2} – висота мікронерівностей поверхонь, що з'єднуються.

Експериментальні дослідження показали, що величина коефіцієнта тертя на контактній поверхні залежить від багатьох факторів. Тому точне значення коефіцієнта тертя може бути визначено тільки випробуваннями при заданих конкретних умовах.

У наближених розрахунках:

$f = 0,08 \dots 0,1$ – при збиранні пресуванням;

$f = 0,12 \dots 0,14$ – при термічному збиранні.

4.9.3. Порядок розрахунку пресового з'єднання (з'єднання з гарантованим натягом)

1. Визначають питомий тиск на поверхні контакту:
– з'єднання навантажено осьовою силою

$$P_{\text{пит}} = F_a / (\pi \cdot d \cdot \ell \cdot f);$$

- з'єднання навантажено обертальним моментом

$$P_{\text{пит}} = T / (0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot f);$$

- з'єднання навантажено силою і моментом

$$P_{\text{пит}} = \frac{\sqrt{F_a^2 + F_t^2}}{\pi \cdot d \cdot \ell \cdot f}; \quad F_t = \frac{2 \cdot T}{d}.$$

2. Визначають розрахунковий натяг за формулою Ляме

$$\delta_p = P_{\text{пит}} \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right);$$

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

де C_1 і C_2 – коефіцієнти Ляме;
 μ_1 і μ_2 – коефіцієнти Пуассона.

3. Визначають дійсний натяг δ_D :

а) $\delta_D = \delta_p + 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2})$, де R_{z1} і R_{z2} – висота мікронерівностей вала і втулки (призначають в межах 2...8 мкм).

Якщо з'єднання утворюється нагріванням або охолодженням, то можна брати

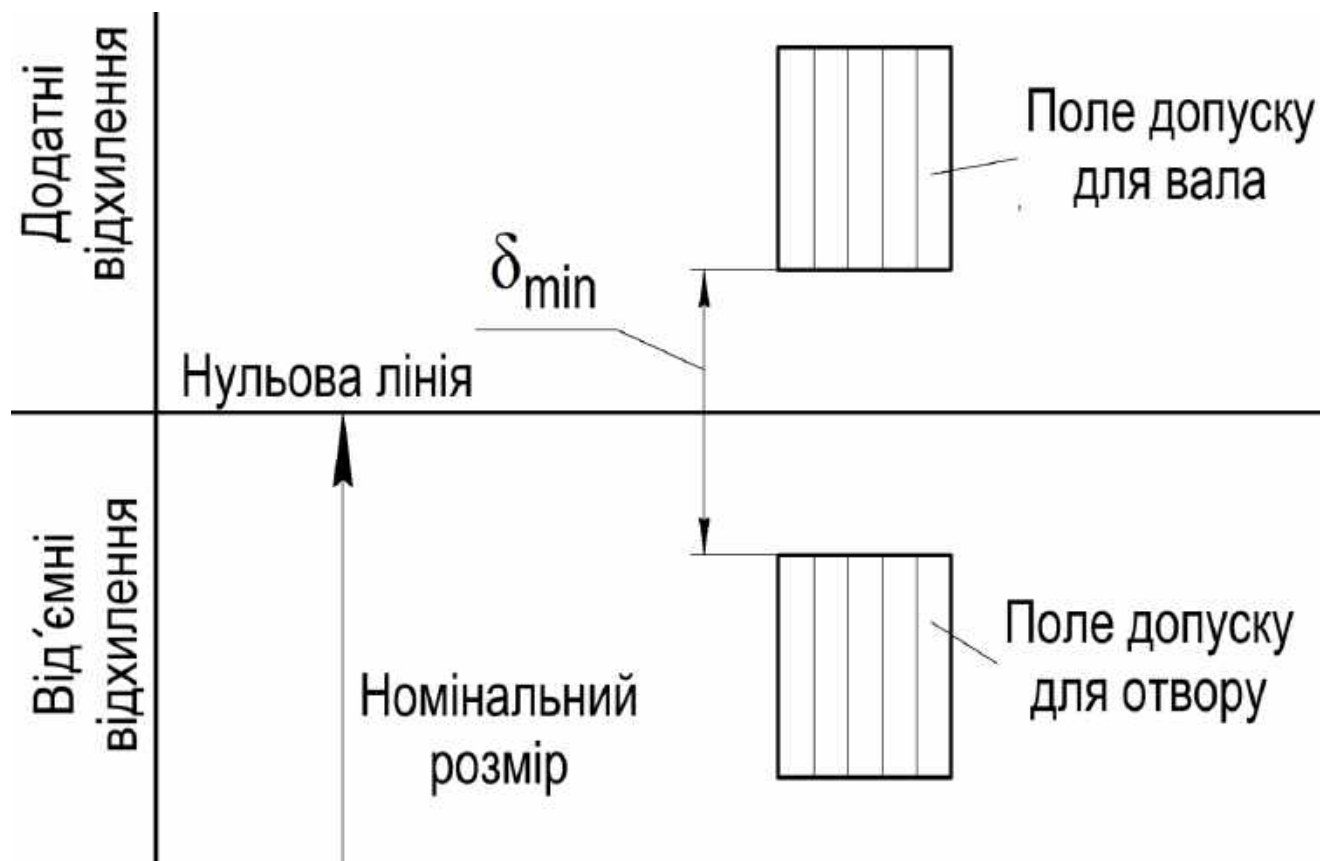
б) $\delta_D = \delta_p$.

Якщо пресове з'єднання працює при високих температурах, то дійсний натяг визначають за залежністю

$$\delta_D = \delta_p + 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) + \delta_t,$$

де δ_t – змінення натягу внаслідок температури.

4. За δ_D підбирають відповідну стандартну посадку за умови $\delta_{\min} \geq \delta_D$:

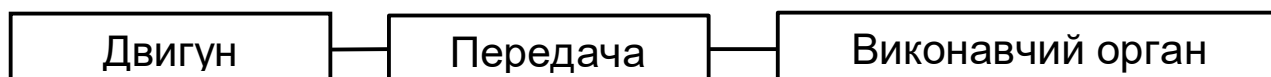


5. ПЕРЕДАЧІ

5.1. Причини застосування і основні характеристики передач

Передачами називають пристрої, призначені для передачі енергії на відстань зазвичай з перетворенням швидкостей, моментів і зусиль.

Вони є проміжними пристроями між двигуном і виконавчим органом, тобто будь-яку машину можна умовно подати у вигляді сукупності трьох пристроїв:



Розглянемо основні причини застосування передач в машинах:

1. Швидкості руху робочих органів машин зазвичай не збігаються з оптимальними швидкостями двигуна. На робочому органі машини в більшості випадків потрібен великий крутний момент (наприклад, літаки з ТВД, вертольоти і т. д.). Для заданої потужності великий момент можна отримати при малих обертах. Це видно з такої формули:

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

де P – потужність, кВт;
 n – оберти, хв^{-1} ;
 T – момент, Н·м;
 C – константа.

При низьких обертах ротора двигуна різко зростають навантаження і габарити двигуна. Тому вигідно двигун виконувати швидкохідним, а між ним і виконавчим органом ставити передачі (редуктор).

2. Для більшості машин виникає необхідність регулювати швидкості виконавчого органу. Регулювати швидкості двигуном не завжди можливо і економічно.

3. Ротори двигунів зазвичай виконують обертальний рух, а в машинах часто виникає необхідність отримати поступальний рух робочого органу. Тому без передач обійтися неможливо.

4. Двигуни не завжди можуть бути безпосередньо з'єднані з виконавчим органом через вимоги до габаритів машини, умов техніки безпеки, зручності обслуговування.

За видом перетворення руху розрізняють механічні передачі:

- а) для перетворення обертального руху;
- б) для перетворення обертального руху в поступальний (передачі рейкові і гвинт – гайка).

За принципом роботи механічні передачі поділяють:

- 1) на передачі зачепленням з безпосереднім контактом (зубчасті, черв'ячні і гвинт – гайка) і з гнучким зв'язком (ланцюгові);
- 2) передачі тертям з безпосереднім контактом тіл кочення (фрикційні) і з гнучким зв'язком (ремінні);
- 3) гідравлічні, пневматичні та електричні.

Основні характеристики передач

1. Однією з основних характеристик будь-якої передачі є передаточне відношення, яке визначається в напрямку потоку потужності:

$$i = \frac{n_1}{n_2},$$

- де n_1 – частота обертання на вході в передачу;
 n_2 – частота обертання на виході з передачі.
2. Коефіцієнт корисної дії

$$\eta = \frac{P_2}{P_1},$$

- де P_1 – потужність на вході в передачу;
 P_2 – потужність на виході з передачі.

3. Швидкохідність передачі, яка виражається частотою обертання n_1 на вході і n_2 – на виході.

4. Зв'язок між обертальними моментами входу T_1 і виходу T_2 виражається такою залежністю:

$$T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot i, \text{ де } T_1 = 9550 \frac{P}{n} \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

5. Потужність приводу (входу)

$$P_1 = \frac{F \cdot V}{\eta}, \text{ або } P_1 = \frac{T \cdot \omega}{\eta},$$

- де F, V – зусилля і швидкість виконавчого механізму;
 η – ККД трансмісії;
 T – момент;
 ω – частота обертання.

Задане передаточне відношення може бути реалізовано різними конструктивними варіантами механічних передач. Вибір оптимальних

варіантів за масою, габаритами, надійністю, економічністю та іншими параметрами є досить трудним і пов'язаний з великим обсягом обчислювальних (математичних) операцій. Вирішити таке завдання можна тільки із застосуванням комп'ютера.

5.2. Контактні напруження

На відміну від нерухомого контакту в з'єднаннях, що відбувається зазвичай по великій площі, контакт при перекочуванні в передачах і опорах кочення відбувається по малих площинах (початковий контакт по лінії або в точці), на яких виникають великі напруження.

Якщо початковий контакт тіл відбувається в одній точці або по лінії, напруження називають контактними, якщо початковий контакт відбувається по деякій площині кінцевих розмірів, прийнято говорити про напруження зминання.

У результаті деформації контактуючих тіл початковий точковий або лінійний контакт переходить в контакт по деякій малій площині. Тиск, що передається від однієї деталі до іншої, розподілено по контактній площині нерівномірно.

Визначення контактних напружень і деформацій проводиться методами теорії пружності.

Це завдання вирішують при таких припущеннях:

- 1) матеріали дотичних деталей відповідають закону Гука (деформації тільки пружні);
- 2) лінійні розміри площини контакту малі порівняно з радіусами кривизни дотичних поверхонь;
- 3) стискальна сила спрямована по нормалі до площини контакту;
- 4) на площині контакту виникають тільки сили тиску, нормальні до цієї поверхні (сили тертя відсутні);
- 5) контактуючі поверхні ідеальні, абсолютно гладкі й сухі;
- 6) матеріали тіл анізотропні.

При розрахунку величини контактних напружень розрізняють два характерних випадки:

а) початковий контакт по лінії (два циліндри з паралельними осями, циліндр і площина і т. п.);

б) початковий контакт в точці (дві кулі, куля і площина і т. д.).

Аналітичне розв'язання задачі про контакт циліндрів уперше отримав відомий німецький механік Г. Герц у 1881 р.

При стисненні циліндрів уздовж твірних (початковий контакт по лінії) їх контакт має вигляд вузької площини і контактні напруження розподіляються по її ширині по еліпсу (рис. 55).

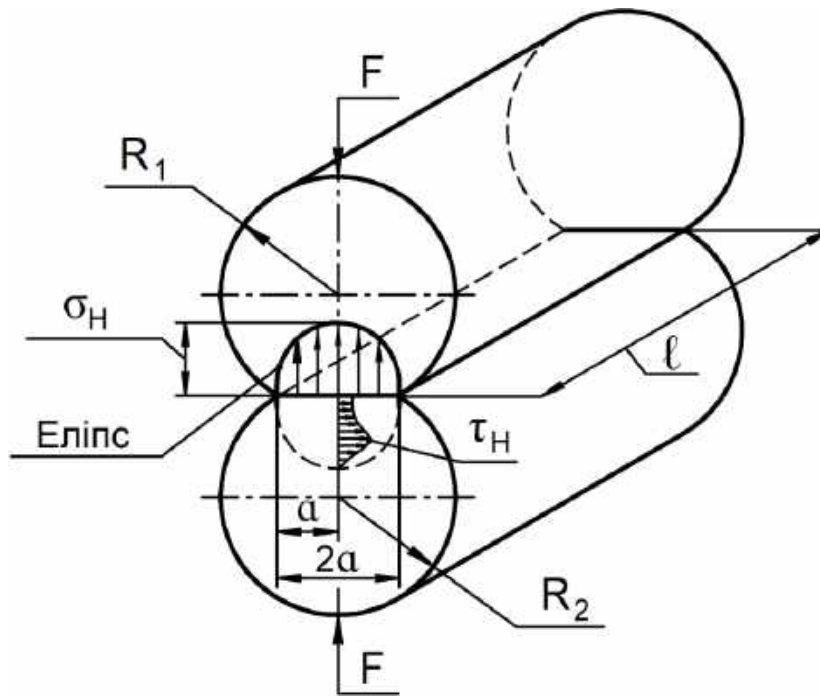


Рис. 55. Два циліндри, стиснуті вздовж твірних

Контактні напруження обчислюють за формулою Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F \cdot E}{\ell \cdot \rho \cdot 2\pi(1 - \mu^2)}}.$$

Для тіл, виконаних зі сталі та інших матеріалів, з коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$ формула Герца набуває вигляду

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot E}{\ell \cdot \rho}},$$

де F – сила притиснення одного розраховуваного тіла до іншого;
 E – зведений модуль пружності; при виготовленні контактуючих тіл з різних матеріалів

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2},$$

де ℓ – довжина контакту;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \text{ – зведена кривизна.}$$

Для тіл з внутрішнім контактом використовується знак – (мінус); для площини $R_2 = \infty$.

Цю ж формулу застосовують як наближену для стиснення уздовж твірних конусів і торів з однаковими радіусами твірних. Радіуси R_1 і R_2 контактуючих тіл вимірюють по нормалі до поверхні.

При стисненні куль, торів з неоднаковими радіусами, а також циліндрів і конусів з перехресними осями (початковий дотик у точці) площина контакту має форму кола або еліпса, а еюра напружень – відповідно півсфери або півеліпсоїда.

Контактні напруження для випадку точкового початкового контакту обчислюють за такою формулою:

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{\frac{F \cdot E^2}{\rho^2}},$$

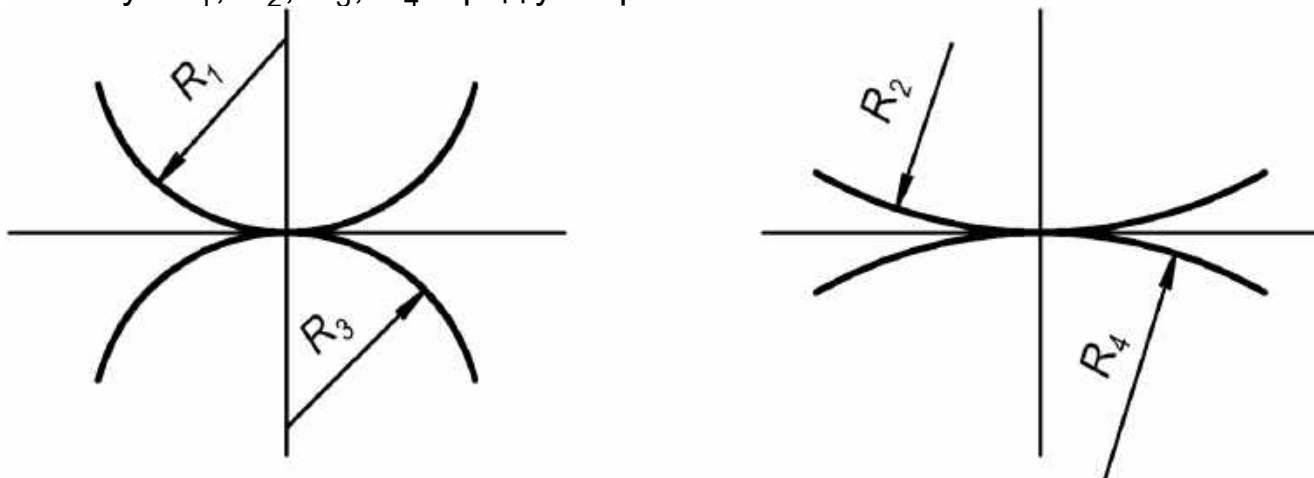
де $\frac{1}{\rho}$ – зведена кривизна в площині найбільш щільного дотику:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4};$$

m – коефіцієнт, що залежить від відношення головних кривизн:

$$\frac{A}{B} = \frac{\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3}} \leq 1.$$

Тут R_1, R_2, R_3, R_4 – радіуси кривизни:



Для визначення коефіцієнта m існують графіки. Як видно з формул, що мають ім'я їх автора Г. Герца, контактні напруження пропорційні навантаженню в степені $1/2$ або $1/3$, а також залежать від модуля пружності.

Це пов'язано з тим, що сама площа контакту збільшується зі зростанням навантаження і залежить від модуля пружності.

Найбільше дотичне напруження має місце всередині тіла і дорівнює для всіх видів площин $\tau_{\max} = 0,288 \cdot \sigma_H$, де σ_H – контактне напруження. При площині контакту в формі вузької площини найбільше дотичне напруження виникає на глибині 0,78 напівширини вузької площини контакту (див. рис. 55, розмір a), а при вузькій площині контакту у формі кола – на глибині половини її радіуса.

Утомні тріщини зазвичай починаються з поверхні, тому важливо знати найбільші дотичні напруження по вузькій площині контакту.

На площині контакту у формі вузької площини $\tau_{\max} = 0,2 \cdot \sigma_H$ і діє по середині ширини вузької площини, а на круговій площині $\tau_{\max} = 0,145 \cdot \sigma_H$ і діє по контуру.

Контактні напруження не повинні перевищувати допустимих величин. В іншому випадку на поверхні деталей з'являються вм'ятини, борозни, тріщини або дрібні раковини. Подібні пошкодження спостерігаються, наприклад, у фрикційних, зубчастих, черв'ячних і ланцюгових передачах, а також в підшипниках кочення.

5.3. Мастильні матеріали

Передачі працюють зазвичай за наявності мастильного матеріалу.

Призначення мастила:

- 1) зменшення втрат на тертя;
- 2) зменшення або запобігання зношенню;
- 3) відведення теплоти, що утворилася при терті;
- 4) запобігання корозії.

Удосконалення мастила є найбільш швидким і дешевим засобом підвищення довговічності машин.

Мастильні матеріали поділяють залежно від стану:

- 1) рідкі (масла);
- 2) пластичні (мазеподібні);
- 3) тверді (порошки, покриття, наповнювачі);
- 4) газоподібні (аерозолі, газу).

Масла є основними мастильними матеріалами машин.

Вони дозволяють замінити тертя твердих тіл внутрішнім тертям рідини. При цьому коефіцієнт тертя може бути знижений в 100 і більше разів.

У машинах загального призначення зазвичай застосовують мінеральні масла, хоча останнім часом розширюється застосування синтетичних масел. Рослинні масла (ляне, касторове та ін.) і тваринне масло (кісткове

та ін.), що мають високу змащувану здатність, застосовують внаслідок їх високої вартості тільки у вимірювальних приладах.

Найважливішою властивістю масел є в'язкість. В'язкість або внутрішнє тертя – це властивість чинити опір зсуву одного шару рідини відносно іншого. Динамічну в'язкість використовують в усіх гідродинамічних розрахунках мастила (μ) і вимірюють в $[\text{Па}\cdot\text{с}]$ або $\left[\frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}\right]$. Кінематичну в'язкість

ν визначають як $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, де ρ – густина $[\text{кг}/\text{м}^3]$, тоді ν має розмірність $\left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}}\right]$.

В'язкість масел істотно залежить від температури і при її зростанні знижується.

В'язкість масел зростає зі збільшенням тиску.

Іншою важливою властивістю масел є маслянистість, тобто здатність у результаті адсорбції (поглинання) утворювати на зв'язувальних поверхнях тонкі плівки – граничні шари, що запобігають безпосередньому контакту поверхонь.

Експлуатаційні показники масел можна істотно підвищити за допомогою присадок, що вводяться в масла в дуже невеликих кількостях (до 5 %).

Застосовують такі присадки:

1) антифрикційні, що знижують сили тертя (синтетичні й натуральні жири та ін.);

2) протизношувані – знижують зношуваність (похідні кислот фосфору);

3) протизадирні – для запобігання схоплюванню (органічні похідні сірки і хлору);

4) антиокиснювальні та антикорозійні.

Основне застосування в машинах мають мінеральні індустриальні масла, що мають у позначенні букву І.

Наприклад, І – Л – А7 означає: І – індустриальне; Л – для легконавантажених вузлів; А – без присадок; 7 – клас кінематичної в'язкості при 40 °С.

У трансмісіях автомобілів, тракторів і т. д. застосовують трансмісійні масла, що позначаються ТМ.

Особливу групу становлять моторні масла, які працюють у широкому діапазоні температур.

Для роботи в умовах високих і низьких температур застосовують синтетичні масла, у тому числі силіконові кремнійорганічні суміші.

Як рідкий мастильний матеріал використовують воду. Її застосовують у підшипниках рідинного тертя.

Пластичні мастильні матеріали знаходять практичне застосування зазвичай при терті кочення. Основний їх недолік – мають обмежений діапазон застосування за температурами.

До пластичних мастильних матеріалів належать солідоли (на кальцієвій основі), ціатими, консталіни і т. д.

Тверді мастильні матеріали

З них основне практичне застосування отримали: колоїдний графіт і двозернистий молібден.

Тверді мастильні матеріали застосовують:

- 1) в умовах, коли рідкі та пластичні мастильні матеріали непрацездатні або неприпустимі за технологічним процесом;
- 2) в умовах рідкісних переміщень, коли необхідно запобігти контактній корозії і важко утримати рідкий або пластичний мастильний матеріал;
- 3) в умовах одноразової дії або дуже малого загального терміну служби.

Найбільш надійний спосіб нанесення твердих мастильних матеріалів – покриття поверхонь, що труться, розпиленням або кистью.

Найбільш перспективними для роботи у вакуумі слід вважати тверді мастильні матеріали, що застосовуються у вигляді тонких покриттів або у вигляді наповнювачів самозмащувальних матеріалів.

Нині знайшов застосування магнітопорошковий метод змащування. В основі методу – використання магнітного поля для підведення мастильного матеріалу в зону тертя, він забезпечує великий ресурс порівняно зі змащуванням традиційними твердими речовинами, дозволяє змащувати вертикальні поверхні.

Після розгляду загальних відомостей про передачі, поняття контактних напружень і мастильних матеріалів безпосередньо розглянемо різні типи передач.

Розгляд механічних передач почнемо з передачі гвинт – гайка.

5.4. Передачі гвинт – гайка

Передача гвинт – гайка призначена для перетворення обертального руху на поступальний.

При простій і компактній конструкції передача гвинт – гайка дозволяє отримати великий вигравш у силі або здійснити повільні й точні переміщення.

Основний недолік передачі – низький ККД, а тому неможливість застосування при великих швидкостях переміщень.

Найбільш характерні області застосування передач гвинт – гайка:

1. Підняття вантажів (у домкратах).
2. Навантаження у випробувальних машинах.
3. Виконання найпростіших механічних операцій (на гвинтових пресах і верстатах).
4. У механізмах управління літаком.

5. У вимірювальних машинах і верстатах для здійснення точних ділильних переміщень.

6. У механізмах роботів і т. д.

Передачі гвинт – гайка поділяють на передачі, основані на терті ковзання і кочення.

5.4.1. Передачі гвинт – гайка з тертям ковзання

Передачі гвинт – гайка з тертям ковзання, як і раніше, застосовуються завдяки простоті конструкції.

Ведучою ланкою, що здійснює обертальний рух, може бути як гвинт, так і гайка.

Найпростіші пристрої, в яких застосовується передача гвинт – гайка з тертям ковзання, – це домкрати, знімачі і преси (рис. 56).

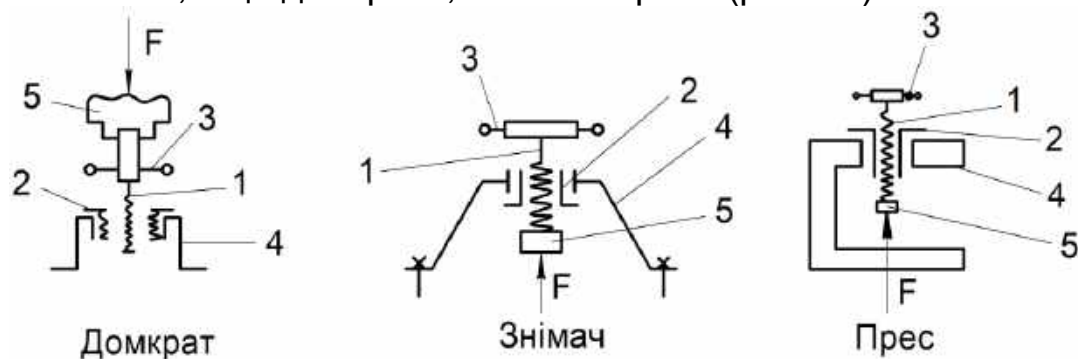


Рис. 56. Схеми пристроїв, в яких застосовується передача гвинт – гайка з тертям ковзання: 1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – рукоятка; 4 – корпус; 5 – башмачок

Різновидом передач гвинт – гайка з тертям ковзання є неспіввісна нарізна передача (рис. 57).

Гайку в цій конструкції виконано вільнообертовою в підшипниках.

Зовнішні кільця підшипників встановлено в корпусі, що переміщується в осьовому напрямку.

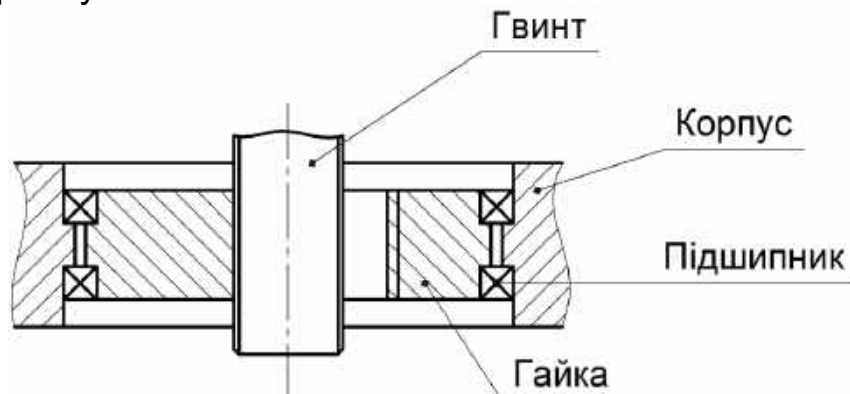


Рис. 57. Неспіввісна нарізна передача

При однакових кроках різі внаслідок різниці середніх діаметрів гвинта і гайки буде відбуватися відносне осьове зміщення гвинта і гайки. Зараз існує безліч конструктивних варіантів неспіввісних передач, і вони набувають все більшого поширення у нас у країні і за рубежом. Основний недолік неспіввісних передач (нарізних) – залежність кінематичних параметрів від навантаження, як це має місце у фрикційних передачах.

Для перетворення обертального руху на повільний поступальний зручно застосовувати хвильові передачі гвинт – гайка (рис. 58).

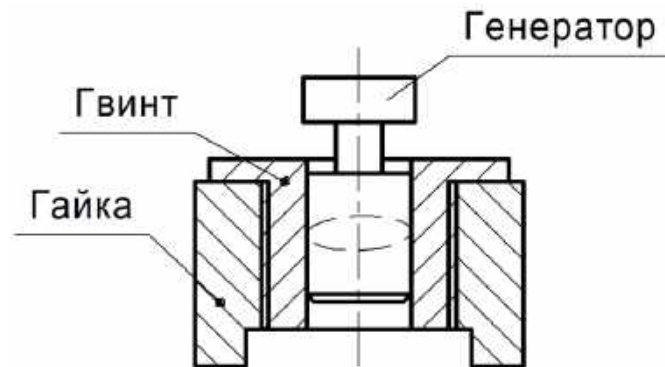


Рис. 58. Хвильова передача гвинт – гайка

У цих передачах гвинт, що деформується в радіальному напрямку, тонкостінний. Деформація гвинта відбувається в результаті обертання генератора, що має форму еліптичного циліндра.

При цьому гвинт входить у зачеплення з різьою гайки і обкатується по ній. При типових для хвильових передач передаточних числах порядку 100 можна отримати за один оберт генератора лінійні переміщення гвинта, які дорівнюють кільком мікрометрам або сотим міліметра.

Різі, тертя в них і ККД

У гвинтових передачах ковзання переважно застосовуються прямокутні, трапецеїдальні і упорні різі (рис. 59).

Прямокутні різі виготовляють різцями на токарно-гвинторізних верстатах. Цей спосіб має низьку продуктивність і невисоку точність. При зношуванні прямокутної різі утворюються зазори, які важко усунути. Перевагою прямокутної різі є її найбільший ККД порівняно з трапецеїдальною і упорними різями. Найбільший ККД пояснюється тим, що у цієї різі найменший кут нахилу профілю (а саме, дорівнює нулю) порівняно з трапецеїдальними і упорними різями і тому мала робота сил тертя.

Прямокутні різі не можуть бути виготовлені фрезеруванням і шліфуванням, тому вони не технологічні і не стандартизовані. Їх не застосовують в умовах серійного виробництва.



Рис. 59. Типи різей, що застосовуються в передачах гвинт – гайка з тертям ковзання

Трапецеїдальна різь є основною різзю для передач гвинт – гайка з тертям ковзання. Вона зручна у виготовленні (технологічна) і міцніша, ніж прямокутна.

Недолік – найнижчий ККД з трьох названих різей, які використовуються в передачах гвинт – гайка з тертям ковзання.

Упорну різь використовують для гвинтів з великим одностороннім осьовим навантаженням у пресах, натискних пристроях прокатних верстатів тощо. Профіль витків – несиметричний.

Існує різновид упорної різі – це упорна посилена різь, яка має кут профілю замість 30° (для звичайної упорної) 45° . Ця різь має більш низьку концентрацію напружень порівняно зі звичайною упорною різзю і тому має підвищений опір втоми приблизно в 1,5 раза. Трапецеїдальна, упорна і упорна посилена різі стандартизовані.

Для визначення моменту опору в різі (моменту гвинтової пари) розгорнемо різь по середньому діаметру d_2 в похилу площину, а гайку замінимо повзуном на похилій площині (рис. 60).

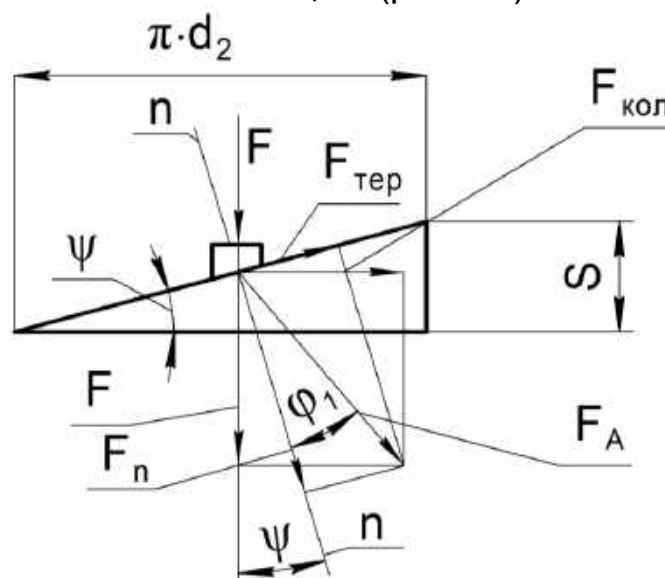


Рис. 60. До визначення моменту гвинтової пари

На рис. 60 показано:

F – осьова сила;

$F_{\text{тер}}$ – сила тертя;

F_n – сила, нормальна до площини контакту гвинта і гайки;

$F_{\text{кол}}$ – колова сила;

F_A – реакція від гайки;

φ_1 – кут тертя (зведений);

S – крок різі;

ψ – кут підйому різі.

Кут підйому різі ψ – це кут, утворений дотичною до гвинтової лінії в точці на середньому діаметрі різі, і площиною, перпендикулярною до осі різі:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{S}{\pi \cdot d_2} \quad \text{– для однозахідних різей (див. рис. 60).}$$

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{S \cdot n}{\pi \cdot d_2} \quad \text{– для багатозахідних різей, де } n \text{ – кількість заходів.}$$

На площині контакту гайки з гвинтом (див. рис. 60) діє осьова сила F і реакція F_A від гайки. Реакція F_A дорівнює геометричній (векторній) сумі нормальної сили F_n і сили тертя $F_{\text{тер}}$:

$$\vec{F}_A = \vec{F}_n + \vec{F}_{\text{тер}}.$$

З іншого боку,

$$\vec{F}_A = \vec{F} + \vec{F}_{\text{кол}},$$

де $F_{\text{кол}}$ – колова рушійна сила.

З геометричних співвідношень розкладених сил отримуємо

$$F_{\text{кол}} = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1).$$

Зведений кут тертя

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{\cos(\alpha/2)},$$

де α – кут профілю різі. Для прямокутної різі $\alpha = 0$.

Запишемо вираз для визначення моменту гвинтової пари

$$M_{\text{ГВ.П}} = F_{\text{кол}} \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \cdot \frac{d_2}{2}.$$

ККД різі

ККД різі визначається як відношення корисної роботи на гвинті до витраченої роботи:

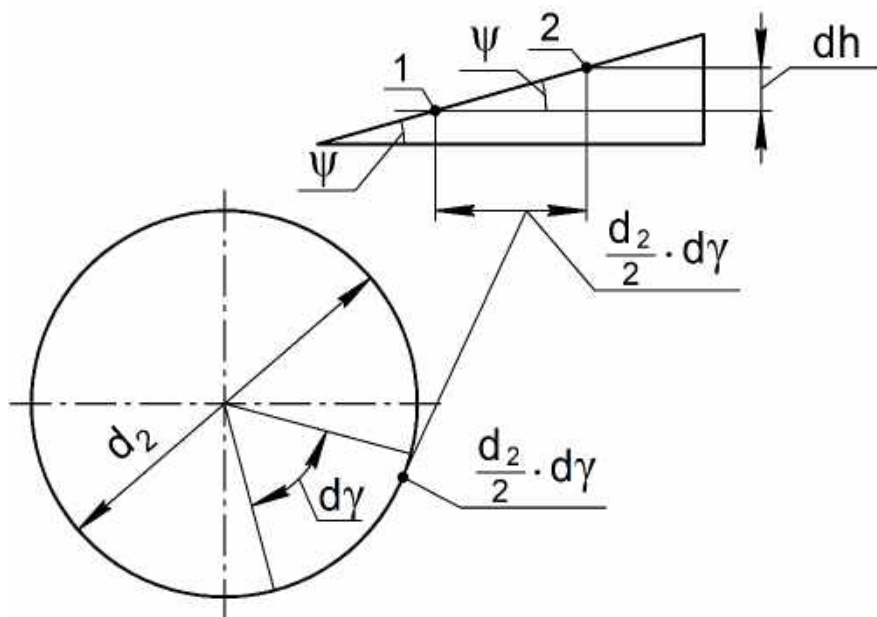
$$\eta = \frac{A_{\text{кор}}}{A_{\text{витр}}} = \frac{F \cdot dh}{M_{\text{ГВ.П}} \cdot d\gamma},$$

де dh – осьове переміщення, що відповідає повороту на кут $d\gamma$, його можна записати таким чином:

$$dh = \frac{d_2}{2} \cdot d\gamma \cdot \operatorname{tg}\psi.$$

Підставляючи вирази для dh і моменту гвинтової пари, отримуємо

$$\eta = \frac{F \cdot dh}{M_{\text{ГВ.П}} \cdot d\gamma} = \frac{F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot d\gamma \cdot \operatorname{tg}\psi}{F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \cdot d\gamma} = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}.$$



Умова самогальмування

З наведеної схеми видно, що самогальмування забезпечується за умови, коли кут підйому різі менше кута тертя φ_1 , тобто $\psi < \varphi_1$.

Передаточне відношення передачі гвинт – гайка

Передаточне відношення умовно можна виразити відношенням переміщення рукоятки, маховика і т. п. S_P до переміщення гвинта $S_{\text{ГВ}}$:

$$i = S_P / S_{\text{ГВ}} = 2\pi l_P / S_1,$$

де l_P – довжина рукоятки;
 S_1 – хід гвинта.

За аналогією запишемо залежність між коловою силою F_p на рукоятці і осьовою силою F на гвинті:

$$F = F_p \cdot i \cdot \eta,$$

де η – ККД гвинтової пари.

З останньої формули видно, що передача гвинт – гайка дозволяє отримати великий вигреш у силі або здійснювати повільні й точні переміщення.

Проектування передачі гвинт – гайка з тертям ковзання

1. Визначення вихідних даних

Основними вихідними даними при проектуванні пристроїв з гвинтовою передачею є осьова сила F , що діє на гвинт і хід гвинта. Технічним завданням можуть бути задані й інші параметри передач.

2. Призначення матеріалу пари гвинт – гайка:

а) матеріал гвинтів повинен мати досить високу зносостійкість і хорошу оброблюваність, важконавантажені – високу міцність. Ходові гвинти виготовляють з високовуглецевих і легованих сталей 40, 45, 50, 40ХН, 50ХГ та інших із загартуванням до твердості не менше 50 HRC;

б) гайки зазвичай виготовляють з матеріалів, що мають у парі зі сталевим гвинтом низький коефіцієнт тертя і хорошу зносостійкість. До таких матеріалів належать олов'янисті і безолов'янисті бронзи, латуні, металокераміка, антифрикційні чавуни.

3. Розрахунок гвинта

3.1. Побудова епюр розподілу навантажень уздовж осі гвинта і визначення небезпечних режимів його роботи (рис. 61).

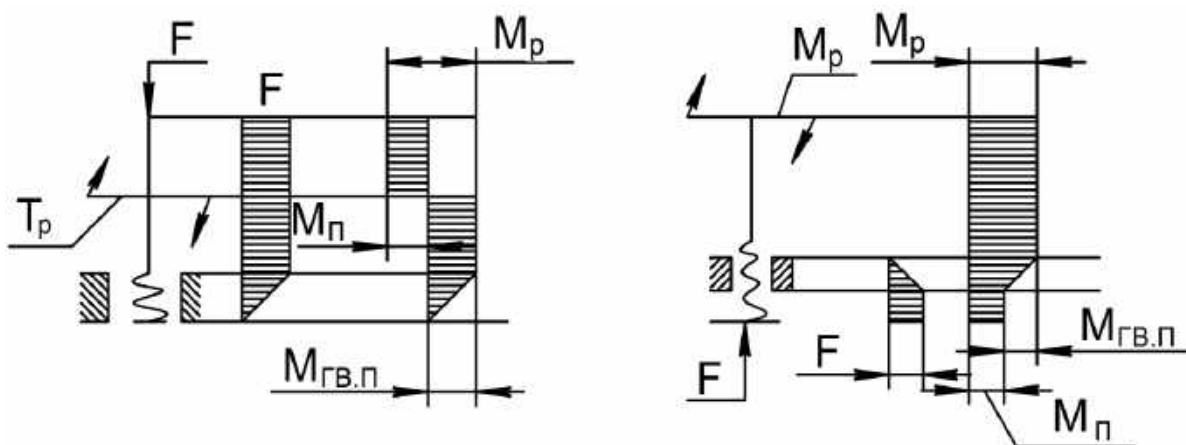


Рис. 61. Епюри навантажень уздовж осі гвинта

Епюри сил і моментів побудовані в припущенні лінійного розподілу зусиль по витках різі. З епюр видно, що гвинт працює на стискання (поздовжнє згинання) і кручення. Запишемо умови працездатності гвинта.

3.2. Розрахунок міцності гвинта на стиснення з урахуванням стійкості

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{k \cdot F}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} (1 - \alpha^2)} \leq [\sigma] \cdot \varphi, \text{ звідки } d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F}{\pi \cdot \varphi \cdot [\sigma] (1 - \alpha^2)'}}$$

де d_1 – внутрішній діаметр різі гвинта;

k – коефіцієнт, що враховує скручування гвинта моментом у небезпечному перерізі; $k = 1,1 \dots 1,2$ – для домкратів; $k = 1,3$ для знімачів і пресів;

φ – коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження, що вибирають за гнучкістю λ . Для розтягнутих гвинтів $\varphi = 1$;

$\alpha = d_0 / d_1$ – відношення внутрішнього діаметра до діаметра зовнішнього порожнистого перерізу гвинта (для суцільного гвинта $\alpha = 0$).

3.3. Розрахунок гвинта за допустимою гнучкістю (методика Ясинського):

$$\lambda = \frac{\gamma \cdot \ell}{i_{\text{min}}} \approx \frac{\gamma \cdot \ell}{0,25 \cdot d_1} = \frac{\gamma \cdot \ell}{\theta \cdot d_1} \leq [\lambda], \text{ звідки } d_1 = \frac{\gamma \cdot \ell}{\theta \cdot [\lambda]},$$

де γ – коефіцієнт зведення довжини гвинта;

ℓ – вільна довжина гвинта;

$[\lambda]$ – допустима гнучкість (для коротких вантажних гвинтів $[\lambda] \leq 100$);

θ – коефіцієнт повноти перерізу (для суцільних гвинтів $\theta = 0,25$);

i_{min} – радіус інерції перерізу.

3.4. Розрахунок на зносостійкість робочих поверхонь витків різі (обмеження питомого тиску):

$$F_{\text{пит}} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [F_{\text{пит}}],$$

де h – висота витка;

z – кількість витків;

$[F_{\text{пит}}]$ – допустимий питомий тиск, що призначається залежно від матеріалів пари тертя за таблицями;

d_2 – середній діаметр різі.

Введемо позначення

$$z = H/S; \psi_h = \frac{h}{S}; \psi_H = \frac{H}{d_2},$$

де H – висота гайки;

S – крок різі;

ψ_h – коефіцієнт висоти різі;

ψ_H – коефіцієнт висоти гайки.

Підставивши їх у формулу для $F_{\text{пит}}$, отримаємо

$$F_{\text{пит}} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot S \cdot \psi_h \cdot H/S} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot d_2} = \frac{F}{\pi \cdot d_2^2 \cdot \psi_h \cdot \psi_H} \leq [F_{\text{пит}}],$$

тоді $d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [F_{\text{пит}}]}}$.

3.5. Розрахунок гнучких гвинтів, у яких $[\lambda] \geq 100$, за формулою Ейлера для критичного навантаження

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(\gamma \cdot \ell)^2} = n_{\text{ст}} \cdot F, \text{ тобто } F \leq F_{\text{кр}},$$

де E – модуль пружності матеріалу;

J – момент інерції перерізу гвинта;

$n_{\text{ст}}$ – коефіцієнт запасу за стійкістю ($n_{\text{ст}} = 3 \dots 6$).

Виражаючи момент інерції J через внутрішній діаметр гвинта d_1 ,

$(J = \pi \cdot \frac{d_1^4}{64})$, можна визначити d_1 за наведеною умовою:

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot n_{\text{ст}} (\gamma \cdot \ell)^2}{(1 - \alpha)^4 \cdot E \cdot \pi^3}}.$$

Тут F – задане зовнішнє навантаження; ℓ – вільна довжина гвинта; γ – коефіцієнт зведення довжини гвинта; $\alpha = d_0 / d_1$ – відношення внутрішнього діаметра до зовнішнього діаметра порожнистого перерізу гвинта; $n_{\text{ст}} = 3 \dots 6$ – коефіцієнт запасу стійкості.

3.6. Вибір найближчого більшого діаметра різі стандартного гвинта, а також кроку різі, який остаточно встановлюється при задоволенні ще двох умов, за розрахованими діаметрами d_1 і d_2 .

3.7. Перевірка умови самогальмування

$$\psi < \varphi_1.$$

3.8. Забезпечення якомога більшого ККД

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)},$$

де $\psi = \operatorname{arctg} \frac{S \cdot n}{\pi \cdot d_2}$ – кут підйому різі (n – кількість заходів).

3.9. Перевірний розрахунок гвинта в небезпечному перерізі

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{ст}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{кр}}^2} \leq \varphi[\sigma],$$

$$\text{де } \sigma_{\text{ст}} = F/A; \tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{кр}}}{w_{\rho}} = \frac{M_{\text{ГВ.П}}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}{0,2 \cdot d_1^3},$$

де $A = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$ – площа перерізу гвинта;

w_{ρ} – полярний момент опору перерізу гвинта;

$T_{\text{кр}}$ – крутний момент у небезпечному перерізі гвинта, для визначення якого необхідно знати $M_{\text{ГВ.П}}$ і $M_{\text{П}}$ (моменти гвинтової пари і п'яти тертя).

Момент тертя в п'яті $M_{\text{П}}$ визначають залежно від типу прийнятої п'яти за наведеними у відповідних навчальних посібниках формулами.

4. Розрахунок гайки

Допущення, прийняті при розрахунку гайки:

а) осьове зусилля розподіляється між витками рівномірно;

б) кут нахилу гвинтової лінії малий і площини небезпечних перерізів можна розглядати у вигляді плоских кільцевих циліндричних фігур.

Основною причиною виходу з ладу передач гвинт – гайка є зношування. Рівняння зносостійкості витка за умови невидавлювання мастила має вигляд

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F}{z \cdot \pi/4 [d^2 - (d'_1)^2]} \leq [F_{\text{пит}}],$$

де z – кількість витків різі;

d і d'_1 – відповідно зовнішній діаметр гвинта і зовнішній діаметр гайки (рис. 62).

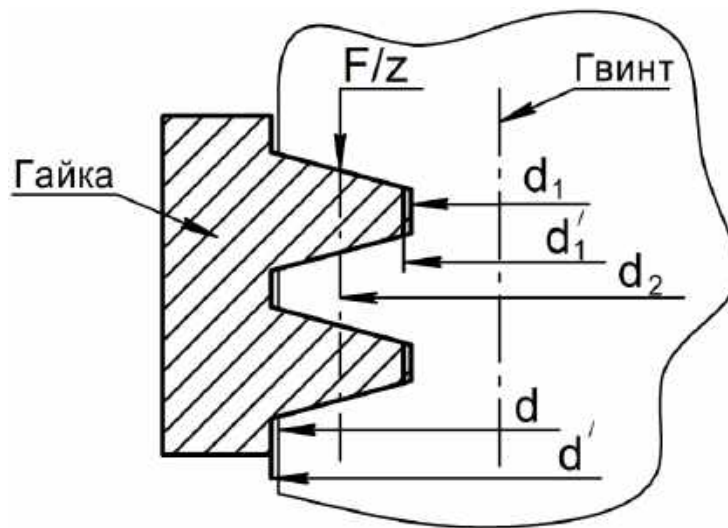


Рис. 62. До розрахунку різі на зминання

У рівнянні зносостійкості $[F_{\text{пит}}]$ – допустимий питомий тиск, величина якого встановлюється експериментально для різних пар тертя і наводиться в довідкових матеріалах;

d_1 і d – внутрішній і зовнішній діаметри гвинта;

d'_1 і d' – внутрішній і зовнішній діаметри гайки;

d_2 – середній діаметр гвинта і гайки.

З умови невидавлювання мастила визначають кількість витків

$$z = \frac{F}{\pi/4 [d^2 - (d'_1)^2] \cdot [F_{\text{пит}}]}$$

Отриману кількість витків z округляють до цілого значення і воно має бути $z \leq 10$. Про причини накладення цієї умови дивись розд. «Різі».

Якщо за розрахунком отримано $z > 10$, то потрібно збільшувати $[F_{\text{пит}}]$ або площу витка, тобто брати наступну найближчу більшу стандартну різь.

Якщо кількість витків z за розрахунком виявилася малою ($z_1 = 1; 2; 3$), то висоту гайки призначають за рекомендацією залежно від діаметра $H = (1 \dots 1,25)d$.

Після того як кількість витків різі знайдено, її перевіряють на зрізування і згинання.

Перевірка витків різі на зрізування (рис. 63)

При однакових матеріалах гвинта і гайки зрізатися буде виток гвинта, оскільки у нього площа зрізу (бічна площа циліндра) буде менша, ніж у витка гайки. Однак матеріал гайки зазвичай має меншу механічну міцність, тому на міцність перевіряють витки гайки.

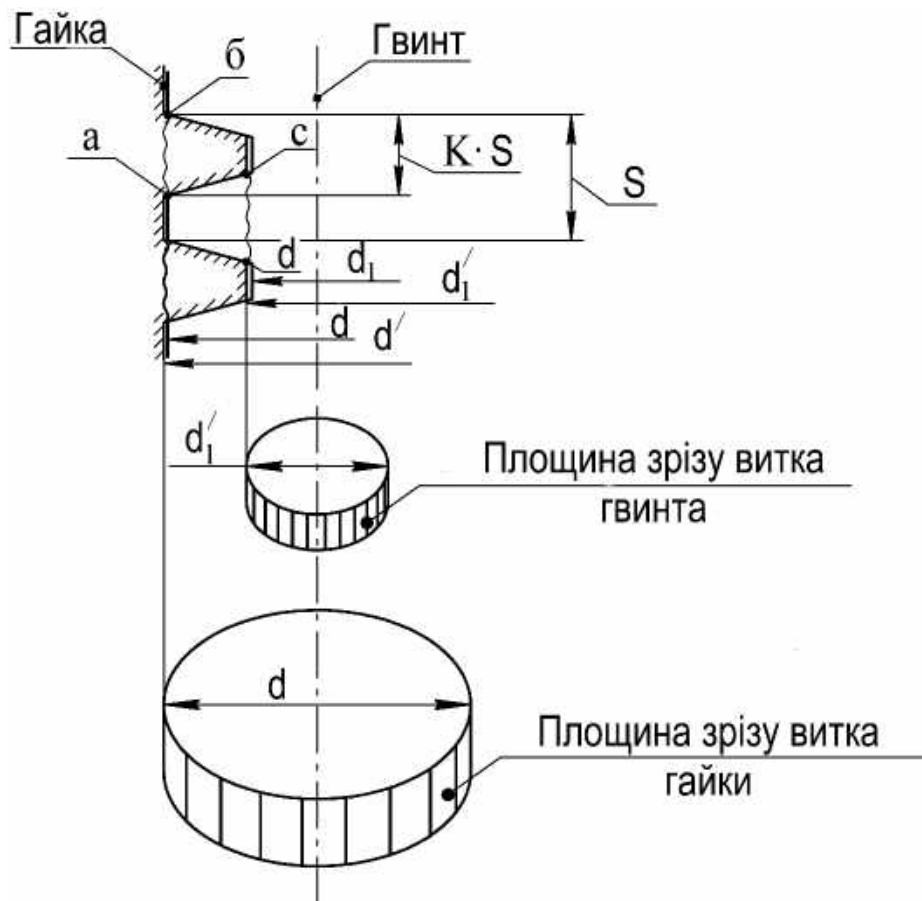


Рис. 63. До розрахунку витків різі на зрізування

Рівняння міцності витка гайки на зрізування має вигляд

$$\tau_{\text{зріз}} = \frac{F}{z \cdot A_{\text{зріз}}} = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d \cdot k \cdot S} \leq [\tau_{\text{зріз}}].$$

Для розрахунку на зрізування витка гвинта замість d потрібно підставити d_1 . У рівнянні міцності витка на зрізування k – це коефіцієнт повноти різі, що враховує тип різі:

$k = 0,65$ – для трапецеїдальних різей;

$k = 0,5$ – для прямокутних різей;

S – крок різі.

Перевірка витків різі на згинання

Зазвичай у різях згинальні напруження не є визначальними і, щоб виконати порівняно точний розрахунок на згинання, потрібно застосувати методи теорії пружності. Для оцінних розрахунків на згинання можна скористатися простими залежностями з опору матеріалів, розглядаючи виток різі як консольну балку з небезпечним перерізом біля основи витка (рис. 64).

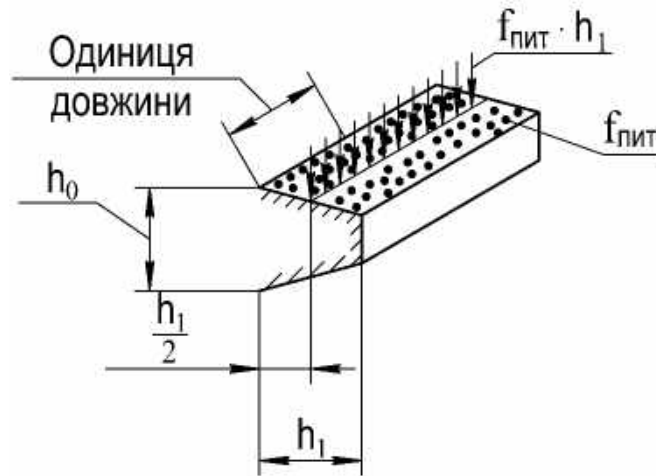


Рис. 64. До розрахунку витка різі на згинання

Розподілене по площині навантаження $f_{\text{пит}}$ визначають за залежністю

$$f_{\text{пит}} = \frac{F}{z \cdot A_{\text{зм}}} = \frac{F}{z \cdot \pi/4 [d^2 - (d'_1)^2]}$$

Погонне навантаження визначають множенням питомого навантаження $f_{\text{пит}}$ на висоту витка h_1 , тобто $f_{\text{пит}} \cdot h_1$.

Погонний (питомий) згинальний момент можна записати у вигляді

$$M_{\text{згин.п}} = f_{\text{пит}} \cdot h_1 \cdot \frac{h_1}{2} = \frac{f_{\text{пит}} \cdot h_1^2}{2}$$

Осьовий момент опору виділеної одиниці довжини запишемо у вигляді

$$W_{\text{пит}} = \frac{h_0^2 \cdot 1}{6} = \frac{h_0^2}{6}$$

Тоді міцність витка різі на згинання визначається рівнянням

$$\sigma_{\text{згин}} = \frac{M_{\text{згин.п}}}{W_{\text{пит}}} = \frac{f_{\text{пит}} \cdot h_1^2}{2} \cdot \frac{6}{h_0^2} = \frac{3 \cdot f_{\text{пит}} \cdot h_1^2}{h_0^2} \leq [\sigma_{\text{згин}}]$$

Визначення зовнішнього діаметра гайки (рис. 65).

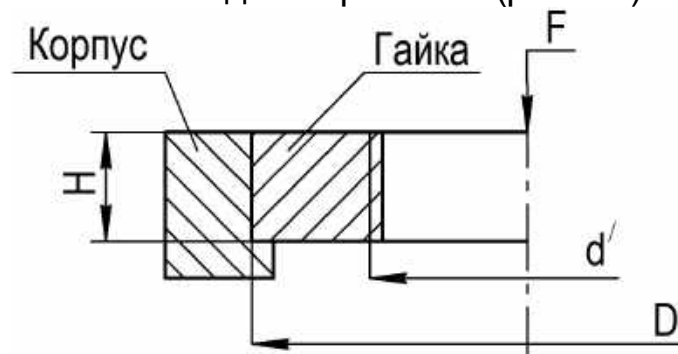


Рис. 65. До розрахунку зовнішнього діаметра гайки

Тіло гайки працює на кручення і стиснення або розтягнення (залежно від схеми механізму):

$$\sigma_{\text{стисн}} = \frac{1,3 \cdot F}{\pi/4[D^2 - (d')^2]} \leq [\sigma_{\text{стисн}}],$$

$$\text{звідки } D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F}{[\sigma_{\text{стисн}}] \cdot \pi} + (d')^2}.$$

У записаних виразах коефіцієнт 1,3 враховує дію напружень кручення. Якщо зовнішній діаметр гайки за розрахунком забезпечує малу товщину тіла гайки, то її призначають за рекомендацією $D = d' + 4S$.

Однак ця рекомендація може корегуватися. При малих кроках різі можна користуватися цією рекомендацією, а при великих кроках різі за цією рекомендацією виходить велика товщина тіла гайки, тому її необхідно зменшувати.

Усі інші розміри передачі розраховують залежно від конкретної схеми механізму.

5.4.2. Передачі гвинт – гайка з тертям кочення

Розрахунок кулькогвинтових і кулькопідшипникових передач

Кулькові передачі широко застосовують в машино- і приладобудуванні. В авіаційній техніці такі передачі використовують в системах управління літальними апаратами (механізм змінення стріловидності крила, механізм убирання і випуску шасі і т. д.) і в пристроях аеродромного обслуговування.

Переваги кулькових передач:

- 1) високий ККД $\eta = 0,8 \dots 0,9$;
- 2) мале зношення поверхонь контакту;
- 3) можливість повного усунення осьового люфту (зазору) і, отже, висока точність і рівномірність поступального руху;
- 4) надійна робота в широкому діапазоні температур.

Недолік кулькових передач: складність конструкції і велика трудомісткість виготовлення.

Розглянемо конструктивну схему кулькогвинтової передачі (рис. 66).



Рис. 66. Конструктивна схема кулькогвинтової передачі

У кулькогвинтовій передачі на гвинті і в гайці виконано гвинтові канавки, які є доріжками кочення для кульок. Канал, утворений гвинтовими канавками гвинта і гайки, заповнюється сталевими кульками. При обертанні гвинта кульки затискаються між гвинтовими поверхнями гвинта і гайки і завдяки тертю перекочуються по них, передаючи рух від гвинта до гайки. Гайка переміщується поступально.

Від провертання гайка утримується напрямними або шпонкою, зафіксованою в корпусі. Для забезпечення безперервної циркуляції кульок кінці робочої частини різі з'єднані поворотним (або обвідним) каналом.

Кулькопідшипникову передачу показано на рис. 67.

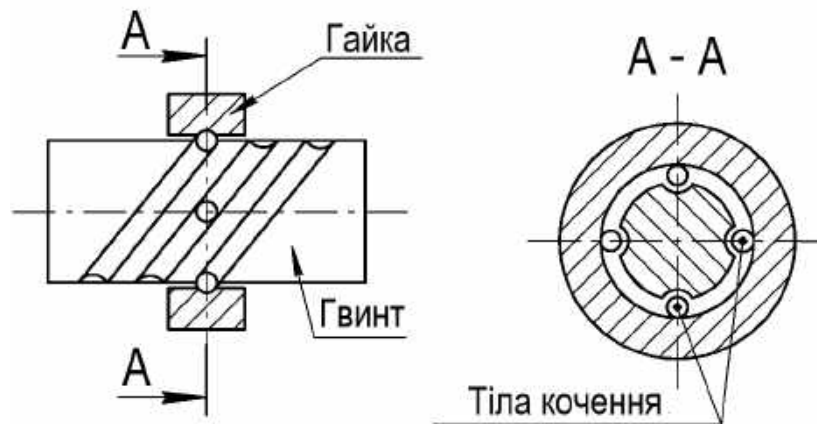


Рис. 67. Конструктивна схема кулькопідшипникової передачі

У кулькопідшипникових передачах на гвинті, так як і в кулькогвинтових передачах, нарізана гвинтова кулькова різь, а на гайці виконані кругові канавки, як на зовнішньому кільці звичайного кулькопідшипника. Тому кульки рухаються в діаметральних площинах і, перекочуючись по гвинтовій канавці гвинта, передають йому осьове переміщення.

Кількість заходів у такій передачі не повинно бути менше двох.

На рис. 67 показано кулькопідшипникову передачу з чотирма заходами.

Кулькові передачі відрізняються одна від одної в основному формою профілю витків різі. Профіль кулькової різі не стандартизовано. На практиці застосовуються такі профілі витків гвинта і гайки (рис. 68):

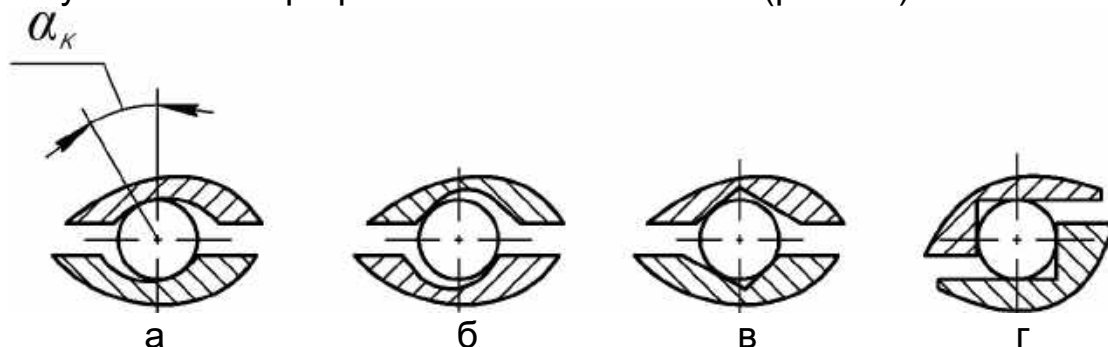


Рис. 68. Профілі витків гвинта і гайки:

а – круговий; б – овальний; в – трикутний; г – прямокутний

– круговий профіль канавки, аналогічний профілю доріжок кочення кулькопідшипників, є технологічно простим, має велику площу плями контакту, тому рекомендується для високонавантажених передач. Кут контакту $\alpha_k = 20 \dots 50^\circ$ залежить від навантаження на кульки і величини радіального зазору;

– овальний профіль витків характеризується великим кутом контакту порівняно з круговим профілем різі. А зі збільшенням кута контакту зменшується сила тертя і підвищується ККД. Недолік овального профілю – навантажувальна здатність передач з овальним профілем різі трохи нижче, ніж передач з круговим профілем. У передачах з овальним профілем виникають великі контактні напруження порівняно з круговим профілем;

– трикутний профіль різі – простий у виготовленні і забезпечує постійність кута тертя $\alpha_k = 45^\circ$. Недолік – великі контактні напруження, оскільки пляма контакту тут найменша, а навантаження на кульку при $\alpha_k = 45^\circ$ – велике;

– прямокутна форма профілю різі, де $\alpha_k = 90^\circ$. Робота таких гвинтових пар аналогічна роботі упорних кулькопідшипників. Контактні напруження в прямокутній різі вище, ніж у круговій і овальній, і нижче, ніж у трикутній, при однакових розмірах плями контакту.

Отже, важконавантажені передачі не рекомендується виконувати з трикутною і прямокутною різями.

Основні параметри кулькових передач наведено на рис. 69, де $D_{сер}$ – діаметр кола, на якому розташовуються кульки; $D_{вн.гв}$ – внутрішній діаметр гвинта; $D_{вн.г}$ – внутрішній діаметр гайки; d_k – діаметр кульки; $r_ж$ – радіус жолоба; α_k – кут контакту; σ_{max} – контактні напруження.

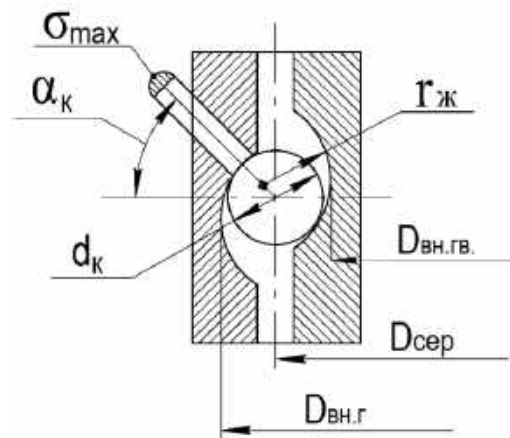


Рис. 69. Геометрія кулькових передач

Основними параметрами кулькових передач є:

1. Момент кулькогвинтової пари

$$M_{к.п} = F_a \frac{D_{сер}}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_k),$$

де F_a – осьова сила;

ψ – кут підйому гвинтової лінії по циліндру діаметром $D_{\text{сер}}$;

$\varphi_{\text{к}}$ – зведений кут тертя кочення.

Формула для моменту $M_{\text{к.п}}$ аналогічна за формою тій, що була записана для моменту передачі гвинт – гайка з тертям ковзання, тільки замість φ_1 беруть $\varphi_{\text{к}}$.

2. Потужність, необхідна для передачі осьової сили F_a ,

$$P = F_a \cdot \frac{V}{\eta},$$

де V – швидкість поступального переміщення гайки.

η – ККД передачі.

3. ККД кулькової передачі для випадку перетворення обертального руху на поступальний, такий як і для пари ковзання, тільки замість φ_1 беруть кут тертя кочення $\varphi_{\text{к}}$.

$$\eta = \frac{\text{tg}\psi}{\text{tg}(\psi + \varphi_{\text{к}})}.$$

Кут підйому в кулькових передачах практично не впливає на ККД пари, оскільки в цих передачах кут тертя кочення $\varphi_{\text{к}}$ значно менше кута підйому різі ψ (тобто $\varphi_{\text{к}} \ll \psi$).

4. Кількість кульок $Z_{\text{к}}$ у робочій частині різі і радіус жолоба $r_{\text{ж}}$, які обчислюють за такими залежностями:

$$Z_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{сер}} \cdot k}{d_{\text{к}}} - 1,$$

де k – кількість витків в одному замкнутому робочому ланцюжку;

$Z_{\text{к}}$ – кількість кульок ($Z_{\text{к}} \leq 65$).

Радіус жолоба $r_{\text{ж}}$ гвинта і гайки для зменшення тертя має бути більше радіуса кульок:

$$r_{\text{ж}} = (0,51 \dots 0,53)d_{\text{к}}.$$

5. Радіальний зазор $\Delta = D_{\text{н}} - (D_{\text{вн}} + 2d_{\text{к}})$.

6. Кут підйому гвинтової лінії

$$\psi = \text{arctg}[S/(\pi D_{\text{сер}})],$$

де S – крок різі.

Розрахунок кулькових передач досить трудомісткий, що потребує повторних розрахунків для отримання прийнятної конструкції, тому для них доцільно використовувати обчислювальну техніку.

Матеріали деталей кулькової пари

Для виготовлення гвинтів і гайок зазвичай використовують такі сталі:

а) хромисті – ШХ9, ШХ15 і т. д;

б) цементовані – 12ХН3А, 12Х2Н4А і т. д;

в) азотовані – 30ХГСА, 38ХМЮА та ін.

Як тіла кочення зазвичай використовують стандартні кульки підшипників кочення зі сталей марок ШХ.

Порядок проектування кулькових передач

1. Визначають внутрішній діаметр гвинта $D_{вн}$ з розрахунку на міцність за заданою осьовою силою F_a . Для довгих гвинтів, що працюють на стиснення, необхідно провести перевірку на стійкість. Вирази для розрахунку $D_{вн}$ аналогічні виразам для гвинтової передачі з тертям ковзання.

2. Призначають діаметр кульок

$$d_k = (0,08 \dots 0,15) D_{вн}.$$

Отриманий діаметр кульок d_k округлюють до найближчого більшого стандартного значення.

3. Визначають крок різі $S = d_k + (1 \dots 5)$ мм і округлюють до найближчого цілого числа.

4. Визначають $D_{сер} = D_{вн} + d_k$ і округлюють до цілого більшого значення і уточнюють $D_{вн}$.

5. Визначають кут підйому гвинтової лінії ψ , ККД (η) і потужність двигуна P .

6. Визначають кількість кульок у робочій і неробочій частинах передачі.

7. Розраховують статичну $F_{аст}$ і динамічну $F_{дин}$ вантажопідйомності кулькової передачі і порівнюють з допустимими значеннями:

$$F_{аст} \leq [F_{аст}]; \quad F_{дин} \leq [F_{дин}].$$

Максимальні контактні напруження мають бути також менше допустимих.

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_{max}].$$

Статичну і динамічну вантажопідйомності кулькових передач визначають за емпіричними залежностями, а також за методиками, прийнятими для розрахунку шарикопідшипників.

5.5. Передачі з зубчастими ременями

Передачі з зубчастими ременями належать до передач з гнучким зв'язком. Зазвичай їх застосовують між паралельними валами, які обертаються в одну сторону.

Розглянемо схему зубчастої ремінної передачі (рис. 70).

Найпростіша передача з зубчастим ременем складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів і охоплювального їх зубчастого ременя 3, що зачіпляється за допомогою зубів.

Передача руху від ведучого шківа до ременя і від ременя до веденого шківа здійснюється внаслідок зачеплення зубів ременя і шківа. Крім того, частина навантаження може передаватися завдяки тертю між зубами ременя і шківа.

У зачепленні знаходиться одночасно велика кількість зубів, що дозволяє реалізувати значні тягові зусилля і колові моменти. Зуби ременя в западинах шківів розташовуються з невеликим радіальним ΔR і бічним f зазорами, що забезпечує безперешкодне переміщення матеріалу зуба ременя при деформації.

Передача з зубчастим ременем потребує попереднього натягу. Воно необхідне для забезпечення стійкого зачеплення.

Зубчастий ремінь являє собою складну композиційну конструкцію, основним елементом якої є несучий шар, армований або синтетичним кордом, або тонким сталевим канатом, навитим по гвинтовій лінії або покладеним паралельними рядами. Армування здійснюється за допомогою гуми або іншого синтетичного матеріалу, утворюючи каркас зубчастого ременя.

Зуби ременя формуються з того ж матеріалу, що і зв'язувальний елемент каркаса. У більшості конструкцій зуби ременів мають призматичну форму з трапецеїдальним нормальним перерізом.

Розроблена також зубчаторемінна передача з напівкруглим профілем зубів, що дозволяє підвищити несучу здатність на 40 % і забезпечує більш плавний вхід зубів у зачеплення.

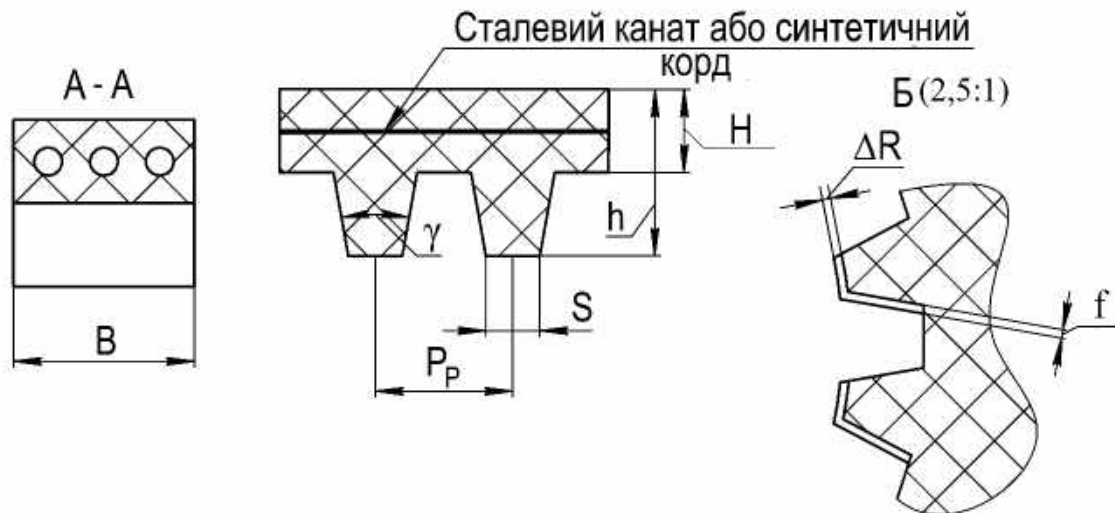


Рис. 70. Схема зубчатої ремінної передачі

Шківи передач з зубчастим ременем виготовляють зі сталі, легких алюмінієвих сплавів або синтетичних матеріалів.

Зубчаторемінні передачі можна застосовувати і при передачі руху між валами, осі яких не паралельні. У цьому випадку бажано застосування самоустановлювальних шківів.

Зубчасторемінні передачі застосовують у широкому діапазоні потужностей від 0,01 до 500 кВт, частот обертання до 6000 хв^{-1} у високонавантажених і до 18000 хв^{-1} у кінематичних передачах і колових швидкостях від 0,5 до 80 м/с. ККД передачі становить 95...99 %.

Переваги зубчасторемінних передач:

1. Висока навантажувальна здатність і довговічність (порівняно зі звичайними ремінними передачами).
2. Відсутність прослизання.
3. Компактність.
4. Невеликі початкові натяги.
5. Малі навантаження на вали.
6. Малошумність.
7. Не потребують мастила.
8. Хороша технологічність і невисока вартість.
9. Велике передаточне відношення (до 12, іноді до 20).

Недоліки:

1. Великі габарити (порівняно із зубчастими передачами).
2. Неминучість пружного ковзання в зачепленні.
3. Необхідність пристроїв для натягування ременя.
4. Мала довговічність ременів у швидкохідних передачах.

Зубчасті ремінні передачі знаходять все більш широке застосування в машинобудуванні і приладобудуванні. Знайшли застосування вони також і в робототехніці.

Передаточне відношення зубчастої ремінної передачі визначають за співвідношенням

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}$$

- де n_1 і n_2 – частоти обертання ведучого і веденого шківів, хв^{-1} ;
 ω_1 і ω_2 – кутові швидкості шківів, с^{-1} ;
 d_1 і d_2 – відповідно діаметри ведучого і веденого шківів;
 $\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$ – коефіцієнт пружного ковзання ($\xi = 0,01 - 0,02$);
 V_1 і V_2 – колові швидкості ведучого і веденого шківів.

Основними критеріями працездатності зубчастої ремінної передачі є:

1. Тягова здатність.
2. Довговічність ременя.

При розрахунку зубчастої ремінної передачі основним параметром є модуль

$$m = P_p / \pi,$$

де P_p – крок ременя.

Модуль вибирають з довідкових таблиць за заданим крутним моментом.

Кількість зубів меншого шківа (ведучого) Z_1 визначають залежно від модуля за довідковими таблицями.

При заданому передаточному відношенні u визначають кількість зубів веденого шківа Z_2 :

$$Z_2 = Z_1 \cdot u.$$

Діаметри ділительних кіл шківів, які вимірюють за розташуванням осей металотросів, визначають за формулами

$$d_1 = m \cdot z_1 \text{ і } d_2 = m \cdot z_2;$$

Лінійна швидкість зубчастого ременя при заданій кутовій швидкості ω_1 ведучого шківа визначається виразом

$$V_{\text{кол}} = \frac{m \cdot z_1 \cdot \omega_1}{2},$$

Відстань між осями веденого і ведучого шківів визначають згідно з компоувальною схемою механізму або за рекомендацією для оптимальної міжосьової відстані

$$a_{\text{опт}} = (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2).$$

При роботі зубчаторемінної передачі в ремені виникають такі напруження:

1. Розтягнення від переданої колової сили.
2. Розтягнення від відцентрових сил.
3. Напруження згину.
4. Зсув і зминання в зубах ременя.

Розрахунок зубчаторемінної передачі на тягову здатність

1. Визначають колову силу, що передається ременем:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot k_F}{d_1},$$

де T_1 – момент на ведучому шківі;

d_1 – діаметр шківа;

k_F – коефіцієнт режиму роботи або динамічності (вибирають за таблицями).

2. Визначають розрахункову допустиму питому силу на ремені, Н/мм,

$$F_y = [F]_0 \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_p,$$

де $[F]_0$ – допустима питома колова сила, взята з таблиці;

C_u – коефіцієнт передаточного відношення, що вводиться тільки для прискорювальної передачі;

$C_z = 1 - 0,2(6 - z_{13})$ – коефіцієнт, що вводиться при малій кількості зубів $z_{13} < 6$; z_{13} – кількість зубів у зачепленні на малому шківі;

C_p – коефіцієнт, що враховує застосування натяжних роликів.

3. Обчислюють необхідну ширину ременя

$$B = \frac{F_t}{(F_y - qV^2) \cdot C_{ш}},$$

де q – маса 1 м ременя шириною 1 мм (призначають за таблицями);

V – швидкість ременя, м/с;

qV^2 – питома відцентрова сила;

$C_{ш}$ – коефіцієнт, що враховує неповні витки каната біля бічних поверхонь ременя (також призначають за таблицями).

4. Колову силу F_t часто обмежують допустимими питомими тисками на зубах (особливо при $z_{13} < 6$):

$$P = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_{13} \cdot B \cdot h} \leq [P],$$

де $\varphi = 1,7 - 2,0$ – коефіцієнт концентрації навантаження по висоті і довжині зубів;

h – висота зубів;

$[P]$ – допустимий тиск на зуби ременя (призначають за таблицями).

Сили, що діють на вали передачі, визначають згідно з рекомендацією за формулою

$$F_r = (1 \dots 1,2)F_t.$$

У ряді випадків при розрахунку приводу з зубчастим ременем потрібно провести динамічний аналіз механізму. Для цього необхідно розрахувати критичну лінійну швидкість зубчастих ременів.

Динамічні навантаження, які діють на зубчастий ремінь, мають різне походження. Одні пов'язані із зовнішніми змінними у часі навантаженнями, інші формуються самою передачею (наприклад, ексцентриситетом ведучого і веденого шківів).

Оскільки найбільш небезпечним є резонанс за першою гармонікою, критичну лінійну швидкість зубчастого ременя можна визначити за такою залежністю:

$$V_{кр}^{(1)} = P_0 \sqrt{\xi_c \cdot \ell_0} \left(\sqrt{\frac{K_B^2}{4 \cdot N^2} + 1} - \frac{K_B}{2 \cdot N} \right)$$

де P_0 – власна частота коливань ременя, вибирають за таблицями;

$\xi_c = \alpha \cdot F$ – деформація каркаса ременя (α – податливість каркаса ременя, F – сила, що спричиняє деформацію);

$l_0 = \pi \cdot m$ – початкова довжина одного кроку ременя;

m – модуль;

$K_B = 0,5(z_p - z_{13} - z_{23})$ – кількість кроків зубів ременя на ведучій частині ременя;

z_p – кількість зубів ременя;

z_{13} і z_{23} – кількість зубів, що знаходяться в зачепленні з ведучим і веденим шківками;

$N = 1, z_1, z_2, z_p$ залежно від виду розглянутого збудження (зазвичай $N = 1$).

Якщо умова $P < [P]$ не виконується, то необхідно змінити розміри ременя або встановлювати кілька ременів

$$K_{\text{рем}} = \frac{P}{[P]}$$

5.6. Фрикційні передачі і варіатори

Фрикційні передачі – це передачі, в яких рух від ведучого тіла до веденого передається силами тертя.

Найпростіша фрикційна передача між паралельними валами складається з двох роликів, притиснутих один до одного із заданою силою F_n (рис. 71).

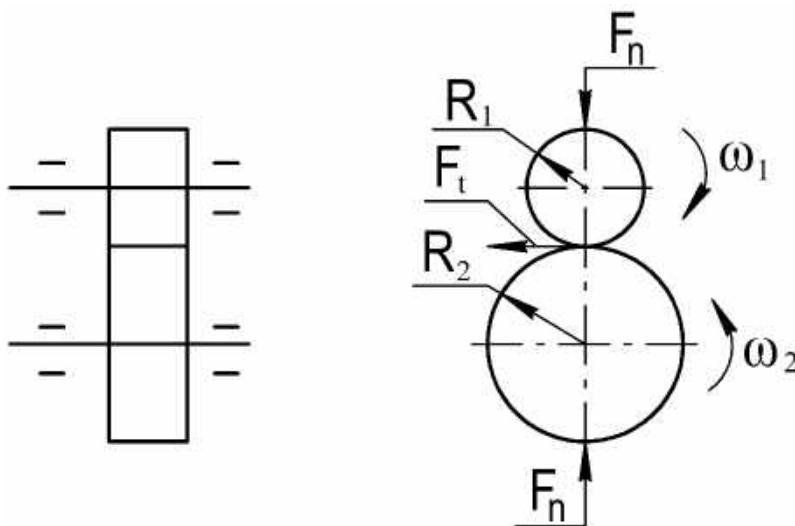


Рис. 71. Схема фрикційної передачі

При обертанні ведучого ролика (ω_1) у місці контакту виникають сили тертя, які приводять в обертання ведений ролик.

Замінивши циліндричні ролики конічними, можна здійснити передачу між валами з перетинними осями (рис. 72).

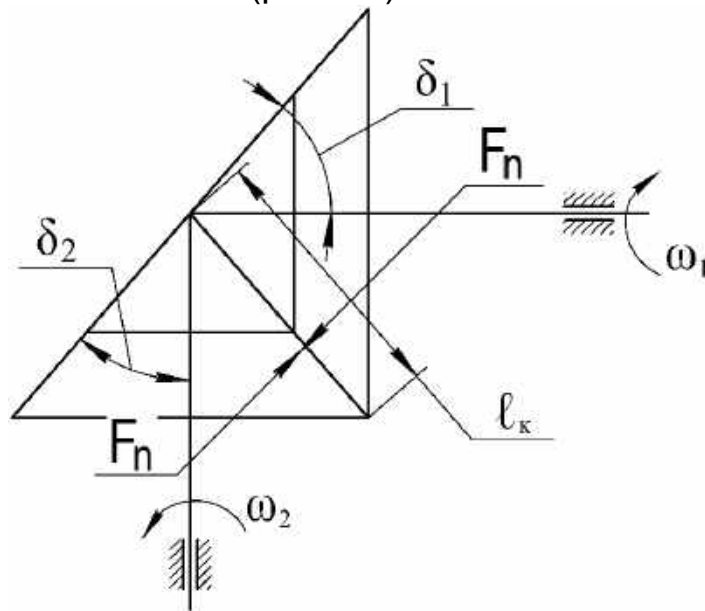


Рис. 72. Схема конічної фрикційної передачі

Виконавши одне з тіл кочення зі змінним радіусом кочення, можна здійснити передачу зі змінним передаточним відношенням (варіатор). Найпростішим прикладом такої передачі є лобова передача, що складається з диска і ролика (рис. 73). При переміщенні ролика уздовж осі вала змінюється радіус кочення на диску і, отже, передаточне відношення.

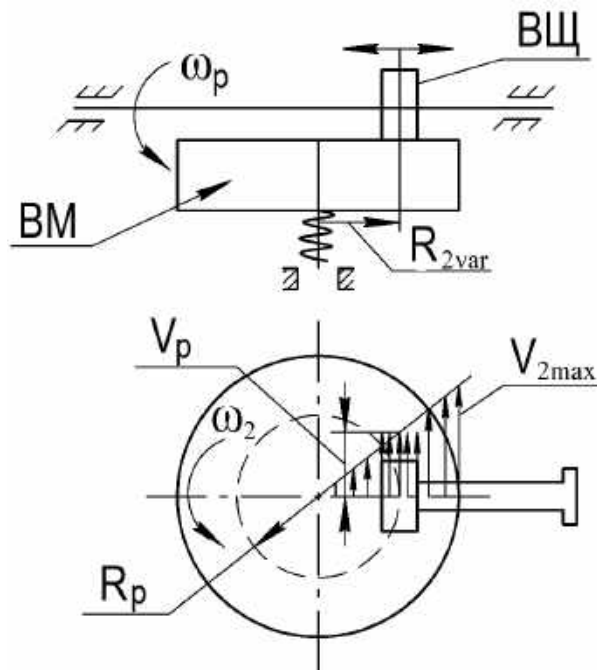


Рис. 73. Схема лобового варіатора

Для передачі руху від ведучого тіла до веденого у фрикційній передачі має виконуватися така умова:

$$F_{\text{тер}} > F_t, \text{ де } F_t \text{ – колова сила; } F_{\text{тер}} \text{ – сила тертя між котками.}$$

Уведемо коефіцієнт запасу зчеплення β більше одиниці ($\beta = 1,25 \dots 2,0$; у приладах – до 3) і запишемо наведену нерівність у вигляді рівності

$$F_{\text{тер}} = \beta \cdot F_t = f \cdot F_n,$$

де f – коефіцієнт тертя ($f = 0,04 \dots 0,06$ за наявності мастила і $f = 0,15 \dots 0,3$ – без мастила);

F_n – нормальна сила притиснення котків.

За силою F_n виконують розрахунок на міцність тіл кочення, а також валів і підшипників передачі.

Передаточне відношення фрикційної передачі

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1(1 - \xi)},$$

де $\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$ – коефіцієнт ковзання ($\xi = 0,005 \dots 0,05$).

Розглянемо передаточне відношення конічної фрикційної передачі.

У цій передачі відношення R_1 і R_2 тіл кочення можна замінити відношенням синусів кутів δ_1 і δ_2 твірних конусів, тоді передаточне відношення можна записати в такому вигляді:

$$i = \frac{R_2}{R_1(1 - \xi)} = \frac{\ell_k \cdot \sin \delta_2}{\ell_k \cdot \sin \delta_1 (1 - \xi)} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1 (1 - \xi)}.$$

Передаточне відношення фрикційного варіатора

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_{2var}} = \frac{R_{2var}}{R_1(1 - \xi)}.$$

Передаточне число $u = \frac{R_2}{R_1}$.

Переваги фрикційних передач:

- 1) простота конструкції;
- 2) плавність і безшумність роботи;
- 3) можливість безступінчастого регулювання передаточного числа;
- 4) не бояться перевантажень (при перевантаженні не відбувається поломка передачі, а буде прослизання).

Недоліки фрикційних передач:

- 1) великі навантаження на вали й опори;
- 2) змінність передаточного відношення внаслідок ковзання;
- 3) низький ККД ($\eta = 0,9 \dots 0,95$);
- 4) мала довговічність у результаті нерівномірного зношення і пошкоджень передачі при буксуванні;

5) необхідність мати спеціальні притискні пристрої для притиснення одного тіла кочення до іншого.

Фрикційні передачі застосовують в основному в безступінчастих варіаторах. Сучасні фрикційні варіатори можуть конкурувати з електричними і гідравлічними завдяки своїй простоті і малим габаритам при досить високому ККД.

Фрикційні передачі з постійним передаточним відношенням досить широко застосовують у приладах. Використання цих передач у машинобудуванні досить обмежене через доцільність застосування зубчастих передач, що мають менші габарити. У більшості фрикційних передач і варіаторів передана потужність не перевищує 20 кВт. Для великих потужностей конструюють варіатори з багатьма зонами контакту.

Основні типи фрикційних варіаторів

У приводах машин набули поширення фрикційні варіатори трьох типів:

- 1) з безпосереднім контактом ведучого котка з веденим (див. рис. 73);
- 2) з проміжним елементом (див. рис. 74);
- 3) планетарні фрикційні передачі (див. рис. 75).

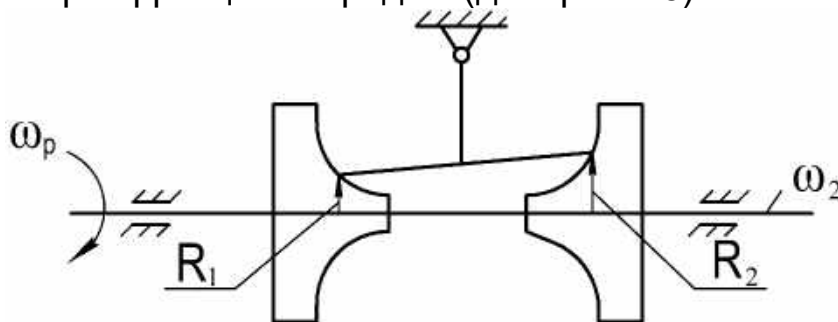


Рис. 74. Схема варіатора з проміжним елементом

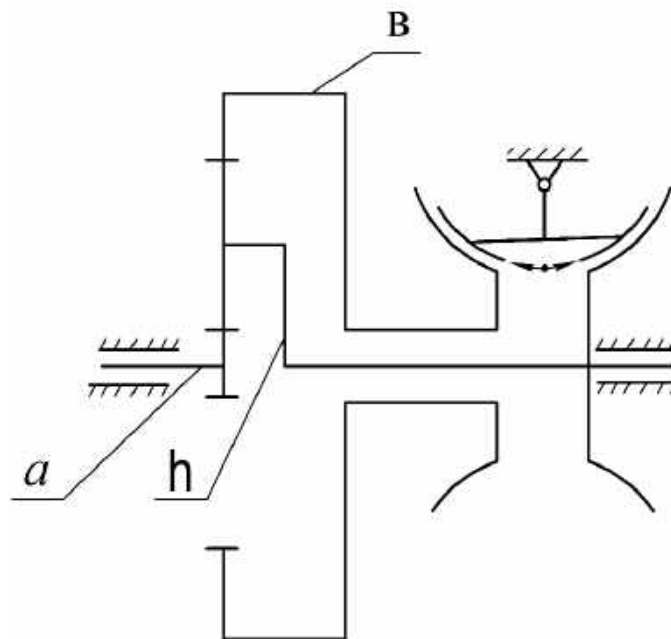


Рис. 75. Планетарний фрикційний варіатор

Подана на рис. 75 передача є замкнутим варіатором із зовнішнім розподіленням потужності. Розподілення основане на властивостях зубчастого диференціала. Потужності P_a , P_b і P_h передаються ланками a , b , h . Такі передачі також називають двопотоковими, оскільки потужність від двигуна до виконавчого органу передається двома потоками: через варіатор і ланку диференціала.

Втрати у фрикційних передачах обумовлені тертям кочення між котками, тертям в підшипниках і прослизанням. Втрати на тертя ковзання пропорційні швидкості ковзання $V_{\text{КОВЗ}}$. Наприклад, у лобових варіаторів (див. рис. 73) $V_{\text{КОВЗ}}$ зменшується зі збільшенням передаточного відношення i . І, отже, при малих i мають місце великі значення швидкості ковзання $V_{\text{КОВЗ}}$ і тому низький ККД. Цей факт є однією з причин обмеження діапазону регулювання деяких варіаторів. Зважаючи на складність розрахунків величина ККД варіаторів найчастіше оцінюється експериментально і вказується в довідниках. Для наведених вище схем ККД коливається приблизно в межах $\eta = 0,85 \dots 0,95$. ККД є одним з основних показників якості варіаторів.

Другим показником якості варіаторів є діапазон регулювання D . Розглянемо це поняття на прикладі лобового варіатора (див. рис. 73).

Передаточне відношення цього варіатора ($R_1 = \text{const}, R_2 = \text{var}$)

$$i = \frac{n_1}{n_{2\text{var}}} = \frac{R_{2\text{var}}}{R_1(1 - \xi)}$$

де $R_{2\text{var}}$ – змінний радіус диска.

Запишемо максимальне і мінімальне значення передаточного відношення:

$$i_{\text{max}} = \frac{n_1}{n_{2\text{min}}} = \frac{R_{2\text{max}}}{R_1(1 - \xi)};$$

$$i_{\text{min}} = \frac{n_1}{n_{2\text{max}}} = \frac{R_{2\text{min}}}{R_1(1 - \xi)}.$$

Діапазон регулювання визначається відношенням максимального передаточного відношення до мінімального, тобто

$$D = \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{R_{2\text{max}}}{R_{2\text{min}}}.$$

Діапазон регулювання є однією з основних характеристик лобового варіатора.

Теоретично для лобового варіатора можна отримати значення $R_{2\text{min}}$, близьке до нуля, а D таким, що дорівнює нескінченності. Практично діапазон

регулювання обмежується значеннями $D \leq 3$. Це пояснюється тим, що при малих R_2 значно зростає ковзання і зношення, а ККД знижується.

Ковзання у фрикційних передачах

Ковзання є причиною зношення, зменшення ККД і змінності передаточного відношення у фрикційних передачах.

Розрізняють три види ковзання: буксування, пружне ковзання і геометричне ковзання.

Буксування настає при перевантаженнях, коли не дотримується умова $F_t < F_{\text{тер}}$. При буксуванні ведений каток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, спричиняючи місцеве зношення або задирання поверхні. Тому при проектуванні слід брати достатній запас зчеплення.

Пружне ковзання пов'язане з пружними деформаціями в зоні контакту. Елементарно це можна пояснити на прикладі циліндричної передачі (рис. 76).

Якби котки були абсолютно жорсткими, то початковий контакт по лінії залишався б таким і під навантаженням. При цьому колові швидкості по всій лінії контакту будуть однакові і ковзання не буде. При пружних тілах початковий контакт по лінії переходить під навантаженням у контакт по деякій площині. Рівність колових швидкостей дотримується тільки в точках, розташованих на одній з ліній цієї площини, що проходить через точку 2. В усіх інших точках спостерігається ковзання. Унаслідок контакту на ділянці 1 – 2 (див. рис. 76) на ведучому колесі волокна стиснуті, на веденому – розтягнуті. На ділянці 2 – 3 – навпаки.

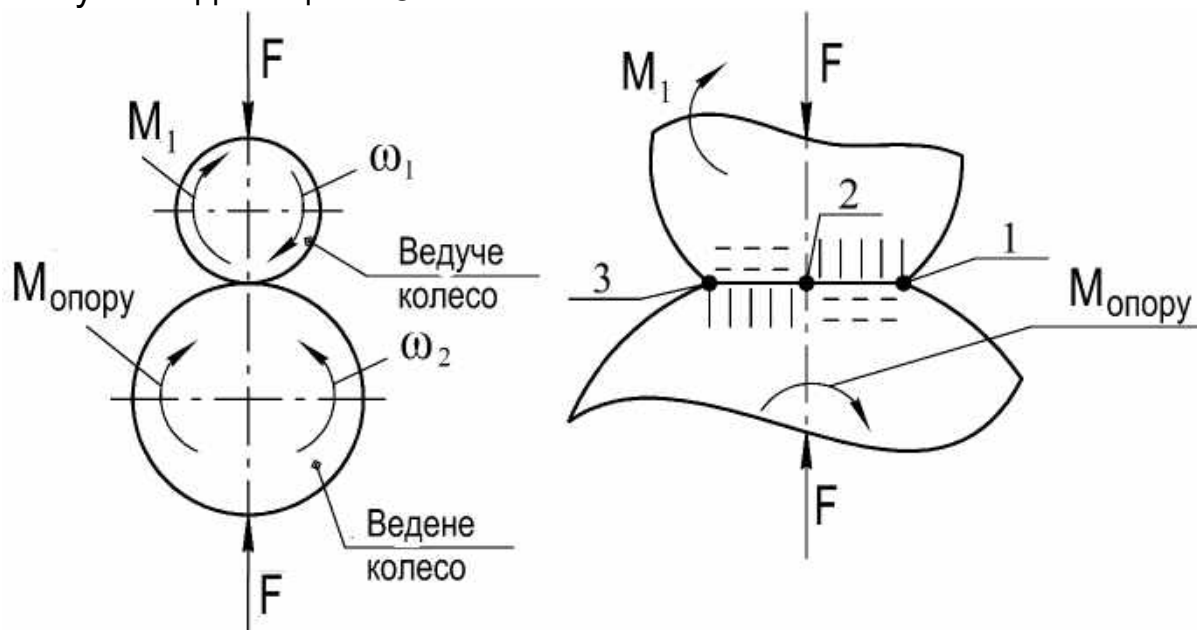


Рис. 76. До пояснення фізики пружного ковзання

Унаслідок контакту стиснутих (укорочених) і розтягнутих (подовжених) елементів відбувається їх відносне ковзання. Оскільки деформації мають

пружний характер, ковзання називається пружним. Величина ковзання від цих деформацій не перевищує 2...3 % і зазвичай визначається експериментально.

Геометричне ковзання пов'язано з нерівністю швидкостей на площині контакту ведучого і веденого котків. Воно є вирішальним для фрикційних передач. Пошуки нових форм тіл кочення часто пов'язані з прагненням зменшити геометричне ковзання.

Природу геометричного ковзання з'ясуємо на найпростішому прикладі лобового варіатора (рис. 77).

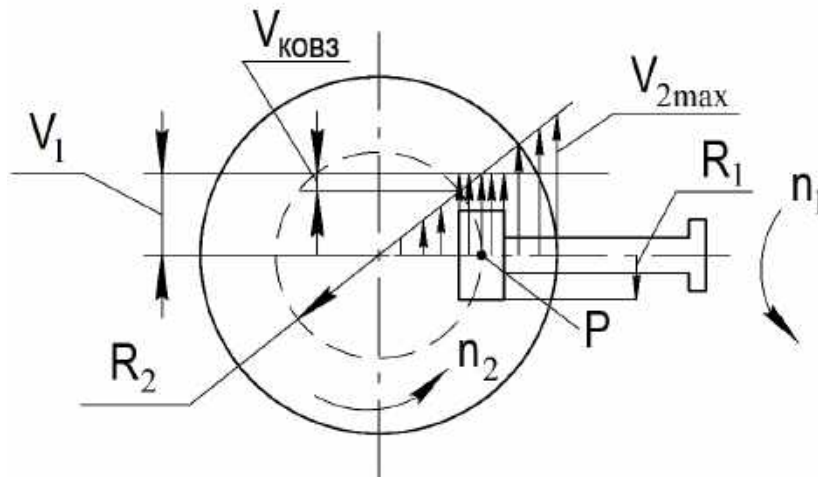


Рис. 77. До пояснення природи геометричного ковзання

Колова швидкість на робочій поверхні ролика постійна по всій ширині і дорівнює V_1 . Швидкість різних точок диска V_2 змінюється пропорційно відстані цих точок від центра (на краю диска $V_2 = V_{2max}$). Для запобігання ковзанню величини швидкостей V_1 і V_2 на лінії контакту мають дорівнювати одна одній. Однак у розглянутій конструкції рівність швидкостей можна отримати тільки для якоїсь однієї точки лінії контакту (точка P , див. рис. 77). Цю точку P називають полюсом кочення.

Через полюс кочення проходить розрахункове коло диска радіусом R_2 , оскільки в полюсі кочення $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1}$.

В усіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання зі швидкістю $V_{ковз} = V_1 - V_2$. Полюс кочення при холостому ході (без навантаження) розташовується в середині лінії контакту. При роботі з навантаженням він зміщується від середини на деяку величину Δ . Це зміщення зазвичай визначається з розгляду рівноваги ролика.

Види пошкодження фрикційних передач

У фрикційних передачах спостерігаються такі основні види пошкодження:

1. Втомне викришування (піттинг).

2. Зношення.
3. Заїдання.

1. Втомне викришування (піттинг) є характерним для фрикційних передач, що працюють у маслі.

У розділі "Контактні напруження" було детально розглянуто, які напруження виникають в зоні контакту двох циліндрів.

Розглянемо зону контакту роликів фрикційної передачі (рис. 78).

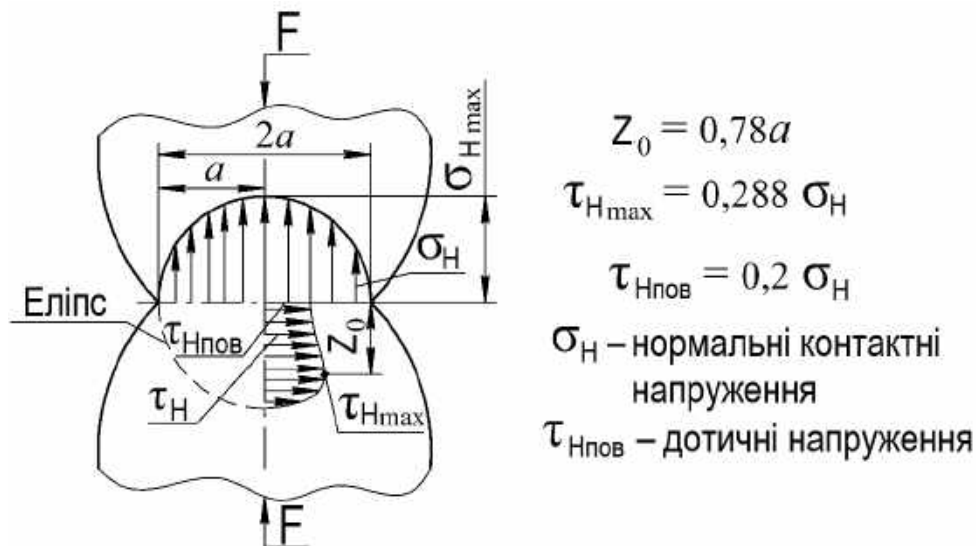
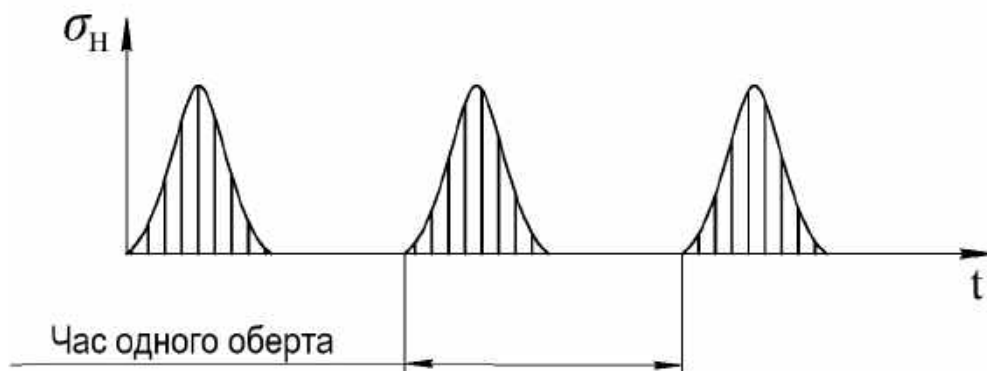


Рис. 78. Напруження, що виникають в зоні контакту роликів фрикційної передачі

Через обертання роликів нормальні й дотичні напруження є змінними і будуть змінюватися за віднульовим переривчастим циклом.



При тривалій дії змінних напружень, а також через наявність концентраторів напружень у вигляді мікронерівностей робочих поверхонь з плином часу з'являються втомні мікротріщини під кутом до поверхні внаслідок сил тертя. Тріщини поступово розвиваються. Їх розвитку сприяє розклинювальний ефект масла (рис. 79).

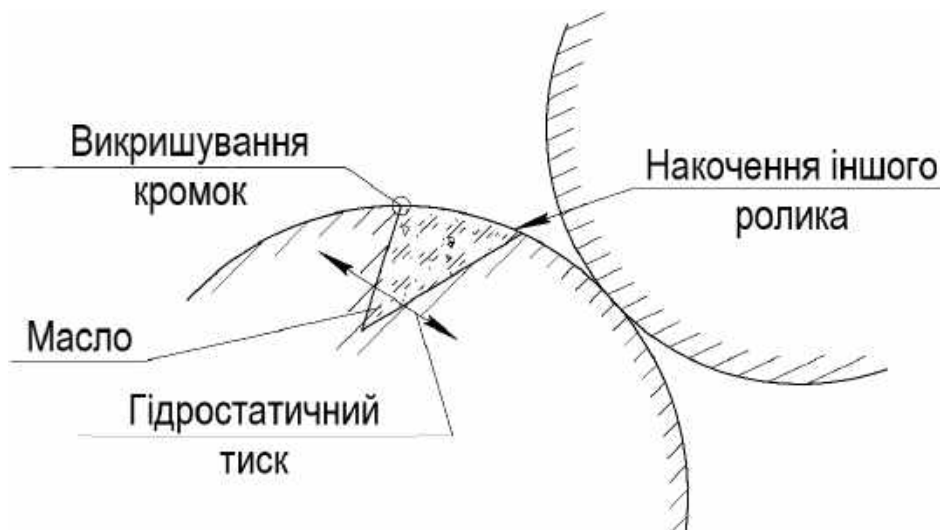


Рис. 79. Викришування робочих поверхонь ролика

Матеріал на поверхні викришується. Збільшується розмір мікротріщин. Кількість мікротріщин також збільшується. На утворення тріщин впливають як нормальні, так і дотичні напруження.

2. Зношення характерне для фрикційних передач, що працюють насухо (без масла).

Зношення (стирання) може бути як на ведучому, так і на веденому роликах.

Якщо колова сила F_t більше сили тертя $F_{\text{тер}}$ ($F_t > F_{\text{тер}}$), настає буксування. Ведений коток зупиняється, а ведучий – ковзає по ньому, спричиняючи місцеве зношення. Тому ведений коток роблять міцнішим.

Розрахунок на зносостійкість виконують за допустимою питомою потужністю тертя, що витрачається на подолання опору в контакті:

$$P_{\text{пит}} = f \cdot F_{\text{пит}} \cdot V_{\text{ковз}} \leq [P_{\text{пит}}],$$

де f – коефіцієнт тертя між тертьовими поверхнями;

$F_{\text{пит}}$ – питомий тиск ($F_{\text{пит}} = F/b$);

b – ширина котка;

$V_{\text{ковз}}$ – відносна швидкість ковзання;

$[P_{\text{пит}}]$ – допустима питома потужність тертя.

3. Заїдання виникає також при буксуванні (при перевантаженні).

У місці зіткнення котків розвивається висока температура, що сприяє розриву масляної плівки і утворенню металевому контакту. Відбувається немов зварювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні.

Розрахунки на заїдання зазвичай зводяться до обмеження миттєвої температури в зоні контакту, тобто

$$\theta \leq [\theta].$$

Величини допустимих температур $[\theta]$ наведено в довідниках.

Усі перелічені види руйнування залежать від величини напружень у зоні контакту. Тому міцність і довговічність фрикційних пар оцінюють за величиною контактних напружень.

В основі розрахунку контактних напружень у фрикційній передачі лежить теорія Герца. Формула Герца для контакту двох циліндрів, стиснутих уздовж твірної (рис. 80), має такий вигляд:

$$\sigma_H = z_E \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{зв}}} \leq [\sigma_H],$$

де
$$z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} - \text{коефіцієнт, що враховує механічні}$$

властивості матеріалів роликів;

E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів тіл кочення;

ν_1 і ν_2 – коефіцієнти Пуассона або поперечного стиснення;

W_n – питома нормальне навантаження;

$\rho_{зв}$ – зведений радіус кривизни.

Питома нормальне навантаження можна записати у вигляді

$$W_n = \frac{F_n}{\ell_K},$$

де
$$F_n = \frac{\beta \cdot F_t}{f} = \frac{2 \cdot \beta \cdot T_1}{f \cdot d_1} - \text{сила притиснення котків;}$$

β – коефіцієнт запасу зчеплення;

f – коефіцієнт тертя;

T_1 – момент на ведучому котку;

d_1 – діаметр ведучого котка (рис. 80);

F_t – колова сила;

ℓ_K – довжина контактної лінії (у цьому випадку $\ell_K = b$).

Тоді вираз для W_n можна записати у вигляді

$$W_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot T_1}{f \cdot d_1 \cdot b}.$$

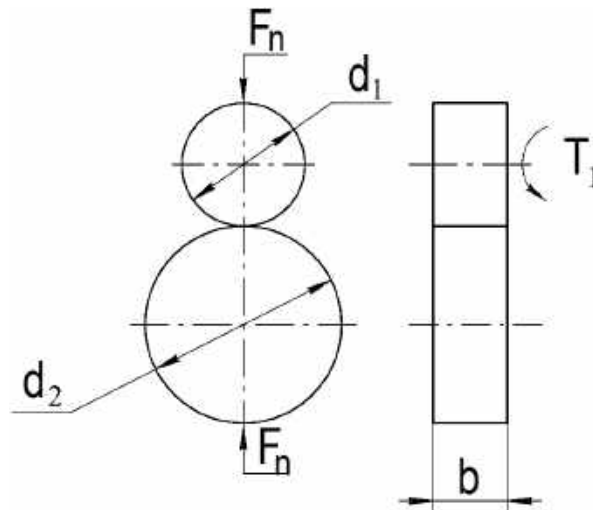




Рис. 80. До розрахунку фрикційної передачі на контактну міцність

Зведений радіус кривизни обчислюють за такою залежністю:

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

У цій формулі знак плюс використовується для позначення зовнішнього контакту котків , а знак мінус – внутрішнього контакту котків .

Радіуси кривизни котків ρ_1 і ρ_2 можна записати через їх діаметри:

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2}; \rho_2 = \frac{d_2}{2}.$$

Тоді вираз для зведеного радіуса кривизни матиме вигляд

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot u},$$

де $u = \frac{d_2}{d_1}$ – передаточне число.

Після підстановки виразів для W_n і $\rho_{пр}$ у формулу Герца отримаємо вираз для контактних напружень, що використовується у перевірних розрахунках:

$$\sigma_H = z_E \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot T_1 (u \pm 1)}{f \cdot d_1^2 \cdot b \cdot u}} \leq [\sigma_H].$$

У проектувальному розрахунку визначають діаметр ведучого котка при заданому допустимому контактному напруженню:

$$d_1 = z_E \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot T_1 (u \pm 1)}{f \cdot b \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Матеріали і допустимі напруження для фрикційних передач

Основні вимоги, що ставляться до матеріалів тіл кочення:

- 1) висока зносостійкість і поверхнева міцність;
- 2) високий коефіцієнт тертя для уникнення великих сил тертя;
- 3) досить високий модуль пружності для уникнення підвищених утрат на тертя, пов'язаних з розмірами площини контакту.

Пара загартована сталь по загартованій сталі забезпечує найменші габарити і високий ККД передачі, але потребує точного виготовлення передачі і високої якості поверхонь. Найбільш придатними є шарикопідшипникові сталі типу ШХ15, а також сталі типу 18ХГТ і 18Х2Н4МА. Передачі зазвичай працюють у маслі.

Для загартованих сталей твердість за Роквеллом $HRC \geq 60$.

Допустимі напруження: $[\sigma_H] = 800 \dots 1200$ МПа – при контакті по лінії;
 $[\sigma_H] = 2000 \dots 2500$ МПа – при контакті в точці.

Для пари сталь – пластмаса потрібна менша точність виготовлення та оброблення контактуючих поверхонь. Передача працює без змащення. У зв'язку з великим коефіцієнтом тертя на вали діють менші сили, ніж при металевих тілах кочення. Основний матеріал пластмасового тіла кочення – текстоліт.

Нині застосовують спеціальні фрикційні пластмаси з азбестовим і целюлозним наповнювачами, коефіцієнт тертя яких досягає 0,5. Для текстоліту (без мастила) при контакті по лінії $[\sigma_H] = 80 \dots 100$ МПа.

5.7. Зубчасті передачі

5.7.1. Класифікація зубчастих передач

Зубчасті передачі – це передачі, в яких рух від одного колеса до іншого передається через зуби, які послідовно зачеплюються. Вони призначені для передачі руху зі зміненням кутової швидкості, моменту за величиною і напрямку.

Зубчасті передачі використовують у більшості машин і приладів для передачі руху і крутного моменту в широкому діапазоні потужностей (до 300 МВт) і швидкостей (до 200 м/с), а також перетворення обертального руху на поступальний, і навпаки.

Умовно складовими зубчастого колеса (рис. 81) є тіло (диск з маточиною) і зубчастий вінець.



Рис. 81. Умовні складові зубчастого колеса

Зубчасті передачі є найбільш поширеною і важливою групою механічних передач. Випускаються масовим виробництвом з діаметрами коліс від часток міліметра до 10 м і більше.

Зубчасті передачі порівняно з іншими механічними передачами мають істотні переваги, а саме:

- 1) малі габарити;
- 2) високий ККД (приблизно до 0,99);
- 3) високу надійність і довговічність;
- 4) постійне передаточне відношення через відсутність прослизання;
- 5) можливість застосування в широкому діапазоні моментів, швидкостей і передаточних відношень.

Недоліки зубчастих передач:

- 1) складне обладнання для виготовлення та контролю;
- 2) шум, вібрації і динамічні навантаження при роботі зі значними швидкостями;
- 3) неможливість забезпечити безступінчасте регулювання передаточного відношення.

Класифікація зубчастих передач будується за геометричними і функціональними особливостями.

1. За взаємним розташуванням осей валів розрізняють:

1.1. Циліндричні зубчасті передачі з паралельними осями (рис. 82).

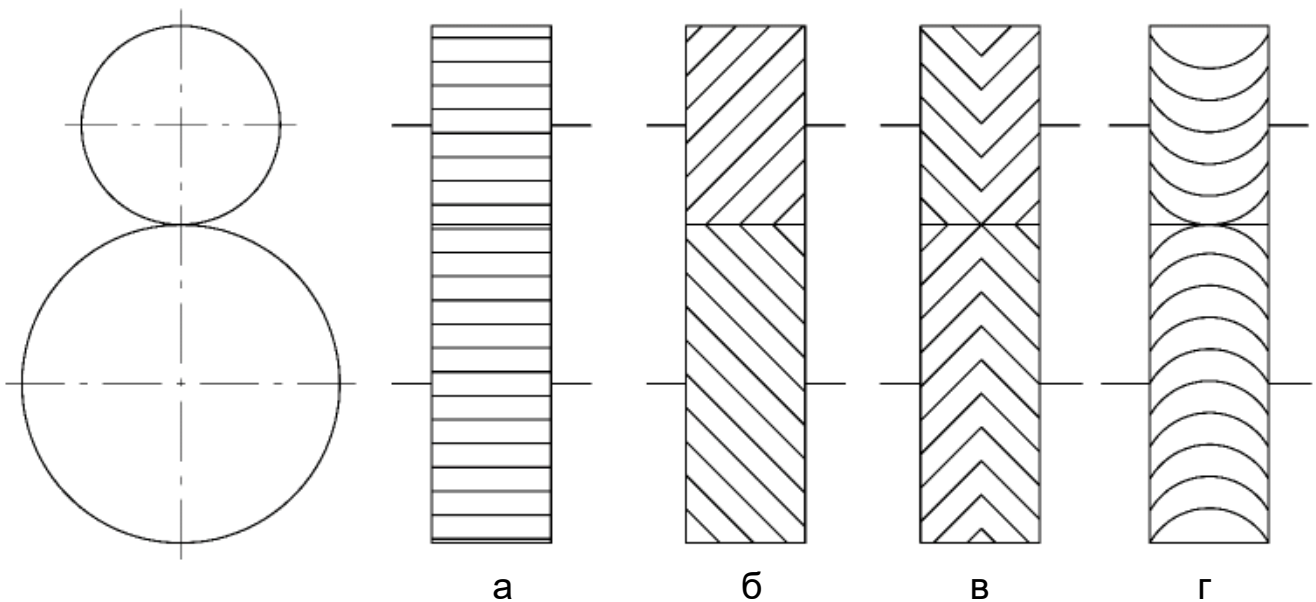


Рис. 82. Зубчасті передачі між паралельними осями валів: а – прямозубі; б – косозубі; в – шевронні; г – арочні

Перші три типи зачеплень (див. рис. 82, а) в широко і давно застосовуються. В останні роки набувають поширення циліндричні передачі з арочними зубами (арочні). Арочні передачі є перспективними завдяки істотним перевагам:

- мала чутливість до перекосів;
- підвищена міцність зубів на згинання.

Арочні зуби нарізають різцевими головками. Лінія зуба являє собою дугу кола або дугу подовженої циклоїди. Профіль арочного зуба в середньому торцевому перерізі відповідає профілю прямого евольвентного зуба.

Порівнюючи прямозубі і косозубі передачі, можна зазначити такі переваги косозубих передач:

- велика навантажувальна здатність;
- знижені динамічні навантаження і, отже, більша плавність роботи;
- краще припрацювання і краща спільна робота пар зубів, що знаходяться в зачепленні;
- контактні лінії нахилені до основи зуба і зуби працюють як пластини, а не як консольні балки в прямозубих передачах;
- більша висока контактна міцність;
- при одній і тій же навантаженості менші габарити порівняно з прямозубими.

Недоліки косозубих передач порівняно з прямозубими:

- прямозубі колеса можна виконати більш точними;
- зі зростанням кута нахилу зубів ($\beta = 8 \dots 18^\circ$) збільшуються осьові сили в косозубому зачепленні. Це призводить до додаткових навантажень на опори, вали, корпуси.

У загальному машинобудуванні використовують близько 30 % косозубих коліс.

В авіації приблизно 97 % зубчастих коліс – прямозубі.

Шевронні передачі, які мають переваги перед косозубими дозволяють усунути один з їх недоліків, пов'язаний з утворенням осьової сили. У шевронних передачах не виникає додаткових навантажень на опори, вали і корпуси.

1.2. Зубчасті передачі між валами з перетинними осями здійснюють зазвичай конічними колесами з прямими, косими і круговими зубцями (рис. 83).

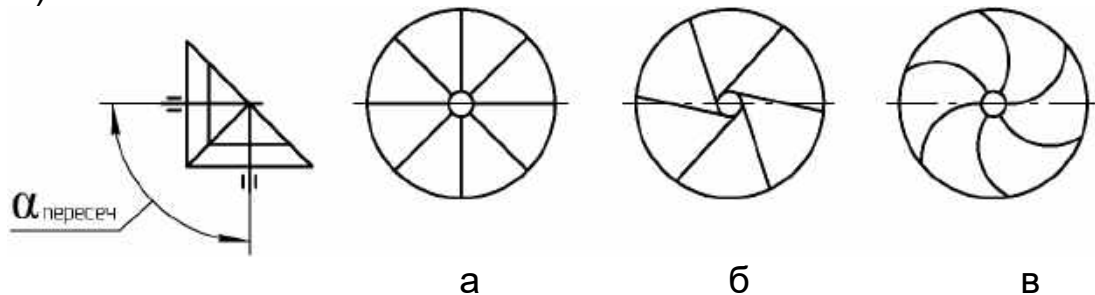


Рис. 83. Зубчасті передачі між валами з перетинними осями:
а – прямозубі; б – косозубі; в – кругові

Основне застосування мають передачі з пересіченими під кутом 90° осями, тобто ортогональні передачі. Передачі з міжосьовим кутом, який не дорівнює 90° , застосовують рідше через складність форм і технології виготовлення корпусних деталей, що несуть ці передачі, хоча для виготовлення самих коліс міжосьовий кут передачі не має значення.

Незважаючи на те, що конічні колеса складніші, ніж циліндричні у виготовленні і монтажі, вони мають досить широке застосування в машинобудуванні, яке визначається необхідністю передавати рух в машинах під кутом.

Конічні передачі мають меншу несучу здатність порівняно з прямозубими циліндричними передачами, оскільки в них важко забезпечити контакт зубів по всій поверхні.

Ширше застосовують конічні передачі з прямим і круговим зубами. Прямозубі конічні колеса слід застосовувати при невисоких колових швидкостях (до 2...3 м/с) як найбільш прості в монтажі (допустиме застосування – до 8 м/с). При більш високих швидкостях і навантаженнях доцільно застосовувати колеса з круговими зубцями, які забезпечують більш плавне зачеплення, менший шум, більшу несучу здатність і більш технологічні. В авіації приблизно 50 % конічних коліс з круговими зубами.

Несуча здатність конічних зубчастих передач може бути дещо підвищена навіть порівняно з передачами, що мають круговий зуб, виконанням зубів двоопуклими і увігнутими. Обидві сторони зуба шестерні нарізають опуклими, а колеса – увігнутими. Виграш виходить унаслідок того,

що питома жорсткість пари зубів не змінюється по довжині зубів і пляма контакту при деформації валів не зміщується.

1.3. Зубчасті передачі з перехресними осями.

При перехресних осях застосовують гвинтові й гіпоїдні передачі з точковим контактом зубів (рис. 84).

У передачах з перехресними осями обидва вали можна вивести за межі передачі в обох напрямках. Це може бути корисним за необхідності приводити в рух від одного вала кілька інших. Для передач з перехресними осями характерна плавність роботи.

Недоліки зубчастих передач з перехресними осями:

- а) підвищені швидкості ковзання;
- б) підвищене зношення;
- в) підвищені втрати на тертя (низький ККД).

Гвинтові зубчасті передачі – ці передачі складаються з косозубих циліндричних коліс з перехресними осями.

У гвинтових передачах початковий дотик між зубами відбувається в точці в умовах значних швидкостей ковзання. Тому несуча здатність цих передач невелика, і вони при значних навантаженнях поступаються гіпоїдним і багатозахідним черв'ячним передачам.

Основне застосування мають гвинтові передачі з міжосьовим кутом схрещування, який дорівнює 90° . У зв'язку з малою навантажувальною здатністю гвинтові передачі використовують, головним чином, у приладах.

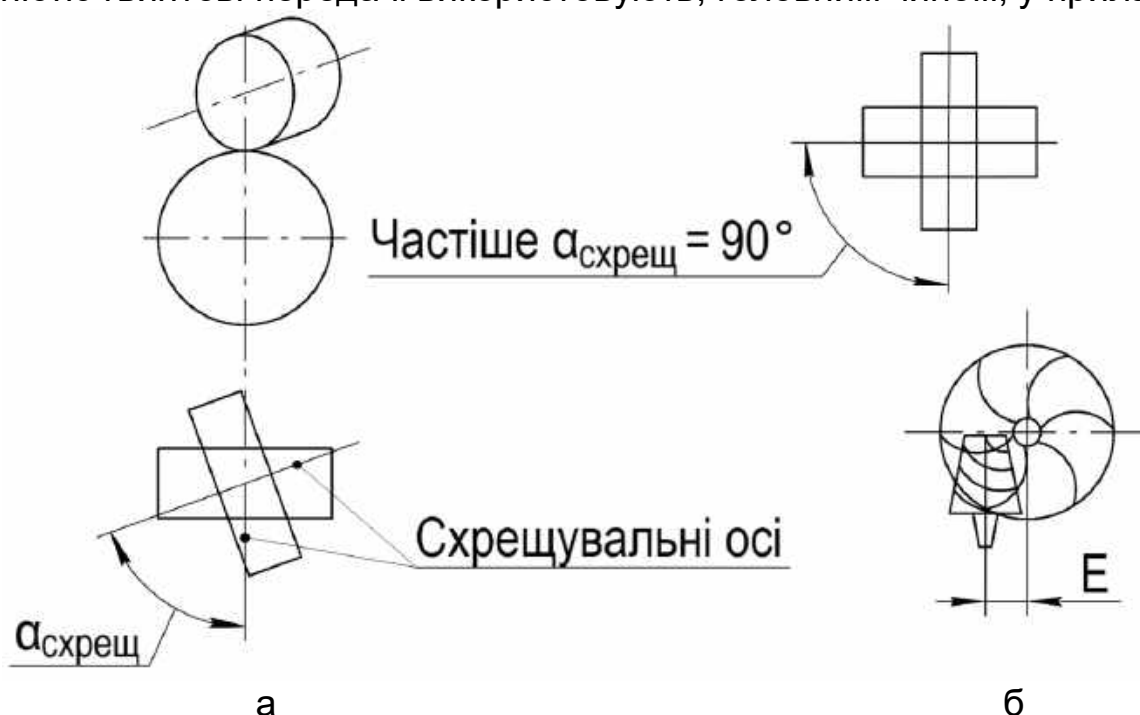


Рис. 84. Зубчасті передачі між перехресними осями:
а – гвинтова передача; б – гіпоїдна передача

Гіпоїдні передачі, або конічні гвинтові передачі, здійснюються конічними колесами з перехресними осями. Гіпоїдні колеса, як звичайно,

виконують з круговими зубцями. Передаточні числа зазвичай вибирають у діапазоні від 1 до 10, іноді – до 60.

Переваги гіпоїдних передач:

- а) плавність роботи;
- б) можливість виводити вали за межі передачі в обидва боки;
- в) підвищена несуча здатність порівняно зі звичайними конічними передачами.

Підвищена несуча здатність гіпоїдних передач пов'язана з тим, що в гіпоїдних передачах на відміну від гвинтових забезпечується контакт, близький до лінійного, з оптимальною формою і розмірами площини контакту. Швидкість ковзання в гіпоїдних передачах значно менше, ніж в гвинтових. Крім того, зубці в гіпоїдних передачах добре притираються. У зв'язку з тим, що в гіпоїдних передачах кількість одночасно працюючих пар зубів більше, ніж в конічній, їх несуча здатність вище, ніж конічних.

Завдяки багатопарності зачеплення гіпоїдні передачі можуть застосовуватися в механізмах високої точності, зокрема як ділильні передачі прецизійних зуборізальних верстатів.

Значного поширення гіпоїдні передачі набули в автомобілях та інших транспортних засобах, машинах текстильної промисловості, металорізальних верстатах і т. д. У текстильних машинах гіпоїдні передачі роблять можливим привід від одного вала до 200 веретен.

Недоліком гіпоїдних передач є підвищена небезпека заїдання, пов'язана з наявністю ковзання уздовж контактних ліній.

Небезпека заїдання тим менше, чим менше гіпоїдна відстань, тобто міжосьова відстань E (див. рис. 84).

2. **За характером руху осей** передачі можуть бути звичайними (з нерухомими геометричними осями коліс) і планетарними, якщо осі одного або декількох коліс рухливі.

3. **За характером зачеплення зубчасті** передачі можуть бути зовнішнього і внутрішнього зачеплення.

4. **За розташуванням зубів** на колесах розрізняють прямозубі, косозубі і передачі з круговими зубцями.

5. **За формою профілю зуба** розрізняють евольвентні, циклоїдальні і кругові передачі.

Евольвентні передачі, запропоновані Ейлером у 1760 р., мають найбільш широке застосування завдяки тому, що зубці можуть бути оброблені інструментом з прямолінійною різальною кромкою (тому їх легше виготовити з високою точністю), а також нечутливі до відхилень міжосьової відстані (не змінюється закон руху і передаточне відношення).

Передачі з циклоїдальним зачепленням мають профіль зуба, окреслений за епі- і гіпоциклоїдами.

Круговий профіль зуба запропоновано М. Л. Новіковим у 1954 р. Згідно з його пропозицією опуклий профіль зуба одного колеса взаємодіє з

увігнути профілем іншого. Порівняно з евольвентним він дозволяє підвищити навантажувальну здатність зубчастих передач.

6. Залежно від призначення зубчасті передачі можуть вбудовуватися в конструкцію машини (вбудовані) або виділятися в самостійний вузол і мати окремий корпус.

7. За конструктивним виконанням передачі можуть бути відкритими або закритими від зовнішнього середовища. Відкриті передачі працюють без змащування або при періодичному змащуванні при невеликих колових швидкостях, закриті – з інтенсивним змащуванням при середніх і високих швидкостях ковзання.

8. Розрізняють силові й несилові передачі. Розміри силових передач визначають розрахунком на міцність, несилових – за конструктивними міркуваннями.

9. Зубчасті передачі можуть знижувати або підвищувати частоту обертання веденого вала. Агрегат зі знижувальною передачею називають редуктором, агрегат з підвищувальною передачею – мультиплікатором.

5.7.2. Точність зубчастих передач

Точність зубчастих передач є одним з основних показників якості передачі. Вона значною мірою визначає працездатність зубчастих передач, оскільки їх похибки призводять до додаткових динамічних навантажень, нерівномірності обертання, вібрації, шуму, концентрації навантажень по довжині контактних ліній та інших дефектів. Залежно від умови роботи визначальними будуть ті або інші показники точності. Так, для високошвидкісних передач основною точнісною вимогою є плавність роботи; для важконавантажених тихохідних передач – повнота контакту зубів; для реверсивних передач – обмеження величини і коливання бічного зазору.

Точність циліндричних зубчастих передач регламентується ГОСТами.

Точність зуба характеризується такими параметрами:

а) ступенем точності;

б) нормою бічного зазору або видом спряження.

ГОСТом передбачено 12 ступенів точності. Зі збільшенням номера ступеня точність убуває.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Перспективні зубчасті колеса		Особливо точні зубчасті передачі		Точні зубчасті передачі		Середньої точності зубчасті передачі		Грубі зубчасті передачі		Дуже грубі зубчасті передачі	

Допуски і відхилення стандартизовано для ступенів точності від 3 до 12. Найбільше поширення в машинобудуванні мають ступені точності

передач 6, 7, 8. Швидкохідні передачі (в авіації, суднобудуванні і т. п.) і прецизійні ділильні механізми виконують також за ступенем точності 5.

Ступінь точності включає три незалежні норми:

- 1) норма кінематичної точності;
- 2) норма плавності;
- 3) норма контакту зубців.

Кінематична точність характеризується повною похибкою кутів повороту зчіпних коліс за один оберт і пов'язана з накопиченою похибкою кроку і биттям. Замір проводять згідно з рис. 85.

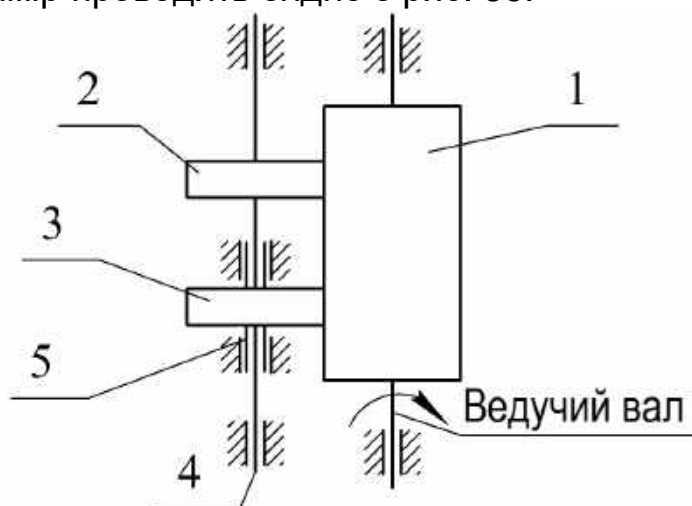
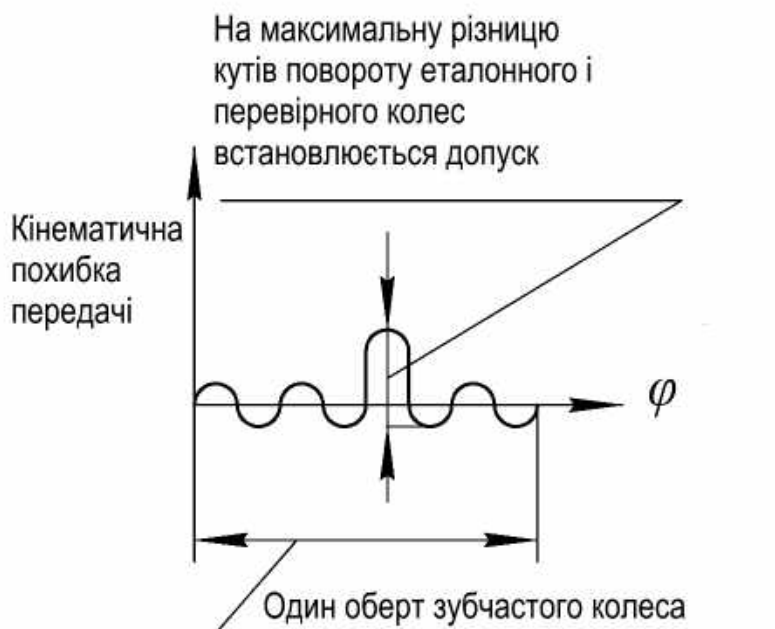


Рис. 85. Схема вимірювання кінематичної похибки



На ведучому валу закріплено точне зубчасте колесо 1, яке з'єднане з точним колесом 2 і перевірним колесом 3. Зубчасте колесо 2 закріплено на веденому валу 4, перевірне – встановлено на порожнистій втулці 5, яка змонтована концентрично з валом 4 і може вільно повертатися відносно

цього вала. За наявності похибки синхронність обертання вала і втулки порушується.

Усі відхилення дійсних кутів через індуктивний датчик і самописний прилад фіксуються на діаграмі.

Плавність роботи зубчастих передач характеризується швидкістю змінення кутів повороту зубчастих коліс.

Плавність роботи залежить від частини похибок, що характеризують кінематичну точність, а саме тих, які багаторазово циклічно повторюються за один оберт – це помилки кроку і профілю.

Плавність роботи порушується при різкому зміні кутів повороту зубчастих коліс. При цьому в зачепленні виникають миттєві прискорення ведених зубчастих коліс, додаткові інерційні навантаження і спостерігаються удари в зачепленні, а також вібрації машин і підвищений шум. Все це несприятливо впливає на надійність передач, особливо тих, що працюють з великими швидкостями і навантаженнями.

Аналіз плавності роботи передачі проводять за кривою кінематичної похибки передачі, розкладаючи її аналітичними методами на ряд кривих з різними амплітудами і частотами циклів змінення амплітуд. Кожна з цих кривих відповідає різним похибкам зачеплення.

Норма контакту характеризує концентрацію навантаження на зубцях.

Вона істотно впливає на працездатність силових передач. Для визначення площі контакту на робочі поверхні зубів ведучого колеса наносять рівномірний тонкий шар контрастної фарби. При обертанні зубчастих коліс фарба переноситься на зубці веденого зубчастого колеса, утворюючи на них площі контакту.

Четвертим показником точності є бічний зазор. Його в передачі відраховують по загальній нормалі до бічних поверхонь зубів (по лінії зачеплення).

Бічний зазор необхідний:

- а) для компенсації похибок виготовлення і складання передач;
- б) для створення розрахункових умов змащення;
- в) для усунення небезпеки заклинювання зубів одного зубчастого колеса в западинах іншого в результаті теплових і силових деформацій.

Бічний зазор впливає також на працездатність реверсивних передач.

Незалежно від ступенів точності стандартизовано такі види спряження коліс у міру збільшення зазору: H, E, D, C, B, A.

У спряженні H мінімальний зазор дорівнює нулю. Зазвичай рекомендують спряження B – нормальний бічний зазор. Для реверсивних передач застосовують спряження зі зменшеними зазорами.

Допуски конічних і гіпоїдних зубчастих передач регламентуються стандартами. У стандарті передбачено 12 ступенів точності.

5.7.3. Сили, які діють у зачепленні зубчастих коліс

З міркувань кінематичного, динамічного, технологічного та експлуатаційного характеру найбільшого поширення в машинобудуванні отримали евольвентні зубчасті передачі, в яких профіль зуба окреслений евольвентами.

Розглянемо схему зачеплення двох евольвентних профілів і прикладемо сили в точці їх контакту.

Нехай задано центроїди ζ_1 і ζ_2 , їх називають початковими колами (рис. 86).

Початкові кола стикаються у полюсі зачеплення, радіуси їх позначають r_{w1} і r_{w2} . Початкові кола в процесі зачеплення обкатуються один по одному без ковзання.

Полюс зачеплення Π – це точка перетину лінії зачеплення NN з міжосьовою лінією O_1O_2 .

Кут зачеплення – це гострий кут α_w між лінією зачеплення і прямою, перпендикулярною до міжосьової лінії.

Лінія зачеплення – пряма NN – це траєкторія точки контакту профілів.

Опущені на пряму NN перпендикуляри O_1A і O_2B є радіусами основних кіл (evolют) і позначаються R_{b1} і R_{b2} .

Евольвенти можуть бути отримані коченням прямої NN без ковзання по основних колах.

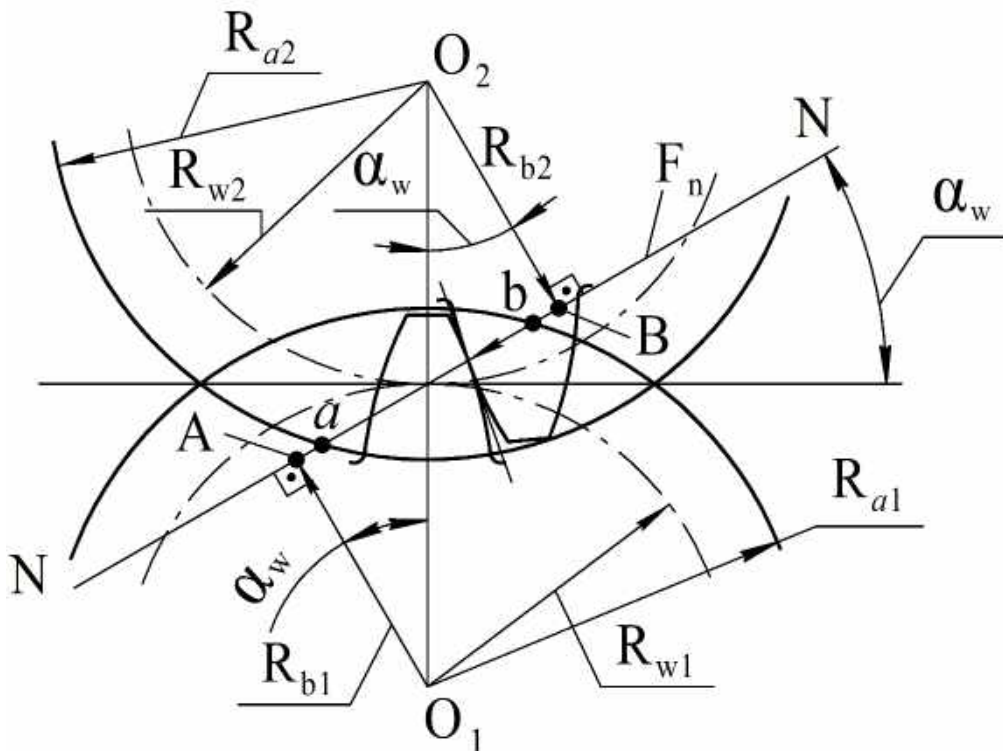


Рис. 86. Схема зачеплення двох евольвентних профілів

Ділянка AB лінії зачеплення NN називається теоретичною ділянкою лінії зачеплення.

Ділянка ab називається активною ділянкою лінії зачеплення і утворюється перетином кіл вершин (R_{a1} і R_{a2}) з лінією зачеплення. Ділянка ab є траєкторією точки контакту з моменту входу в зачеплення до моменту її виходу із зачеплення.

Однією з властивостей евольвентного зачеплення є те, що загальна нормаль у будь-якій точці дотику профілів завжди буде проходити через полюс зачеплення Π і збігатися з лінією зачеплення. Тому нормальна сила F_n (див. рис. 86) спрямована по лінії зачеплення як загальної нормалі до робочих поверхонь зубів.

Сили, що діють в зачепленні, прийнято прикладати в полюсі зачеплення (тобто розглядається момент зачеплення в полюсі). Сили тертя через їх малість не враховуються.

1. Циліндричні прямозубі колеса (рис. 87).

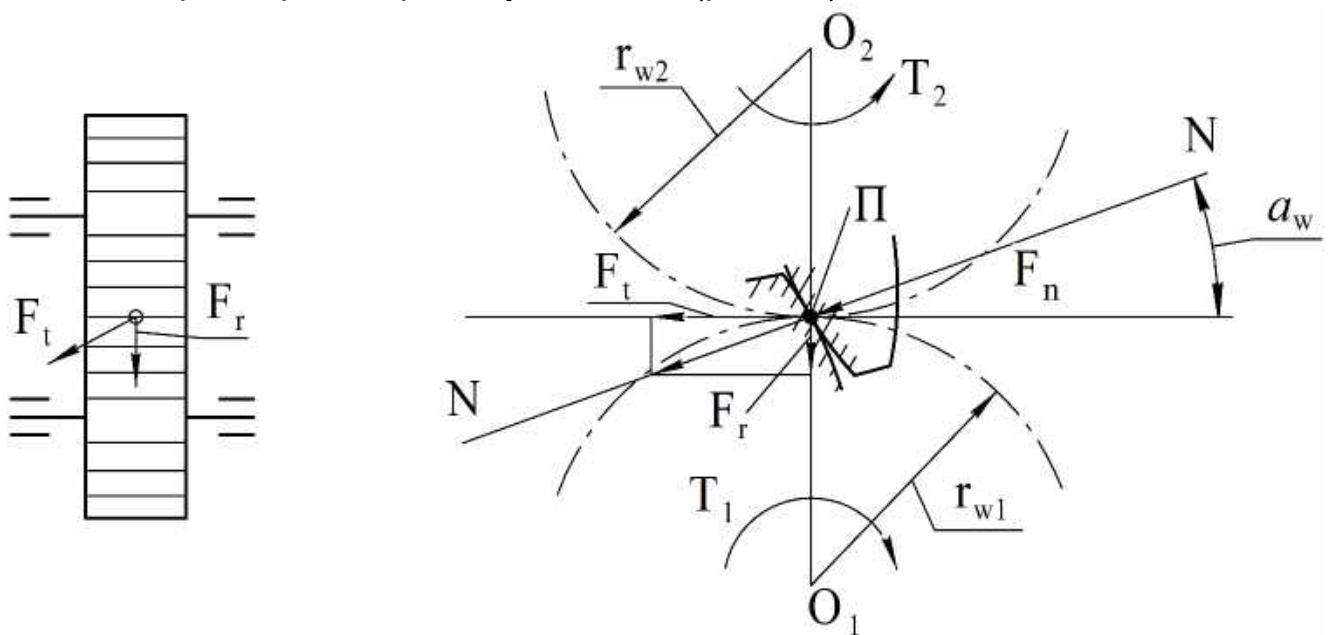


Рис. 87. Сили в зачепленні прямозубих коліс

Для визначення складових нормальної сили F_n у зачепленні переносимо її в полюс і розкладаємо на колову F_t і радіальну (розпірну) F_r .

Вихідними даними при визначенні сил зазвичай є:

P_1 – потужність на ведучому колесі;

n_1 – оберти ведучого колеса;

u_{12} – передаточна кількість пари коліс.

Тоді крутний момент на ведучому колесі можна обчислити за формулою

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

Після оцінювання ККД за довідковими даними можна визначити момент на веденому колесі $T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta$.

У зачепленні зубчастих коліс діють нормальна сила F_n і сила тертя: $F_{тр} = F_n \cdot f$. Сила тертя мала внаслідок малості коефіцієнта тертя f . Розрахунок сил починають з визначення F_t , оскільки знайдено крутний момент T_1 і діаметр початкового кола d_{w1} (отримано з проектувального розрахунку зубчастої передачі):

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

2. Циліндричні косозубі колеса.

Тут силу F_n розкладають на три складові:

F_t – колова сила;

F_r – радіальна (розпірна) сила;

F_a – осьова сила.

Колову силу для косозубого зачеплення визначають так, як і для прямозубого зачеплення:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}}.$$

Для визначення інших складових використовують пояснювальні рисунки (рис. 88).

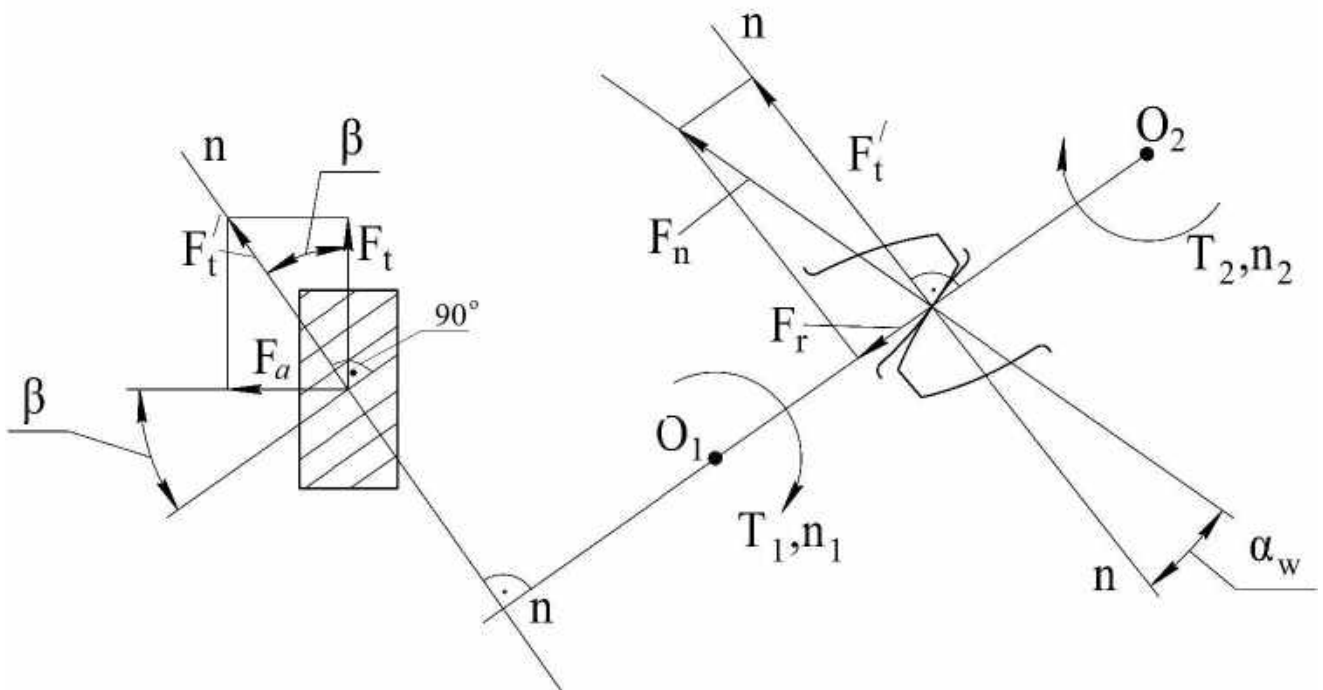


Рис. 88. Сили в зачепленні косозубих коліс

Скориставшись рис. 88, можна записати вирази для інших складових сил у косозубому зачепленні:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta ;$$

$$F_r = F'_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} , \quad \text{де } F'_t = \frac{F_t}{\cos \beta} ;$$

$$F_n = \frac{F'_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_w} .$$

3. Конічні прямозубі колеса.

У зачепленні конічної передачі діють такі сили:

F_t – колова; F_r – радіальна; F_a – осьова.

Залежність між цими силами можна визначити, скориставшись рисунком 89.

По нормалі до зуба діє сила F_n , яка розкладається на F_t і F'_r . У свою чергу F'_r розкладається на F_a і F_r .

Необхідно також зазначити, що в конічному зачепленні навантаження по довжині зуба розподілене нерівномірно. У наближених розрахунках вважають розподіл рівномірним, а рівнодіюча навантаження прикладена посередині зуба.

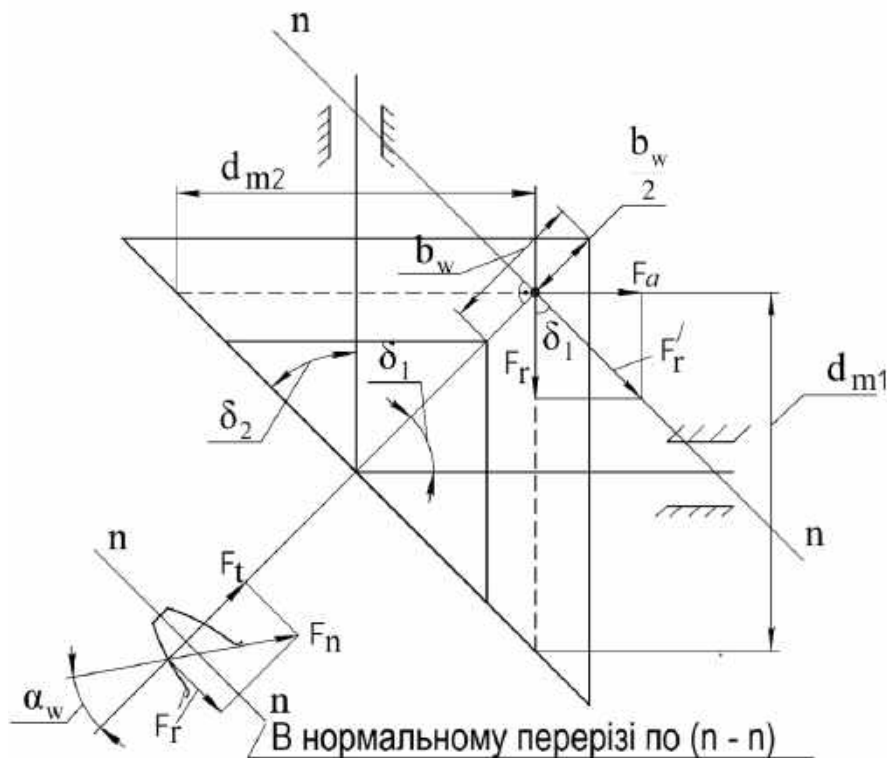


Рис. 89. Сили в зачепленні конічних прямозубих коліс

На рис. 89 показано сили, прикладені до шестерні.

Використовуючи наведений рисунок, запишемо вирази для складових нормальної сили в зачепленні конічних коліс.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}; F_a = F_r' \cdot \sin \delta_1; F_r = F_r^- \cdot \cos \delta_1; F_r^- = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Тоді остаточно вирази для сил матимуть вигляд

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1;$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1; \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}.$$

Для колеса напрямки сил протилежний:

$$F_{ак} = F_{rш}; F_{рк} = F_{аш}; F_{тк} = F_{тш},$$

де індекси «к» і «ш» відповідно означають колесо і шестірню.

У наведених формулах δ_1 і δ_2 – кути початкових (якщо немає зміщення, то і ділительних) конусів; d_{m1} і d_{m2} – початкові діаметри:

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ; \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{e1}/2}{d_{e2}/2} = \frac{m_{te} \cdot z_1}{m_{te} \cdot z_2} = \frac{z_1}{z_2},$$

де d_{e1} і d_{e2} – зовнішні ділительні діаметри шестірні і колеса;

m_{te} – зовнішній коловий модуль (стандартизований);

z_1 і z_2 – кількість зубів шестірні і колеса.

Якщо сили прикласти до колеса, то можна отримати вирази для сил через кут δ_2 .

5.7.4. Характер роботи зубчастих передач

1. При роботі зубчастої передачі навантаження від одного колеса до іншого передається по черзі то однією, то двома парами зубів.

Розглянемо зони однопарного і двопарного зачеплення на такому пояснювальному рисунку (рис. 90).

На рис. 90 позначено:

r_w і r_a – радіуси початкових кіл і вершин відповідно;

AB – теоретична ділянка лінії зачеплення;

ab – активна ділянка лінії зачеплення;

П – полюс зачеплення;

c і d – точки переспряження від двопарного до однопарного зачеплення;

cd – ділянка однопарного зачеплення;

ac і db – ділянки двопарного зачеплення;

\mathcal{V} – крива питомого тиску;

m – модуль зачеплення;

ρ – радіус кривизни профілів у точці контакту;

P_b – крок по основному колу.

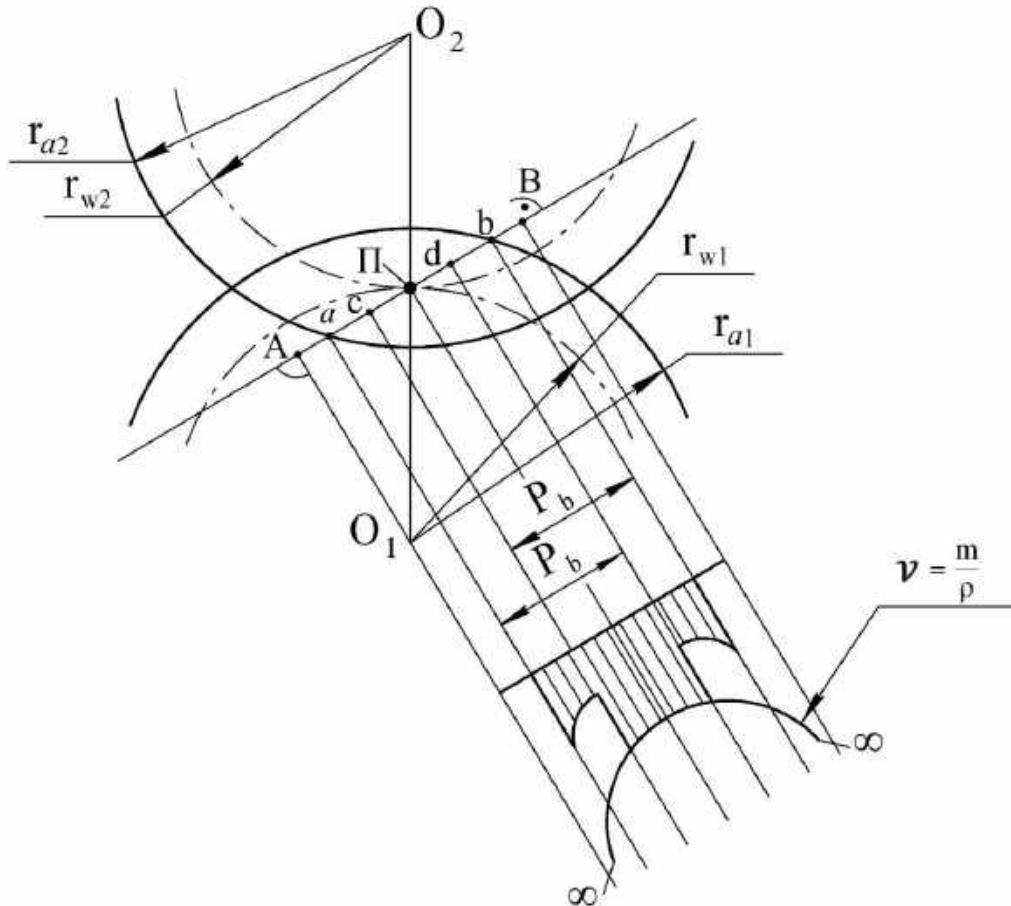


Рис. 90. Зони однопарного і двопарного зачеплення зубів

Величина зони однопарного зачеплення залежить від величини коефіцієнта торцевого перекриття ε_α , який визначають за такою залежністю:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_b}$$

де $g_\alpha = ab$ – довжина активної ділянки лінії зачеплення.

Коефіцієнт торцевого перекриття має бути більше одиниці ($\varepsilon_\alpha > 1$), щоб забезпечити безперервність зачеплення.

Крива питомого тиску \mathcal{V} на межах теоретичної ділянки лінії зачеплення (AB) прямує до нескінченності (∞), оскільки там радіус кривизни ρ наближається до нуля.

У точках переспряження відбувається перехід від однопарного зачеплення до двопарного і навпаки.

У зоні однопарного зачеплення зуб передає повне навантаження F_n , а в зонах двопарного зачеплення (ac і db) – тільки половину навантаження. У зоні двопарного зачеплення питомий тиск також менше (див. рис. 90).

2. З наведеного рисунка видно, що найбільші контактні напруження мають місце в точках переспряження c і d . Однак на практиці розрахунок контактних напружень виконують по полюсній лінії (тобто розглядається момент зачеплення в полюсі), оскільки крива питомого тиску на ділянці cd має пологий характер і контактні напруження на цій ділянці змінюються незначно, а розрахунок при цьому значно спрощується.

3. Через похибки виготовлення (наприклад, помилка кроку і т. д.) і монтажу в процесі роботи крім діючих навантажень з'являються додаткові динамічні навантаження, які враховуються за допомогою спеціального коефіцієнта.

4. Внаслідок деформації валів і опор з'являється нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба. Відбувається концентрація навантаження на окремих ділянках зуба. Це також враховується при розрахунках міцності за допомогою спеціального коефіцієнта.

5. При передачі крутного моменту в зачепленні крім нормальної сили F_n діє сила тертя, що дорівнює $F_n \cdot f$ (де f – коефіцієнт тертя), пов'язана з ковзанням. Під дією цих сил зуб знаходиться у складному напруженому стані. Однак на його працездатність вирішально впливають два основних напруження: контактні напруження σ_H і напруження згинання σ_F (рис. 91).

Змінні напруження є причиною втомного руйнування зубів: поломка зубів від напруження згинання і викришування поверхні від контактних напружень.

З тертям у зачепленні пов'язані зношення і заїдання поверхонь зубів.

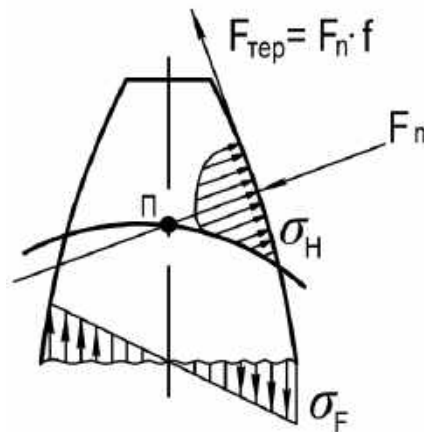
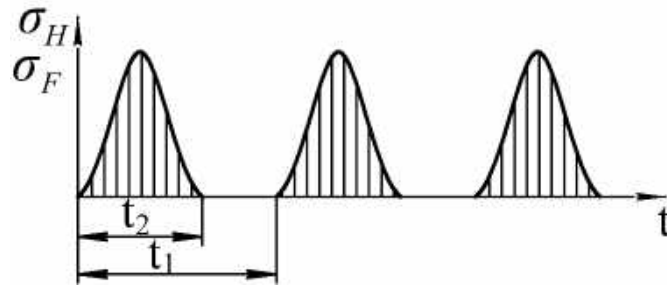


Рис. 91. Напруження, які виникають у зубі при його роботі

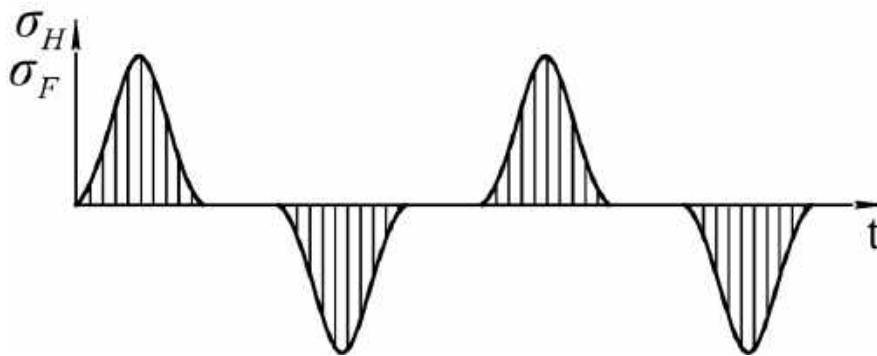
Для кожного зуба σ_H і σ_F не є постійно діючими. Через обертання коліс вони змінюються в часі за деяким переривчастим віднульовим циклом:



Тут t_1 – час одного оберту;

t_2 – час дії напруження за один оберт колеса, цей час дорівнює тривалості перебування в зачепленні певної точки поверхні зуба з урахуванням зони поширення напружень.

У сателітах планетарних передач зуби працюють двома сторонами. У цьому випадку навантаження на зуб змінюється за симетричним переривчастим циклом:



5.7.5. Види руйнування зубчастих передач

Розглянемо всі види руйнування зубів і основні заходи їх попередження. Основними видами руйнування зубів є:



1. Поломка зубів

Поломка зубів є найбільш небезпечним видом руйнування, що призводить до виходу з ладу передачі і часто до пошкодження інших деталей, що спільно працюють з зубчастими колесами (валів, підшипників), через попадання в них відламаних шматків зубів.

Розрізняють два види поломки:

а) статична поломка, спричинена перевантаженнями або навантаженнями ударного характеру;

б) втомна поломка, спричинена тривалою дією змінних напружень.

Статична поломка має характерний опуклий характер  , а утомна – увігнутий характер  .

Поломка може бути також спричинена:

а) концентрацією навантаження по довжині зубів через похибку виготовлення і складання або великих пружних деформацій валів;

б) зношенням зубів, що призводить до їх ослаблення і зростання динамічних навантажень;

в) уведенням у зачеплення на ходу пересувних шестерень.

Поломка зубів пов'язана з напруженнями згинання. Для запобігання поломкам зуби розраховують на згинання.

Конструктивно-технологічні заходи попередження поломки зубів – збільшення модуля, позитивне зміщення при нарізуванні зубів, термообробка, зменшення концентрації навантаження по краях (жорсткі вали, зуби зі зрізаними краями, бочкоподібні зуби).

2. Втомне викришування поверхневих шарів зубів

Воно є найбільш поширеним видом пошкоджень зубів для більшості закритих добре змащуваних і захищених від забруднень зубчастих коліс. Цей вид руйнування ще називають піттингом (від англійського слова pit – ямка, поглиблення).

Викришування полягає в появі на робочих поверхнях невеликих поглиблень, що нагадують віспинки, які потім ростуть і перетворюються на раковини. Розміри ямок – раковин залежно від стадії викришування, матеріалу та інших умов бувають досить малими (кілька мікрон), ледь помітними неозброєним оком, і значними, величиною в кілька міліметрів. Викришування має втомний характер. У результаті зачеплення зубів контактні напруження в кожній точці робочої поверхні зубів змінюються за віднульовим циклом, а напруження у поверхневих шарах – навіть за знакозмінним, хоча і несиметричним циклом.

Утомні тріщини зазвичай зароджуються біля поверхні, де виникає концентрація напружень через наявність мікронерівностей. При відносно малій товщині зміцненого шару, а також при великих контактних напруженнях тріщини можуть зароджуватися в глибині. При збільшенні твердості поверхні значення глибинних напружень зростає.

Існує дві гіпотези, що пояснюють фізику процесу викришування:

1. Інтенсивність викришування зростає зі збільшенням сил тертя. Поблизу полюсної лінії на ніжці зубів, де у зв'язку з малими швидкостями ковзання виникають великі сили тертя, починається викришування. Потім воно поширюється на всю поверхню ніжок. Поверхні головок викришуються дуже рідко.

2. Гіпотеза про розклинювальну дію мастильного матеріалу в мікротріщинах. Автор цієї гіпотези – професор Г. Н. Трубін.

У результаті тривалої дії змінних напружень, а також через наявність концентраторів у вигляді мікронерівностей на робочих поверхнях зубів з'являються мікротріщини. Втомні тріщини, які зароджуються, орієнтовані у напрямку сил тертя (рис. 92).

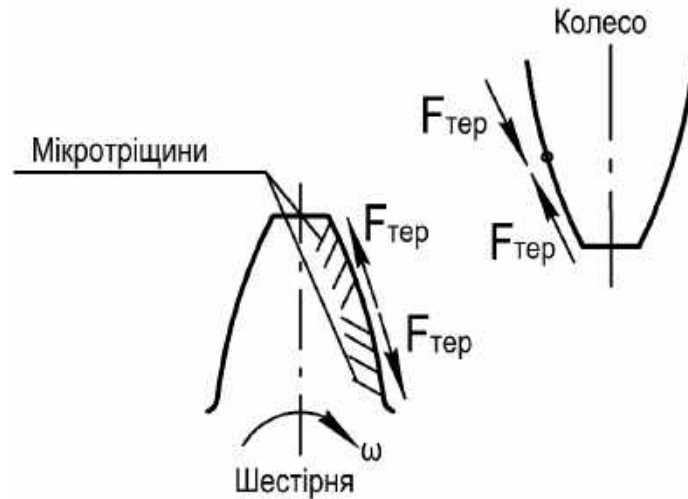


Рис. 92. Мікротріщини на робочих поверхнях зубів

Зароджені на поверхнях ніжок шестірні мікронерівності спрямовані так, що при наочуванні на них зубів колеса мікротріщина закривається, вихід масла з неї перекривається і всередині мікротріщини в маслі зростає гідростатичний тиск, що сприяє викришуванню елементів матеріалу (рис. 93).

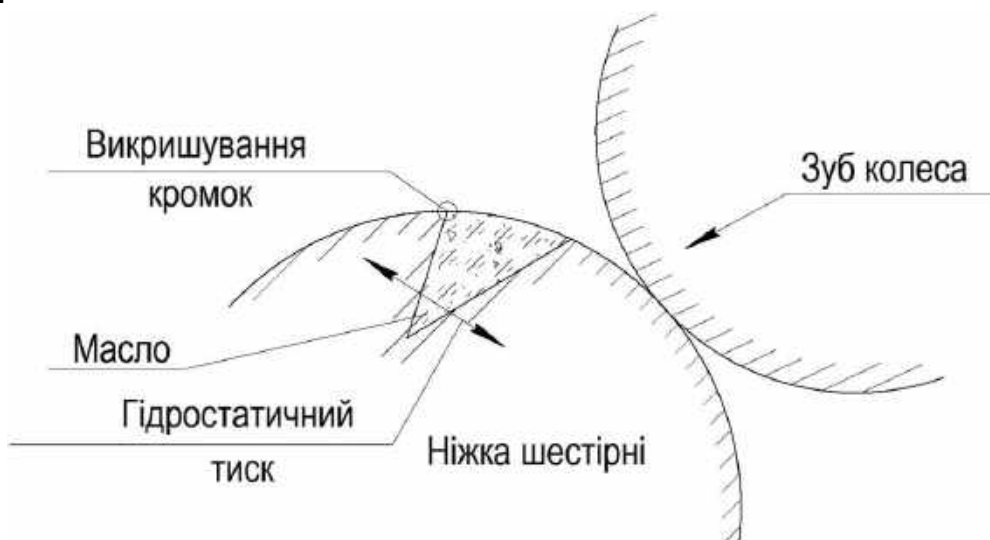


Рис. 93. Викришування ніжки шестірні

Мікротріщини, що утворилися на головці шестірні, орієнтовані таким чином, що вони входять в контакт з зубом колеса своїм внутрішнім конусом,

масло видавлюється, тріщини завальцьовуються. Тому поверхні головок викришуються дуже рідко (рис. 94).



Рис. 94. Мікротріщини на головці шестерні

Отже, втомне викришування має місце в основному поблизу полюсної лінії на ніжці, а потім може поширитися на всю поверхню ніжки (рис. 95).

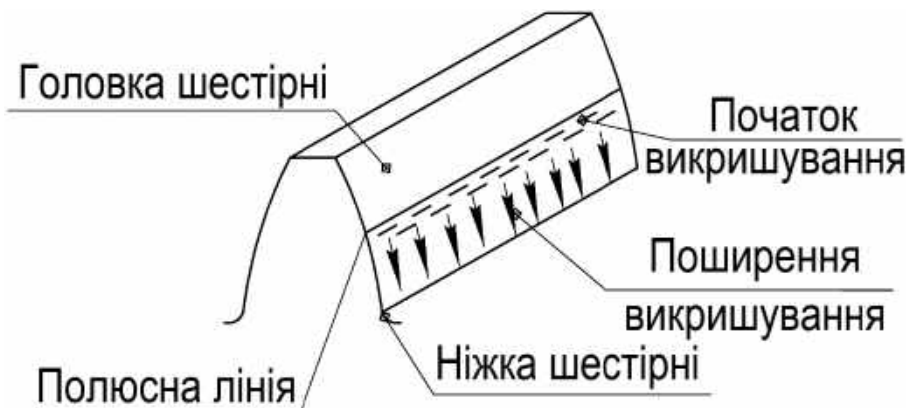


Рис. 95. Поверхня зуба, на якій відбувається викришування

Утомне викришування може бути обмеженим і прогресуючим.

Обмежене викришування пов'язане з концентрацією навантаження по довжині зубів. У колесах з м'якого матеріалу ($HB < 350$), що добре припрацьовуються, викришування після припрацювання може припинитися. Причому воно практично не позначається на роботі передачі, оскільки утворені ямки поступово завальцьовуються.

При високій твердості зубів ($HB > 350$) явище обмеженого викришування зазвичай не спостерігається. Раковини, які утворилися, швидко збільшуються внаслідок крихкого руйнування їх країв – у цьому випадку має місце прогресуюче викришування.

Прогресуюче викришування часто спостерігається на ніжці біля полюсної лінії. У передачах, що працюють зі значним зношенням, зокрема

у відкритих передачах, викришування спостерігається дуже рідко. Поверхневі шари стираються раніше, ніж в них з'являються втомні тріщини.

Для запобігання викришуванню зуби розраховують на контактну витривалість.

3. Заїдання зубів

Заїдання спостерігається переважно у високонавантажених, високошвидкісних передачах. При великих швидкостях і навантаженнях температура в зоні контакту може перевищити допустиму [t]. При цьому в'язкість масла знижується і може відбутися розривання масляної плівки, а також металевий контакт поверхонь. У місці контакту може статися молекулярне зчеплення поверхонь, тобто здійсниться мікрозварювання. При подальшому відносному русі місця зчеплення розриваються, утворюючи на поверхні риски, задирки, спрямовані у бік ковзання зубів (рис. 96).

Розрахунок на заїдання зубів зводиться до перевірки температури в зоні контакту і в порівнянні її з температурою при заїданні для різних поєднань матеріалів або до перевірки товщини масляної плівки.

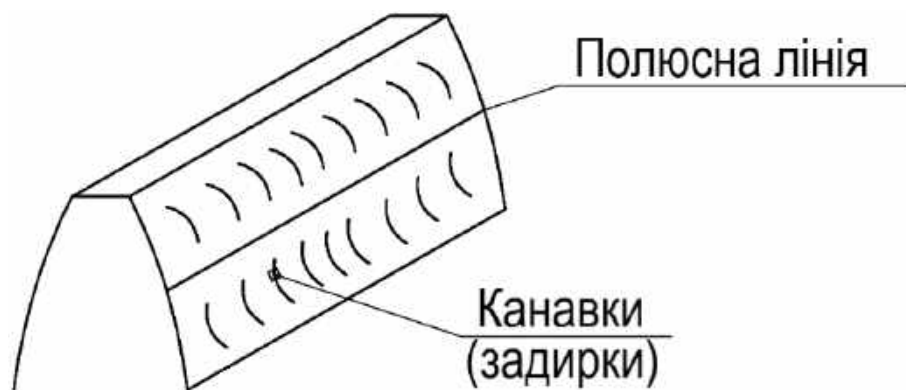


Рис. 96. Задирки, що утворилися в результаті заїдання

Заходи боротьби з заїданням:

- а) ефективне азотування і ціанування зубів;
- б) бажано фланкування зубів та інтенсивне охолодження мастила;
- в) ефективне застосування протизадирних масел з підвищеною в'язкістю і хімічно активними добавками.

4. Абразивний знос

Абразивний знос є основною причиною виходу з ладу відкритих передач і частини закритих передач машин, що працюють у середовищі, засміченому абразивами, а саме гірських, дорожніх, будівельних і деяких інших машин.

Знос нерівномірний за профілем зуба у зв'язку з неоднаковою швидкістю ковзання і неоднаковими контактними напруженнями. Зношені зуби набувають специфічної загостреної форми (рис. 97).



Рис. 97. Місця інтенсивного зношення зубів

Зношення призводить до підвищення динамічних навантажень і шуму, до ослаблення зубів унаслідок зменшення поперечного перерізу і в кінцевому підсумку до їх поломки.

Розрахунки на зношення до цього часу не розроблені. Для коліс, що працюють з істотним зношенням, роблять спроби розрахунком оцінити ресурс.

За дослідями з нормалізованими колесами швидкість зношування виявилася пропорційною контактному напруженню σ_H в степені 1,4, процентному вмісту абразиву в мастилі, швидкості ковзання.

5. Тріщини і відшаровування

Цей вид руйнування спостерігається при недостатньо високій якості термічної обробки, коли внутрішні напруження не знято відпуском або коли поверхнева кірка зубів не має під собою досить міцної серцевини. Відшаровування спричиняється дією великих перевантажень. При такій дії порушується зв'язок між зовнішнім шаром і серцевиною, що призводить до відшаровування

Заходи усунення відшаровування:

а) збільшення по можливості товщини шару з високою твердістю (збільшення товщини зміцненого шару);

б) забезпечення більш плавного закону змінення твердості по товщині зуба (особливо в зоні переходу зміцненого поверхневого шару в серцевину);

в) підвищення точності виготовлення коліс зі зниженням таким чином динамічних навантажень на зуби.

6. Пластичні деформації

Пластичні течії матеріалу виникають поблизу полюсної лінії під дією великих сил тертя у важконавантажених тихохідних передачах при низькій твердості матеріалів коліс. Явище утворення наростів і западин на робочих поверхнях зубів в області полюса, де діють великі сили тертя, називають пластичними деформаціями (рис. 98).

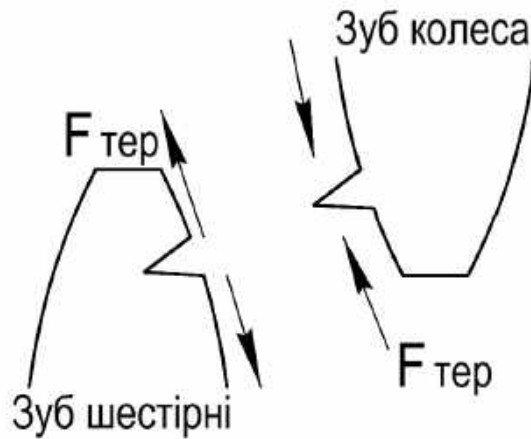


Рис. 98. Пластичні деформації на поверхні зубів

Це явище характерне для сирих, тобто термічно необроблених, коліс. Пластична деформація призводить до динамічних навантажень, вібрації, шуму і порушення умов змащення.

Заходи усунення пластичних деформацій:

- а) підвищення твердості робочої поверхні зубів;
- б) підвищення в'язкості масла.

7. Види пошкоджень технологічного характеру

Вихід з ладу зубчастих передач перш за все пов'язана з похибками виготовлення, шліфувальними припіканнями і тріщинами, залишковими напруженнями при загартуванні ТВЧ (у перехідній кривій зуба) і т. д. Шліфувальні припікання знижують на десятки відсотків границю витривалості на згинання, а шліфувальні тріщини – у кілька разів.

В особливонапружених колесах уникають шліфування перехідної зони коліс після термообробки.

Зубчасті колеса є джерелом шуму. Окремі складові спектра шуму істотно посилюються, якщо вони за частотою близькі до власної частоти коливань корпусних деталей.

Основні засоби усунення шуму:

- а) удосконалення технології виготовлення;
- б) перехід на косозубі колеса;
- в) фланкування;
- г) збільшення коефіцієнта перекриття;
- д) вирівнювання навантаження по ширині зубчастого вінця і застосування бочкоподібного зуба.

Для попередження руйнування зубів виконують:

- 1) розрахунок зубів на контактну витривалість робочих поверхонь;
- 2) розрахунок зубів на згинальну витривалість;
- 3) перевірку зубів за малоцикловою витривалістю;
- 4) перевірку зубів за піковими (максимальними) навантаженнями;
- 5) розрахунок зубів на заїдання.

5.7.6. Розрахункове навантаження в зубчастих передачах

Розрахунок зубчастих передач починають з визначення розрахункового навантаження.

На міцність зубів впливає велика кількість факторів, які нині ще не достатньо вивчено, тому при розрахунках цей вплив враховується за допомогою спеціальних коефіцієнтів.

Коефіцієнти, що належать до навантаження, позначаються буквою K з індексами, специфічні коефіцієнти для розрахунку на згинання – буквою Y , а для розрахунку на контактну міцність – буквою Z .

В інженерних розрахунках розрахункове навантаження зазвичай визначають множенням номінального F_n навантаження на коефіцієнт навантаження K :

$$F_{\text{розрах}} = F_n \cdot K.$$

Коефіцієнт навантаження зручно подати у вигляді перемноження чотирьох коефіцієнтів:

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

де K_A – коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження;

K_V – коефіцієнт внутрішнього динамічного навантаження;

K_β – коефіцієнт концентрації або нерівномірності навантаження по довжині контактної лінії;

K_α – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами.

Індекс при коефіцієнті K_V вибрано у зв'язку з основним впливом на його величину швидкості; індекс при коефіцієнті K_β обумовлено тим, що концентрація навантаження пов'язана зі змінням істинного кута нахилу зубів β ; індекс при коефіцієнті K_α вибрано умовно.

Крім того, при коефіцієнтах, які використовують при розрахунках на контактну міцність, передбачається індекс H (на честь автора розрахунків контактних напружень Н. Herz); а при коефіцієнтах, які застосовують при розрахунках на згинання – індекс F (від слова «ніжка» англійською та німецькою мовами), тобто

$K_H = K_{HA} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$ – при розрахунку на контактну міцність,

$K_F = K_{FA} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$ – при розрахунках на згинання.

Для попередніх розрахунків допустимо брати $K = 1,3 \dots 1,5$.

Менші значення слід брати для більш точних передач і при розташуванні зубчастих коліс ближче до середини прольотів, великі – для менш точних передач при розташуванні їх біля опор.

Зовнішні динамічні навантаження в цілому зазвичай оцінюються фахівцями відповідних галузей машинобудування на основі узагальнення досвіду експлуатації різних машин.

Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження K_A призначається таким чином:

$K_A = 1$ – при рівномірному режимі навантаження;

$K_A = 1,25$ – з малою нерівномірністю;

$K_A = 1,5$ – з середньою нерівномірністю;

$K_A = 1,75$ – зі значною нерівномірністю.

Якщо зовнішні динамічні навантаження вводити в розрахунковий графік навантажень, то коефіцієнт K_A можна брати таким, що дорівнює одиниці.

Внутрішні динамічні навантаження (динамічні навантаження в зачепленні) впливають на надійність і ресурс зубчастих коліс і можуть бути досить істотними, особливо у швидкохідних передачах недостатньо високого ступеня точності.

Для оцінювання внутрішнього динамічного навантаження були розроблені дві теорії: ударна і вібраційна.

Ударна теорія розглядає удари зубів у момент переспряження.

Вібраційна теорія вивчає навантаження, обумовлені кінематичною похибкою і змінною жорсткістю зубів по куту повороту.

У рекомендаціях ІСО (Міжнародна організація зі стандартизації) на основі досліджень Реттіга та інших вчених внутрішні динамічні навантаження передбачається визначати за амплітудами коливань, що виникають від помилок кроків зачеплення, помилок профілю і від переспряження зубів. Отриману амплітудно-частотну характеристику поділяють на дві зони: дорезонансну і післярезонансну.

У дорезонансній зоні виконують розрахунок динамічних навантажень у зубчастих передачах за ударною теорією.

Удари в прямозубих колесах виникають при вході зубів у зачеплення і при виході із зачеплення попередньої пари зубів.

Для безударної роботи в першу чергу необхідно, щоб зуби входили в зачеплення і виходили з нього по лінії зачеплення коліс під навантаженням.

Навіть якби колеса були виготовлені абсолютно точно, то все ж удари мали б місце, оскільки пружні деформації зубів дають той же ефект, що й похибки в кроці.

Спостерігаються удари двох основних видів :

1) кромковий;

2) серединний.

Якщо крок зачеплення веденого колеса 2 більше, ніж крок ведучого 1, то відбувається передчасний вхід у зачеплення кромки зуба веденого колеса і відбувається так званий кромковий удар (рис. 99).

На рис. 99 зображено випадок, коли $P_{b2} > P_{b1}$ (де P_{b1} і P_{b2} – кроки по основному колу). Якщо $P_{b2} > P_{b1}$, то друга пара зубів входить в зачеплення

в точці a' до виходу на лінію зачеплення в точку a . При цьому змінюється миттєве значення передаточного відношення. У точці a' відбувається так званий кромковий удар.

Кромковий удар не тільки збільшує динамічне навантаження, але й сприяє задиранню поверхні зуба. Для зменшення ефекту кромкового удару застосовують фланкування зубів, в яких верхню ділянку евольвенти виконують з відхиленням в тіло зуба або профіль зуба виконують з двох евольвент.

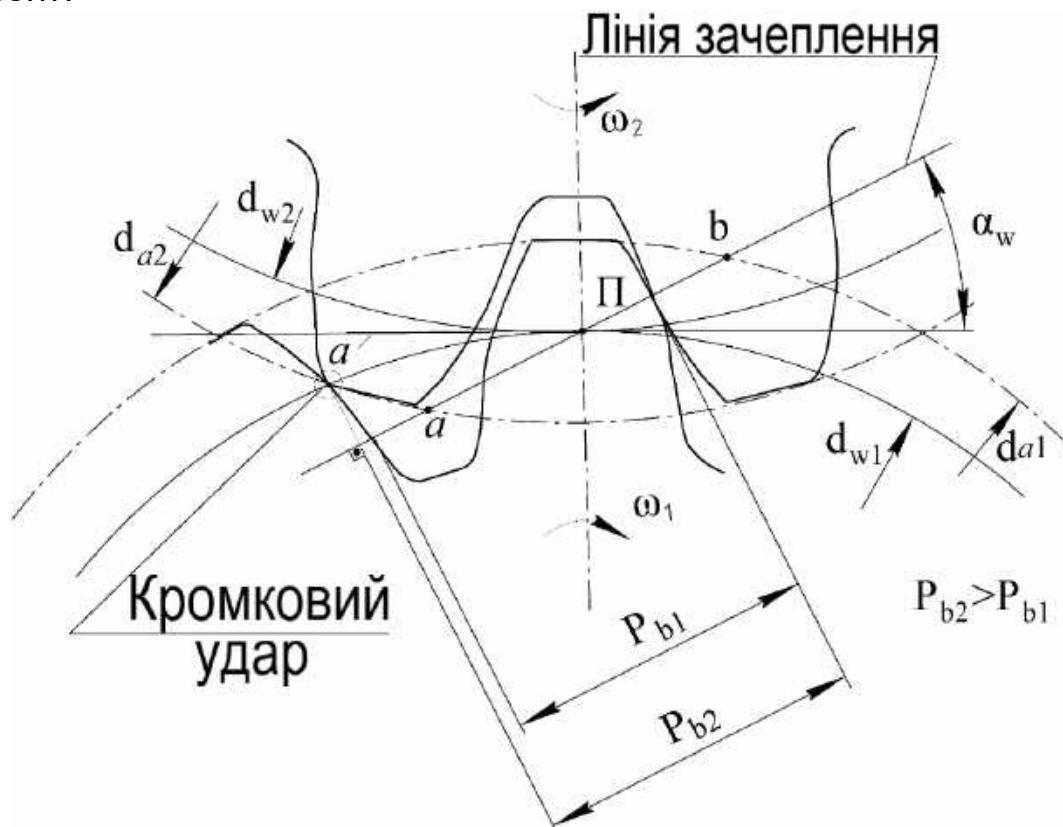


Рис. 99. Кромковий удар зубів



Якщо крок зачеплення веденого колеса менше, ніж крок ведучого, то відбувається запізнювання виходу із зачеплення попередньої пари зубів і настає так званий серединний удар наступної пари. Остання входить з ударом в контакт не на початку, а в середині робочої ділянки лінії зачеплення при виході з запізнення з контакту попередньої пари зубів (рис. 100).

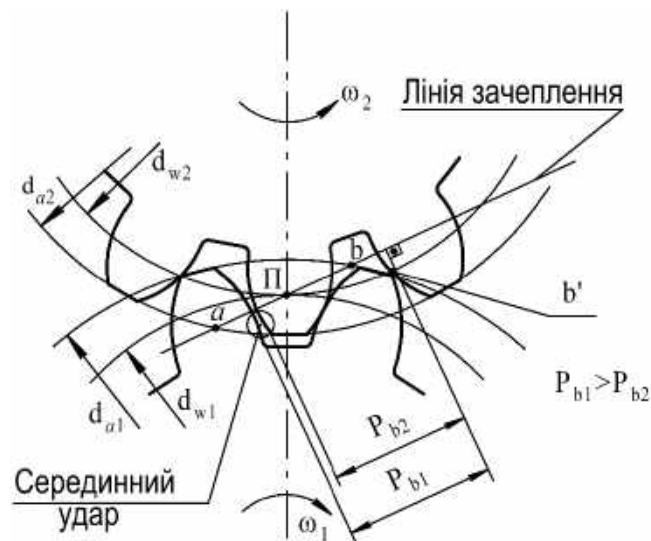


Рис. 100. Серединний удар

Якщо $P_{b1} > P_{b2}$, то перша пара зубів виходить із зачеплення не в точці b , а в точці b' , тобто з запізненням. У наступній парі відбувається серединний удар (пара входить у контакт з ударом).

Відповідно до теорії удару стосовно до зубчастих передач питомі розрахункові динамічні навантаження при розрахунку на контактну міцність W_{HV} і на згинання W_{FV} обчислюють за такими залежностями:

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \sqrt{\frac{a_w}{u}};$$

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \sqrt{\frac{a_w}{u}},$$

де $g_0 = (n_{CT} - 2)$ – наближений вираз для оцінювання впливу діючої похибки кроків зачеплення (кореня квадратного з діючої похибки);

n_{CT} – позначення ступеня точності 4...8;

δ_H і δ_F – коефіцієнти пропорційності, що враховують вплив косо зубості, модифікації головки, припрацювання, специфіку впливу динамічних навантажень на міцність: u – передаточне число $u = Z_2/Z_1$; a_w – міжосьова відстань; V – швидкість;

$\delta_H = 0,2/0,1$ і $\delta_F = 0,2$ – для прямих зубів без модифікації головки;

$\delta_H = 0,15/0,07$ і $\delta_F = 0,15$ – для прямих зубів з модифікацією головки;

$\delta_H = 0,08/0,04$ і $\delta_F = 0,08$ – для непрямих зубів.

У чисельнику наведено значення δ_H для загартованих, а в знаменнику – для незагартованих зубів обох або одного зубчастого колеса пари.

Залежність динамічного навантаження від швидкості у виразах для W_{HV} і W_{FV} за лінійним законом збіглася з рекомендаціями ISO і числові значення виявилися близькими (рис. 101).

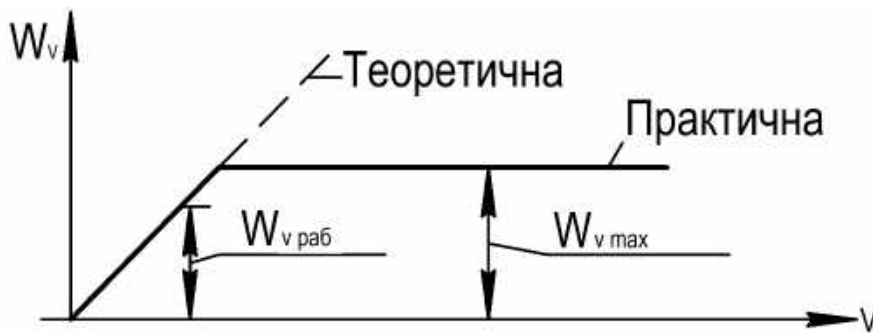


Рис. 101. Графік залежності динамічного навантаження від швидкості

Динамічне навантаження W_v не може бути більше максимального значення W_{vmax} , оскільки при досягненні W_{vmax} деформація зубів стає такою, що компенсує похибки основного кроку:

$$W_{Vmax} = C \cdot (\Delta_B - \Delta_K),$$

де C – питома жорсткість пари зубів;

$\Delta_B = \sqrt{\Delta_{PB1}^2 + \Delta_{PB2}^2}$ – найбільша ймовірнісна різниця основних кроків;

Δ_{PB1}^2 і Δ_{PB2}^2 – відповідно різниці кроків зачеплення шестірні й колеса;

$\Delta_K \approx 5$ мкм – компенсована помилка напрацюванням і масляним шаром.

Якщо динамічне навантаження, розраховане за формулами для W_{HV} і W_{FV} , менше максимального значення, тобто $W_v < W_{vmax}$, то для розрахунку беруть величину W_v .

Якщо динамічне навантаження, розраховане за формулами для W_{HV} і W_{FV} , більше максимального значення, вибраного з таблиць, тобто $W_v > W_{vmax}$, то для розрахунку беруть максимальне значення динамічного навантаження (W_{vmax}).

Ці розрахунки застосовуються для роботи і зубчастої передачі в дорезонансній зоні, тобто наближено:

– для прямозубих передач до $\frac{v \cdot Z_1}{1000} < 1$;

– для косозубих передач до $\frac{v \cdot Z_1}{1000} < 1,4$.

У близьких до резонансу зонах, в яких іноді працюють швидкохідні передачі, слід проводити розрахунок за рекомендаціями ІСО.

Коефіцієнт внутрішнього динамічного навантаження при розрахунках на контактну і згинальну міцність визначають за такими залежностями:

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV}}{W_{tmH}}$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV}}{W_{tmF}},$$

де W_{HV} і W_{FV} – питомі розрахункові динамічні навантаження;
 W_{tm} – середня питома колова сила:

$$W_{tmH} = \frac{F_t}{b_w} = \frac{2 \cdot T_{1H}}{b_w \cdot d_1}; \quad W_{tmF} = \frac{2 \cdot T_{1F}}{b_w \cdot d_1}.$$

Зазвичай беруть $W_{tmH} = W_{tmF}$.

Для наближених розрахунків прямозубих передач можна користуватися значеннями коефіцієнтів K_{HV} і K_{FV} з таблиць, розрахованих за наведеними вище залежностями.

Концентрація навантаження по довжині контактних ліній

Навантаження розподіляється рівномірно тільки в прямозубих передачах при ідеально точному виготовленні і при абсолютно жорстких валах і опорах.

Насправді внаслідок пружних деформацій валів, пружних переміщень і зношення підшипників, а також похибок виготовлення спряжені колеса перекошуються одне відносно іншого (рис. 102).

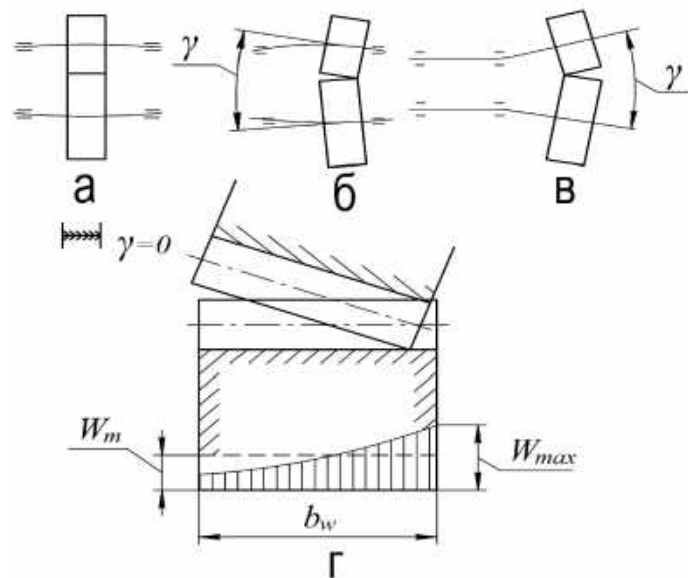


Рис. 102. Різні варіанти розташування коліс у зачепленні:
а – колеса розташовані симетрично відносно опор; б – колеса розташовані несиметрично відносно опор; в – колеса розташовані на опорах консольно;
г – можливий графік розподілу навантажень уздовж лінії контакту для зубчастих коліс, розташованих несиметрично відносно опор

На рис. 102 наведено позначення:

γ – кут повороту зубів у зачепленні;

w – питоме навантаження;

b_w – ширина зубчастого вінця;

W_m – середнє значення питомого навантаження по ширині зубчастого вінця.

У результаті зазначених деформацій і похибок виготовлення передачі зуби в зачепленні мають кутовий дотик. Внаслідок піддатливості зубів контакт зазвичай відбувається на всій або на значній частині довжини зубів. Навантаження по довжині контактних ліній внаслідок зазначених перекосів і деформацій розподіляється нерівномірно.

Концентрація навантаження тим більше, чим більше кут відносного перекосу валів під спряженими зубчастими колесами, чим більше їх ширина і чим менше жорсткість тіла широкіх шестерень малого діаметра.

Відношення максимального питомого навантаження внаслідок концентрації його по довжині зубів до середнього питомого навантаження називають коефіцієнтом концентрації навантаження

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

У результаті припрацювання зубів розподіл навантаження може частково або майже повністю вирівнюватися. Здатність до припрацювання різко знижується з підвищенням твердості. Тому розглядають початковий теоретичний і ефективний (який діє після припрацювання) коефіцієнти концентрації навантаження.

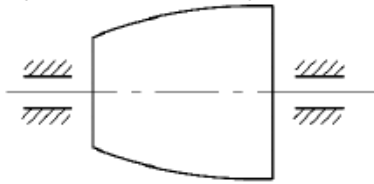
Орієнтовне значення ефективного коефіцієнта концентрації навантаження $K_{H\beta}$ за ГОСТ 21354-87 можна вибрати за графіками, де $K_{H\beta}$ вибирають залежно від схеми редуктора, твердості коліс (менше або більше 350 HB) і коефіцієнта відношення ширини ведучого колеса до його діаметра $\Psi_{bd} = b_w/d_{w1}$.

Значення $K_{F\beta}$ на 15...20 % менше коефіцієнта $K_{H\beta}$.

Для зменшення концентрації навантаження необхідно:

- 1) підвищувати точність виготовлення передач;
- 2) підвищувати жорсткість валів і опор;
- 3) вибрати сприятливе розташування коліс відносно опор (переважно симетричне);
- 4) виконувати зуби бочкоподібними або з невеликою конусністю, у вигляді конусної бочки.

Зуб у вигляді конусної бочки



Бочкоподібний зуб



Для відповідальних конструкцій, в першу чергу для тих, в яких можна очікувати значну концентрацію навантаження, коефіцієнт концентрації навантаження слід визначати розрахунковим шляхом за методикою, викладеною в ГОСТ 21354 -87:

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

де $K_{H\beta}^0$ – теоретичний коефіцієнт концентрації навантаження (до припрацювання), який визначають за імперичними залежностями, наведеними в ГОСТ 21354-87;

K_{HW} – коефіцієнт припрацювання залежно від твердості поверхонь і колових швидкостей, який наводиться в довідкових таблицях.

Коефіцієнт концентрації навантаження по згину $K_{F\beta}$ оцінюють за залежністю

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

де N_F – показник степеня, що вибирається залежно від відношення ширини вінця до модуля ($\Psi_m = b_w/m$).

Ψ_m	4	7	10	20	40
Прямозубе зачеплення	0,71	0,83	0,85	0,94	0,97
Косозубе зачеплення	0,57	0,73	0,81	0,9	0,95

Розподіл навантаження між зубами враховується коефіцієнтами $K_{H\alpha}$ і $K_{F\alpha}$. При розрахунках ці коефіцієнти беруть однаковими ($K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$) і визначають за імперичними залежностями, наведеними в ГОСТ 21354-87:

$K_{H\alpha} = 1$ при ступені точності 5 і вище;

$K_{H\alpha} = 1 + 0,06(n_{ст} - 5)$ – для прямозубих коліс;

$K_{H\alpha} = 1 + 0,15(n_{ст} - 5)$ – для косозубих коліс.

5.7.7. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на контактну міцність

Розрахунок зводиться до виконання умови: контактні напруження в зубах σ_H мають бути однаковими або менше допустимих $[\sigma_H]$:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

Розрахунок виконують для зачеплення в полюсі, оскільки викришування починається біля полюсної лінії (на ніжці), причому полюсна лінія у прямозубих передачах знаходиться в зоні однопарного зачеплення.

Як вихідну застосовують формулу Герца для найбільших контактних напружень при стисненні двох циліндрів уздовж твірних:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_H],$$

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

E_1 і E_2 – модуль пружності матеріалів шестірні і колеса;

ν_1 і ν_2 – коефіцієнти поперечного стиснення (коефіцієнти Пуассона) матеріалів шестірні і колеса, які дорівнюють для сталі 0,3, а для чавуну – 0,25;

$W_n = \frac{K_H \cdot F_n}{l_\Sigma}$ – питома нормальне навантаження;

K_H – коефіцієнт навантаження;

F_n – нормальна до поверхні зуба сила;

l_Σ – сумарна довжина контактних ліній;

$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ – зведена кривизна; знак "плюс" у цій формулі і в наступних – для зовнішнього зачеплення, знак "мінус" – для внутрішнього зачеплення;

ρ_1 і ρ_2 – радіуси кривизни профілів зубів шестірні і колеса.

Для сталевих зубчастих коліс коефіцієнт $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$; $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$; $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

У прямозубих передачах довжина контактних ліній l_Σ змінюється в процесі зачеплення від робочої ширини вінця b_w (в зоні однопарного зачеплення) до $2 \cdot b_w$ (в зоні двопарного зачеплення). Для розрахунків відповідно до результатів експериментів беруть $l_\Sigma = b_w / Z_\varepsilon^2$, де Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3},$$

де ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття.

При змінній коефіцієнта перекриття від 1,25 до 1,9 коефіцієнт Z_ε змінюється від 0,84 до 0,96. У середньому і для наближених розрахунків $Z_\varepsilon = 0,9$, що відповідає $\varepsilon_\alpha = 1,6$:

$$W_n = \frac{K_M \cdot F_n}{l_\Sigma} = \frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_\varepsilon^2}{b_w \cdot \cos \alpha_t}$$

Радіуси кривизни профілів зубів шестірні і колеса запишемо, скориставшись рис. 103:

$$\rho_1 = \frac{1}{2} d_{w1} \cdot \sin \alpha_{tw}; \quad \rho_2 = \frac{1}{2} d_{w2} \cdot \sin \alpha_{tw}$$

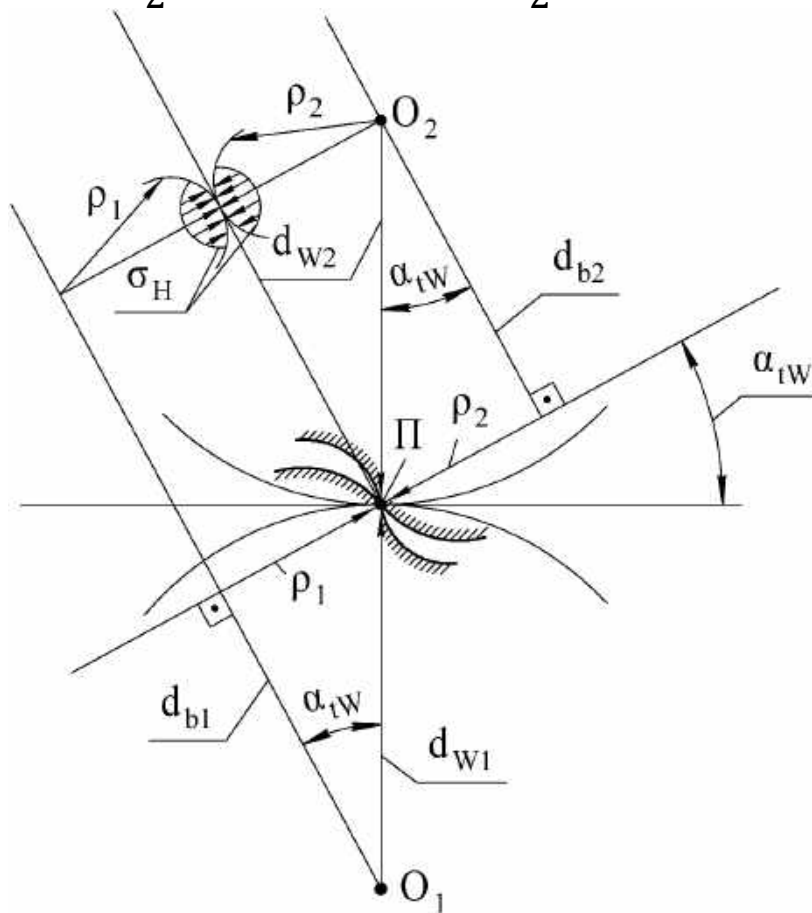


Рис. 103. До визначення радіусів кривизни шестірні і колеса

Вирази для ρ_1 і ρ_2 записано через початкові діаметри шестірні d_{w1} і колеса d_{w2} .

Запишемо вирази для ρ_1 і ρ_2 через ділільні діаметри d_1 і d_2 , беручи до уваги, що $d_w = d \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}$:

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}$$

Тоді зведений радіус кривизни можна записати у вигляді

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1 \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}} \pm \frac{2}{d_2 \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}} =$$

$$= \frac{2}{d_1 \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}} \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2 \cdot (u \pm 1)}{d_1 \cdot u \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}}.$$

Тут $d_2/d_1 = u$ – передаточне число;

α – кут профілю вихідного контуру;

α_t – кут профілю в торцевому перерізі $\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta$ (β – кут нахилу зубів у косозубому колесі);

α_{tw} – кут зачеплення в торцевому перерізі.

Для прямозубих передач $\beta = 0^\circ$ і $\alpha_t = \alpha$.

При сумарному зміщенні $\chi_\Sigma = 0$, $\alpha_{tw} = \alpha_t$.

Для прямозубих незміщених коліс $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha$.

Підставивши у формулу Герца вираз для W_n і $1/\rho_{np}$, отримаємо основну формулу для розрахунків прямозубих передач на контактну міцність:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{np}}} = Z_E \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot 2 \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot \cos\alpha_t \cdot d_1 \cdot u \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}}} =$$

$$= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot d_1 \cdot u}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}}} =$$

$$= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot d_1 \cdot u}} \leq \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq [\sigma_H].$$

Запишемо остаточний вираз для розрахунків прямозубих зубчастих передач на контактну міцність

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot d_1 \cdot u}} \leq [\sigma_H],$$

де $Z_E = \frac{1}{\cos\alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів. Для передач без зміщення $X_1 + X_2 = 0$, коефіцієнт $Z_H = 2,5$;

σ_{H0} – напруження при номінальному навантаженні ($K_H = 1$), що становить інтерес для накопичення досвіду проектування;

$\sqrt{K_H}$ – множник, що характеризує збільшення номінальних напружень;

$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ – колова сила на ділільному діаметрі;

d_1 – ділільний діаметр шестірні;

T_1 – розрахунковий крутний момент на шестірні.

Формулу для проектувальних розрахунків, що визначає наближено міжосьову відстань a_w зубчастих прямозубих передач, отримують з основної залежності, вважаючи, що $b_w = \psi_a \cdot a_w$ і $d_1 \approx d_{1w} = 2 \cdot \frac{a_w}{(u \pm 1)}$

$$(u = d_2/d_1; \frac{d_2 + d_1}{2} = a_w; \frac{u \cdot d_1 \pm d_1}{2} = a_w; d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{u \pm 1}).$$

$$\text{Тоді } F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1 = \frac{2 \cdot T_1 \cdot (u \pm 1)}{2 \cdot a_w};$$

$$Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u \pm 1) \cdot (u \pm 1) \cdot (u \pm 1) \cdot 10^3}{a_w \cdot 2 \cdot a_w \cdot \Psi_a \cdot a_w \cdot u}} \leq [\sigma_H].$$

Піднесемо в квадрат праву і ліву частини останнього виразу

$$(Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2 \cdot \left[\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u \pm 1)^3 \cdot 10^3}{2 \cdot a_w^3 \cdot \Psi_a \cdot u} \right] = [\sigma_H]^2.$$

Тоді вираз для міжосьової відстані a_w можна записати у вигляді

$$a_w = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u \pm 1)^3 \cdot 10^3 \cdot (Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2}{2 \cdot \Psi_a \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}} =$$

$$= K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_a \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}},$$

де $K_a = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2}{2}}$ – допоміжний коефіцієнт.

Запишемо остаточний вираз для проектувального розрахунку міжосьової відстані a_w :

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_a \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

5.7.8. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на згинання

При розрахунку на згинання зуб розглядається як консольна балка з навантаженням, розподіленим по лінії контакту. При роботі лінія контакту переміщується по висоті зуба і змінюється плече сили.

Вважаємо, що сили тертя на зубах дуже малі. Тоді можна вважати, що сила взаємодії зубів спрямована по нормалі до контактуючих поверхонь, тобто по лінії зачеплення відносно основних кіл.

Для точних зубчастих коліс ступінь точності шоста і вище (5, 4, 3) навантаження прикладається у верхній точці переспряження «С».

Через те, що в точних колесах мають місце менші похибки виготовлення, прикладанням сили у верхній точці переспряження, а не в вершині зуба досягається зниження габаритів і ваги конструкції.

Для передач відносно невисокого ступеня точності і навантаженості (зокрема з поліпшених сталей і чавуну) навантаження прикладають у вершині зуба (рис. 104).

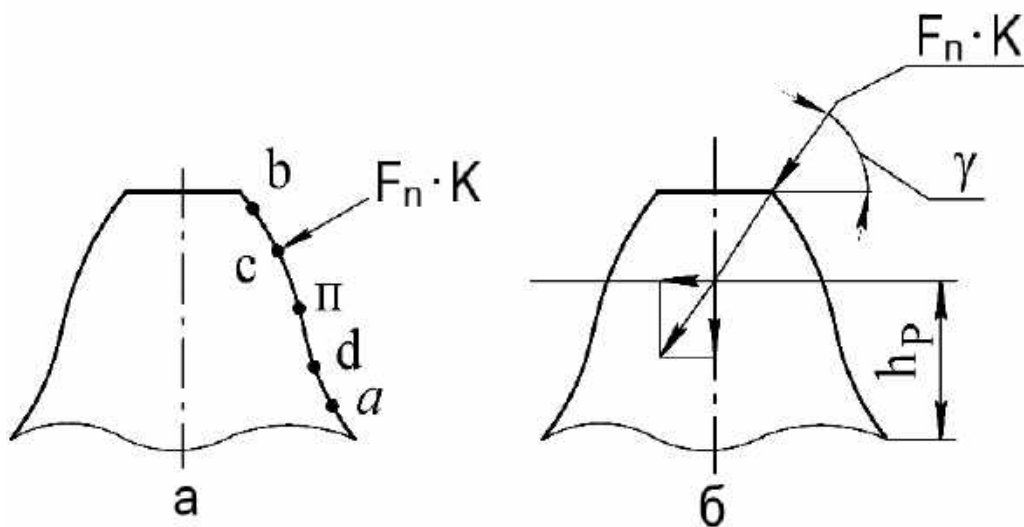


Рис. 104. Прикладання зовнішньої сили на зубі для зубчастих коліс високої (а) і невисокої (б) точності

Якщо розрахункова сила дорівнює повній силі в зачепленні, отримаємо спрощений розрахунок у припущенні, що друга пара зубів не бере участі в роботі (різниця кроків зачеплення зубів внаслідок похибок виготовлення більше пружної деформації зубів).

Кут прикладання нормальної сили γ дещо більше кута зачеплення α_w . Зв'язок між ними пояснюється на рис. 105.

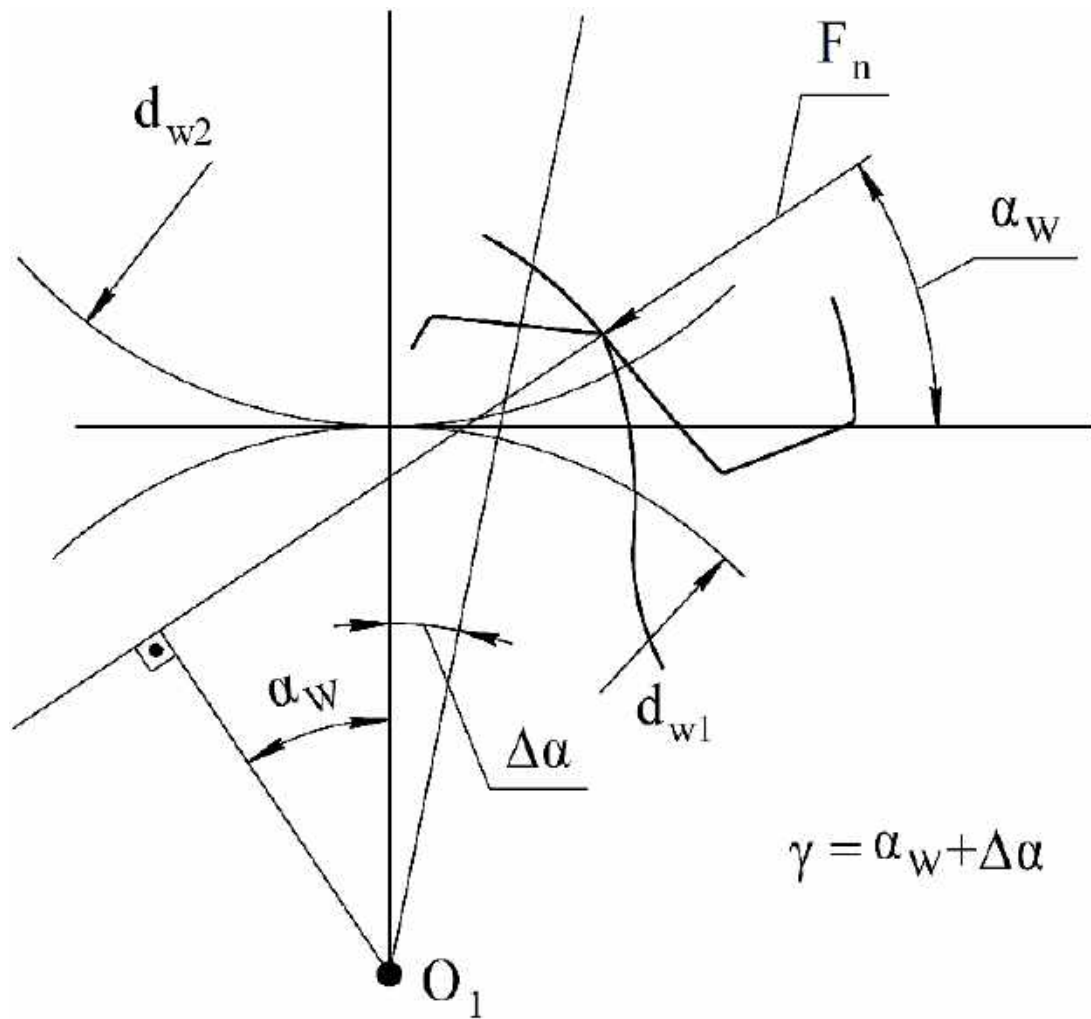


Рис. 105. Кут прикладання нормальної сили F_n

У зв'язку з прикладанням сили F_n до кромки зуба з'являється кут $\Delta\alpha$, оскільки колесу необхідно повернутися на цей кут, щоб навантаження F_n було прикладено до кромки зуба.

Вважаємо, що зуб навантажений у вершині питомою нормальною силою $W_n = K_F \cdot F_n / b_w$, яка пов'язана з питомою коловою силою $W_t = 2 \cdot T \cdot 10^3 / (b_w / d_1) = K_F \cdot F_t / b_w$ співвідношенням $W_n = W_t / \cos\alpha_t$;

$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}$ враховує динамічне навантаження і нерівномірність розподілу навантаження по ширині зуба.

Прикладемо нормальну питому силу W_n під кутом γ до кромки зуба (рис. 106).

Переносимо силу W_n уздовж лінії дії до осі зуба і розглянемо дві її складові: згинальну $W_t' = W_n \cdot \cos\gamma = W_t \cdot \cos\gamma / \cos\alpha_t$ і стискальну $W_r' = W_n \cdot \sin\gamma = W_t \cdot \sin\gamma / \cos\alpha_t$ (рис. 106).

Оскільки втомні тріщини і руйнування починаються на розтягнутій стороні зуба, то на ній і перевіряють міцність зубів (див. рис. 106, точка 1).

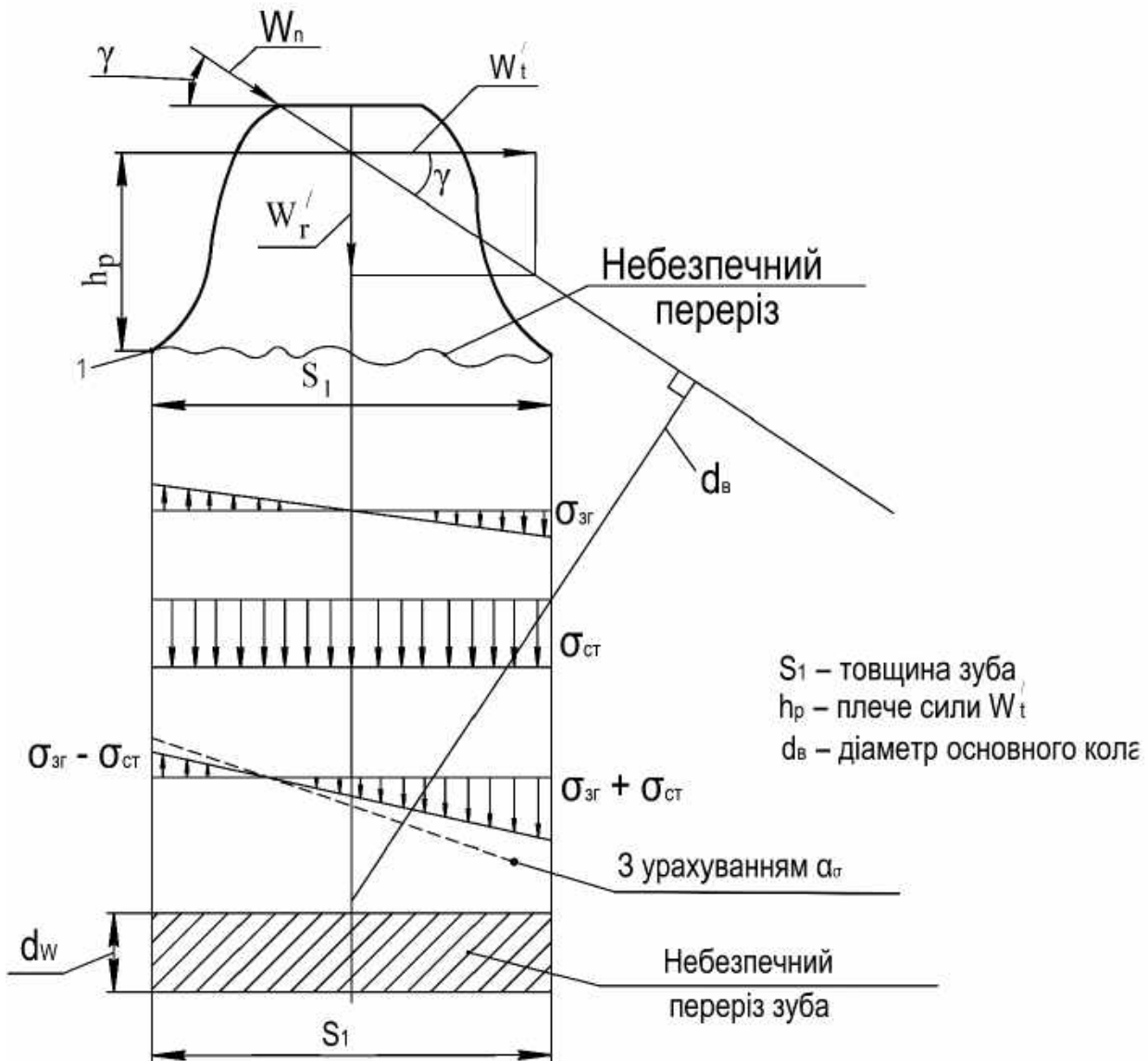


Рис. 106. До розрахунку зубів на згинання

Місцеві напруження в небезпечному перерізі можна записати у вигляді

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

де α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень (виправляє неточність розрахункової схеми).

Запишемо вираз для напружень згинання σ_{zg} і напружень стиснення $\sigma_{ст}$:

$$\begin{aligned} \sigma_{zg} &= \frac{M_{згин}}{W_{н.0}} = \frac{W_t' \cdot h_p}{S_1^2/6} = \frac{W_n \cdot \cos\gamma \cdot h_p \cdot 6}{S_1^2} = \frac{K_F \cdot F_n \cdot h_p \cdot 6 \cdot \cos\gamma}{b_w \cdot S_1^2} = \\ &= \frac{K_F \cdot F_t \cdot h_p \cdot 6 \cdot \cos\gamma}{b_w \cdot S_1^2 \cdot \cos\alpha_t}; \end{aligned}$$

$$\sigma_{\text{CT}} = \frac{W_r'}{A_{\text{CT}}} = \frac{W_n \cdot \sin\gamma}{S_1 \cdot 1} = \frac{K_F \cdot F_n \cdot \sin\gamma}{S_1 \cdot b_w} = \frac{K_F \cdot F_t \cdot \sin\gamma}{S_1 \cdot b_w \cdot \cos\alpha_t}$$

Підставимо вирази для $\sigma_{3\Gamma}$ і σ_{CT} у вихідне рівняння і помножимо чисельник і знаменник цих виразів на модуль m :

$$\sigma_F = \left(\frac{K_F \cdot F_t \cdot h_p \cdot 6 \cdot \cos\gamma \cdot m}{b_w \cdot S_1^2 \cdot \cos\alpha_t \cdot m} - \frac{K_F \cdot F_t \cdot \sin\gamma \cdot m}{S_1 \cdot b_w \cdot \cos\alpha_t \cdot m} \right) \alpha_\sigma \leq [\sigma_F]$$

Введемо позначення:

$$Y_{FS} = \frac{\alpha_\sigma}{\cos\alpha_t} \left(\frac{6 \cdot m \cdot \cos\gamma \cdot h_p}{S_1^2} - \frac{m \cdot \sin\gamma}{S_1} \right) - \text{коефіцієнт форми зубів,}$$

значення якого залежно від кількості зубів і зміщення вихідного контуру x , отримані методами теорії пружності, наведено в таблицях.

Остаточно вираз для розрахунку зубів прямозубих циліндричних коліс на згинальну витривалість набуде вигляду

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

Для попереднього визначення розмірів виконують проектувальний розрахунок.

При заданому параметрі Ψ_{bd} і кількості зубів шестірні Z_1 з умови згинальної міцності можна визначити модуль зачеплення m :

$$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w} = \frac{b_w}{m \cdot Z_1}; \quad F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{m \cdot Z_1}$$

Використовуючи вираз для перевірного розрахунку передачі на згинання, можна записати формулу для проектувальних розрахунків за умовою згинальної міцності:

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_{FS}}{m z_1 \cdot m z_1 \cdot \Psi_{bd} \cdot m} \leq [\sigma_F]; \quad m = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_{FS}}{Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot [\sigma_F]}}$$

У загальному випадку

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_F \cdot Y_{FS}}{Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot [\sigma_F]}}$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт.

Для прямозубих передач $K_m = \sqrt[3]{2000} \approx 12,6$.

Якщо відомо a_w , то можна через нього записати вираз для m .

При розрахунку зубчастих передач часто використовують коефіцієнти:

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

5.7.9. Вибір модуля зачеплення і аналіз впливу зміщення інструменту при нарізуванні зубів на контактну і згинальну міцність зубів

Вибір модуля зачеплення

Модулі стандартизовані в діапазоні 0,05...100 мм.

Модуль зачеплення має бути мінімально необхідним, оскільки зі збільшенням модуля зростає діаметр заготовки, маса колеса, збільшуються трудомісткість виготовлення зубів і втрати на тертя.

З іншого боку, модуль не повинен бути дуже маленьким. При дрібному модулі зростають вимоги до точності і жорсткості передачі, оскільки збільшується можливість поломки зубів унаслідок концентрації навантаження, особливо при перевантаженнях.

Авіаційні зубчасті колеса практично всі термообробляються. У результаті термооброблення тіло зуба має тверду поверхню і в'язку серцевину. При маленькому модулі в'язка серцевина зменшується або зовсім зникає і зуб стає крихким у кореновому небезпечному перерізі.

За викладеними вище міркуваннями для силових передач зазвичай рекомендують брати $m > 1,5...2$ мм. Ця рекомендація характерна для загального машинобудування.

У високонапружених авіаційних зубчастих передачах модуль беруть зазвичай $m = 2,25...8$ мм. Причому близько 40 % типорозмірів зубчастих коліс мають $3 \leq m \leq 5$ мм.

Вплив зміщення інструмента при нарізуванні зубів на контактну і згинальну міцність зуба

Зобразимо два положення інструмента (рейки) при нарізуванні зубів:

1 – незміщене зачеплення – ділильна площа рейки збігається з початковою;

2 – інструменту надано позитивне зміщення $x \cdot m$ (рис. 107).

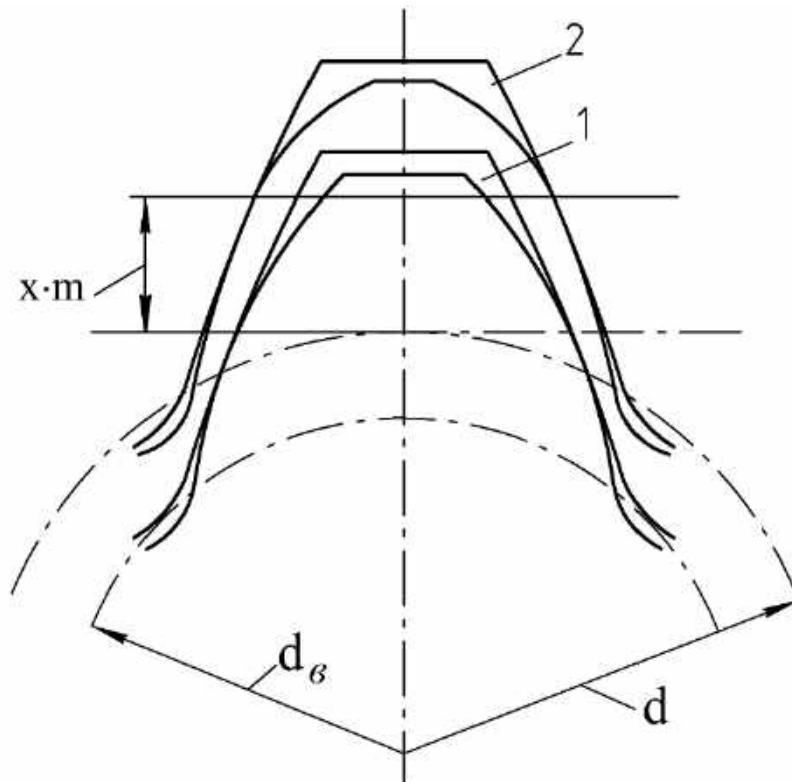


Рис. 107. Незміщене положення інструмента (1) й інструмента надано позитивне зміщення (2)

Як видно з рис. 107, товщина зуба біля основи зміщеного колеса збільшилася і, отже, підвищилася міцність зуба на згинання. Одночасно з цим загострилася головка зуба. Загострення є однією з причин, що обмежують величину зміщення інструмента. Негативне зміщення інструмента супроводжується явищами зворотного характеру.

Застосовують два типи передач зі зміщенням:

1. Шестірню виготовляють з позитивним зміщенням $x_1 > 0$, а колесо — з негативним $x_2 < 0$, але так, що $x_1 + x_2 = x_\Sigma = 0$.

2. Сумарне зміщення x_Σ не дорівнює нулю, зазвичай $x_\Sigma > 0$, а також $x_1 > 0$ і $x_2 > 0$.

При позитивному зміщенні міжосьова відстань збільшується порівняно з незміщеним. При цьому також збільшується кут зачеплення $\alpha_w > \alpha$.

Збільшення α_w супроводжується зменшенням коефіцієнта перекриття ε_α , що є негативним і є однією з причин, що обмежують застосування великих зміщень.

Нарізування зі зміщенням дозволяє в багатьох випадках підвищити якість зубчастого зачеплення.

Застосовуючи зміщення, необхідно пам'ятати:

1. Позитивне зміщення підвищує міцність зубів на згинання. Можна збільшити допустиме навантаження по згину на 100 %.

2. Збільшення α_w при $x_\Sigma > 0$ підвищує контактну міцність.

5.7.10. Особливості розрахунку косозубих коліс на контактну і згинальну міцність

Контактна міцність

Допущення беруться ті ж, що й для прямозубих передач.

У точних косозубих передачах у зв'язку з великим загальним коефіцієнтним перекриттям і кращим припрацюванням навантаження розподіляється між зубами більш рівномірно. Для розрахунку косозубих передач як вихідну використовують також формулу Герца

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_H].$$

Вираз для Z_E косозубих передач такий же, як і для прямозубих.

$$W_n = \frac{K_H \cdot F_n}{l_\Sigma} \text{ – питома нормальне навантаження;}$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \text{ – зведена кривизна.}$$

Особливість розрахунку косозубих передач полягає у такому:

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

Розглянемо визначення сумарної довжини контактних ліній.

Одним з факторів, що впливають на довжину контактних ліній, є коефіцієнт торцевого перекриття ε_α .

Довжина активної ділянки лінії зачеплення (ab) визначається коефіцієнтом торцевого перекриття ε_α і кроком по основному колу, тобто $ab = g_\alpha = \varepsilon_\alpha \cdot P_b$.

Контактні лінії в коловому напрямку зміщені одна відносно одної на величину кроку P_b по основному колу.

Розглянемо поле зачеплення косозубих коліс для двох випадків (рис. 108).

Довжина контактних ліній при торцевому коефіцієнті перекриття $\varepsilon_\alpha = 1$ дорівнює $l_\Sigma = b_w / \cos\beta_b$.

Контактні лінії нахилені до утворювальних циліндрів у площині зачеплення під кутом β_b нахилу зуба на основному циліндрі, де $\sin\beta_b = \sin\beta_b \cdot \cos\alpha_w$.

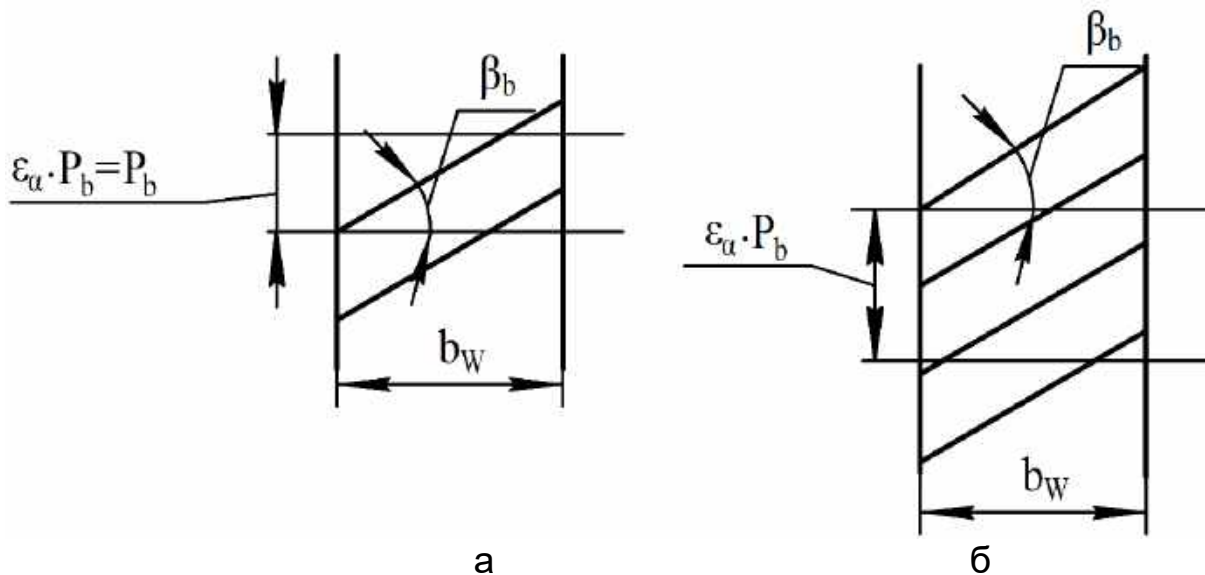


Рис. 108. Поля зачеплення косозубих коліс для двох випадків:
а – $\varepsilon_\alpha = 1$; б – $\varepsilon_\alpha > 1$

У разі $\varepsilon_\alpha > 1$ сумарна довжина контактних ліній визначається відповідно до рис. 108 виразом

$$l_\Sigma = \frac{b_w \cdot \varepsilon_\alpha \cdot K_\varepsilon}{\cos \beta_b},$$

де K_ε – коефіцієнт, що враховує змінення кількості пар зубів у зачепленні; в косозубих передачах він дорівнює 0,9...1, а в шевронних – 0,97...1.

З урахуванням пропозицій ІСО коефіцієнт K_ε не враховується і l_Σ визначається такою залежністю:

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

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

Отримавши вираз для сумарної довжини контактних ліній, можна записати формулу для визначення питомого нормального навантаження у зачепленні:

$$W_n = \frac{K_H \cdot F_n}{l_\Sigma} = \frac{K_H \cdot F_t}{l_\Sigma \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b} = \frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_\varepsilon^2}{b_w \cdot \cos \alpha_t}.$$

Тут нормальна сила F_n записана через колову силу F_t за допомогою співвідношення $F_n = F_t / (\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b)$.

Особливості визначення зведеного радіуса кривизни для косозубих коліс

Косозубі колеса розраховують у перерізі, нормальному до гвинтової лінії зуба. При цьому припускається допущення, що зуб у нормальному перерізі окреслений по евольвенті (насправді евольвента тільки в торцевому перерізі).

Форму косою зуба в нормальному перерізі, як звичайно, визначають через параметри еквівалентного прямозубого колеса.

Виконаємо перехід від косозубого зачеплення до еквівалентного прямозубого зачеплення (рис. 109).

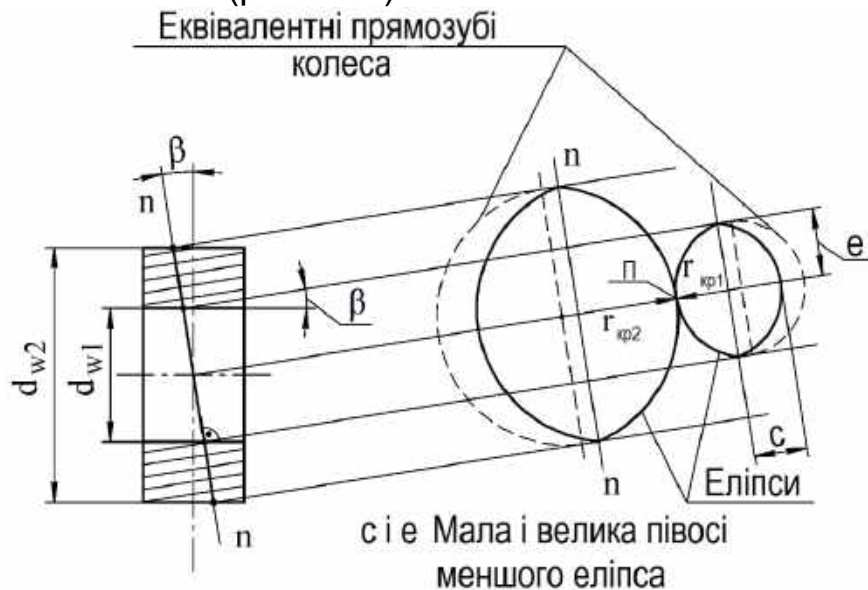


Рис. 109. Перехід від косозубого зачеплення до еквівалентного прямозубого зачеплення

З рис. 109 видно, що мала піввісь еліпса $c = d_{w1}/2$, а велика піввісь – $e = \frac{d_{w1}}{2 \cdot \cos \beta}$.

З геометрії еліпса відомо, що радіус кривизни в точці контакту «П» дорівнює:

$$r_{кр} = \frac{e^2}{c} = \frac{d_w}{2 \cdot \cos^2 \beta}$$

Радіус кривизни еліпса буде одночасно радіусом еквівалентного прямозубого колеса.

Отже, параметри еквівалентних прямозубих коліс такі:

$$d_{екв1} = 2 \cdot r_{кр1} = \frac{d_{w1}}{\cos^2 \beta}; \quad Z_{екв1} = \frac{d_{екв1}}{m_n};$$

$$d_{\text{екв2}} = \frac{d_{w2}}{\cos^2 \beta}; \quad Z_{\text{екв2}}^{\text{э}} = \frac{d_{\text{екв2}}}{m_n}.$$

Розглянемо схему зачеплення еквівалентних коліс і запишемо вираз для зведеного радіуса кривизни (рис. 110).

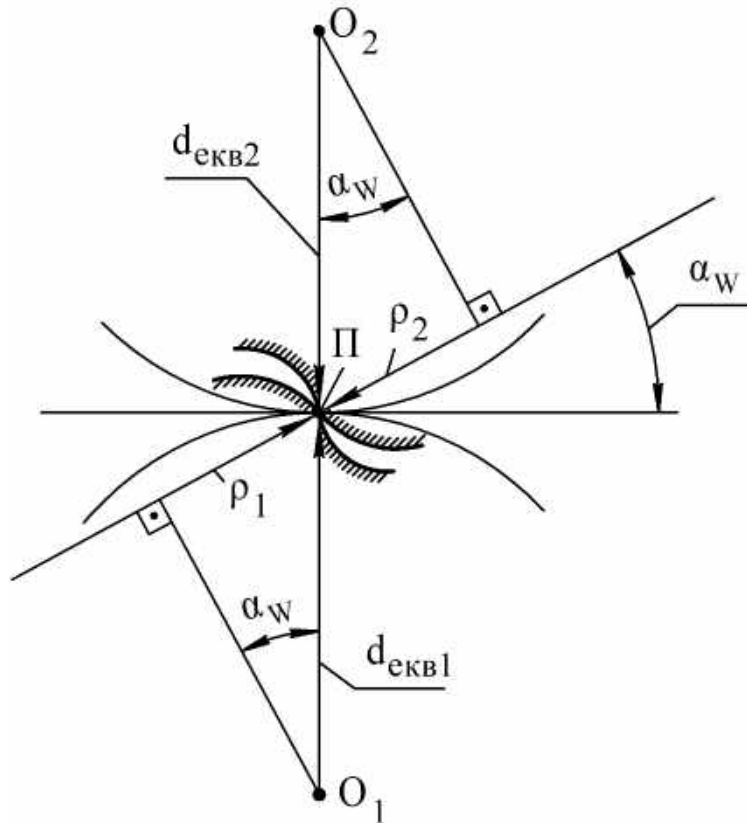


Рис. 110. Схема зачеплення еквівалентних коліс

На рис. 110 $d_{\text{екв1}}$ і $d_{\text{екв2}}$ є початковими колами еквівалентних прямозубих коліс. З рис. 110 видно, що

$$\rho_1 = \frac{d_{\text{екв1}} \cdot \sin \alpha_w}{2} = \frac{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot \cos^2 \beta};$$

$$\rho_2 = \frac{d_{\text{екв2}} \cdot \sin \alpha_w}{2} = \frac{d_{w2} \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot \cos^2 \beta}.$$

Враховуючи, що $d_w = d \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_w$, запишемо радіуси кривизни через ділильні діаметри:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot \cos^2 \beta} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{2 \cdot \cos^2 \beta};$$

$$\rho_2 = \frac{d_2 \cdot \cos a_t \cdot \operatorname{tg} a_w}{2 \cdot \cos^2 \beta}.$$

Зведено кривизну через ρ_1 і ρ_2 запишемо так:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{d_1 \cdot \cos a_t \cdot \operatorname{tg} a_w} \pm \frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{d_2 \cdot \cos a_t \cdot \operatorname{tg} a_w} = \frac{2 \cdot (u \pm 1) \cdot \cos^2 \beta}{d_1 \cdot u \cdot \cos a_t \cdot \operatorname{tg} a_w},$$

де $u = d_2/d_1$ – передаточне число.

Відповідно до визначених вище значень W_n і $1/\rho_{np}$ основна розрахункова формула для косозубих передач набуває вигляду

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{np}}} = Z_E \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_\varepsilon^2}{b_w \cdot \cos a_t} \cdot \frac{2 \cdot (u \pm 1) \cdot \cos^2 \beta}{d_1 \cdot u \cdot \cos a_t \cdot \operatorname{tg} a_w}} = \\ &= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot d_1 \cdot u}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{\cos^2 a_t \cdot \operatorname{tg} a_w}} = \\ &= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u \pm 1)}{d_1 \cdot b_w \cdot u}} \leq [\sigma_H], \end{aligned}$$

де $Z_H = \frac{1}{\cos a_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{\operatorname{tg} a_w}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь.

При записі основної формули розрахунку також взято $\cos \beta \approx \cos \beta_b$.

Остаточно формула перевірочного розрахунку косозубих передач на контактну витривалість має вигляд

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u \pm 1)}{d_1 \cdot b_w \cdot u}} \leq [\sigma_H],$$

де $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

$Z_H = \frac{1}{\cos a_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{\operatorname{tg} a_w}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь;

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

матеріалів шестірні і колеса.

При проектуванні нових передач з розрахунків на контактну міцність визначають міжосьову відстань $\psi_a = b_w / \alpha_w$.

Проектувальну формулу отримують з основної формули, записаної вище, і вона має той же вигляд, що і для прямозубих циліндричних передач:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_a \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

де $K_a = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2}{2}}$ – допоміжний коефіцієнт.

Особливості розрахунку косозубих циліндричних передач на згинання

Розрахунок косозубих циліндричних передач на згинання за формою аналогічний розрахунку прямозубих коліс.

Через деякі причини зуб косозубого колеса міцніше з огляду на згинання прямозубого колеса:

1) знижені динамічні навантаження і відповідно менші коефіцієнти динамічності K_{FV} ;

2) краще припрацювання. У зачепленні бере участь більша кількість пар зубів. Це враховується коефіцієнтом $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$;

3) нахил контактних ліній до основи зубів і робота зубів як пластин, а не як консольних балок у прямозубих коліс. Відповідно для врахування цього фактора вводиться дослідний коефіцієнт

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

де ε_β – коефіцієнт осьового перекриття;

4) косий зуб має велику товщину біля основи. Враховується це коефіцієнтом форми зуба, який має менше значення для косозубих коліс порівняно з прямозубими.

Основна умова розрахунку на згинання зубів косозубих коліс: місцеве напруження від згинання в небезпечному перерізі має бути менше або дорівнювало допустимому:

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

Тут m – нормальний модуль;

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} \text{ – колова сила;}$$

T_1 – обертальний момент;

d_1 – дільний діаметр шестірні;

Y_β – коефіцієнт кута нахилу зубів, для прямозубих коліс $Y_\beta = 1$;

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів.

Найбільш раціональною формою розрахунків, що дозволяє забезпечити або наблизитися до рівномірності зубів щодо викришування і ламання, є визначення модуля за відомою міжосьовою відстанню a_w .

Запишемо напруження згинання σ_F у зубах шестірні і колеса через міжосьову відстань a_w , підставивши замість $d_1 \approx d_w = \frac{2 \cdot a_w}{u \pm 1}$:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{10^3 \cdot T_1 \cdot (u \pm 1)}{u};$$

$$\sigma_F = \frac{10^3 \cdot T_1 \cdot (u \pm 1) \cdot K_F}{b_w \cdot m \cdot a_w} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F].$$

Звідси мінімальне значення модуля можна визначити з умови

$$m \geq 10^3 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{u \pm 1}{b_w \cdot a_w \cdot [\sigma_F]}.$$

Якщо міцність на згинання є визначальною, розрахунок ведеться у формі визначення модуля з подальшою перевіркою на контактну міцність.

Якщо матеріал коліс однаковий, то розрахунок проводять по шестірні, яка має більш тонкий зуб біля основи і, отже, великі значення коефіцієнта форми зубів Y_{FS} , який беруть з номограми залежно від еквівалентної кількості зубів $Z_{екв1} = Z_1/\cos^3 \beta$ і $Z_{екв2} = Z_2/\cos^3 \beta$.

Якщо матеріал шестірні більш міцний, ніж матеріал колеса, то розрахунок виконують для того з зубчастих коліс, у якого менше відношення $[\sigma_F]/Y_{FS}$. Доцільно, щоб $[\sigma_{F1}]/Y_{FS1} \approx [\sigma_{F2}]/Y_{FS2}$.

5.7.11. Особливості розрахунку конічних зубчастих передач на контактну і згинальну міцність

1. Розрахунок на контактну міцність

Розрахунок конічних зубчастих коліс на міцність будують як розрахунки еквівалентних циліндричних коліс. Розрахункове навантаження вважається прикладеним до середнього по ширині вінця ділительного кола конічних коліс.

Зобразимо пару конічних коліс (рис. 111).

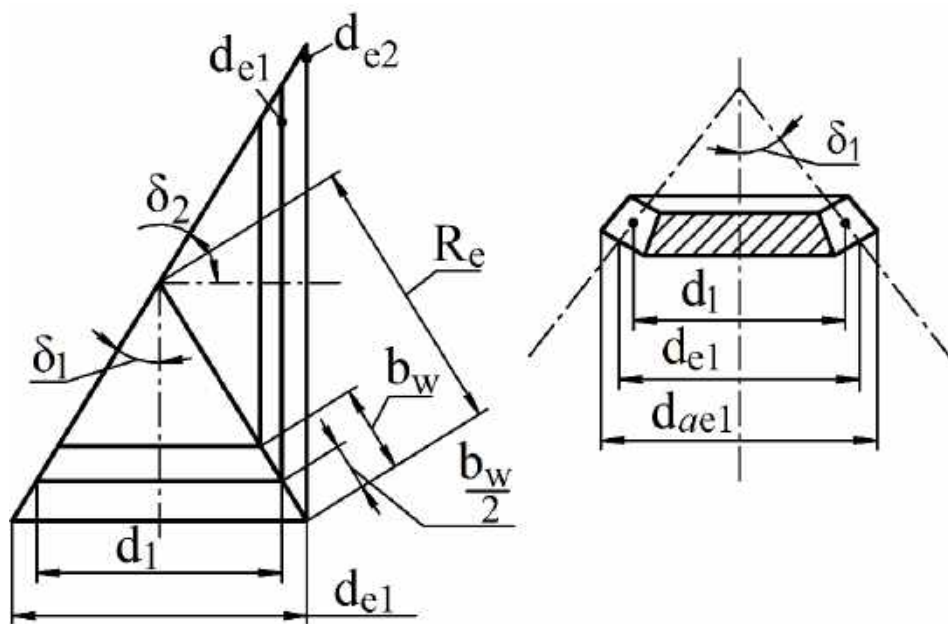


Рис. 111. Геометричні параметри конічних коліс

Тут d_1 і d_2 – діаметри ділительних (середніх) кіл;
 d_{e1} і d_{e2} – діаметри зовнішніх ділительних кіл;
 d_{ae1} – діаметр зовнішніх вершин;
 b_w – ширина зубчастого вінця;
 R_e – зовнішня конусна відстань;
 δ_1 і δ_2 – кути ділительних початкових конусів.

Запишемо середній ділительний діаметр через зовнішній ділительний діаметр d_{e1} . З геометричної подоби трикутників маємо

$$\frac{d_1}{d_{e1}} = \frac{R_e - \frac{b_w}{2}}{R_e} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{b_w}{R_e} = 1 - 0.5 \cdot K_{\text{вк}},$$

де $K_{Be} = \frac{b_w}{R_e} \leq 0,3$.

Тоді вираз для d_1 і d_2 матиме вигляд

$$d_1 = d_{e1}(1 - 0.5 \cdot K_{Be}); \quad d_2 = d_{e2}(1 - 0.5 \cdot K_{Be}).$$

Для конічних коліс стандартним є зовнішній коловий модуль m_{te} . Запишемо діаметри зовнішніх ділільних кіл через модуль і кількість зубів:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1; \quad d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2.$$

Як вихідну візьмемо формулу Герца для найбільших контактних напружень:

$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_H],$$

де $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості

матеріалів шестірні і колеса. Коефіцієнт Z_E має такий же вигляд, як і для циліндричних передач;

$$W_n = \frac{K_H \cdot F_n}{l_\Sigma} \text{ – питома нормальне навантаження;}$$

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \text{ – коефіцієнт навантаження;}$$

$$l_\Sigma = \frac{b_w}{Z_\epsilon^2}, \text{ де } Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha)/3} \text{ – коефіцієнт, що враховує сумарну}$$

довжину контактних ліній.

Вирази для l_Σ і Z_ϵ аналогічні виразам для прямозубих циліндричних коліс. Враховуючи, що $F_n = F_t / \cos \alpha_t$, вираз для питомого нормального навантаження можна записати у вигляді

$$W_n = \frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_\epsilon^2}{b_w \cdot \cos \alpha_t},$$

де $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{e1} \cdot (1 - 0.5 \cdot K_{Be})}$.

Замість b_w підставимо $b_w = K_{Be} \cdot R_e = 0.5 \cdot K_{Be} \cdot d_{e1} / \sin \delta_1$, тоді остаточно вираз для W_n запишемо так:

$$W_n = \frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_\epsilon^2}{b_w \cdot \cos \alpha_t} = \frac{K_H \cdot Z_\epsilon^2 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \sin \delta_1}{\cos \alpha_t \cdot d_{e1} (1 - 0.5 \cdot K_{Be}) \cdot 0.5 \cdot K_{Be} \cdot d_{e1}} =$$

$$= \frac{K_H \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot 4 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \sin \delta_1}{K_{Be} (1 - 0.5 \cdot K_{Be}) d_{e1}^2 \cdot \cos \alpha_t}$$

Для визначення зведеного радіуса кривизни замінимо конічні колеса на еквівалентні циліндричні. Якщо конічні колеса прямозубі, то еквівалентні циліндричні колеса будуть також прямозубими (рис. 112).

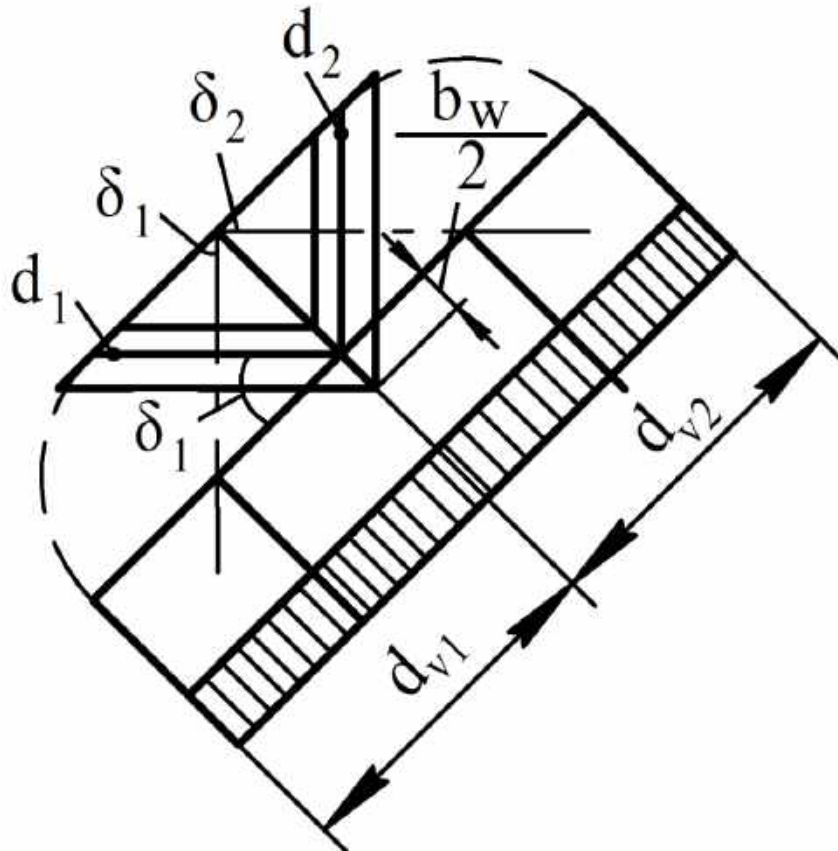


Рис. 112. Замінення конічних коліс на еквівалентні циліндричні

Діаметри еквівалентних циліндричних прямозубих коліс запишемо з геометричних співвідношень (див. рис. 112):

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} \approx \frac{d_{w1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2} \approx \frac{d_{w2}}{\cos \delta_2}.$$

Кількість зубів еквівалентних циліндричних прямозубих коліс

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos \delta_1; \quad Z_{v2} = Z_2 / \cos \delta_2.$$

Розглянемо зачеплення прямозубих еквівалентних циліндричних коліс (рис. 113).

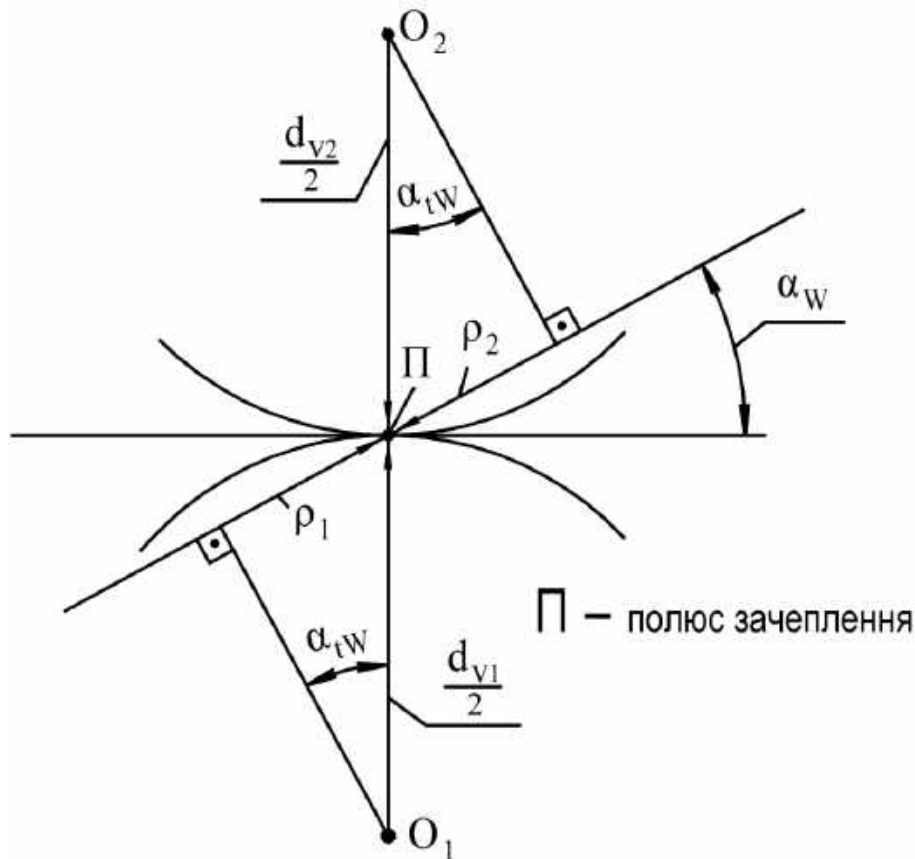


Рис. 113. Зачеплення еквівалентних циліндричних прямозубих коліс

Запишемо вираз для радіусів кривизни шестірні ρ_1 і колеса ρ_2 (див. рис. 113):

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} \cdot \sin \alpha_{tw} = \frac{d_{w1} \cdot \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot \cos \delta_1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2 \cdot \cos \delta_1};$$

Оскільки $d_{w1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}$, то

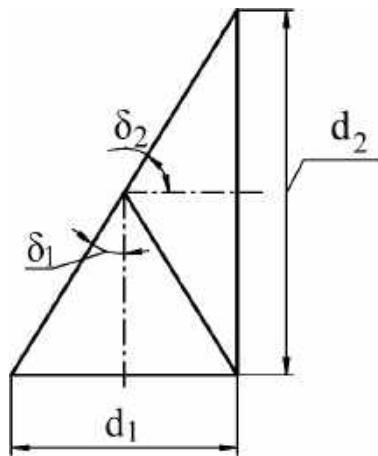
$$\rho_2 = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2 \cdot \cos \delta_2}.$$

Тоді зведений радіус кривизни запишемо так:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{np}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos \delta_1}{d_1 \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \pm \frac{2 \cdot \cos \delta_2}{d_2 \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}} = \\ &= \frac{2}{d_1 \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \left(\cos \delta_1 \pm \frac{\cos \delta_2}{u} \right), \end{aligned}$$

де $u = \frac{d_2}{d_1}$ – передаточне число.

Запишемо вирази для $\cos \delta_1$ і $\cos \delta_2$, скориставшись допоміжним рисунком, через передаточне число u :



$$\cos\delta_1 = \frac{d_2/2}{\sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2}} = \frac{u}{\sqrt{1+u^2}};$$

$$\cos\delta_2 = \frac{d_1/2}{\sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1+u^2}}.$$

Еквівалентне передаточне число

$$u_v = \frac{Z_{V1}}{Z_{V2}} = \frac{Z_2 \cdot \cos\delta_1}{\cos\delta_2 \cdot Z_1} = u \cdot \frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2} = u \frac{u \cdot \sqrt{1+u^2}}{\sqrt{1+u^2} \cdot 1} = u^2.$$

Підставимо значення $\cos\delta_1$ і $\cos\delta_2$ у вираз для зведеного радіуса кривизни. Тоді

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_1 \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}} \left(\frac{u}{\sqrt{1+u^2}} + \frac{1}{u \cdot \sqrt{1+u^2}} \right) = \frac{2}{d_1 \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw} \cdot u \cdot \cos\delta_2}.$$

Оскільки $d_1 = d_{e1}(1 - 0.5 \cdot K_{Be})$, то

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{\cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw} \cdot d_{e1}(1 - 0.5 \cdot K_{Be}) \cdot u \cdot \cos\delta_2}.$$

На підставі формули для зведеного радіуса кривизни можна зазначити, що зведений радіус кривизни у різних перерізах зуба конічного колеса змінюється пропорційно діаметрам цих перерізів або відстаней від вершини початкового конуса.

Питоме навантаження $F_{пит}$ розподіляється по довжині зуба нерівномірно. Доведено, що навантаження $F_{пит}$ розподіляється за законом трикутника, вершина якого збігається з вершиною ділильного конуса.

Таким чином, питоме навантаження також пропорційне відстаням від вершини початкового конуса, як і зведений радіус кривизни. Отже, відношення $F_{пит}/\rho_{np}$ постійне для всіх перерізів зуба. При цьому постійними залишатимуться і контактні напруження по всій довжині зуба, що дозволяє проводити розрахунок у будь-якому перерізі. У цьому випадку проводимо розрахунок за зовнішнім ділильним діаметром.

Уведемо встановлений експериментом коефіцієнт зниження несучої здатності конічних передач порівняно з еквівалентними циліндричними у (зазвичай беруть $\gamma = 0,85$).

Після підстановки у формулу Герца $W_n, \frac{1}{\rho_{np}}$, γ отримаємо

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{np}}} = \\ &= Z_E \sqrt{\frac{K_H \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot 4 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \sin\delta_1 \cdot 2}{\gamma \cdot K_{Be} \cdot (1 - 0.5 \cdot K_{Be})^2 \cdot d_{e1}^2 \cdot \cos\alpha_t \cdot \cos\delta_2 \cdot \cos\alpha_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw} \cdot d_{e1} \cdot u}} = \\ &= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \frac{1}{\cos\alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot 4 \cdot 10^3 \cdot \sin\delta_1 \cdot T_1}{\gamma \cdot K_{Be} \cdot (1 - 0.5 \cdot K_{Be})^2 \cdot d_{e1}^3 \cdot u \cdot \cos\delta_2}}. \end{aligned}$$

Беручи до уваги, що $\sin\delta_1 = \cos\delta_2$, запишемо вираз для розрахунку контактних напружень у вигляді

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{K_H \cdot 4 \cdot 10^3 \cdot T_1}{\gamma \cdot K_{Be} \cdot (1 - 0.5 \cdot K_{Be})^2 \cdot d_{e1}^3 \cdot u}}$$

де $Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь.

Зробимо наближене замінення $(1 - 0.5 \cdot K_{Be})^2$ на $1,04(1 - K_{Be})$, а $4/1,04 \approx 3,85$ і запишемо остаточний вираз для перевірних розрахунків конічних прямозубих передач на контактну міцність:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{3,85 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_H}{\gamma \cdot (1 - K_{Be}) \cdot d_{e1}^3 \cdot K_{Be} \cdot u}} \leq [\sigma_H].$$

У проектувальному розрахунку визначають зовнішній діаметр шестірні

$$d_{e1} = K_{de} \sqrt[3]{\frac{3,85 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_H}{\gamma \cdot (1 - K_{Be}) \cdot K_{Be} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}},$$

де $K_{de} = \sqrt[3]{(Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2}$ – допоміжний коефіцієнт.

Особливості розрахунку на контактну міцність конічних передач з непрямыми зубами

Розрахунок міцності конічних коліс з непрямыми зубами виконують за параметрами біеквівалентних циліндричних прямозубих коліс. Термін

«біеквівалентний» пов'язаний з подвійним зведенням параметрів, тобто спочатку здійснюють перехід від конічного колеса з непрямыми зубами до еквівалентного циліндричного косозубого колеса, а потім від еквівалентного циліндричного косозубого до еквівалентного циліндричного прямозубого. Тут мова йде про подвійну еквівалентність.

При переході від конічного колеса з непрямыми зубами до циліндричного косозубого колеса (1-й крок) еквівалентні діаметри можна записати таким чином:

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos\delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_2}{\cos\delta_2}.$$

При переході від косозубого циліндричного колеса до прямозубого циліндричного діаметри еквівалентних прямозубих циліндричних коліс матимуть такий вигляд:

$$d_{vv1} = d_{v1}/\cos^2\beta; \quad d_{vv2} = d_{v2}/\cos^2\beta;$$

$$d_{vv1} = d_1/(\cos\delta_1 \cdot \cos^2\beta); \quad d_{vv2} = d_2/(\cos\delta_2 \cdot \cos^2\beta).$$

Кількість зубів еквівалентних прямозубих циліндричних коліс внаслідок того, що $m_e = m_n/\cos\beta$, визначають за формулою

$$Z_{vv1} = Z_1/(\cos\delta_1 \cdot \cos^3\beta); \quad Z_{vv2} = Z_2/(\cos\delta_2 \cdot \cos^3\beta).$$

Знаючи параметри еквівалентних прямозубих циліндричних коліс, визначають зведені радіуси кривизни ρ_1 і ρ_2 :

$$\rho_1 = \frac{d_{vv1}}{2} \cdot \sin\alpha_{tw}; \quad \rho_2 = \frac{d_{vv2}}{2} \cdot \sin\alpha_{tw}.$$

Методика розрахунку таких коліс і кінцева формула такі ж, як і для прямозубих конічних коліс.

2. Розрахунок конічних прямозубих передач на згинальну міцність

Формули перевірного розрахунку на згинання конічних зубчастих коліс (також з урахуванням зниженої до V_F несучої здатності порівняно з циліндричними) можна записати таким чином:

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m_e \cdot V_F} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}],$$

де $V_F = 0,85$ – для прямозубих передач.

Для передач з круговим зубом з урахуванням даних AGMA (США) визначають V_F залежно від твердості шестірні H_1 і колеса H_2 за такими формулами:

$$V_F = 0,94 + 0,08 \cdot u \quad \text{при } H_1 \text{ і } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$V_F = 0,85 + 0,043 \cdot u \quad \text{при } H_1 > 45 \text{ HRC } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$V_F = 0,65 + 0,11 \cdot u \quad \text{при } H_1 \text{ і } H_2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

Коефіцієнт форми зубів слід вибирати залежно від еквівалентних кількостей зубів за таблицями:

$$Y_{F1,2} = f(Z_{v1} \cdot Z_{v2}).$$

Якщо основним критерієм є міцність на згинання і кількість зубів задано заздалегідь, то в проектувальному розрахунку з умови згинальної міцності визначають модуль m_e .

Кругові зуби з огляду на міцність відрізняються від прямих і косих зубів дуговою формою і початковим дотиком у точці. Тому у нас в країні і за рубежом широко застосовують спеціальні розрахунки, розроблені фірмою зуборізних верстатів «Глісон», що має великий досвід проектування, виготовлення і випробування конічних зубчастих передач.

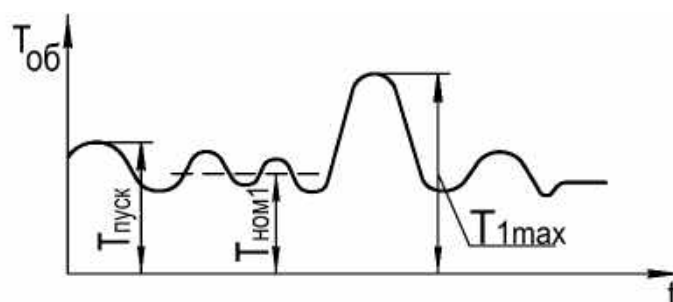
5.7.12. Розрахунок зубів за піковим або максимальним навантаженням

Зубчасті передачі можуть працювати в режимах постійного (стаціонарного) і змінного (нестаціонарного) навантажень.

До стаціонарних режимів роботи належать режими з відхиленням величини навантаження не більше, ніж на 20 %. У цьому випадку розрахунки на міцність проводять за номінальними параметрами передачі.

Більшість зубчастих передач працюють в умовах нестаціонарного режиму навантаження, коли навантаження на них і частота обертання змінюються в часі t .

Перевантаження, що виникають у процесі роботи передачі (наприклад, при швидкому пуску і гальмуванні машини, нерівномірності навантаження і т. д.), часто перевершують основні навантаження в два і більше разів. Залежність крутного моменту від часу в цьому випадку може мати такий характер:



Короткочасна дія максимальних моментів (в межах 5 % від загального часу роботи передачі) не впливає на втомну міцність зубів, а може призвести до втрати їх статичної міцності.

У коліс з невисокою твердістю зубів ($HV < 300$) високі контактні напруження при пікових навантаженнях (якщо вони перевершують границю плинності поверхневого шару) призводять до обминання, змінюючи тим самим їхні профілі. У чавунних і сталевих загартованих колесах зазначені напруження призводять до крихкого руйнування поверхні зубів.

Пікові навантаження можуть спричинити також залишковий прогин зубів і навіть їх злам.

Для запобігання розглянутим вище видам пошкодження зубчастих коліс виконують два види розрахунку:

1) для запобігання обминання робочих поверхонь зубів визначають максимальні контактні напруження і порівнюють їх з допустимими:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{Hном} \sqrt{\frac{T_{1max}}{T_{1ном}}} \leq [\sigma_{Hmax}],$$

де $\sigma_{Hном}$ – контактні напруження при дії номінального розрахункового моменту $T_{1ном}$.

T_{1max} – максимальне значення моменту за час роботи передачі t .

Для електродвигунів у каталозі дається відношення $T_{1max}/T_{1ном}$ або T_{1max} у технічному завданні;

$[\sigma_{Hmax}]$ – граничні допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_{Hmax}] = 2,8 \cdot \sigma_T \text{ при } HV < 350;$$

$$[\sigma_{Hmax}] = 44 \cdot HRC \text{ при } HV > 350,$$

де σ_T – границя плинності матеріалу;

HRC – твердість поверхні;

2) для запобігання пластичним деформаціям або крихкому зламу зубів максимальні згинальні напруження обмежують допустимими

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{1max}}{T_1} \leq [\sigma_{Fmax}],$$

де σ_F і T_1 – напруження і момент при розрахунку зубів на згинальну витривалість при дії номінальних навантажень;

$[\sigma_{Fmax}]$ – граничне допустиме напруження згинання

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,8 \cdot \sigma_T \text{ при } HV < 350;$$

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,6 \cdot \sigma_B \text{ при } HV > 350,$$

де σ_B – границя міцності матеріалу.

При дії перевантажень розрахунок зубів на контактну міцність проводиться для шестерні і колеса окремо, а розрахунок на згинання – для менш міцного колеса передачі.

5.7.13. Розрахунок зубів на малоциклову витривалість при згинанні

Утома елементів конструкцій при великій і малій кількості циклів дії змінних навантажень обумовлена різними впливами, що відбуваються в матеріалі. Тому при багатоступінчастих повторних навантаженнях необхідно виконувати розрахунок і на тривалу, і на малоциклову витривалість, оскільки обмежений термін дії деяких з них може призвести до руйнування через утворення у навантаженому тілі зон пластичних деформацій.

Призначенням розрахунку зубів на малоциклову витривалість є запобігання їх зламу від малоциклової втоми при плавному і ударному навантаженнях.

Зобразимо можливі ступінчасту і плавну циклограми навантаження (рис. 114).

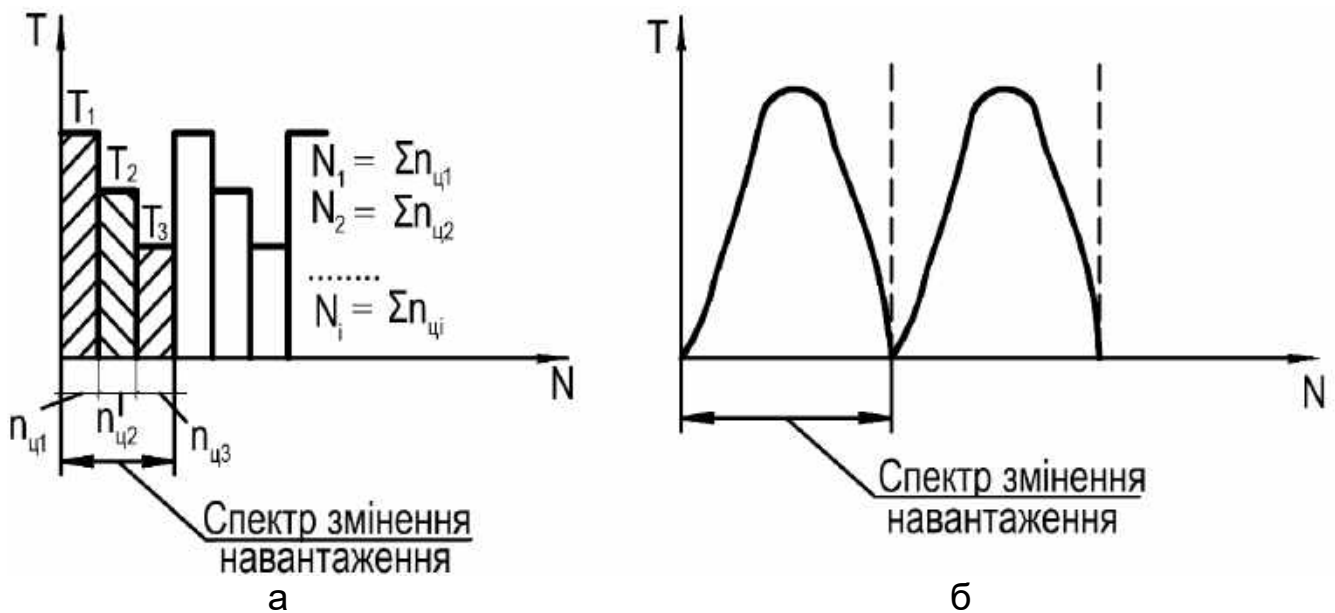


Рис. 114. Ступінчаста (а) і плавна (б) циклограми навантаження

Розрахунок на малоциклову витривалість зубів при згинанні виконують за тими ж виразами, що і при розрахунку на тривалу витривалість:

а) для циліндричних передач

$$\sigma_{FL} = \frac{F_{tL} \cdot K_F}{b_w \cdot m} Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma_{FL}];$$

б) для конічних коліс

$$\sigma_{FL} = \frac{F_{tL} \cdot K_F}{b_w \cdot m_e \cdot V_F} Y_{F1} \leq [\sigma_{FL}].$$

Тут коефіцієнти $Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$ мають таке ж значення і визначаються за тими ж формулами, що й при розрахунку на тривалу витривалість;

σ_{FL} – розрахункове напруження;

$[\sigma_{FL}]$ – допустиме напруження.

Розрахунок за цими формулами проводять для менш міцного зубчастого колеса передачі.

Відмінність розрахунку на малоциклову витривалість від розрахунку на тривалу витривалість полягає у визначенні колової сили F_{tL} і допустимих напружень $[\sigma_{FL}]$.

Колову силу F_{tL} визначають за моментом T_L :

$$F_{tL} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_L}{d_1},$$

де T_L – крутний момент, що приймається при ступінчастій циклограмі (див. рис. 114), кожного зі ступенів навантаження, для яких відповідна їм кількість циклів N_i не перевищує 10^5 , і перевірка міцності проводиться окремо по кожному ступеню; при плавній циклограмі (див. рис. 114) кожному з навантажень, яким на циклограмі відповідають кількості циклів N_i , що дорівнюють $10^3, 10^4, 10^5$.

На рис. 114 прийнято такі позначення:

$T_i = T_1, T_2, T_3, \dots$ – поточні значення навантаження;

$n_{ци}$ – кількість циклів змінення напружень при рівні навантаження T_i , що відповідає часу його дії в одному спектрі;

N_i – сумарна кількість циклів змінення напружень при навантаженні T_i за весь термін роботи передачі.

Допустимі напруження при розрахунку на малоциклову витривалість визначають за такою формулою:

$$[\sigma_{FL}] = \frac{\sigma_{FOL}}{S_{FL}} K_{FLd},$$

де σ_{FOL} – граничне напруження, що не приводить до зламу зубів від малоциклової втоми;

S_{FL} – коефіцієнт безпеки;

K_{FLd} – коефіцієнт, що враховує вплив деформаційного зміцнення або термічної обробки поверхні зуба.

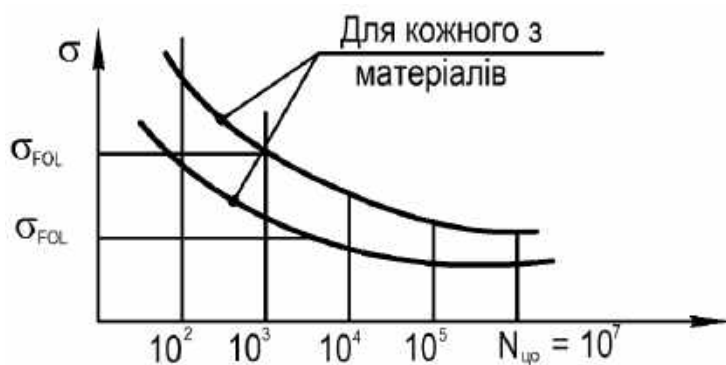
Для коліс без зміцнення $K_{FLd} = 1$.

Для вибраної сталі значення σ_{FOL} , S_{FL} , K_{FLd} визначають залежно від способу термічної обробки, а кількість циклів змінення напружень вибирають з таблиць.

Якщо сумарна кількість циклів зміни напружень N_i при розрахунковому навантаженні T_i знаходиться між кількостями циклів, зазначених у таблиці (10^2 , 10^3 , 10^4 , 10^5), то для визначення σ_{FOL} користуються лінійною інтерполяцією за логарифмами сусідніх табличних значень кількості циклів і логарифмами відповідних їм значень σ_{FOL} .

При визначенні запасів утомної міцності розглядають криві втоми (Веллера), які отримують експериментально.

Для різних матеріалів вони мають такий вигляд:



де $N_{цр} = 10^7$ – базова кількість циклів, при якій крива втоми стає горизонтальною прямою (асимптотично).

Рівняння кривої втоми має вигляд

$$\sigma_i^m \cdot N_i = \text{const};$$

де m – показник степеня, значення якого лежить у межах 7 – 11;
 σ_{FOL} – границі обмеженої міцності.

Для виконання інтерполяції більш зручним є подання кривої втоми в логарифмічних координатах:

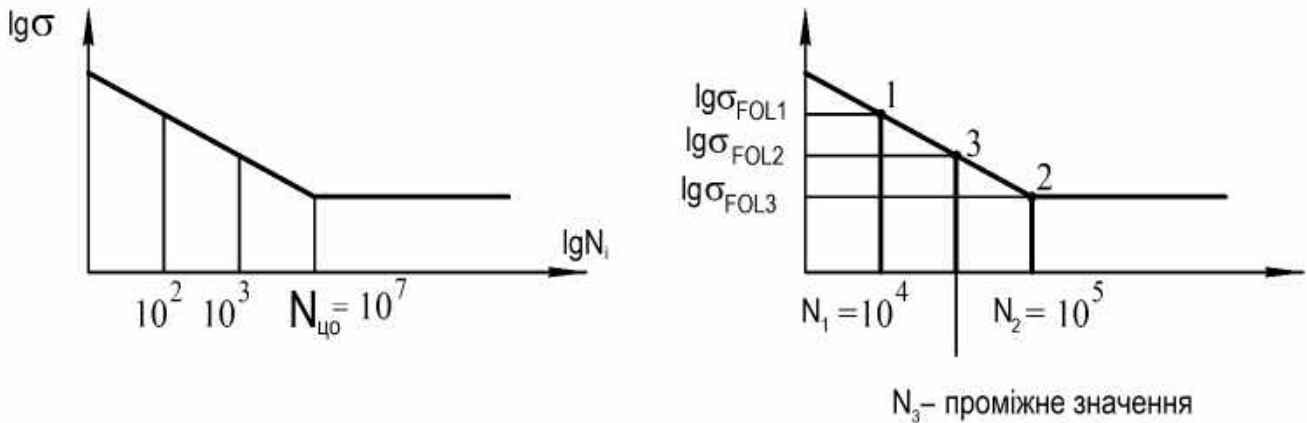
$$\sigma_i^m \cdot N_i = \text{const} = C; \quad \lg(\sigma_i^m \cdot N_i) = \lg C;$$

$$\lg \sigma_i^m + \lg N_i = m \cdot \lg \sigma_i + \lg N_i = \lg C;$$

$$\lg \sigma_i = \frac{\lg C - \lg N_i}{m} = -\frac{1}{m} \lg N_i + \frac{\lg C}{m}.$$

Таким чином, отримали рівняння прямої $y = k \cdot x + b$, де $y \rightarrow \lg\sigma_i$; $x \rightarrow \lg N_i$.

Отже, крива втомі в логарифмічних координатах описується прямими лініями:



Якщо відомо значення напружень у точках 1 і 2 для циклів навантаження N_1 і N_2 , то лінійною інтерполяцією можна знайти значення напружень у точці 3 для будь-якого значення кількості циклів навантаження N з інтервалу $N_1 - N_2$.

З математики рівняння прямої, що проходить через дві точки, з використанням методу хорд, можна записати у вигляді

$$y = f(a) + \frac{f(b) - f(a)}{b - a} (x - a).$$

Тоді за аналогією можна записати

$$\lg\sigma_{\text{FOL3}} = \lg\sigma_{\text{FOL1}} + \frac{\lg\sigma_{\text{FOL2}} - \lg\sigma_{\text{FOL1}}}{\lg N_2 - \lg N_1} (\lg N_3 - \lg N_1).$$

За цим виразом спочатку визначають $\lg\sigma_{\text{FOL}}$, а потім і σ_{FOL} .

5.7.14. Розрахунок зубчастих передач на заїдання

Наявність тертя ковзання між зубами призводить до появи в зоні контакту так званих температурних спалахів, тобто короточасних стрибків температури. Тривалість такого спалаху – 0,001 с і менше, а температура його може досягати 500 °С і вище. Кількість тепла, що виділяється при кожному спалаху, пропорційна питомому тиску q , швидкості ковзання $V_{\text{ск}}$ і коефіцієнту тертя f . Ці спалахи поступово нагрівають колеса і мастильний матеріал. З плином часу підвищення температури робочих поверхонь зубів

може призвести до того, що в'язкість і захисна здатність мастильного матеріалу зменшаться настільки, що відбудеться заїдання зубів.

Існує кілька методик розрахунку на заїдання:

1. Методика Олмена, за якою вважається, що заїдання настає тоді, коли добуток $\sigma_H \cdot V_{ск}$ досягає певного значення. Тут σ_H – контактне напруження у певній точці. Цей критерій використовується в автомобілебудуванні.

2. Методика Олмена – Штрауба. Її використовують для розрахунку авіаційних передач, вона полягає в тому, щоб добуток $\sigma_H \cdot V_{ск} \cdot l_x$ не перевершив граничного значення для даного виду передач. Тут l_x – відстань від полюса зачеплення до точки контакту, для якої визначено σ_H і $V_{ск}$.

3. Методика Центрального науково-дослідного інституту важкого машинобудування, за якою

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{заїд}}{n_{заїд}}$$

Тут $\sigma_{заїд}$ – граничне значення контактних напружень, при якому відбувається заїдання;

$n_{заїд}$ – коефіцієнт надійності проти заїдання.

4. Методика Блока. Порівняно з розглянутими вище вона є найбільш універсальною і теоретично обґрунтованою методикою розрахунку. Розрахунок зубчастих передач за методом Блока зводиться до визначення миттєвої температури в зоні контакту зубів і обмеження її допустимою:

$$\theta \leq [\theta],$$

де θ – миттєва розрахункова температура;

$[\theta]$ – допустиме значення температури.

Температуру θ за методом Блока визначають таким чином:

$$\theta = 1,85 \cdot f \frac{\sqrt[4]{q}(\sqrt{V_{\tau 1}} - \sqrt{V_{\tau 2}})}{\sqrt[4]{\rho_{звед}}};$$

Тут q – питоме навантаження;

f – коефіцієнт тертя, середнє значення, яке використовують при розрахунках, дорівнює 0,08;

$\rho_{звед}$ – зведений радіус кривизни зубів у точці контакту:

$$\frac{1}{\rho_{звед}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2};$$

$V_{\tau 1}$ і $V_{\tau 2}$ – дотичні складові швидкості переміщення точки контакту на зубах ведучого і веденого коліс:

$$V_{\tau 1} = \rho_1 \cdot \omega_1; \quad V_{\tau 2} = \rho_2 \cdot \omega_2.$$

При положенні точки контакту на ніжці ведучого колеса (до полюса) у формулу для θ потрібно підставити замість

$$\sqrt{V_{\tau 1}} - \sqrt{V_{\tau 2}} \rightarrow \sqrt{V_{\tau 2}} - \sqrt{V_{\tau 1}}.$$

Наведену формулу при розрахунку миттєвої температури θ застосовують для циліндричних прямозубих і косозубих коліс, а також і для конічних зубчастих передач. Необхідно тільки підставити в розглянуту формулу вирази для зведеного радіуса стосовно кожної з передач.

5.7.15. Особливості розрахунку на міцність планетарних передач

Завдяки цілому ряду переваг планетарні передачі широко застосовують у транспортному машинобудуванні, верстатобудуванні, приладобудуванні, а також в авіаційній техніці.

Планетарними передачами називають зубчасті передачі з рухомими осями окремих коліс і з одним ступенем свободи.

Диференціальні передачі – зубчасті передачі з рухомими осями і двома ступенями свободи (рис. 115).

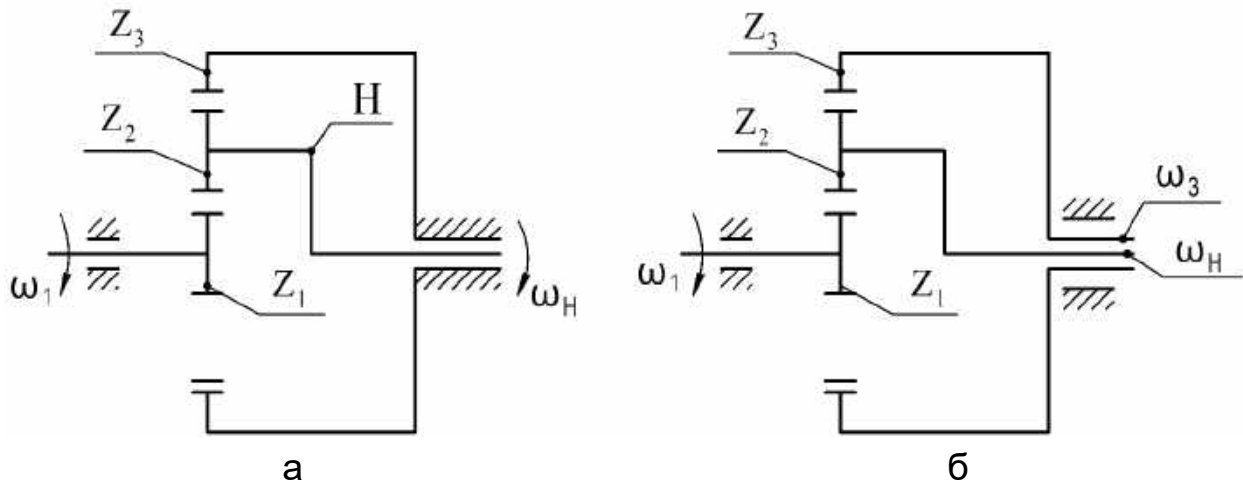


Рис. 115. Схеми планетарної (а) і диференціальної (б) передач

На рис. 115 показано:

Z_1 – кількість зубів сонячного колеса;

Z_2 – кількість зубів сателітів;

Z_3 – кількість зубів центрального колеса з внутрішнім зубчастим вінцем;

H – водило.

Запишемо передаточне відношення планетарної передачі з використанням формули Вілліса:

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}.$$

Розділимо чисельник і знаменник записаного дроби на ω_H і одержимо

$$i_{13}^H = \frac{\frac{\omega_1}{\omega_H} - 1}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - 1} = \frac{i_{1H}^3 - 1}{-1}, \text{ оскільки } \omega_3 = 0 \text{ і } \frac{\omega_1}{\omega_H} = i_{1H}^3.$$

Тоді $i_{1H}^3 = 1 - i_{13}^H$:

$$i_{13}^H = (-1)^m \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} = (-1)^m \frac{Z_3}{Z_1},$$

де m – кількість зовнішніх зачеплень.

У цьому випадку $m = 1$, тоді $(-1)^m = 1$ та $i_{13}^H = -\frac{Z_3}{Z_1}$.

Отже,

$$i_{1H}^3 = 1 - i_{13}^H = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}.$$

Розрахунок планетарних передач починають з вибору кількості зубів коліс, при цьому спільно пов'язують такі рівняння:

1. Рівняння передаточного відношення:

$$i_{1H}^3 = 1 + Z_3/Z_1.$$

2. Рівняння співвісності:

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2.$$

3. Умова сусідства, що дозволяє з'ясувати наявність зазору між сателітами:

$$(Z_1 + Z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{C} > Z_2 + 2,$$

де C – кількість сателітів.

4. Умова складання:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{C} = n,$$

де n – ціле число.

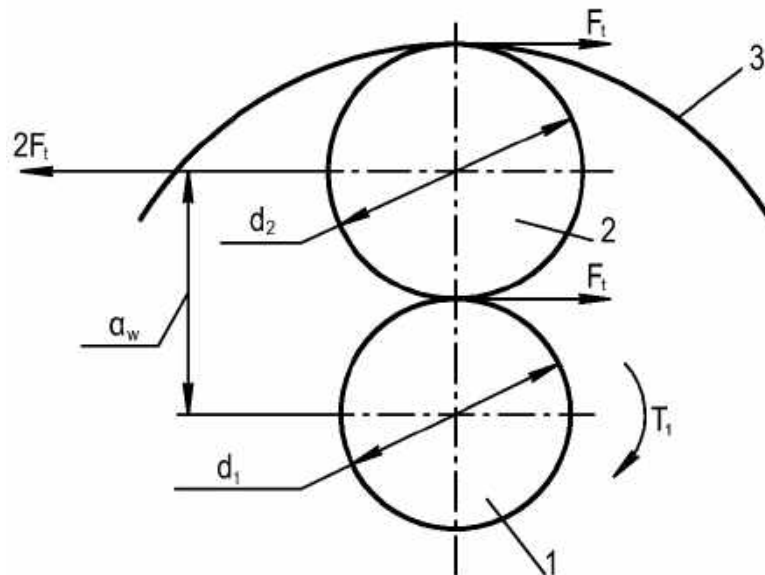
За відомим передаточним відношенням i_{1H}^3 , задаючи кількість зубів Z_1 і кількість сателітів C , задовольняють усі чотири умови. При цьому кількість зубів Z_1 задають у межах $Z_1 = 18 - 26$, а кількість сателітів – в межах $C = 2 - 5$.

Після підбору кількості зубів виконують розрахунок планетарної передачі на міцність.

При цьому використовують ті ж самі формули, що й при розрахунку простих передач.

Розрахунок виконують для кожного зачеплення: для зовнішнього зачеплення пари коліс 1 – 2 і для внутрішнього зачеплення пари коліс 2 – 3 (див. рис. 115).

Оскільки сили і модулі у цих зачепленнях однакові, а внутрішнє зачеплення за своїми властивостями міцніше зовнішнього, то при однакових матеріалах досить розрахувати тільки зачеплення коліс 1 – 2. При різних матеріалах розрахунок внутрішнього зачеплення виконують з метою підбору матеріалу колеса або як перевірний.



Для розрахунку контактних напружень залишається справедливою формула для розрахунку прямозубих циліндричних коліс на контактну міцність:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u \pm 1)}{d_1 \cdot b_w \cdot u}} \leq [\sigma_H].$$

Тільки колову силу F_t обчислюють за такою залежністю:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_N}{d_1 \cdot C},$$

де C – кількість сателітів;

K_N – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між сателітами;

T_1 – момент на сонячному колесі;

d_1 – діаметр сонячного колеса;

a_w – міжосьова відстань.

Формула для проектувальних розрахунків змінюється з урахуванням кількості сателітів C і коефіцієнта K_N – нерівномірності розподілу навантаження між сателітами. Тоді формулу для визначення міжосьової відстані можна записати у вигляді

$$a_w = K_a(u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot K_N}{\psi_a \cdot u [\sigma_H]^2 \cdot C}}$$

5.7.16. Матеріали зубчастих коліс

При виборі матеріалів для зубчастих коліс необхідно:

- 1) забезпечити міцність зубів на згинання;
- 2) стійкість поверхневих шарів зубів;
- 3) опір заїданню.

Допустимі контактні напруження в зубах пропорційні твердості матеріалів, а несуча здатність передач за контактною міцністю пропорційна квадрату твердості.

Це вказує на те, що зубчасті колеса необхідно виготовляти зі сталей, термічно оброблених до значної твердості.

У масовому і великосерійному виробництвах застосовують виключно зубчасті колеса високої твердості, які піддають оздоблювальним операціям після термообробки.

У важконавантажених високошвидкісних зубчастих передачах зубчасті колеса виготовляють зі сталей, які цементують (поверхнєве насичення вуглецем) з подальшим загартуванням. При цьому забезпечується велика твердість і несуча здатність поверхневих шарів зубів, а також дуже висока міцність зубів на згинання.

Цементацію застосовують для хромистих сталей 20Х, а для відповідальних зубчастих коліс, особливо працюючих з перевантаженнями і ударами, – хромонікелеві сталі 12ХН3А, 20ХНМ, 18Х2Н4МА і безнікелеві сталі 18ХГТ, 25ХГТ та ін.

Для авіаційних зубчастих передач також використовують леговані хромонікелеві марки сталей.

Для відповідальних важконавантажених високошвидкісних передач також застосовують азотовані зубчасті колеса (насичення азотом), які мають особливо високу твердість і зносостійкість поверхневих шарів.

Азотують готові деталі без подальшого загартування. Для азотованих коліс застосовують молібденову сталь 38Х2МЮА, розширюється застосування азотування безалюмінієвих сталей типу 40ХФА, 40ХНА і т. д.

Нітроцементация – насичення поверхневих шарів вуглецем і азотом у газовому середовищі з подальшим загартуванням, що забезпечує високу міцність, зносостійкість зубчастих коліс, а також опір заїданню.

Після цементации з подальшим загартуванням зубчасті колеса мають твердість (55...63) HRC.

Для середньонавантажених коліс, особливо у верстатобудуванні, застосовують загартовані сталі 40Х, 40ХН. Зазвичай твердість на поверхні у таких коліс (50...55) HRC.

При широко застосовуваному об'ємному загартуванні не зберігається в'язкість серцевини, тому нині воно поступилося місцем поверхневим термічним і хіміко-термічним методам зміцнення. Поверхнєве загартування виконують в основному нагріванням ТВЧ.

Для малонавантажених і допоміжних зубчастих передач застосовують поліпшені й нормалізовані сталі.

Поліпшені сталі застосовують для зубчастих коліс за відсутності жорстких вимог до габаритів. Сфера застосування поліпшених зубчастих коліс безперервно скорочується. Твердість поліпшених коліс:

(280...320) HB – для невеликих коліс;

(240...200) HB – для великих коліс.

Сталі у нормалізованому стані для зубчастих коліс застосовують тільки в допоміжних механізмах, наприклад в механізмах ручного керування. Основні матеріали – сталі 40, 45, 50.

Сталеве лиття застосовують для коліс великих діаметрів.

Чавунне лиття застосовують для тихохідних, переважно великогабаритних і відкритих передач. Чавуни відносно добре чинять опір заїданню, тому вони можуть працювати при малій кількості мастила, наприклад у відкритих передачах. Міцність чавунів на згинання значно менше, ніж сталей. Тому габарити і особливо модулі у чавунних коліс значно більше, ніж у сталевих. Застосовують сірі чавуни СЧ20 – СЧ35, а також високоміцні магнієві чавуни.

Пластмасові зубчасті колеса в парі з металевими застосовують в слабонавантажених передачах для забезпечення безшумності, самозмащуваності і хімічної стійкості. Типові приклади – приводи розподільного вала автомобільних двигунів, веретен текстильних машин і приладів.

Пластмасові колеса мають працювати в парі зі сталевими або чавунними колесами у зв'язку з низькою теплопровідністю пластмас і небезпекою заклинювання. Для зубчастих коліс застосовують текстоліт і деревно-шаруваті пластики (ДСП-Г).

Найбільш перспективними слід вважати капролон, поліформальдегід і фенілон.

5.7.17. Допустимі напруження при розрахунку зубчастих передач на контактну і згинальну міцність

1. Допустимі контактні напруження

Допустимі контактні напруження при розрахунках на витривалість визначають за такою формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X,$$

де σ_{Hlim} – границя контактної витривалості поверхонь зубів, що відповідає базовій кількості циклів напружень (рис. 116) (призначається за таблицями залежно від термічної обробки і матеріалів);

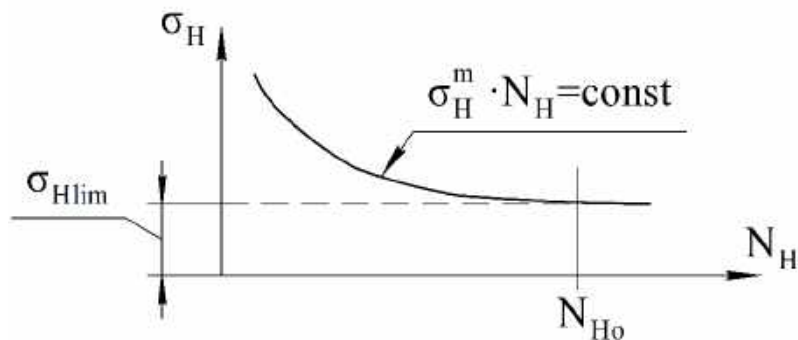


Рис. 116. Крива контактної витривалості

N_{H0} – базова кількість циклів напружень;

S_{Hmin} – мінімальний коефіцієнт запасу міцності.

У зв'язку з поступовим процесом пошкодження поверхні коефіцієнт S_{Hmin} призначають невеликим:

$$S_{Hmin} = 1,2 \text{ – при однорідній структурі зуба;}$$

$$S_{Hmin} = 1,3 \text{ – при поверхневих зміцненнях;}$$

Z_N – коефіцієнт довговічності. На ділянці $N_H > N_{H0}$ (див. рис.116), тобто для тривало працюючих передач, крива витривалості наближено паралельна осі абсцис, і це означає, що на цій ділянці границя витривалості не змінюється.

На цій ділянці коефіцієнт довговічності обчислюють за залежністю

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H0}}{N_H}}, \text{ але не менше } 0,75.$$

На ділянці $N_H < N_{HO}$ справедлива наближена залежність

$$N_H \cdot \sigma_H^m = N_{HO} \cdot \sigma_{Hlim}^m = \text{const.}$$

Для контактних напружень $m = 6$. При цьому можна записати

$$\sigma_H = \sigma_{Hlim} \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_H}} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N, \text{ де } Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_H}} \geq 1.$$

Коефіцієнт Z_N на ділянці, де $N_H < N_{HO}$, враховує можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач. На ділянці $N_H < N_{HO}$ коефіцієнт $Z_N \geq 1$, але не більше 2,6 для однорідних структур матеріалу і 1,8 для поверхневого зміцнення;

Z_L – коефіцієнт, який враховує вплив в'язкості мастильного матеріалу:
 $Z_L = 1$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує вплив вихідної шорсткості сполучених поверхонь зубів. Значення Z_R , загальне для шестірні і колеса, беруть для того з зубчастих коліс пари, зуби якого мають більш грубі поверхні. Залежно від параметра шорсткості:

$$\text{для } R_a = 1,25 \dots 0,63 \quad Z_R = 1;$$

$$\text{для } R_a = 2,5 \dots 1,25 \quad Z_R = 0,95;$$

$$\text{для } R_z = 10 \dots 40; \quad Z_R = 0,9;$$

Z_V – коефіцієнт, який враховує вплив колової швидкості. Підвищення швидкості приводить до підвищення товщини гідродинамічного мастильного шару і зменшення коефіцієнта тертя.

Значення Z_V визначають за графіками, наведеними в довідниках, або за формулами:

$$\text{при } HB \leq 350 \quad Z_V = 0,85 \cdot V^{0,1};$$

$$\text{при } HB > 350 \quad Z_V = 0,925 \cdot V^{0,05}.$$

Формули доречно застосовувати до $V = 50$ м/с

Z_W – коефіцієнт, який враховує вплив перепаду твердостей матеріалів спряжених поверхонь зубів;

Z_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса. Його визначають за графіками в довідниках залежно від діаметра зубчастого колеса або за формулою

$$Z_X = \sqrt{1,07 - 10^{-4} \cdot d.}$$

При $d < 700$ мм можна взяти $Z_X = 1$.

При проведенні проектувальних розрахунків можна взяти:

$$Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = 0,9.$$

Допустимі контактні напруження для косозубих передач можуть бути збільшені шляхом підвищення твердості шестерні внаслідок так званого головчастого ефекту (рис. 117).

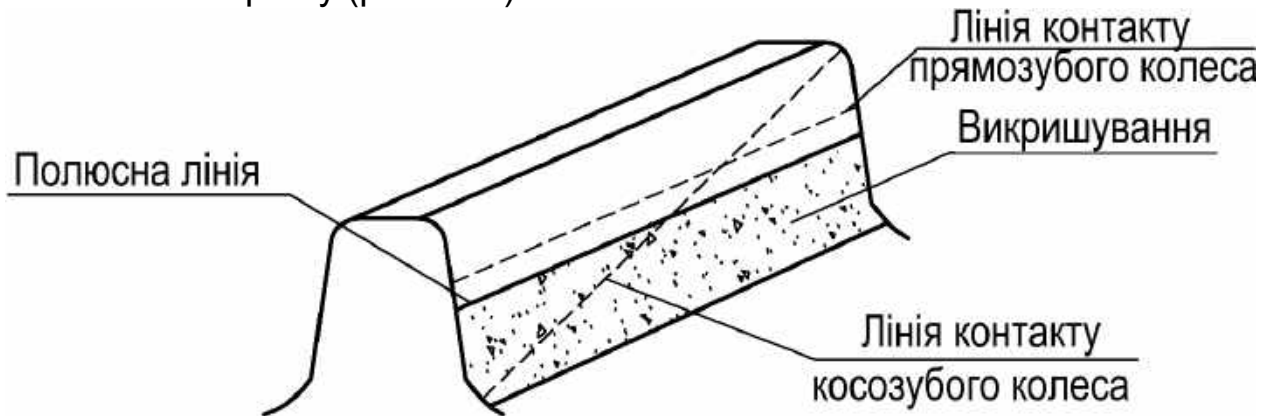


Рис. 117. Лінія контакту для прямозубого і косозубого зубчастих коліс

Відомо, що несуча здатність поверхні головки, яка випереджає, значно вище, ніж поверхні ніжки, яка відстає. У косозубих передачах контактна лінія нахилена до полюсної лінії і проходить по поверхнях ніжки і головки зубів.

У результаті місцевого викришування і зношування ніжки зуба колеса відбувається перерозподіл тиску по контактній лінії, і велике навантаження передається на головку зуба.

Для прямозубих передач, а також для косозубих з невеликою різницею твердості зубів шестірні і колеса за розрахункове беруть менше з двох допустимих напружень, визначених за матеріалом шестірні $[\sigma]_{H1}$ і колеса $[\sigma]_{H2}$.

Для косозубих передач, в яких значно розрізняються твердості шестірні від колеса, за розрахункове беруть

$$[\sigma_H]_{\text{розр}} \approx 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}),$$

але не більше $1,25 \cdot [\sigma]_{H\text{min}}$, де $[\sigma]_{H\text{min}}$ – менше з двох значень ($[\sigma]_{H1}$ або $[\sigma]_{H2}$).

Для конічних передач за розрахункове беруть, як і для косозубих,

$$[\sigma_H]_{\text{розр}} \approx 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}),$$

але не більше $1,15 \cdot [\sigma]_{H\text{min}}$.

Ці залежності справедливі для колових швидкостей до 20 м/с.

2. Допустимі напруження при розрахунку зубів на згинання

Допустимі напруження згинання при розрахунку на витривалість можна визначити за такою формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N}{S_{Fmin}} Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta \cdot Y_A \cdot Y_Z,$$

де σ_{Flim} – границя витривалості зубів при згинанні, що відповідає базовій кількості циклів навантажень (рис. 118).

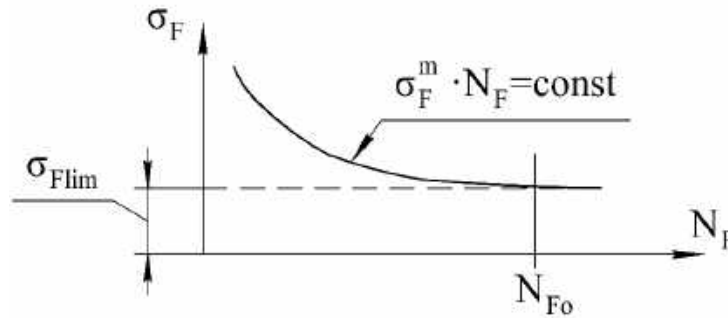


Рис. 118. Крива витривалості зубів при згинанні

На рисунку N_{F0} – базова кількість циклів;

$$\sigma_F = \sigma_{Flim} \cdot \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_F}} = \sigma_{Flim} \cdot Y_N, \quad \text{де } Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_F}}.$$

Числові значення границі витривалості σ_{Flim} наводяться в довідкових таблицях залежно від матеріалу і термообробки при віднульовому циклі навантаження.

S_{Fmin} – мінімальний коефіцієнт запасу міцності, що вибирається залежно від стабільності властивостей матеріалу, технології та відповідальності конструкції.

Для зубчастих коліс з поковок і прокату $S_{Fmin} = 1,4 \dots 2,2$, у середньому – 1,7 (в рекомендаціях ICO $S_{Fmin} = 1,4$, що слід вважати стосовно до наших методик розрахунку заниженим, що призводить до низької надійності):

$$Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_F}} \geq 1 \text{ – коефіцієнт довговічності при } N_F < N_{F0};$$

N_F – загальна кількість циклів при навантаженнях з постійними амплітудами або в загальному випадку навантаження, еквівалентне кількості циклів N_{FE} ;

m – для зубчастих коліс з поліпшених сталей дорівнює 6, а з загартованих – 9;

N_{F0} – кількість циклів навантаження до перелому кривої втоми для сталевих зубів $N_{F0} 4 \cdot 10^6$.

При $N_F > N_{F0}$, слід взяти $Y_N = 1$.

Y_R – коефіцієнт, який враховує шорсткість перехідної поверхні при зубофрезеруванні і шліфуванні з $R_Z = 40$ мкм, $Y_R = 1$, при поліруванні $Y_R = 1,05 \dots 1,2$;

Y_X – коефіцієнт розмірів (масштабний фактор):

$$Y_X = 1,05 - 0,000125d \text{ (ГОСТ 21354 – 87)}.$$

За пропозиціями ІСО:

а) для об'ємно-термооброблених сталей

$$Y_X = 1,03 - 0,006 \cdot m \quad (0,85 \leq Y_X \leq 1);$$

б) для поверхнево загартованих і азотованих сталей

$$Y_X = 1,05 - 0,005 \cdot m \quad (0,8 \leq Y_X \leq 1);$$

Y_δ – коефіцієнт, що враховує градієнт напружень і чутливість матеріалу до концентрації напружень, що визначається залежно від модуля

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m.$$

При шліфуванні перехідної зони після зміцнення допустиме напруження знижують на 20 % внаслідок зняття шару зі сприятливими залишковими напруженнями стиснення, а при можливості прижогів і виникнення сходинок – 30 %.

Y_A – коефіцієнт, що вводиться при двосторонньому прикладанні навантаження, обчислюється залежно від навантаження і кількості циклів навантаження у прямому і зворотному напрямках.

Y_Z – коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки. Для поковок і штамповок $Y_Z = 1$, для прокату $Y_Z = 0,9$, для лиття $Y_Z = 0,8$.

5.7.18. Визначення розрахункової кількості циклів змінення напружень

1. При постійному режимі навантаження розрахункова кількість циклів змінення напружень можна визначити за такою залежністю:

$$N_H = 60 \cdot c \cdot n \cdot t;$$

$$N_F = 60 \cdot c \cdot n \cdot t,$$

де N_H і N_F – розрахункові кількості циклів змінення напружень при розрахунку на контактну міцність і згин;

n – частота обертання того з коліс, за матеріалом якого визначають допустимі напруження;

c – кількість зачеплень зуба за один оберт колеса, яка дорівнює кількості коліс, що знаходяться у зачепленні з розрахованими;

t – кількість годин роботи передачі за розрахунковий термін служби.

2. Визначення розрахункової кількості циклів при змінному режимі навантаження. Більшість зубчастих передач працюють в умовах змінних режимів навантажень, які можна подати у вигляді циклограми (рис. 118).

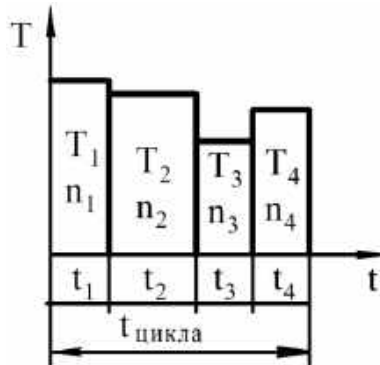


Рис. 118. Циклограма при змінному режимі навантаження

Тут $t_{\text{цикла}}$ – час одного циклу змінення навантаження;

$T_i = T_1, T_2, T_3$ і T_4 – поточні значення навантаження (моменту);

$t_i = t_1, t_2, t_3$ і t_4 – час дії навантажень T_i .

Розрахунок цих передач за максимальними навантаженнями у припущенні їх постійної дії, природно, приводив би до непотрібного перевантаження передач.

Тому нині за розрахункове беруть найбільше тривало діюче навантаження (у цьому випадку T_2 , див. рис. 118), а змінність навантаження враховують вибором допустимих напружень.

Розглянемо, як враховується змінність навантаження при виборі допустимих напружень.

Запишемо гіпотезу підсумовування пошкоджень:

$$\sum \frac{N_i}{N_{ip}} = a$$

і рівняння похилої гілки кривої втоми типу кривих Веллера:

$$\sigma_i^m \cdot N_i = \sigma_{lim}^m \cdot N_0 = const,$$

де N_i – кількість циклів дії деякого напруження σ_i ;

N_{ip} – кількість циклів до руйнування при тому ж напруженні σ_i ;

N_0 – базова кількість циклів (кількість циклів у зламу кривої втоми).

При згинанні $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

При контактних напруженнях $N_{HO} = N_{HB}^3 \leq 12 \cdot 10^7$ або N_{HO} визначається за графіками, наведеними в методичній літературі, залежно від твердості поверхні;

σ_{lim} – границя витривалості при певному напруженому стані;

a – експериментально визначений параметр, зазвичай близький до одиниці;

m – показник степеня кривої втоми.

Помноживши в рівнянні підсумовування пошкоджень чисельник і знаменник на σ_i^m , отримуємо у знаменнику постійну величину, яку можна винести за знак суми і замінити на $\sigma_{lim}^m \cdot N_o$. Тоді отримуємо

$$\sum \frac{\sigma_i^m \cdot N_i}{\sigma_i^m \cdot N_{ip}} = a; \quad \sum \frac{\sigma_i^m \cdot N_i}{\sigma_{lim}^m \cdot N_o} = a;$$

$$\sum \sigma_i^m \cdot N_i = a \cdot \sigma_{lim}^m \cdot N_o = const.$$

На підставі останньої залежності дію всього комплексу напружень протягом терміну служби замінюємо дією максимального тривало діючого напруження протягом еквівалентної кількості циклів N_E :

$$\sum \sigma_i^m \cdot N_i = a \cdot \sigma_{max}^m \cdot N_E.$$

Записавши загальну кількість циклів напружень N_i при напруженні σ_i через відповідну частоту обертання в хвилину n_i і загальну тривалість роботи t_i у годинах при тому ж напруженні, отримуємо

$$60 \cdot c \cdot \sum \sigma_i^m \cdot n_i \cdot t_i = a \cdot \sigma_{max}^m \cdot N_E.$$

Прийнявши для коефіцієнта a розрахункове значення, яке дорівнює одиниці, визначаємо еквівалентну кількість циклів

$$N_E = 60 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i.$$

Для розрахунку за контактними напруженнями, враховуючи, що останні при початковому дотику по лінії пропорційні квадратним кореням з навантажень або моментів, отримуємо

$$N_E = N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^{\frac{m}{2}} \cdot n_i \cdot t_i = 60 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i,$$

де $m = 6$ – показник степеня.

При розрахунку на згинання відношення напружень можна замінити відношенням моментів:

$$N_E = N_{FE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i,$$

де $m = 6 \dots 9$.

При плавних режимах розподілу навантажень сума в формулах замінюється інтегралом.

Граничні значення допустимих напружень обмежуються умовами статичної міцності.

Отримані еквівалентні кількості циклів використовуються при розрахунку допустимих напружень за допомогою коефіцієнтів довговічності, які при змінних навантаженнях обчислюють таким чином:

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \text{ — при розрахунках за контактними напруженнями;}$$

$$Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \text{ — при розрахунках на згинання.}$$

5.8. Циліндричні передачі Новікова

Запропоновані в 1954 році.

Евольвентне зачеплення, що отримало в техніці через свої безперечні переваги найбільшого поширення, має деякі недоліки:

- 1) малі зведені радіуси кривизни робочих поверхонь;
- 2) підвищену у зв'язку з лінійним контактом зубів чутливість до перекосів;
- 3) підвищені втрати на тертя в зачепленні в зв'язку з істотним ковзанням.

Ці недоліки частково усунені в зачепленні Новікова.

У цьому зачепленні точка контакту зубів переміщується не за профілем, як у прямозубому евольвентному зачепленні, а уздовж зуба, причому швидкість переміщення і кут тиску залишаються постійними.

Розглянемо циліндричну передачу Новікова з однією лінією зачеплення (ОЛЗ, рис. 119).

У передачах Новікова коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha = 0$, а коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{P_x}$, де P_x – осьовий крок передачі Новікова (див. рис. 119).

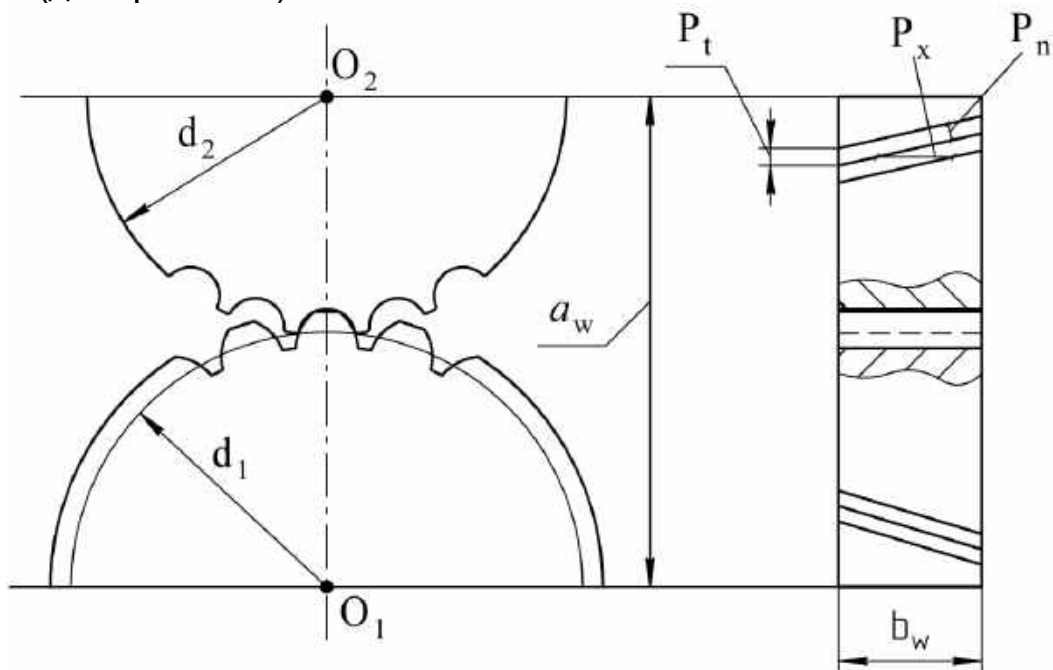


Рис. 119. Циліндрична передача Новікова

Тут d_1 і d_2 – діаметри коліс;
 a_w – міжосьова відстань;
 P_t – коловий крок зубів;
 P_x – осьовий крок між зубами;
 P_n – нормальний крок між зубами;
 b_w – ширина зубчастого колеса.

Профілі зубів у зачепленні Новікова окреслені дугами кіл з близькими радіусами кривизни при внутрішньому дотику.

Лінія зачеплення розташована паралельно осям коліс, а не в площині їх обертання (рис. 120).

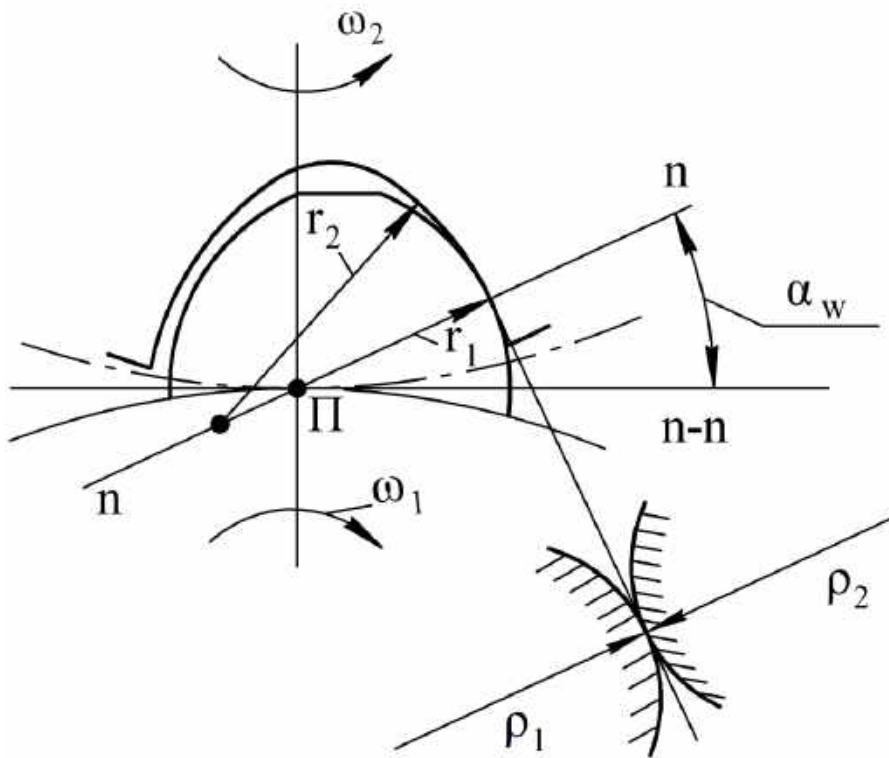


Рис. 120. Зачеплення зубів у передачі Новікова

Необхідною умовою безперервності зачеплення зубів і сталості передаточного відношення є умова, щоб коефіцієнт перекриття був більше одиниці.

У передачах Новікова торцевий коефіцієнт перекриття дорівнює нулю ($\epsilon_\alpha = 0$). Отже, осьовий коефіцієнт перекриття має бути більше одиниці, а колеса обов'язково мати непрямі зуби.

У поздовжній площині у зв'язку з великими радіусами кривизни активних поверхонь дотик відбувається також з великим зведеним радіусом кривизни. Таким чином, тиск поширюється на значну площу контакту.

Передачі Новікова мають підвищену контактну несучу здатність порівняно з евольвентними в 1,5 – 2 рази. Це породжено, по-перше, дотиком опуклої поверхні по увігнутій і відповідно більшій площині контакту, по-друге, підвищеною питомою несучою здатністю масляного клина між зубами.

Передачі Новікова набули поширення у нас в країні і за рубежом у редукторах загального призначення, у суднобудуванні та інших галузях машинобудування.

Застосування передач Новікова почалося з передач з однією лінією зачеплення (ОЛЗ), а нині в основному застосовують передачі з двома лініями зачеплення (ДЛЗ).

У передачах з однією лінією зачеплення профіль зуба одного колеса (зазвичай шестірні) роблять опуклим, а іншого – увігнутим.

Якщо ведучим є зубчасте колесо з опуклим профілем зубів, то точка контакту розташована за полюсом (див. рис. 120) і передачу називають заплілюсною. Якщо ведене колесо з увігнутим профілем, то передача стає доплілюсною.

Опуклий профіль розташовується поза початковим колом. У результаті припрацювання забезпечується дотик по висоті зубів, близький до лінійчастого.

Передачу з двома лініями зачеплення можна подати як поєднання доплілюсної і заплілюсної передач. Головки зубів шестірні і колеса мають опуклий профіль, а ніжки – увігнутий (рис. 121).

Несуча здатність ДЛЗ вище ніж ОЛЗ і виготовлення простіше – один інструмент.

Ці передачі мають велику контактну і згинальну міцність.

Зачеплення Новікова стандартизовано. Кількість зубів шестірні зазвичай вибирають 10...25. Модуль зачеплення Новікова стандартизований і вибирається за першим або другим рядом ($m = 1,6...1,8$).

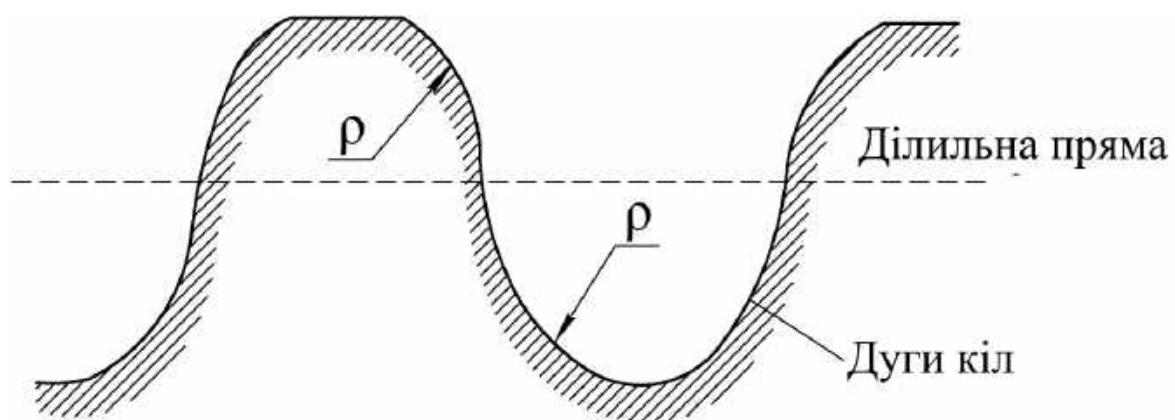


Рис. 121. Профіль зубів у передачі Новікова з двома лініями зачеплення

Кут нахилу зубів рекомендують вибирати 10...25 °.

Розрахунок передач Новікова на контактну міцність проводять на основі формули Герца для стиснення циліндрів.

Умову контактної міцності можна записати у такому вигляді:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_\beta \cdot Z_K \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1^2 \cdot m} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot \frac{K_{HV} \cdot K_{H\alpha}}{K_\varepsilon}} \leq [\sigma_H],$$

де $Z_M = \sqrt{E/[\pi(1 - \mu^2)]}$ – коефіцієнт матеріалу;

Z_K – коефіцієнт, що враховує довжину умовної лінії контакту по висоті зуба;

Z_β – коефіцієнт, що залежить від кута β нахилу зубів і враховує дійсну площу контакту;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між головкою і ніжкою зуба;

K_{HV} – коефіцієнт динамічності навантаження;

K_ε – коефіцієнт розподілу навантаження по площині контакту однаковий у розрахунках на контактну і згинальну міцність.

Розрахунок передач Новікова на згинальну міцність виконують за місцевими напруженнями σ_F під дією навантаження, розподіленого на площинах рівномірно по висоті зуба:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_K \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{m^3 \cdot z} \cdot \frac{K_{FV} \cdot K_{F\alpha}}{K_\varepsilon} \leq [\sigma_F].$$

Тут Y_F – коефіцієнт форми зубів;

Y_β – коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу зубів β ;

Y_K – коефіцієнт просторового змінення напружень унаслідок переміщення площини контакту по довжині зуба;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між головкою і ніжкою зуба;

K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження.

Розрахунок на згинання проводять для менш міцного колеса з пари.

Вибір допустимих напружень, урахування змінності режиму роботи для передач Новікова проводять так, як і для евольвентних.

З зачепленням Новікова виготовляють передачі не тільки циліндричні, але й конічні.

Для передач Новікова застосовують ті ж матеріали, що й для евольвентних. Переважне застосування отримали матеріали з твердістю

$HV \leq 350$. Висока твердість у цьому разі не так ефективна, як в евольвентних.

5.9. Хвильові зубчасті передачі

5.9.1. Схеми, передаточні відношення і принцип роботи хвильових передач

Хвильові зубчасті передачі основані на новому принципі перетворення параметрів обертального руху за допомогою хвильової деформації однієї з кінематичних ланок механізму.

Уперше цей принцип був запропонований А. І. Москвітіним у 1944 р. для фрикційної передачі з електромагнітним генератором хвиль і потім В. Массером у 1959 р. для зубчастої передачі з механічним генератором хвиль.

Маючи ряд позитивних якостей, хвильова передача набуває все більшого поширення. Вона застосовується у верстатобудуванні, авіації, приладобудуванні, робототехніці і т. д.

Переваги хвильових передач:

1. Велике передаточне відношення в одному ступені: $i = 60 \dots 300$. Мінімальне значення обмежується міцністю при згинанні гнучкого колеса, максимальне – обмежується мінімально допустимою величиною модуля, що дорівнює $0,2 \dots 0,15$ мм.

2. Велика кількість зубів, які одночасно знаходяться в зачепленні. Наприклад, при $i = 100$ одночасно зачіпляються 80 – 100 пар зубів замість 1 – 2 пар у звичайних передачах. Як наслідок – висока навантажувальна здатність при малих габаритах.

3. Висока кінематична точність, як наслідок – усереднення помилок при великій кількості зубів, що зачіпляються.

4. Малі швидкості ковзання у зачепленні, тому мале зношення зубів і високий ККД до 92 %.

5. Малі навантаження на вали і опори внаслідок взаємної зрівноваженості сил у зачепленні.

6. Можливість передачі руху в герметичний простір.

7. Хвильова передача, як і планетарна, має властивості диференціального механізму.

Недоліки хвильових передач:

1. Важко здійснювати передаточне відношення менше 60 з металевим гнучким колесом.

2. Висока напруженість основних елементів передачі – гнучкого колеса і генератора – і, як наслідок, підвищені вимоги щодо якості проектування і виготовлення.

Розглянемо схему хвильової циліндричної передачі (рис. 122).

Хвильова передача має три основні ланки: Н – генератор хвиль; F – гнучке колесо; С – жорстке колесо.

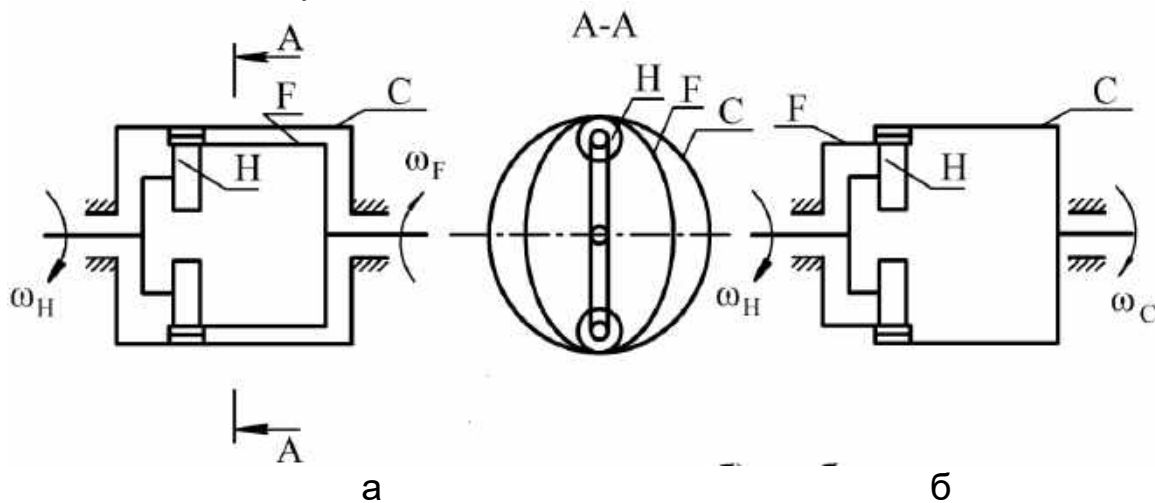


Рис. 122. Схеми хвильових передач:

а – з обертовим гнучким колесом; б – з обертовим жорстким колесом

Передаточне відношення хвильової передачі:

а) при обертовому гнучкому колесі (рис. 122, а)

$$i_{HF}^C = -\frac{Z_F}{Z_C - Z_F};$$

б) при обертовому жорсткому колесі (рис. 122, б)

$$i_{HC}^F = \frac{Z_C}{Z_C - Z_F},$$

де Z_C – кількість зубів жорсткого колеса;

Z_F – кількість зубів гнучкого колеса.

Для двоххвильової передачі $Z_C - Z_F = 2 \cdot K_Z$,

де $K_Z = 1, 2, 3, \dots$ – коефіцієнт кількості зубів.

Передаточне відношення хвильової передачі отримано за допомогою методу Вілліса:

$$i_{FC}^H = \frac{\omega_F - \omega_H}{\omega_C - \omega_H}.$$

При зупиненому жорсткому колесі

$$i_{FC}^H = \frac{\frac{\omega_F}{\omega_F} - \frac{\omega_H}{\omega_F}}{\frac{\omega_C}{\omega_F} - \frac{\omega_H}{\omega_F}} = \frac{1 - i_{HF}^C}{-i_{HF}^C};$$

$$i_{HF}^C = \frac{1}{1 - i_{FC}^H} = \frac{1}{1 - \frac{Z_C}{Z_F}}, \text{ або } i_{HF}^C = -\frac{Z_F}{Z_C - Z_F}.$$

Принцип роботи хвильових передач

З наведеної схеми хвильової передачі (див. рис. 122) видно, що одне з зубчастих коліс, гнучке або жорстке, приєднуються до тихохідного вала передачі, а друге – зазвичай закріплюють нерухомо. При рівному модулі зачеплення внаслідок різниці кількості зубів ділильні діаметри кіл і кутові кроки гнучкого і жорсткого коліс будуть різні, тому без деформування гнучкого колеса зуби не зачіпляються.

При установленні генератора хвиль всередину гнучкого колеса останнє пружно деформується і набуває еліптичної форми. При цьому по великій осі еліпса зуби гнучкого і жорсткого коліс зачіпляються по всій робочій висоті, а в зоні малої осі зачеплення повністю відсутнє.

При обертанні генератора хвиль зона зачеплення зубів переміщується по колу, створюючи послідовну хвильову деформацію гнучкого колеса, внаслідок чого передача отримала назву хвильової. Кількість хвиль передачі визначається кількістю зон повного зачеплення. Так, на рис. 122 показано двоххвильову передачу.

Кінематичні схеми хвильових передач

Крім розглянутої найпростішої хвильової передачі (див. рис. 122), що складається з трьох ланок і має передаточне число 60...300, існують більш складні схеми хвильових передач з істотно більшим передаточним відношенням.

1. Великого поширення набули суміщені хвильові зубчасті передачі, які складаються з одного гнучкого колеса, двох жорстких коліс і одного генератора хвиль (рис. 123).

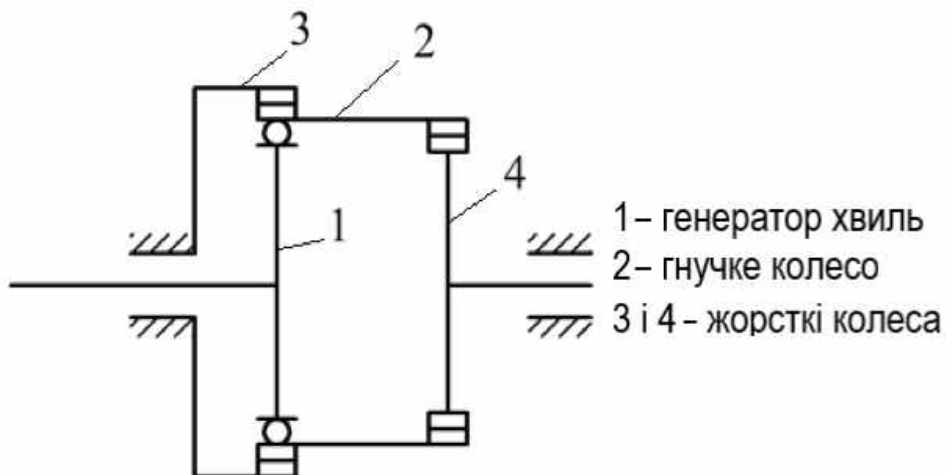


Рис. 123. Схема суміщеної хвильової зубчастої передачі

Рекомендована область передаточних відношень суміщених хвильових зубчастих передач знаходиться в межах 2500...100000.

2. Існують комбіновані передачі, що складаються з послідовного з'єднання зубчастих і хвильових (рис. 124).

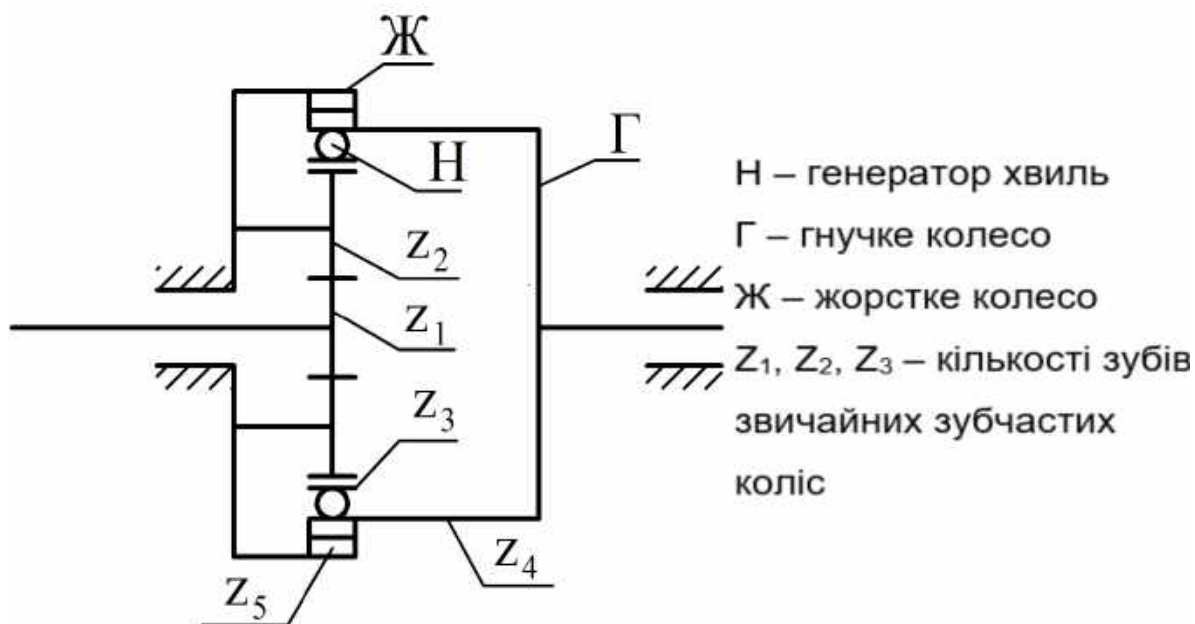


Рис. 124. Схема комбінованої передачі

За допомогою комбінованих передач можна отримати передаточне відношення в діапазоні 300...2400.

3. Існують послідовно з'єднані хвильові передачі або двоступінчасті хвильові передачі (рис.125).

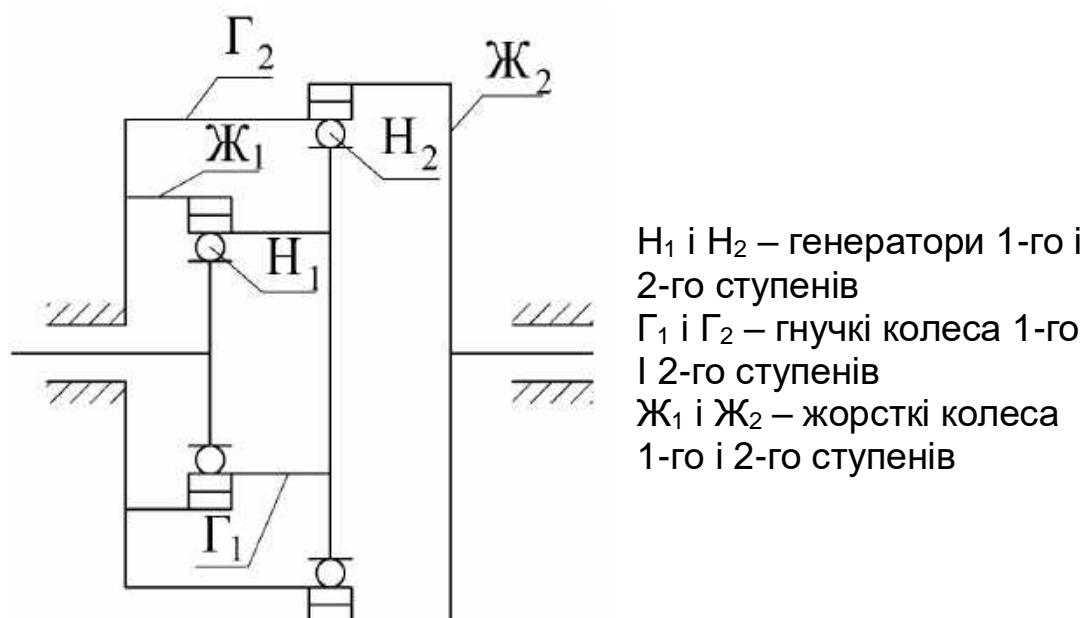


Рис. 125. Схема двоступінчастої хвильової зубчастої передачі

Передаточне відношення двоступінчастої хвильової передачі знаходиться в межах 2500...100000.

5.9.2. Типи генераторів хвиль

Генератори хвиль можуть бути:

- а) примусові;
- б) вільної деформації.

Примусова форма деформації забезпечується кулачковими генераторами хвиль, що являють собою не круглий (еліптичний) підшипник (рис. 126).



Рис. 126. Схема кулачкового генератора хвиль

У кулачковому генераторі гнучке колесо спирається на кулачковий генератор по всьому периметру, тому задана первісна форма деформації під навантаженням змінюється мало.

Кулачкові генератори розрізняються за профілем кулачка і характером взаємодії з гнучким колесом. За характером взаємодії з гнучким колесом розрізняють:

- 1) кулачкові генератори з тілами кочення – кульками або роликами;
- 2) кулачкові генератори ковзання з примусовою подачею мастила у вигляді рідини або газу (рис. 127).

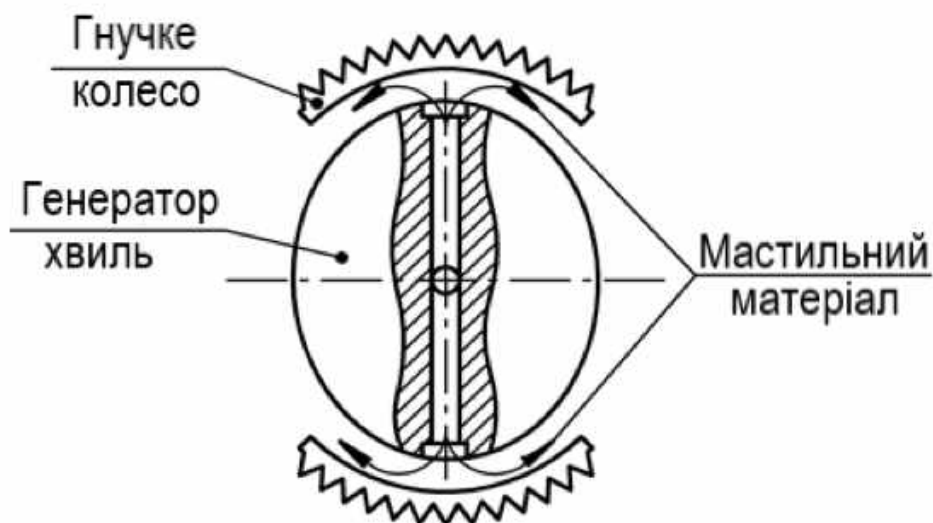


Рис. 127. Схема кулачкового генератора ковзання

До генераторів вільної деформації належать:

- 1) роликові (дво-, три-, чотирироликові і т. д.);
- 2) дискові генератори, які є різновидом роликових генераторів і складаються з двох роликів великого діаметра (рис. 128).

У роликових генераторах гнучке колесо не має спирання по всьому периметру, тому його первісна форма деформації під навантаженням змінюється істотно, що призводить до значного зростання напруженості оболонки (гнучкого колеса). У дисковому генераторі ролики великого діаметра перешкоджають значному спотворенню форми гнучкого колеса під навантаженням.

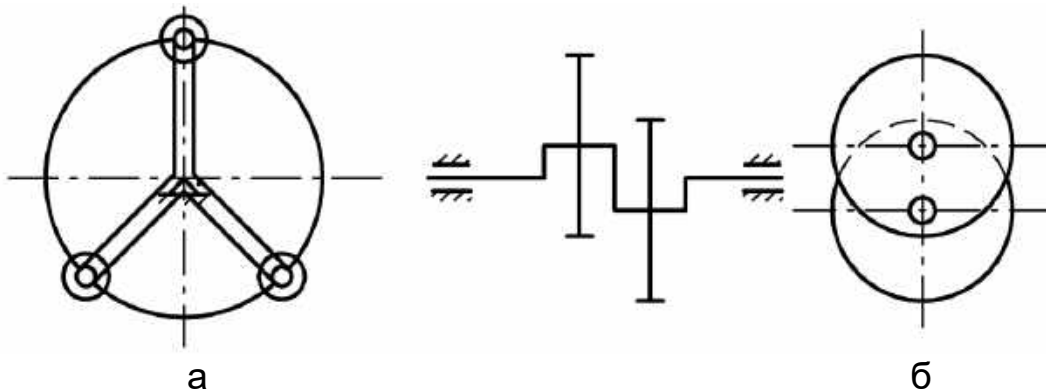


Рис. 128. Схеми генераторів вільної деформації:
а – трироликовий генератор; б – дисковий генератор

Крім зазначених вище відомі також електромагнітні генератори, при цьому хвильове деформування гнучкого колеса здійснюється обертовим електромагнітним полем.

Хвильова передача може бути працездатною при різних формах і величинах деформування гнучкого колеса. Тут немає однозначного рішення. Дослідниками запропоновані форми: за $\cos 2\varphi$, за еліпсом, з ділянками, окресленими по дугах кіл, і т. д. Критеріями для оцінювання різних варіантів є навантажувальна здатність, ККД, довговічність. Найбільшого поширення набули такі форми: за $\cos 2\varphi$, за формою кільця, яке деформується двома і чотирма зосередженими силами, і за дугами кола в районі великої осі генератора.

Найбільшу працездатність хвильової передачі забезпечують кулачкові і дискові генератори.

Загальний ККД хвильової передачі дорівнює

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_H,$$

де η_3 – ККД зачеплення;

η_H – ККД генератора хвиль.

За даними експериментів загальний ККД хвильової передачі при передаточному відношенні $i = 100$ становить:

- з кулачковим генератором $\eta = 0,8 \dots 0,92$;

- з дисковим генератором $\eta = 0,7 \dots 0,85$;
- з чотирироликівим генератором $\eta = 0,55 \dots 0,75$.

Найважливішими критеріями працездатності хвильових зубчастих передач є такі:

- 1) міцність гнучкого колеса;
- 2) ресурс підшипників генератора хвиль;
- 3) жорсткість ланок;
- 4) теплостійкість;
- 5) вібростійкість;
- 6) зносостійкість бічних поверхонь зубів.

Найбільш важливим з перелічених критеріїв є критерій міцності.

У США і Японії налагоджено серійне виробництво хвильових редукторів загального призначення. Розроблено стандартний ряд редукторів і в нашій країні. Нині у нас в країні і за рубежом для зубів коліс хвильових передач прийнято евольвентний профіль.

5.9.3. Розрахунок хвильових передач на міцність

Аналіз причин виходу з ладу хвильових передач показує, що при передаточному відношенні $i \geq 100 \dots 120$ несуча здатність зазвичай обмежується стійкістю підшипника генератора хвиль; при $i \leq 100$ – міцністю гнучкого елемента, причому рівень напружень визначається у першу чергу величиною радіального пружного переміщення W_0 і меншою мірою обертальним моментом. Максимально допустимий крутний момент пов'язаний з піддатливістю ланок.

За критерій працездатності зручно умовно брати допустимі напруження змінання $[\sigma_{3M}]$ на бічних поверхнях зубів за аналогією зі шліцьовими з'єднаннями (рис. 129).

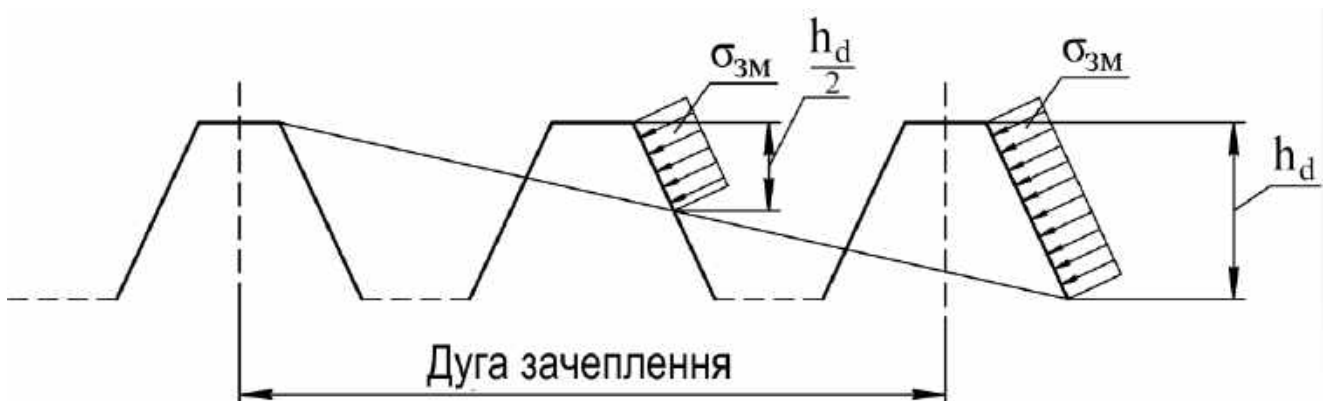


Рис. 129. Дуга зачеплення зубів хвильової передачі

За розрахункове значення була взята глибина заходу зубів $h_d/2$.

Запишемо вираз для напружень змінання зубів у хвильовій передачі:

$$\sigma_{3M} = \frac{F_t}{Z_p \cdot b_w \cdot h_d / 2} \leq [\sigma_{3M}],$$

де $F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_2 / d$ – колова сила;

T_2 – крутний момент на тихохідному валу;

d – діаметр ділильного кола веденого колеса (гнучкого зубчастого вінця);

$h_d = K_h \cdot m$ – максимальна глибина заходу зубів;

m – модуль зачеплення;

K_h – коефіцієнт глибини заходу зубів;

$Z_p = K_{zp} \cdot Z$ – робоча кількість зубів;

K_{zp} – коефіцієнт робочої кількості зубів;

b_w – робоча ширина зубчастого вінця.

Після підстановки наведених виразів, виражаючи модуль m через d/z , де z – загальна кількість зубів гнучкого колеса, отримуємо

$$\sigma_{3M} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot T_2}{K_h \cdot K_{zp} \cdot b_w \cdot d^2} \leq [\sigma_{3M}].$$

При середніх значеннях $K_h \approx 1,5$ і $K_{zp} \approx 0,25$ одержимо

$$\sigma_{3M} \approx \frac{10^4 \cdot T_2}{b_w \cdot d^2}.$$

Позначивши $\psi_d = b_w / d$, запишемо

$$\sigma_{3M} \approx \frac{10^4 \cdot T_2}{\psi_d \cdot d^3}.$$

Увівши коефіцієнт K , що залежить від режиму роботи, запишемо остаточно вираз для розрахунку хвильових зубчастих передач на зминання зубів:

$$\sigma_{3M} \approx \frac{10^4 \cdot T_2 \cdot K}{\psi_d \cdot d^3} \leq [\sigma_{3M}].$$

Коефіцієнт режиму роботи K призначають за рекомендацією:

$K = 1$ – при спокійному навантаженні;

$K = 1,25$ – при помірному динамічному навантаженні;

$K = 1,75$ – при значному динамічному навантаженні.

У проектувальному розрахунку визначають дільний діаметр гнучкого колеса

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^4 \cdot T_2 \cdot K}{\psi_d \cdot [\sigma_{3M}]}}$$

Величину допустимого напруження змінання $[\sigma_{3M}]$ призначають за даними експериментів таку, при якій також забезпечується працездатність передачі за іншими критеріями:

$$[\sigma_{3M}] = 16 \cdot K_u \cdot K_n \cdot K_d,$$

де K_u, K_n, K_d – коефіцієнти, що залежать відповідно від передаточного відношення u , частоти обертання n генератора хвиль і розмірів передачі d .

У середніх умовах $[\sigma_{3M}]$ для сталевих коліс становить 10...20, для пластмасових – 3...15 МПа; при малих швидкостях генератора $[\sigma_{3M}]$ збільшуються в 5 – 10 разів.

Як матеріал для гнучких коліс зазвичай використовують леговані сталі 30ХГСА, 50Х, 38ХНВА, 40Х13 з твердістю 28...32 HRC.

5.10. Черв'ячні передачі

5.10.1. Загальні відомості

Черв'ячні передачі належать до зубчато-гвинтових, що мають характерні риси зубчастих і гвинтових передач. На відміну від гвинтових зубчастих передач з перехресними осями, в яких початковий контакт відбувається у точці, в черв'ячних передачах має місце лінійний контакт.

Винахід черв'ячних передач приписують Архімеду.

Черв'ячна передача (рис. 130) складається з черв'яка 1, тобто гвинта, і черв'ячного колеса 2, тобто зубчастого колеса, яке подібне сектору, вирізаному з довгої гайки і зігнутому по колу.

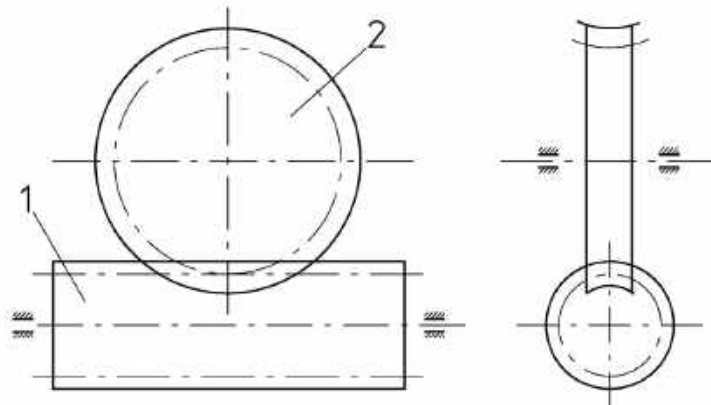


Рис. 130. Схема черв'ячної передачі

Переваги черв'ячних передач:

- 1) можливість отримання великого передаточного відношення;
- 2) плавність і безшумність роботи;
- 3) можливість самогальмування (при низьких ККД);
- 4) можливість точних ділительних переміщень.

Недоліки черв'ячних передач:

- 1) низький ККД;
- 2) підвищене зношення і схильність до заїдання;
- 3) необхідність застосування для коліс дорогих антифрикційних матеріалів (бронза).

Черв'ячні передачі широко застосовуються у підйомно-транспортних машинах, верстатах, автомобілях та інших машинах.

Передаточне відношення "і" черв'ячної передачі визначають з умови, що за один оберт черв'яка колесо повернеться на кут, який охоплює кількість зубів колеса, що дорівнює кількості заходів черв'яка. Для повного обертуса колеса необхідно Z_2/Z_1 обертів черв'яка, тобто

$$i = n_1/n_2 = Z_2/Z_1,$$

де Z_1 і Z_2 – кількість витків черв'яка (кількість заходів) і кількість зубів колеса;

n_1 і n_2 – частота обертання черв'яка і колеса.

Таким чином, передаточне відношення не залежить від співвідношення діаметрів черв'яка і черв'ячного колеса.

Геометричні розрахунки черв'ячних передач аналогічні розрахункам зубчастих передач. Значення модулів і міжцентрових відстаней також стандартизовано. Істотна відмінність черв'ячної передачі від зубчастої полягає в тому, що колові швидкості черв'яка і черв'ячного колеса не збігаються як за величиною, так і за напрямком.

У черв'ячних передачах стандартний кут профілю прийнято таким, що дорівнює 20° (рис. 131).

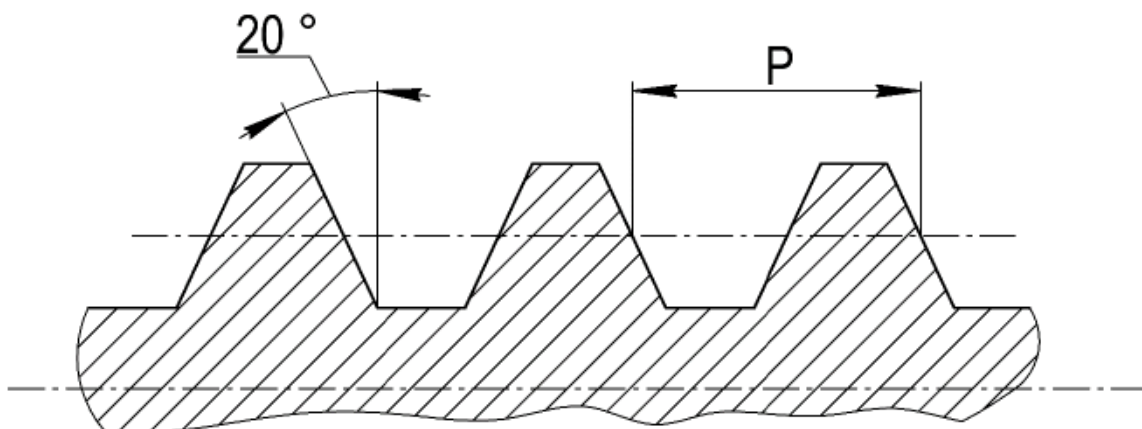


Рис. 131. Профіль витків черв'яка

Відстань між однойменними точками відповідних бічних сторін двох суміжних витків черв'яка, виміряна паралельно осі, називається розрахунковим кроком черв'яка і позначається P (див. рис. 131). Відношення P/π називається модулем m . З метою скорочення номенклатури зуборізального інструменту стандартизовані також коефіцієнти діаметра черв'яка q :

$$q = \frac{d_1}{m},$$

де d_1 – ділительний діаметр черв'яка.

Початковий діаметр черв'яка без зміщення d_{w1} дорівнює ділительному діаметру d_1 . ГОСТ встановлює кількість заходів черв'яка Z_1 , що дорівнює 1, 2 і 4 залежно від передаточного відношення. Оптимальні значення кількості зубів черв'ячного колеса для силових передач $Z_2 = 32 \dots 63$ (але не більше 80). Ділительний і збіжний з ним початковий діаметр

$$d_2 = m \cdot Z_2.$$

Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (q + Z_2).$$

Іноді черв'ячні циліндричні передачі виконують зі зміщенням черв'яка. Зміщення черв'яка в основному роблять з метою вписування передачі в стандартну міжосьову відстань.

5.10.2. Типи черв'яків і ковзання в черв'ячних передачах

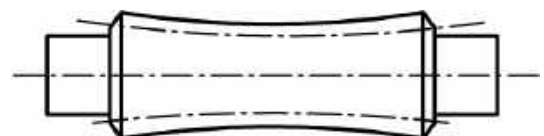
Типи черв'яків

За формою поверхні, на якій утворюється різь, черв'яки бувають таких типів:

Циліндричні



Глобоїдні



За формою профілю різі черв'яки бувають:

а) з прямолінійним профілем в осьовому перерізі (архімедові й конволютні).

б) з нелінійним профілем (евольвентні черв'яки).

Дотепер на практиці найбільшого поширення набули циліндричні черв'яки з прямолінійним профілем в осьовому перерізі.

Ковзання в черв'ячній передачі

Характерними особливостями роботи черв'ячних передач порівняно з зубчастими є великі швидкості ковзання і несприятливий напрямок ковзання відносно лінії контакту. Швидкість ковзання спрямована по дотичній до лінії витка черв'яка (рис. 132).

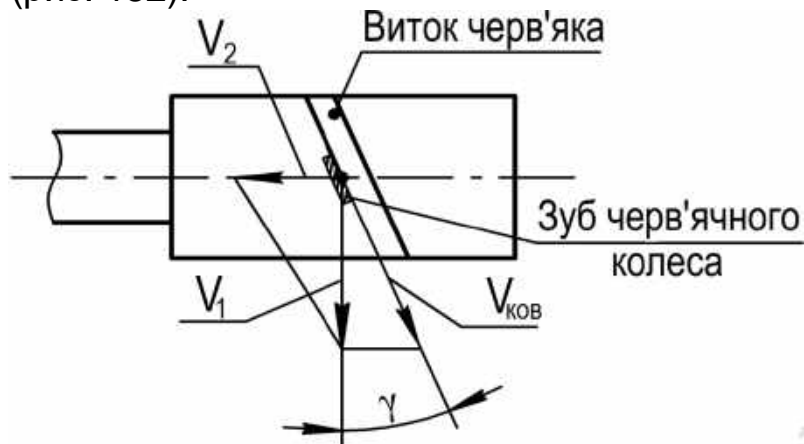


Рис. 132. Швидкість ковзання в черв'ячній передачі:
 V_1 – окружна швидкість черв'яка на початковому діаметрі;
 V_2 – окружна швидкість колеса;
 γ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка;
 $V_{\text{ков}}$ – швидкість ковзання.

З рис. 132 видно, що швидкість ковзання

$$V_{\text{ковз}} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}.$$

Якщо в зубчастих передачах швидкості ковзання перпендикулярні до контактних ліній (прямозубі передачі), то в черв'ячних передачах ковзання відбувається уздовж лінії контакту і масляний шар в контактній зоні утворюватися не може.

Несприятливий напрямок швидкості ковзання є причиною зниженого ККД черв'ячної передачі, підвищеного зношення і схильності до заїдання.

5.10.3. ККД і сили в зачепленні черв'ячної передачі

ККД черв'ячної передачі

ККД в черв'ячному зачепленні η_3 визначають за залежністю, виведеною для гвинтів (гвинтової пари), але він має загальний характер і поширюється також на черв'ячні передачі (при ведучому черв'яку):

$$\eta_3 = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')},$$

де φ' – зведений кут тертя ($f' = \text{tg}\varphi'$ – зведений коефіцієнт тертя).

ККД зростає зі збільшенням кількості заходів черв'яка (оскільки збільшується γ) і зі зменшенням коефіцієнта тертя або кута тертя φ' .

Якщо ведучим є колесо, то $\eta_3 = \text{tg}(\gamma - \varphi') / \text{tg}\gamma$.

При $\gamma \leq \varphi' - \eta_3 = 0$ передача руху від колеса до черв'яка стає неможливою. Отримуємо самогальмівну пару.

Сили в черв'ячній передачі

Сили в зачепленні розглядають як прикладені в полюсі зачеплення і задають трьома взаємно перпендикулярними складовими (рис. 133):

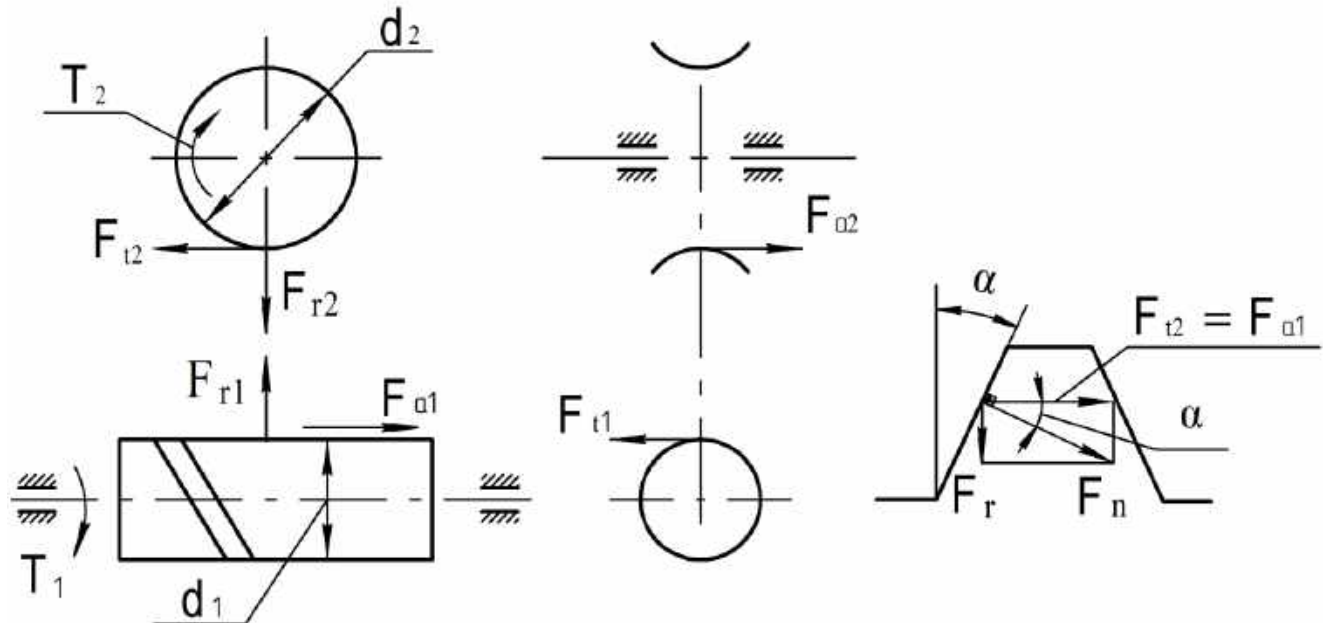


Рис. 133. Схема сил у черв'ячному зачепленні

- 1) коловою силою на колесі, яка дорівнює осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2};$$

- 2) коловою силою на черв'яку, що дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1 \cdot i \cdot \eta_3},$$

де $T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta_3$;

- 3) радіальною силою, що розпирає черв'як і колесо:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha.$$

У цих формулах T_2 і T_1 – моменти відповідно на валу колеса і черв'яка (максимальні серед тривало діючих); η_3 – ККД черв'ячного зачеплення; $\alpha = 20^\circ$ – кут профілю в осьовому перерізі.

5.10.4. Причини виходу з ладу черв'ячних передач

На відміну від зубчастих у черв'ячних передачах частіше спостерігається зношення і заїдання, а не викришування поверхні зубів.

Заїдання особливо небезпечне, якщо колеса виготовлені з твердих матеріалів: безолов'янистих бронз і чавуну. При твердих матеріалах коліс заїдання відбувається у яскраво вираженій формі зі значними пошкодженнями поверхонь і подальшим швидким зношуванням зубів частинками матеріалів колеса, привареними до черв'яка.

При м'яких матеріалах коліс (олов'янисті бронзи) заїдання спостерігається у менш небезпечній формі: матеріал колеса (бронза) намазується на черв'як.

Зношення обмежує термін служби більшості черв'ячних передач. Воно значно залежить від мастила, збільшується при неточному монтажі зачеплення, при забрудненому мастильному матеріалі, при підвищеній шорсткості черв'яка, а також при пусках і припиненнях передач, за яких умови змащування погіршені.

Утомне викришування спостерігається головним чином у передачах з колесами зі стійких до заїдання бронз. Викришування зазвичай спостерігається тільки у колеса.

Пластичне руйнування робочих поверхонь зубів черв'ячного колеса спостерігається при дії великих перевантажень.

Злами зубів колеса можна спостерігати головним чином після зношення або внаслідок помилок виготовлення.

Підвищене зношення і заїдання черв'ячних передач пов'язані з великими швидкостями ковзання і несприятливим напрямком ковзання відносно ліній контакту.

Для попередження розглянутих видів пошкодження черв'ячні передачі розраховують так, як і зубчасті, за напруженням згинання і контактними напруженнями. Розрахунок за контактними напруженнями для черв'ячних передач є основним, оскільки попереджаються і заїдання і зношення. Розрахунок за напруженнями згинання виконується при цьому як перевірний.

5.10.5. Розрахунок черв'ячних передач на контактну і згинальну міцність

Умови зачеплення і несуча здатність передач з циліндричними черв'яками основних типів дуже близькі. Тому існує єдина методика розрахунку черв'ячних передач з різними типами циліндричних черв'яків.

Розрахунок черв'ячної передачі на контактну міцність

Розрахунок за контактними напруженнями проводять для зачеплення в полюсі, що дозволяє спростити розрахунок. Аналогічно розрахунку

зубчастих передач як вихідну застосовують відому формулу Герца для найбільших контактних напружень при стисненні двох циліндрів уздовж твірної, в якій коефіцієнт Пуассона беруть таким, що дорівнює 0,3:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{W_n \cdot E}{\rho_v}},$$

де ρ_v – зведений радіус кривизни;

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \text{ – зведений модуль пружності матеріалу;}$$

E_1 – модуль пружності матеріалу черв'яка;

E_2 – модуль пружності матеріалу колеса;

W_n – питома нормальне навантаження.

Розглянемо визначення питомого нормального навантаження.

Виразимо ширину колеса b по дузі кола діаметром d_{w1} через початковий діаметр черв'яка d_{w1} і умовний кут обхвату 2δ у градусах (рис. 134):

$$b = \pi \cdot d_{w1} \cdot \frac{2\delta}{360^\circ}.$$

За аналогією з косозубими передачами довжину контактних ліній l_Σ можна визначити за такою залежністю:

$$l_\Sigma = \frac{0,75 \cdot b \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos\gamma_w} = 0,75 \cdot \pi \cdot d_{w1} \cdot \frac{2\delta}{360^\circ} \cdot \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos\gamma_w}.$$

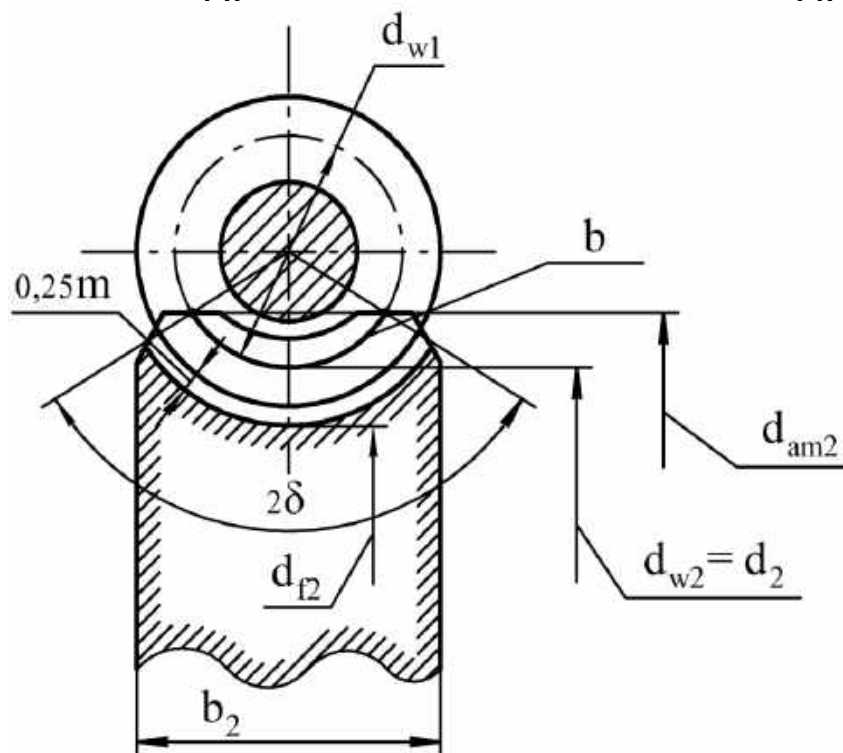


Рис. 134. До визначення ширини колеса b

Коефіцієнт 0,75 враховує зменшене поле зачеплення. Умовний кут обхвату 2δ зазвичай вибирають таким, що дорівнює 100° . Торцевий коефіцієнт перекриття у середній площині черв'ячного колеса $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ (розрахункове значення – 2). Тоді довжина контактних ліній в середньому буде дорівнювати:

$$l_\Sigma \approx \frac{1,3 \cdot d_{w1}}{\cos \gamma_w},$$

де γ_w – кут підйому лінії витка черв'яка на початковому (ділильному) циліндрі.

Запишемо вираз для питомого нормального навантаження W_n :

$$W_n = \frac{F_{t2} \cdot K_H}{l_\Sigma \cdot \cos \gamma_w \cdot \cos \alpha_n} \approx \frac{K_H \cdot F_{t2}}{1,3 \cdot d_{w1} \cdot \cos \alpha_n},$$

де $F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2}$ – колове зусилля на колесі;

K_H – коефіцієнт навантаження;

α_n – кут профілю (20°);

T_2 – крутний момент на колесі;

d_2 – ділильний діаметр колеса.

Розглянемо визначення зведеного радіуса кривизни ρ_v .

Витки архімедова черв'яка в середній площині мають профіль прямобічної рейки, для якої $\rho_1 = \infty$, а зуби черв'ячного колеса мають евольвентний профіль (рис. 135).

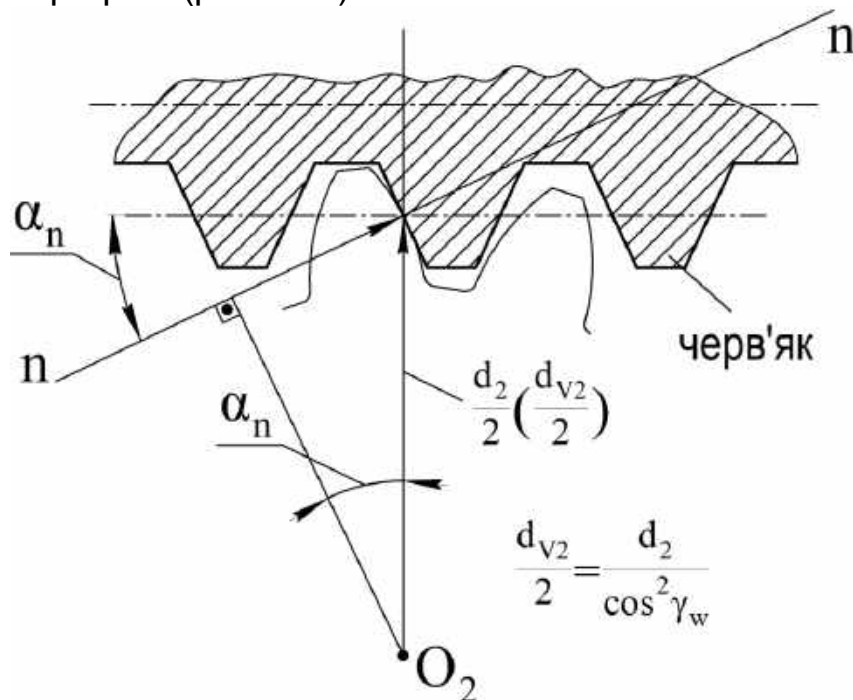


Рис. 135. До визначення зведеного радіуса кривизни

Тому розрахунковий зведений радіус кривизни дорівнює радіусу кривизни зуба черв'ячного колеса в полюсі зачеплення, тобто за аналогією з косозубим зачепленням маємо

$$\rho_v = \rho_{v2} = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha_n}{2 \cdot \cos^2 \gamma_w}$$

Підставивши у вихідну залежність для σ_H вираз для ρ_v , а також W_n , F_{t2} , $d_2 = m z_2$; $d_{w1} = m(q+2x)$;

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q + 2x}; \alpha_n = 20^\circ; \gamma_w = 10^\circ; E_1 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$E_2 = 10^5$ МПа (бронза, чавун) і T_2 , а також замінивши $q+2x$ на q_1 , де x – коефіцієнт зміщення черв'яка, після перетворень отримуємо формулу для σ_H :

$$\sigma_H = \frac{5300}{z_2/q_1} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2+1}{q_1}\right)^3} \cdot K_H \cdot T_2 \leq [\sigma_H].$$

Цю ж формулу можна записати в іншому вигляді, записавши a_w через діаметри колеса d_2 і черв'яка d_1 . Для цього достатньо помножити чисельник і знаменник підкореневого виразу на m^3 і виконати невеликі перетворення. Тоді

$$\sigma_H = \frac{15000}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2}{a_w}} \leq [\sigma_H].$$

У проектувальному розрахунку визначають міжосьову відстань a_w за залежністю

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q_1} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5300}{[\sigma_H] \cdot z_2/q_1}\right)^2 \cdot K_H \cdot T_2}.$$

Прийнявши $q = 0.25 z_2$ і $x = 0$, цю залежність можна спростити:

$$a_w \approx 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2}}$$

де T_2 – момент на колесі;
 K_H – коефіцієнт навантаження;
 $[\sigma_H]$ – допустиме напруження.

Розрахунок черв'ячної передачі на згинання

Розрахунок за напруженнями згинання виконують для колеса, оскільки витки черв'яка значно міцніше, і за нормальними напруженнями через недостатнє вивчення впливу концентрації напружень на міцність матеріалу черв'ячних коліс.

Розрахунок аналогічний розрахунку косозубих циліндричних коліс, тільки зуби черв'ячних коліс приймають на 20...40 % міцніше косозубих. Підвищена міцність зубів черв'ячних коліс пов'язана з їх дуговою формою.

Напруження згинання обчислюють за такою залежністю:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_{t2}}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F].$$

Добуток коефіцієнтів $Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$ можна брати для черв'ячних передач приблизно 0,7 ($Y_\varepsilon = 0,74$ і $Y_\beta = 0,93$). У формулу для σ_F також входять:

F_{t2} – колова сила на колесі;
 K_F – коефіцієнт навантаження;
 Y_{FS} – коефіцієнт форми зубів;
 b_2 – ширина зубчастого вінця;
 m_n – нормальний модуль у зачепленні.

Розрахунок зазвичай виконують у формі перевірного.

За наявності у спектрі навантажень пікових моментів $T_{\text{пik}}$ проводять розрахунок за максимальним (піковим) навантаженням. Піковий момент, що виникає на валу колеса при пуску, можна обчислити за співвідношенням

$$T_{\text{пik}} = T_{\text{дв.пik}} \cdot i \cdot \eta,$$

де $T_{\text{дв.пik}}$ – максимальний момент двигуна;

i – передаточне відношення ($i > 1$) між валом двигуна і валом черв'ячного колеса;

η – ККД відповідної ділянки кінематичного ланцюга.

Умови міцності:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{max}}}{T_{2(\text{ном})}}} \leq [\sigma_{H \text{ max}}];$$

$$\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_F \frac{T_{\text{max}}}{T_{2(\text{ном})}} \leq [\sigma_{F \text{ max}}],$$

де $[\sigma_{H \max}]$, $[\sigma_{F \max}]$ – гранично допустимі напруження.

Розрахункове навантаження

Розрахункове навантаження або розрахунковий момент можна отримати множенням відповідних номінальних величин на коефіцієнт навантаження K .

Коефіцієнт навантаження щодо черв'ячних передач визначають як добуток коефіцієнта концентрації навантаження K_β на динамічний (швидкісний) коефіцієнт K_v , тобто $K = K_\beta \cdot K_v$.

Концентрація навантаження по довжині зубів в основному спричиняється деформаціями черв'яка, оскільки у нього значна відстань між опорами. При постійному навантаженні $K_\beta = 1$.

Динамічний коефіцієнт визначається якістю виготовлення і швидкістю обертання. Зазвичай $K_v = 1 \dots 1,3$.

Починаючи проектувальний розрахунок черв'ячної передачі, беруть $K = 0,5(K_\beta^0 + 1)$. Значення початкового коефіцієнта концентрації вибирають за графіками в довіднику залежно від передаточного відношення u .

Матеріали і допустиме напруження

Матеріали черв'ячної пари відповідно до видів пошкодження мають бути зносостійкими, мати знижену схильність до заїдання, добру припрацьованість і підвищену теплопровідність.

Черв'яки в силових передачах зазвичай виконують зі сталей, термічно оброблених до значної твердості. Це зазвичай хромисті й хромонікелеві цементовані сталі 20Х, 12ХН3А, що мають твердість після загартування 56...63 HRC.

Застосовуються черв'яки зі сталей 40Х, 40ХН з поверхневим або об'ємним загартуванням.

Поліпшені і нормалізовані черв'яки застосовують у допоміжних тихохідних і малонавантажених передачах. Для передач з колесами дуже великих діаметрів можна застосовувати бронзові черв'яки, що дозволяє виконувати колеса з чавуну.

Вінці черв'ячних коліс при швидкостях ковзання $V_{\text{ков}} \geq 4$ м/с виконують з олов'янисто-фосфорних бронз Бр010Ф1, Бр010Н1Ф1, олов'янисто-цинкових бронз Бр05Ц5С5. Для тихохідних передач застосовують алюмінієво-залістисті бронзи БрА10Ж4Н4Л, БрА9Ж3Л і латуні. При малих швидкостях ковзання (менше 2 м/с) і при великих діаметрах коліс допустимо застосовувати чавуни марок СЧ15, СЧ20.

Особливість вибору допустимих напружень для черв'ячних коліс пов'язана з їх малими частотами обертання і малими еквівалентними навантаженнями.

Криві втоми при контактних напруженнях і при згині для бронз мають дуже довгі похилі ділянки – до $25 \cdot 10^7$ циклів навантажень. Тому як вихідні вибирають допустимі напруження при 10^6 або 10^7 циклів навантажень залежно від обмеженої границі витривалості.

Для чавуну похилі ділянки кривих втоми короткі, що дозволяє вибирати напруження незалежно від кількості циклів.

Допустимі контактні напруження для черв'ячних передач з колесами з бронзи вибирають за такої умови:

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B \cdot C_V \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

де $(0,75 \dots 0,9) \sigma_B$ – допустиме напруження при кількості циклів 10^7 ;

σ_B – тимчасовий опір для бронзи при розтягуванні;

C_V – коефіцієнт, що враховує зношення і залежить від швидкості $V_{ков}$, який вибирають за довідниками.

Еквівалентну кількість циклів навантаження обчислюють за такою залежністю:

$$N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 \cdot t_i \cdot n_i \leq 25 \cdot 10^7,$$

де T_i , t_i , n_i – момент, частота обертання колеса у хвилину і час роботи в годинах при режимі i ;

T_{max} – максимальний тривало діючий момент, за яким виконується розрахунок ($T_{max} = T_2$).

Якщо $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то він становить $25 \cdot 10^7$.

Допустиме напруження згинання для бронзових черв'ячних коліс при роботі зубів однією стороною (нереверсивних) обчислюють за такою залежністю:

$$[\sigma_F] = (0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}},$$

де σ_T , σ_B – границі плинності й міцності бронзи при розтягуванні;

N_{FE} – еквівалентна кількість циклів навантаження, яку визначають за залежністю

$$N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 \cdot t_i \cdot n_i.$$

Якщо кількість циклів $N_{FE} < 10^6$, то її беруть такою, що дорівнює 10^6 , якщо $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то вона дорівнює $25 \cdot 10^7$.

Допустимі напруження для чавунних черв'ячних коліс при роботі зубів однією стороною $[\sigma_F] = 0,22\sigma_{Ви}$, де $\sigma_{Ви}$ – границя міцності при згині.

При роботі зубів обома сторонами отримані значення допустимого напруження множать на 0,8.

Граничні допустимі напруження при перевірці на максимальне навантаження визначають за залежностями

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,8 \cdot \sigma_T \text{ – бронза;}$$

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,6 \cdot \sigma_B \text{ – чавун.}$$

Наведені допустимі напруження визначено за умови, що зона зачеплення передачі постійно знаходиться в маслі. Якщо ця умова не виконується, то слід знижувати допустимі напруження до 0,85 наведених.

5.10.6. Тепловий розрахунок і охолодження черв'ячних передач

Черв'ячні передачі працюють з великим тепловиділенням. При нагріванні масла до температури, що перевищує граничну $[t_{M,max}] = 95 \text{ }^\circ\text{C}$, воно втрачає свої захисні здібності і виникає небезпека заїдання. Тепловий розрахунок проводять на основі теплового балансу, тобто прирівнюючи тепловиділення тепловіддачі:

$$W = W_1,$$

де $W = 10^3(1-\eta) \cdot P_1$ – кількість тепла, що виділяється у черв'ячній передачі (η – ККД, P_1 – передана потужність);

$W_1 = K_T(t_M - t_0) \cdot A(1+\psi)$ – кількість теплоти, що відводиться вільною поверхнею корпусу передачі і фундаментною плитою або рамою.

Тут $A = 20a_w^{1,7}$ – поверхня тепловіддачі корпусу передачі, в яку включається 50 % поверхні ребер;

t_M і t_0 – температура масла і температура навколишнього середовища в градусах Цельсія;

K_T – коефіцієнт тепловіддачі;

ψ – коефіцієнт, що враховує тепловідведення у фундаментну плиту або раму машини і доходить до 0,3 при приляганні корпусу передачі по великій поверхні.

За тепловим балансом можна визначити робочу температуру масла t_m , яка має бути менше допустимої, тобто $t_m = [t_m]$:

$$t_m = t_o + \frac{10^3 \cdot (1-\eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1+\psi)} \leq [t_m].$$

Якщо зазначена умова не виконується, застосовують штучну вентиляцію такими способами:

1. Обдувають корпус повітрям за допомогою вентилятора.
2. Влаштовують у корпусі змішувачі з проточною водою.
3. Застосовують циркуляційні системи змащення зі спеціальними холодильниками.

5.10.7. Глобоїдні передачі

У глобоїдних передачах витки черв'яка утворюються на глобоїді (рис. 136).

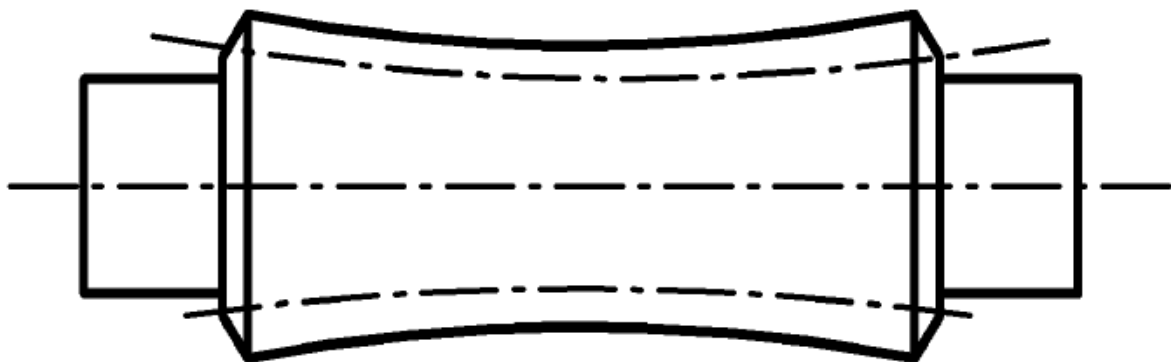


Рис. 136. Глобоїдний черв'як

Навантажувальна здатність цих передач приблизно в 1,5 рази більше порівняно зі звичайними черв'ячними передачами. Підвищена навантажувальна здатність глобоїдних передач пояснюється одночасним зачепленням великої кількості зубів і сприятливим розташуванням ліній контакту.

У глобоїдному зачепленні лінії контакту розташовуються майже перпендикулярно до напрямку швидкостей ковзання, що сприяє утворенню безперервної масляної плівки на поверхнях, що труться. Сприятливі умови змащування сприяють усуненню заїдання і дозволяють підвищити величину контактних напружень.

Виготовлення та збирання черв'ячних передач з глобоїдним черв'яком значно складніші, ніж з циліндричним. Глобоїдні передачі дуже чутливі до зношення підшипників і деформацій. Ці недоліки обмежують застосування глобоїдних передач.

Нині набувають поширення циліндричні черв'яки з увігнутим профілем витків.

6. ВАЛИ І ОСІ

6.1. Призначення і критерії працездатності валів і осей

Вали і осі – це елементи, що несуть на собі обертові деталі машин.

Вали – це деталі, призначені для передачі крутного моменту вздовж своєї осі і для підтримки обертових деталей машин.

Осі призначені для підтримки обертових деталей машин і не передають корисний крутний момент.

Вали бувають:

- 1) прями-гладкі або ступінчасті;
- 2) колінчасті;
- 3) гнучкі;
- 4) порожнисті або суцільні.

Осі поділяють:

- 1) на обертальні;
- 2) нерухомі.

Опорні частини валів і осей називають цапфами або шийками.

Точний розрахунок особливо відповідальних валів слід проводити з урахуванням спільної роботи вала з підшипниками і маточинами (рис. 137).

Для більшості сучасних швидкохідних машин вирішальне значення має опір втоми. Втомні руйнування складають до 40 ... 50 % випадків виходу з ладу валів.

При роботі з великими перевантаженнями може проявлятися малоциклова втома.

Для тихохідних валів з нормалізованих, поліпшених і загартованих сталей, обмежуючим критерієм може бути також статична несуча здатність при пікових навантаженнях.

Для валів з крихких і малопластичних матеріалів (чавуни і т. д.) при ударних навантаженнях і низьких температурах визначальним може бути опір крихкому руйнуванню.

Спільна робота валів з деталями передач і підшипниками призводить до необхідності розрахунку валів за критерієм жорсткості, а для валів швидкохідних машин за критерієм вібростійкості.

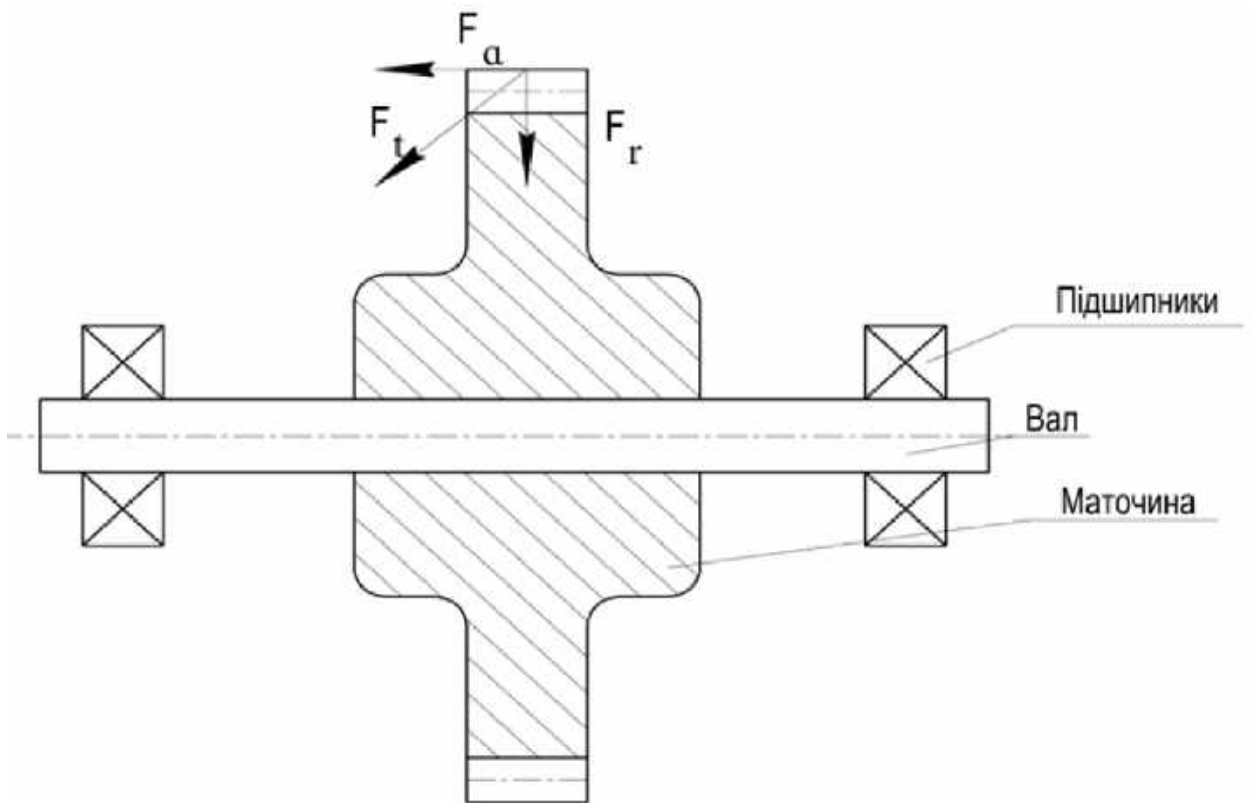


Рис. 137. До точного розрахунку відповідальних валів

Існують методики розрахунку валів:

- 1) на міцність;
- 2) жорсткість;
- 3) коливання.

6.2. Розрахунок валів і осей на міцність

1. Нерухома вісь (рис. 138)

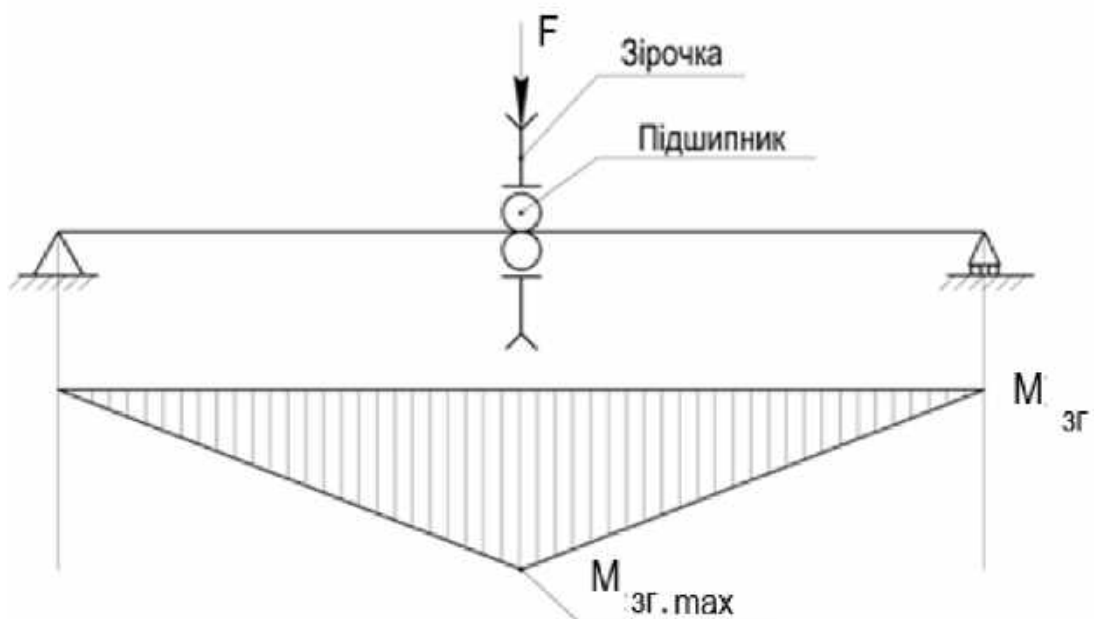


Рис. 138. Розрахункова схема нерухомої осі

Спочатку виконують перевірний розрахунок за формулами

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг.мах}}{W_0} \leq [\sigma];$$

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \alpha_0^4).$$

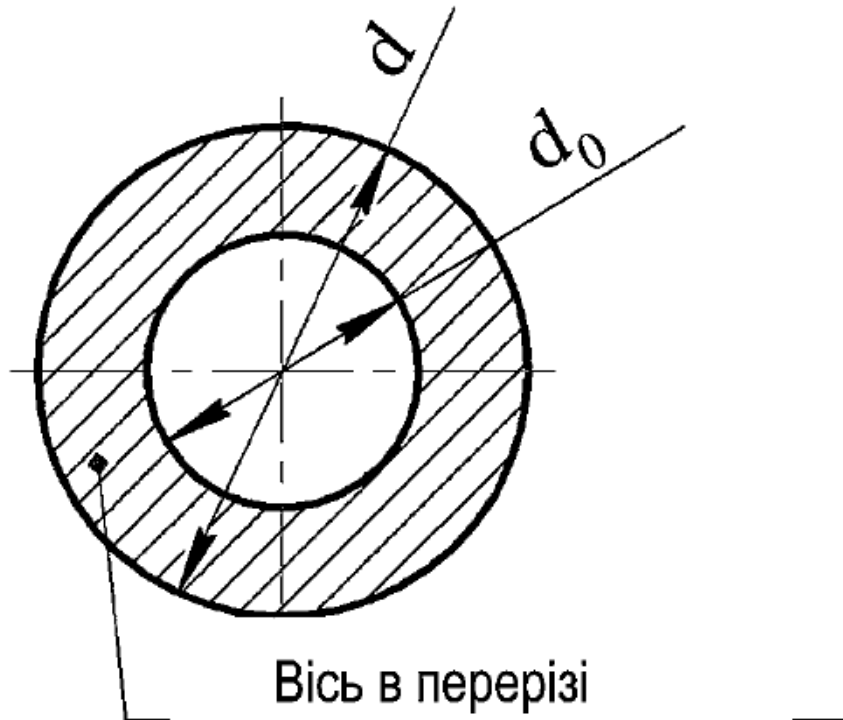
Якщо взяти $\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3$, то

$$W_0 = 0,1 \cdot d^3 (1 - \alpha_0^4),$$

де $\sigma_{зг}$ – напруження згину розрахункове;

$M_{зг.мах}$ – максимальний згинальний момент;

$\alpha_0 = d_0/d$ – коефіцієнт, який показує, що вісь суцільна або порожниста. α_0 зазвичай рекомендують в межах 0,5 ... 0,9; найбільш оптимальне значення $\alpha_0 \approx 0,75$.



Тут d – зовнішній діаметр осі;

d_0 – внутрішній діаметр осі.

У проектувальному розрахунку визначають діаметр осі з умови згинальної міцності за відомим значенням допустимого напруження $[\sigma]$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зг.мах}}{0,1[\sigma] \cdot (1 - \alpha_0^4)}}$$

де $[\sigma] = \sigma_T/S$ – допустиме напруження;

S – запас міцності (1,3...2).

2. Обертова вісь (рис. 139)

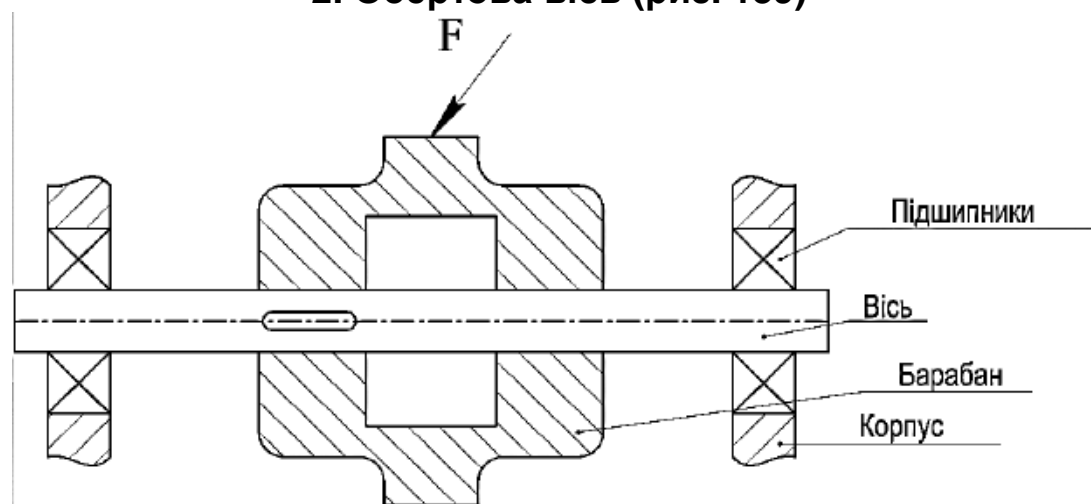
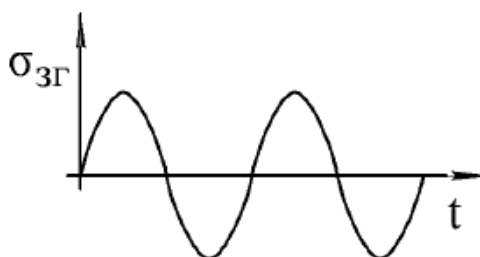


Рис. 139. Розрахункова схема оберткової осі

Під дією навантаження F у результаті обертання осі в ній будуть виникати змінні напруження згину, що змінюються за симетричним або за яким-небудь іншим циклом.



Симетричний цикл

Розрахунок оберткових осей має втомний характер, а всі втомні розрахунки проводять в два етапи.

Перший етап – проектувальний.

Метою проектувального розрахунку є встановлення розмірів і геометрії осі. Проектувальний розрахунок проводиться тими ж залежностями, що і для нерухомих осей:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зг.max}}{0,1[\sigma] \cdot (1-\alpha_0^4)}}$$

Другий етап розрахунку – перевірний. Це уточнений розрахунок. За характером – утомний. У ньому визначається коефіцієнт запасу втомної міцності за нормальними напруженнями згину:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \varphi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S_\sigma] \approx 1,5 \dots 2,5,$$

де σ_{-1} – границя витривалості при згині;

$K_{\sigma D}$ – сумарний коефіцієнт, що враховує вплив декількох факторів на опір утоми при згині і визначається виразом: $K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right) / K_V$;

ε – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (призначається за довідковими таблицями);

K_F – коефіцієнт впливу шорсткості (призначається за довідковими таблицями);

K_V – коефіцієнт впливу зміцнення (призначається за довідковими рекомендаціями);

Ψ_{σ} – коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень. Для сталі $\Psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B$ (де σ_B – границя міцності в МПа), для цементованих зразків $\Psi_{\sigma} = 0,5 \dots 0,6$;

σ_m і σ_a – постійні (середні) і змінні (амплітудні) складові напружень.
Для симетричного циклу

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{0,1 \cdot d^3 (1 - \alpha_0^4)}$$

3. Вали

Вали зазнають дії напружень згинання і крутіння.

Як приклад розглянемо одноступінчастий редуктор з однією парою циліндричних зубчастих коліс (рис. 140).

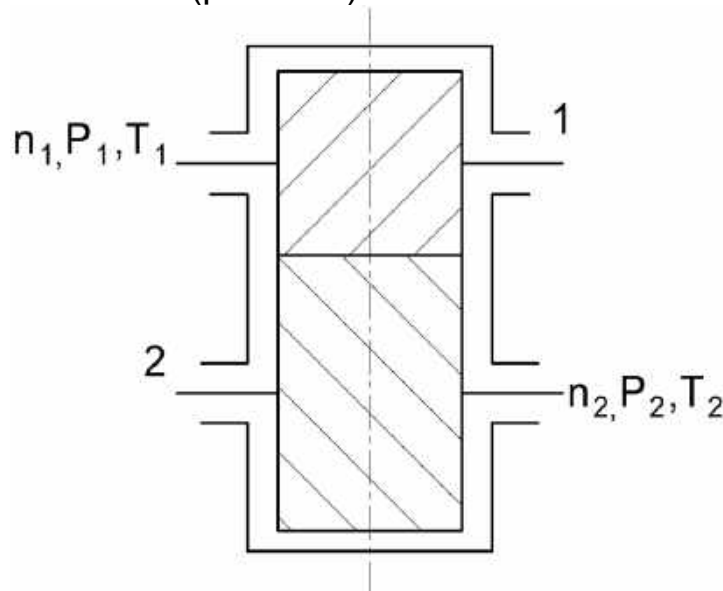


Рис. 140. Схема одноступінчастого редуктора з парою косозубих коліс

На рис. 140 показано:

n_1, P_1, T_1 – оберти, потужність і момент на вході в редуктор;

n_2, P_2, T_2 – параметри виходу;

1 і 2 – номери валів.

Розрахунок на міцність вала № 1

Розрахунок виконується у два етапи: проектувальний і перевірний. При проектувальному розрахунку попередньо визначають діаметр вала за допомогою емпіричних залежностей (якщо такі є) або за умовним розрахунком на крутіння.

За відсутності надійних емпіричних залежностей і відносно невеликому впливі згину слід користуватися умовним розрахунком на крутіння.

Цю форму розрахунку вибирають тому, що ще не визначені розміри вала по довжині і не можуть бути обчислені згинальні моменти.

Умова міцності на крутіння має вигляд

$$T_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_{\rho}} = \frac{T_{кр}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} (1 - \alpha_0^4)} \approx \frac{T_{кр}}{0,2 \cdot d^3 (1 - \alpha_0^4)} \leq [T_{кр}],$$

звідки діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2 \cdot (1 - \alpha_0^4) [T_{кр}]}}.$$

Підставляючи замість $T_{кр} = 9550 \frac{P}{n}$, можна проектувальну формулу записати в іншому вигляді:

$$d = \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot P}{0,2 \cdot (1 - \alpha_0^4) \cdot n \cdot [T_{кр}]}} = c \sqrt[3]{\frac{P}{n}};$$

$$\text{де } c = \sqrt[3]{\frac{9550}{0,2 \cdot (1 - \alpha_0^4) \cdot [T_{кр}]}};$$

$T_{кр}$ – крутний момент, Н · мм (у формулі для d);

P – потужність, кВт;

n – частота обертання, хв⁻¹;

d – діаметр вала, мм;

$[T_{кр}]$ – умовні допустимі напруження при крутінні.

Часто беруть $[T_{кр}] = 15 \dots 30$ МПа, для авіаційних редукторів $[T_{кр}] = 30 \dots 90$ МПа.

У другому пункті проектувального розрахунку розрахований діаметр вала округлюють до найближчого більшого стандартного значення.

Для перевірного основного розрахунку вала необхідно:

1. Побудувати епюри згинальних і крутних моментів уздовж осі вала, щоб можна було обчислити значення цих моментів у будь-якому перерізі вала.

У косоzubому зачепленні нормальна сила має складові за трьома напрямками: F_r – радіальна; F_t – колова; F_a – осьова (рис. 141).

З епюр видно, що сумарний згинальний момент у вертикальній площині

$$M_{зг\text{ верт}} = M_{зг}(F_r) + M_{зг}(F_a)$$

У горизонтальній площині згинальний момент спричинятиметься коловою силою F_t :

$$M_{зг\text{ гориз}} = M_{зг}(F_t).$$

Для визначення результуючого моменту згинальні моменти у вертикальній $M_{зг\text{ верт}}$ і горизонтальній $M_{зг\text{ гориз}}$ площинах складають геометрично, оскільки вони діють у взаємно перпендикулярних площинах:

$$M_{згин.\Sigma} = \sqrt{M_{згин.\text{ верт}}^2 + M_{згин.\text{ гориз}}^2}$$

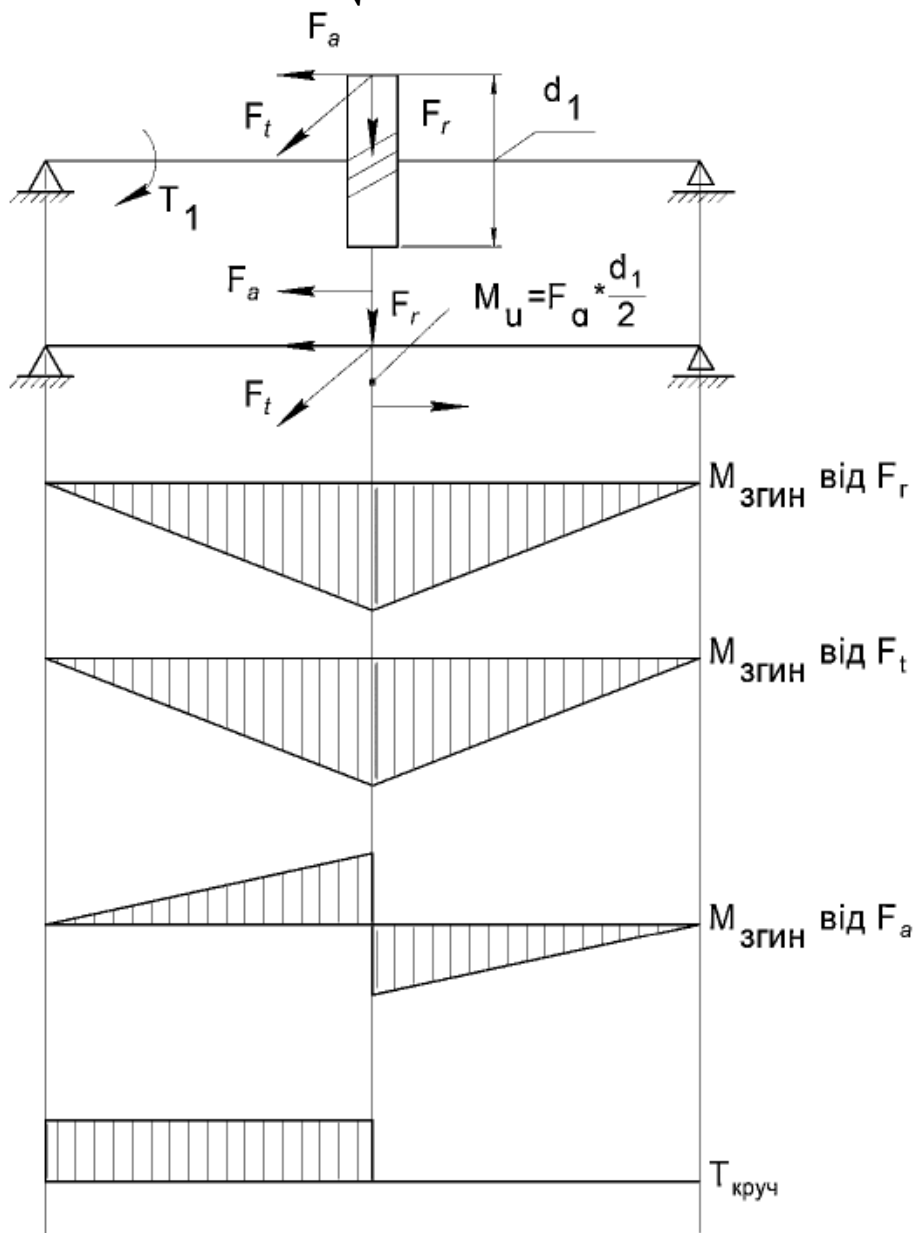


Рис. 141. Розрахункова схема і епюри моментів уздовж осі вала

2. Сконструювати вал (рис. 142).
3. Визначити (вибрати) небезпечний переріз вала. Небезпечний переріз визначається:
 - а) епюрами моментів;
 - б) розмірами перерізів вала;
 - в) наявністю концентраторів напружень.

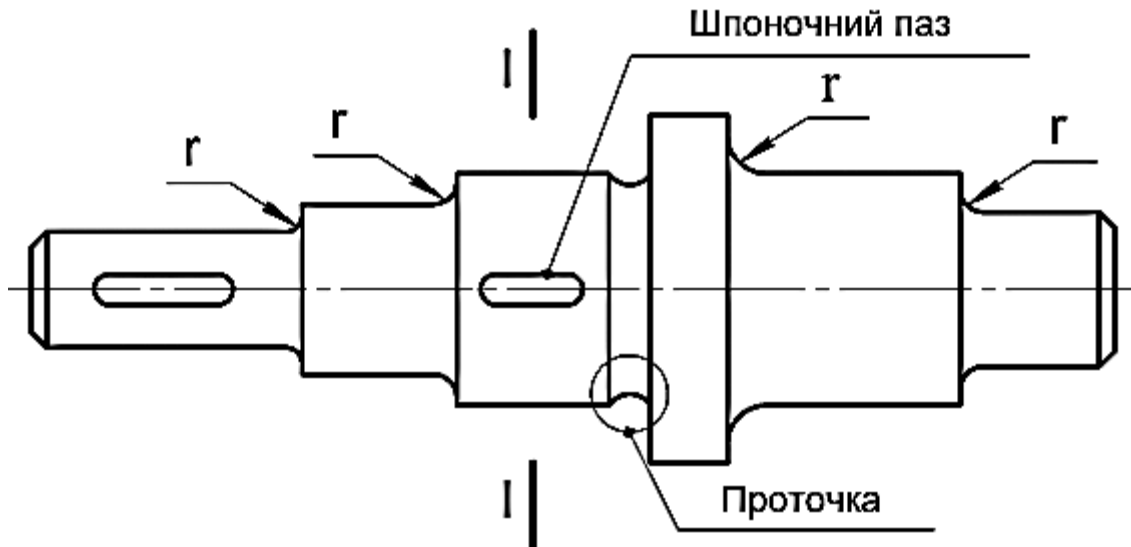


Рис. 142. Конструкція вала

Як небезпечний переріз у цьому випадку можна вибрати переріз II (див. рис. 142), оскільки в ньому діють великі згинальні моменти і є концентратор напружень у вигляді паза.

4. Перевірити вал на статичну міцність. Цей розрахунок виконується для валів, що працюють з великими перевантаженнями, за еквівалентними напруженнями в небезпечному перерізі:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \cdot \tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{S},$$

де σ і τ – напруження згинання і крутіння у небезпечному перерізі;

S – запас міцності;

σ_T і τ_T – границя плинності матеріалу при розтягуванні і крутінні.

Якщо подати напруження через моменти і взяти $\tau_T/\sigma_T = 0,58$ (з енергетичної теорії міцності), при $\left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \approx 3$ можна записати

$$\sigma_E = \frac{32 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3 (1 - \alpha_0^4)} \sqrt{M_{зг\Sigma}^2 + 0,75 \cdot T_{кр}^2} \leq [\sigma].$$

Коефіцієнт 0,75 враховує характер змінення напружень σ і τ у часі.

При перевірці статичної міцності при перевантаженнях від $M_{зг\Sigma}$ і $T_{кр}$ потрібно номінальні моменти помножити на коефіцієнти перевантаження.

Розрахунок на статичну міцність за нормальними напруженнями і з огляду на його зручність успішно використовують також для проектувального розрахунку – визначення діаметра вала з подальшою перевіркою на опір утоми.

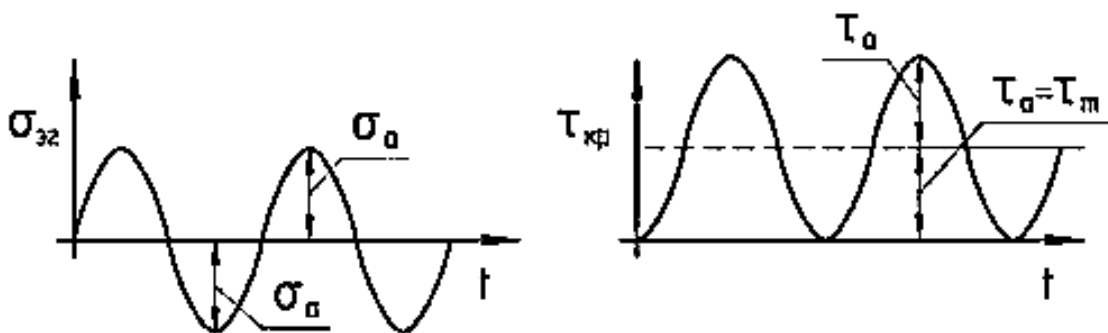
Діаметр вала, що працює на згинання і крутіння, можна визначити за такою формулою:

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{10^4 \sqrt{M_{зг\Sigma}^2 + 0,75 \cdot T_{кр}^2}}{[\sigma] \cdot (1 - \alpha_0^4)}} = \sqrt[3]{\frac{10^4 \cdot T_{екв}}{[\sigma] \cdot (1 - \alpha_0^4)}}$$

5. Перевірити вал на міцність від утоми.

Сучасні розрахунки на опір утоми відображають характер змінення напружень, характеристики матеріалу, концентрацію напружень, вплив абсолютних розмірів, шорсткості поверхні й поверхневе зміцнення.

При розрахунку на втому необхідно перш за все визначити характер циклу змінення напружень. Унаслідок обертання вала напруження згинання у різних точках його поперечного перерізу змінюються за симетричним циклом, навіть при постійній величині навантаження. Напруження крутіння змінюються пропорційно зміненню навантаження. У більшості випадків важко визначити дійсний цикл навантаження машини в умовах експлуатації. Тоді умовно для напружень згину вибирають симетричний цикл, а для напружень крутіння – віднульовий.



Симетричний цикл

Віднульовий цикл

Неточність такого наближеного розрахунку компенсується при виборі запасів міцності.

Розрахунок зазвичай проводять у формі перевірки коефіцієнта запасу міцності на втому, який визначають за рівнянням

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \text{ або } \frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_\tau^2},$$

де S_σ – коефіцієнт запасу за нормальним напруженням (відсутність крутіння):

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m};$$

S_τ – коефіцієнт запасу за дотичним напруженням (відсутність згинання):

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

Тут σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості матеріалу при згинанні і крутінні з симетричним знакозмінним циклом;

$K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ – сумарні коефіцієнти:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon + K_F - 1) / K_V; \quad K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon + K_F - 1) / K_V,$$

де ε – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу;

K_F – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні;

K_V – коефіцієнт впливу зміцнення;

Ψ_σ і Ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень.

Усі перелічені параметри вибирають за довідковими таблицями.

σ_a і τ_a – змінні складові циклу напружень;

σ_m і τ_m – постійні складові напружень.

Для прийнятих вище циклів змінення напружень амплітудні й середні значення напружень можна визначити таким чином:

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{0,1 \cdot d^3 (1 - \alpha_0^4)};$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} \frac{T_{кр}}{0,2 \cdot d^3 (1 - \alpha_0^4)}.$$

Якщо є осьова сила в зачепленні зубчастих коліс, то

$$\sigma_m = \frac{F_a}{\frac{\pi d^2}{4}}.$$

Наведені вище вирази для S_σ і S_τ належать до розрахунку вала на досить тривалий термін служби, практично на термін амортизації. Якщо термін служби вала обмежений і кількість циклів змінення напружень $N_\sigma < N_{\sigma,0}$ (базового), розрахункову границю втоми можна підвищити. Позначивши її через $(\sigma_{-1})_p$, запишемо

$$(\sigma_{-1})_p \approx \sigma_{-1} \cdot \sqrt[9]{10^7 / N_{ц}},$$

Тут взято $m = 9$ і $N_{ц,0} = 10^7$;

$N_{ц} = 60 \cdot n \cdot t$ – кількість циклів розрахунку;

n – частота обертання, об/хв;

t – кількість годин роботи.

Коефіцієнт запасу міцності за втомою в середніх умовах беруть таким, що дорівнює $S = 1,5 \dots 2,5$.

6.3. Розрахунок валів на жорсткість

Пружні переміщення вала негативно впливають на роботу пов'язаних з ним деталей: підшипників, зубчастих коліс тощо.

Від прогинання вала у зубчастому зачепленні виникає концентрація навантаження по довжині зуба. При великих кутах повороту в підшипнику може статися защемлення вала.

При розрахунку на жорсткість оцінюють деформованість вала і порівнюють з допустимими значеннями прогинів і кутів повороту характерних перерізів (рис. 143).

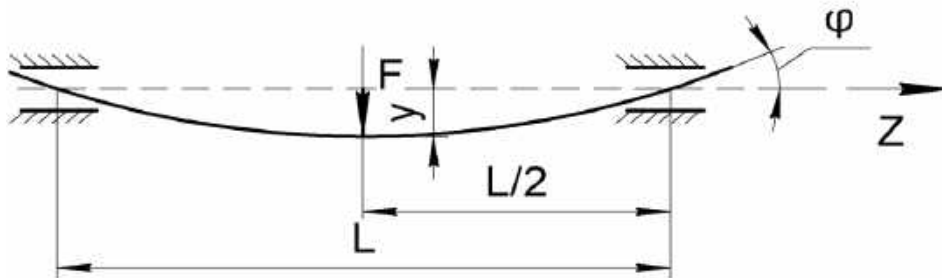


Рис. 143. До розрахунку вала на жорсткість

Тут y – прогин вала; φ – кут повороту перерізів вала.

Ці прогини і повороти перерізів мають бути менше допустимих значень: $y \leq [y]$; $\varphi \leq [\varphi]$.

При скручуванні вала крутними моментами деформації крутіння мають бути також менше допустимих значень $\varphi_{кр} \leq [\varphi_{кр}]$.

У лівій частині наведених нерівностей позначено розрахункові значення переміщень і кутів повороту, у правій частині – допустимі значення переміщень і кутів повороту.

Величина допустимих значень пружних переміщень залежить від конкретних вимог до конструкції і встановлюється у кожному окремому випадку індивідуально. Для валів зубчастих передач стріла прогину під

колесом задається залежно від модуля (m) зачеплення за довідковими даними – $[y] = f(m)$. Кут повороту вала в підшипниках ковзання $[\varphi] = 0,001$ рад; у радіальному шарикопідшипнику $[\varphi] = 0,005$ рад.

Прогини і кути нахилу пружної лінії вала для випадку, наведеного на рис. 143, визначають звичайними методами опору матеріалів, використовуючи диференціальне рівняння зігнутої осі балки:

$$y'' = \frac{M}{EI},$$

де M – згинальний момент;

E – модуль пружності;

I – момент інерції перерізу вала.

Проінтегрувавши рівняння один раз, отримаємо рівняння кутів повороту

$$\varphi = y' = \frac{1}{EI} \int M dZ + C.$$

Інтегруючи вдруге, отримуємо рівняння прогинів

$$y = \frac{1}{EI} \int dZ \int M dZ + C \cdot Z + D,$$

де C і D – сталі інтегрування.

Для простих розрахункових випадків слід користуватися готовими формулами, наведеними в довідкових таблицях для валів постійного перерізу. Для випадку зображеного на рис. 143, прогин вала можна визначити за такою залежністю:

$$y = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}.$$

Для розрахунку ступінчастих валів, а при складних навантаженнях і для розрахунку гладких валів слід користуватися інтегралами Мора і способом Верещагіна.

Якщо вал прогинається в двох площинах – вертикальній і горизонтальній, то визначають прогини $y_{\text{верт}}$ і $y_{\text{гориз}}$, а також сумарні прогини:

$$y = \sqrt{y_{\text{верт}}^2 + y_{\text{гориз}}^2}; \quad \varphi = \sqrt{\varphi_{\text{верт}}^2 + \varphi_{\text{гориз}}^2}.$$

Переміщення при крутінні вала постійного діаметра визначають за формулою

$$\varphi_{\text{кр}} = \frac{TL}{(G \cdot I_p)},$$

де $\varphi_{\text{кр}}$ – кут закручування вала, рад;

T – обертальний момент;

G – модуль пружності при зсуві;

L – довжина закрученої ділянки вала;

$I_p = \pi d^4 / 32$ – полярний момент інерції перерізу вала.

Якщо вал ступінчастий і навантажений декількома крутними моментами, деформацію визначають по ділянках, а потім підсумовують. Величина допустимих кутів закручування вала коливається в широких межах залежно від вимог, що ставляться до механізму. Допустимі кути закручування обмежуються секундами і хвилинами на 1 м довжини.

6.4. Розрахунок валів на коливання

Під дією змінних у часі зовнішніх сил вали можуть піддаватися поздовжнім, крутильним і поперечним коливанням (рис. 144).

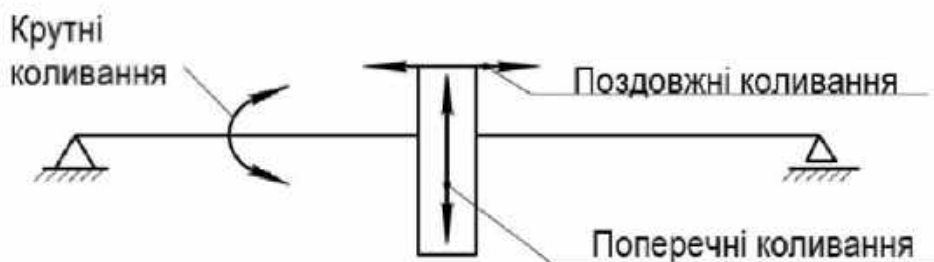


Рис. 144. Можливі види коливань у валах

Найбільш небезпечними є поперечні коливання, джерелами яких є неурівноваженість вала. Методику розрахунку валів на коливання розглянемо на простому прикладі одномасового ротора згинальною жорсткістю C , встановленого на двох жорстких опорах (рис. 145).

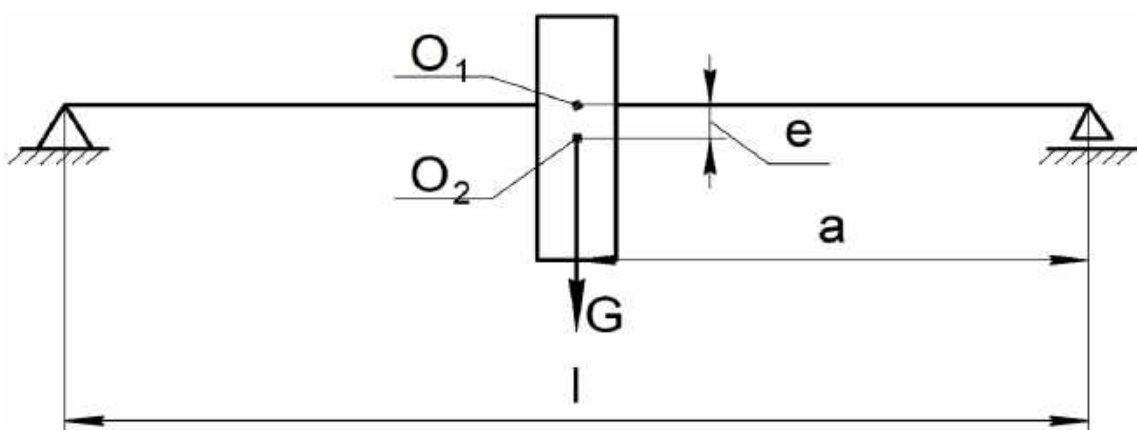


Рис. 145. Схема одномасового ротора

На рис. 145: l – відстань між опорами вала;
 a – відстань від правої опори до диска;
 G – вага диска;
 e – ексцентриситет диска, що характеризує відстань між геометричним центром O_1 (віссю обертання) і центром ваги диска O_2 .

При частоті обертання вала, яка дорівнює нулю ($\omega = 0$), під дією сили тяжіння від ваги G вал прогнеться на величину f (статичний прогин) (рис. 146).

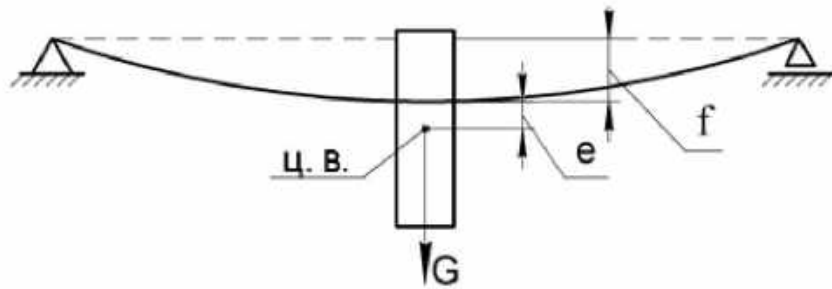


Рис. 146. Статичний прогин вала

Якщо тепер диск вивести з положення рівноваги і потім відпустити, він буде здійснювати коливання. Такі коливання, які підтримуються тільки пружними силами вала, називаються вільними, або власними. З плином часу ці коливання загасають.

Надалі при обертанні вала під дією відцентрової сили від незрівноваженості виникає додатковий динамічний прогин y (рис. 147).

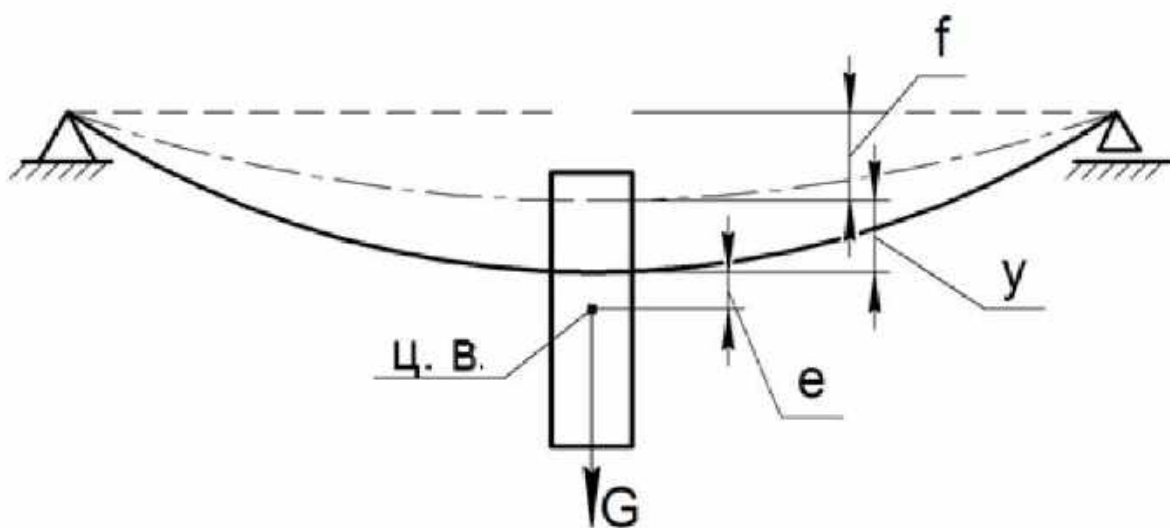


Рис. 147. Динамічний прогин вала

Під дією сили, яка змінюється в часі, внаслідок незрівноваженості вал буде здійснювати вимушені коливання. При цьому вал буде здійснювати складний рух, який називається прямою синхронною прецесією, тобто буде обертатися навколо своєї осі і обертатися разом з віссю. Оскільки відцентрова сила ($F_{\text{ц}}$) є гармонійною, то вал буде здійснювати гармонічні коливання.

Відцентрова сила інерції $F_{\text{ц}}$ зрівноважується відновлювальною силою, що дорівнює добутку жорсткості коливальної системи C і деформації y , тобто

$$m(y+e)\omega^2 = c \cdot y,$$

$$\text{звідси динамічний прогин } y = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2}.$$

Кутова швидкість обертання вала може досягти такого значення, при якому вираз $(c - m\omega^2)$ дорівнюватиме нулю. При цьому динамічний прогин буде прагнути до нескінченності ($y \rightarrow \infty$) і настає явище резонансу (збіг частот власних і вимушених коливань). Ця частота обертання називається критичною і буде дорівнювати:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

З цього виразу видно, що критична частота вала прямо пропорційна жорсткості вала C і обернено пропорційна масі диска m .

Оскільки жорсткість $c = G/f$ і маса диска $m = G/g$, то критичні оберти вала можна записати через статичний прогин вала f :

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f}}.$$

Якщо диск розташовується посередині між опорами вала, то статичний прогин можна визначити за залежностями з курсу "Опір матеріалів":

$$f = \frac{G \cdot l^3}{48EI}.$$

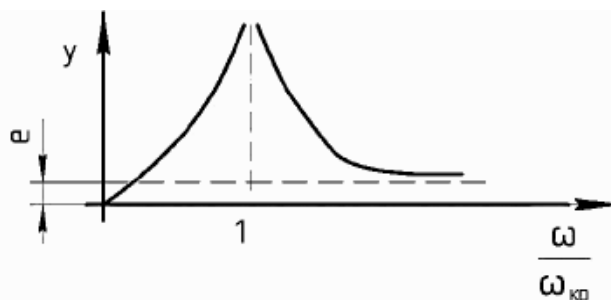
При збільшенні частоти обертання вала вище критичної ексцентриситет e набуває від'ємного значення, що відповідає положенню центру мас по іншій бік пружної лінії (осі обертання). Отже, у закритичній зоні ($n > n_{\text{кр}}$) вимушені коливання знаходяться у протилежній фазі відносно сили, що обертається (зсув фаз дорівнює π).

Для закритичної області динамічний прогин знаходимо за залежністю

$$y = \frac{m\omega^2 e}{m\omega^2 - c} = \frac{e}{1 - \frac{c}{m\omega^2}} = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega_{\text{кр}}}{\omega}\right)^2}.$$

З останнього рівняння випливає, що при збільшенні кутової швидкості понад критичної динамічний прогин зменшується, тобто відбувається самоцентрування вала. При $\omega \rightarrow \infty$, $y \rightarrow e$.

Залежність прогину y від величини відношення $\omega/\omega_{кр}$ має такий вигляд:



Для валів, що являють собою більш складну коливальну систему (наприклад, багатомасових), визначення критичної частоти обертання пов'язано зі значними труднощами. Існують наближені методи оцінювання критичних частот обертання таких систем, наприклад метод Релея.

Розрахунок на коливання зводиться до вибору геометричних і робочих параметрів валоприводу, при яких можна уникнути небезпечних режимів роботи, пов'язаних з резонансом.

Матеріали і термообробка валів і осей

Вибір матеріалу і термічної обробки валів і осей визначається критеріями їх працездатності.

Основними матеріалами для валів і осей є вуглецеві і леговані сталі. Для більшості валів застосовують термічну обробку.

Для високонавантажених валів відповідальних машин застосовують леговані сталі: 40ХН, 30ХГСА та ін. Вали з цих сталей зазвичай поліпшують, загартовують з високим відпуском або піддають поверхневому загартуванню з низьким відпуском. Швидкохідні вали, які обертаються в підшипниках ковзання, потребують дуже високої твердості цапф. У цьому випадку вали виготовляють зі сталей 20Х, 12ХН3А та ін., що цементуються, або сталей 38Х2МЮА, що азотуються.

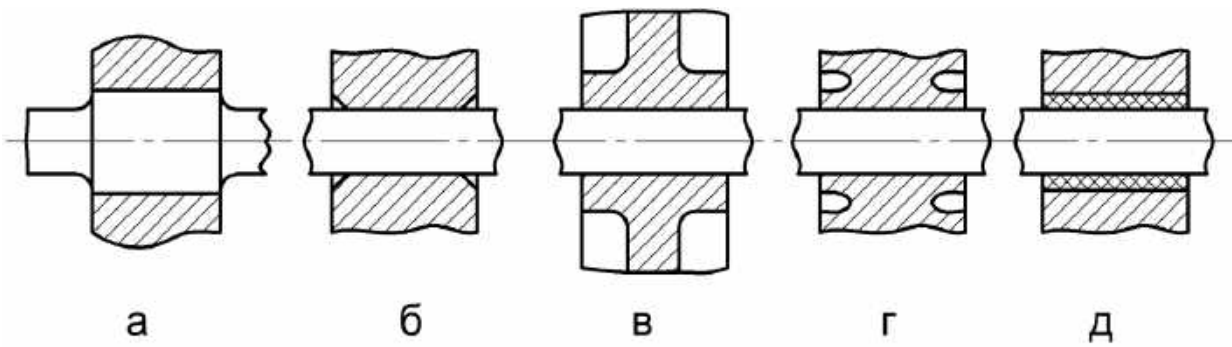
Для деяких фасонних валів (колінчастих) поряд зі сталлю застосовують високоміцні і модифіковані чавуни.

6.5. Конструктивні й технологічні заходи підвищення витривалості валів і осей

Конструктивні заходи

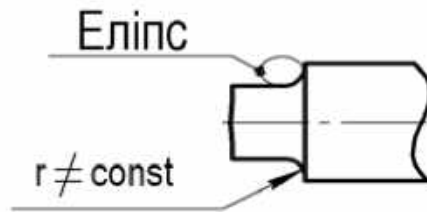
1. Спостережуване різке зниження опору втоми валів у місцях посадок в основному пов'язано з концентрацією тиску і фретинг-корозією, спричиненою місцевими прослизаннями і кромковими тисками.

Конструктивні засоби підвищення витривалості покажемо на такому рисунку:



- а) потовщення підматочиної частини вала;
- б) закруглення кромки маточини;
- в) стоншення маточини;
- г) розвантажувальні канавки;
- д) втулки з матеріалу з низьким модулем пружності.

2. Небезпечною зоною є також перехід галтелі до меншого діаметра. Для підвищення витривалості вала застосовують галтелі еліптичної форми, а частіше галтелі, окреслені двома радіусами кривизни:



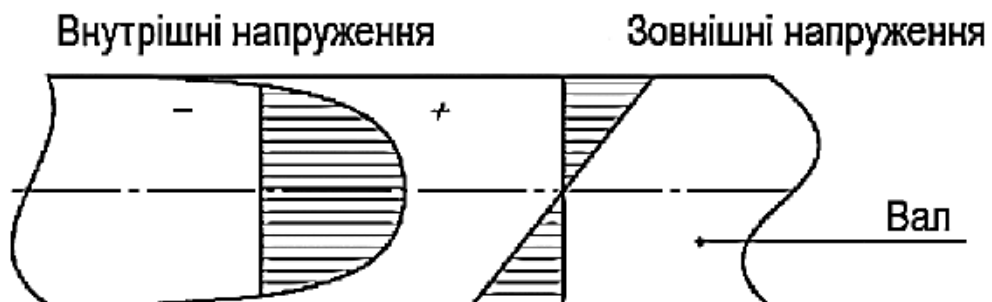
Технологічні заходи

1. Зміцненням маточиних частин поверхневим наклепом (обкатка роликом або кулькою) можна підвищити границю витривалості валів на 80...100 %.

2. Пластичним зміцненням галтелі (обкаткою роликами, а при великих діаметрах валів – чеканенням) можна підвищити несучу здатність валів в 1,5 – 2 рази.

3. Хіміко-термічна обробка (гартування, цементация, азотування, ціанування) також сприяє ефекту зміцнення.

У перерізі вала напруження після зміцнення має такий вигляд (епюра внутрішніх напружень):



Якщо вал далі навантажити зовнішніми моментами, то напруження розтягнення зменшиться внаслідок внутрішніх зусиль.

7. ПІДШИПНИКИ

7.1. Призначення і класифікація

Підшипники є опорами для валів і обертових осей. Вони сприймають радіальні й осьові навантаження, прикладені до вала, і передають їх на корпус машини.

За видом тертя розрізняють:

а) підшипники ковзання, в яких опорна ділянка вала ковзає по поверхні підшипника;

б) підшипники кочення, в яких тертя ковзання замінюють тертям кочення за допомогою установаження кульок або роликів між опорними поверхнями підшипника і вала.

За сприймальним навантаженням розрізняють:

а) радіальні підшипники, що сприймають радіальні навантаження;

б) упорні підшипники, що сприймають осьові навантаження;

в) радіально-упорні підшипники, що сприймають радіальні й осьові навантаження.

Усі типи підшипників значно поширені.

7.2. Підшипники кочення

7.2.1. Переваги, недоліки і конструкція підшипників кочення

Підшипник кочення (рис. 148) складається з таких деталей:

а) зовнішнього (1) і внутрішнього (2) кілець з доріжками кочення;

б) тіл кочення (3) (кульок або роликів);

в) сепараторів (4), які поділяють і направляють тіла кочення.

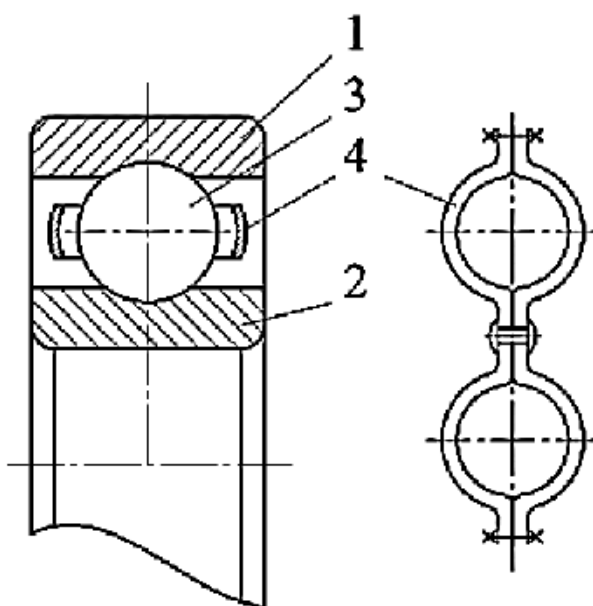


Рис. 148. Конструкція підшипника кочення

Підшипники кочення – це група деталей, найбільш широко стандартизованих у міжнародному масштабі, взаємозамінних і централізовано виготовлених у масовому виробництві.

Промисловість виробляє понад 15 тисяч типорозмірів підшипників від 0,5 мм до 2 м (і більше), масою від 0,4 кг до 7 тонн, загальною кількістю до мільйона штук щорічно.

Основні переваги підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання:

- 1) менше тертя і теплоутворення, незначна залежність моменту тертя від швидкості;
- 2) значно менші вимоги щодо догляду, менша витрата мастильних матеріалів;
- 3) велика несуча здатність на одиницю ширини підшипника;
- 4) значно менша витрата кольорових матеріалів і менші вимоги до термічної обробки валів.

Недоліки підшипників кочення:

- 1) підвищені радіальні габарити (діаметральні);
- 2) високі контактні напруження і тому обмежений термін служби;
- 3) менша здатність демпфірування коливань, ніж у підшипників ковзання;
- 4) підвищений шум при високих частотах обертання.

За формою тіл кочення підшипники поділяють:

- 1) на кулькові;
- 2) роликові.

Шарикопідшипники

1. Кульковий радіальний однорядний підшипник (рис. 149).

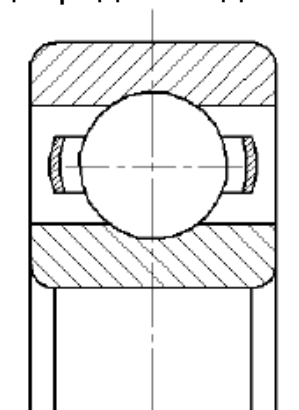


Рис. 149. Кульковий радіальний однорядний підшипник

Цей підшипник в основному призначено для сприйняття радіальних навантажень, але він може сприймати й невеликі осьові навантаження.

Задовільно працює при перекосі кілець на кут не більше 8 хвилин, є найбільш масовим типом підшипника.

2. Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник (рис. 150).

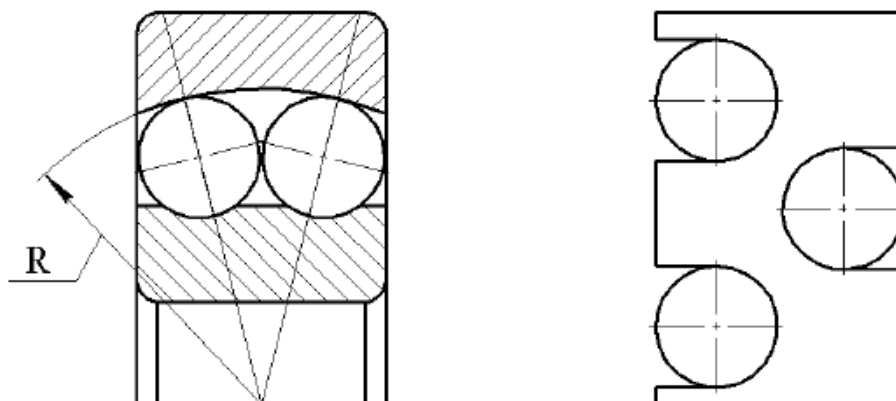


Рис. 150. Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник

Цей підшипник призначено для сприйняття радіальних навантажень, допускає значні перекоси кілець (до $1,5...4^\circ$). Підшипник допускає осьову фіксацію вала і дуже невелике осьове навантаження.

Доріжку кочення зовнішнього кільця виконують по сферичній поверхні, описаній з центру підшипника.

3. Кульковий радіально-упорний підшипник (рис. 151).

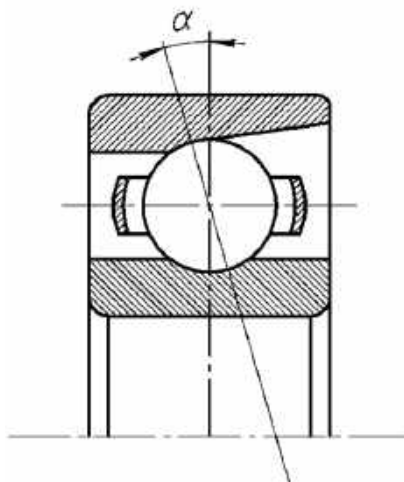


Рис.151. Кульковий радіально-упорний підшипник

Цей підшипник призначено для сприйняття спільно діючих радіальних і односторонніх осьових навантажень (у наведеній конструкції праворуч). Може сприймати чисто осьове навантаження. Застосовують переважно при середніх і високих частотах обертання. Один з бортів зовнішнього або внутрішнього кільця зрізаний майже повністю, що дозволяє закладати в підшипник на 45 % більше кульок того ж діаметра, ніж у звичайний радіальний підшипник.

Кут контакту кульок $\alpha = 12^\circ$, $\alpha = 26^\circ$, $\alpha = 36^\circ$.

Підшипники часто встановлюють по два і більше в опору, що забезпечує велику вантажопідйомність опори, здатність сприймати двосторонні осьові навантаження і створювати попередній натяг.

4. Кульковий радіально-упорний однорядний підшипник з рознімним внутрішнім кільцем і контактом у трьох або чотирьох точках (рис. 152).

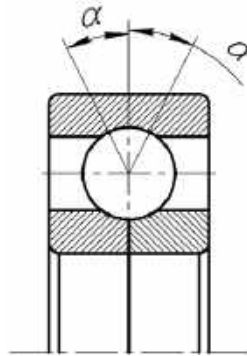


Рис. 152. Кульковий радіально-упорний однорядний підшипник з рознімним внутрішнім кільцем і чотирма точками контакту

Цей підшипник призначено для роботи при радіальних і двосторонніх осьових навантаженнях в умовах обмежених габаритів по осі. Радіальна вантажопідйомність при чотириточковому контакті і підвищеній кількості кульок вище середньої вантажопідйомності однорядних радіальних підшипників приблизно в 1,7 раза.

5. Кульковий упорний підшипник (рис. 153).

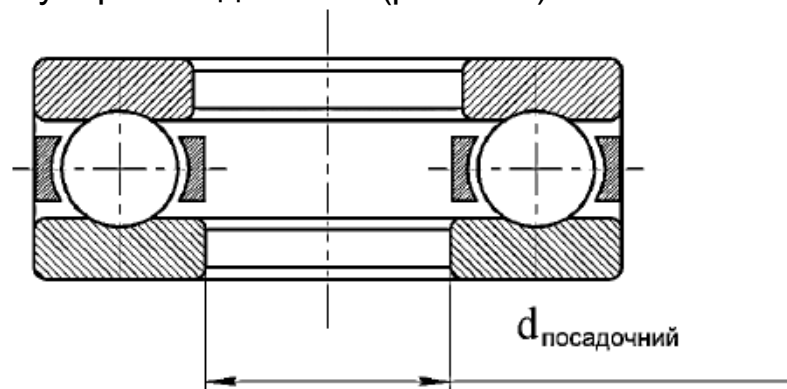


Рис. 153. Кульковий упорний підшипник

Цей підшипник призначено для сприйняття односторонніх осьових навантажень. Задовільно працює при низьких і середніх частотах обертання. При високих частотах обертання підшипники працюють погано внаслідок відцентрових сил і гіроскопічних моментів, що діють на кульки. Одне кільце підшипника встановлюється на вал по посадці з натягом.

Підшипник можна виконувати двостороннім із середнім кільцем, що закріплюється на валу кільцем, яке має два жолоби (рис. 154).

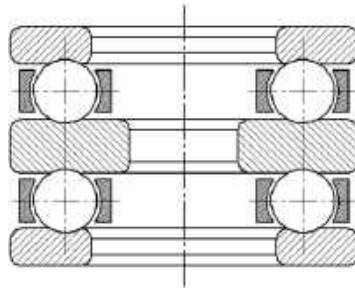


Рис. 154. Кульковий упорний двосторонній підшипник

Роликопідшипники

1. Роликовий радіальний підшипник з короткими роликами (рис. 155).

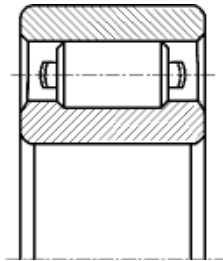


Рис. 155. Роликовий радіальний підшипник з короткими роликами

Цей підшипник призначено для сприйняття підвищених радіальних навантажень. Вантажопідйомність його на кілька десятків відсотків вище вантажопідйомності однорядного радіального кулькового підшипника. Допускає деяке осьове взаємне зміщення кілець, а тому зручний у разі великих температурних деформацій валів.

За необхідності осьової фіксації у двох напрямках застосовують конструкції з додатковим бортом і упорною шайбою (рис. 156).

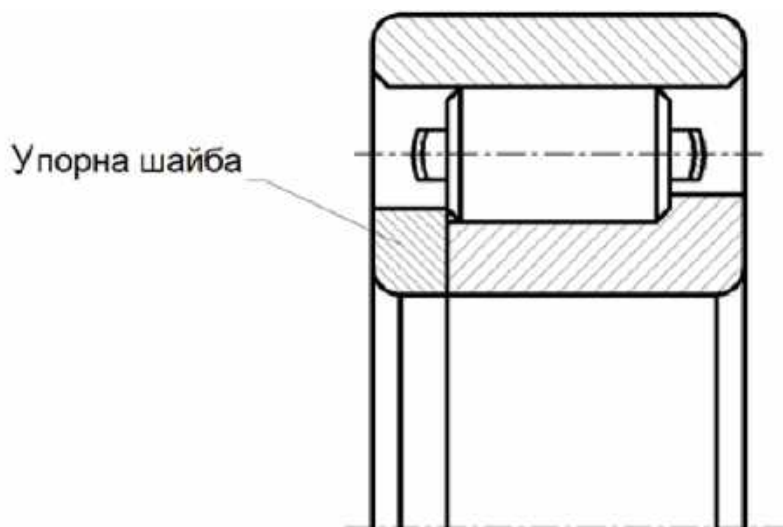


Рис. 156. Роликовий підшипник з упорною шайбою

2. Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник (рис. 157).

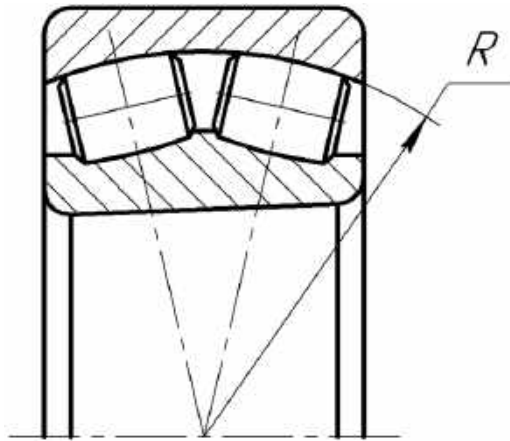


Рис. 157. Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник

Цей підшипник призначено для сприйняття особливо великих радіальних навантажень при можливих значних ($0,5...2,5^\circ$) перекосах кілець, але дуже чутливий до осьових навантажень. Доріжка кочення зовнішнього кільця виконана по сферичній поверхні. Ролики мають бочкоподібну форму.

Недолік цього підшипника – технологічно є найбільш складним.

3. Роликовий радіально-упорний конічний підшипник (рис. 158).

Цей підшипник призначено для сприйняття спільної дії радіальних і односторонніх осьових навантажень при середніх швидкостях (до 15 м/с). Радіальна вантажопідйомність значно вище, ніж у радіального однорядного шарикопідшипника. Цей підшипник має дуже широке застосування у машинобудуванні, відрізняється зручністю збирання та розбирання. Кут контакту $\alpha = 10...16^\circ$. Підшипники, які призначені для сприйняття особливо великих осьових навантажень, виконують з кутом контакту близько $20...30^\circ$.

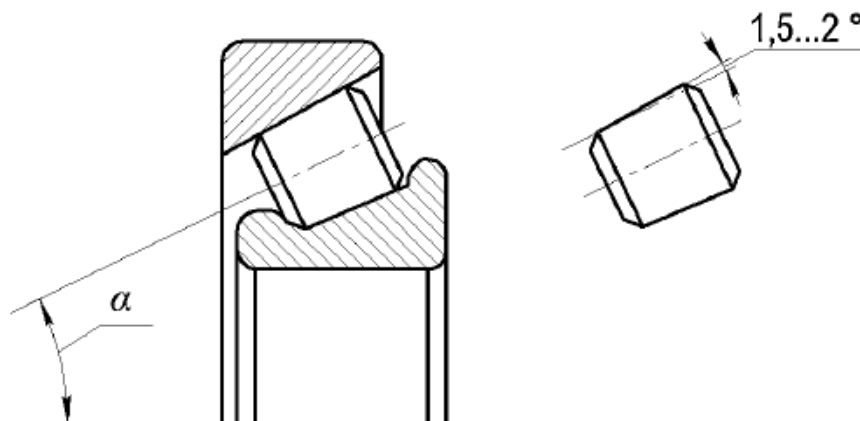


Рис. 158. Роликовий радіально-упорний конічний підшипник

4. Голчастий роликпідшипник (рис. 159).

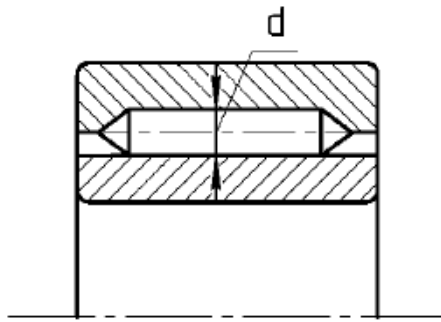


Рис. 159. Голчастий роликопідшипник

Цей підшипник застосовують при дуже обмежених радіальних габаритах і при швидкостях на валу до 5 м/с (наприклад, муфти карданних валів і т. д.). Має високу радіальну вантажопідйомність, але осьових навантажень не сприймає. Голки мають діаметр $d = 1,6...6$ мм та довжину, що у 4 – 10 разів перевищує діаметр. Довговічність голок відносно невисока, оскільки підшипник працює в режимах кочення в навантаженій зоні і ковзання в ненавантаженій зоні.

Порівнюючи шарикокопідшипники і роликопідшипники, можна відзначити, що шарикокопідшипники у середньому більш швидкохідні, а роликопідшипники мають більш високу (у середньому на 50...70 %) вантажопідйомність.

7.2.2. Точність підшипників кочення

Точність підшипників кочення визначається:

- а) точністю основних розмірів деталей підшипників;
- б) точністю обертання.

Важливим показником точності є точність обертання, вона характеризується радіальними і бічними биттями доріжок кочення. Найбільше значення має точність обертання обертового кільця, тобто в більшості випадків внутрішнього.

Підшипники кочення випускають таких класів точності у порядку підвищення точності: 0, 6, 5, 4, 2. При підвищенні класів точності вартість підшипників істотно зростає. Для більшості валів і осей загального призначення застосовують підшипники класу точності 0.

7.2.3. Розподілення навантаження між тілами кочення

Сили на тіла кочення при радіальному навантаженні підшипника розподіляються нерівномірно. У сприйнятті навантаження беруть участь тільки тіла кочення, розташовані на дузі, що не перевищує 180° (навантажена зона). Найбільш завантаженими є кулька або ролик, розташований у напрямку дії сили на підшипник. Задача про розподіл сил між тілами кочення є статично невизначеною.

Припускаємо, що тіла кочення, розташовані симетрично відносно площини дії сили, навантажені однаково (рис. 160).

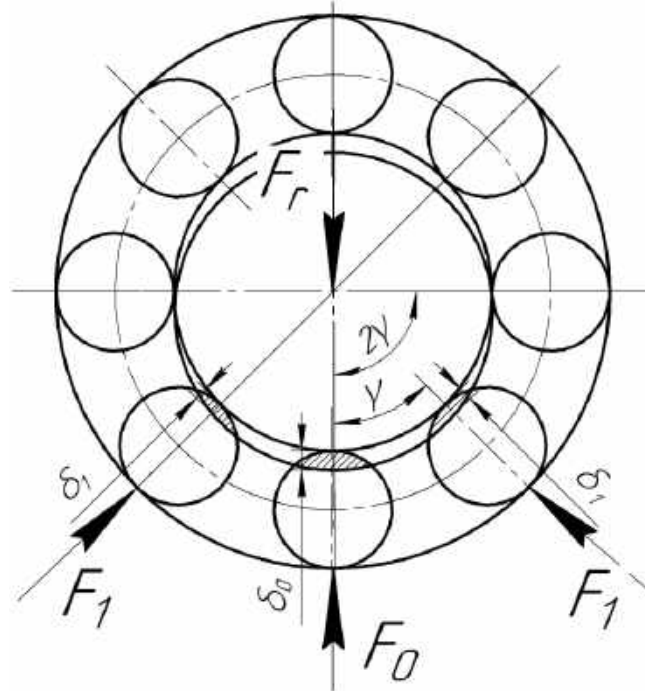


Рис. 160. Розподіл навантаження між тілами кочення

Позначимо силу на найбільш навантажене тіло кочення через F_0 , на тіло, розташоване відносно площини навантаження під кутом (дорівнює кутовому кроку), через F_1 , під кутом 2γ – через F_2 , під кутом $n \cdot \gamma$ – через F_n , де n – половина тіл кочення у навантаженій зоні.

Припустимо також для простоти, що тіла кочення розташовуються симетрично відносно площини навантаження.

Умову рівноваги внутрішнього кільця, навантаженого радіальною силою F_r можна записати у такому вигляді:

$$F_r = F_0 + 2 \cdot F_1 \cdot \cos\gamma + 2 \cdot F_2 \cdot \cos 2\gamma + \dots + 2 \cdot F_n \cdot \cos n\gamma.$$

Крім рівняння статки використовуємо рівняння переміщень. Зближення тіл кочення і кілець дорівнюють відповідним проекціям повного переміщення кільця δ_0 , тобто

$$\delta_1 = \delta_0 \cdot \cos\gamma; \delta_2 = \delta_0 \cdot \cos 2\gamma; \delta_i = \delta_0 \cdot \cos i\gamma,$$

де i – номер тіла кочення.

Залежність між зближенням δ кульок і кілець і стискальним навантаженням F , встановлена методами теорії пружності, має вигляд

$$\delta = c \cdot F^{\frac{2}{3}},$$

де c – коефіцієнт пропорційності.

Запишемо рівняння зближення кілець через сили:

$$F_1 = F_0 \cdot (\cos \gamma)^{3/2}; F_2 = F_0 \cdot (\cos 2\gamma)^{3/2}; F_i = F_0 \cdot (\cos i\gamma)^{3/2}.$$

Підставляючи залежності у рівняння рівноваги, одержуємо

$$F_r = F_0 \left[1 + 2 \sum_{i=1}^n (\cos i\gamma)^{5/2} \right].$$

Звідси визначаємо F_0 :

$$F_0 = k \cdot \frac{F_r}{z},$$

$$\text{де } k = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n (\cos i\gamma)^{5/2}}; z - \text{загальна кількість тіл кочення.}$$

Підраховано, що величина $k \approx 4,37$ для будь-якої кількості кульок.

Увівши поправку на вплив радіального зазору і неточності розмірів деталей, практично приймають

$$F_0 = 5 \cdot \frac{F_r}{z}.$$

Розподілення навантаження між тілами кочення може бути дещо вирівняним пружними деформаціями корпусів. Отвір набуває форми еліптичного циліндра.

7.2.4. Причини виходу з ладу підшипників кочення

Для підшипників кочення можна зазначити такі основні причини втрати працездатності.

1. Утомне викришування робочих поверхонь.

При коченні кульок або роликів по бігових доріжках у поверхневих шарах контактованих тіл утворюються змінні напруження, які після певної кількості циклів навантаження призводять до появи мікротріщин, що починаються від поверхні. Останні розклинюються проникаючим в них мастильним матеріалом, що призводить до викришування. Зазвичай викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець, у більшості підшипників – на внутрішніх.

На кульках викришування починається в найбільш слабкій за механічними властивостями зоні виходу волокон при штампуванні або прокатуванні.

Утомне викришування є основним видом виходу з ладу підшипників кочення, що працюють при значних навантаженнях в умовах гарної ізоляції від забруднень.

2. Руйнування кілець і тіл кочення.

З механічних руйнувань найбільш частими є:

а) сколювання бортів у роликотидшипників;

б) розплющення кілець при великих динамічних навантаженнях;

в) розплющення кульок.

При нормальній експлуатації руйнування елементів підшипників не повинно відбуватися.

3. Знос кілець і тіл кочення.

Спостерігається при недостатньому захисті від абразивних частинок (пилу і бруду). Знос є основним видом руйнування підшипників автомобільних, тракторних, гірських, будівельних та інших подібних машин.

Зношення можна зменшити вдосконаленням конструкції ущільнень і змащування.

4. Утворення вм'ятин на робочих поверхнях (бринелювання).

Спостерігається при динамічних навантаженнях і при великих статичних навантаженнях. Пов'язано з місцевими пластичними деформаціями. Небезпека утворення вм'ятин істотна в транспортних машинах, в яких можливі великі миттєві динамічні навантаження.

5. Руйнування сепараторів.

Цей вид руйнування спричиняється відцентровими силами і впливом на сепаратор тіл кочення. Впливи на сепаратор тіл кочення особливо істотні в підшипниках, що працюють з осьовим навантаженням. Цей вид руйнування характерний для швидкохідних умов роботи підшипника.

6. Можливі відмови підшипників кочення через неможливість змащування.

Сучасні розрахунки підшипників кочення базуються тільки на двох критеріях працездатності:

1) розрахунок на динамічну вантажопідйомність (розрахунок на довговічність) за критерієм витривалості (відсутність викришування);

2) розрахунок на статичну вантажопідйомність (на відсутність вм'ятин).

7.2.5. Розрахунок підшипників кочення за статичною та динамічною вантажопідйомністю

Розрахунок на довговічність

Цей розрахунок виконують при частоті обертання вала $n > 10$ об/хв.

На основі багатьох експериментальних робіт було одержано таку залежність між ресурсом – сумарною кількістю мільйонів обертів до появи ознак втоми і еквівалентним навантаженням F :

$$L = \alpha_1 \cdot \alpha_{23} \left(\frac{C}{F} \right)^P .$$

Тут P – показник степеня, який відповідно до результатів експериментів для шарикопідшипників дорівнює 3, а для роликотпідшипників – 10/3;

C – динамічна вантажопідйомність. Це таке постійне радіальне навантаження, яке підшипник може витримати протягом 10^6 обертів при ймовірності безвідмовної роботи 90 %;

α_1 – коефіцієнт, що вводиться за необхідності підвищення надійності:

при надійності 0,9; 0,95; 0,96; 0,97 0,98; 0,99;

$\alpha_1 = 1,0; 0,62; 0,53; 0,44; 0,33; 0,21;$

α_{23} – коефіцієнт, що враховує якість металу підшипника і умови експлуатації.

Згідно з ІСО (Міжнародна організація зі стандартизації) якість металу і умови експлуатації враховуються згідно з коефіцієнтами α_2 і α_3 , де $\alpha_2 \cdot \alpha_3 = \alpha_{23}$.

Наведена залежність являє собою рівняння похилої частини кривої втоми (рис. 161).

Горизонтальна частина кривої втоми в робочому діапазоні циклів навантаження не виявляється.

Підбір підшипників кочення здійснюють за динамічною вантажопідйомністю C , яка наведена в каталогах (з 1984 року в ньютонках, раніше в кілограмах сили).

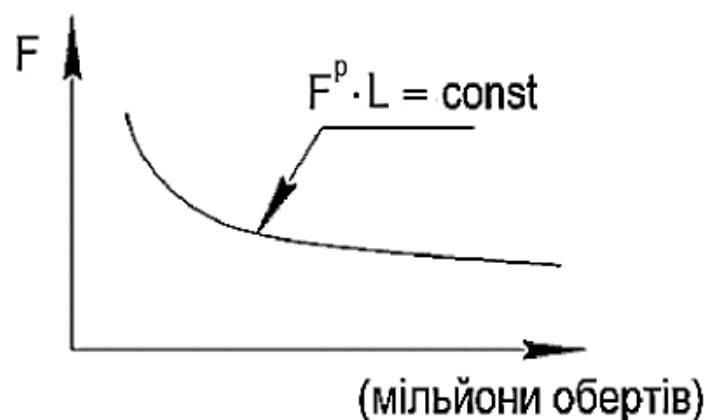


Рис. 161. Залежність еквівалентного навантаження F від кількості мільйонів обертів L

Необхідну динамічну вантажопідйомність обчислюють за такою залежністю:

$$C = \left(\frac{L}{\alpha_1 \cdot \alpha_{23}} \right)^{1/P} \cdot F.$$

Тут $L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}$ – розрахунковий ресурс, млн обертів;

L_h – ресурс, год; n – частота обертання, об/хв.

Еквівалентне радіальне навантаження F для різних типів підшипників визначають за такими формулами:

1) $F = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$ – для радіальних шарикопідшипників і радіально-упорних шарико- і роликопідшипників;

2) $F = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$ – для упорно-радіальних шарико- і роликопідшипників;

3) $F = V \cdot F_r \cdot K_\delta \cdot K_T$ – для радіальних роликопідшипників;

4) $F = F_a \cdot K_\delta \cdot K_T$ – для упорних підшипників.

У формули входять такі параметри:

F_r – радіальне навантаження, Н; F_a – осьове навантаження, Н; X , Y – коефіцієнти, що враховують різну шкідливу дію радіальних і осьових навантажень (призначаються за довідковими таблицями); V – коефіцієнт обертання, який дорівнює одиниці при обертанні внутрішнього кільця і 1, 2 – при обертанні зовнішнього кільця; K_δ – коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження (призначається за довідковими таблицями); K_T – температурний коефіцієнт, що вводиться тільки при підвищеній робочій температурі $T > 100$ °С (також призначається за довідковими даними).

При розрахунку радіально-упорних підшипників необхідно враховувати, що в них при радіальному навантаженні виникає осьова сила S (рис. 162).

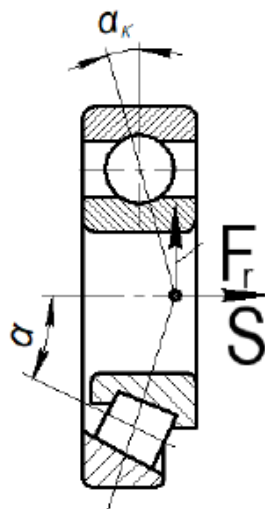


Рис. 162. До виникнення осьової сили в радіально-упорному підшипнику

Виникаюча осьова сила береться така:

$S = e \cdot F_r$ – для шарикопідшипників;

$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r$ – для роликотпідшипників. Коефіцієнт 0,83 пов'язаний з іншим законом розподілу навантаження між тілами кочення;

$e = \frac{F_a}{V \cdot F_r}$ – параметр осьового навантаження, який призначається за довідковими таблицями і графіками.

Підшипники, що працюють при змінних навантаженнях, підбираються за еквівалентним навантаженням, під яким розуміють навантаження, що спричиняє такий же ефект втоми, що і весь комплекс діючих навантажень.

Еквівалентне навантаження обчислюють таким чином:

$$F = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot L_1 + F_2^3 \cdot L_2 + \dots + F_n^3 \cdot L_n}{L}},$$

де F_1, F_2, F_n – постійне навантаження, що діє протягом ресурсу, відповідно L_1, L_2, L_n (мільйони обертів); L – загальний ресурс (мільйони обертів), протягом якого діють навантаження F_1, F_2, F_n .

Підсумовування виконують за кількістю режимів роботи.

Статична вантажопідйомність підшипників

Підбір підшипників за статичною вантажопідйомністю виконують при частоті обертання $n \leq 1$ об/хв за умови

$$F_0 \leq C_0,$$

де F_0 – еквівалентне статичне навантаження;

C_0 – статична вантажопідйомність підшипника, взята з каталогу.

Еквівалентне статичне навантаження для радіальних шарикотпідшипників, радіально-упорних шарико- і роликотпідшипників визначається як більше за такими залежностями:

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad \text{і} \quad F_0 = F_r,$$

де значення коефіцієнтів X_0 і Y_0 призначають за довідковими таблицями.

Підшипники, що розраховуються на малий ресурс і працюють при малих швидкостях, але при змінних навантаженнях, слід перевіряти на статичну міцність.

При n від 1 до 10 обертів у хвилину розрахунок виконують, як для $n = 10$ об/хв.

7.2.6. Швидкохідність підшипників кочення

Граничні швидкості обертання підшипників обмежуються:

1) підвищенням температури з позиції стійкості мастильного матеріалу і небезпеки відпуски тіл кочення і кілець;

2) міцністю і довговічністю сепараторів, руйнування яких пов'язане з попереднім зношенням;

3) прискореним утомним викришуванням у результаті руйнування кілець і тіл кочення у зв'язку з великою кількістю циклів навантаження в одиницю часу.

Граничну частоту обертання $n_{гр}$ підшипника визначають згідно з умовою, за якою добуток $D_{pw} \cdot n$ не повинен перевищувати деякої встановленої для кожного типу підшипника величини.

Тут $D_{pw} = 0,5 \cdot (d + D)$, де d і D – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри підшипника, мм.

Граничну частоту обертання в визначають за формулою, об/хв:

$$n_{гр} = \frac{(D_{pw} \cdot n) \cdot k}{D_{pw}}$$

де $(D_{pw} \cdot n)$ – швидкісний параметр, найменше значення якого залежно від типу підшипника і виду мастильного матеріалу наведено в довідкових таблицях;

k – коефіцієнт, що враховує вплив навантаження, яке сприймає підшипник.

Гранична швидкохідність підшипника обмежується зазначеною в каталозі граничною частотою обертання $n_{гр}$ каталогу:

$$n_{гр} \leq n_{гр \text{ каталогу}}$$

Заходи, що підвищують граничну швидкість підшипника:

- 1) застосування підшипників високих класів точності;
- 2) застосування підшипників зі зменшеними втратами на тертя;
- 3) зменшення діаметрів кульок, перехід на більш легкі серії;
- 4) застосування масивних сепараторів з високоякісних матеріалів;
- 5) удосконалення системи змащування (змащування масляним туманом).

7.2.7. Матеріали і послідовність розрахунку підшипників кочення

Матеріали підшипників кочення

Основним матеріалом для кілець і тіл кочення підшипників є шарикопідшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ15 і ШХ15СГ.

Широко застосовують також леговані сталі 18ХГТ і 20Х2Н4А, що цементуються. Твердість кілець і роликів зазвичай становить 60...65 HRC, кульок – 62...66 HRC.

Для роботи в умовах високих температур застосовують теплостійкі (жароміцні) сталі EI-347ш та ін.

Сепаратори масових підшипників виготовляють з м'якої вуглецевої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників застосовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, дюралюмінію, металокераміки, текстоліту та інших пластмас.

Послідовність розрахунку підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю

Вихідними даними для розрахунку підшипників кочення зазвичай є: крутний момент на валу T , Н·мм; діаметри зубчастих коліс d_w , мм; частота обертання вала n , хв^{-1} ; ресурс підшипника L_h , год; тип зачеплення.

Розрахунок виконують у такій послідовності:

1. Визначають складові нормальної сили в зачепленні: F_r – радіальну, F_t – колову і F_a – осьову навантаження.

2. Залежно від конструктивної схеми визначають реакції в опорах, використовуючи методи опору матеріалів.

3. Для найбільш навантаженої опори і прийнятого типу підшипника розраховують еквівалентне навантаження F за формулами, наведеними в підрозд. 7.2.5.

4. Визначають розрахунковий ресурс в мільйонах обертів L за формулою, наведеною в підрозд. 7.2.5.

5. Визначають динамічну вантажопідйомність підшипника C за формулою, наведеною в підрозд. 7.2.5.

6. За розрахованою динамічною вантажопідйомністю C_p і діаметру вала вибирають стандартний підшипник кочення в каталозі.

При виборі стандартного підшипника кочення необхідно узгодити його з діаметром вала, при цьому необхідно розглядати різні серії і типи підшипників, а при необхідності змінювати діаметр вала (в бік збільшення).

7.3. Підшипники ковзання

7.3.1. Загальні відомості і застосування

Тенденція зростання швидкостей обертання роторів сучасних швидкохідних машин, а також наявність в них залишкової незрівноваженості призводить до збільшення віброперевантажень, вібропереміщень і зростання амплітуд коливань роторів. Необхідність демпфірування коливань зовнішнього навантаження сприяє все більшому поширенню як опори роторів швидкохідних машин підшипників ковзання.

В авіаційній промисловості фірмою Pratt Whitney розроблено двигун з редуктором і тягою 8 і 10 тонн. Як підшипники зубчастих коліс внутрішнього зачеплення використовуються підшипники ковзання рідинного тертя.

Фірмою ВАТ «Кузнєцов» був розроблений газотурбінний двигун НК-93 з редуктором. У зв'язку з великою потужністю, яку редуктор передає на підшипники зубчастих коліс внутрішнього зачеплення, діють дуже великі навантаження близько 10...20 тонн при частоті обертання ротора близько 10000 об/хв. При таких великих навантаженнях і високій частоті обертання підшипники кочення не можуть забезпечити необхідний призначений ресурс, який становить понад 10000 годин. Альтернативою підшипників кочення для підвісу зубчастих коліс редуктора авіаційного двигуна є підшипники ковзання з рідинним мастилом. Ці підшипники здатні витримувати великі навантаження і мають при високій частоті обертання дуже великий ресурс.

У загальному машинобудуванні підшипники ковзання рідинного тертя також широко застосовуються в парових і газових турбінах, насосах, центрифугах, турбогенераторах для атомних електростанцій і т. д.

Підшипники ковзання – це опори обертових деталей, що працюють в умовах ковзання поверхні цапфи (опорної частини вала) по поверхні підшипника.

Вони складаються (рис. 163) з опорної частини вала (цапфи) 1 і відповідно підшипника 2, в якому ковзає цапфа. На рисунку:

d – діаметр підшипника;

L – довжина підшипника;

F_r – радіальне навантаження, що діє на підшипник.

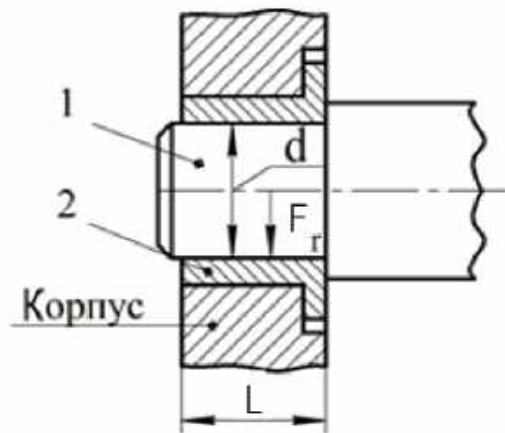


Рис. 163. Опорна частина вала на підшипнику ковзання

Переваги та недоліки підшипників ковзання

Підшипники ковзання застосовують:

- 1) при високих вібраційних і ударних навантаженнях;
- 2) низьких і особливо високих частотах обертання;
- 3) підвищених вимогах до точності положення вала;
- 4) при роботі у воді і агресивних середовищах;
- 5) при недостатньому змащуванні або без змащування;
- 6) за необхідності виконання діаметрального розніму (наприклад, для колінчастих валів);

7) за відсутності підшипників кочення необхідних діаметрів (мініатюрні й особливо великі вали) та ін.

Надійність роботи підшипників визначає працездатність і довговічність машин.

Недоліки підшипників ковзання:

1) потребують підведення мастила і іноді під великим тиском, для підтримки режиму рідинного тертя;

2) для великогабаритних підшипників ковзання, що працюють з великим тепловиділенням, потрібно відведення виділеного тепла (охолодження); підшипники зі звичайними маслами надійно працюють лише до температур не вище 150 °С;

3) при роботі в умовах знижених температур зростає пусковий момент через загустіння масла.

7.3.2. Класифікація підшипників ковзання

За сприйманим навантаженням розрізняють (рис. 164):

1) радіальні (опорні) підшипники, що сприймають радіальне навантаження;

2) осьові (упорні) підшипники, які сприймають тільки осьові сили;

3) радіально-упорні підшипники, що сприймають радіальні і осьові сили, зазвичай їх функції виконують упорні підшипники, суміщені з радіальними.

Цапфу в кінці вала називають шипом.

Цапфу, яка передає осьове навантаження, називають п'ятою.

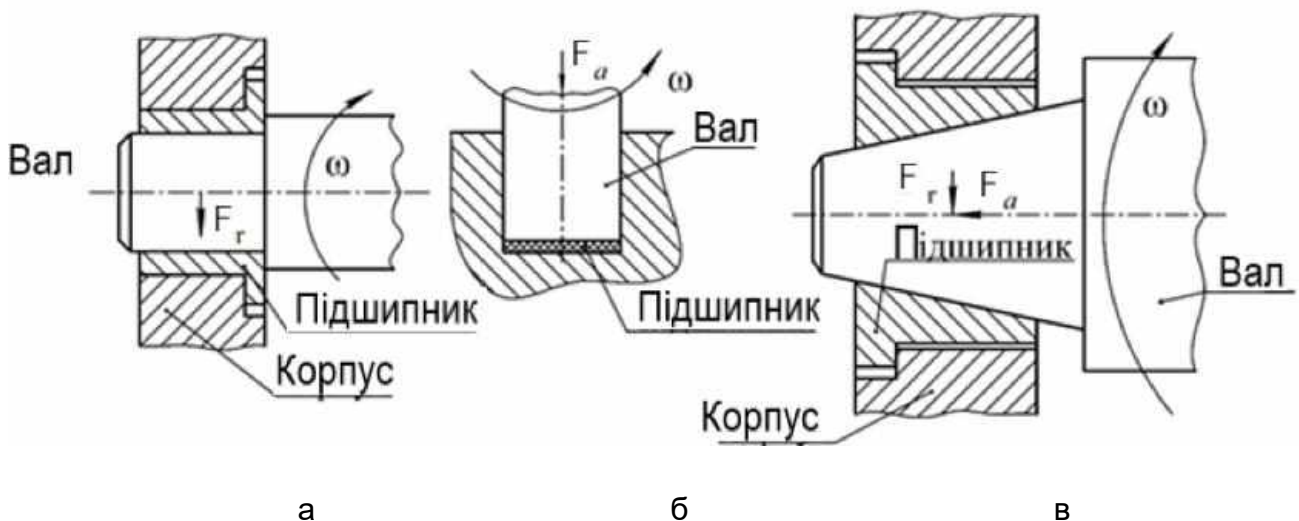


Рис. 164. Підшипники ковзання за сприйманим навантаженням:

а – радіальний підшипник; б – упорний підшипник; в – радіально-упорний підшипник

Розглянемо типи підшипників ковзання залежно від виду тертя. Для цього звернемося до діаграми тертя (рис. 165).



Рис. 165. Стан гідродинамічного підшипника при частоті обертання, яка дорівнює нулю (а), і в початковий момент руху (б)

Діаграма тертя являє собою залежність коефіцієнта тертя f від величин, що характеризують процес тертя.

На рисунку 165: f – коефіцієнт тертя; μ – динамічна в'язкість мастильного матеріалу; ω – частота обертання; $P_{\text{пит}} = F/(L \cdot d)$ – питомий тиск, Н/мм²; F – повне навантаження на підшипник; L і d – відповідно довжина і діаметр підшипника (див. рис. 163).

У перші миті обертання цапфи коефіцієнт тертя залишається майже постійним (ділянка кривої ab на рис. 165), а потім (починаючи з точки δ) спостерігається різке його зменшення, що відповідає переходу від сухого тертя (ділянка ab) до напівсухого і далі до граничного і напіврідкого (ліва ділянка кривої). При подальшому збільшенні кількості обертів цапфи коефіцієнт тертя продовжує зменшуватися до тих пір, поки найбільші нерівності робочої поверхні цапфи і підшипника не вийдуть із зачеплення і тертя перейде в область рідинного (на діаграмі цьому моменту відповідає точка δ). Потім коефіцієнт тертя монотонно підвищується внаслідок збільшення тертя в шарі мастила (права ділянка кривої – ділянка $\delta\zeta$).

Змінення коефіцієнта тертя в лівій ділянці кривої не залежить від об'ємних властивостей мастильного матеріалу, а залежить від матеріалів цапфи і підшипника, а також здатності мастильних матеріалів утворювати на змащуваних поверхнях міцні адсорбовані плівки. На правій ділянці кривої коефіцієнт тертя залежить від об'ємних властивостей мастильних матеріалів.

Сухе тертя має місце за відсутності між дотичними поверхнями нанесеного мастила.

Граничне тертя виникає тоді, коли товщина мастильного шару між поверхнями тертя така, що вона знаходиться в сфері дії силового поля, утвореного поверхнями тертя. Властивості мастильного матеріалу в граничному шарі значно відрізняються від його об'ємних властивостей.

Рідинне тертя має місце в тому випадку, коли поверхні тертя розділені досить великим шаром мастильного матеріалу.

Залежно від виду тертя розрізняють такі типи підшипників ковзання:

- 1) сухого тертя, тобто не потребують мастильного матеріалу;
- 2) напіврідинного тертя, що працюють в умовах періодичного або недостатнього змащування;
- 3) рідинного тертя, що працюють лише в умовах безперервної рясної подачі (насосом або самопливом) мастильної рідини.

З діаграми тертя видно також, що рідинне тертя є стійкою фазою режиму роботи підшипника. Припустимо, що підшипник працює в режимі рідинного тертя при якійсь характеристиці λ і що на роботу підшипника впливає який-небудь збуджувальний фактор, який спричиняє підвищення температури підшипника через надмірне тертя. Тоді внаслідок підвищеного тепловиділення в'язкість масла зменшується, а разом з в'язкістю зменшується і характеристика режиму роботи підшипника λ_1 . Але зі зменшенням в'язкості зменшується і коефіцієнт тертя і починає зменшуватися температура підшипника, у результаті чого в'язкість починає збільшуватися, прагнучи повернутися до колишньої величини.

Ліва ділянка кривої діаграми тертя є нестійкою областю режиму роботи підшипника.

Залежно від колової швидкості вала підшипники ковзання поділяють:

- 1) на тихохідні;
- 2) швидкохідні.

7.3.3. Види пошкодження і критерії працездатності підшипників ковзання

Досвід експлуатації показав, що підшипники, які працюють у режимі "сухого" і напіврідинного тертя, виходять з ладу з ряду причин:

- 1) заїдання;
- 2) пластичне деформування і намазування;
- 3) абразивне зношування, особливо небезпечне при засміченні мастильного матеріалу;
- 4) втомне руйнування і відшаровування фрикційного шару при вібраційних і ударних навантаженнях.

Ці пошкодження залежать від в'язкості мастильного матеріалу, питомого навантаження, швидкості та інших параметрів режиму роботи, які використовуються як критерії працездатності.

Підшипники ковзання в режимі рідинного тертя працюють практично без зношування, якщо не порушується режим змащення. У зв'язку з цим для них основним критерієм працездатності є **мінімальна товщина h_{\min} шару**

мастильного матеріалу, що виключає контакт шорсткостей цапфи і підшипника (вкладиша).

Етапи пуску, під час яких неминучим є контакт шорсткостей, при цьому не враховують.

Теоретично мінімальна товщина мастильної плівки є єдиним критерієм працездатності підшипників рідинного тертя. Однак неточності інженерних розрахунків і виготовлення деталей, випадкові перевантаження, порушення в постачанні мастильних матеріалів та інші причини можуть порушувати режим рідинного тертя.

При високих температурах у мастильному матеріалі може відбуватися його руйнування. Тому в розрахунках підшипників часто використовують другий критерій несучої мастильної плівки – **максимальну температуру**.

7.3.4. Розрахунок підшипників "сухого" тертя

Підшипники "сухого" тертя застосовують в пристроях, де зовнішнє підведення мастильного матеріалу є неприпустимим, в опорах, які експлуатуються в агресивних, абразивних, радіаційних, харчових та інших середовищах.

Зазвичай для якісного оцінювання зносостійкості підшипників використовують добуток $P_m \cdot v$, де v – колова швидкість цапфи; P_m – питоме навантаження, Н/мм²:

$$P_m = F/(L \cdot d).$$

Тут F – несуча здатність, Н;

L – довжина підшипника, м;

d – діаметр підшипника, м;

Умова триботехнічної надійності набуває вигляду

$$P_m \cdot v \leq [P_m \cdot v],$$

де $[P_m \cdot v]$ – допустимий добуток тиску і швидкості.

При забезпеченні цієї умови вважають, що забезпечується достатня стійкість до заїдання.

При невеликих швидкостях ковзання умова триботехнічної надійності спрощується:

$$P_m \leq [P_m].$$

При високих швидкостях ковзання і невеликих питомих тисках умова працездатності підшипника обмежується граничною допустимою швидкістю ковзання v :

$$v \leq [v].$$

У системі координат швидкість ковзання в підшипнику v – тиск P_m розглянуті вище розрахунки обмежують область допустимих режимів роботи підшипників двома прямими $P_m = [P_m]$, $v = [v]$ і гіперболою $P_m \cdot v = [P_m \cdot v]$.

Для підшипників «сухого» тертя застосовують такі матеріали:

- 1) підшипники з вуглеграфітових матеріалів;
- 2) підшипники з поліаміду;
- 3) фторопластові підшипники;
- 4) металофторопластові підшипники;
- 5) металокерамічні підшипники.

Металокерамічні підшипники мають найбільшу навантажувальну здатність серед підшипників «сухого» тертя. При особливо високих вимогах до зносостійкості опор застосовують підшипники з металокерамічних твердих сплавів ВК-6, ВК-15 та ін., карбід кремнію ТК-15 та ін.

Матеріал для підшипників «сухого» тертя вибирають залежно від навантаження, швидкості ковзання, теплового режиму роботи та ін.

7.3.5. Розрахунок підшипників напіврідинного тертя

Підшипники ковзання, що працюють у режимі напіврідинного тертя, широко використовують у підйомно-транспортних, сільськогосподарських, дорожніх, будівельних та інших машинах.

Мастильний матеріал подається періодично або безперервно, але обмежено. Змащування здійснюється за допомогою маслянки або барботажем (розбризуванням, зануренням) маслом.

Оцінювання несучої здатності підшипників напіврідинного тертя виконують за тими ж формулами, що і «сухого» тертя, але при збільшених значеннях параметрів, що допускаються $[P_m]$, $[v]$, $[P_m \cdot v]$ (інші довідкові дані):

$$P_m \leq [P_m]; \quad v \leq [v]; \quad P_m \cdot v \leq [P_m \cdot v].$$

Матеріали для підшипників напіврідинного тертя:

- 1) чавун (АЧС-1 та ін.);
- 2) латунь (ЛКС80–3-3);
- 3) бронза (БрОФ-10-1);
- 4) бабіт (Б83, Б16);
- 5) фторопласт 4;
- 6) поліамід;
- 7) капрон;
- 8) гума при змащуванні водою.

Діаметральний зазор у підшипниках напіврідинного тертя виконують невеликим. Він трохи більше, ніж у підшипниках «сухого» тертя, але менше, ніж у підшипниках рідинного тертя.

При рясній подачі мастильного матеріалу зазор $\Delta = (0,001 \dots 0,002)d$. Зазори вибирають за стандартом для рухомих посадок відповідного квалітету точності (H7/d8, H7/e8 та ін.).

Матеріал призначають залежно від навантаження, швидкості ковзання цапфи, мастильної рідини, обсягів виробництва та інших факторів.

7.3.6. Розрахунок підшипників рідинного тертя

Відомо два способи створення режиму рідинного тертя в підшипниках ковзання: гідростатичний і гідродинамічний.

Гідростатичні підшипники широко застосовують у різних областях машинобудування. У важких верстатах широко застосовують гідростатичне змащування опор і напрямних, при цьому підвищуються експлуатаційні показники верстатів. Крім металорізальних верстатів їх успішно використовують у модульних прокатних верстатах, оптичних пристроях, радіотелескопах, великих радарних антенах і в іншому сучасному обладнанні, що працює при великих навантаженнях і будь-яких швидкостях.

Іншим важливим напрямком застосування гідростатичних підшипників є атомна енергетика, де як опори роторів турбогенераторів атомних електростанцій застосовують гідростатичні підшипники. Як робочу рідину для підшипників використовують робоче тіло турбіни і тому не потрібно створювати додаткову масляну систему в разі застосування інших типів підшипників (наприклад, підшипників кочення).

Одним з пріоритетних напрямків застосування гідростатичних підшипників є авіаційні паливні насоси, в яких можна здійснити повну заміну підшипників кочення на гідростатичні підшипники.

В останні роки проектувальники все більше уваги приділяють застосуванню підшипників ковзання рідинного тертя в редукторах турбогвинтових авіаційних двигунів, оскільки при сучасних навантаженнях і частотах обертання підшипники кочення не забезпечують необхідний ресурс.

Переваги гідростатичних підшипників

Основними перевагами гідростатичних підшипників є такі:

1. Висока надійність і довговічність, оскільки забезпечується постійна наявність мастильного шару.
2. Можливість вибору великої кількості матеріалів для їх виготовлення.
3. Можливість використання як робочу рідину робочих тіл машин.
4. Працюють при дуже високих частотах обертання.
5. Мають високу демпфівальну здатність.
6. Малі втрати на тертя при запуску.
7. Забезпечують високу жорсткість і, отже, точність переміщення.

8. Можливість заздалегідь розрахувати багато експлуатаційних параметрів.

Гідростатичні підшипники мають великі потенційні можливості для їх практичного застосування як при високій, так і при дуже малій швидкості обертання вала, навіть такої, що дорівнює нулю. Їх здатність сприймати навантаження в широкому діапазоні сприятливо поєднується з надзвичайно низьким коефіцієнтом тертя.

Принцип роботи гідростатичних підшипників (рис. 166)

Шийка вала обертається в нерухомій втулці, що має чотири камери. У ці камери під великим тиском $P_{вх}$ подається мастильний матеріал через вхідні компенсувальні пристрої (жиклери, капіляри або діафрагми). На рис.166 ці пристрої позначено як $d_{комп}$.

Підведення мастильного матеріалу може здійснюватися двома способами:

- 1) через підшипник (як показано на рис. 166);
- 2) через вал.

Розглянемо принцип роботи гідростатичного підшипника. Коли ексцентриситет $e = 0$, тиск рідини в усіх камерах підшипника буде однаковим і в цьому випадку його вантажопідйомність $W = 0$. При зміщенні вала від осі втулки на деяку величину (тобто $e \neq 0$), тиск в камерах змінюється. У камерах, до яких наблизилася шийка вала, тиск стане більше, а в камерах, від яких шийка вала віддалилася, тиск стане менше.

Якщо вал зміщується вертикально вниз, то в нижній частині підшипника початковий зазор δ (при концентричному положенні) зменшується і дорівнює $h_{min} = \delta - e$, а зверху зазор зростає і дорівнює $h_{max} = \delta + e$. При новому зазорі h_{min} у зоні камери 1 зросте опір щільності витіканню мастильного матеріалу по периметру камери. Через це, а також через наявність вхідної компенсації тиску тиск в нижній камері збільшується. У верхній частині підшипника опір витіканню зменшується і тиск у верхній камері також зменшується ($P_{к3}$).

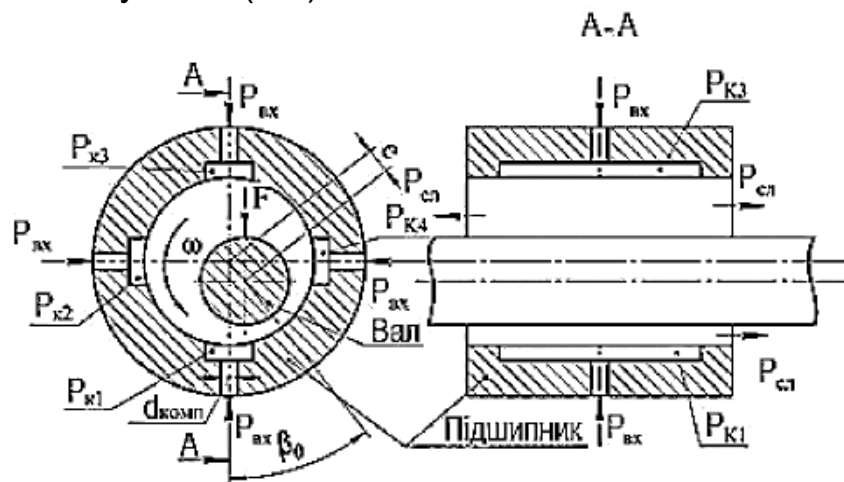


Рис. 166. Конструктивна схема радіального гідростатичного підшипника

Результуючим ефектом підвищення тиску в камері 1 і зниження в камері 3 є виникнення відновлювальної сили W (вантажопідйомності), що зрівноважує зовнішнє навантаження F при певному ексцентриситеті e , величину якого можна розрахувати. Чисто гідростатичним підшипником можна назвати розглянутий вище підшипник без обертання.

Якщо вал обертається в підшипнику, то крім гідростатичних ефектів в шарі мастильного матеріалу будуть виникати і гідродинамічні ефекти. Такий підшипник називається гідростатодинамічним. Внаслідок гідродинаміки в шарі мастильного матеріалу виникають додаткові тиски і вал спливає на деякий кут β_0 (див. рис. 166).

Для розгляду гідродинамічних ефектів, фізика яких аналогічна як в гідростатодинамічних, так і гідродинамічних підшипниках, розглянемо роботу чисто гідродинамічного підшипника.

Принцип роботи гідродинамічних підшипників

Робота гідродинамічних підшипників описується гідродинамічною теорією змащування. Засновником цієї теорії вважається професор Петербурзького технологічного інституту Н. П. Петров. Величезний внесок у створення і розвиток цієї теорії зробили такі вчені як Рейнольдс, Зоммерфельд, Мітчел та інші.

Розглянемо роботу радіального гідродинамічного підшипника. Під дією ваги ротора або будь-яких інших додаткових зовнішніх сил, він буде займати в підшипнику ексцентричне положення. Через це, а також через різницю радіусів r_1 цапфи і вкладиша r_2 між ними утворюється клиноподібний зазор. Якщо цапфа не обертається, то вона займає нижнє положення (лежить на підшипнику).

Масло, видавлене повністю знизу, розміщується в ненавантаженій верхній зоні вкладиша (рис. 167, а). При рушанні з місця між цапфой і вкладишем виникає граничне або напівсухе тертя, а у разі великих питомих навантажень – і «сухе» тертя. Цапфа в початковий момент рушання з місця ніби перекочується по вкладишу (рис. 167, б).

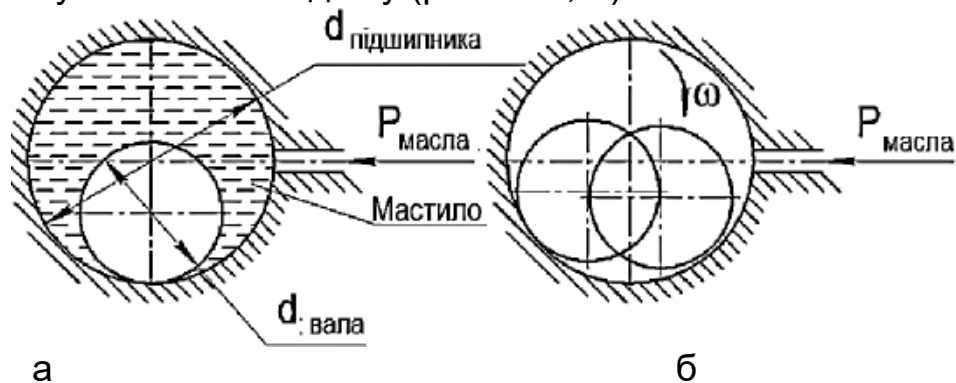


Рис. 167. Стани гідродинамічного підшипника при частоті обертання, яка дорівнює нулю (а), і в початковий момент рушання (б)

Потім цапфа, обертаючись, починає ковзати по вкладишу. Внаслідок липкості і в'язкості в щілину (серпоподібний зазор) починає зтягуватися цапфой, що обертається, мастильний матеріал і настає напіврідинне тертя. Зі збільшенням кількості обертів мастильний матеріал все в більшій кількості зтягується цапфой у зазор. У шарі мастильного матеріалу виникає тиск, який зрівноважує зовнішнє навантаження і цапфа починає спливати на масляній плівці. Контакт між цапфой і вкладишем переривається, і цапфа займе положення, зображене на рис. 168. З подальшим зростанням кількості обертів цапфа все більше і більше зтягує мастила і її центр прагне збігтися з центром підшипника.

Експерименти показали, що під час спливання цапфи її центр описує криву, близьку до півкола з радіусом, що дорівнює половині радіального зазору.

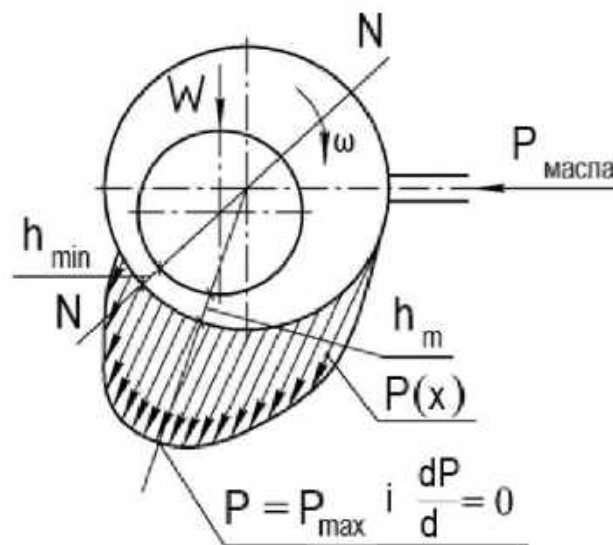


Рис. 168. Стан гідродинамічного підшипника після спливання вала

На рис. 168 показано такі параметри: $P(x)$ – еюра тисків у шарі мастильного матеріалу в коловому напрямку; h_{min} – мінімальний зазор у підшипнику; h_m – зазор у підшипнику, при якому тиск у шарі мастильного матеріалу P дорівнює максимальному значенню P_{max} ; W – зовнішнє навантаження; ω – кутова швидкість вала; лінія NN проходить через центри підшипника і вала.

З рисунка також видно, що несучий масляний шар починається від кромки мастильної канавки ($P_{вх}$), а кінець масляного шару знаходиться недалеко за точкою мінімального зазору.

Таким чином, якщо мастило розташовується спочатку в щілині, яка спочатку звужується, а потім розширюється, то в конфузійній (звужуваній) частині зазору тиск у шарі мастила спочатку зростає, а потім, досягнувши максимуму, зменшується.

При стаціонарному навантаженні основними характеристиками підшипників рідинного тертя є такі:

- 1) несуча здатність (вантажопідйомність);
- 2) витрата мастильного матеріалу;
- 3) втрати потужності на тертя.

Для визначення цих характеристик необхідно розв'язати складну задачу гідромеханіки.

В основі визначення перелічених характеристик підшипників рідинного тертя лежить функція розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу. Визначення останньої пов'язане з розв'язанням рівняння Рейнольдса, а для гідростатодинамічних підшипників – із спільним розв'язанням рівняння Рейнольдса та рівнянь балансу витрат робочої рідини.

Рівняння Рейнольдса виходить зі спільного розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса і нерозривності.

При загальноприйнятих в гідродинамічній теорії мастила допущеннях це рівняння має вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3 \cdot \rho}{k_x \cdot \mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3 \cdot \rho}{k_z \cdot \mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho u h) + 12 \rho v + 12 h \frac{\partial \rho}{\partial t},$$

де P – тиск у шарі мастильного матеріалу;

X і Z – колова і осьова координати;

ρ і μ – густина і динамічна в'язкість мастильного матеріалу;

$h = \delta - e \cdot \cos(\varphi - \beta_0)$ – поточний зазор у підшипнику;

β_0 – кут положення вала в підшипнику;

φ – поточна кутова координата у підшипнику;

e – ексцентриситет – відстань між центрами вала і підшипника;

δ – радіальний зазор у підшипнику при концентричному положенні вала в підшипнику;

K_x і K_z – коефіцієнти турбулентності;

u – колова швидкість вала;

v – швидкість зближення вала і підшипника.

В інженерних розрахунках часто вважають рух сталим (стаціонарним), тобто $\partial \rho / \partial t = 0$; $v = 0$; $u = \text{const} = \omega \cdot R$, рідину – нестисливою $\rho = \text{const}$, течію мастила – ізотермічною $\mu = \text{const}$ і ламінарною $K_x = K_z = 1$.

При прийнятих припущеннях рівняння Рейнольдса набуває вигляду

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6 \mu \cdot \omega R \frac{\partial h}{\partial x}.$$

Для чисто гідростатичного підшипника при $\omega = 0$ рівняння Рейнольдса набуває вигляду

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 0,$$

Течія мастильного матеріалу описується законом Пуазейля (градієнтна течія). Течія мастильного матеріалу, обумовлена тільки обертанням, називається течією Куетта (переносна течія). Точного аналітичного розв'язання для рівняння Рейнольдса нині не існує. Тому для його розв'язання використовують наближені методи чисельно-аналітичні з використанням методу Фур'є або метод скінченних різниць у поєднанні з методом поздовжньо-поперечної прогонки (ітераційний метод).

Розглянемо рівняння Рейнольдса

Розглянемо рівняння Рейнольдса для найпростішого випадку течії мастильного матеріалу – плоский потік мастила без торцевої течії (нескінченний підшипник).

Умови утворення масляного клина в підшипнику і між площиною і нахиленою до неї під невеликим кутом пластиною (рис. 169):

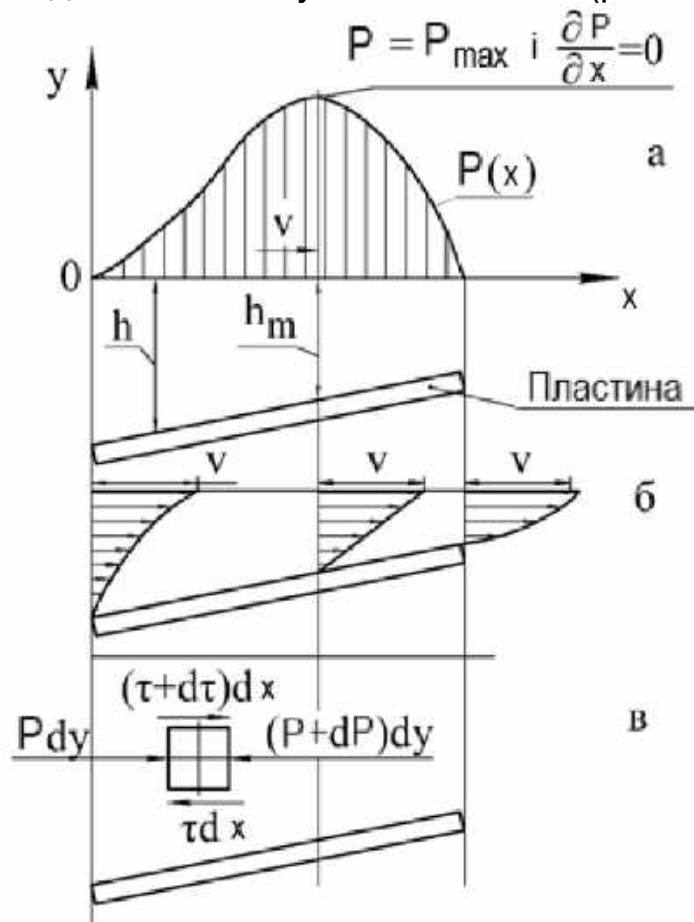


Рис. 169. Плоский потік мастила без торцевої течії (нескінченний підшипник)

- а) еюра тисків у шарі мастила уздовж клинового простору $P(x)$;
- б) еюри швидкостей у шарах мастила по зазору h у різних перерізах клинового простору;
- в) елемент масляного шару розмірами $dx \cdot dy \cdot 1$.

З рис. 169 видно, що площина OX рухається відносно пластини по стрілці. Розміри у осьовому напрямку передбачаються нескінченно великими. Тиск мастильного матеріалу (надлишковий) на вході і на виході, природно, дорівнює 0.

Змінення тиску мастильного матеріалу по довжині масляного клина при плоскому потоці визначають за рівнянням Рейнольдса

$$\frac{dP}{dx} = 6\mu \cdot v \frac{h - h_m}{h^3},$$

де μ – динамічна в'язкість мастильного матеріалу;

v – швидкість;

h_m – зазор у перерізі максимального тиску.

Це рівняння виходить таким чином.

Розглянемо елемент масляного шару розмірами $dx \cdot dy \cdot 1$ (рис. 169, в), вісь x спрямуємо у напрямку руху, вісь y – по товщині масляного шару.

Унаслідок взаємного зміщення шарів масла в зазорі, в них виникають сили в'язкого зсуву, що визначаються за законом Ньютона

$$\tau = \mu \frac{dv_x}{dy}.$$

За умовою рівноваги розглянутого елемента мастильного матеріалу

$$\frac{dP}{dx} = \frac{d\tau}{dy}.$$

Із залежностей τ і $\frac{dP}{dx}$ отримуємо

$$\frac{d^2v_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx}.$$

Вираз для швидкості течії мастильного матеріалу виходить подвійним інтегруванням і підстановкою граничних умов на нерухомій поверхні.

При $y = 0$ $v_x = 0$, а на рухомій поверхні при $y = h$ $v_x = v$.

Тоді після першого інтегрування останнього рівняння за « y » отримуємо

$$\frac{dv_x}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} y + C.$$

Після другого інтегрування за « y » отримуємо

$$v_x = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} \frac{y^2}{2} + Cy + D,$$

де C і D – константи інтегрування, які одержують з граничних умов:

при $y = 0$ $v_x = 0$ і $D = 0$;

при $y = h$ $v_x = v$ і $C = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} \frac{h}{2} + \frac{v}{h}$.

Підставляючи константи інтегрування C і D у вираз для швидкості v_x , отримаємо

$$v_x = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} \frac{y}{2} (y - h) + \frac{v \cdot y}{h}.$$

З виразу для швидкості v_x видно, що в перерізі клинового простору, де $h = h_m$, тиск має максимальне значення $P = P_{\max}$, а градієнт тиску $\frac{dP}{dx} = 0$. Тому в цьому перерізі вираз для швидкості набуде вигляду

$$v_x = \frac{v \cdot y}{h}.$$

З останнього виразу видно, що в перерізі $h = h_m$ еюра швидкостей по товщині мастила (по зазору) має лінійний характер (див. рис. 169, б),

Через зазор висотою h і шириною, яка дорівнює 1, протікає в секунду об'єм мастильного матеріалу

$$\begin{aligned} q_x &= \int_0^h v_x \cdot dy = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} \left(\frac{y^3}{6} - \frac{hy^2}{4} \right) \Big|_0^h + \frac{v \cdot y^2}{2 \cdot h} \Big|_0^h = \\ &= \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} \left(\frac{h^3}{6} - \frac{h^3}{4} \right) + \frac{v \cdot h}{2} = -\frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} \frac{h^3}{12} + \frac{v \cdot h}{2}. \end{aligned}$$

Остаточно вираз для питомої витрати набуде вигляду

$$q_x = \frac{v \cdot h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx}.$$

Згідно з умовою нерозривності потоку мастильного матеріалу можна прирівняти об'єми мастильного матеріалу, що протікають в секунду через зазори h і h_m перерізу, де $P = P_{\max}$ і $\frac{dP}{dx} = 0$.

Тоді

$$q_x = \frac{v \cdot h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} = \frac{v \cdot h_m}{2}.$$

Звідси можна записати остаточний вигляд рівняння Рейнольдса для плоского потоку мастила (нескінченного підшипника)

$$\frac{dP}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3}.$$

Товщина масляного шару під кутом ϕ визначається залежністю

$$h_{\varphi} = \delta + e \cdot \cos\varphi = \delta(1 + \chi \cdot \cos\varphi),$$

де $\chi = \frac{e}{\delta}$ – безрозмірне значення ексцентриситету.

Для підшипника кінцевої ширини (з торцевим кінцем) використовують рівняння Рейнольдса, наведене раніше.

Послідовність розрахунку гідродинамічного підшипника

1. Визначають вихідні дані для розрахунку.
За ТЗ (технічним завданням) зазвичай відомі:
 - а) d – діаметр цапфи;
 - б) $F_{\text{зовн}}$ – зовнішнє навантаження на підшипник;
 - в) ω – частота обертання цапфи;
 - г) тип мастильного матеріалу.
2. Задають геометричні і робочі параметри підшипника, грунтуючись на існуючих рекомендаціях:
 - а) $l = (0,5 \dots 1) d$ – довжина підшипника;
 - б) $\delta = (0,0005 \dots 0,001) d$ – зазор у підшипнику (радіальний);
 - в) початкове значення ексцентриситету (e) і кут положення вала в підшипнику (β).
3. Для заданого типу підшипника розв'язують рівняння Рейнольдса.
4. Визначають рівноважне положення вала в підшипнику, тобто визначають ексцентриситет (e) і кут положення (β), при яких вантажопідйомність підшипника дорівнюватиме зовнішній силі ($W_{\text{підш}} = F_{\text{зовн}}$).
5. Обчислюють мінімальний зазор у підшипнику

$$h_{\min} = \delta - e.$$

6. Визначають коефіцієнт запасу надійності підшипника по товщині мастильного матеріалу

$$n_h = \frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} \geq [n_h] \approx 1,5 \dots 2,$$

де $h_{\text{кр}} = (1,5 \dots 2) \cdot (R_{z1} + R_{z2})$ – критичне значення товщини мастильного матеріалу;

R_{z1} і R_{z2} – шорсткості поверхонь вала і підшипника.

7. Якщо умова $n_h \geq [n_h]$ не виконується, змінюють геометричні й робочі параметри підшипника і добиваються задоволення цієї умови.

8. Після задоволення умови $n_h \geq [n_h]$ обчислюють основні характеристики підшипника:

- а) несучу здатність

$$W = F_{\text{вн}} = \int_{x_1}^{x_2} \int_0^l P(x, z) \cdot \cos\varphi dx dz ;$$

б) витрати мастильного матеріалу

$$Q = \int_A^B \left(\frac{\omega R h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P(x,z)}{\partial x} \right) dz,$$

де А і В – початок і кінець розглянутої ділянки (масляного шару);

в) втрати потужності на тертя

$$N_{\text{тр}} = \omega R \iint_S \tau dS = \omega R \iint_S \left(\frac{\mu}{h} u + \frac{h}{2} \frac{\partial P}{\partial x} \right) dS,$$

де S – площа поверхні тертя.

Якщо знехтувати градієнтом тиску $\frac{\partial P}{\partial x}$, який часто буває меншим, ніж доданок, обумовлений переносною течією мастильного матеріалу, то втрати потужності на тертя можна оцінити за більш простою залежністю:

$$N_{\text{тр}} = \mu \omega^2 R^2 l \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{h} dx.$$

7.3.7. Інші типи підшипників ковзання

Крім розглянутих типів підшипників існують також:

- 1) самозмащувальні підшипники;
- 2) магнітні підшипники;
- 3) електромагнітні підшипники;
- 4) підшипники з газовим мастилом;
- 5) підшипники з двофазним (газорідинним) змащуванням.

Для швидкохідних валів широко застосовують конструкції підшипників з самоустановлювальними сегментними вкладишами – подушками (рис. 170). Ці підшипники є досить перспективними, особливо при небезпеці виникнення вібрацій.

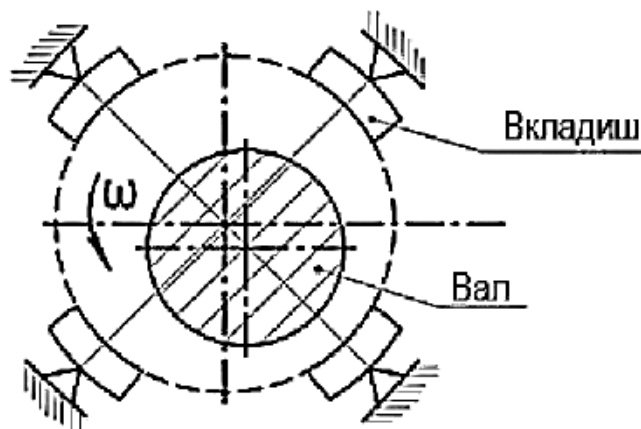


Рис. 170. Підшипник з самоустановлювальними вкладишами

До вібростійких підшипників ковзання слід віднести також підшипники з плаваючою втулкою.

Для гасіння коливань зовнішнього навантаження в даний час також розробляються пружнодемпферні опори (рис. 171).

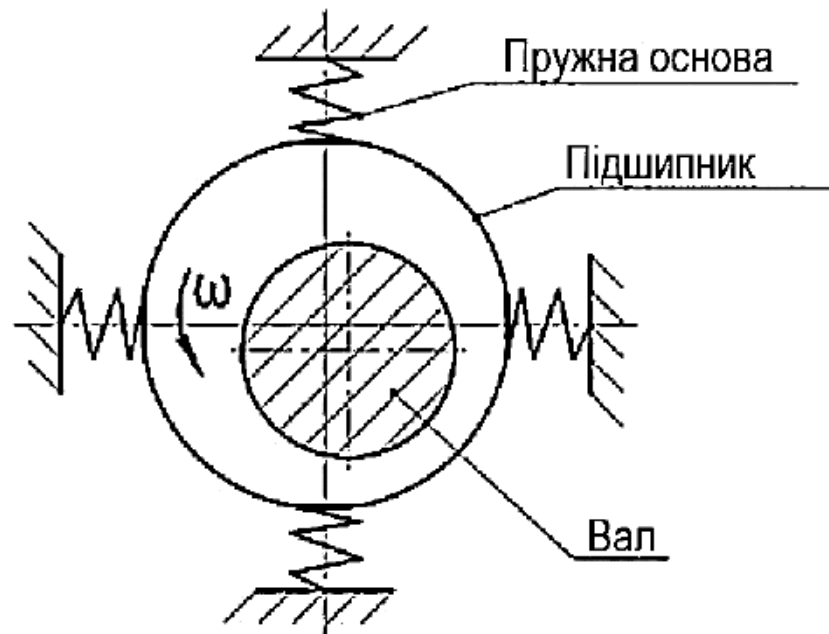


Рис. 171. Пружнодемпферний підшипник

8. МУФТИ

8.1. Призначення і класифікація муфт

Муфтами називають пристрої, призначені для з'єднання валів.

Потреба в з'єднанні валів пов'язана з тим, що більшість машин компонують з окремих частин (вузлів) з вхідними і вихідними валами (рис. 172).

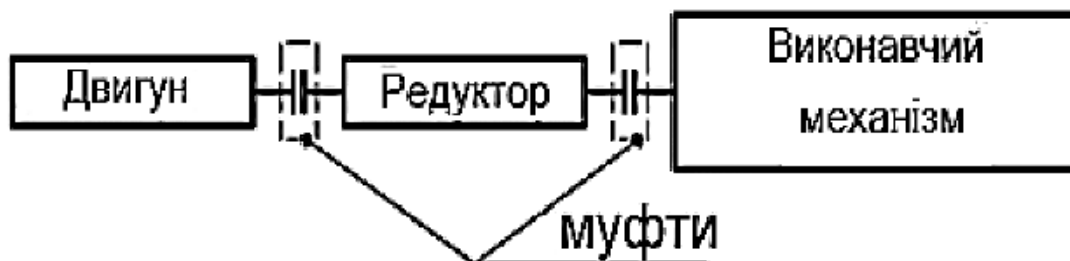


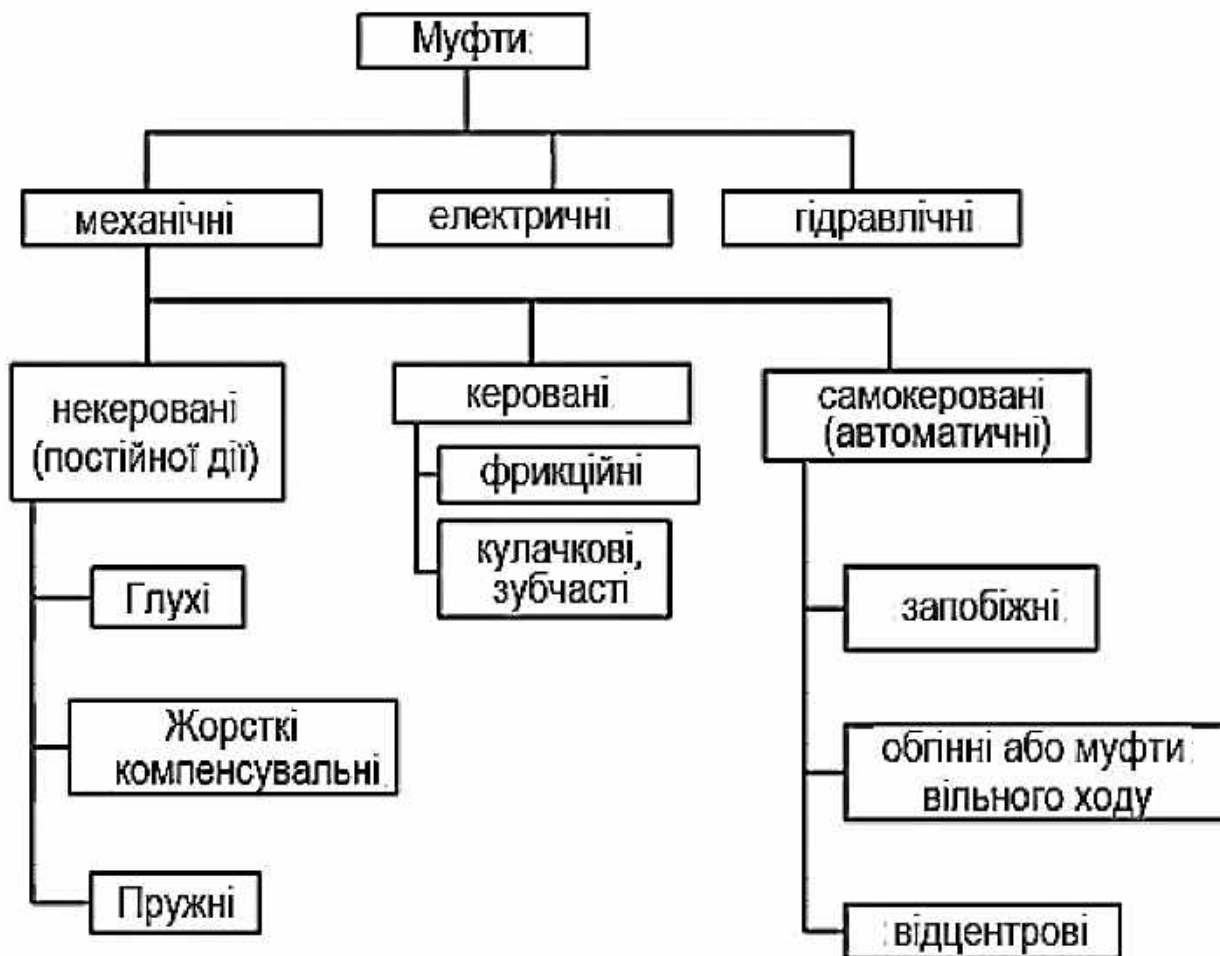
Рис. 172. Схема компонування машини

Призначення муфт:

1) з'єднання валів;

- 2) вмикання і вимикання виконавчого механізму при безперервно працюючому двигуні (керовані муфти);
- 3) для запобігання машини від перевантажень (запобіжні муфти);
- 4) для компенсації шкідливого впливу неспіввісності валів, пов'язаної з неточністю монтажу (компенсувальні муфти);
- 5) для зменшення динамічних навантажень (пружні муфти);
- 6) для передачі руху тільки в одному напрямку і не для передачі в протилежному напрямку (обгінні муфти).

Класифікація муфт



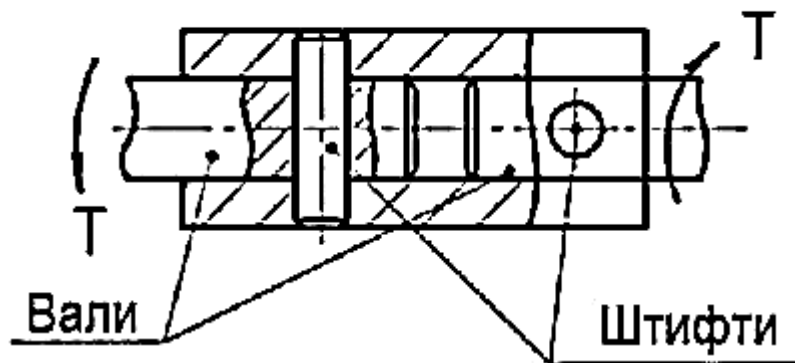
8.2. Глухі муфти

Глухі муфти утворюють жорстке і нерухоме з'єднання валів (глухе з'єднання).

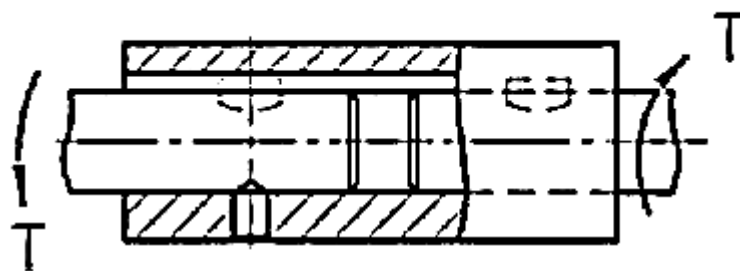
Переваги глухих муфт – простота конструкції і порівняно невеликі габарити.

Недолік – складність монтажу.

Як приклад глухих муфт розглянемо втулкову і фланцеву муфти.



Виконання I



Виконання II

Рис. 173. Схеми глухих втулкових муфт

Втулкова муфта (рис. 173) є найпростішим представником глухих муфт. Скріплення втулки з валами виконують за допомогою штифтів (виконання I), шпонок (виконання II) або шліц.

Втулкові муфти знайшли широке застосування в легких машинах при діаметрах валів не більше 60...70 мм. Вони відрізняються простотою конструкції і малими габаритами.

Недолік – складність монтажу, оскільки потребують значних осьових переміщень агрегатів і кутових деформацій валів.

Міцність муфти визначається міцністю штифтового, шпонкового або шліцьового з'єднання. Методику відповідних розрахунків подано у розд. 4 «З'єднання».

Схему фланцевої муфти наведено на рис. 174.

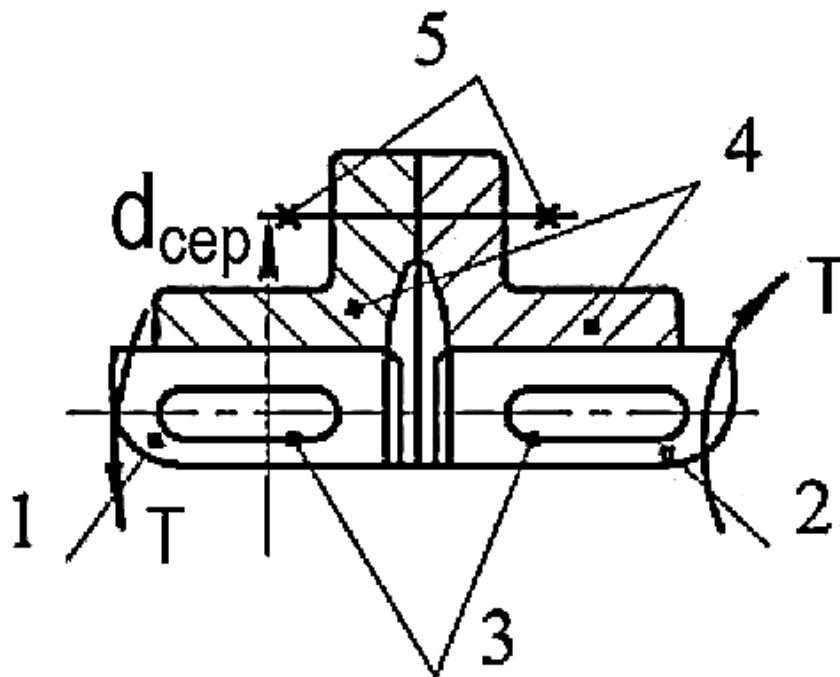


Рис. 174. Схема фланцевої муфти:

1, 2 – з'єднувальні вали; 3 – шпонки; 4 – півмуфти; 5 – стяжні болти; $d_{сер}$ – середній діаметр

Болти 5 в муфті можуть встановлюватися з зазором (виконання I) і без зазору (виконання II).

Якщо болти встановлені з зазором, то крутний момент передається завдяки силам тертя, що спричиняються в стику півмуфт від затягування болтів.

Якщо болти встановлені без зазору, то крутний момент передається безпосередньо болтами, які працюють на зрізання і зминання.

Болти, поставлені без зазору, можуть одночасно виконувати функцію центрування валів. При постановці болтів з зазором центрування проводиться виступом, який виконано на одній з півмуфт і сприймає всі поперечні (перерізувальні) навантаження.

Розрахунок на міцність виконують для шпонкових або шліцьових з'єднань і болтів.

При установленні болтів з зазором їх розраховують за силою затягування $F_{зат}$, необхідною для передачі крутного моменту T (Н·м) силами тертя на поверхні контакту фланців:

$$F_{тер} = F_{зат} \cdot f = \frac{k \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_{cp} \cdot z},$$

де $F_{зат}$ – сила затягування одного болта; $k = 1,2 \dots 1,5$ – запас зчеплення; $d_{сер}$ – середній діаметр кільцевої поверхні тертя, приблизно дорівнює діаметру кола розташування болтів; f – коефіцієнт тертя; z – кількість болтів.

З наведеного виразу визначають силу затягування

$$F_{зат} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot k}{d_{сер} \cdot z \cdot f}.$$

За силою затягування болт розраховують на розтягнення.

При установленні болтів без зазору розрахунок зазвичай виконують у припущенні, що весь момент сприймається болтами, які працюють на зріз.

Тоді сила, яка прагне зрізати один болт, дорівнюватиме

$$F_{зр} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_{сер} \cdot z}.$$

Установлення болтів без зазору дозволяє отримати муфти менших габаритів і тому такі муфти більш поширені.

Матеріали півмуфт – сталь, чавун.

Фланцеві муфти одержали широкого поширення в машинобудуванні. Їх застосовують для з'єднання валів діаметром до 200 мм і більше. Перевагою муфт є простота конструкції і порівняно невеликі габарити.

8.3. Компенсувальні муфти

Жорсткі компенсувальні муфти

Унаслідок похибки виготовлення і монтажу завжди є деяка неточність взаємного розташування геометричних осей валів, які з'єднують.

Розрізняють три види відхилень від правильного розташування валів:



На практиці найчастіше зустрічається комбінація зазначених відхилень, яку називають загальним терміном «неспіввісність валів».

При з'єднанні таких валів глухими муфтами в них виникають деформації (у валах і опорах) і додаткові навантаження.

Для зменшення цих додаткових шкідливих навантажень на вали і опори застосовують компенсувальні муфти.

У жорстких компенсувальних муфтах компенсація здійснюється завдяки рухливості елементів конструкції муфти.

У пружних компенсувальних муфтах компенсація здійснюється внаслідок деформації пружних елементів, що входять у конструкцію муфти.

Як приклад жорстких компенсувальних муфт розглянемо хрестову муфту з ковзаючим вкладишем (рис. 175) і зубчасту муфту (рис. 176).

Хрестова муфта з ковзаючим вкладишем досить поширена. Вона складається з двох півмуфт 1 і 2 і вкладиша 3, що має форму паралелепіпеда.

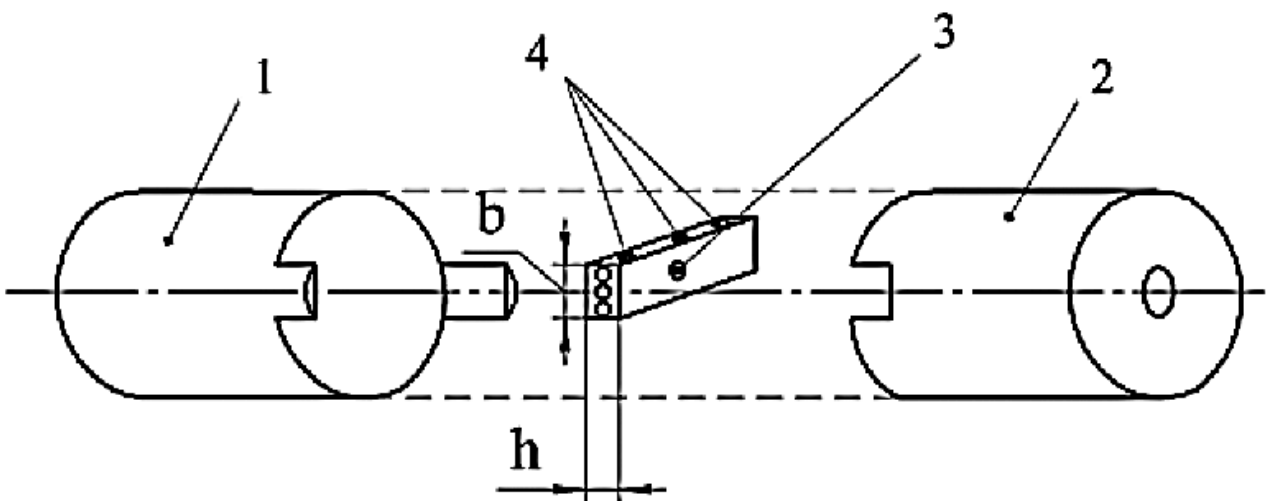


Рис. 175. Схема хрестової муфти з ковзаючим вкладишем

Півмуфти забезпечені двома виступами, що здійснюють напрямок руху вкладиша. Така муфта допускає осьове і кутове переміщення валів. Для зниження зносу поверхонь деталей хрестових муфт їх змащують через отвори 4. Хрестовими муфтами можна з'єднувати вали діаметром 15...150 мм. Півмуфти високонавантажених передач виготовляють з вуглецевих сталей. Для важконавантажених муфт півмуфти виконують з легованих сталей. Вкладиші виготовляють зазвичай з текстоліту, завдяки чому зменшується маса муфти.

Хрестові муфти розраховують за умови неவிдавлювання мастила:

$$P_{\text{пит}} = \frac{8 \cdot T}{b^2 \cdot h} \leq [P_{\text{пит}}],$$

де T – обертальний момент; h – висота вкладиша (див. рис. 175); b – ширина вкладиша.

Для текстоліту по сталі $[P_{\text{пит}}] = 8 \dots 10$ МПа.

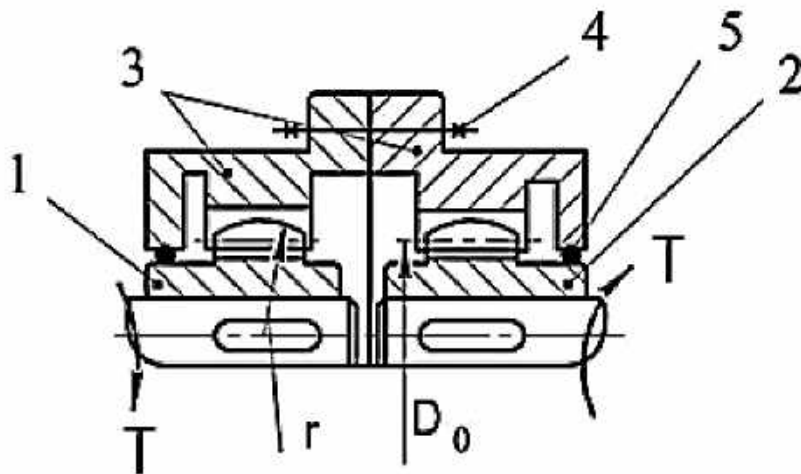
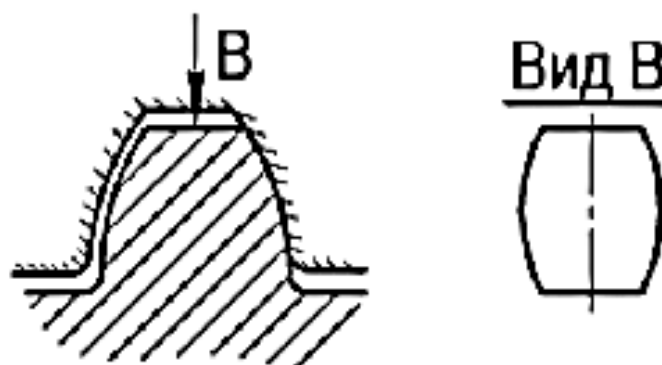


Рис. 176. Схема зубчастої муфти

Зубчаста муфта (див. рис. 176) складається з півмуфт 1 і 2 зовнішніми зубчастими вінцями і рознімної обойми 3 з двома рядами внутрішніх зубів. Рознімні обойми 3 з'єднані болтами 4. Для запобігання витіканню мастила з муфти встановлюють ущільнювачі 5.

Найбільш поширений евольвентний профіль зубів $\alpha = 20^\circ$, що дозволяє нарізати їх нормальним зуборізальним інструментом. Муфта компенсує всі види зміщення валів Δl , Δr , $\Delta \alpha$. Тому зубчасті вінці півмуфт обробляють по сферах з радіусами r , центри яких розташовуються на осях валів.

Компенсація неспіввісності валів при роботі муфти супроводжується безперервним ковзанням у місцях зіткнення зубів і їх зносом. Практикою експлуатації зубчастих муфт доведено, що знос є основним критерієм їх працездатності. Для зменшення зносу в обойму заливають рідке мастило. Для зменшення шкідливого впливу кромочного контакту зубам надають іноді бочкоподібної форми:



Визначення справжніх напружень у зубчастій муфті є складною задачею. Тому нині застосовують умовний метод розрахунку зубчастих муфт, неточності якого можуть бути компенсовані вибором допустимих напружень. В умовному розрахунку допускають, що навантаження між зубами розподіляється рівномірно, а зуби стикаються по всій довжині і висоті.

Умова зносостійкості має вигляд

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot k \cdot T}{D_0 \cdot A_{3M} \cdot z} \leq [\sigma_{3M}],$$

де z – кількість зубів півмуфти; $D_0 = m \cdot z$ – діаметр ділительного кола зубів; m – модуль зачеплення; $A_{3M} = b \cdot h$ – проекція робочої поверхні зуба на його серединну діаметральну площину (рис. 177); b – довжина зуба; h – робоча висота зуба; k – коефіцієнт динамічності режиму навантаження.

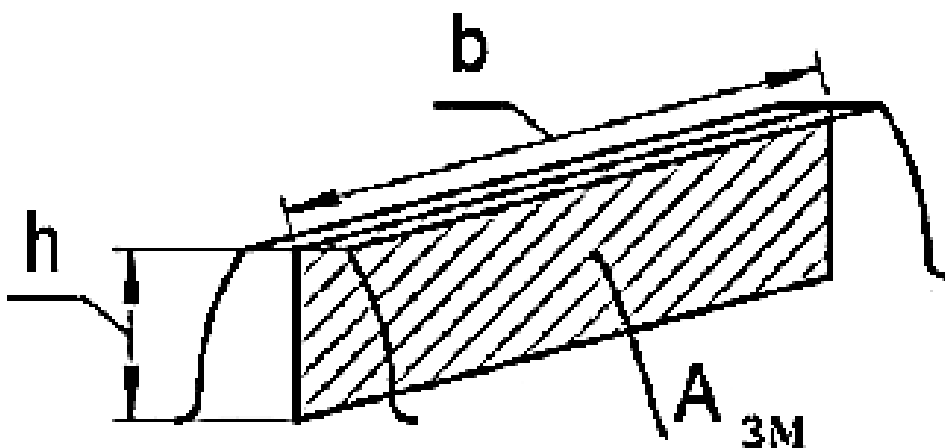


Рис. 177. Проекція робочої поверхні зуба на його серединну діаметральну площину

Пружні компенсувальні муфти

Пружні муфти дозволяють:

- 1) компенсувати неспіввісність валів;
- 2) демпфірувати коливання, що виникають від періодично змінюваних зовнішніх сил;
- 3) зменшити ефект шкідливого впливу перевантажень машин.

Ці муфти ще можна назвати муфтами зі змінною жорсткістю. Змінну жорсткість мають муфти з неметалевими пружними елементами, матеріали яких (гума, шкіра і т. д.) не підкоряються закону Гука. Від характеристики жорсткості пружної муфти значною мірою залежить здатність машини

зазнавати різких змінень навантаження (удари) і працювати без резонансу коливань. Демпфувальна здатність пружної муфти характеризується величиною енергії, яка необоротно поглинається муфтою за один цикл (рис. 178).

Величина енергії, що поглинається, характеризується площею петлі гістерезису.

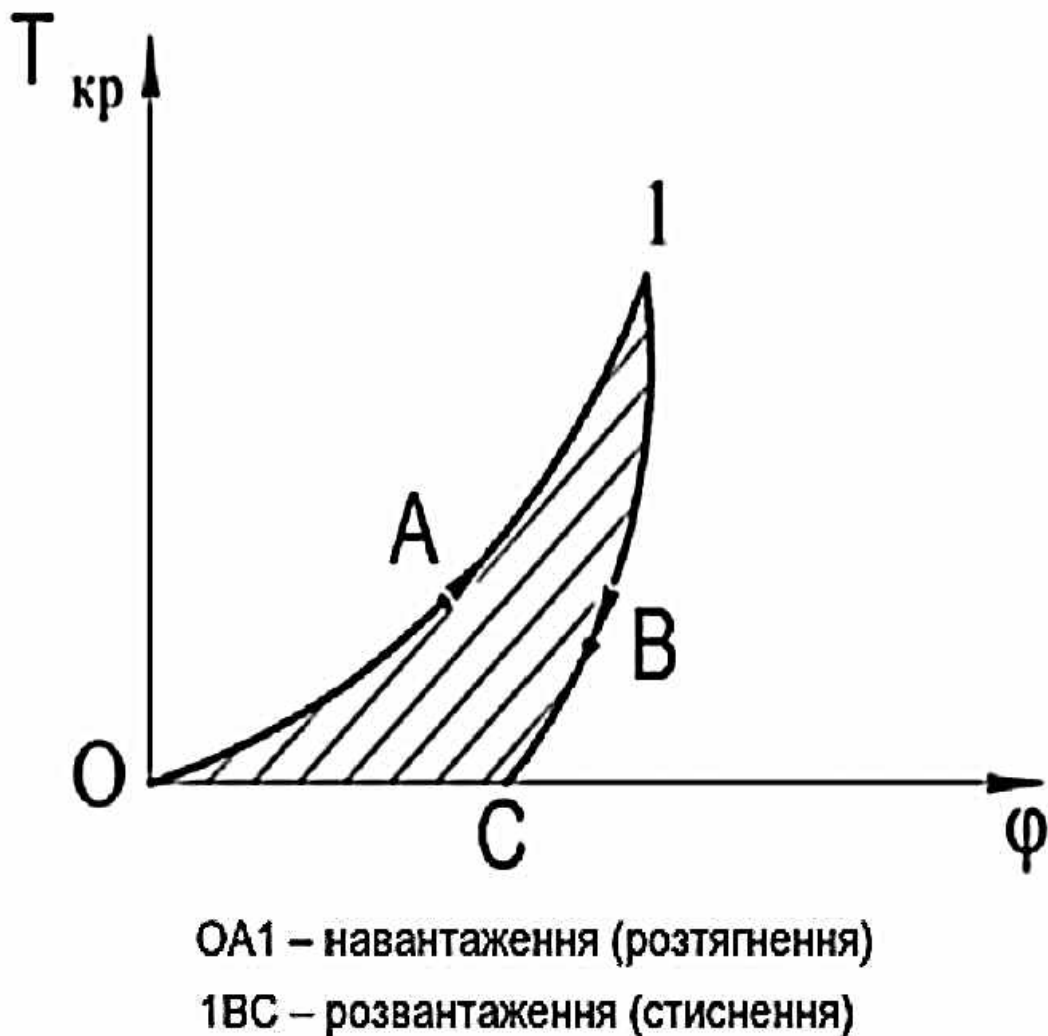


Рис. 178. Величина енергії, що поглинається пружною муфтою (заштрихована ділянка)

Втулково-пальцеві пружні муфти (ВПМ) (рис. 179)

У цих муфтах момент передається через пальці, на яких встановлені пружні елементи (див. рис. 179). Пружні елементи піддаються нерівномірному стисненню. Пальці закріплені своїми конічними хвостами в одній з півмуфт і входять вільно в циліндричні отвори іншої півмуфти.

Муфта, наведена на рис. 179, з'єднує вали 1 і 2. Від валів на півмуфти обертання передається шпонками 3. Пальці 6 закріплені конічними хвостами в півмуфті 4 і вільно входять в отвори півмуфти 5 разом з пружним пакетом 7.

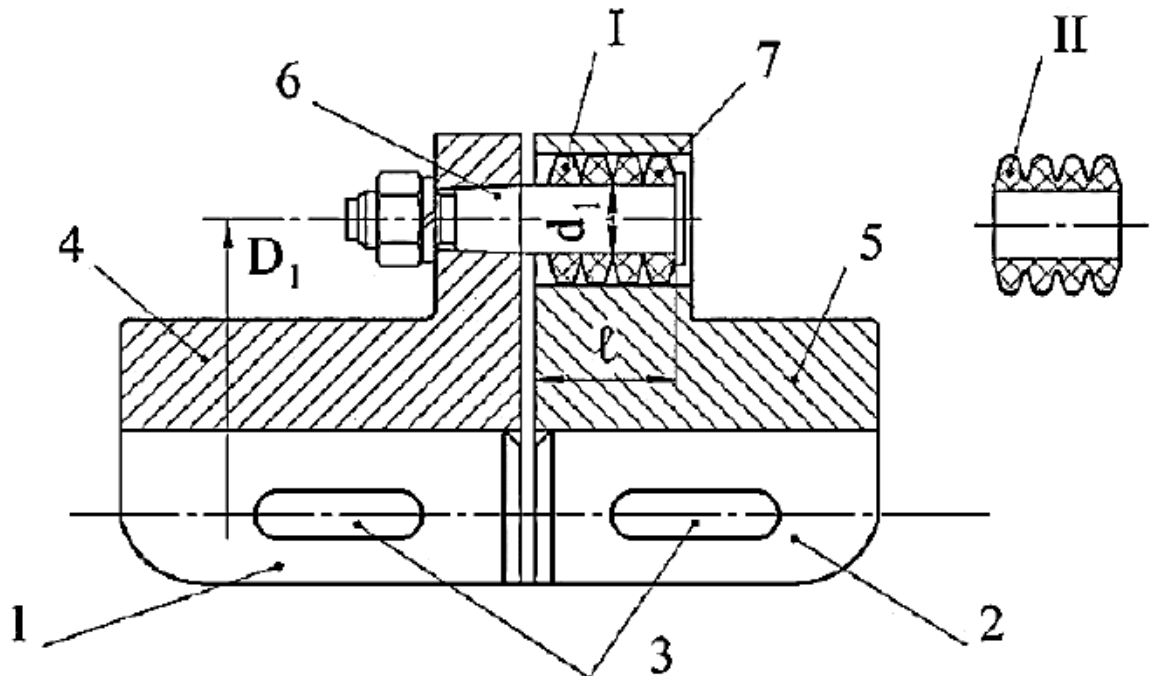


Рис. 179. Схема втулково-пальцевої пружної муфти (ВППМ)

Завдяки легкості виготовлення і заміни гумових елементів ця муфта набула значного поширення особливо в приводах від електродвигунів з малими і середніми крутними моментами.

Муфти нормалізовані для діаметрів валів до 150 мм.

Пружними елементами є гофровані гумові втулки (II) або кільця трапецеїдального перерізу (I).

Для перевірки міцності рекомендують розраховувати пальці на згин, а гуму за напруженнями зминання на поверхні контакту втулок з пальцями. При цьому вважають, що всі пальці навантажені однаково, а напруження зминання розподілені рівномірно по довжині втулки:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot k \cdot T}{D_1 \cdot z \cdot l \cdot d_1} \leq [\sigma_{зм}],$$

де z – кількість пальців; k – коефіцієнт динамічності режиму зовнішнього навантаження; d_1 і l – діаметр і довжина площини зминання пружних елементів.

Муфта з пружною оболонкою (рис. 180)

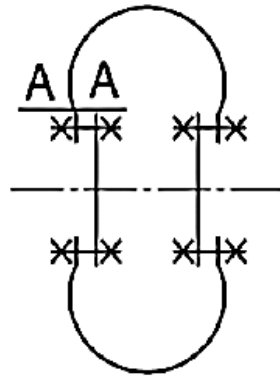


Рис. 180. Схема муфти з пружною оболонкою

Муфта порівняно нова. Вона набула значного поширення і нині стандартизована. Досить обґрунтованого розрахунку муфти поки не має. Для оцінювання міцності оболонки проводять розрахунок за напруженнями зсуву в перерізі близько затиску (А-А), $\tau \leq [\tau]$.

Муфти пружні з металевими (сталевими) елементами (рис. 181)

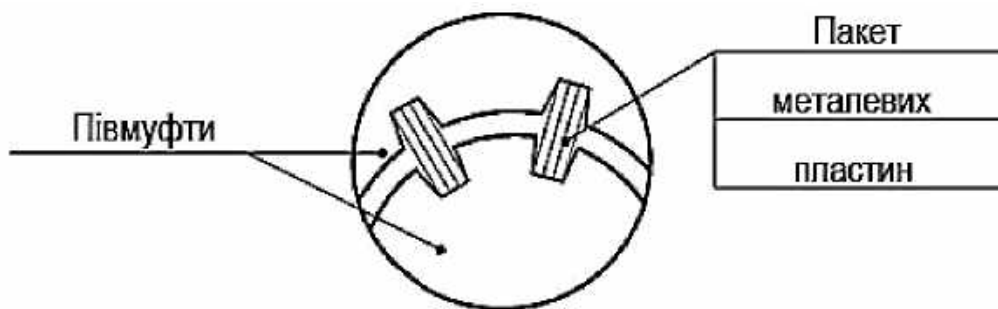


Рис. 181. Схема пружної муфти з металевими елементами

Ці муфти характеризуються більшим терміном служби пружних елементів, ніж муфти з неметалевими пружними елементами. Зате вони дорожчі.

Основна область їх застосування – передача великих крутних моментів. Муфти з металевими пружними елементами, що працюють на згин, зазвичай виконують з нелінійною характеристикою.

8.4. Керовані муфти

Керовані муфти дозволяють з'єднувати або роз'єднувати вали за допомогою механізму керування. За принципом роботи ці муфти можна поділити на дві групи:

- а) муфти, основані на зачепленні (кулачкові, зубчасті).
- б) муфти, основані на терті (фрикційні).

Кулачкова муфта (рис. 182)

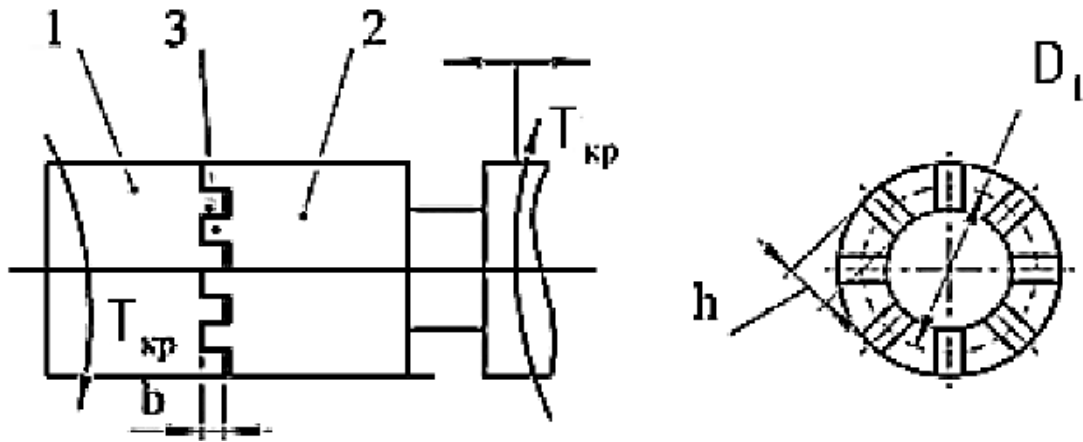


Рис. 182. Схема керованої кулачкової муфти

У кулачкової муфти на торцях півмуфт 1 і 2 є виступи (кулачки) 3. У робочому положенні виступи однієї півмуфти входять у западини іншої. Для з'єднання і роз'єднання (рис. 182) муфти одну з півмуфт 2 встановлюють на валу рухомо в осьовому напрямку.

Кулачкові і зубчасті муфти використовують для переключення швидкостей. Поширені форми кулачків такі:



Працездатність кулачкових муфт визначається в основному зносом кулачків, який залежить від величини напружень зминання на поверхні їх контакту. Ці напруження розраховують наближено в припущенні, що навантаження розподіляється рівномірно між усіма кулачками:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot k \cdot T}{D_1 \cdot z \cdot b \cdot h} \leq [\sigma_{зм}] ,$$

де z – кількість кулачків; b і h – ширина і висота площини зминання однієї пари кулачків; T – переданий крутний момент; k – коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження; D_1 – діаметр середини висоти кулачків (див. рис. 182).

Зубчаста муфта (рис. 183)

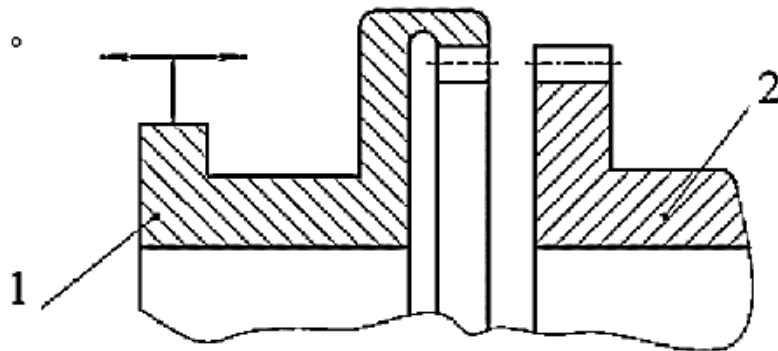


Рис. 183. Схема керованої зубчастої муфти

За своєю конструкцією і методикою розрахунку ця муфта подібна зубчастій компенсувальній муфті з тією різницею, що тут встановлюється рухома обойма 1, яка керується спеціальними пристроями.

Для усунення ударів при вмиканні в зубчастих муфтах широко застосовують синхронізатори (наприклад, в коробках швидкостей автомобілів). Синхронізатори вирівнюють швидкості валів перед з'єднанням.

Муфти фрикційні

При включенні фрикційних муфт крутний момент зростає поступово в міру збільшення сили натискання на поверхні тертя. Під час з'єднання муфта пробуксовує, а розгін веденого вала відбувається плавно, без ударів. Фрикційна муфта виконує одночасно функції запобіжного пристрою.

Схему найпростішої дискової муфти з однією парою поверхонь тертя зображено на рис. 184.

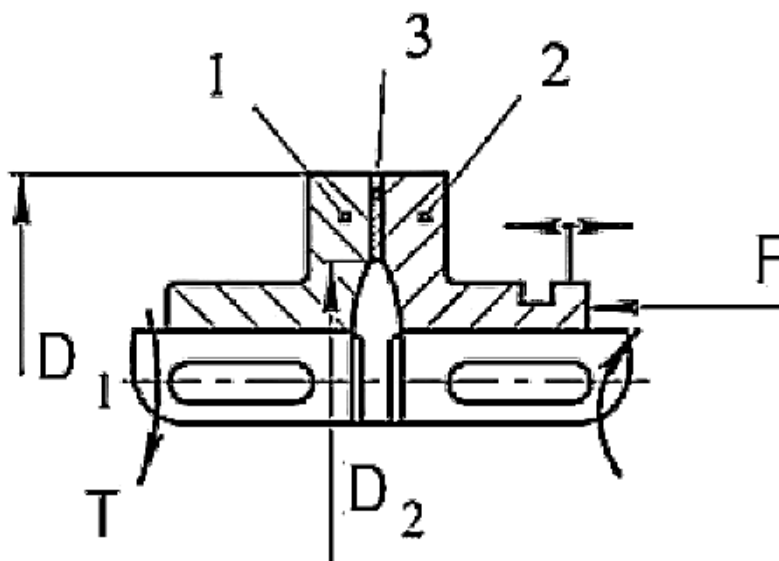


Рис. 184. Схема фрикційної муфти з однією парою поверхонь тертя

У цій муфті півмуфта 1 закріплена на валу нерухомо, а півмуфта 2 є рухомою в осьовому напрямку. На поверхні тертя півмуфт наноситься фрикційний матеріал 3.

Для передачі крутного моменту до рухомої півмуфти прикладають силу F . Величину моменту тертя $M_{\text{тер}}$ визначають за формулою

$$M_{\text{тер}} = k \cdot T = F \cdot f \cdot R_{\text{сер}},$$

де k – коефіцієнт надійності стику; $R_{\text{сер}} = (D_1 + D_2)/4$ – середній радіус робочих поверхонь; f – коефіцієнт тертя.

Для зменшення сили притиснення F і габаритів муфти застосовують конструкції не з однією, а з багатьма парами поверхонь тертя – багатодискові муфти (рис. 185).

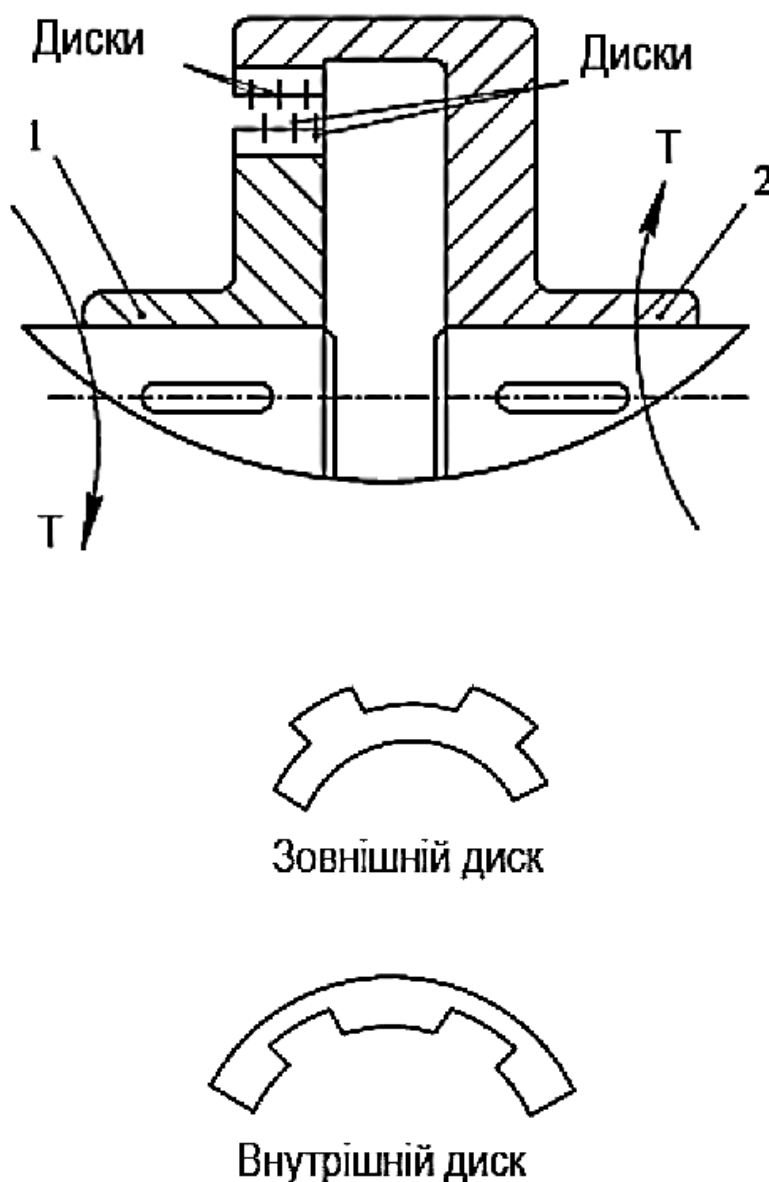


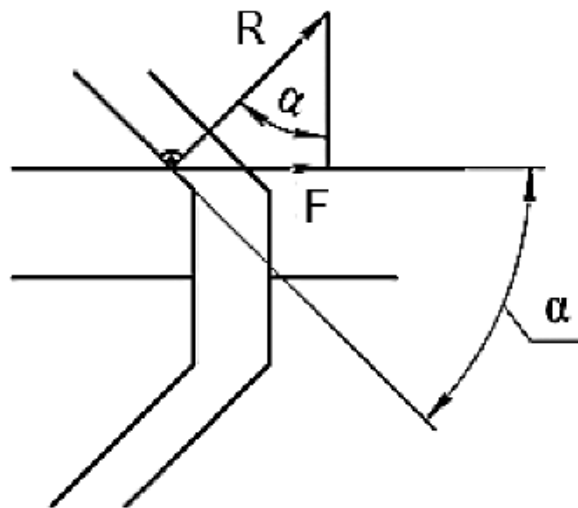
Рис. 185. Схема багатодискової фрикційної муфти

У цих муфтах є дві групи дисків: зовнішні і внутрішні. Зовнішні диски з'єднані з півмуфтою 2, а внутрішні – з півмуфтою 1. Сила притиснення передається на всі поверхні тертя. Величину моменту тертя $M_{\text{тер}}$ визначають за формулою

$$M_{\text{тер}} = k \cdot T = F \cdot f \cdot R_{\text{сер}} \cdot z,$$

де z – кількість пар поверхонь, що труться.

Конічна фрикційна муфта



$$R > F; R = \frac{F}{\sin \alpha}, \text{ тоді момент тертя: } M_{\text{тер}} = k \cdot T = \frac{R \cdot D_{\text{сер}} \cdot f}{2} = \frac{F \cdot D_{\text{сер}} \cdot f}{2 \cdot \sin \alpha}.$$

Зі зменшенням α зростає момент тертя $M_{\text{тер}}$, однак для усунення самозаклинення зазвичай виконують $\alpha \approx 15^\circ$.

Фрикційні матеріали, що застосовуються в муфтах

Вимоги до матеріалів:

- 1) високий коефіцієнт тертя;
- 2) зносостійкість;
- 3) теплостійкість.

У сухих муфтах в основному застосовуються такі пари:

- 1) загартована сталь по металокерамічним матеріалам;
- 2) успішно застосовують металопластмасу МПК зі сталлю;
- 3) для роботи у важких умовах (головним чином зі сталлю; у гальмівних вузлах) розроблено спеціальний теплостійкий фрикційний матеріал – ретинакс, що в перекладі означає гальмуючий, в парі зі сталлю;

4) сталь по загартованій сталі або сталь по чавуну – застосовують при хорошому змащуванні.

8.5. Муфти автоматичні, або самокеровані

Ці муфти призначені для автоматичного роз'єднання валів у тих випадках, коли параметри роботи машини стають неприпустимими за тими чи іншими показниками.

Муфти запобіжні

Ці муфти призначені для захисту машини від перевантажень. Будь-яка фрикційна муфта, відрегульована на передачу певного моменту, виконує функції запобіжної.

Іншим представником запобіжних муфт є муфта зі спеціальним елементом, що руйнується. Схему одного з численних варіантів конструкції таких муфт наведено на рис. 186.

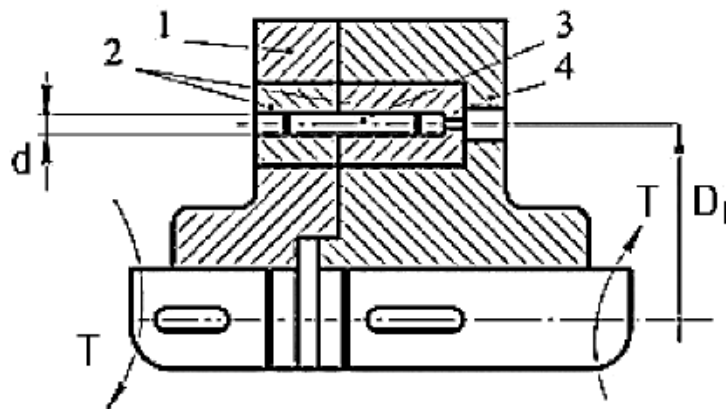


Рис. 186. Схема запобіжної муфти зі спеціальним елементом, що руйнується (штифтом)

У цьому випадку крутний момент між півмуфтами 1 і 4 передається через штифт 3, який зрізається при перевантаженні. Для відновлення роботи муфти штифт замінюють. Загартовані втулки 2 запобігають змінанню слабшого матеріалу півмуфт штифтом і тим самим наближають дійсні умови зрізу штифта до розрахункових:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{2 \cdot k \cdot T}{D_1 \cdot z \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z} \leq [\tau_{зр}],$$

де z – кількість штифтів; k_z – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження; k – коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження.

Муфти відцентрові (рис. 187)

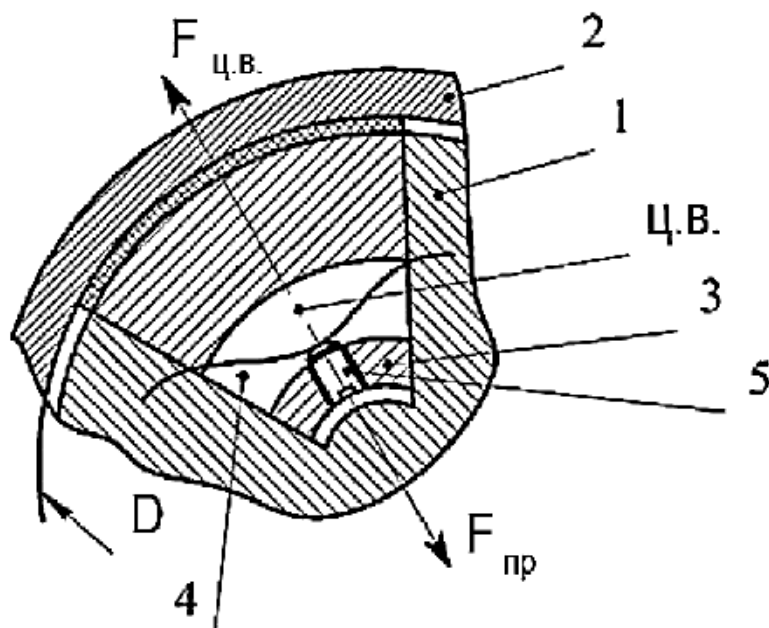


Рис. 187. Схема відцентрової муфти

Ця муфта автоматично з'єднує вали тільки тоді, коли кутова швидкість перевищить деяку задану величину. Ці муфти використовуються для автоматичного вмикання і вимикання виконавчого механізму.

Відцентрова сила $F_{ц.в.}$ притискає колодку 3 до барабана півмуфти 2. Цьому перешкоджає сила пружини $F_{пр}$, що виникає від прогину пружини 4. Величину сили $F_{пр}$ регулюють гвинтом 5.

Колодки 3 встановлені в корпусі 1.

Для передачі крутного моменту необхідно, щоб момент тертя від сили притиснення ($F_{ц.в.} - F_{пр}$) був більше переданого крутного моменту:

$$M_{тер} = (F_{ц.в.} - F_{пр}) \cdot f \cdot z \cdot \frac{D}{2} = k \cdot T,$$

де z – кількість колодок; f – коефіцієнт тертя; k – коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження; T – переданий крутний момент.

Працездатність колодок розраховують за тиском $[P_{пит}]$ на поверхні тертя так, як і в інших фрикційних муфтах.

Муфти вільного ходу (МВХ) (рис. 188)

Ці муфти передають момент тільки в одному заданому напрямку. Їх застосовують у верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах і т. д.

У велосипедах, наприклад, вони передають крутний момент від педалей на колесо і в той же час дозволяють колесу вільно котитися при нерухомих педалях. Найпростішим представником муфти вільного ходу є пристрій з храповиком.

Схему однієї з конструкцій таких муфт наведено на рис. 188.

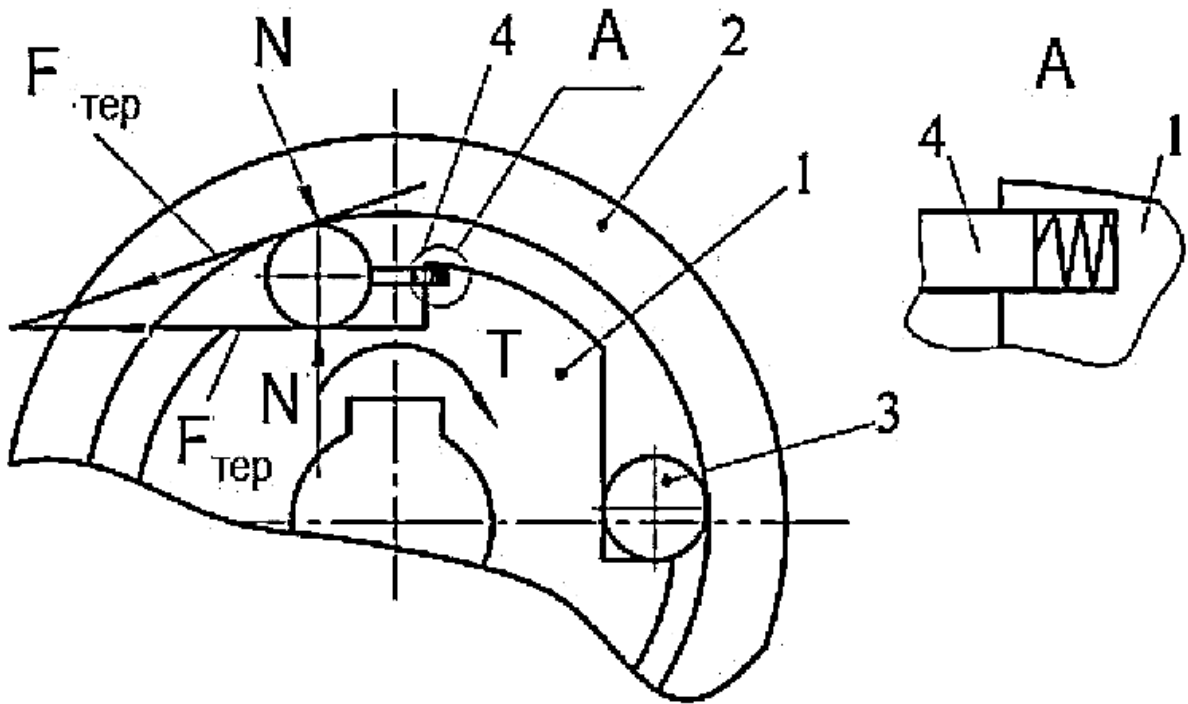


Рис. 188. Схема муфти вільного ходу

Якщо храповик 1 обертається за годинниковою стрілкою, то під дією сил тертя ролик 3 заклинюється у вузькій частині паза. Утворюється жорстке з'єднання храповика з кільцевою обоймою 2 через ролик. При обертанні храповика у протилежному напрямку ролик виходить в широку частину паза і храповик роз'єднується з кільцевою обоймою 2. У цьому напрямку він може обертатися вільно. Штовхач 4, що має слабку пружину, утримує ролик у постійному контакті з обоймою 2.

При передачі крутного моменту T на ролик діють нормальні сили N і сили тертя $F_{\text{тер}}$.

Міцність ролика і робочих поверхонь деталей 1 і 2 розраховують за контактними напруженнями

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

Розрахункові контактні напруження σ_H визначаються за формулою Герца.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 1. – 728 с; 1980. – Т. 2. – 559 с; 1982. – Т. 3. – 576 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1982. – 351 с.
3. Детали машин : учеб. для вузов / Л. А. Андреев [и др.] ; под ред. О. А. Ряховского. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. О. Баумана, 2003. – 544 с.
4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для техн. Вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 7-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2001. – 447 с.
5. Заблонский, К. И. Детали машин / К. И. Заблонский. – Киев : Вища. шк, 1985. – 518 с.
6. Заблонський, К. І. Деталі машин: підручник / К. І. Заблонський. – Одеса : Астропринт, 1999. – 404 с.
7. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1976. – 399 с.
8. Иосилевич, Г. Б. Детали машин / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 367 с.
9. Киркач, Н. Ф. Расчёт и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.
10. Кудрявцев, В. Н. Детали машин : учеб. для студ. машиностроит. спец. вузов / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1980. – 464 с.
11. Курмаз, Л. В. Основы конструирования деталей машин : учеб. пособие / Л. В. Курмаз. – Харьков : Изд-во НТУ «ХПИ», 2010. – 532 с.
12. Назин, В. И. Проектирование подшипников и валов : учеб. пособие / В. И. Назин. – Харьков : ХАИ, 2005. – 220 с.
13. Назин, В. И. Проектирование механизмов с передачей винт – гайка : учеб. пособие / В. И. Назин. – Харьков : ХАИ, 2006. – 122 с.
14. Орлов, П. И. Основы конструирования. В 2 т. / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1988. – Т. 1. – 560 с.; т. 2. – 544 с.
15. Основы расчёта и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов : учеб. пособие для вузов ЛТА / Н. А. Алексеева [и др.] ; под ред. В. Н. Кестельмана, Г. И. Рощина. – М. : Машиностроение, 1989. – 456 с.
16. Расчёт и проектирование деталей машин : учеб. пособие для вузов / К. П. Жуков [и др.] ; под ред. Г. Б. Столбина, К. П. Жукова. – М. : Высш. шк., 1978. – 247 с.
17. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	3
1. ПРЕДМЕТ, ПРОБЛЕМИ КОНСТРУЮВАННЯ І КОРОТКІ ІСТОРИЧНІ ВІДОМОСТІ	4
2. КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	6
3. НАДІЙНІСТЬ МАШИН.....	13
4. З'ЄДНАННЯ.....	17
4.1. Загальні відомості.....	17
4.2. Нарізні з'єднання	17
4.2.1. Причини широкого застосування різей і їх класифікація.....	17
за призначенням.....	17
4.2.2. Розподіл навантаження між витками різі	18
4.2.3. Розрахунок кріпильних різей на міцність.....	20
4.2.4. Статична міцність болтів.....	23
4.2.5. Визначення піддатливості болта і деталей.....	29
4.2.6. Розрахунок попередньо затягнутого болтового з'єднання при змінних навантаженнях (розрахунок болтів на втому)	32
4.2.7. Вибір величини сили затягування	34
4.2.8. Порядок розрахунку болтових з'єднань, навантажених змінними силами	37
4.2.9. Конструктивні і технологічні заходи щодо підвищення втомної міцності болтів.....	39
4.2.10. Розрахунок групових болтових з'єднань	41
4.3. Шпонкові з'єднання	50
4.4. Шліцьові з'єднання.....	55
4.5. Заклепкові з'єднання.....	57
4.5.1. Загальні відомості	57
4.5.2. Розподіл зусиль між заклепками	60
4.5.3. Розрахунок одиночних заклепок міцних швів	63
4.5.4. Розрахунок групових заклепкових з'єднань	64
4.5.5. Розрахунок заклепок складених балок	66
4.5.6. Матеріали і допустимі напруження для заклепок.....	68
4.6. Зварні з'єднання.....	69

4.6.1. Загальні відомості	69
4.6.2. Види зварювання, зварні з'єднання і зварні шви	70
4.6.3. Розрахунок зварних з'єднань на міцність	74
4.7. Клейове з'єднання	84
4.8. Клеєзварні і клеєзаклепкові з'єднання	87
4.9. З'єднання з гарантованим натягом	88
4.9.1. Загальні відомості	88
4.9.2. Міцність пресового з'єднання	89
4.9.3. Порядок розрахунку пресового з'єднання (з'єднання з гарантованим натягом).....	91
5. ПЕРЕДАЧІ	93
5.1. Причини застосування і основні характеристики передач.....	93
5.2. Контактні напруження	95
5.3. Мастильні матеріали.....	98
5.4. Передачі гвинт – гайка.....	100
5.4.1. Передачі гвинт – гайка з тертям ковзання	101
5.4.2. Передачі гвинт – гайка з тертям кочення.....	113
5.5. Передачі з зубчастими ременями	117
5.6. Фрикційні передачі і варіатори	122
5.7. Зубчасті передачі.....	133
5.7.1. Класифікація зубчастих передач.....	133
5.7.2. Точність зубчастих передач	139
5.7.3. Сили, які діють у зачепленні зубчастих коліс	142
5.7.4. Характер роботи зубчастих передач	146
5.7.5. Види руйнування зубчастих передач	149
5.7.6. Розрахункове навантаження в зубчастих передачах.....	156
5.7.7. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на контактну міцність.....	163
5.7.8. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на згинання.....	168
5.7.9. Вибір модуля зачеплення і аналіз впливу зміщення інструменту при нарізуванні зубів на контактну і згинальну міцність зубів	172

5.7.10. Особливості розрахунку косозубих коліс на контактну і згинальну міцність	174
5.7.11. Особливості розрахунку конічних зубчастих передач на контактну і згинальну міцність	181
5.7.12. Розрахунок зубів за піковим або максимальним навантаженням.....	188
5.7.13. Розрахунок зубів на малоциклову витривалість при згинанні	1900
5.7.14. Розрахунок зубчастих передач на заїдання	193
5.7.15. Особливості розрахунку на міцність планетарних передач.....	195
5.7.16. Матеріали зубчастих коліс.....	198
5.7.17. Допустимі напруження при розрахунку зубчастих передач на контактну і згинальну міцність	200
5.7.18. Визначення розрахункової кількості циклів змінення напружень.....	204
5.8. Циліндричні передачі Новікова	207
5.9. Хвильові зубчасті передачі.....	211
5.9.1. Схеми, передаточні відношення і принцип роботи хвильових передач.....	211
5.9.2. Типи генераторів хвиль	215
5.9.3. Розрахунок хвильових передач на міцність.....	217
5.10. Черв'ячні передачі	219
5.10.1. Загальні відомості	219
5.10.2. Типи черв'яків і ковзання в черв'ячних передачах	221
5.10.3. ККД і сили в зачепленні черв'ячної передачі	222
5.10.4. Причини виходу з ладу черв'ячних передач.....	224
5.10.5. Розрахунок черв'ячних передач на контактну і згинальну міцність.....	224
5.10.6. Тепловий розрахунок і охолодження черв'ячних передач	231
5.10.7. Глобоїдні передачі	232
6. ВАЛИ І ОСІ.....	233
6.1. Призначення і критерії працездатності валів і осей.....	233
6.2. Розрахунок валів і осей на міцність	234
6.3. Розрахунок валів на жорсткість.....	243

6.4. Розрахунок валів на коливання.....	245
6.5. Конструктивні й технологічні заходи підвищення витривалості валів і осей.....	248
7. ПІДШИПНИКИ.....	250
7.1. Призначення і класифікація.....	250
7.2. Підшипники кочення.....	250
7.2.1. Переваги, недоліки і конструкція підшипників кочення	250
7.2.2. Точність підшипників кочення.....	256
7.2.3. Розподілення навантаження між тілами кочення.....	256
7.2.4. Причини виходу з ладу підшипників кочення	258
7.2.5. Розрахунок підшипників кочення за статичною та динамічною вантажопідйомністю.....	259
7.2.6. Швидкохідність підшипників кочення.	262
7.2.7. Матеріали і послідовність розрахунку підшипників кочення	263
7.3. Підшипники ковзання.	264
7.3.1. Загальні відомості і застосування.	264
7.3.2. Класифікація підшипників ковзання	266
7.3.3. Види пошкодження і критерії працездатності підшипників ковзання.....	268
7.3.4. Розрахунок підшипників "сухого" тертя.....	269
7.3.5. Розрахунок підшипників напіврідинного тертя	270
7.3.6. Розрахунок підшипників рідинного тертя.....	271
7.3.7. Інші типи підшипників ковзання.....	280
8. МУФТИ	281
8.1. Призначення і класифікація муфт	281
8.2. Глухі муфти	282
8.3. Компенсувальні муфти	285
8.4. Керовані муфти	291
8.5. Муфти автоматичні, або самокеровані	296
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	299

Навчальне видання

Назін Володимир Іосифович

ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Редактор Н. М. Сікульська

Зв. план, 2021

Підписано до друку 23.11.2021

Формат 60x84 1/8. Папір офс. Офс. друк

Ум. друк. арк. 16,9. Обл.-вид. арк 19. Наклад 100 пр.

Замовлення 276. Ціна вільна

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001