

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Навчально-науковий Аерокосмічний інститут
Механіко-енергетичний факультет
КАФЕДРА МАШИНОЗНАВСТВА

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни «**Деталі машин**»

(мова навчання – українська)

Галузь знань 0701 «Транспорт і транспортна інфраструктура»
Напрямок 6.070103 «Обслуговування повітряних суден»

Укладачі:

П.Носко
П.Філь

Конспект лекцій розглянутий та схвалений
на засіданні кафедри машинознавства

Протокол № ____ від «__» ____ 2016 р.

Завідувач кафедри _____ М. Кіндрачук

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра машинознавства

Дисципліна

«Деталі машин»

Лекції – 34 години (17)

Лабораторні роботи – 17 годин (9)

МКР – 2

Курсовий проект – 1

Екзамен

Список рекомендованих джерел

Основні рекомендовані джерела

1. В.Т. Павлице Основи конструювання та розрахунків деталей машин. К.: Вища шк., 1993. – 556 с.
2. В.М. Павлов, А.С. Крижановський, Г.М. Борозенець та ін. Деталі машин. Конспект лекцій. – К.: НАУ, 2008. – 164 с.
3. М.Н. Иванов. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
4. Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян Расчет и проектирование деталей машин. Часть II. – Харьков, Выща шк., 1988. – 140 с.
5. Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Под ред. П.Н. Учаева. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.

Додаткові рекомендовані джерела

6. В.Д. Чернілевський, В.С. Павленко, М.В. Любін Технічна механіка. Кн. 4. Деталі машин, К.: НМК ВО, 1992. – 360 с.
7. Цехнович Л.И., Петриненко И.П. Атлас конструкции редукторов.- К.: „Вища школа”, 1990. – 151 с.
8. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин. – Х.: Основа, 1996. – 256 с.
9. С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение 1987. – 416 с.
10. Основні державні стандарти, які використовують при вивченні дисципліни.
11. ГОСТ 2.721-74-ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения.
12. ГОСТ 2.106-79-ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.
13. ГОСТ 16530-83 – Передатки зубчатые. Общие термины, определения и обозначения.
14. ГОСТ 16531-83 – Передатки зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.
15. ГОСТ 16532-70 – Передатки зубчатые эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
16. ГОСТ 19274-73 – Передатки зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.
17. ГОСТ 19672-74 – Передатки червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка.
- 18. ГОСТ 9563-60 – Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули.

к44
ДЗР

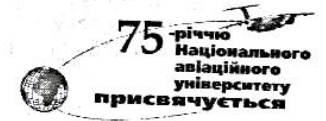
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет



682281

ДЕТАЛІ МАШИН

Конспект лекцій



Київ 2008

УДК 62181(042.4)
ББК К445я7
Д38

Автори: В.М. Павлов, А.С. Крижанівський, Г.М. Борозенець,
Є.М. Бабенко, О.В. Голубничій

Рецензенти: С.А. Найда – канд. техн. наук, доцент кафедри акустики
та акустoeлектроніки Національного технічного універ-
ситету України (КПІ);
М.М. Регульський – канд. техн. наук, старш наук. спів-
роб. Інституту механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України

Затверджено методично-редакційною радою Національного
авіаційного університету (протокол № 3 від 03.04.2007 р.).

Д 38
Деталі машин: конспект лекцій / В.М. Павлов,
А.С. Крижанівський, Г.М. Борозенець [та ін.]. – К.: НАУ, 2008. –
164 с.

Розглянуто основи кінематичного та силового розрахунку
механічних передач та конструювання і розрахунки на міцність
деталей цих передач.

Для студентів спеціальності 8100106 "Виробництво, тех-
нічне обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигу-
нів", 8.100103 "Технології та технологічне обладнання аеропо-
ртів".

УДК 62181(042.4)
ББК К445я7

© Павлов В.М., Крижанівський А.С.
Борозенець Г.М. [та ін.], 2008

ВСТУП

Деталі машин (ДМ) – це перший розрахунково-конструктор-
ський курс, в якому вивчаються основи проектування і розрахунку
машин і механізмів.

Кожна машина (механізм) складається із деталей. *Деталь* – це
така частина машини, яка виготовляється без використання складаль-
них операцій. Деталь може бути простою (гайка, шпонка, зубчасте ко-
лесо) або складною (колінчастий вал, корпус редуктора).

Одна деталь або декілька деталей, з'єднаних нерухомо, утво-
рюють *ланку*. Ланки, які з'єднані рухомо, утворюють *механізм*.

Деталі, крім того, можуть об'єднуватися у вузли. *Вузол* являє
собою закінчену складальну одиницю, в яку входять деталі, що
мають загальне функціональне призначення (підшипник, муфта).
Вузли також можуть бути простими і складними. Складні вузли мі-
стять прості.

Серед великого різновиду деталей та вузлів можна виділити
такі, які використовуються практично у всіх машинах (болти, вали,
підшипники, передачі тощо). Ці деталі (вузли) називають *деталлями*
(*вузлами*) *загального призначення*. Вивчення цих деталей розгляда-
ється у курсі "Деталі машин". Всі інші деталі, що використовують-
ся тільки в одній або декількох машинах (колінчастий вал, лопатки
турбін), називають *деталлями спеціального призначення* (їх вивча-
ють у спеціальних курсах).

Деталі загального призначення використовуються в машино-
будуванні у великих кількостях (наприклад, сучасний літак має
приблизно 400 тис. болтів і близько 1 млн. заклепок). Тому будь-
яке удосконалення методів розрахунку і конструкції цих деталей
дозволяє зменшити витрати матеріалу, підвищити довговічність,
знизити собівартість, що дає значний економічний ефект.

Історична довідка. Як самостійна навчальна дисципліна
курс "Деталі машин" сформувався у 80-х роках ХІХ ст. До цього
часу, коли машин було мало, а їх розрахунок носив елементарний
характер, студенти-механіки вивчали всі питання машинобудуван-
ня в загальному курсі побудови машин.

Розвиток машинобудування і теорія розрахунку машин зро-
били цей курс надзвичайно великим. Тому курс побудови машин
був розділений на ряд загальнотехнічних і спеціальних дисциплін.

До загальнотехнічних дисциплін належать: "Теорія механізмів і машин", "Опір матеріалів", "Деталі машин".

У Росії перший підручник "Деталі машин" написаний у 1881 р. Кірпічовим В.А. У подальшому цей курс був розвинутий у працях П.К. Худякова, А.І. Сидорова, М.А. Саверіна, К. Баха, Ф. Ретшера та ін.

Основи проектування деталей машин. Основні вимоги до конструкції деталей машин

Досконалість конструкції деталей оцінюють за їх надійністю й економічністю.

Під *надійністю* розуміють властивість виробів зберігати у часі свою працездатність.

Працездатність – це стан виробу, при якому він спроможний виконувати задані функції, зберігаючи значення параметрів, встановлених нормативно-технічною документацією. Втрату працездатності називають *відмовою*.

Економічність визначають вартістю матеріалу, витратами на конструювання, виробництво й експлуатацію.

Основні критерії працездатності деталей машин

Критерій – це певна ознака, на основі якої проводиться оцінка чого-небудь. Основними критеріями працездатності ДМ є міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість та вібростійкість. Значення того чи іншого критерію для певної деталі залежить від її функціонального призначення й умов роботи. Наприклад, для кріпильних гвинтів головним критерієм є міцність, а для ходових гвинтів – зносостійкість. Працездатність забезпечують переважно вибором відповідного матеріалу, раціональною конструктивною формою і розрахунком розмірів деталей.

Міцність – це головний критерій працездатності більшості деталей. Розрізняють руйнування деталей в результаті втрати статичної міцності або опору втомленості.

Втрата статичної міцності відбувається тоді, коли значення робочих напружень перевищує межу статичної міцності (наприклад, σ_B). Це пов'язано, як правило, із випадковими перевантаженнями, які не були враховані під час розрахунків або через наявність прихованих дефектів.

Втрата опору втомленості виникає в результаті тривалої дії змінних напружень, що перевищують межу витривалості (σ_{-1}). В курсі "Деталі машин" загальні методи розрахунків на міцність використовують для розрахунку конкретних деталей.

Жорсткість – це зміна розмірів і форми деталей під навантаженням. Розрахунок на жорсткість передбачає обмеження пружних деформацій деталей у межах, допустимих для конкретних умов роботи. Такими умовами можуть бути умови роботи сполучених деталей (наприклад, якість зачеплення зубчастих коліс погіршиться при прогинанні валів), технологічні умови (точність обробки деталей на токарному верстаті зменшується при деформації вала шпинделя). Норми жорсткості деталей визначаються на основі практики експлуатації і розрахунків. Значення розрахунків на жорсткість зростає у зв'язку з широким впровадженням високоміцних матеріалів, у яких збільшуються характеристики міцності (σ_B, σ_{-1}), а модуль пружності E залишається практично незмінним. При цьому зустрічаються випадки, коли розміри, одержані із розрахунку на міцність, виявляються недостатніми щодо жорсткості.

Зношування – це процес поступової зміни розмірів деталей у результаті тертя. При цьому збільшуються зазори у з'єднаннях машини (підшипниках, зубчастих зачепленнях, напрямних та ін.). Збільшення зазорів призводить до зниження характеристик машин, таких як потужність, коефіцієнт корисної дії (ККД), надійність, точність. Деталі, зношені більше норми, бракують і замінюють під час ремонту. Несвоєчасний ремонт призводить до поломок, а іноді і до аварій. Інтенсивність зношування залежить від тиску, швидкості ковзання, коефіцієнта тертя, зносостійкості матеріалу. Для зменшення зносу широко використовуються змащування поверхонь тертя, захист від забруднень, мастила, антифрикційні матеріали. Зношування виводить із ладу велику кількість ДМ. Воно значно збільшує вартість експлуатації, потребуючи проведення періодичних ремонтних робіт, висока вартість яких зумовлена значними витратами ручної висококваліфікованої праці, яку важко автоматизувати і механізувати. Зношування суттєво збільшується за наявності корозії.

Теплостійкість – це властивість деталей зберігати працездатність під дією температури. Нагрівання деталей може викликати такі шкідливі наслідки: зниження міцності і появу повзучості, зміну зазорів у з'єднаннях, що може призвести до заклинювання, зни-

ження захисної спроможності мастильних плівок, зниження точності. Щоб не допустити шкідливих наслідків перегрівання виконують тепловий розрахунок, в основі якого знаходиться рівняння теплового балансу.

Вібростійкість – це стійкість відносно до виникнення вібрацій (коливань), які можуть призвести до руйнування від утомленості. Особливо шкідливі резонансні колювання. Щоб викликати або зменшити їх вплив на працездатність, виконують розрахунок на колювання.

Особливості розрахунку деталей машин. Розрахункове навантаження

Під час розрахунків ДМ реальні конструкції замінюють ідеалізованими моделями (розрахунковими схемами). Наприклад, розраховуючи на міцність несучільний і неоднорідний матеріал деталі, розглядають як суцільний і однорідний, ідеалізують опори навантаження, форму деталі тощо. При цьому розрахунок стає приблизним. Важливим при цьому є вміння вірно оцінювати головні і другорядні чинники.

Похибка приблизних розрахунків суттєво змінюється при використанні досвіду проектування й експлуатації аналогічних конструкцій. На основі узагальнення досвіду експлуатації розробляють норми і рекомендації. Наприклад, норми для допустимих напружень, коефіцієнтів запасу міцності, рекомендації щодо вибору матеріалів, розрахункового навантаження та ін. Неточність розрахунків на міцність компенсується в основному за рахунок запасу міцності. Вибір коефіцієнтів запасу міцності є відповідальним етапом розрахунку. Занижене значення його призводить до руйнування деталей, а завищене – до невиправданого збільшення маси.

В інженерній практиці трапляються два види розрахунків - *проектний* і *перевірочний*.

Проектний розрахунок – це попередній, спрощений розрахунок, що виконується в процесі розробки конструкції деталі з метою визначення її розмірів.

Перевірочний розрахунок – це уточнюваний розрахунок відомої конструкції, що виконується з метою перевірки її міцності.

Під час проектного розрахунку кількість невідомих, як правило, перевищує кількість рівнянь. Тому деякими невідомими параметрами задаються, беручи до уваги досвід і рекомендації, а деякими другорядними параметрами просто нехтують. Такий спрощений розрахунок необхідний для визначення тих розмірів, без яких неможливе перше розроблення конструкції.

При розрахунках деталей машин розрізняють *номінальне* і *розрахункове* навантаження. Номінальний момент T_n , наприклад, відповідає паспортній потужності машини, а розрахунковий T_p визначають як добуток номінального моменту T_n на коефіцієнт розрахункового навантаження K . Коефіцієнт K враховує динамічні явища, нерівномірність розподілу навантаження, статичну незначеність та ін.

$$T_p = K T_n.$$

Значення K можна визначити розрахунком. Однак частіше його вибирають, орієнтуючись на рекомендації. Такі рекомендації складають на основі експериментальних досліджень і досвіду експлуатації різних машин.

Частина I. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Механічною передачею називають механізм, який служить для передачі енергії від двигуна до виконавчих органів машини з перетворенням параметрів руху. Під перетворенням розуміють зміну обертального моменту, частоти обертання, напрямку руху. Передача може виконувати функцію суматора або дільника потоку потужності.

Необхідність введення передач як проміжного елемента між двигуном і виконавчими органами викликана необхідністю рішення цілого ряду важливих інженерних задач. Наприклад, зміна частоти обертання необхідна для зміни швидкості руху транспортних засобів, швидкості проходження технологічних процесів. При зрушенні з місця і на підйомах автомобілів необхідно в декілька разів збільшити обертальний момент на ведучих колесах. Сам двигун внутрішнього згоряння не може виконувати ці функції, оскільки він може стало працювати тільки у вузькому діапазоні зміни обертального моменту і кутової швидкості. Подібно автомобільному погано регулюються багато інших двигунів, у тому числі більшість електродвигунів.

Узгодження режиму роботи двигуна з режимом роботи робочої машини здійснюється за допомогою передач.

У деяких випадках регулювання двигуна можливе, але не бажане за економічних причин, оскільки двигуни мають низький ККД за межами номінального режиму роботи. Маса і вартість двигуна при однаковій потужності знижуються зі збільшенням його швидкохідності. Виявляється економічно доцільним використання швидкохідних двигунів з передачами, що зменшують кутову швидкість, замість тихохідних двигунів без передач.

Залежно від способу перетворення руху розрізняють такі види передач: механічні, електричні, гідравлічні, пневматичні і різні комбіновані передачі. В механічних передачах перетворення руху здійснюється за допомогою твердих тіл.

У курсі "Деталі машин" вивчають тільки механічні передачі загального призначення. Їх ділять на дві основні групи: передачі, в основі яких знаходиться зачеплення (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові) і передачі, основані на використанні тертя (пасові, фрикційні).

У кожній передачі розрізняють два вала: вхідний і вихідний (рис. 1.1).

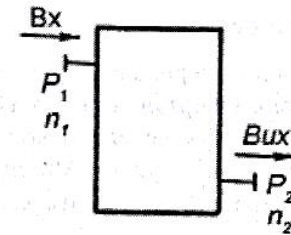


Рис. 1.1. Схема механічної передачі

Основними характеристиками передачі є такі: потужність на вході P_1 і на виході P_2 , Вт; частота обертання на вході n_1 і на виході n_2 , об/хв, або ω_1 і ω_2 - відповідні кутові швидкості. Ці характеристики мінімально необхідні і достатні для розрахунку будь-якої передачі. Крім основних існують і похідні характеристики. Це ККД передачі

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

і передаточне відношення

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Похідні характеристики часто використовують замість основних. Наприклад, передачу можна розрахувати, задаючи P_2 , n_2 і η .

При $u > 1$ ($n_1 > n_2$) – передача є знижувальною (редуктор). Якщо $u < 1$ ($n_1 < n_2$) – передача підвищувальна (мультиплікатор).

Передачі виконують із сталим і змінним передаточним відношенням. Регулювання (зміна передаточного відношення) передачі може бути ступеневим і безступеневим.

1. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

1.1. Загальні відомості

Найпростіша зубчаста передача складається з двох коліс, які зачіпляються між собою. Обертальний рух ведучого колеса перетворюється в обертальний рух веденого колеса шляхом натискування зубців першого на зубці другого. Менше зубчасте колесо передачі в курсі "Деталі машин" називають *шестірнею*, а більше – *колесом*.

Зубчасті передачі класифікують за такими ознаками:

I. За розміщенням осей валів:

- передачі з паралельними осями (циліндричні);
- передачі з осями, що перетинаються (конічні);
- передачі з мимобіжними осями (черв'ячні, гвинтові, гіпоїдні).

II. За формою колеса:

- циліндричні;
- конічні;
- еліптичні;
- фігурні.

III. За розміщенням, зубців на колесі:

- прямозубі;
- косозубі;
- шевронні;
- гвинтові.

IV. За формою профілю зуба:

- евольвентні;
- кругові.

Евольвентний профіль запропонував Ейлер (1760 р.), а круговий – Новіков М.Л. (1954 р.).

Основні *переваги* зубчастих передач:

1. Висока навантажувальна спроможність і, як наслідок, – малі габарити.
2. Велика довговічність і надійність роботи (наприклад, для редукторів загального призначення встановлюється ресурс 30 тис. год).
3. Високий ККД (до 0,97-0,98 в одному ступені).
4. Сталість передаточного відношення.

5. Можливість використання в широкому діапазоні колових швидкостей (до 150 м/с), потужностей (до десятків тисяч кіловат) і передаточних відношень (до декількох сотень і навіть тисяч).

Серед *недоліків* зубчастих передач можна відмітити підвищені вимоги до точності виготовлення, шум при великих швидкостях, високу жорсткість, що не дозволяє зменшувати динамічні навантаження.

Переваги зубчастих передач більш вагомі, ніж недоліки, тому вони дуже широко розповсюджені в машинобудуванні і приладобудуванні. Із всіх зубчастих передач найбільш розповсюджені циліндричні прямозубі, косозубі і шевронні.

1.2. Геометрія евольвентного зачеплення

Геометрія евольвентного зачеплення детально розглядається у курсі теорії механізмів і машин. Тому в цьому курсі нагадаємо читачеві тільки основні поняття і параметри евольвентного зачеплення.

Початкові кола (діаметр d_w) – це кола (рис.1.2), що перекочуються одне по одному без ковзання (центроїди у відносному русі).

Ділильні кола (діаметр d) – базові кола при визначенні розмірів зубців. По ділильному колу обкочується середня лінія зубчастої рейки при нарізанні зубчастого колеса. Якщо нарізання зубчастого колеса виконано без зміщення, то початкове і ділильне кола збігаються. Таке колесо називається *колесом без зміщення* або *нормальним зубчастим колесом*.

Основне коло (діаметр d_b) – коло, розгорткою якого є евольвента. Воно використовується для побудови евольвенти.

Кола головок і піжок або вершин та западин (діаметри d_a і d_f відповідно) – кола, які обмежують вершини та западини зубців.

Лінія зачеплення – геометричне місце точок зачеплення. Вона утворює з перпендикуляром до лінії центрів кут зачеплення α_w . Для нормальних коліс $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Крок P – відстань між однойменними точками профілів двох сусідніх зубців, взята по деякому колу. Тому розрізняють крок ділильний, початковий, основний.

Модуль m – відношення кроку P до числа π , тобто

$$m = \frac{P}{\pi}$$

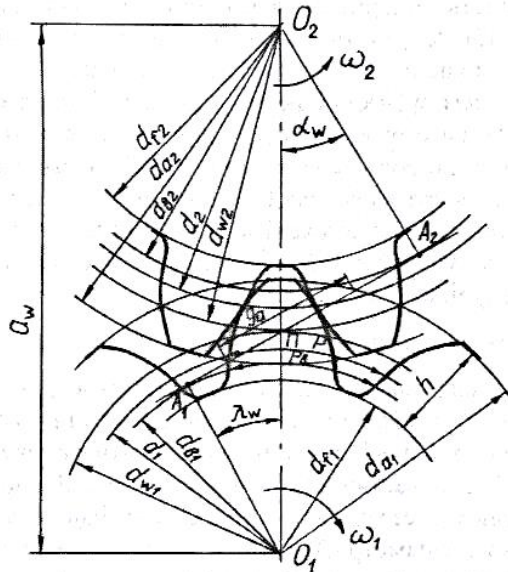


Рис. 1.2. Евольвентне зачеплення

Коловий (ділительний) модуль є основною характеристикою зубчастого колеса. Значення цього модуля стандартизовані в діапазоні 0,005 ... 100 мм. Розглянуті основні параметри нормального зубчастого зачеплення пов'язані між собою такими залежностями:

$$\begin{aligned}
 P &= \pi m; \\
 d &= m z; \\
 d_b &= m z \cos \alpha; \\
 d_a &= m(z + 2); \\
 d_f &= m(z - 2,5); \\
 h_a &= h_a^* m; \\
 h_a^* &= 1,0,8; \\
 h_f &= h_f^* m; \\
 h_f^* &= h_a^* + C^*;
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

$$C^* = 0,25;$$

$$a_w = 0,5 m (z_1 + z_2).$$

У наведених виразах (1.1) h_a - висота головки зуба; h_a^* - коефіцієнт висоти головки зуба; h_f - висота ніжки зуба; h_f^* - коефіцієнт висоти ніжки зуба; C^* - коефіцієнт радіального зазору; a_w - міжосьова відстань; z - кількість зубців. Параметри шестірні, як правило, позначаються індексом "1", а колеса - "2".

Коефіцієнт торцевого перекриття ϵ_α визначається як відношення лінії зачеплення g_α до кроку по основному колу P_b

$$\epsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_b}.$$

Він характеризує плавність руху (безперервність зачеплення) і має бути більшим одиниці. Цей коефіцієнт показує, скільки пар зубців одночасно знаходиться у зачепленні. Як правило, $\epsilon_\alpha = 1,2 \dots 1,8$. Так, якщо $\epsilon_\alpha = 1,6$, це значить, що 0,4 часу роботи передачі в зачепленні знаходиться одна пара зубців, а 0,6 - дві пари.

Зона однопарного зачеплення розміщується посередині зуба в зоні полюса зачеплення P . У зоні однопарного зачеплення зуб передає повне навантаження F_n (рис. 1.3), а в зонах двопарного зачеплення - тільки приблизно половину навантаження.

Ширина вінця циліндричного зубчастого колеса визначається за однією із формул:

$$b_w = \Psi_{ba} a_w = \Psi_{bd} d_1 = \Psi_m m,$$

де Ψ_{ba} , Ψ_{bd} , Ψ_m - коефіцієнти ширини вінця колеса по міжосьовій відстані, діаметру шестірні, модулю відповідно. Значення цих коефіцієнтів вибирають за рекомендаціями, що наводяться у довідниках [1.3].

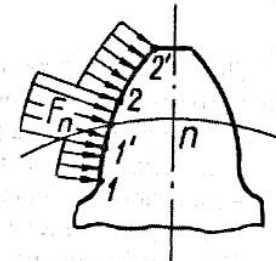


Рис. 1.3. Навантаження в зоні однопарного та двопарного зачеплення

1.3. Кінематика і статика зубчастої передачі

Під час кінематичного дослідження зубчастих передач до- сить часто використовується поняття "передаточне відношення". Воно визначається як відношення кутових швидкостей чи частот обертання коліс, що знаходяться в зачепленні

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

У курсі "Деталі машин" частіше використовується поняття "передаточне число" u , що визначається як відношення кількості зубців колеса z_2 до кількості зубців шестірні z_1 , тобто

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

У машинобудуванні використовують як одноступеневі, так і багатоступеневі передачі. Передаточне число багатоступеневої пе- редачі визначається як добуток передаточних чисел окремих сту- пенів. Для n ступеневої передачі

$$u = u_1 u_2 \dots u_n$$

Дослідження показали, що за масою і габаритами не доцільно використовувати великі передаточні числа в одному ступені. Прак- тикою відпрацьовані такі рекомендації:

- для одноступеневих передач - $u \leq 8$;
- для двоступеневих передач - $u \leq 45$;
- для триступеневих передач - $u \leq 200$.

Вага і габарити редуктора значною мірою залежать від того, як розподілене загальне передаточне число за його ступенями. Кращі показники мають редуктори, в яких діаметри коліс (а не ше- стерень) усіх ступенів близькі між собою. При цьому будуть вико- нуватись також умови змащування зануренням у загальну мастиль- ну ванну. Оскільки тихохідна ступінь навантажена більше ніж швидкохідна, то для одержання близьких діаметрів коліс передато- чне число швидкохідної ступені рекомендується брати більшим ніж тихохідної при одночасному збільшенні коефіцієнта ширини колеса Ψ_{ba} . Для розподілу передаточного числа дво- і триступене- вих редукторів розроблені відповідні рекомендації. Один із можли-

вих варіантів базується на використанні графіків, зображених на рис. 1.4.

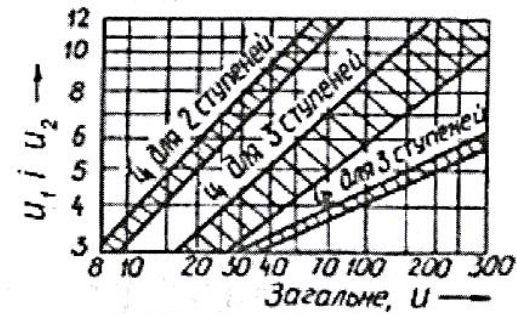


Рис. 1.4. Розподілення передаточного відношення для дво- та триступеневих редукторів

Статика передачі (силовий розрахунок). Зв'язок між момен- тами на ведучому і веденому валах одноступеневої передачі можна одержати із рівності потужностей:

$$P_2 = P_1 \eta, \quad (1.2)$$

де η – ККД передачі ($\eta = 0,98$ – для закритої передачі 6 і 7-го ступенів точності з рідинним змащенням; $\eta = 0,97$ – для передачі 8-го ступеня точності; $\eta = 0,94$ – для відкритої передачі з густим мастилом).

Враховуючи, що потужність при обертальному русі визнача- ється як добуток обертального моменту на кутову швидкість, рів- ність (1.2) переписується таким чином:

$$T_2 \omega_2 = T_1 \omega_1 \eta,$$

звідки

$$T_2 = T_1 u \eta.$$

Оскільки сили тертя між зубцями малі, то силу тиску між ними F_n можна вважати напрямленою по загальній нормалі до сполуче- них профілів, тобто по лінії зачеплення. При розрахунку циліндри- чної прямозубої передачі ця сила розкладається на дві складові: ко- лову F_t і радіальну F_r (рис. 1.5). Значення всіх цих сил визначають- ся за такими формулами:

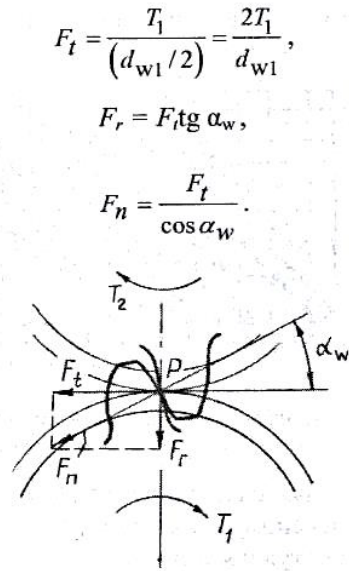


Рис. 1.5. Сили в зачепленні циліндричних прямозубих коліс

1.4. Критерії працездатності і розрахунку

Умови роботи в зачепленні

Під час передачі обертального моменту на зуб, крім нормальної сили, діє ще сила тертя. Ці сили породжують в ньому складний напружений стан. Вирішальний вплив на працездатність зуба мають два основних напруження: *контактне напруження* σ_H і *напруження згинання* σ_F . Ці напруження не сталі, а змінюються протягом часу за деяким переривчастим віднульованим циклом (рис. 1.6). Час дії напруження σ_F за один оберт колеса t_1 дорівнює довготривалості зачеплення зуба t_2 . Напруження σ_H діють ще менше часу. Цей час дорівнює довготривалості знаходження в зачепленні даної точки поверхні зуба з урахуванням розповсюдження контактних напружень.

Змінні напруження є причиною руйнування зубців від утомленості.

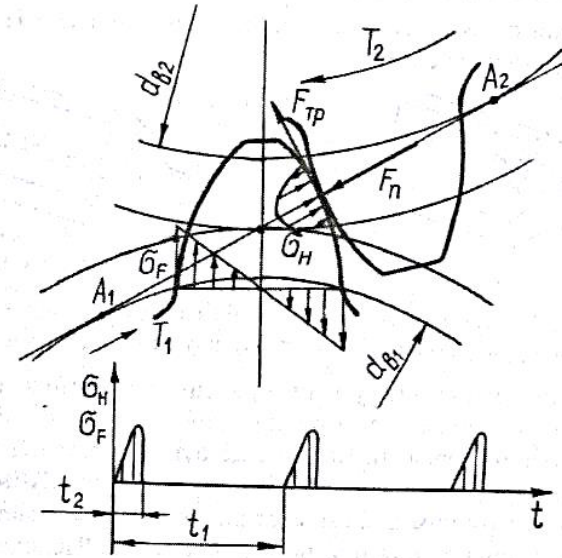


Рис. 1.6. Напруження в зубчастому зачепленні

682281

Руйнування зубів

Руйнування зубців пов'язано із напруженням згинання (рис. 1.7,а). На практиці спостерігається руйнування кутів зубців унаслідок концентрації навантаження. Розрізняють два види руйнування зубців:

- руйнування від великих перевантажень, ударної або навіть статичної дії. Такі руйнування попереджують захистом передачі від перевантаження або врахуванням перенавантаження при розрахунках;
- руйнування від утомленості, що здійснюється від дії змінних напружень тривалого строку служби. Попереджують визначенням розмірів із розрахунку на втомленість.

Загальні заходи попередження руйнування зубів – збільшення модуля, позитивне зміщення при нарізанні зубів, термооброблення, зменшення концентрації навантаження по краях зубців, для чого використовують жорсткі вали, зубці із різаними кутами.

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
БІБЛІОТЕКА

Пошкодження поверхні зубців

Всі види пошкодження поверхні зубців зумовлені із дією контактних напружень і тертям.

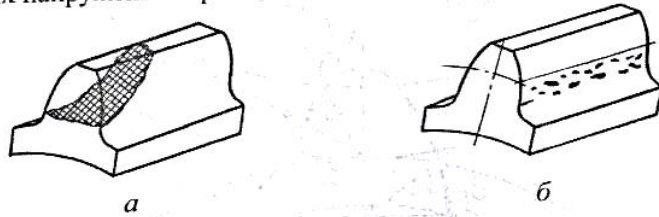


Рис. 1.7. Пошкодження зубців зубчастих коліс:
а – руйнування зуба; б – розкришування від втоми

Розкришування від втоми при дії контактних напружень (рис. 1.7,б) є основним видом руйнування поверхні зубців при гарному змащуванні передачі. Частіше це бувають закриті, порівняно швидкохідні передачі, захищені від пилу та бруду. Зуби таких передач розділені тонким шаром мастила, який уникає металеві контакти. Зношування зубців при цьому не суттєве. Передача працює тривалий час до появи ознак утомленості в поверхневих шарах зубців. На поверхні з'являються невеликі заглиблення, що нагадують віспинки, які зростають і перетворюються у раковини.

Основні заходи попередження розкришування: визначення розмірів коліс під час розрахунку на втомленість за контактним напруженням; підвищення твердості матеріалу шляхом термооброблення; підвищення ступеня точності.

Розглянуті вище два критерії працездатності є основними і за ними розроблені методики розрахунку. Ці методики стандартизовані.

Крім вказаних критеріїв існують ще й такі види пошкоджень: абразивне зношування, заїдання, пластичний зсув, відшарування поверхневого шару.

1.5. Розрахункове навантаження

У курсі "Деталі машин" під час визначення контактних напружень використовують поняття розрахункового навантаження, за яке беруть максимальне значення питомого навантаження, що розподілене по лінії контакту зубців:

$$q = \frac{F_n K}{l_\Sigma},$$

де F_n – нормальна сила в зачепленні; $K = K_\beta K_v$ – коефіцієнт розрахункового навантаження; K_β – коефіцієнт концентрації навантаження; K_v – коефіцієнт динамічності навантаження; l_Σ – сумарна довжина лінії контакту зубців.

Концентрація навантаження і динамічне навантаження по-різному впливають на міцність контактних напружень і напружень згинання. Відповідно розрізняють K_H , $K_{H\beta}$, K_{Hv} при розрахунках контактних напружень і K_F , $K_{F\beta}$, K_{Fv} – напружень згинання.

Коефіцієнт концентрації навантаження

Концентрація або нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба пов'язана із деформацією валів, корпусів, опор і самих зубчастих коліс, а також із похибками виготовлення передач. Пояснимо це складне явище на прикладі, що враховує тільки прогин валів.

На рис. 1.8 зображено взаємне розміщення зубчастих коліс при деформованих валах у випадках: симетричного (рис. 1.8,а), несиметричного (рис. 1.8,б) та консольного (рис. 1.8,в) розміщення коліс відносно опор. Вали прогинаються у протилежні боки під дією сили в зачепленні. При симетричному розміщенні опор прогин валів не викликає перекошування зубчастих коліс, тим самим практично не порушує розподілу навантаження по довжині зуба. Це – найсприятливіший випадок. При несиметричному і консольному розміщенні опор колеса перекошуються на певний кут γ , що призводить до порушення рівномірного дотику зубців.

Якби зубці були абсолютно жорсткими, то вони стикалися би тільки своїми кінцями (рис. 1.8,г). Деформація зубців зменшує вплив перекошування і в більшості випадків зберігає їх дотик по всій довжині (рис. 1.8,д).

Однак при цьому навантаження розподіляється відповідно з деформацією окремих ділянок зубців (рис. 1.8, е).

Коефіцієнт K_β є відношення

$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q_{\text{cp}}},$$

де q_{cp} – середня інтенсивність навантаження.

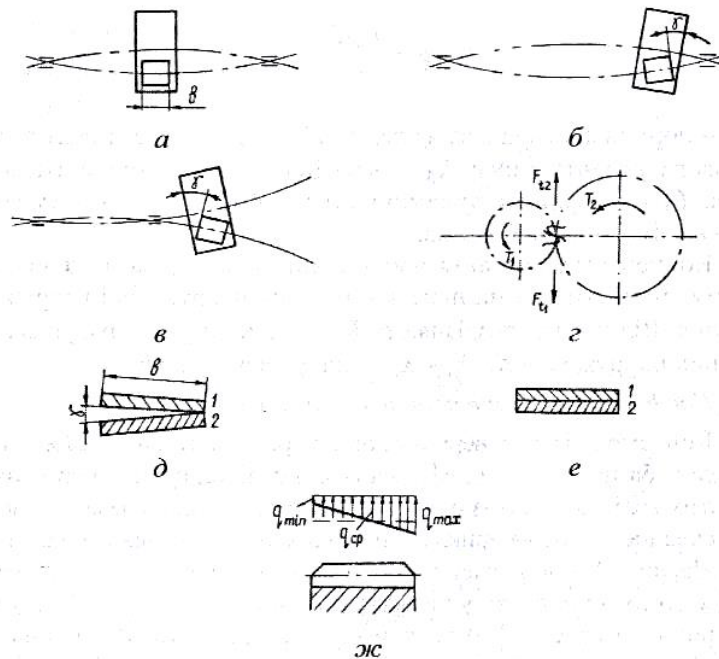


Рис. 1.8. Взаємне розміщення зубчастих коліс при деформованих валах

За інших рівних умов вплив перекошування зубців збільшується з збільшенням ширини коліс b_w , тому її обмежують. Концентрація навантаження збільшує контактні напруження і напруження згинання. Для зменшення небезпеки руйнування кутів зубців, на практиці використовують колеса із зрізаними кутами (рис. 1.8, ж). Якщо колеса виготовлені із м'якого матеріалу, наприклад, сталі твердістю $HV \leq 350$, то концентрація навантаження поступово зменшується в результаті підвищення локального зношування. При сталому навантаженні передачі припрацювання зубів може повністю ліквідувати концентрацію навантаження. При високій твердості зубців і високих колових швидкостях рекомендують використовувати порівняно неширокі колеса і надавати зубцям бочкоподібну форму.

Розрахунок коефіцієнта K_β являє собою досить складне завдання. Тому для приблизної оцінки K_β рекомендують використовувати графіки або таблиці, що складені на основі розрахунків і практики експлуатації. Значення коефіцієнта K_β ($K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$) залежить від коефіцієнта ширини колеса відносно діаметра шестірні $\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$ та розміщення коліс відносно опор. При сталому навантаженні, при $HV \leq 350$ та при коловій швидкості $V < 15$ м/с можна взяти $K_\beta = 1$.

Коефіцієнт динамічного навантаження

Похибки при нарізанні зубців є причиною несталості миттєвих значень передаточного відношення. Це значить, що при $\omega_1 = \text{const}, \omega_2 \neq \text{const}$ і

$$T\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} \neq 0$$

в зачепленні з'являється додатковий динамічний момент

$$M_o = J\varepsilon_2,$$

де J – момент інерції зведених мас. Основний вплив на значення динамічних навантажень мають похибки основного кроку.

Вплив динамічного навантаження на міцність зубчастого зачеплення оцінюється коефіцієнтом динамічного навантаження K_v (K_{Hv} та K_{Fv}). Розрахунок цього коефіцієнта K_v не менш складний, ніж розрахунок коефіцієнта K_β . Для приблизної оцінки значення коефіцієнта K_v розроблені спеціальні таблиці, де K_v приводиться залежно від ступеня точності, твердості матеріалів та колової швидкості.

1.6. Матеріали зубчастих коліс і термооброблення

Основними матеріалами для виготовлення зубчастих коліс є сталі, які найбільшою мірою забезпечують контактну міцність і міцність зубців на згинання. Поліпшені зубчасті колеса, як правило, виготовляють із якісних вуглецевих сталей (ст. 35, 40, 45, 50) і легированих сталей (сталь 35X, 40X, 40XH та ін.). Нормалізовані зубчасті колеса невеликих розмірів виготовляють із вуглецевих сталей звичайної якості (ст. 5, ст. 6) і якісних вуглецевих сталей (ст. 35, 40,

45, 50), а великих розмірів - зі сталюого литва (сталь 35Л, 40Л, 45Л, 50Л).

Залежно від твердості зубчастих коліс їх розділяють на дві основні групи:

- твердістю $HV \leq 350$;
- твердістю $HV > 350$.

Твердість матеріалу $HV \leq 350$ дозволяє виконати чистове нарізання зубців після термооброблення і одержати високу точність без використання дорогих обробних операцій (шліфування, притирання). Колеса цієї групи добре припрацьовуються і уникають крихкого руйнування при динамічних навантаженнях. Для кращого припрацювання зубів твердість шестірни рекомендують призначати більше твердості колеса на 10 ... 15 одиниць HV:

$$H_1 \geq H_2 + (10 \dots 15) HV.$$

Технологічні переваги матеріалу при $HV \leq 350$ забезпечують йому широке розповсюдження в умовах індивідуального та дрібно-серійного виробництва, в мало- і середньонавантажених передачах, а також у передачах із великими колесами, термічне оброблення яких ускладнене.

При $HV > 350$ (друга група матеріалів) твердість виражається в одиницях Роквелла HRC ($1HRC \approx 10 HV$). Спеціальні види термооброблення дозволяють одержати HRC до 50...60 одиниць. При цьому допустимі контактні напруження збільшуються до двох разів, а навантажувальна спроможність передачі - до чотирьох разів порівняно з нормалізованими або поліпшеними сталями.

Використання високотвердих матеріалів є великим резервом підвищення навантажувальної спроможності зубчастих передач. Однак з високою твердістю пов'язані деякі труднощі:

1. Високотверді матеріали погано припрацьовуються. Тому вони і потребують підвищеної точності виготовлення, підвищеної жорсткості валів і опор.

2. Нарізання зубців при високій твердості ускладнене. Тому термооброблення виконують після нарізання. Для виправлення форми зубців після термооброблення використовують додаткові операції (шліфування, притирання та ін.), що збільшує вартість коліс.

Твердість матеріалу залежить від термооброблення. Так, твердість $HV \leq 350$ забезпечується нормалізацією і поліпшенням, а твердість $HV > 350$ - об'ємним загартуванням, загартуванням струмом високої частоти (СВЧ), цементацією, азотуванням тощо.

Нормалізація - вид термооброблення, при якому матеріал нагрівається до відповідної температури і поступово охолоджується на повітрі.

Поліпшення - вид термооброблення, при якому матеріал нагрівається до відповідної температури і поступово охолоджується у печі.

Об'ємне загартування - вид термооброблення, при якому матеріал нагрівається до відповідної температури та швидко охолоджується у воді чи мастилі (досягається твердість HRC 45... 55 одиниць).

Загартування СВЧ (поверхнєве загартування) - вимірюється генераторами СВЧ (досягається твердість HRC 48 ... 54 одиниць).

Цементація і азотування - насичення поверхнєвого шару зубів відповідно вуглецем та азотом (досягається твердість HRC 58 ... 63 одиниць).

1.7. Визначення допустимих напружень

Допустимі контактні напруження

Розрахунок зубчастих коліс на втомленість при циклічних контактних напруженнях ґрунтується на кривих утомленості, які будуються за результатами експериментальних досліджень. На рис. 1.9 крива втомленості побудована в півлогарифмічних координатах ($\sigma_H, \lg N_H$). Вона являє собою пряму, яка переломлюється у точці *A*. Права частина її паралельна осі абсцис. Точці перелому *A* відповідають координати σ_{H0} і $\lg N_{H0}$, де σ_{H0} - *межа контактної витривалості* при віднульовому циклі навантаження, при якому поверхня зубчастого колеса не зруйнується, пройшовши задану кількість циклів навантаження N_{H0} , що називається *базовою кількістю циклів навантаження*.

Контактне напруження σ_H є межею обмеженої витривалості. Йому відповідає циклічна довговічність N_H - кількість циклів навантаження до руйнування.

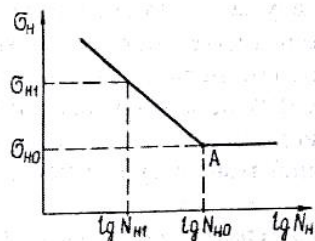


Рис. 1.9. Крива утомленості в півлогарифмічних координатах

Як видно із кривої утомленості, при зменшенні значення σ_{H1} збільшується циклічна довговічність і при $\sigma_{H1} < \sigma_{H0}$ руйнування поверхні зубців не відбудеться при будь-якій кількості циклів навантаження.

Допустимі контактні напруження визначаються за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (1.3)$$

де K_{HL} – коефіцієнт довговічності; $[S_H]$ – допустимий коефіцієнт запасу (коефіцієнт безпеки).

Розглянемо рекомендації щодо визначення величин, що входять у формулу (1.3).

Значення межі контактної витривалості σ_{H0} і абсциси точки перелому кривої втомленості N_{H0} визначаються в основному твердістю робочих поверхонь зубців і наводяться в довідниковій літературі.

Коефіцієнт безпеки $[S_H]$ залежить від структури матеріалу зубів. Рекомендується брати $[S_H] = 1,1$ при нормалізації, поліпшенні, об'ємному загартуванні (структура матеріалу однорідна), $[S_H] = 1,2$ при поверхневому загартуванні, цементації, азотуванні (неоднорідна структура матеріалу за об'ємом).

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує вплив строку служби та режиму навантаження передачі і дає можливість підвищити значення $[\sigma_H]$ короткочасно працюючих передач. Розрахунок K_{HL} базується на кривій утомленості.

На ділянці $N_{H1} < N_{H0}$ справедлива така приблизна залежність:

$$\sigma_{H1}^m N_{H1} = \sigma_{H0}^m N_{H0} = \text{const}, \quad (1.4)$$

де m – показник ступеня. Для контактних напружень $m = 6$. Із формули (1.4) одержимо

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H0} \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{H1}}} = \sigma_{H0} K_{HL},$$

де

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{H1}}} \geq 1, \text{ але } \leq 2,4. \quad (1.5)$$

При $N_{H1} > N_{H0}$ (довгопрацюючі передачі) $K_{HL} = 1$. Якщо ж $N_{H1} < N_{H0}$ – коефіцієнт довговічності K_{HL} визначається за формулою (1.5).

Розрахунок кількості циклів навантаження N_{H1} виконують з урахуванням режиму навантаження передач. Розрізняють режими сталого і змінного навантаження. Режим сталого навантаження має місце, якщо відхилення навантажень від номінального не перевищує 20 %.

При цьому кількість циклів навантаження визначається за формулою

$$N_{H1} = 60 C n t, \quad (1.6)$$

де C – кількість зачеплень зуба за один оберт колеса (C дорівнює кількості коліс, що знаходяться в зачепленні з колесом, яке розраховується); n – частота обертання колеса, об/хв; t – кількість годин роботи передачі за розрахунковий строк служби, яке визначається за формулою

$$t = L 365 K_p 24 K_d,$$

де L – ресурс передачі в роках; K_p – коефіцієнт використання передачі протягом року; K_d – коефіцієнт використання передачі протягом доби.

У більшості випадків $N_{H1} > N_{H0}$. При змінному режимі навантаження (рис. 1.10) розрахунок коефіцієнта довговічності K_{HL} виконують за еквівалентним числом циклів навантаження N_{HE} . При цьому N_{HE} замінює N_{H1} у формулі (1.6).

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ але } \leq 2,4.$$

Еквівалентне число циклів N_{HE} визначають за формулою

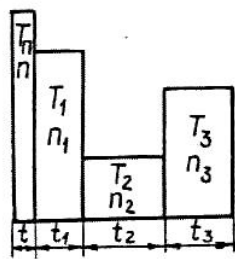


Рис. 1.10. Циклограма розподілення навантаження

$$N_{HE} = 60C \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right) n_i t_i, \quad (1.7)$$

де T_i – оберталні моменти; T_{\max} – максимальний із моментів; n_i і t_i – відповідні моменти частоти обертання і час роботи (рис. 1.10).

При розрахунку на втомленість не враховують короткочасні перевантаження (пускові або випадкові), які через малу кількість циклів навантаження не викликають утомленості ($t_i \leq 0,03t$).

При розрахунках передач допустиме контактне напруження визначається як для шестірні, так і для колеса $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$. Якщо різниця твердості зубців шестірні і колеса невелика ($H_1 - H_2 < 70$ HB) то за розрахункове допустиме контактне напруження береться менше із них.

При $H_1 - H_2 > 70$ HB
 $1,25 [\sigma_H]_{\min}$ – для циліндричних передач;
 $[\sigma_H] = 0,5([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,15 [\sigma_H]_{\min}$ – для конічних передач.

Допустимі напруження згину

Допустимі напруження згину під час розрахунку на втомленість визначаються за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} K_{FL} K_{FC}}{[S_F]},$$

де σ_{F0} – межа згинальної витривалості зубців. Значення σ_{F0} визначається експериментально на зубчастих колесах. Рекомендації, що відпрацьовані на базі цих досліджень, наводяться в довідниковій літературі; $[S_F]$ – коефіцієнт безпеки. Рекомендується брати $[S_F] \approx 1,55 \dots 1,75$ залежно від твердості матеріалу; K_{FC} – коефіцієнт

що враховує вплив двостороннього прикладання навантаження (наприклад, реверсивна передача), де $K_{FC} = 1$ при однобічному навантаженні; $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ – при реверсивному навантаженні (більші значення беруться при $H_B > 350$); K_{FL} – коефіцієнт довговічності, методика розрахунку якого аналогічна розрахунку K_{HL} .

При $H_B \leq 350$, $m = 6$ та $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1$, але ≤ 2 ;

при $H_B > 350$, $m = 9$ та $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1$, але $\leq 1,6$.

Рекомендується брати базову кількість циклів навантаження при згинанні $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всіх сталей.

При сталому режимі навантаження еквівалентна кількість циклів навантаження N_{FE} визначається за формулою (1.6). При змінному режимі навантаження – за аналогією з формулою (1.7)

$$N_{FE} = 60Ck \sum_{i=1}^m \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m n_i t_i,$$

де $m = 6$ при $H_B \leq 350$; $m = 9$ при $H_B > 350$.

Допустимі напруження для перевірки міцності зубців при перевантаженнях.

Короткочасні перевантаження, що не враховані при розрахунку на втомленість, можуть призвести до втрати статичної міцності зубців. Тому після визначення розмірів зубчастої передачі щодо опору втомленості необхідно перевірити статичну міцність при перевантаженнях.

Максимальні контактні напруження $\sigma_{H\max}$ при перевантаженнях моментом T_{\max} можна виразити через відоме напруження σ_H

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де σ_H , $\sigma_{H\max}$ – контактне напруження, викликане моментом T , і максимальне контактне напруження відповідно; $[\sigma_H]_{\max}$ – допустиме максимальне контактне напруження. Рекомендується брати $[\sigma_H]_{\max} =$

$= 2,8 \sigma_T$ при нормалізації, поліпшенні і об'ємному загартуванні, де σ_T – межа текучості; $[\sigma_H]_{\max} = 40 \text{ HRC}$ – при цементації, загартуванні СВЧ, азотуванні.

Максимальне напруження згину $\sigma_{F \max}$ визначається за формулою

$$\sigma_{F \max} = \sigma_H \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma_F]_{\max},$$

де σ_F – напруження згину, що визначається моментом T при розрахунках на втомленість; $[\sigma_F]_{\max}$ – допустиме максимальне напруження на згинання ($[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8 \sigma_T$ при $\text{HB} \leq 350$; $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,6 \sigma_B$ при $\text{HB} > 350$, де σ_B – межа міцності матеріалу).

1.8. Розрахунок контактних напружень

Дослідженнями встановлено, що найменшу контактну витривалість має навколополюсна зона, де спостерігається однопарне зачеплення (рис. 1.11). Тому розрахунок контактних напружень виконують при контакті в полюсі зачеплення. Контакт зубців можна розглядати як контакт двох циліндрів. Радіуси цих циліндрів беруть рівними радіусам кривизни евольвент зубців ρ_1 і ρ_2 в точці контакту. Контактні напруження визначаються за формулою Герца, яка для цього випадку, коли коефіцієнти Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, має такий вигляд

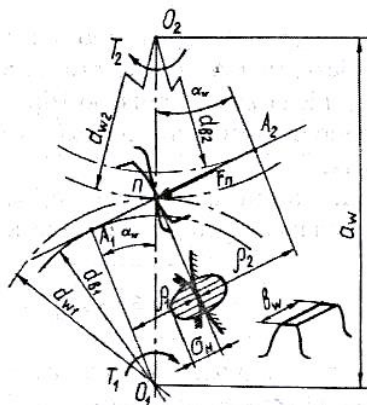


Рис. 1.11. Схема розрахунку міцності зуба за контактним напруженням

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{3B}}{\rho_{3B}}}. \quad (1.8)$$

$$\text{При цьому } E_{3B} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad \frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

де E_{3B} , ρ_{3B} – зведені модуль пружності і радіус кривизни відповідно; E_1 , E_2 , ρ_1 , ρ_2 – модулі пружності і радіуси кривизни евольвент зубів у точці контакту.

Радіуси кривизни (рис. 1.11) визначаються за формулами

$$\rho_1 = 0,5 d_{w1} \sin \alpha_w, \quad \rho_2 = 0,5 d_{w2} \sin \alpha_w,$$

де d_{w1} , d_{w2} – відповідні діаметри початкових кіл; α_w – кут зачеплення.

$$\text{Тому } \frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \frac{(u \pm 1)}{u},$$

де u – передаточне число. Знак "плюс" відповідає зовнішньому зачепленню, а "мінус" – внутрішньому.

Питоме навантаження q для прямозубих коліс визначається за формулою:

$$q = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma} = \frac{F_t K_H}{b_w \cos \alpha_w} = \frac{2T_1 K_H}{b_w d_{w1} \cos \alpha_w},$$

де F_n – нормальна зосереджена сила, що діє вздовж лінії зачеплення; K_H – розрахунковий коефіцієнт навантаження; l_Σ – довжина лінії контакту (для прямозубих коліс $l_\Sigma = b_w$, де b_w – ширина зубчастого вінця).

Підставляючи вирази для q та $\frac{1}{\rho_{3B}}$ в формулу (1.8), одержимо

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{T_1 E K_H}{b_w d_{w1}^2 \sin 2\alpha_w} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (1.9)$$

Значення розрахункових контактних напружень однакові для шестірни і колеса. Тому розрахунок виконують для того із коліс пар, у якого менше допустиме напруження $[\sigma_H]$ (частіше це колесо).

Одержану формулу використовують для перевірного розрахунку, коли всі необхідні розміри й інші параметри передачі відомі.

Під час проектного розрахунку необхідно визначити розміри передачі за заданими основними характеристиками: крутним моментом T_1 або T_2 і передаточним числом u . Для цього формулу (1.9) розв'язують відносно діаметра діляльного кола шестірні d_1 , або міжосьової відстані a_w . При цьому деякі невідомі параметри оцінюють приблизно, або ж вибирають за рекомендаціями на основі накопиченого досвіду. В цьому випадку можна взяти $d_{w1} \approx d_1$; $a_w \approx \alpha = 20^\circ$; ($\sin 2\alpha \approx 0,6428$); $K_H \approx K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma} \approx 1,15$; $b_w = \Psi_{bd} d_1$, де Ψ_{bd} - коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірні.

Підставляючи вище наведені параметри в формулу (1.9) і розв'язуючи відносно d_1 , дістанемо

$$d_1 = 1,353 \sqrt[3]{\frac{T_1 E_{зв} K_{H\beta} (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \Psi_{bd} u}} \quad (1.10)$$

Розв'яжемо формулу (1.10) відносно міжосьової відстані. При цьому замінимо $T_1 = \frac{T_2}{u}$; $d_1 = \frac{2a_w}{(u \pm 1)}$ і введемо $\Psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ - коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані. Крім того, знайдемо залежність між Ψ_{bd} і Ψ_{ba} . Дійсно,

$$\Psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} = \frac{b_w}{0,5d_1(u \pm 1)} = \frac{\Psi_{bd}}{0,5(u \pm 1)},$$

звідки

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (u \pm 1).$$

У результаті одержимо:

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{зв} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \Psi_{ba} u^2}} \quad (1.11)$$

При розрахунках передач з циліндричними зубчастими колесами частіше використовують формулу (1.11), оскільки габарити передачі визначаються переважно міжосьовою відстанню.

Розрахункове значення a_w для нестандартних редукторів округляють по ряду Ra 40 ... 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130 далі через 10 до 260 і через 20 до 420 ...

1.9. Визначення модуля і кількості зубців

У формулі (1.10) модуль і кількість зубців безпосередньо не використовують. Але вони входять у цю формулу через d_1 , який визначається добутком модуля m на кількість зубців шестірні z_1 . Із цього випливає, що значення контактних напружень σ_H не залежить окремо від модуля або кількості зубців, а залежить лише від їх добутку.

Мінімально допустиме значення модуля можна визначити із умов міцності зубців на згин. Однак при такому розрахунку в більшості випадків одержують зачеплення з досить дрібними зубцями, використання яких практично обмежене. Тому значення m зазвичай вибирають, орієнтуючись на рекомендації із практики, а потім перевіряють на згин.

Оскільки $m = \frac{b_w}{\Psi_m}$, де Ψ_m - коефіцієнт ширини колеса відносно модуля, а $b_w = \Psi_{ba} a_w$, то

$$m = \frac{\Psi_{ba}}{\Psi_m} a_w \quad (1.12)$$

Підставляючи значення Ψ_{ba} і Ψ_m в формулу (1.12) із відповідних таблиць, одержимо

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w.$$

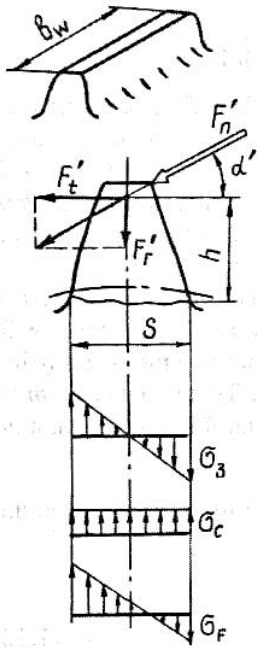
Знайдене значення модуля m узгоджують зі стандартом. Для силових передач рекомендують брати $m \geq 1,5$ мм.

При відомому модулі визначають та уточнюють всі інші параметри передачі:

$$d_1 = \frac{2a_w}{(u \pm 1)}, \quad z_1 = \frac{d_1}{m}, \quad z_2 = z_1 u,$$

$$d_2 = m z_2, \quad a_w = 0,5 (d_2 \pm d_1).$$

1.10. Розрахунок міцності зубців за напруженням згину



Зуб колеса знаходиться у складному напруженому стані. Найбільше напруження згину виникає у кореня зуба, в зоні переходу евольвенти в галтель, де і спостерігається концентрація напружень (рис. 1.12).

Для спрощення розрахунку припускають таке:

1. Все навантаження передається однією парою зубців і прикладене до вершини зубців.

2. Зуб розглядається як консольна балка, для якої справедлива гіпотеза плоских перерізів.

Як відомо із опору матеріалів, напруження у небезпечному перерізі визначається так:

$$\sigma_F = \frac{F_t' \cdot h}{W} - \frac{F_r'}{A}, \quad (1.13)$$

де $W = \frac{b_w S^2}{6}$ – момент опору перерізу при згинанні;

$A = b_w S$ – площа перерізу; S – товщина зуба; h – висота зуба; b_w – ширина колеса; F_t' , F_r' – відповідно колова та радіальна сили, що діють на вершину зуба ($F_t' \approx F_t$; $F_r' \approx F_r$; $\alpha \approx \alpha_w$).

Із формули (1.13) після відповідних перетворень одержимо розрахункову формулу для визначення напруження згину, яка набуває такого вигляду:

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{b_w m} \leq [\sigma_F], \quad (1.14)$$

де F_t – колова сила; Y_F – коефіцієнт форми зуба; K_F – коефіцієнт розрахункового навантаження при згинанні; $[\sigma_F]$ – допустиме напруження згину. Це безрозмірний коефіцієнт, який залежить тільки від форми зуба (кількості зубців та коефіцієнта корекції). Його значення знаходиться за відповідними рекомендаціями із практики.

Для проектних розрахунків за напруженнями згину формулу (1.14) розв'язують відносно модуля шляхом заміни $b_w = \Psi_m m$, $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, $d_1 = m z_1$. Беручи $K_{Fv} = 1,5$, одержимо:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_{Fv} Y_F}{z_1 \Psi_m [\sigma_F]}}. \quad (1.15)$$

1.11. Циліндричні косозубі передачі. Геометричні параметри

У косозубих колесах зубці розміщуються не по твірній ділительного циліндра, а утворюють з нею деякий кут β (рис. 1.13). Осі коліс при цьому залишаються паралельними. Для нарізання таких коліс використовується інструмент такого ж початкового контуру, як і при нарізанні прямозубих. Тому профіль косої зуби в нормальному перерізі $n-n$ збігається із профілем прямої зуби. Модуль в цьому перерізі повинен бути стандартним. У торцевому ж перерізі $t-t$ параметри косої зуби визначаються за формулами:

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Міцність зуба визначають його розміри і форма в нормальному перерізі, які визначають через параметри еквівалентного-прямої зубого колеса. Еквівалентним такому косозубому колесу є таке умовне прямої зубе колесо, міцність якого дорівнює міцності косозубого. Нормальний до зуба переріз колеса є еліпс (рис. 1.14) з півосьми

$$a = \frac{d}{2 \cos \beta} \quad \text{і} \quad b = \frac{d}{2}.$$

Радіус кривизни еліпса $r_{en} = \frac{a^2}{b}$ при зачепленні зубців у площі зачеплення одночасно являє собою радіус ділительного кола r_e

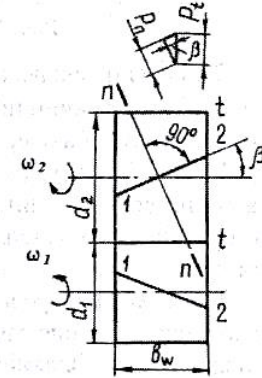


Рис. 1.13. Циліндрична косозуба передача

еквівалентного прямокутного циліндричного колеса. Діаметр еквівалентного колеса дістають за формулою:

$$d_e = \frac{d}{\cos^3 \beta}, \quad z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

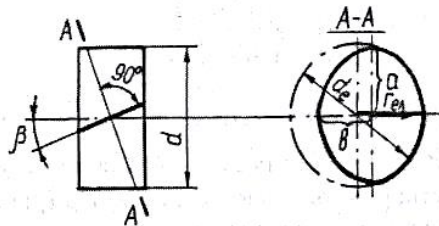


Рис. 1.14. Еквівалентне колесо

Збільшення еквівалентних параметрів (d_e, z_e) зі збільшенням кута β є однією із причин підвищення міцності косозубих передач. У результаті нахилу зуба одержують колесо трохи більших розмірів.

На відміну від прямих косі зубці входять в зачеплення не одночасно по всій довжині, а поступово. Косозубе зачеплення не має зони однопарного зачеплення, яке супроводжується ударами і шумами.

У косозубих передачах зубці навантажуються поступово по мірі потрапляння їх у поле зачеплення. В зачепленні знаходиться мінімум дві пари зубців. Плавність косозубого зачеплення значно зменшує шум і динамічні навантаження. Це призводить до того, що в сучасних передачах косозубі колеса одержали широке розповсюдження.

Косозубі колеса можуть працювати без порушення зачеплення навіть при коефіцієнті торцевого перекриття $\epsilon_\alpha < 1$, якщо забезпечити осьове перекриття ϵ_β :

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta}{P_{bt}},$$

де P_{bt} – дотичний крок по основному колу. Рекомендують брати $\epsilon_\beta \geq 1,1$.

Коефіцієнт ϵ_α , згідно зі стандартом, визначається за формулою

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (1.16)$$

У косозубому зачепленні навантаження розподіляється по всій сумарній довжині контактних ліній 1, 2, 3 (рис. 1.15). Середнє значення сумарної довжини контактних ліній визначається за формулою

$$l_\Sigma = \frac{b_w \epsilon_\alpha}{\cos \beta}. \quad (1.17)$$

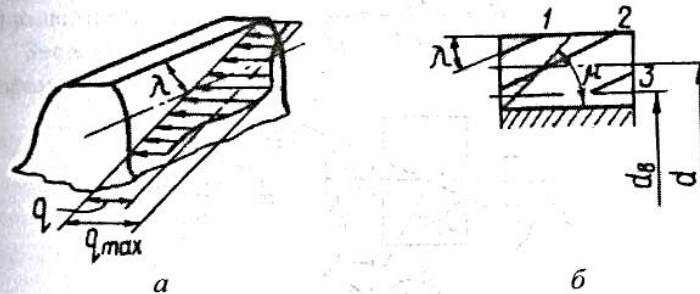


Рис. 1.15. Розподілення навантаження в косозубому зачепленні

Сумарна довжина l_Σ мало змінюється під час руху, оскільки при зменшенні довжини лінії 1 відповідно збільшується довжина лінії 3. Відповідно з формулою (1.17) величина l_Σ збільшується із збільшенням кута β . Однак із збільшенням кута β збільшуються осьові сили в зачепленні. Тому рекомендовано брати $\beta = 8 \dots 20^\circ$.

1.12. Визначення сил у зачепленні

Розглянемо сили, що діють в зачепленні пари косозубих коліс (рис.1.16). Повна сила F_n діє в площині зачеплення нормально до поверхонь зубців. Цю силу можна розкласти на три складові: колову F_t , радіальну F_r і осьову F_a . Будемо вважати, що точка прикладання сили знаходиться посередині зубчастого вінця на початковому циліндрі. Із рис.1.16 видно, що

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

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta;$$

$$F_n' = \frac{F_t}{\cos \beta}.$$

У свою чергу сили F_r і F_n знаходяться за формулами:

$$F_n = F_n' \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta},$$

$$F_r = \frac{F_n'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}. \quad (1.18)$$

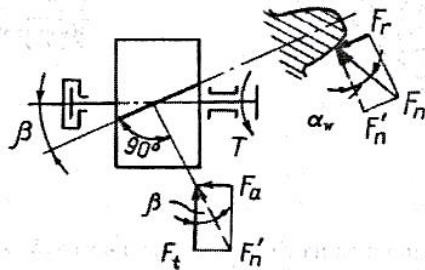


Рис. 1.16. Сили в косозубому зачепленні

Особливістю косозубої передачі є наявність осьової сили, величина якої залежить від кута β . Ця сила передається на опори валів, зменшуючи ресурс підшипників.

1.13. Розрахунок міцності зубців за контактними напруженнями

Розрахунок величини контактного напруження в косозубому зачепленні визначається за формулою Герца (1.8). При цьому питоме навантаження q визначається за формулою:

$$q = \frac{F_n K_H K_{H\alpha}}{\ell_\Sigma},$$

де F_n , ℓ_Σ визначаються відповідно за формулами (1.18), (1.17); $K_H = K_{H\beta} K_{H\nu}$; $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження пар зубців, що одночасно зачіплюються. Цей коефіцієнт враховує таке.

У косозубих передачах одночасно знаходяться в зачепленні не менше двох пар зубців. Похибки нарізання зубців можуть усунути двопарне зачеплення. При цьому під час контакту однієї зубчастої пари між зубцями другої виникає зазор. Він малий і залежить від ступеня точності нарізання. Під навантаженням такий зазор усувається в результаті пружних деформацій зубців, і двопарне зачеплення відновлюється. Однак перша пара буде навантажена більше, ніж друга на розмір зусилля, необхідного для усунення зазору. Це і враховують коефіцієнтом $K_{H\alpha}$. Його значення знаходяться за відповідними рекомендаціями.

Зведений радіус кривизни $\rho_{зв}$ косозубого колеса знаходиться за параметрами еквівалентного прямозубого колеса таким чином:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{зв}} &= \frac{1}{\rho_{e1}} + \frac{1}{\rho_{e2}} = \frac{2}{d_{e1} \sin \alpha_w} + \frac{2}{d_{e2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta (u+1)}{d_{w1} \sin \alpha_w u}. \end{aligned}$$

Підставляючи у формулу Герца значення q і $\rho_{зв}$, одержимо:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 1,18 \sqrt{\frac{T_1 E_{зв} K_H (u \pm 1)}{b_w d_{w1}^2 \sin 2\alpha_w u}} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\epsilon_\alpha}} = \\ &= 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{T_1 E_{зв} K_H (u \pm 1)}{b_w d_{w1}^2 \sin 2\alpha_w u}} \leq [\sigma_H], \end{aligned} \quad (1.19)$$

де $Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\epsilon_\alpha}}$ – коефіцієнт підвищення міцності косозубих коліс порівняно із прямозубими.

При проектному розрахунку значення β , ϵ_α колової швидкості та ступеня точності ще невідомі. Тому значення $Z_{H\beta}$ в формулі (1.19) оцінюють приблизно. При деяких середніх значеннях $\beta=12^\circ$; $\epsilon_\alpha=1,5$; $K_{H\alpha}=1,1$ дістанемо $Z_{H\beta} \approx 0,85$.

Розв'язуючи формулу (1.19) відносно d_{w1} і a_w , одержимо:

$$d_1 = 1,2 \sqrt[3]{\frac{T_1 E_{3\sigma} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \Psi_{bd}} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)},$$

$$a_w = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{3\sigma} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \Psi_{ba} u^2}}.$$

1.14. Розрахунок міцності зубців за напруженнями згину

Розрахунок виконують за аналогією з прямозубими передачами з урахуванням збільшення міцності косозубих передач. При цьому формули (1.14) і (1.15) для косозубих передач запишуться у вигляді:

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F Z_{F\beta}}{b_w m_n} \leq [\sigma_F], \quad (1.20)$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_{F\beta} Y_F Z_{F\beta} \cos\beta}{z_1 \Psi_m [\sigma_F]}}. \quad (1.21)$$

Формула (1.21) одержана із виразу (1.20) з урахуванням того, що

$$b_w = m_n \Psi_m; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_1 \cos\beta}{m_n z_1}; \quad K_F \cong K_{F\beta} (K_{FV} \cong 1).$$

Коефіцієнт $Z_{F\beta}$ – коефіцієнт підвищення міцності косозубих коліс порівняно із прямозубими за напруженнями згину. Він визначається за формулою

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\varepsilon_\alpha},$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження пар зубців, що знаходяться в зачепленні; $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$ – коефіцієнт, що враховує підвищення згинальної міцності в результаті нахилу контактної лінії до основи зуба і нерівномірного розподілу навантаження; ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття (див. формулу (1.16)).

Коефіцієнт форми зуба Y_F знаходиться за рекомендаціями [1] залежно від еквівалентної кількості зубців.

1.15. Конічні зубчасті передачі. Загальні відомості та геометрія конічної передачі

Конічні зубчасті передачі використовуються у тих випадках, коли необхідно передати обертальний рух між валами, осі яких перетинаються під певним кутом δ (рис. 1.17). Найчастіше кут $\delta = 90^\circ$. Конічні передачі мають такі особливості:

1. Вони складніші циліндричних у виготовленні і монтажу.
2. Для їх виготовлення необхідні спеціальні верстати й інструменти.
3. Під час монтажу необхідно забезпечити збігання вершин початкових конусів.
4. Перетинання осей ускладнює розміщення опор. Одне колесо, як правило, розміщується консольно.
5. Нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба вища ніж у циліндричних коліс.
6. У зачепленні виникають осьові сили, що ускладнює конструкцію опор.

Усі ці особливості призводять до того, що навантажувальна спроможність конічної прямозубої передачі становить лише 85% навантажувальної спроможності циліндричної прямозубої передачі.

Аналогами початкового і дільного циліндрів циліндричної передачі в конічній передачі є початковий і дільний конуси з кутами біля вершин $2\delta_1$ і $2\delta_2$, де $\delta_1 + \delta_2 = \delta$ (рис. 1.17). Для некоригованих коліс початковий і дільний конуси збігаються.

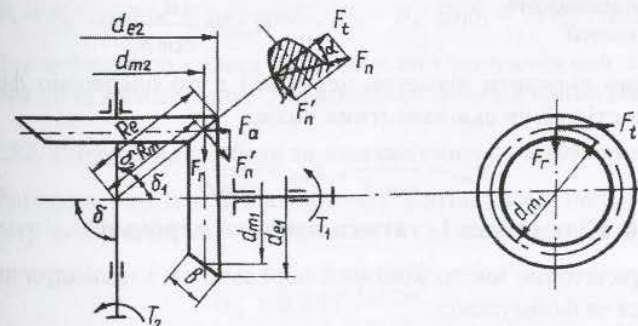


Рис. 1.17. Конічна передача

Конуси, твірні яких перпендикулярні твірним ділительних конусів, називаються додатковими конусами. Переріз, що утворюється перетином ділительного і додаткового конусів, називається торцевим перерізом. Розрізняють зовнішній, внутрішній і середній торцеві перерізи, параметри яких позначаються індексами e, i, m відповідно. Розміри за зовнішнім торцем зручніші для вимірювання. Тому їх вказують на кресленнях. Розміри в середньому перерізі використовують при силових розрахунках. Розміри в зовнішньому і середньому перерізах пов'язані між собою таким чином:

$$R_e = R_m + 0,5 b; d_e = d_m \frac{R_e}{R_m}; m_{te} = m_{tm} \frac{R_e}{R_m}, \quad (1.22)$$

де R_e, d_e, R_m, d_m – конусна відстань та ділительний діаметр у зовнішньому та середньому перерізах відповідно (рис. 1.17); b – ширина зубчастого вінця; m_t – модуль у торцевому перерізі.

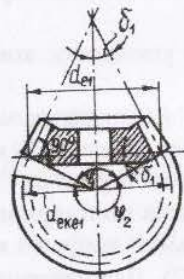


Рис. 1.18. Еквівалентне прямозубе циліндричне колесо

При розрахунках на міцність прямозубого конічного колеса його приводять до еквівалентного прямозубого циліндричного колеса, яке можна одержати, доповнюючи до повного круга розгортку додаткового конуса (рис. 1.18).

Діаметри еквівалентних коліс відповідно дорівнюють

$$d_{ek1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1},$$

$$d_{ek2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.$$

Якщо виразити діаметри через m і z , то одержимо формулу для кількості зубців еквівалентних коліс:

$$z_{ek1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad z_{ek2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

1.16. Кінематика і статика конічної передачі

Передаточне число конічної передачі, як і циліндричної, визначається за формулою:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.23)$$

Виразимо d_2 і d_1 через конусну відстань R і кути ділительних конусів δ_1 і δ_2 (рис. 1.17):

$$\frac{d_1}{2} = R \sin \delta_1, \quad (1.24)$$

$$\frac{d_2}{2} = R \sin \delta_2.$$

Підставляючи формулу (1.24) у вираз (1.23), одержимо

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Якщо $\delta_1 + \delta_2 = \delta = 90^\circ$, то

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (1.25)$$

У зачепленні конічної передачі діють сили: колова F_t , радіальна F_r й осьова F_a . Залежність між цими силами неважко встановити за допомогою рис. 1.17, де сили прикладені до шестірні (менше зубчасте колесо).

По нормалі до зуба діє сила F_n , яку розкладають на F_t і F_n' . У свою чергу F_n' розкладають на F_a і F_r . Розв'язуючи відповідні силові трикутники, дістанемо формули для вказаних сил:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}, \quad F_n' = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

$$F_r = F_n' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \quad F_a = F_n' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

Для зубчастого колеса напрямки сил протилежні. При цьому осьова сила на шестірні F_a на колесі буде радіальною і навпаки.

1.17. Розрахунок зубців за контактними напруженнями

Формула Герца для визначення контактного напруження в конічному зачепленні має вигляд:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{3\text{в}}}{v_n \rho_{3\text{в}}}}, \quad (1.26)$$

де $v_n = 0,85$ – дослідний коефіцієнт, що характеризує зменшення

навантажувальної спроможності конічної передачі порівняно з циліндричною.

Для конічного зачеплення $\rho_{зв}$ у формулі (1.26) визначається за діаметром еквівалентних циліндричних прямозубих коліс. Для середнього перерізу будемо мати

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{1}{\rho_{ек1}} + \frac{1}{\rho_{ек2}} = \frac{2\cos\delta_1}{d_{m1}\sin\alpha} + \frac{2\cos\delta_2}{d_{m2}\sin\alpha} = \frac{2}{d_{m1}\sin\alpha} \left(\cos\delta_1 + \frac{\cos\delta_2}{u} \right). \quad (1.27)$$

Враховуючи зв'язок між тригонометричними функціями формулу (1.25), знаходимо

$$\cos\delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}, \quad (1.28)$$

$$\cos\delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\delta_1 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}.$$

Підставляючи вираз (1.28) у формулу (1.27), одержимо:

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{2}{d_{m1}\sin\alpha} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (1.29)$$

Питоме навантаження для конічної прямозубої передачі визначається так:

$$q = \frac{F_n K_H}{l_z} = \frac{F_t K_H}{b \cos\alpha} = \frac{2T_1 K_H}{b d_{m1} \cos\alpha}. \quad (1.30)$$

Підставимо формули (1.29) і (1.30) у формулу Герца (1.26) дістанемо:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{T_1 E_{зв} K_H}{v_H b d_{m1}^2 \sin 2\alpha} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (1.31)$$

Для проектного розрахунку формулу (1.31) розв'язують відносно d_{e2} , використовуючи формули (1.22) і враховуючи, що

$T_1 = \frac{T_2}{u}$. Після відповідних перетворень одержимо:

$$d_{e2} = 1,73 \sqrt{\frac{T_2 E_{зв} K_{H\beta} u}{v_H [\sigma_H]^2 (1 - \Psi_{bR}) \Psi_{bR}}},$$

де $\Psi_{bR} = \frac{b}{R_e}$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані. Рекомендується брати $\Psi_{bR} < 0,3$. Найбільш розповсюджене значення $\Psi_{bR} = 0,285$.

1.18. Розрахунок зубців на міцність за напруженнями згину

Дослідженнями встановлено, що напруження згину в будь-якому торцевому перерізі практично однакові. Це дозволяє вести розрахунок по будь-якому перерізу. На практиці за розрахунковий береться середній переріз зуба. За аналогією з прямозубою циліндричною передачею можна записати

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{v_F b_w m_m} \leq [\sigma_F],$$

де $v_F = 0,85$ – дослідний коефіцієнт для прямозубої передачі; m_m – модуль в середньому нормальному перерізі; Y_F – коефіцієнт форми зуба, який визначається за рекомендаціями відповідно з еквівалентною кількістю зубів.

Коефіцієнт розрахункового навантаження $K_F = K_{Ft} K_{F\beta} K_{Fv}$ визначається за розробленими рекомендаціями зі зменшенням точності на один ступінь проти фактичного; $K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1)$, де $K_{H\beta}$ розраховується за відповідними рекомендаціями [1].

2. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Загальні відомості

Черв'ячні передачі належать до передач зачеплення і використовуються у випадку, коли необхідно передати обертальний рух між валами, осі яких є мимобіжними прямими. Кут між осями, як правило, дорівнює 90° . Рух у черв'ячній передачі перетворюється за принципом гвинтової пари, або за принципом похилої площини.

Переваги черв'ячних передач:

1. Можливість одержання великих передаточних чисел.

2. Плавність і безшумність роботи.
3. Підвищена кінематична точність.
4. Можливість самогальмування.

Недоліки черв'ячних передач:

1. Порівняно низький ККД.
2. Підвищений знос і схильність до заїдання.
3. Необхідність використання для черв'ячних коліс коштовних антифрикційних матеріалів (бронз).

4. Підвищені вимоги до точності збирання.

Черв'ячні передачі складніші і дорожчі зубчастих, а порівняно низький ККД і схильність цих передач до заїдання обмежують їх використання областю низьких і середніх потужностей при періодичній і короткочасній роботі. Потужність черв'ячних передач, як правило, не перевищує 50-60 кВт. При більших потужностях і тривалій роботі втрати в черв'ячних передачах настільки значні, що їх використання стає не вигідним.

2.2. Геометрія черв'ячних передач

Черв'ячна передача складається із черв'яка і черв'ячного колеса.

Черв'яки (рис. 2.1) розрізняють за:

- формою поверхні, на якій утворюється нарізка – циліндричні і глобоїдні (рис. 2.2);
- формою профілю нарізки – з прямолінійним і криволінійним профілем в осьовому перерізі (рис. 2.1, а, б).

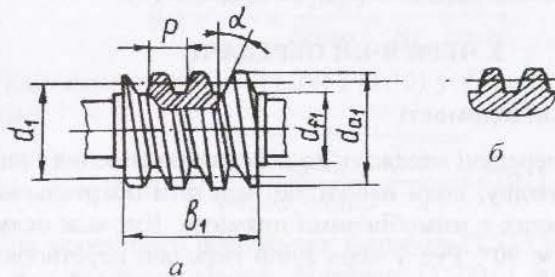


Рис. 2.1. Геометрія черв'яка

Найбільш розповсюджені циліндричні черв'яки. У черв'яків із прямолінійним профілем у торцевому перерізі витки окреслені архімедовою спіраллю. Звідси і назва – архімедовий черв'як.

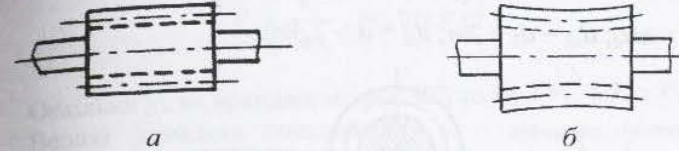


Рис. 2.2. Черв'як циліндричний (а) і глобоїдний (б)

Основними параметрами черв'яка є: α – профільний кут ($\alpha=20^\circ$); $m = \frac{P}{\pi}$ – осьовий модуль; P – осьовий крок; z_1 – кількість заходів нарізки черв'яка (за стандартом $z_1 = 1; 2; 4$). Рекомендують брати $z_1 = 4$ при $u = 8 \dots 15$; $z_1 = 2$ при $u = 15 \dots 30$; $z_1 = 1$ при $u \geq 30$; $q = \frac{d_1}{m}$ – кількість осьових модулів у дільному діаметрі черв'яка d_1 .

Значення m і q стандартизовані. Для того, щоб уникнути занадто тонких черв'яків, стандарт передбачає збільшення q при одночасному зменшенні m . Це пояснюється тим, що при тонкому черв'якові збільшується прогин черв'ячного вала, що порушує вірність зачеплення. Рекомендують брати $q \geq 0,25z_2$.

До основних параметрів черв'яка належать також: γ – кут підйому гвинтової лінії нарізки; d_1 – діаметр дільного циліндра; d_{a1} – діаметр циліндра вершин; d_{f1} – діаметр циліндра западин; b_1 – довжина нарізаної частини черв'яка (визначається за рекомендаціями).

Ці параметри визначаються за такими формулами:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Pz_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}, \quad (2.1)$$

$$d_1 = qm; \quad d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m.$$

Черв'ячне колесо (рис. 2.3). До основних геометричних параметрів черв'ячного колеса належать: δ – кут обхвату черв'яка колесом ($2\delta \approx 100^\circ$ для силових передач); z_2 – кількість зубців черв'ячного колеса (за умови неперізація зубців $z_2 \geq 28$); d_2, d_{a2}, d_{f2}

– діаметри ділильного циліндра, циліндра вершин і циліндра западин відповідно; b_2 – ширина зубчастого вінця черв'ячного колеса; d_{am2} – най-більший діаметр черв'ячного колеса. Параметри b_2 і d_{am2} визначаються за рекомендаціями, а діаметри d_2 , d_{a2} , d_f2 за формулами:

$$d_2 = mz_2; d_{a2} = d_2 + 2m; d_f2 = d_2 - 2,4m.$$

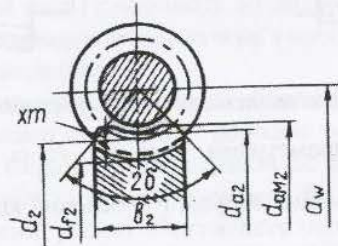


Рис. 2.3. Геометрія черв'ячного колеса

Міжосьова відстань черв'ячної передачі a_w розраховується за формулою:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2).$$

2.3. Кінематика і статика черв'ячної передачі

У черв'ячних передачах, на відміну від зубчастих, ковзання швидкості початкових циліндрів V_1 і V_2 не збігаються, оскільки початкові циліндри не перекочуються, а ковзають один відносно другого. Тому передаточне відношення не може бути вираженим відношенням $\frac{d_2}{d_1}$. У цьому випадку

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Кількість заходів z_1 виконує функцію числа z зубців шестірни. Оскільки z_1 може дорівнювати одиниці, то в одній черв'ячній передачі можна одержати велике передаточне відношення. Це і є основною перевагою черв'ячних передач. У силових черв'ячних передачах $u = 10 \dots 60$, в кінематичних u – до 300 і більше.

Під час руху витки черв'яка ковзають по зубцях колеса, як гвинтовій парі (рис. 2.4). Колові швидкості V_1 , V_2 і швидкість ковзання V_s визначаються за формулами:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60},$$

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma}, \text{ де } \operatorname{tg} \gamma = \frac{V_2}{V_1}.$$

Оскільки γ , як правило, менше 30° , то $V_2 < V_1$, а $V_s > V_1$.

Великі значення швидкості ковзання в черв'ячних передачах є причиною зменшеного ККД, підвищеного зносу і схильності до заїдання (основні недоліки черв'ячних передач).

Сила, що діє в черв'ячній передачі на черв'як та черв'ячне колесо, може бути розкладена на три складові (рис. 2.5):

- на черв'як: F_{t1} , F_{a1} , F_{r1} ;
- на черв'ячне колесо: F_{t2} , F_{a2} , F_{r2} .

При цьому колова сила на черв'якові F_{t1} дорівнює осьовій силі на черв'ячному колесі F_{a2}

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (2.2)$$

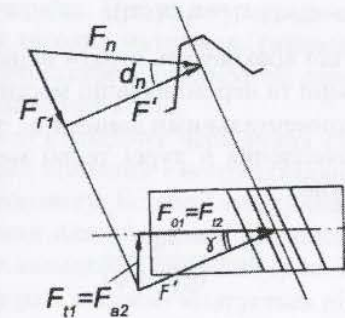


Рис. 2.5. Сили в зачепленні черв'ячної передачі

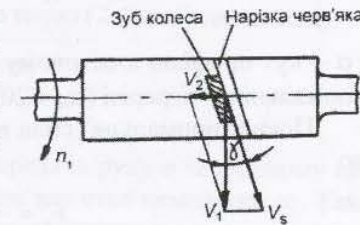


Рис. 2.4. Зв'язок швидкостей в черв'ячній передачі

Колова сила на черв'ячному колесі F_{t2} дорівнює осьовій силі на черв'яку F_{a1}

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (2.3)$$

Радіальні сили F_{r1} і F_{r2} визначаються за формулою

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha,$$

де α – кут профілю в осьовому перерізі ($\alpha = 20^\circ$); α_n – кут профілю в нормальному перерізі ($\alpha_n \approx 20^\circ$).

Повна (нормальна) сила в зачепленні визначається за формулою

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma}.$$

У формулах (2.2) і (2.3) T_1 і T_2 – це моменти на черв'яку та черв'ячному колесі, які зв'язані між собою таким чином:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

2.4. Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі

Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі η визначається за такою формулою:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

де η_1 , η_2 , η_3 – ККД, що враховують втрати відповідно в підшипниках, при розбризкуванні та перемішуванні мастила та в черв'ячному зачепленні. За експериментальними даними $\eta_1 \eta_2 \approx (0,95-0,96)$. Для ККД черв'ячного зачеплення в курсі теорії механізмів та машин була одержана формула:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (2.4)$$

де $\varphi = \operatorname{arctg} f$ – кут тертя; f – коефіцієнт тертя, який залежить від швидкості ковзання V_s . Його значення наводяться в довідниковій літературі [3].

Із формули (2.4) видно, що η_3 зменшується при зменшенні кута γ , тобто кількості заходів z_1 (див. формулу (2.1)). Експериментальні дослідження дають такі результати:

| z_1 | 1 | 2 | 4 |
|--------|------------|-------------|-------------|
| η | 0,7...0,75 | 0,75...0,82 | 0,87...0,92 |

Формула (2.4) справедлива для випадку, коли ведучим є черв'як. Якщо ж ведучим є колесо, то вираз (2.4) набуде вигляду

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}.$$

Якщо $\gamma < \varphi$, то $\eta_3 = 0$, тобто передача руху в зворотному напрямку від черв'ячного колеса до черв'яка стає неможливою. Така передача є самогальмуючою і використовується в вантажопідійомниках і деяких інших механізмах.

2.5. Основні критерії працездатності і розрахунку на міцність

Черв'ячні передачі, як і зубчасті, розраховуються за контактними напруженнями і напруженнями згину. На відміну від зубчастих передач, у черв'ячних передачах частіше спостерігаються знос і заїдання, а не викришування. При м'якому матеріалі коліс (олов'янисті бронзи) заїдання проявляється у поступовому "намащуванні" бронзи на черв'як. При цьому передача може працювати ще тривалий час. При твердих матеріалах (алюмінієвоалюміністичні бронзи, чавун) заїдання переходить в задирання поверхні з наступним швидким руйнуванням зубців коліс.

Підвищений знос і заїдання черв'ячних передач пов'язані з великими швидкостями ковзання і несприятливим напрямком ковзання відносно лінії контакту. Із теорії змащування відомо, що найбільш сприятливі умови для створення рідинного тертя є перпендикулярний напрямок швидкості ковзання (рис. 2.6) до лінії контакту ($\gamma = 90^\circ$). В цьому разі мастило затягується під тіло A .

Між тілами, що труться (A і B), утворюється суцільний мастильний шар. Сухе тертя металів замінюється рідинним. Якщо швидкість ковзання напрямлена уздовж лінії контакту ($\gamma = 0$), то масти-

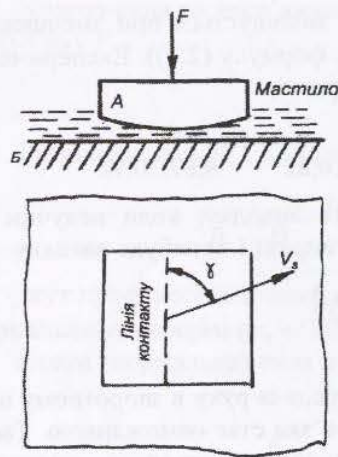


Рис. 2.6. Утворення мастильного шару між тілами, що труться

основним. Розрахунок по напруженням згину наводиться тільки для перевірки, і тільки при дрібномодульних колесах з великою кількістю зубців ($z_2 > 100$) напруження згину можуть стати вирішальними. Розрахунок за напруженнями згину є основним для передач ручних приводів.

2.6. Матеріали і допустимі напруження

У зв'язку із значними швидкостями ковзання і несприятливими умовами змащення матеріали черв'ячної пари повинні мати антифрикційні властивості, зносостійкість і зменшену схильність до заїдання.

Черв'яки сучасних передач виготовляють із вуглецевих або легированих сталей. Найбільшу навантажувальну спроможність мають пари, в яких витки черв'яка піддають термообробці до високої твердості (загартування, цементация тощо) з подальшим шліфуванням.

Черв'ячні колеса (зубчастий вінець) виготовляють переважно із бронзи, рідше із латуні або чавуну. Олов'янисті бронзи типу БрОФ10-1, БрОНФ та інші вважаються кращим матеріалом для черв'ячних коліс, однак вони дорогі і дефіцитні. Їх використання обмежують передачами при порівняно великих швидкостях ковзання

льний шар у контактній зоні утворитися не може. В цьому разі будуть сухе і напівсухе тертя. Чим менший кут, тим менша можливість створення рідинного тертя.

Для попередження заїдання обмежують значення контактних напружень і використовують спеціальні антифрикційні пари матеріалів: черв'як - сталь, колесо - бронза або чавун. Усунення заїдання черв'ячних передачах не усуває абразивного зношування зубців. Інтенсивність зносу залежить також від значення контактних напружень. Тому розрахунок контактних напружень для черв'ячних передач

$V_s = 5 \dots 25$ м/с. Безолов'янисті бронзи, наприклад, бронза БрА3 9-4 і інші мають підвищені механічні характеристики (НВ, σ_b), але мають зменшені протизадірні властивості. Їх використовують для передач, у яких $V_s < 5$ м/с. Чавун сірий, або модифікований використовують при $V_s < 2$ м/с і, як правило, у ручних приводах.

Допустимі контактні напруження для олов'янистих бронз:
 - $[\sigma_H] \approx (0,85 \dots 0,9) \sigma_b$ - при шліфованому і полірованому черв'якові з твердістю HRC 45;

- $[\sigma_H] \approx C_v 0,75 \sigma_b$ - у інших випадках.

Коефіцієнт C_v враховує швидкість ковзання:

| | | | | | | | | |
|-------------|----------|------|------|------|------|------|------|----------|
| V_s , м/с | ≤ 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | ≥ 8 |
| C_v | 1,33 | 1,21 | 1,11 | 1,02 | 0,95 | 0,88 | 0,83 | 0,8 |

Для безолов'янистих бронз типу БрА3 9-4:

$$[\sigma_H] \approx 300 - 25V_s.$$

При проектному розрахунку швидкість ковзання оцінюють за приблизною залежністю

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^3 \sqrt{T_2}.$$

Наведені залежності належать до тривалого строку служби у разі сталого навантаження.

Допустимі напруження згину для всіх бронз визначаються за формулою

$$[\sigma_F] = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_b.$$

2.7. Розрахунок на міцність за контактними напруженнями черв'ячної передачі

Основним рівнянням для визначення контактного напруження є формула Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_v E_{зв}}{\rho_{зв}}}. \quad (2.5)$$

Для архімедових черв'яків радіус кривизни витків черв'яка в осьовому перерізі $\rho_1 = \infty$. Тому

$$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{2\cos^2\gamma}{d_2\sin\alpha}. \quad (2.6)$$

За аналогією з косозубою зубчастою передачею визначається питоме навантаження для черв'ячних передач:

$$q_H = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2} K_H}{l_\Sigma \cos\alpha \cos\gamma} = \frac{2T_2 K_H}{d_1 d_2 \delta \varepsilon_\alpha \xi \cos\alpha}, \quad (2.7)$$

де $l_\Sigma = \frac{d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi}{\cos\gamma}$ – сумарна довжина контактних ліній; $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ – торцевий коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячного колеса; δ – половина кута обхвату ($\delta \approx 50^\circ$); $\xi \approx 0,75$ – коефіцієнт, що враховує зменшення довжини контактних ліній у зв'язку з тим, що стикання проходить не по повній дузі обхвату (2 δ).

Після підстановки формул (2.6) і (2.7) у формулу (2.5) одержимо формулу для визначення контактних напружень:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{T_1 E_{\text{зв}} K_H \cos\gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.8)$$

Ця формула використовується під час виконання перевірного розрахунку. Для проектного розрахунку формулу (2.8) розв'язують відносно d_2 або a_w . Отже, візьмемо:

$$d_1 = qm = \frac{q d_2}{z_2}; \quad \alpha = 20^\circ; \quad K_H \approx 1,1; \quad \gamma = 10^\circ; \quad 2\delta \approx 100^\circ = 1,75 \text{ рад};$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,9; \quad \xi = 0,75.$$

У результаті одержимо

$$d_2 = 1,25 \sqrt{\frac{T_2 E_{\text{зв}}}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2}\right)}}.$$

Враховуючи, що

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5d_2 \left(\frac{q}{z_2} + 1\right),$$

запишемо формулу для визначення міжосьової відстані:

$$a_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{\text{зв}}}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2}\right)}},$$

де $E_{\text{зв}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$; $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – для сталі і $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа – для бронзи і чавуну.

Під час проектного розрахунку відношення $\frac{q}{z_2}$ задається. Як

правило, $\frac{q}{z_2} = 0,22 \dots 0,4$. Нерівномірність розподілу навантаження в зачепленні залежить від прогину черв'яка, а прогин, у свою чергу, залежить від діаметра черв'яка і відстані між опорами. Діаметр черв'яка пропорційний q , а відстань між опорами – d_2 або z_2 . Тому при більших z_2 необхідно брати більше q . Однак при збільшенні q зменшується кут γ і ККД (див. формули (2.1) та (2.5)).

2.8. Розрахунок на міцність за напруженнями згину

За напруженнями згину розраховують тільки зубці коліс. Точний розрахунок ускладнюється змінністю форми перерізу зуба по ширині колеса і тим, що основа зуба розміщена не в площині, а по поверхні. В приблизних розрахунках черв'ячне колесо розглядається як косозубе. При цьому використовується та сама розрахункова формула (1.20) з урахуванням таких поправок і спрощень:

1. Зуб черв'ячного колеса міцніший косозубого приблизно на 40 % через форму, описану вище. Це враховується коефіцієнтом форми зуба, значення якого наводяться в довідниковій літературі залежно від еквівалентного кількості зубів. При цьому

$$z_{\text{ек}} = \frac{z}{\cos^3 \gamma}.$$

2. Черв'ячна пара добре припрацьовується, тому беруть $K_{F\alpha} = 1$, $Y_\beta = 1$, а коефіцієнт підвищення міцності черв'ячного колеса порівняно із косозубим визначається за формулою:

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha} \xi} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha} \xi} = \frac{1}{(1,9 \cdot 0,75)} = 0,7.$$

У результаті формула для визначення напружень згину набу-де вигляду:

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{12} Y_F K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F],$$

де $m_n = m \cos \gamma$.

У черв'ячних передачах динамічні навантаження невеликі. Тому беруть $K_{Fv} = K_{Hv} \approx 1$ при $V_2 \leq 3$ м/с і $K_{Fv} = K_{Hv} \approx 1,1 \dots 1,3$ при $V_2 \geq 3$ м/с. При сталому зовнішньому навантаженні $K_{\beta} \approx 1$. При змінному навантаженні $K_{\beta} = 1,05 \dots 1,2$.

2.9. Тепловий розрахунок, охолодження і змащування передач

Механічна енергія, що втрачена в передачі, перетворюється в теплову і нагріває передачу. Якщо відведення теплоти недостатнє, то передача буде нагріватися і вийде з ладу. Кількість теплоти, що виділяється в передачі за секунду, або тепла потужність визначається таким чином:

$$\Phi_1 = P_1 (1 - \eta), \quad (2.9)$$

де P_1 – потужність на вхідному валу, Вт; η – ККД передачі.

Через стінки корпусу редуктора теплота віддається довікільно здійснюється натуральне охолодження.

Теплова потужність тепловіддачі:

$$\Phi_2 = K (t_m - t_n) A, \quad (2.10)$$

де A – площа поверхні охолодження, м²; t_m – температура мастила, С^о; t_n – температура повітря, С^о; K – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м² С^о.

При сталому тепловому режимі $\Phi_1 = \Phi_2$. Тому, прирівнюючи праві частини виразів (2.9) та (2.10), одержимо:

$$t_m = t_n + \frac{P_1 (1 - \eta)}{KA} \leq [t_m].$$

Допустиме значення $[t_m]$ залежить від сорту мастила. Для звичайних редукторних мастил допускають $[t_m] = 60 \dots 70^{\circ}\text{C}$ (найбільша температура мастила $85 \dots 90^{\circ}\text{C}$). Авіаційні мастила допускають $[t_m] = 100 \dots 120^{\circ}\text{C}$. Значення t_n , як правило, беруть 20°C .

Під площею поверхні охолодження A беруть тільки ту частину площі зовнішньої поверхні корпусу редуктора, яка з середини обмивається мастилом, а із зовні – вільно циркулюючим повітрям. За останньою ознакою не враховують площу поверхні днища корпусу. Якщо корпус має охолоджувальні ребра, то враховують тільки 50 % площі їх поверхні. В закритих невеликих приміщеннях за відсутності вентиляції $K \approx 8 \dots 10$, в приміщеннях з інтенсивною вентиляцією $K \approx 14 \dots 17$ Вт/м² С^о.

Якщо $t_m < [t_m]$, то це означає, що натурального охолодження достатньо. В противному разі необхідно використовувати штучне охолодження, або зменшувати потужність передачі.

Штучне охолодження виконується таким чином:

1. Обдувають корпус повітрям за допомогою вентилятора (рис. 2.7, а). При цьому K підвищується до $20 \dots 28$.

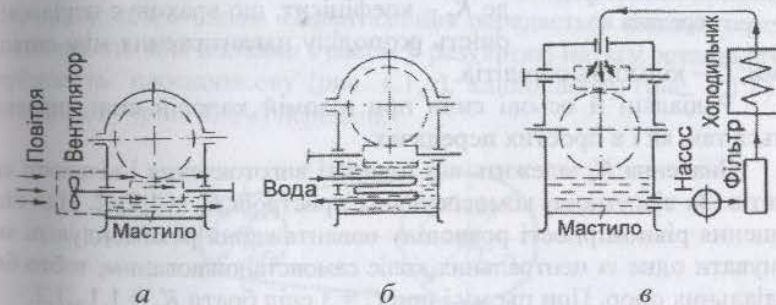


Рис. 2.7. Схеми охолодження черв'ячного редуктора

2. Встановлюють у корпусі змійовик з проточною водою (рис. 2.7, б). При цьому K підвищується до $90 \dots 200$ при швидкості води в трубці до 1 м/с.

3. Використовують циркулярні системи змащування із спеціальними холодильниками (рис. 2.7, в).

3. ПЛАНЕТАРНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

3.1. Загальні відомості і силовий розрахунок

Зубчасті механізми, в яких осі деяких коліс рухомі, дістали назву епіциклічних. Епіциклічний механізм є планетарним, якщо його ступінь вільності дорівнює одиниці (одне з центральних коліс нерухоме). У курсі "Теорія механізмів і машин" детально розглядалися питання структури, синтезу і кінематики планетарних механізмів.

У курсі "Деталі машин" розглянемо особливості розрахунку таких передач на міцність.

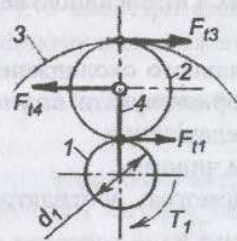


Рис. 3.1. Планетарна передача

На рис. 3.1 зображена схема найбільш розповсюдженої планетарної передачі, де 1, 3 – центральні колеса; 2 – сателіт; 4 – водило. Із умови рівноваги сателіта

$$F_{12} = F_{32}; F_{42} = 2F_{12}; F_{12} = \left(\frac{2T_1}{d_1}\right) \frac{K_c}{C},$$

де K_c – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між сателітами; C – кількість сателітів.

Радіальні й осьові сили при відомій колівій силі визначаються так, як і в простих передачах.

Значення K_c залежить від точності виготовлення і кількості сателітів. За відсутності компенсуючих пристроїв $K_c = 1,2 \dots 2$. Для підвищення рівномірності розподілу навантаження рекомендують виконувати одне із центральних коліс самовстановлюваним, тобто без радіальних опор. При цьому і при $C = 3$ слід брати $K_c = 1,1 \dots 1,2$.

3.2. Розрахунок на міцність планетарних передач

Для розрахунку міцності зубців планетарних передач використовують такі самі формули, що і при розрахунку простих передач. Розрахунок виконують для кожного зачеплення: для зовнішнього зачеплення – колеса 1 і 2, для внутрішнього – колеса 3 і 2. Оскільки сили і модулі в цих зачепленнях однакові, а внутрішнє зачеплення за своїми властивостями міцніше зовнішнього, то при

однакових матеріалах достатньо розрахувати тільки зачеплення коліс 1 і 2. При розрахунку на згин слід використовувати формулу (1.14).

Під час розрахунків контактних напружень

$$d_1 = 1,35 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} E_{\Sigma} K_c (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \Psi_{bd} c u}},$$

де d_1 – діаметр меншого із коліс пари, що розглядається; u – відношення більшої кількості зубців до меншої.

Для планетарних передач рекомендують

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_1} \leq 0,75.$$

4. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

4.1. Загальні відомості

Пасова передача складається із двох шківів, закріплених на валах, і паса, що охоплює шківів. Навантаження передається силами тертя, що виникають між шківівими і пасом у результаті натягу останнього. Розрізняють: плоскочасову (рис. 4.1,а), клинчову (рис. 4.1,б) і круглочасову (рис. 4.1,в) передачі.

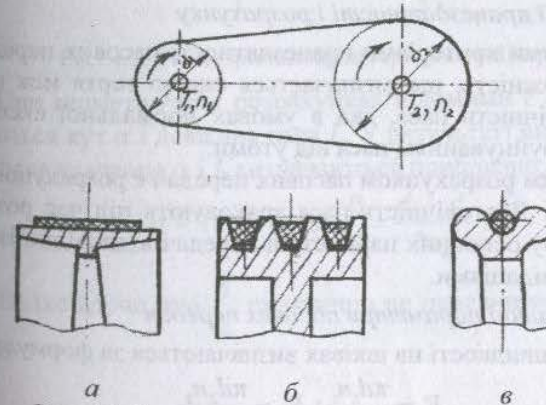


Рис. 4.1. Схема пасової передачі та перерізи пасів

Переваги пасових передач:

1. Можливість передачі руху на значну відстань (до 15 м).
2. Плавність і безшумність роботи, обумовлені еластичністю паса.
3. Запобігання механізму від перевантаження за рахунок м'якого ковзання паса.
4. Запобігання механізму від коливання навантаження за рахунок пружності паса.
5. Простота конструкції та експлуатації.

Основні недоліки пасових передач:

1. Підвищені габарити (для однакових умов діаметри шківів приблизно у п'ять разів більші, ніж діаметр зубчастих коліс).
2. Несталість передаточного відношення за рахунок ковзання паса.
3. Підвищене навантаження на вали (у 2-3 рази більше порівняно із зубчастими передачами).
4. Низька довговічність (від 1000 до 5000 год).

Пасові передачі використовують переважно у тих випадках, коли вали розміщені на значній відстані. Потужність сучасних пасових передач не перевищує 50 кВт. У комбінованих приводах пасові передачі використовують як швидкохідну ступінь, оскільки вона менш навантажена.

4.2. Основи розрахунку пасових передач

Критерії працездатності і розрахунку

Основними критеріями працездатності пасових передач та їх тягова спроможність, що визначається силою тертя між шківом і пасом, довговічність паса, яка в умовах нормальної експлуатації обмежується руйнуванням паса від втоми.

Основним розрахунком пасових передач є розрахунок тягової спроможності. Довговічність паса враховують під час розрахунку шляхом вибору основних параметрів передач відповідно із практичними рекомендаціями.

Кінематичні параметри пасових передач

Колові швидкості на шківках визначаються за формулами:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

Враховуючи пружне ковзання паса, запишемо

$$V_1 > V_2, \text{ або } V_2 = V_1(1 - \varepsilon),$$

де ε – коефіцієнт ковзання. При цьому передаточне відношення дорівнює

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$$

Величина ε залежить від навантаження, тому $u \neq \text{const}$. При нормальному навантаженні $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. Невелике значення ε дозволяє приблизно брати

$$u \approx \frac{d_2}{d_1}$$

Геометричні параметри

На рис. 4.2 a_w – міжосьова відстань; β – кут між гілками паса; α – кут обхвату пасом малого шківа.

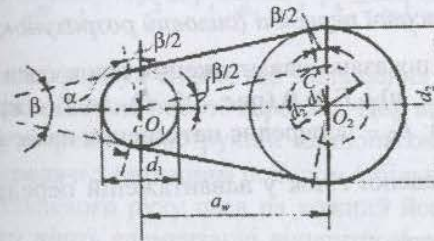


Рис. 4.2. Геометричні параметри пасової передачі

При геометричних розрахунках відомими є d_1 , d_2 і a_w , а визначаються кут α і довжина паса L . У результаті витягання і провисання паса значення α і L визначаються приблизно:

$$\alpha = 180^\circ - \beta; \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a_w}$$

Враховуючи, що $\frac{\beta}{2}$ практично не перевищує 15° , приблизно беремо

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a_w}, \text{ рад} \approx 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_w}.$$

При цьому

$$\alpha = 180^\circ - \left(57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_w} \right) = 180^\circ - \left(57^\circ \frac{d_1(u-1)}{a_w} \right).$$

Довжина паса визначається як сума прямолінійних ділянок і дуг обхвату:

$$L \approx 2 a_w + 0,5 \pi (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 a_w}.$$

При заданій довжині паса міжосьова відстань становить

$$a_w = \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{2L - \pi(d_2 + d_1)^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

Статика пасової передачі (силовий розрахунок)

На рис. 4.3 показано навантаження гілок паса у двох випадках: $T_1 = 0$ (рис.4.3, а) і $T_1 > 0$ (рис. 4.3, б), де T_1 – крутний момент на меншому шківі; F_0 – попереднє натягнення паса; F_1 і F_2 – натягнення ведучої і веденої гілок у навантаженій передачі; $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ – колова сила передачі.

Із умови рівноваги шківів

$$T_1 = 0,5 d_1 (F_1 - F_2),$$

або

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (4.1)$$

Крім того,

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (4.2)$$

Зв'язок між натягами F_1 і F_2 і параметрами тертя f і α (f – коефіцієнт тертя) встановлений Ейлером:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \quad (4.3)$$

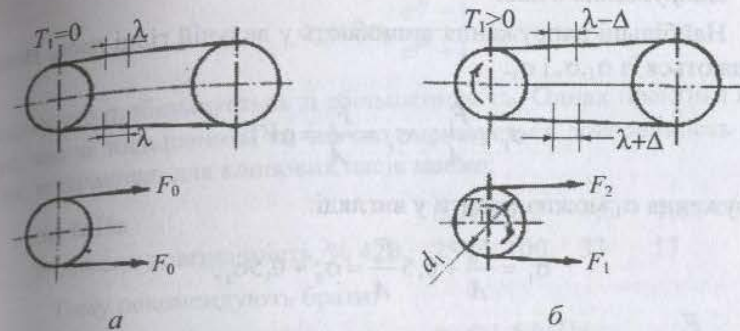


Рис. 4.3. Навантаження гілок паса при $T_1=0$ та $T_1>0$

Розв'язуючи сумісно рівняння (4.1), (4.2) і (4.3), одержимо формули, що встановлюють зв'язок між натягами гілок (F_1 , F_2 , F_0) і F_t , f і α :

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Із одержаних формул видно, що збільшення значень f і α позитивно відображається на роботі передачі. Цей висновок береться за основу при утворенні конструкцій клинопасової передачі (збільшується f) і передачі з натяжним роликком (збільшується кут α).

Під час кільцевого руху паса на кожний його елемент у межах кута обхвату діють елементарні відцентрові сили. Дія цих сил викликає додатковий натяг F_v у кожному перерізі паса, який визначається за формулою

$$F_v = \rho A V^2,$$

де ρ – густина матеріалу паса; A – площа поперечного перерізу паса; V – швидкість руху паса.

Натяг F_v послаблює корисну дію попереднього натягу F_0 . Він зменшує силу тертя і тим самим знижує навантажувальну спроможність передачі. Як показують розрахунки, вплив відцентрових сил на працездатність передачі значний тільки при великих швидкостях ($V > 20$ м/с).

Напруження в пасі

Найбільші напруження виникають у ведучій гільці паса. Вони складаються із σ_1, σ_v і σ_3 :

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho V^2.$$

Напруження σ_1 можна подати у вигляді:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + 0,5 \frac{F_t}{A} = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t,$$

де $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$ – корисне напруження; σ_0 – напруження від попереднього натягу.

Корисне напруження можна зобразити як різницю напружень ведучої та веденої гілок:

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2.$$

У тій частині паса, яка охоплює шків, виникають напруження згину σ_3 :

$$\sigma_3 = \frac{E\delta}{d}, \quad (4.4)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса; δ – товщина паса; d – діаметр шківа.

Формула (4.4) дозволяє відзначити, що основним фактором який визначає значення напружень згину, є відношення товщини паса до діаметра шківа. Чим менше це відношення, тим менше напруження згину паса.

Сумарне максимальне напруження у ведучій гільці в місці набігання паса на малий шків визначається формулою:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_3 = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t + \sigma_v + \sigma_3. \quad (4.5)$$

Вплив окремих складових сумарного напруження на тягову спроможність передачі і довговічність паса.

Тягова спроможність передачі характеризується величиною колової сили F_t або корисного напруження σ_t . Із формули

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

видно, що σ_t збільшується зі збільшенням σ_0 . Однак практика показує, що зі збільшенням σ_0 значно зменшується довговічність паса. Так, наприклад, для клинових пасів маємо:

| | | | | |
|---------------------------|------|-----|-----|-----|
| σ_0 , МПа | 0,91 | 1,2 | 1,5 | 1,8 |
| Відносна довговічність, % | 420 | 100 | 33 | 13 |

Тому рекомендують брати:

| | |
|--------------------|--------------------------|
| для клинових пасів | $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа, |
| для плоских пасів | $\sigma_0 \leq 1,8$ МПа. |

При вказаних значеннях σ_0 значення σ_t не перевищують 2 ... 2,5 МПа. Оцінюючи значення напружень σ_v від дії відцентрових сил, одержимо:

| | |
|-------------------|-----------------------|
| при $V = 10$ м/с; | $\sigma_v = 0,1$ МПа; |
| при $V = 20$ м/с; | $\sigma_v = 0,4$ МПа; |
| при $V = 40$ м/с; | $\sigma_v = 1,6$ МПа. |

Таким чином, значення σ_v при швидкостях $V < 20$ м/с – відносно малі.

Оцінюючи значення напружень згину паса за формулою

$$\sigma_3 = \frac{E\delta}{d}, \text{ беручи } E = 200 \text{ МПа, дістанемо:}$$

| | | | | |
|------------------------|-----|-----|----|----|
| при $\frac{d}{\delta}$ | 200 | 100 | 50 | 25 |
| σ_3 , МПа | 1 | 2 | 4 | 8 |

Як бачимо, напруження згину є значними. На відміну від σ_t і σ_0 , збільшення σ_3 не сприяє підвищенню тягової спроможності передачі. Більш того, напруження згину як такі, що періодично змінюються, є головною причиною руйнування пасів від втоми.

Довговічність пасів залежить не тільки від значення напружень, але і від характеру і частоти зміни напружень. Частота навантажень дорівнює частоті пробігів паса:

$$U = \frac{V}{L},$$

де V – колова швидкість; L – довжина паса.

Чим більше U , тим менше довговічність паса. Тому вводиться обмеження на частоту пробігів паса:

$$\text{для плоских пасів} \quad U \leq 3 \dots 5 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{для клинових пасів} \quad U \leq 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}.$$

Ковзання в передачі

Дослідження Жуковського М.Е. показали, що в пасових передачах необхідно розрізнити два види ковзання паса по шківу: пружне ковзання і буксування. Пружне ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні, а буксування – лише при перевантаженні.

Під час руху паса його елементи переходять із зони підвищених напружень у зону понижених і навпаки. Тому вони скорочуються або ж подовжуються, в результаті чого відбувається ковзання паса відносно шківа, яке називають пружним ковзанням. Пружне ковзання відбувається не на всій дузі обхвату, а тільки на її частині. Частина дуги обхвату, у межах якої здійснюється пружне ковзання (рис. 4.4), називається дугою пружного ковзання. Інша частина дуги обхвату називається дугою спокою. Тут немає ковзання. Дуги пружних ковзань розміщуються з боку збігаючих гілок.

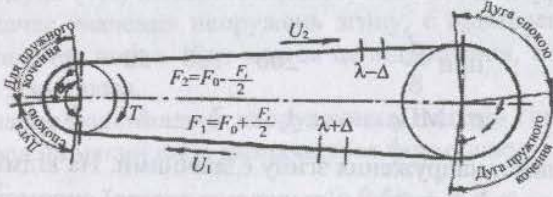


Рис. 4.4. Схема взаємодії паса зі шківом

Криві ковзання і ККД

Працездатність пасової передачі характеризують кривими ковзання і ККД (рис. 4.5). Такі криві є результатом досліджень пасів різних типів і матеріалів. На рис. 4.5 по осі ординат відкладають

відносне ковзання $\varepsilon = \varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$ і ККД, а по осі абсцис – навантаження передачі, яку виражають через коефіцієнт тяги φ :

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

Коефіцієнт тяги φ дозволяє зробити висновки про те, яка частинна попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто характеризує ступінь завантаженості передачі. Доцільність виразу навантаження передачі через безрозмірний коефіцієнт φ пояснюється тим, що ковзання і ККД пов'язані із ступенем завантаженості передачі, а не абсолютним значенням навантаження.

На початковій ділянці кривої ковзання від 0 до φ_0 спостерігається лише пружне ковзання. Оскільки пружні деформації паса підлягають закону Гука, ця ділянка близька до прямолінійної. Подальше збільшення навантаження призводить до часткового, а потім і повного буксування. В зоні φ_0 до φ_{\max} спостерігається як пружне ковзання, так і буксування. Вони розподіляються продовженням прямої ε штриховою лінією.

Робоче навантаження рекомендують обирати біля критичного значення φ_0 і ліворуч від нього. Цьому значенню відповідає також максимальне значення ККД. Роботу в зоні часткового буксування допускають лише при короткочасних перевантаженнях, наприклад, під час пуску. В цій зоні ККД різко знижується у результаті збільшення втрат на ковзання паса, а пас швидко зношується. Розмір зони часткового буксування характеризує спроможність передачі сприймати короткочасні перевантаження.

Відношення φ_{\max}/φ для пасів:

| | |
|----------------|------------|
| плоскі шкіряні | 1,35...1,5 |
| прогумовані | 1,15...1,3 |
| бавовняні | 1,25...1,4 |
| клинові | 1,5...1,6 |

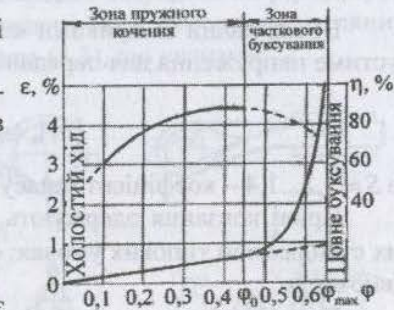


Рис. 4.5. Криві ковзання і ККД

Допустимі корисні напруження пасів

Визначивши за кривими ковзання φ_0 , знаходять корисне допустиме напруження для передачі, що досліджується

$$[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{S},$$

де $S \approx 1,2 \dots 1,4$ – коефіцієнт запасу тягової спроможності.

Криві ковзання одержують при дослідженнях пасів на типових стендах при типових умовах: $\alpha = 160^\circ$, $V = 10$ м/с, навантаження рівномірне.

Перехід від значення $[\sigma_t]_0$ для типової передачі до допустимих корисних напружень $[\sigma_t]$ для досліджуваної передачі проводять за допомогою коректуючих коефіцієнтів:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_p C_0, \quad (4.6)$$

де C_α – коефіцієнт кута обхвату; C_v – швидкісний коефіцієнт (характеризує вплив відцентрових сил); C_p – коефіцієнт режиму навантаження; C_0 – коефіцієнт, що враховує спосіб натягу і нахил пасів. Значення цих коефіцієнтів наводяться в довідниковій літературі.

Формула (4.6) є загальною для всіх типів пасових передач. На практиці у такому вигляді її використовують тільки для розрахунку плоскостасових передач.

4.3. Плоскостасова передача

До появи клинопасової передачі найбільше розповсюдженою була плоскостасова передача. Вона проста, може працювати при високих швидкостях, і внаслідок великої гнучкості паса, має порівняно високу довговічність і ККД.

На практиці використовують велику кількість різних типів передач з плоским пасом. Найбільш поширеними є відкрита передача (рис. 4.6, а), перехресна передача (рис. 4.6, б), напівперехресна передача (рис. 4.6, в), кутова передача (рис. 4.6, з), регульована передача ступеневими шківками (рис. 4.6, д), передача з натяжним роликом (рис. 4.6, е).

У машинобудуванні використовують такі типи пасів: шкіряні, прогумовані, бавовняні, вовняні, плівкові.

Розрахунок плоскостасових передач базується на розглянутій вище загальній теорії пасових передач і експериментальних даних. У цьому розрахунку формулу Ейлера (4.3), що визначає

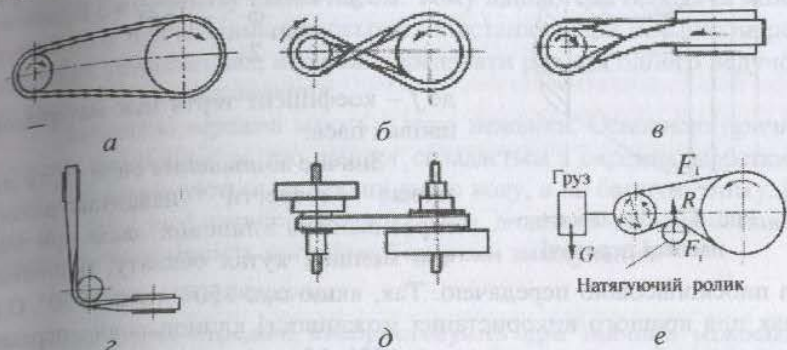


Рис. 4.6. Типи плоскостасових передач

тягову спроможність передачі, і формулу (4.5) для сумарного напруження в пасі, що визначає його міцність і довговічність, безпосередньо не використовують. Їх враховують у рекомендаціях за вибором геометричних параметрів a_w , d , α і допустимих напружень $[\sigma]_0$, $[\sigma]$, які використовують під час розрахунку.

Для проектного розрахунку задають потужність P_1 , частоту обертання n_1 , передаточне відношення u . Визначають d_1 , d_2 , a_w , тип і розміри паса b , δ , L . Методика розрахунку наведена в підручнику Чернавського С.А. "Курсове проектування деталей машин" [7].

4.4. Клинопасова передача

У сучасних приводах здебільшого розповсюджена клинопасова передача. У цій передачі (рис. 4.7) пас має клинову форму в поперечному перерізі і розміщується у відповідних канавках шківів. В передачі може бути один або декілька пасів. Декілька тонких пасів використовують замість одного товстого для зменшення напружень згину. Всі геометричні розміри, що визначають форму шківів H , φ , b_1 , t , d_p , d_H вибирають за відповідними таблицями стандартів залежно від розмірів поперечного перерізу паса, які також стандартизовані. Існує сім типів клинових пасів (О, А, Б, В, Г, Д, Е). Використання клинового паса дозволило збільшити тягову спроможність передачі шляхом підвищення тертя.

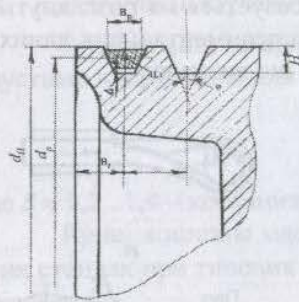


Рис. 4.7. Схема клинопасової передачі

Зведений коефіцієнт тертя ($\varphi = 40^\circ$) буде таким

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} \approx \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f,$$

де f – коефіцієнт тертя між матеріалами шківа і паса.

Значне збільшення сили тертя дозволяє зберегти навантажувальну спроможність клинових пасів при значно менших кутах обхвату, порівняно із плоскопасовою передачею. Так, якщо $\alpha_n \leq 150^\circ$, то $\alpha_k \geq 50^\circ$. Однак для кращого використання можливості клинопасових передач на практиці рекомендують $\alpha_k \geq 120^\circ$. Методика розрахунку клинопасової передачі наведена в працях [1], [7].

5. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

5.1. Загальні відомості

Ланцюгова передача складається із двох або більше зірочок ланцюга, який їх охоплює (рис. 5.1). Принцип дії ланцюгової передачі заснований на зачепленні твердих тіл. Цей факт, а також підвищена міцність сталевого ланцюга, порівняно із пасом, дозволяє передавати ланцюгом при рівних інших умовах більше навантаження. Відсутність ковзання забезпечує сталість передаточного відношення (середнього).

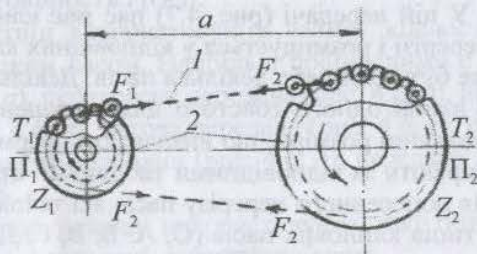


Рис. 5.1. Схема ланцюгової передачі

Принцип зачеплення не потребує попереднього натягу ланцюга, у зв'язку з чим зменшується навантаження на вали й опори. Кут обхвату зірочки ланцюгом не має такого вирішального значення, як кут обхвату шківа пасом. Тому ланцюгова передача може працювати при менших міжосьових відстанях і при більших передаточних відношеннях, а також передавати рух від одного ведучого вала до декількох ведених.

Ланцюгові передачі мають і деякі недоліки. Основною причиною цих недоліків є те, що ланцюг складається з окремих жорстких ланок, які розміщуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику. Із цим пов'язані знос шарнірів ланцюга, шум, додаткові динамічні навантаження, необхідність організації системи змащування.

Область використання

Ланцюгові передачі використовують при значних міжосьових відстанях, а також при передачі руху від одного ведучого вала до декількох ведених у тих випадках, коли зубчасті передачі використовувати неможливо, а пасові передачі недостатньо надійні. Ланцюгові передачі мають найбільше розповсюдження в сільськогосподарському, транспортному і хімічному машинобудуванні, верстатобудуванні і підйомно-транспортних пристроях.

5.2. Основні характеристики ланцюгової передачі

Потужність. Потужність, що передається ланцюговою передачею, визначається формулою:

$$P = F_1 V,$$

де F_1 – колова сила; V – швидкість руху ланцюга.

Сучасні ланцюгові передачі використовують у діапазонах потужностей від часток до декількох тисяч кіловат. Найбільш розповсюдженими є передачі до 100 кВт, оскільки при більших потужностях швидко зростає вартість ланцюгової передачі порівняно із зубчастою.

Швидкість ланцюга і частота обертання зірочки. Колова швидкість ланцюга визначається формулою:

$$V = \frac{ztn}{60},$$

де z – кількість зубців зірочки; t – крок ланцюга; n – частота обертання зірочки за хвилину.

Зі швидкістю V ланцюга і частотою обертання зірочки пов'язані знос, шум, динамічне навантаження. Найбільш розповсюдженими є тихохідні і середньошвидкісні передачі із $V \leq 15$ м/с та $n \leq 500$ об/хв. Однак трапляються передачі із n до 3000 об/хв. При швидкохідних двигунах ланцюгові передачі встановлюються як правило, після редуктора.

Передаточне відношення визначається за формулою:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Розповсюджені значення u – до 6 (10). При більших значеннях u недоцільно виконувати одноступеневу передачу через великі її габарити.

Коефіцієнт корисної дії передачі. Втрати в ланцюговій передачі складаються із втрат на тертя в шарнірах ланцюга, на зубці зірочки і в опорах валів. При змащуванні зануренням ланцюга мастильні ванни враховують також втрати на змішування мастил. Середнє значення ККД $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

Міжосьова відстань. Довжина ланцюга. Мінімальна міжосьова відстань обмежується мінімально допустимим зазором між зірочками (30...50 мм) і визначається за формулою:

$$a_{\min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \dots 50 \text{ мм}),$$

де d_a – зовнішній діаметр зірочки.

На практиці рекомендують брати $a = (30 \dots 50) t$. Менше значення 30 – для малих u ($u \approx 1 \dots 2$) і більше значення ($50 t$) – для більших u ($u \approx 6 \dots 7$). Довжина ланцюга визначається за формулою:

$$L = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}$$

Значення L округлюють до цілого числа, яке бажано брати парним, щоб не використовувати спеціальних з'єднувальних ланок.

Для цього значення L уточнюють значення a :

$$a = \frac{t}{4} \left[L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Передача працює краще при невеликому провисанні холостої гілки ланцюга, тому розрахункову міжосьову відстань рекомендують зменшувати приблизно на $0,002 \dots 0,004a$. Довжина ланцюга збільшується по мірі зношування шарнірів, тому в конструкції ланцюга повинні передбачатися спеціальні пристрої для регулювання провисання ланцюга. Зазвичай, це досягається переміщенням опор одного із валів або встановленням спеціальних натяжних зірочок.

5.3. Конструкція основних елементів

Привідні ланцюги. Основними типами сучасних привідних ланцюгів є шарнірні (роликів), втулкові, зубчасті ланцюги. Вони стандартизовані і виготовляються спеціалізованими заводами. Головними геометричними характеристиками ланцюга є крок t і ширина B .

Роликів ланцюг має таку конструкцію (рис. 5.2). Валик 3 запресований у отвір зовнішньої ланки 2, а втулка 4 – в отвір внутрішньої ланки 1. Втулка на валику і ролик 5 на втулці можуть вільно повертатися. Зачеплення ланцюга із зубом зірочки 6 здійснюється через ролик 5. Використання втулки дозволяє розподілити навантаження по всій довжині валика і, тим самим, зменшити зношування шарнірів. Перекочування ролика по зубу частково замінює тертя ковзання на тертя кочення, що знижує знос зубів. Крім того, ролик вирівнює зосереджений тиск зуба на втулку і, тим самим, зменшує її знос. Роликів ланцюги використовують при швидкостях до 20 м/с. Крім однорядних можуть бути дво-, три- і чотирирядні ланцюги.

Втулкові ланцюги за конструкцією аналогічні роликівим, але в них немає ролика 5. У результаті цього знос ланцюга і зірочок збільшується, але знижується маса і вартість ланцюга.

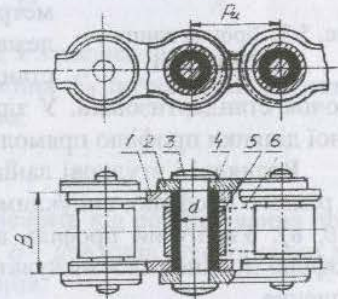


Рис. 5.2. Конструкція роликівого ланцюга

Зубчасті ланцюги складаються із набору пластин з двома боподібними виступами. Пластинки ланцюга зчеплюються із зірочкою своїми торцевими площинами. Кут вклинювання виступів рівний 60° . Конструкція зубчастих ланцюгів дозволяє виготовляти їх широкими і передавати великі навантаження. Зубчасті ланцюги працюють плавно, з меншим шумом. Їх рекомендують використовувати при порівняно високій швидкості – до 35 м/с.

Зірочки ланцюгів. За конструкцією вони здебільшого подібні до зубчастих колесам. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга. Діаметр цього кола визначається таким чином (рис. 5.3)

$$d = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (5.1)$$

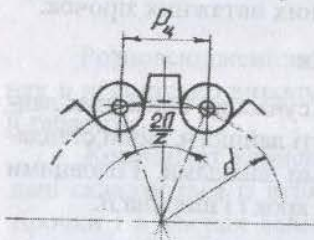


Рис. 5.3. Зірочка ланцюгової передачі

Формула (5.1) справедлива і для зірочок зубчастих ланцюгів. Конструкція зубчастих ланцюгів така, що ділильний діаметр зірочки більший за її зовнішній діаметр. Профіль і розміри зубів зірочок залежать від типу і розмірів ланцюга. Для стандартних ланцюгів усі розміри зубів зірочок стандартизовані. У зірочок зубчастих ланцюгів форма робочої ділянки профілю прямолинійна.

Роликові і втулкові ланцюги можуть зачіплюватися із зірочками різного профілю: випуклим, прямолинійним, увігнутим (рис. 5.4 а, б, в). Увігнутий профіль взятий за основний. Зуб будь-якого профілю повинен забезпечувати вільний вхід і вихід шарнірів із зчеплення.

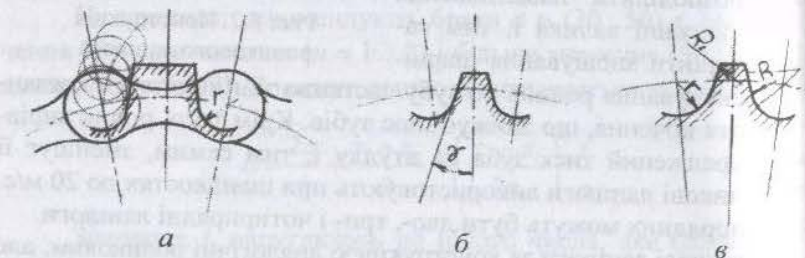


Рис. 5.4. Профілі зубців зірочки

Матеріали ланцюгів і зірочок. Ланцюги і зірочки мають бути стійкими проти зношування й ударних навантажень. Враховуючи це, більшість ланцюгів і зірочок виготовляють із вуглецевих і легированих сталей із подальшою термообробкою (поліпшення, загартовування). Для зірочок рекомендують використовувати сталі Ст. 45, 40Х та інші, для пластин ланцюгів сталі 45, 50 та інші, для валиків, вкладишів і роликів – Ст. 15, 20, 20Х та ін. Деталі шарнірів ланцюгів у більшості випадків цементують, що підвищує їх зносостійкість при збереженні ударної міцності. Перспективним є виготовлення зірочок із пластмас, що дозволяє зменшувати динамічне навантаження і шум в передачі.

5.4. Сили в ланцюговій передачі

Силова схема ланцюгової передачі аналогічна силовій схемі пасової передачі, в якій також є сили: F_1, F_2 – натяг ведучої і веденої гілок ланцюга; F_t – колова сила; F_0 – сила попереднього натягу; F_v – натяг від відцентрової сили. При цьому:

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad F_v = qV^2,$$

де q – маса одиниці довжини ланцюга; V – колова швидкість.

Для ланцюгової передачі значення F_0 позначають як натяг від сили тяжіння вільної гілки ланцюга:

$$F_0 = K_f a q g,$$

де K_f – коефіцієнт провисання, що залежить від розмішування приводу і стрілки провисання ланцюга f ; a – довжина вільної гілки ланцюга; g – прискорення вільного падіння.

Натяг веденої гілки F_2 дорівнює більшому із натягів F_0 і F_v . Сила F_0 становить всього декілька відсотків від сили F_t . Для практичних розрахунків беруть

$$F_1 \approx F_t, \quad F_2 \approx 0.$$

5.5. Критерії працездатності і розрахунку

Усі деталі стандартних ланцюгів конструюють приблизно рівноміцними. Це досягається відповідним вибором розмірів деталей і їх матеріалів і термообробки. Для більшості умов роботи ланцю-

гових передач основною причиною втрати працездатності є зношення шарнірів ланцюга. Відповідно з цим за основний розрахунок беруть розрахунок зносостійкості шарнірів, а за основний розрахунковий критерій – тиск у шарнірі p . Формула для визначення p має такий вигляд:

$$p = \frac{F_t}{Bd} \leq [p],$$

де F_t – колова сила; d і B – діаметр валика і ширина ланцюга відповідно.

5.6. Практичний розрахунок ланцюгової передачі

Практичний розрахунок ланцюгової передачі зводиться до того, щоб за заданими потужністю P , частотою обертання ведучої зірочки n і передаточним відношенням u визначити крок t , кількість зубців зірочки z і міжосьову відстань a .

Кількість зубців малої зірочки рекомендується визначати за формулою:

$$z_1 = 31 - 2u.$$

При швидкості ланцюга до 1 м/с допустиме мінімальне значення $z_1 \geq 11$. Кількість зубців більшої зірочки $z_2 = z_1 u$, але не більше 120.

Головний параметр передачі – крок ланцюга t визначають за умови, мм:

$$t \geq 2,83 \sqrt{\frac{TK_1}{z_1 [p] m}},$$

де T_1 – крутний момент на валу ведучої зірочки, Н·мм; K_1 – коефіцієнт експлуатації; $[p]$ – допустимий тиск у шарнірах, МПа; m – кількість рядів ланцюга.

Оскільки $[p]$ залежить від кроку ланцюга, то задачу вирішують методом послідовних наближень: попередньо беруть певне значення $[p]$ відповідно із припустимим значенням t . Після цього визначають t , округляють його до стандартного значення та визначають значення розрахункового p .

На основі спеціальних досліджень і з досвіду експлуатації рекомендується брати значення $[p_0]$, згідно з табл. 5.1, що відповідають типовій передачі, яка працює в середніх умовах експлуатації.

навантаження стале і рівномірне, розміщення горизонтальне, натяг підтримується у межах норми, змащування і захист від забруднення задовільний. Значення z , a , u , t , а також якість ланцюга – в межах рекомендованих норм, довговічність ланцюга по зносу – не менше 3000-5000 год.

Вплив різниці в умовах роботи розрахункової і типової передачі враховують введенням коефіцієнта експлуатації K_1 . При цьому, $[p]$ і $[p_0]$ зв'язані залежністю:

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_1}.$$

У свою чергу $K_1 = K_g K_a K_n K_{рег} K_3 K_{реж}$, де K_g – коефіцієнт динамічності навантаження; K_a – коефіцієнт міжосьової відстані або довжини ланцюга; K_n – коефіцієнт нахилу передачі до горизонту; $K_{рег}$ – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга; K_3 – коефіцієнт змащування і забруднення передачі; $K_{реж}$ – коефіцієнт режиму або тривалості роботи передачі протягом доби. Значення цих коефіцієнтів наводяться в довідниковій літературі [3].

Визначене значення p не повинно перевищувати допустимого $[p]$. Якщо ця умова не виконується, то необхідно прорахувати інші.

Таблиця 5.1

Допустимий тиск в шарнірах ланцюгової передачі

| Крок ланцюга, мм | Допустимий тиск в шарнірах роликів ланцюгів $[p_0]$ МПа, при частоті обертання малої зірочки | | | | | | | |
|------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|
| | 50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 |
| 12,7...15,875 | 35 | 31,5 | 28,5 | 26 | 24 | 22,5 | 21 | 18,5 |
| 19,05...25,4 | 35 | 30 | 26 | 23,5 | 21 | 19 | 17,5 | 15 |
| 31,75...38,1 | 35 | 29 | 24 | 21 | 18,5 | 16,5 | 15 | – |
| 44,45...50,8 | 35 | 26 | 21 | 17,5 | 15 | – | – | – |

Усі деталі стандартних ланцюгів конструюють рівномісними. Це досягається відповідним підбором розмірів деталей їх матеріалу та термообробки.

Частина II. ДЕТАЛІ, ЩО ВИКОНУЮТЬ ОБЕРТАЛЬНИЙ РУХ

6. ОСІ ТА ВАЛИ

6.1. Загальні відомості

Зубчасті колеса, шківни та інші обертові деталі машин уст-
вляють на валах або осях.

Вісь – деталь видовженої циліндричної форми, що підтримує
елементи машин у їхньому обертовому русі, не передаючи кор-
тного крутного моменту.

Вал – деталь, яка, на відміну від осей, призначена для пере-
дання крутного моменту та підтримування елементів машин у
їхньому обертовому русі.

Існують деякі види валів, наприклад, гнучкі дротяні та тор-
онні, які не підтримують деталей, а лише передають крутний
мент.

За призначенням розрізняють вали передач (зубчастих, лан-
цогових тощо); корінні вали машин, які крім деталей пере-
дач несуть ще й робочі органи виробничих машин або машин
двигунів. Наприклад, вали турбін, вали токарних верстатів, вали
електродвигунів.

Вали за формою геометричної осі можуть бути прямоліній-
ними або колінчастими. Колінчасті вали використовують у дви-
гах внутрішнього згоряння, поршневих помпах. Їхні конструкції
розрахунок розглядаються у відповідних спеціальних дисциплінах.

Розглянемо вали передач. Вал завжди обертається і пере-
дає обертовий момент. Він навантажений поперечними силами і
танціальними моментами, а іноді й поздовжніми силами.

Найбільш розповсюджені прямолінійні вали за конструкцією
можуть бути циліндричними постійного діаметра (рис. 6.1.а), ступе-
невими (рис. 6.1.б) і з нарізаними на них зубчастими вінцями
і шліцями (рис. 6.1.в). Ступеневі вали дають змогу більш про-
здійснити різні посадки деталей на окремих ділянках, забезпечу-
ючи створення упорів та буртиків для осьової фіксації встановлених
валах деталей.

За видом поперечного перерізу вали можуть бути суцільними,
або порожнистими, а за обрисом перерізу гладкими циліндричними, із
шпонковими пазами, шліцьовими або прямокутними (рис. 6.2).

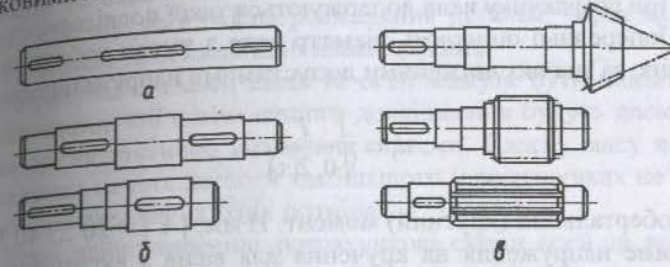


Рис. 6.1. Конструкції валів

Опорні частини валів та осей називаються цапфами. Проміжні
цапфи називаються шийками, а кінцеві – шипами.

Для виготовлення валів і осей, як правило, застосовують сталі.
У разі відсутності термічної обробки застосовують вуглецеві сталі
(Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5). Для термічно оброблюваних валів беруть серед-
ньо-вуглецеві (Ст. 30, 40, 45, 50) і леговані (Ст. 40Х, 40ХН, 20ХГТ)
сталі.

Для виготовлення валів і осей застосовують круглий прокат
при діаметрі, що не перевищує 200 мм; кування при діаметрі понад
200 мм.

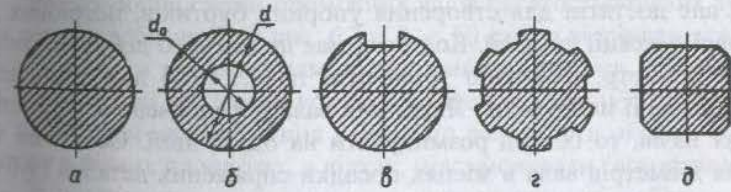


Рис. 6.2. Форми поперечних перерізів валів

6.2. Проектний розрахунок валів

Під час проектного розрахунку, як правило, відомі обертовий
ний момент T (Н·м) або потужність P (кВт); частота обертання
 n (хв); навантаження і розміри основних деталей, розміщених на
валу. Необхідно знайти розміри вала.

Для виконання розрахунку необхідно знати конструкцію (точки прикладання сил, розміщення опор вала тощо). Щоб її робити необхідно орієнтовно визначити діаметр вала.

При розрахунку вала додержуються такої послідовності.

Попередньо оцінюють діаметр вала з умови роботи його на кручення, за значно зниженими допустимими напруженнями:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

де T – обертальний (крутний) момент, Н·мм; $[\tau] = 20 \dots 40$ МПа – допустиме напруження на кручення для валів з вуглецевої сталі. Попередньо оцінити діаметр вала можна також, орієнтуючись на діаметр того вала (якщо він відомий), з яким він з'єднується. Наприклад, якщо вал редуктора з'єднується з валом електродвигуна, то діаметр вхідного вала редуктора можна взяти таким, що дорівнює або близький до діаметра вихідного вала електродвигуна

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) d_e,$$

де d_e – діаметр вихідного вала електродвигуна.

Знайшовши орієнтовний діаметр вала з урахуванням зручності складання та фіксації деталей на валу в осьовому напрямку, значають діаметри решти ділянок вала. При цьому слід забезпечувати мінімальні перепади діаметрів сусідніх ділянок вала (2...3 мм), але достатні для створення упорних буртиків, потрібних для осьової фіксації деталей. Коли вал має шпонку, то добутий з розрахунку діаметр необхідно збільшити на 5...10% для компенсації концентрації напружень. Якщо для вала передбачено кілька шпонок, то їх слід розміщувати на одній лінії. Остаточні значення діаметрів вала в місцях посадки спряжених деталей (зубчастих коліс, шківів, підшипників) округлюють до найближчих стандартних значень з нормальних лінійних розмірів згідно з рядом 40; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100.

У результаті попередньої розробки конструкції вала визначають розміри всіх його конструктивних елементів. Після розробки конструкції вала складають розрахункову схему. Розрахункові осі валів та осей зображають у вигляді балок на шарнірних опорах

які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні встановлених на них зубчастих коліс, від натягу гілок пасової чи ланцюгової передачі. Під час складання розрахункових схем валів та осей необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами, місця розміщення деталей, через які передаються на вали та осі зовнішні навантаження.

Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними. Об'єктом нашого дослідження будуть двоопорні вали та осі як статично визначені системи. Власну масу валів та встановлених на них деталей здебільшого у розрахунках не беруть до уваги при невеликих їхніх розмірах.

Деякі найпоширеніші розрахункові схеми осей та валів зубчастих передач зображені на рис. 6.3.

Найпростішою є розрахункова схема осі (рис. 6.3,а), навантаженої однією поперечною силою F . Більш складними є розрахункові схеми валів. На рис. 6.3,б, в зображені розрахункові схеми валів відповідно циліндричної та конічної передач з розміщенням зубчастого колеса між опорами 1 і 2 вала та консольним розміщенням колеса. В цих схемах вали навантажуються крутним моментом T , поперечними та осьовими силами F_t (колова), F_r (радіальна), F_a (осьова), що виникають у зачепленні зубців відповідної передачі. Крім сил у зачепленні на вал можуть діяти також сили від натягу гілок пасової чи ланцюгової передачі (рис. 6.3,в, сила F) або сили від взаємодії деталей муфт, що з'єднують вали.

Розрахункові схеми проміжних валів багатоступеневих зубчастих передач зображені на рис. 6.3,г, д, е. Ці схеми відрізняються між собою взаємним розміщенням місць прикладання сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс, розміщених на валу. Під час аналізу таких схем навантаження валів слід розглядати окремо силові фактори в різних площинах, а відтак, підсумовувати геометрично.

Із розглянутих схем видно, що вали в процесі роботи зазнають деформацій згину, розтягу або стискання і кручення. Сталість напрямку поперечних сил щодо поздовжньої осі вала спричиняє у валах, що обертаються, появу циклічно змінних напружень згину, а для осьових сил – виникнення у перерізах валів напружень розтягу або стискання. Характер зміни дотичних напружень кручення відомої характеризує зміну у часі крутного моменту T .

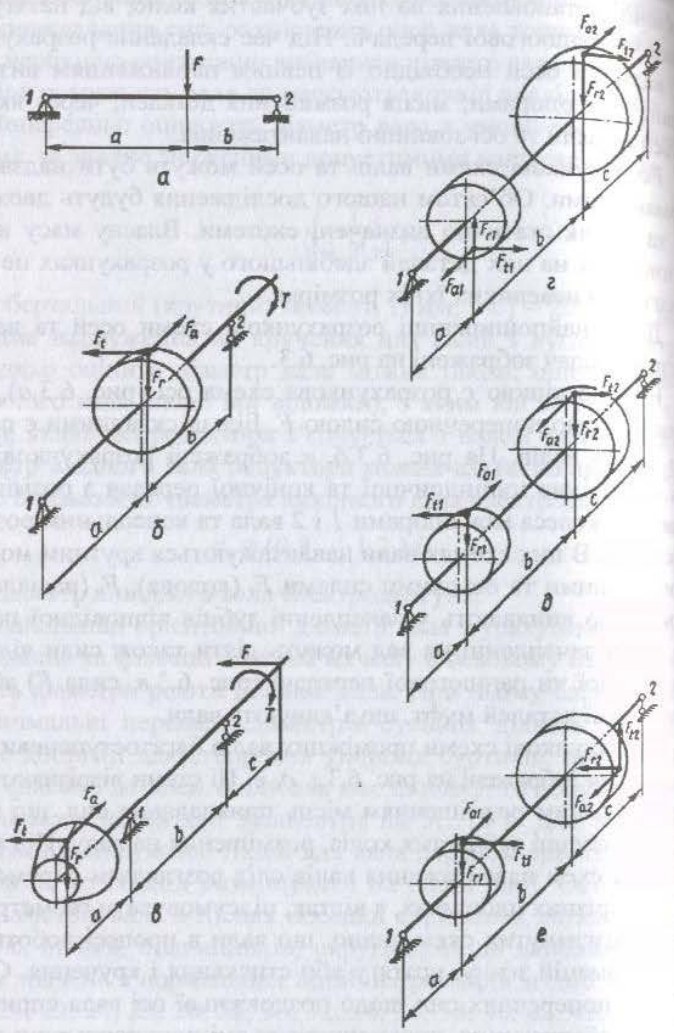


Рис. 6.3. Розрахункові схеми осей та валів

Отже, різні перерізи валів знаходяться під дією змінних у часі нормальних і дотичних напружень. Тому для більшості валів су-

часних швидкохідних машин такий критерій міцності, як стійкість валів проти втомного руйнування, має вирішальне значення. Для тихохідних валів або валів, що підпадають під дію короточасних пікових перевантажень, основним розрахунковим критерієм є також статична міцність.

Вали, що мають значні (порівняно з діаметром) відстані між опорами, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямку. Тому важливим критерієм розрахунку довгих валів є умова достатньої жорсткості.

6.3. Розрахунок валів на статичну міцність

Перевірку статичної міцності валів виконують з метою запобігання пластичних деформацій під час дії короточасних перевантажень. Щоб виконати розрахунок, слід мати всі розміри вала та його форму, які потрібні для правильного складання розрахункової схеми.

Умову статичної міцності вала беруть у вигляді

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E K_n \leq [\sigma]_E,$$

де $\sigma_{E \max}$ – максимальне еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала; σ_E – еквівалентне напруження, яке обчислюють за номінальним розрахунковим навантаженням; $K_n = \frac{T_{\max}}{T}$ – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження; $[\sigma]_E = 0,8 \sigma_T$ – допустиме еквівалентне напруження.

Як приклад розглянемо розрахунок вала зубчастої передачі, конструкція якого зображена на рис. 6.4,а, а розрахункова схема із епорами згинального та крутного моментів – на рис. 6.4,б. Вал має діаметри окремих ділянок d_1 ; d_2 ; d_3 ; d_4 ; d_5 , а його опорні цапфи – діаметри d_1 і d_5 . Відстань від середнього перерізу вала під зубчастим колесом до центрів його опор 1 і 2 відповідно дорівнює a і b .

Вал навантажений зовнішнім обертальним моментом T та силами F_t , F_r , F_a , які виникають у зачепленні колеса діаметром d і передаються на вал.

Для цієї схеми навантаження радіальні реакції опор вала (окремо від дії кожної з сил) визначаються за такими співвідношеннями:

$$R_{1l} = \frac{F_l b}{a+b}; R_{2l} = \frac{F_l a}{a+b};$$

$$R_{1r} = \frac{F_r b}{a+b}; R_{2r} = \frac{F_r a}{a+b}; R_{1a} = R_{2a} = \frac{0,5 F_a d}{a+b}.$$

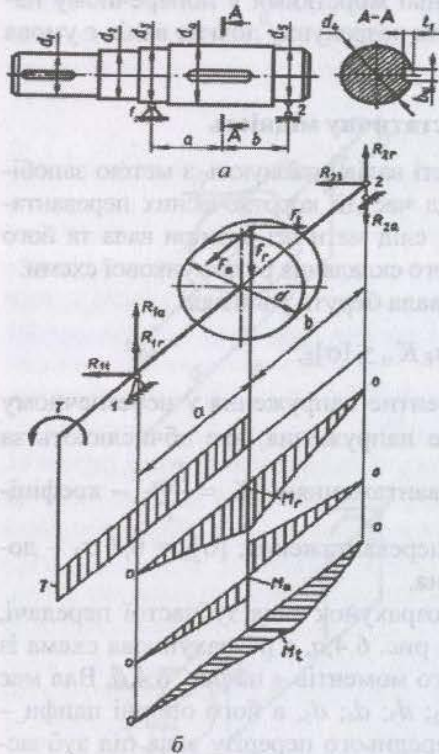


Рис. 6.4. Конструкція вала зубчастої передачі

$$M_r = R_{1r} a = R_{2r} b; M_a = R_{1a} a; M_t = R_{1t} a = R_{2t} b.$$

Результуючий максимальний згинальний момент M_{\max} визначається як геометрична сума окремих складових:

$$M_{\max} = \sqrt{(M_r + M_a)^2 + M_t^2}.$$

Сумарні радіальні реакції опор вала знаходимо як результат геометричної суми окремих складових:

$$R_1 = \sqrt{(R_{1r} + R_{1a})^2 + R_{1l}^2};$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{2r} + R_{2a})^2 + R_{2l}^2}.$$

Осьова реакція опори 1 дорівнює осьовій силі F_a , тобто $R_{x1} = F_a$.

Після побудови епюр згинальних моментів M (також окремо від дії сил F_r, F_a, F_l) та крутного моменту T можна стверджувати, що найнебезпечнішим перерізом вала буде його переріз А-А (рис. 6.4,а) під зубчастим колесом. У цьому перерізі діють крутний момент, який дорівнює зовнішньому обертовому моменту T , та максимальні згинальні моменти M_r, M_a і M_t відповідно до сил F_r, F_a і F_l :

Згідно з наведеною схемою навантаження вала, у перерізі А-А відбуваються нормальне напруження згину $\sigma_{зг}$, дотичне напруження кручення τ та напруження стискання σ_c , яке обумовлене осьовою силою F_a та осьовою реакцією R_{x1} опори і вала. Тому еквівалентне напруження можна визначити за формулою

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2},$$

де складові напруження

$$\sigma_{зг} = \frac{32M_{\max}}{\pi d_4^3}, \quad \sigma_c = \frac{4F_a}{\pi d_4^2}, \quad \tau = \frac{16T}{\pi d_4^3}.$$

Отже, визначивши еквівалентне напруження σ_E для небезпечного перерізу вала та маючи коефіцієнт K_H короткочасних перевантажень, можна перевірити статичну міцність вала при його перевантаженнях.

6.4. Розрахунок валів на міцність від втоми

Розрахунок валів на міцність від втоми є основним і обов'язковим. У ньому враховується характер зміни напружень, характеристики витривалості матеріалів, фактори концентрації напружень тощо. Розрахунок на міцність від втоми у більшості випадків виконують у вигляді перевірки коефіцієнтів запасу міцності в певних перерізах валів за умовою

$$S \geq [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності визначають у загальному випадку за формулою

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

де коефіцієнти запасу міцності за нормальними S_σ і дотичними S_τ напруженнями відповідно

$$S_y = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_y}{K_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m},$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – границі витривалості матеріалу; σ_a , τ_a – амплітудні значення напруження згину і кручення; σ_m , τ_m – середні значення напруження згину і кручення; K_{σ} і K_{τ} – ефективні коефіцієнти концентрації напружень; ψ_{σ} і ψ_{τ} – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень; K_d – коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів перерізу вала.

Границі витривалості матеріалу валів σ_{-1} , τ_{-1} для необмеженого строку служби можна брати:

– при симетричному циклі згину

$$\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_B;$$

– при симетричному циклі кручення

$$\tau_{-1} = 0,25 \sigma_B,$$

де σ_B – границя міцності матеріалу вала.

Для вала, зображеного на рис. 6.4,а, у перерізі А-А нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом, а нормальні напруження стискання постійні. Тому для цього перерізу маємо амплітуду σ_a та середнє значення σ_m нормальних напружень:

$$\sigma_a = \sigma_{gr} = \frac{M_{\max}}{W_{OH}}, \quad \sigma_m = \sigma_c = \frac{F_a}{A_H},$$

де W_{OH} – осьовий момент опору; A_H – площа поперечного перерізу вала.

Щоб визначити амплітуду τ_a та середнє значення τ_m дотичних напружень, треба знати дійсний характер зміни кругного моменту T у реальних умовах експлуатації машини. Оскільки це важко встановити, у розрахунках беруть зміну дотичних напружень за пульсуючим циклом для валів, що обертаються тільки в один бік, і за симетричним циклом для валів із змінним напрямком передачі вантаження. Відповідно у першому випадку

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \tau = \frac{T}{2W_{PH}},$$

а у другому

$$\tau_a = \tau = \frac{T}{W_{PH}}, \quad \tau_m = 0,$$

де W_{PH} – полярний момент опору.

У виразах для визначення амплітуд та середніх напружень осьовий W_{OH} і полярний W_{PH} моменти опору перерізу, а також площу A_H перерізу треба брати за фактичними розмірами перерізів. Наприклад, якщо у перерізі є шпонковий паз, то

$$W_{OH} = \frac{\pi d_4^3}{16} - \frac{bt_1(d_4 - t_1)^2}{2d_4};$$

$$W_{PH} = \frac{\pi d_4^3}{16} - \frac{bt_1(d_4 - t_1)^2}{2d_4};$$

$$A_H = \frac{\pi d_4^2}{4} - bt_1,$$

де t_1 – глибина шпонкового паза на валу; b – ширина шпонки.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_{σ} і K_{τ} вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень у перерізі вала, де визначають коефіцієнт запасу міцності. Концентраторами напружень для валів можуть бути галтелі, проточки, поперечні отвори, нарізка, шпонкові пази, напресовки на вал інших деталей, тощо. Якщо у перерізі вала є кілька концентраторів напружень, то у розрахунках беруть той, для якого більші K_{σ} і K_{τ} . Значення K_{σ} і K_{τ} для деяких форм концентраторів напружень наведені у табл. 15 [3].

Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень ψ_{σ} і ψ_{τ} , можна брати для сталевих валів:

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B, \quad \psi_{\tau} = 0,5 \psi_{\sigma}.$$

Коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів валу K_d , залежать від його матеріалу та діаметра перерізу.

6.5. Розрахунок валів на жорсткість

Для нормальної роботи механічних передач та підшипників потрібно валам надавати достатню жорсткість. Ступінь жорсткості валів характеризується такими параметрами: прогином вала y , кутом нахилу поперечного перерізу θ , кутом закручування вала φ .

Умови достатньої жорсткості валів записують у вигляді:

$$y \leq [y], \theta \leq [\theta], \varphi \leq [\varphi].$$

Допустимі пружні переміщення перерізів вала $[y]$, $[\theta]$, $[\varphi]$ залежать від конкретних вимог до валів і беруть у кожному окремому випадку на основі досвіду експлуатації певних систем. Існують загальні наближені рекомендації щодо вибору допустимих пружних переміщень: $[y] \approx 0,01m$ – для перерізів під циліндричними зубчастими колесами; $[y] \approx 0,05m$ – для валів конічних та черв'ячних глобоїдних передач (тут m – модуль зубів).

$[\theta] \leq 0,001$ рад – для підшипників ковзання;

$[\theta] \leq 0,01$ рад – для радіальних шарикових підшипників;

$[\theta] \leq 0,05$ рад – для сферичних шарикових підшипників.

Розрахункові значення пружних переміщень перерізів валів визначають за відомими методами опору матеріалів.

6.6. Розрахунок осей на міцність

Конструктивно осі можуть бути виконані як такі, що обертаються, і нерухомими. При постійній за модулем і напрямом поперечної сили, у нерухомій осі напруження будуть постійними, а в осі, що обертається, вони будуть змінюватись за симетричним циклом. Отже, у першому випадку розрахунок осі ведуть за умовою статичної міцності, а у другому – за умовою стійкості проти втомного руйнування. Тут ці два розрахунки відрізняються між собою лише вибором допустимих напружень.

Розрахункова схема осі, яка навантажена силою F , зображена на рис. 6.5. Умова міцності осі при згинанні

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\max}}{W_0} \leq [\sigma].$$

Максимальний згинальний момент у перерізі осі, де прикладена сила, визначається за співвідношенням

$$M_{\max} = R_1 a = R_2 b = \frac{F a b}{a + b},$$

де R_1, R_2 – реакції опор 1 і 2 осі, які визначаються за формулами:

$$R_1 = \frac{F b}{a + b}, R_2 = \frac{F a}{a + b}.$$

Враховуючи осьовий момент опору круглого перерізу осі, одержимо

$$\sigma_{зг} = \frac{32 F a b}{\pi d^3 (a + b)} \leq [\sigma].$$

Допустиме напруження $[\sigma]$ за умовою статичної міцності (нерухомі осі) визначається за формулою

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{[S]},$$

а за умовою забезпечення стійкості проти втомного руйнування (осі, що обертаються)

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

де $[S] = 1,5 \dots 2,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; σ_{-1} – межа текучості матеріалу осі; σ_{-1} – межа витривалості.

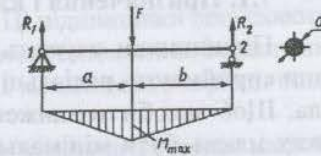


Рис. 6.5. Схема розрахунку осі на міцність

7. ПІДШИПНИКИ

7.1. Призначення і класифікація

Підшипники служать опорами валам та обертальним осям. Вони сприймають радіальні та осьові навантаження, прикладені до вала. Щоб запобігти зниженню ККД механізму, втрати в підшипниках мають бути мінімальними. Від якості підшипників значною мірою залежать працездатність та довговічність машин.

Підшипники класифікують за видом тертя та сприймаючим навантаженням.

За видом тертя розрізняють: *підшипники ковзання*, у яких опорна частина валу ковзає по поверхні підшипника; *підшипники кочення*, в яких тертя ковзання замінюють тертям кочення завдяки встановленню шариків і роликів між опорними поверхнями підшипника і вала.

За сприймаючим навантаженням розрізняють підшипники: *радіальні* – що сприймають радіальні навантаження; *упорні* – що сприймають осьові навантаження; *радіально-упорні* – що сприймають радіальні та осьові навантаження. Усі типи підшипників широко розповсюджені.

7.2. Загальні відомості про підшипники ковзання

Опорну ділянку валу називають цапфою. Форма робочої поверхні підшипника ковзання також, як і форма цапфи валу, може бути циліндричною, плоскою, конічною або кульовою. Цапфу, що передає радіальне навантаження, називають шипом, якщо вона розміщена на кінці вала, і шийкою, за розміщення її в середині вала. Цапфу, що передає осьове навантаження, називають п'ятою, а опору (підшипник) – підп'ятником.

Підшипники працюють зазвичай у парі з радіальними підшипниками. Більшість радіальних підшипників можуть сприймати також невеликі осьові навантаження (фіксують вал в осьовому напрямку). Для цього вал виготовляють східчастим з галтелями, а кромки підшипників заокруглюють. Підшипники з конічною поверхнею застосовують рідко. Їх застосовують під час невеликих навантажень у тих випадках, коли необхідно систематично усувати зазор від зносу підшипника з метою збереження точності механізму. Для цього на валу встановлюють

кульову конічну втулку, положення якої регулюють гайками. Також рідко застосовують і кульові підшипники. Ці підшипники допускають перекид осі вала, тобто мають здатність самовстановлення. Їх застосовують здебільшого як шарніри у важільних механізмах з періодичним поворотом в межах обмежень кутів.

Основним елементом підшипника є вкладиш з тонким шаром антифрикційного матеріалу на опорній поверхні. Вкладиш встановлюють у спеціальному корпусі підшипника, або, безпосередньо в корпусі машини (станини, рамі тощо).

Область застосування підшипників ковзання в сучасному машинобудуванні зменшилась у зв'язку з розповсюдженням підшипників кочення. Але значення підшипників ковзання в сучасній техніці не зменшилось. Їх застосовують досить широко, і в цілому ряді конструкцій вони незамінні. До таких підшипників належать:

- 1) роз'ємні підшипники, необхідні за умов складання, наприклад, для колінчастих валів;
- 2) високошвидкісні підшипники ($V > 30$ м/с), під час роботи яких довговічність підшипників кочення різко скорочується (вібрації, шум, великі інерційні навантаження на тіла кочення);
- 3) підшипники прецизійних машин, від яких потребується особливо точний напрямок валів і можливість регулювання зазорів;
- 4) підшипники, що працюють в особливих умовах (воді, агресивних середовищах тощо), в яких підшипники кочення неідеально здатні завдяки корозії;
- 5) підшипники дешевих тихохідних механізмів та деякі інші.

7.3. Практичний розрахунок підшипників ковзання

Розрахунок підшипників, працюючих із напіврідким тертям

До таких підшипників належать підшипники грубих механізмів, машин з частими пусками й зупинками, невстановленим режимом навантажень, поганими умовами підведення мастила та ін. Ці підшипники розраховують:

- а) за умовним тиском – підшипники тихохідні, працюючі короткочасно з перервами:

$$P = \frac{F_r}{ld} \leq [P],$$

б) за добутком тиску на швидкість – підшипники середньої швидкохідності:

$$P V \leq [P V],$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник; d – діаметр цапфи вала; l – довжина підшипника; V – колова швидкість цапфи.

Розрахунок за $[P V]$ в наближеній формі попереджує інтенсивне зношування, перегрівання та заїдання. Припустимі значення визначені з досвіду експлуатації подібних конструкцій.

7.4. Загальні відомості та класифікація підшипників кочення

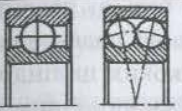

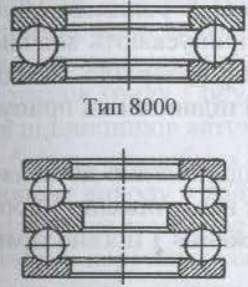

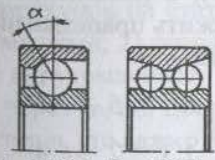
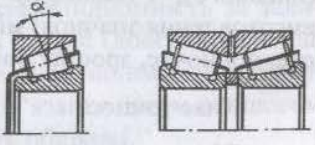
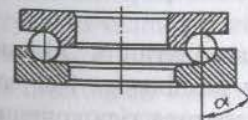
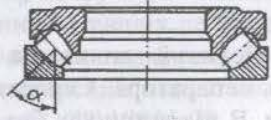
Застосування підшипників кочення дозволило замінити тертя ковзання тертям кочення. Тертя кочення суттєво менше залежить від змащування. Умовний коефіцієнт тертя кочення малий і наближається до коефіцієнта рідинного тертя в підшипниках ковзання ($f \approx 0,0015 \dots 0,006$). При цьому спрощуються система змащування та обслуговування підшипників, зменшується можливість руйнування під час короткострокових перебоїв у змащуванні (наприклад, в періоди пусків, різких змінах навантажень та швидкостей). Конструкція підшипників кочення дозволяє виготовлювати їх у великих кількостях як стандартну продукцію, що значно знижує вартість виробництва. Наведені основні якості підшипників кочення забезпечили їм широке розповсюдження. Виробництво підшипників кочення провідними промисловими країнами обчислюється сотнями мільйонів штук на рік.

До недоліків підшипників кочення належать відсутність роз'ємних конструкцій, порівняно більші радіальні габарити, обмежена швидкість, пов'язана з кінематикою й динамікою тіл кочення (відцентрові сили, гіроскопічні моменти та ін.), низька пружність під час вібраційних та ударних навантажень та під час роботи в агресивних середовищах (наприклад, у воді).

За формою тіл кочення підшипники розділяються на кульові та роликові; за напрямком одержаного навантаження – на радіальні, упорні, радіально-упорні, упорно-радіальні (табл. 7.1).

Таблиця 7.1

Основні типи підшипників кочення

| Тип підшипників | Кульковий підшипник | Роликовий підшипник |
|-------------------|---|--|
| Радіальний |  <p>Тип 0000 Тип 1000</p> |  <p>Тип Тип Тип Тип 2000 82000 3000 74000</p> |
| Упорний |  <p>Тип 8000 Тип 38000</p> |  <p>Тип 9000</p> |
| Радіально-упорний |  <p>Тип 36000, Тип 56000 46000</p> |  <p>Тип 7000 Тип 97000</p> |
| Упорно-радіальний |  <p>Тип 68000</p> |  <p>Тип 39000</p> |

Закінчення табл. 7.1

Радіальні кулькові підшипники найбільш прості і дешеві. Вони припускають невеликі перекоси валу (до $1/4^\circ$) і можуть сприймати осьові навантаження. Ці підшипники широко розповсюджені в машинобудуванні.

Радіальні роликові підшипники завдяки збільшеній контактній поверхні припускають значно більші навантаження, ніж кулькові. Але вони не сприймають осьові навантаження й погано працюють на перекосах вала. В роликових циліндричних та конічних підшипниках з комбінованими (дїжкоподібними) роликами концентрація навантаження від неминучого перекосу вала суттєво зменшується. Аналогічні порівняння можна провести й між радіально-упорними кульковими й роликовими підшипниками.

Самовстановлювані кулькові й роликові підшипники застосовують у тих випадках, коли припускають значний перекоє валу (до $2...3^\circ$). Вони мають сферичну поверхню зовнішнього кільця і ролики дїжкоподібної форми. Ці підшипники припускають невеликі осьові навантаження.

Застосування голчастих підшипників дозволяє зменшити габарити (діаметр) під час значних навантажень. Упорний підшипник сприймає тільки осьове навантаження і погано працює під час перекосу осі.

За навантаженою здатністю (або габаритами) підшипники розподіляються на сім серій діаметрів та ширини: надлегку, особливо легку, легку, середню, середню широку і важку; за класами точності: 0 (нормального класу); 6 (підвищеного); 5 (високого); 4 (особливо високого); 2 (надвисокого). Від точності виготовлення значною мірою залежить працездатність підшипника, але, водночас, зростає його вартість.

| | | | | | |
|-------------------|---|-----|---|---|----|
| Клас точності | 0 | 6 | 5 | 4 | 2 |
| Відносна вартість | 1 | 1.3 | 2 | 4 | 10 |

Усі підшипники кочення виготовляють із високоміцних підшипникових сталей з термічною обробкою, що забезпечує високу твердість.

Великий вплив на працездатність підшипника здійснює якість сепаратора. Сепаратори розділяють і спрямовують тіла кочення. В підшипниках без сепаратора тіла кочення набігають одне

на одне. При цьому крім тертя кочення виникає тертя ковзання, збільшуються втрати і знос підшипника. Установка сепаратора значно зменшує втрати на тертя, через те, що сепаратор є вільно-плаваючим і обертовим елементом. Більшість сепараторів виконують штампованими із сталльної стрічки. Для високошвидкісних підшипників (колова швидкість більше $10...15$ м/с) застосовують масивні сепаратори з латуні, бронзи, дюралюмінію або пластмаси.

7.5. Практичний розрахунок (вибір) підшипників кочення

Основні критерії працездатності і розрахунку

Можна відмітити такі основні чинники втрат працездатності підшипників кочення. *Викришування від утомленості* спостерігаються у підшипниках після тривалого часу їх роботи в нормальних умовах. *Зношування* спостерігається під час недостатнього захисту від абразивних часток (пилу і бруду). Зношування є основним видом руйнування підшипників автомобільних, тракторних, гірничих, будівельних та багатьох подібних машин. *Руйнування сепараторів* дає значний процент виходу з ладу підшипників і особливо швидкохідних. *Розколювання кілець та тіл кочення* пов'язане з ударними та вібраційними перевантаженнями, невірним монтажем, що викликає перекоє кілець, заклинювання тощо. Під час нормальної експлуатації цей вид руйнування не спостерігається. *Запашкові деформації на бігових доріжках* у вигляді лунок та вм'ятин спостерігаються у навантажених тихохідних підшипників.

Сучасний розрахунок підшипників кочення базується на двох критеріях: 1) розрахунок на статичну вантажопідйомність за залишковими деформаціями; 2) розрахунок на ресурс (довговічність) за викришуванням від утомленості. Розрахунки за іншими критеріями не опрацьовані, через те, що ці критерії пов'язані з цілим ланцюгом випадкових факторів, що важко підлягають облікові.

Кількість типів та розмірів підшипників обмежені стандартом. Це дозволило розрахувати й експериментально встановити вантажопідйомність (працездатність) кожного типорозміру підшипників.

При проектуванні машин підшипники кочення не конструюють і не розраховують, а вибирають із числа стандартних за умовними формулами. Методика вибору стандартних підшипників також стандартизована – ГОСТ 18854-73 та ГОСТ 18855-73.

Розрізняють вибір підшипників: за динамічною вантажопідіймністю для попередження руйнування від утомленості (викривлення); за статичною вантажопідіймністю для попередження залишкових деформацій.

Вибір підшипників за динамічною вантажопідіймністю (за заданим ресурсом чи довговічністю).

Вибір виконують за $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$ і $P \leq 0,5$. Умови вибору:

$$C \text{ (потрібна)} \leq C \text{ (паспортна)}.$$

Паспортна динамічна вантажопідіймність C – це таке статичне навантаження, яке підшипник може витримати впродовж одного мільйона обертів без появи ознак втоми не менш ніж 90 % визначеної кількості підшипників, що зазнають випробувань. Значення наведені в каталогах, приклади – у таблиці (для кулькових радіальних однорядних підшипників середньої серії 300 ГОСТ 8388-75) [3]. При цьому під навантаженням розуміють: радіальне для радіальних та радіально-упорних підшипників (з нерухомим зовнішнім кільцем); осьове для упорних та упорно-радіальних (під час обертання одного з кілець).

Таким чином, розрахунок (вибір) підшипників за C (вантажопідіймністю) є розрахунком з урахуванням вірогідності незруйнування, що дорівнює 0,9. Поправки розрахунку для інших значень вірогідності наведені нижче.

Динамічна вантажопідіймність і ресурс зв'язані емпіричною залежністю

$$L = \left(\frac{C}{F_E} \right)^m \text{ або } C = F_E \sqrt[m]{L}, \quad (7.1)$$

де L – ресурс, млн. об.; F_E – еквівалентне навантаження; $m = 3$ для кулькових і $m = 10/3 \approx 3,33$ для роликів підшипників.

За малих ресурсів обмежуються $F_E \leq 0,5 C$, інакше можливе невомтлюване навантаження. Формула (7.1) отримана за результатом випробування на втомленість підшипників кочення (як вузла, так і матеріалу). На основі випробувань будують криву втоми із заданою вірогідністю незруйнування. Ця крива подібна кривій, зобра-

женої на рис. 1.9, але відрізняється тим, що практично не має горизонтальної частини, а за координати взяті: по осі абсцис – L (довговічність) у млн. обертів замість кількості циклів N_B ; по осі ординат – навантаження F замість напруження σ_n . Крива апроксимується залежністю $F^m L = \text{const}$. Константу визначають, узявши $L = 1$ і позначають C^m . Тоді $F^m L = C^m$ і далі записують у вигляді формули (7.1). Значення C залежить не тільки від міцності матеріалу, але також від конструктивних та технологічних характеристик підшипника.

На практиці для розрахунків вантажопідіймності C інших подібних типорозмірів підшипників використовують напівемпіричні залежності. Наприклад, для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_n^{1,8},$$

де f_c – коефіцієнт, що залежить від типу підшипника; i – кількість рядів кульок; Z – кількість кульок у ряді; D – діаметр кульки; α – кут контакту.

Ресурс у годинах визначається за формулою

$$L_h = \frac{L 10^6}{60n},$$

де n – частота обертання, хв^{-1} .

Еквівалентне динамічне навантаження F_E для радіальних та радіально-упорних підшипників є таке умовне статичне радіальне навантаження F_r , котре під час прикладання його до підшипника з обертювним внутрішнім кільцем та з нерухомим зовнішнім забезпечує таку саму довговічність, яку підшипник має під час дійсних умов навантаження й обертання. Для упорних та упорно-радіальних підшипників відповідною буде F_a – статичне осьове навантаження під час обертання одного з кілець:

$$F_{Er} = (XV F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

$$F_{Ea} = (X F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

де F_r та F_a – радіальне й осьове навантаження; X, Y – коефіцієнти радіального й осьового навантажень (визначаються за каталогом (табл. 7.2)); V – коефіцієнт обертання, що залежить від того, яке кі-

льце підшипника обертається (під час обертання внутрішнього кільця $V = 1$, зовнішнього – $V = 1,2$); K_B – коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження ($K_B = 1,8 \dots 3,0$); K_T – температурний коефіцієнт (для сталі ШХ15 за температури до 100°C $K_T = 1$, за $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05 \dots 1,4$ відповідно).

Таблиця 7.2

Коефіцієнти радіальних та осьових навантажень

| Тип підшипника | α° | F_a/C_o | $F_a/(VF_r) \leq e$ | | $F_a/(VF_r) > e$ | | Коефіцієнт e |
|---|----------------|-----------|---------------------|------|------------------|---|-----------------------------------|
| | | | X | Y | X | Y | |
| Радіальний кульковий однорядний, тип 0000 | 0 | 0.014 | 1 | 0 | 0.56 | 8.30 | 0.19 |
| | | 0.028 | | | | 1.99 | 0.22 |
| | | 0.056 | | | | 1.71 | 0.26 |
| | | 0.084 | | | | 1.55 | 0.28 |
| | | 0.11 | | | | 1.45 | 1.30 |
| | | 0.17 | | | | 1.31 | 0.34 |
| | | 0.28 | | | | 1.15 | 0.38 |
| | | 0.42 | | | | 1.04 | 0.42 |
| | | 0.56 | | | | 1.00 | 0.44 |
| Радіально-упорний кульковий однорядний, тип 36000, 46000, 66000 | 12 | 0.014 | 1 | 0 | 0.45 | 1.81 | 0.30 |
| | | 0.029 | | | | 1.62 | 0.34 |
| | | 0.057 | | | | 1.46 | 0.37 |
| | | 0.086 | | | | 1.34 | 0.41 |
| | | 0.11 | | | | 1.22 | 0.45 |
| | | 0.17 | | | | 1.13 | 0.48 |
| | | 0.29 | | | | 1.14 | 0.52 |
| | | 0.43 | | | | 1.01 | 0.54 |
| | 0.57 | 1.00 | 0.54 | | | | |
| | 26 | - | 1 | 0 | 0.41 | 0.87 | 0.68 |
| 36 | - | 1 | 0 | 0.37 | 0.66 | 0.95 | |
| Роликовий конічний однорядний, тип 7000 | | - | 1 | 0 | 0.4 | $0.4 \text{ctg} \alpha$ (див. каталог) | 1.5ctg α (див. каталог) |

У табл. 7.2 X та Y мають різні значення залежно від відношення $\frac{F_a}{VF_r}$. Пояснюється це тим, що до певних меж, рівних коефіцієнту цього відношення e , додаткове осьове навантаження не погіршує умов роботи підшипника. Воно зменшує радіальний зазор в підшипнику й вирівнює розподіл навантажень (у тому числі радіальних) по тілах кочення.

Перевірка і вибір підшипників за статичною вантажопідйомністю

За рівнянням навантаження F зростає зі зменшенням ресурсу й теоретично не має обмеження. Практично навантаження обмежене втратою статичної міцності, або так званої статичної вантажопідйомності. Статичну вантажопідйомність використовують для вибору підшипників з малими частотами обертання $n < 10 \text{ хв}^{-1}$, коли кількість циклів навантажень мала й не викликає руйнувань від втоми, а також для перевірки підшипників, розрахованих за динамічною вантажопідйомністю. Умова перевірки має вигляд

$$F_o \leq C_o$$

де F_o – еквівалентне статичне навантаження; C_o – статична вантажопідйомність.

Під статичною вантажопідйомністю розуміють таке статичне навантаження, котре відповідає загальній залишковій деформації тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення. При цьому під навантаженням розуміють радіальне для радіальних та радіально-упорних підшипників, осьове для упорних та упорно-радіальних. Значення C_o надаються в каталогах для кожного типорозміру підшипника.

Еквівалентне статичне навантаження визначається за формулою

$$F_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

але не менше ніж $F_o = F_r$, де F_r та F_a – радіальне та осьове навантаження; X_o та Y_o – коефіцієнти радіального та осьового статичних навантажень. Наприклад:

$X_o = 0,6$ та $Y_o = 0,5$ – для радіальних кулькопідшипників однорядних й дворядних;

$X_0=0,5$ та $Y_0=0,47...0,28$ (при $\alpha = 12...36^\circ$ відповідно) – для радіально-упорних кулькопідшипників;

$X_0=0,5$ та $Y_0=0,22 \operatorname{ctg}\alpha$ – для конічних та самовстановлюваних кулько- та роликотпідшипників.

8. МУФТИ ПРИВОДІВ

8.1. Призначення, класифікація та вибір муфт

Муфтами називають пристрої, призначені для з'єднання (роз'єднання) двох валів між собою або з деталями, посадженими на вал і передавальні обертального моменту.

Крім того, муфти можуть виконувати й інші функції, такі як компенсування похибок взаємного розміщення валів, захист елементів машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень, з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання.

У машинобудуванні використовують муфти дуже різноманітних конструкцій. Як самостійні складальні одиниці найбільш часто використовуються муфти стандартизовані.

Класифікацію механічних муфт показано на рис. 8.1 у вигляді структурної схеми. Усі муфти поділяють на чотири класи: некеровані, керовані, самокеровані та комбіновані. Кожний клас муфт складається з груп, а кожна група має відповідні підгрупи та види.

Основною характеристикою кожної муфти є обертальний момент, на передавання якого вона розрахована. Іншими важливими показниками конструкцій муфт є гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції муфти щодо осі обертання.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за обертальним моментом у відповідних довідниках. Лише у деяких випадках в разі потреби виконують перевірочні розрахунки.

Муфти обчислюють за розрахунковим моментом

$$T_p = K_n T_n, \quad (8.1)$$

де T – номінальний обертальний момент; K_n – коефіцієнт, що враховує короткотривалі перевантаження або режим роботи муфти; $K_n = 1,0...1,5$ – для машин із невеликими приводними масами та спокійним навантаженням; $K_n = 1,5...2,0$ – для машин із середніми

масами та змінним навантаженням; $K_n = 2,5...3,0$ – для машин із великими приводними масами та ударним навантаженням.

8.2. Некеровані муфти

До некерованих муфт належать усі нерозчіпні (постійно діючі) муфти, тобто такі, в яких частини муфти з'єднані між собою постійно. Муфти цього класу поділяють на глухі, пружні і компенсуючі.

Глухі муфти бувають втулкові і фланцеві. Втулкова муфта суцільна і насаджується на кінці валів (рис. 8.1, а, б). З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватися за допомогою штифтів, шпонок або за допомогою шліців.

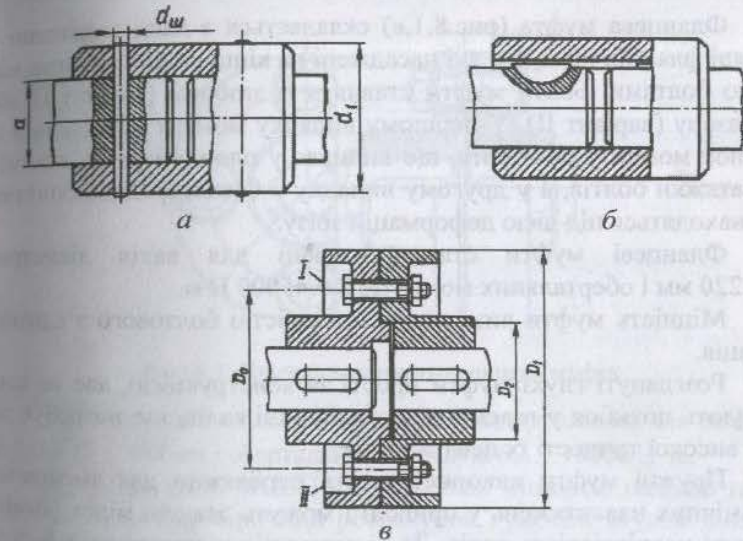


Рис. 8.1. Втулкові (а, б) та фланцеві (в) муфти

Втулкові муфти застосовують здебільшого для діаметрів валів 60...70 мм. Матеріал втулок – Ст. 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ 18, СЧ 20. Міцність муфти визначається міцністю її з'єднання з валами, а також міцністю самої втулки.

Розрахунок втулки виконують за умовою міцності на кручення:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{16T_p}{\pi d_i^3 \left(1 - \frac{d}{d_i}\right)^4} \leq [\tau],$$

а штифтів – за умовою міцності на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{4T_p}{\pi d d_w^2} \leq [\tau]_{зр}.$$

Допустимі напруження при розрахунках беруть:

$$[\tau] = 30 \dots 40 \text{ МПа}; [\tau]_{зр} = 40 \dots 50 \text{ МПа}.$$

Фланцева муфта (рис.8.1,а) складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I), або без зазору (варіант II). У першому випадку момент передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфт від затяжки болтів, а у другому випадку – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформацій зрізу.

Фланцеві муфти стандартизовані для валів діаметром 12...220 мм і обертальних моментів 8...45000 Н·м.

Міцність муфти визначається міцністю болтового з'єднання фланців.

Розглянуті глухі муфти прості за конструкцією, але не компенсують похибок у взаємному розміщенні валів, що потребує досить високої точності їх центрування.

Пружні муфти використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі і можуть деякою мірою компенсувати неспіввісність валів. За конструкцією пружні муфти дуже різноманітні. За матеріалом пружних елементів їх поділяють на дві групи: муфти з неметалевими пружними елементами; муфти з металевими пружними елементами.

Основним матеріалом неметалевих пружних елементів є гума. Металеві пружні елементи муфт виготовляють у вигляді гвинтових пружин, плоских пружин, сталевих пружинних стрижнів, пластин.

Широко застосовують такі муфти: пружні втулково-пальцеві; з пружним елементом у вигляді зірочки; із тороподібною пружною оболонкою.

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП) складається з двох півмуфт (рис. 8.2), нерухомо закріплених в одній півмуфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою півмуфтою. Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватися під час передавання муфтою обертального моменту. Муфта припускає осьове зміщення $\Delta_o = 1 \dots 5$ мм, радіальне – $\Delta_r = 0,2 \dots 0,5$ мм і кутове – $\Delta_\alpha = 0,5 \dots 1,0^\circ$. Перевагами МПВП є простота конструкції та заміни пружних елементів, малі габаритні розміри та маса.

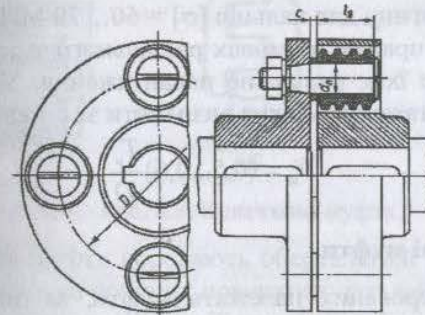


Рис. 8.2. Пружна втулково-пальцева муфта

Муфти пружні втулково-пальцеві стандартизовані для валів діаметром 10...160 мм і обертальних моментів 6,3...16000 Н·м.

Працездатність МПВП визначається міцністю пальців та гумових втулок. Перевірочний розрахунок гумових втулок виконують за умовою обмеження тиску на поверхні їхнього контакту із пальцями, а самих пальців – за умовою міцності на згин.

Навантаження, яке припадає на один палець, визначають за формулою

$$F_n = \frac{2T_p}{DZ},$$

де D – діаметр кола розміщення пальців (рис. 8.2); Z – кількість пальців у муфті (переважно 4 ... 8).

Умова міцності втулок муфти

$$P = \frac{F_n}{d_n l_n} \leq [P].$$

Умова міцності на згин пальців

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_n 0,5l_n + c}{\pi d_n^3} \leq [\sigma],$$

де l_n – довжина втулки; c – осьовий зазор між півмуфтами; d_n – діаметр пальця.

Допустимий тиск для гуми беруть $[P] = 2,0 \dots 2,5$ МПа, а допустиме напруження згину для пальців $[\sigma] = 60 \dots 70$ МПа.

Якщо МПВП працює в умовах радіального зміщення валів, то виникає додаткове їхнє радіальне навантаження. Усереднене значення цього навантаження можна визначити за співвідношенням

$$F_m = (0,5 \dots 0,6) \frac{T_p}{D}.$$

8.3. Керовані муфти

До класу керованих належать муфти, за допомогою яких з'єднують і роз'єднують вали під час зупинки і роботи привода. Ці муфти поділяють на кулачкові і фрикційні.

Кулачкова муфта (рис. 8.3) складається з двох півмуфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна півмуфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщатися уздовж цього вала. Рухому півмуфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Із введенням у зачеплення кулачків двох півмуфт здійснюється передавання обертального моменту від одного вала до другого.

Кулачкова муфта потребує достатньо високої точності центрування валів, оскільки перекося різко зменшують надійність її роботи. Дуже часто кулачкові муфти застосовують для з'єднання або роз'єднання із валом розміщених на ньому зубчастих коліс (наприклад, у коробках швидкостей). У цьому випадку муфта і зубчасті колеса розміщуються на одному і тому ж валу. Розповсюджені форми кулачків показані на рис. 8.3, б, в.

Працездатність кулачкових муфт оцінюється здебільшого стійкістю кулачків проти спрацювання, яка залежить від напружень змінання на робочих поверхнях.

При рівномірному розподілі навантаження між усіма кулачками стійкість проти спрацювання забезпечується з виконання умови

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p}{DZbh} \leq [\sigma]_{зм}.$$

Допустиме напруження змінання рекомендують брати: $[\sigma]_{зм} = 90 \dots 100$ МПа (вмикання муфти із зачиненим приводом) і $[\sigma]_{зм} = 35 \dots 40$ МПа (вмикання муфти під час обертання валів).

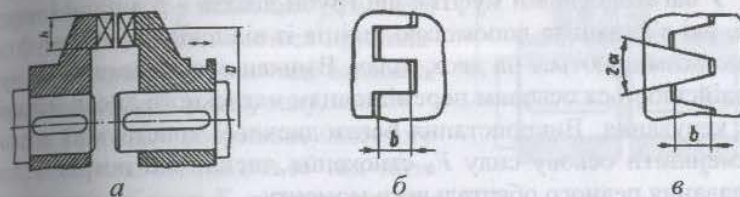


Рис. 8.3. Кулачкова муфта

Фрикційні муфти передають обертальний момент за рахунок моменту сил тертя на робочих поверхнях деталей.

Під час вмикання фрикційних муфт обертальний момент на введеному валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і зі значною початковою різницею їх кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а в процесі розганяння введеного вала рух відбувається плавно без ударів. Фрикційна муфта може виконувати також функції запобіжного пристрою через можливе проковзування при перевантаженнях привода.

Фрикційні муфти з формою робочих поверхонь бувають таких видів: дискові, робочими поверхнями яких є плоскі торцеві поверхні дисків; конусні, робочі поверхні яких мають конічну форму; циліндричні, які мають циліндричну робочу поверхню.

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхонь тертя (рис. 8.4). У першому випадку муфта складається з двох півмуфт, притиснутих од-

на до одної своїми торцевими площинами. Вимикання муфти здійснюється осьовим зміщенням на валу однієї півмуфти за допомогою механізму керування.

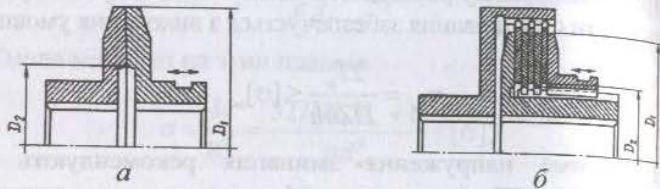


Рис. 8.4. Фрикційні дискові муфти

У багатодисковій муфті є дві групи дисків – зовнішні і внутрішні, які з'єднані за допомогою шліців із відповідними півмуфтами, що розміщуються на двох валах. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням натискного диска механізмом керування. Використання багатодискової конструкції дозволяє зменшити осьову силу F_a стиснення дисків, що потрібна для передавання певного обертового моменту.

Основним критерієм працездатності фрикційних муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя. Стійкість проти спрацювання досягається обмеженням тиску на поверхнях тертя за умовою

$$P = \frac{4T_p}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [P].$$

Потрібна сила притискування дисків

$$F_a = \frac{4F_p}{fZ(D_1^2 - D_2^2)},$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях дисків; Z – кількість пар поверхонь тертя.

8.4. Самокеровані та комбіновані муфти

Самокеровані муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. В разі потреби з'єднання валів, залежно від

швидкості обертання одного з них, застосовують відцентрові муфти; із обмеженням напрямку обертання і передавання навантаження використовують обгінні муфти, а із обмеженням робочого навантаження – запобіжні муфти.

Відцентрові муфти автоматично з'єднують (роз'єднують) вали з досягненням певної кутової швидкості. Такі муфти керуються відцентровою силою.

За конструкцією відцентрові муфти дуже різноманітні. На рис. 8.5 зображена принципова схема відцентрової муфти, що застосовується для з'єднання валів при досягненні певної кутової швидкості. Муфта складається зі з'єднаної з ведучим валом півмуфти 1, у пазах якої розміщені колодки 2, що утримуються пружинами 3, півмуфти 4 у вигляді барабана, закріпленої на веденому валу.

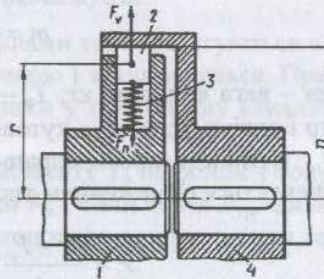


Рис. 8.5. Відцентрова муфта

Під час обертання ведучого вала колодки знаходяться під дією відцентрової сили F_v та сили пружини F_n . Якщо швидкість вала мала, то $F_n > F_v$ і колодки не притиснуті до барабана, тобто муфта не передає обертового моменту. Із збільшенням кутової швидкості ω_1 зростає і відцентрова сила F_v , а при $F_v > F_n$ колодки стискаються з барабаном і за рахунок сил тертя між колодками з барабаном передається обертовий момент до веденого вала. Відповідно зі зменшенням кутової швидкості ведучого вала муфта розмикається.

Для передавання муфтою розрахункового обертового моменту T_p треба, щоб цей момент дорівнював моменту сил тертя $T_{тр}$ між колодками і барабаном:

$$T_p = T_{тр} = (F_v - F_n)fZD/2,$$

де f – коефіцієнт тертя між колодками і барабаном; Z – кількість колодок у муфті.

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

$$F_v = m\omega^2 r,$$

де m – вага колодки; r – радіус розміщення центра ваги колодки.

Сила пружини, що утримує колодку, дорівнює відцентровій силі у момент вмикання муфти, тобто коли кутова швидкість ведучого вала має значення ω_0 :

$$F_v = m\omega_0^2 r.$$

Після підстановки дістанемо:

$$T_p = 0,5mZfrD(\omega^2 - \omega_0^2).$$

Із рівності (8.1) T_p можна визначити потрібну масу однієї колодки муфти

$$m = \frac{2T_p}{DrfZ\omega^2 - \omega_0^2},$$

де m – вага колодки, кг; T_p – обертальний момент, Н·м; D, r – діаметр і радіус, м; ω, ω_0 – кутові швидкості, рад/с.

Стійкість проти спрацювання колодок і барабана муфти забезпечується обмеженням тиску на поверхнях тертя

$$P = \frac{F_v - F_n}{A} = \frac{mr(\omega^2 - \omega_0^2)}{A} \leq [P],$$

де A – площа стискання колодки із барабаном, мм; P – тиск у контакті колодки з барабаном, МПа.

8.5. Обгінні муфти

Якщо кутова швидкість веденого вала більша ніж ведучого, то відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга привода.

Обгінні муфти передають обертальний момент тільки в одному напрямку. Такі муфти за способом з'єднання півмуфт поділяють на храпові і фрикційні. Переважне використання мають фрикційні обгінні муфти з роликами, оскільки у них майже повністю відсутній вільний хід і вони працюють безшумно.

Роликова обгінна муфта (рис. 8.6) складається із зірочки і зовнішньої обойми 2, роликів 3 і притискних пристроїв 4, які забезпечують мінімальний вільний хід і сприяють рівномірному розподілу навантажень на ролики. Зірочки переважно розміщують на валу, а обойма може бути з'єднана із зубчастим колесом, шківом або іншою деталлю.

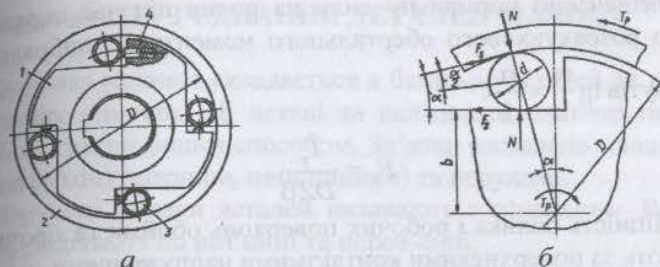


Рис. 8.6. Обгінна роликова муфта

Під час роботи муфти ролики силами тертя затягуються в бік звуження зазору між обоймою та зірочкою і заклинюються. Притискні пристрої у муфті утримують ролики у постійному стиканні з обоймою та зірочкою.

При передаванні обертального моменту T_p на ролик з боку зірочки та обойми діють нормальні сили F_n і сили тертя $F_{тр}$. Сили F_n намагаються виштовхнути ролик із клинового зазору, а сили тертя перешкоджають цьому.

Для того щоб ролик не висковзнув із клинового зазору, треба виконати умову

$$2F_{тр} \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2F_n \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (8.2)$$

Враховуючи, що $F_{тр} = fF_n$, із виразу (8.2) одержимо

$$f = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \text{ або } \frac{\alpha}{2} \leq \operatorname{arctg} f.$$

Тут f – коефіцієнт тертя ковзання у парі ролик-обойма і ролик-зірочка. Кут α переважно беруть 5-7°.

Із геометричних співвідношень розмірів муфти можна записати

$$\cos \alpha = \frac{b + \frac{d}{2}}{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}} = \frac{2b + d}{D - d}.$$

За умовою рівноваги обойми запишемо (при кількості роликів Z)

$$T_p = 0,5 F_{тр} Z D = 0,5 F_n D Z f = 0,5 F_n D Z \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Визначаємо нормальну силу на ролик під час передавання муфтою розрахункового обертального моменту T_p , вибравши для малих кутів $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \approx \frac{\alpha}{2}$.

$$F_n = \frac{T_p}{DZ\beta}$$

Міцність ролика і робочих поверхонь обойми та зірочки розраховують за поверхневими контактними напруженнями

$$\sigma_H = Z_m \sqrt{\frac{4T_p}{DZd_p \alpha}} \leq [\sigma_H]$$

Ця умова дозволяє визначити потрібну довжину роликів l_p . Для вказаних вище матеріалів деталей муфти допустимі контактні напруження рекомендують брати $[\sigma_H] = 1200 \dots 1500$ МПа.

8.6. Комбіновані муфти

У тих випадках, коли жодна з розглянутих вище муфт не може повністю задовольнити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів приводного механізму, застосовують комбіновані муфти. На практиці переважно використовують комбінації пружних муфт із запобіжними або керованими муфтами. Муфта – комбінація пружної втулково-пальцевої муфти та запобіжної муфти зі зрізним штифтом зображена на рис. 8.7. Така муфта об'єднує переваги МПВП і одночасно захищає привод від перевантажень.

Існує велика кількість конструкцій комбінованих муфт, які переважно поєднують у собі переваги компенсуючих та запобіжних муфт.

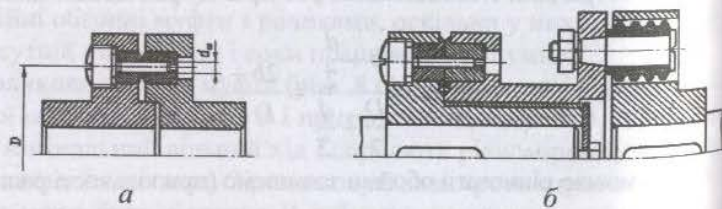


Рис. 8.7. Муфти із зрізним штифтом (а) та комбінована (б)

Частина III. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Будь-яка машина складається з багатьох деталей та окремих складальних одиниць. Ці деталі та складальні одиниці пов'язані між собою тим чи іншим способом. Зв'язки елементів машин поділяють на рухомі (шарніри, підшипники) та нерухомі.

Нерухомі зв'язки деталей називають з'єднаннями. Всі види з'єднань поділяють на роз'ємні та нероз'ємні.

Роз'ємні з'єднання (різьбові, шпонкові, зубчасті (шліцьові), клемові та інші) допускають розбирання з'єднаних деталей без пошкоджень елементів з'єднання.

Нероз'ємні з'єднання (зварні, клепані, паяні та інші) не дають змоги виконувати розкладання з'єднаних деталей без пошкодження елементів з'єднання.

Проміжне місце між роз'ємними та нероз'ємними займають пресові з'єднання.

З'єднання деталей машин є дуже важливими елементами конструкцій, оскільки багато аварій або порушень нормальних режимів роботи машини обумовлені незадовільною міцністю та надійністю з'єднань.

9. РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

9.1. Загальні відомості

Різьбовими називають такі з'єднання, які виконуються за допомогою деталей, що мають різьбу (болтів, гвинтів, шпильок, гайок тощо).

Широке використання різьбових з'єднань обумовлене їхньою простотою, високою несучою здатністю, надійністю, а також зручністю з'єднання та роз'єднання деталей.

Обмеження у використанні різьбових з'єднань пов'язані з наявністю значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різьбових деталей, що зменшує їх утомну міцність при дії змінних напружень.

За призначенням різьби поділяють на кріпильні та для передачі руху.

9.2. Кріпильні різьби та їхні основні параметри

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Залежно від форми поверхні, на якій нарізана різьба, розрізняють циліндричні та конічні різьби. Здебільшого використовуються циліндричні кріпильні різьби. Конічну різьбу застосовують у випадках, коли треба забезпечити герметичність з'єднання.

Кріпильні різьби діляться на метричні, трубні та круглі.

Метрична різьба є основною кріпильною різьбою. Вона має назву метричної тому, що всі її розміри задаються в міліметрах. Метрична різьба має трикутний профіль витків із кутом профілю $\alpha = 60^\circ$ (рис. 9.1, а). Вершини витків та западин притушені по прямій або по дузі кола, по вершинах та западинах утворений зазор.

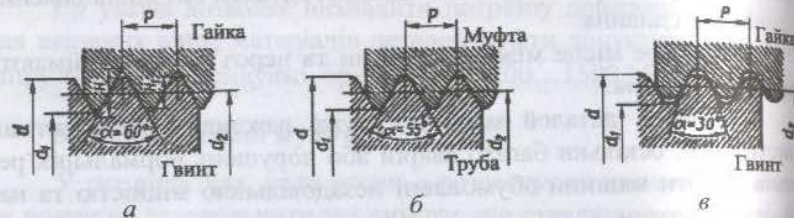


Рис. 9.1. Кріпильні різьби та їх параметри

Метрична різьба характеризується такими основними геометричними параметрами: d – зовнішній діаметр різьби; d_1 – внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр; p – крок різьби (відстань між однойменними сторонами двох сусідніх витків, виміряна в напрямку осі гвинта); $H = 0,866 p$ – теоретична висота профілю витка різьби; $H = 0,541 p$ – робоча висота профілю, по якій дотикаються витки гвинта і гайки; n – кількість заходів різьби (для кріпильних метричних різьб $n = 1$) і ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру, що визначається за співвідношенням

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{pn}{\pi d_2}$$

Метричні різьби бувають з нормальним або малим кроком. Так для різьби із зовнішнім діаметром $d = 20$ мм стандартами, крім різьби з нормальним кроком $p = 2,5$ мм, передбачені різьби з

малими кроками: 2; 1,5; 1,0; 0,75 і 0,5 мм. При зменшенні кроку відповідно зменшується глибина різьби та кут підйому гвинтової лінії ψ .

Позначення метричної різьби: M20 – метрична різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром $d = 20$ мм; M20×1,5 – метрична різьба з малим кроком витків $p = 1,5$ мм і зовнішнім діаметром $d = 20$ мм.

Основні геометричні параметри метричних різьб регламентовані стандартними ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81 та ГОСТ 24705-81.

Трубна різьба (рис. 9.1, б) використовується для геометричного з'єднання труб та арматури. Ця різьба має кут профілю витків $\alpha = 55^\circ$, вершини та западини витків заокруглені і відсутній зазор між вершинами та западинами, що надає з'єднанню деталей високу щільність.

Трубна різьба має малий крок витків, оскільки нарізається на трубі з малою товщиною стінки. За номінальний діаметр трубної різьби беруть внутрішній діаметр труби. У міжнародному стандарті для трубної різьби зберігається дюйове вимірювання. Позначення трубної різьби в технічній документації таке: Трубн. 2 кл. 2 – трубна різьба із номінальним діаметром 2 дюйма за другим класом точності.

Кругла різьба (рис. 9.1, в) зручна для виготовлення накатуванням або витисканням на тонкостінних металевих та пластмасових деталях. Профіль витків круглої різьби утворюється спряженими дугами кіл, а кут профілю $\alpha = 30^\circ$. Параметри круглої різьби регламентовані ГОСТ 6042-89.

9.3. Елементи теорії гвинтової пари. Залежність між силами

Якщо розгорнути один виток прямокутної нарізки, то утвориться площина з нахилом, на якій гайку можна зобразити у вигляді прямокутника (рис. 9.2). У разі рівномірного переміщення вгору по похилій площині повзун знаходиться у стані рівноваги під дією колової сили F_t , осьової сили F_a , нормальної реакції похилої площини R_n та сили тертя $F_{\text{тр}} = f R_n$, де f – коефіцієнт тертя.

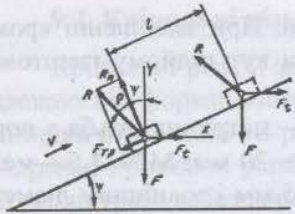


Рис. 9.2. Розгортка витка прямокутної різьби

Замінімо сили R_n і $F_{тр}$ їх рівнодіючою R . Кут ρ між векторами сил R_n і R є кут тертя в різьбі.

Побудуємо векторний трикутник сил. Він має бути замкнутим. З цього трикутника маємо

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho),$$

де ψ – кут підйому витків різьби.

Для метричних і трапецієдальних нарізок треба враховувати кут профілю нарізки α при визначенні зведеного кута тертя ρ' та зведеного коефіцієнта тертя f' :

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \quad \rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Тоді залежність між коловим та осьовим навантаженням має вигляд

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho').$$

9.4. Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари

Враховуючи, що ККД є відношенням корисно витраченої роботи W_k до всієї витраченої роботи W_b за один оберт гайки при самому русі, дістаємо

$$\eta = \frac{W}{W_b} = \frac{F_a p n}{F_t \pi d_2} = \frac{F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi}{\pi d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}.$$

Оскільки більшість гвинтових з'єднань є самогальмуючими ($\psi = 1,5 \dots 4^\circ$), то їх ККД менший від 50%. Коефіцієнт корисної дії зростає з підвищенням ψ та зниженням ρ' .

9.5. Момент загвинчування

Момент, що прикладається до гайки, дорівнює сумі моментів сил тертя в різьбі T_p та на торці гайки T_T (рис. 9.3):

$$T = T_p + T_T.$$

Момент сили тертя в різьбі при загвинчуванні гайки визначається за формулою

$$T_p = F_t \frac{d}{2} = 0,5 d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho').$$

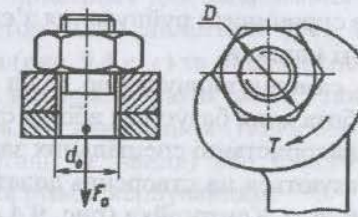


Рис. 9.3. Момент сил опору при загвинчуванні гайки

Опорна торцева площина гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами d_0 і D . Тому момент сил тертя на такій площині при рівномірному розподілі тиску можна записати у вигляді

$$T_T = F_{тр} \frac{d_{ср}}{2} = f F_a \frac{D + d_0}{4}.$$

Підставляючи у вираз суми моментів, дістанемо

$$T = F_a \left[0,5 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f \frac{D + d_0}{4} \right]. \quad (9.1)$$

Вираз (9.1) беруть за основу при створенні спеціальних динамометричних ключів, що використовуються для контрольованої затяжки різьбових з'єднань.

9.6. Стопоріння різьбових з'єднань

Запобігання самовідгвинчуванню різьбових деталей є важливим заходом у підвищенні надійності з'єднань деталей.

У з'єднаннях деталей із кріпильними різьбами забезпечується самогальмування, оскільки кут тертя ρ' між витками різьби гвинта та гайки значно перевищує кут підйому ψ гвинтової лінії. Крім цього, самовідгвинчуванню чинять опір сили тертя між деталями та опорними поверхнями гайки чи головки болта (гвинта).

Але самогальмування різбового з'єднання надійно реалізується тільки при статичному навантаженні.

Під час дії змінних (вібраційних чи ударних) навантажень різко знижується коефіцієнт тертя між витками, умови самогальмування порушуються і спостерігається самовідгвинчування різбових деталей, що може спричинити руйнування з'єднання або навіть аварійний стан у роботі машини.

Щоб запобігти самовідгвинчуванню, слід використовувати стопорні пристрої, робота яких базується або на створенні додаткових сил тертя, або на використанні спеціальних замкових засобів.

Пристрої, що базуються на створенні додаткового тертя, показані на рис. 9.4, а, б, в, г. Контргайка (рис. 9.4,а) створює додатковий натяг і додаткові сили тертя в різьбі. Пружинна шайба (рис. 9.4,б) підтримує натяг і додаткові сили тертя в різьбі на деякій ділянці самовідгвинчування. Крім цього, пружність шайби значно зменшує вплив вібрації на тертя в різьбі. В гайках із завалькованим кільцем з поліаміду (рис. 9.4,в) додаткове стопоріння здійснюється за рахунок сил зачеплення zdeформованого при загвинчуванні гайки кільця та витків різьби гвинта.

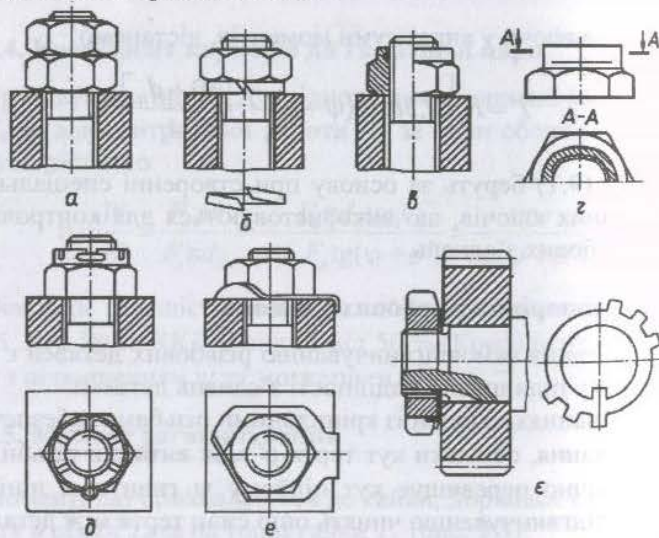


Рис. 9.4. Способи стопоріння різбових з'єднань

Використовуються також гайки, зображені на рис. 9.4,з, додаткове тертя в яких створюється у верхній частині гайки, zdeформованої на еліпс після нарізання різьби.

У замкових пристроях для запобігання самовідгвинчуванню використовують стопоріння шплінтами (рис. 9.4,д), загнутими стопорними шайбами (рис. 9.4,е, е) та іншими способами.

На практиці використовують також і такі способи стопоріння різбових з'єднань, як зварювання (гайка або головка гвинта приварюються до деталі з'єднання) або пластичне деформування з руйнуванням витка різьби кернуванням.

9.7. Матеріали різбових з'єднань

Для виготовлення кріпильних різбових деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Механічні властивості сталевих кріпильних деталей нормуються за ГОСТ 1759.4-87, згідно з яким болти, гвинти та шпильки поділяють на 12 класів міцності, а гайки – на 7 класів. Витяг із ГОСТ 1759.4-87 наведений у табл. 9.1.

Таблиця 9.1

Рекомендації щодо вибору матеріалу болтів та гайок

| Клас точності болтів | σ_b , МПа | | σ_T , МПа | Марка сталі | |
|----------------------|------------------|------|------------------|-------------|------------|
| | min | max | | Болт | Гайка |
| 9.6 | 300 | 490 | 200 | Ст3; 10 | Ст3 |
| 4.6 | 400 | 550 | 240 | 20 | Ст3 |
| 5.6 | 500 | 700 | 300 | 30,35 | 10 |
| 6.6 | 600 | 800 | 360 | 35; 45; 40Г | 15 |
| 8.8 | 800 | 1000 | 640 | 30Х; 38ХА | 20; 35; 45 |
| 10.9 | 1000 | 1200 | 900 | 40Г2; 40Х | 35Х; 38ХА |

Клас міцності болтів, гвинтів та шпильок позначається двома числами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення межі міцності σ_b , МПа матеріалу болта, а друге число, поділене на 10 і помножене на σ_b , дає границю текучості матеріалу болта, наприклад, для болта класу міцності 5,6 маємо: $\sigma_{b \min} = 5100 = 500$ МПа; $\sigma_T = 6500/10 = 300$ МПа.

9.8. Розрахунок на міцність різьбових з'єднань

Розрахунок витків різьби

Витки різьби розраховують за умовами обмеження напружень змінання на поверхнях їхнього контакту та напружень зрізу витків на гвинті або на гайці (рис. 9.5).

Умова міцності витків різьби за напруженнями змінання

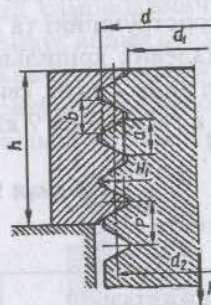


Рис. 9.5. Схема розрахунку витків різьби на міцність

$$\tau_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [\tau]_{зм},$$

де $A_{зм} = \pi d_2 H_1 z$ – умовна площа змінання витків; H_1 – робоча висота витків; z – кількість витків у гайці висотою H .

Умова міцності витків за напруженнями зрізу:

– для гвинта

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d a z} \leq [\tau]_{зр};$$

– для гайки

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\pi d a z} \leq [\tau]_{зр}.$$

Оскільки $a = b \approx 0,8 p$ (для трикутної різьби); $p z = H$, то умови міцності витків запишемо таким чином

– для гвинта

$$\tau_{зр} = \frac{F}{0,8 \pi d_1 H} \leq [\tau]_{зр};$$

– для гайки

$$\tau_{зр} = \frac{F}{0,8 \pi d H} \leq [\tau]_{зр}.$$

Якщо матеріал гвинта та гайки однаковий, то за напруженнями зрізу розраховують тільки витки гвинта, оскільки $d > d_1$. Допустимі напруження зрізу можна брати $[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$.

У стандартних кріпильних деталях розрахунок на міцність різьби не виконується.

Розрахунок на міцність стрижня болта

Розглянемо основні випадки розрахунку різьбових з'єднань. Болтові з'єднання поділяють на міцні, щільноміцні, з початковою затяжкою, без початкової затяжки, одним болтом, групою болтів.

З'єднання незатягнутим болтом, що навантажено зовнішньою осьювою силою

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення вантажної петлі (рис. 9.6). Особливістю цього з'єднання є те, що болт не має попередньої затяжки (між деталями з'єднання є зазор).

Під час навантаження петлі силою F в стрижні болта виникає деформація розтягу. Небезпечним перерізом стрижня буде переріз на різьбовій ділянці, площа якого:

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

Відповідно умова міцності стрижня болта на розтяг

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (9.2)$$

Із умови (9.2) маємо потрібний внутрішній діаметр різьби

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}}.$$

Значення d_1 округлюють до стандартного, за яким встановлюють номінальний діаметр різьби болта. Допустиме напруження

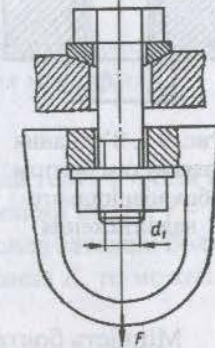


Рис. 9.6. Осьове навантаження незатягнутого болта

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_\tau}{S},$$

де $S = 2 \dots 3$ – коефіцієнт запасу міцності болта.

З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження

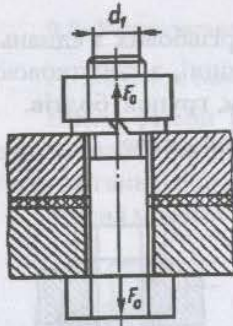


Рис. 9.7. З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження

Потрібну силу затяжки болта $F_{зат}$ (рис. 9.7) вибирають із умови забезпечення герметичності стику деталей (наприклад, кріплення різних кришок, люків та ін.).

При затяжці з'єднання стрижень болта розтягується осьювою силою $F_{зат}$ і, одночасно, скручується моментом сил тертя в різьбі T_τ . Від дії сили $F_{зат}$ напруження розтягу

$$\sigma_p = \frac{4T_p}{\pi d_1^2}.$$

При скручуванні стрижня болта моментом напруження

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{16T_p}{\pi d_1^3} = \frac{16 \cdot 0,5 F_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{\pi d_1^3}.$$

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau}{\sigma_p} \right)^2} \leq [\sigma].$$

Після підстановки σ_p та τ отримаємо

$$\sigma_e = \sigma_p \sqrt{1 + 4 \left[\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{d_1} \right]^2} = \beta \sigma_p,$$

де β – коефіцієнт, що враховує скручування болта при затяжці. Розрахунки показують, що для стандартних метричних різьб $\beta \approx 1,3$. Тому болт, затягнутий у такому з'єднанні, можна розрахо-

увати тільки на розтяг, але не за дійсною, а за збільшеною на 30 % силою затяжки.

Згідно з цим потрібний внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\beta F_{зат}}{\pi[\sigma]_p}}.$$

Значення d_1 узгоджують зі стандартним і вибирають номінальний діаметр d різьби болта.

Болтове з'єднання деталей, що навантажені силами зсуву

У такому з'єднанні основною умовою надійності є відсутність відносного зсуву деталей. Розглянемо два варіанти виконання з'єднання:

1. Болт встановлено в отвори деталей із зазором (рис. 9.8,а).

Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має вигляд

$$F \leq i F_{тр} = i f F_{зат},$$

де F – зовнішня сила, що діє на деталі; $F_{тр}$ – сила тертя в одній парі площин стикування деталей; i – кількість пар площин стику; f – коефіцієнт тертя ковзання в стиках деталей; $F_{зат}$ – сила затяжки болта.

Якщо ввести коефіцієнт надійності з'єднання K , то можна визначити потрібну силу затяжки болта:

$$F_{зат} = K \frac{F}{if}.$$

Значення K вибирають: при статичному навантаженні з'єднання $K = 1,3 \dots 1,5$; при дії змінного навантаження $K = 1,8 \dots 2,0$.

Сила $F_{зат}$ дає змогу визначити потрібний внутрішній діаметр різьби d_1 із умови міцності болта на розтяг

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

Після підстановки дістаємо

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\beta FK}{\pi if[\sigma]_p}}.$$

Значення d_1 узгоджують зі стандартним і вибирають номінальний діаметр d різьби болта.

2. Болт встановлено в отвори деталей без зазору (рис. 9.8,б). Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя між деталями не враховуються, а затяжка болта не обов'язкова.

Болт у цьому з'єднанні розраховують за умовою міцності на зріз

$$\tau = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq [\tau]_{зр}.$$

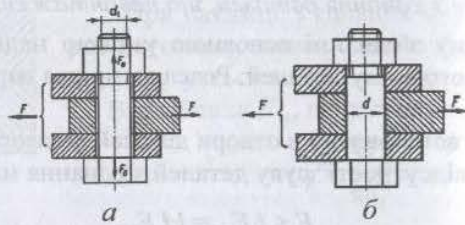


Рис. 9.8. З'єднання болтом, встановленим із зазором (а) і без зазору (б)

Тут зріз болта відбувається у двох площинах, тому

$$A_{зр} = \frac{2\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}.$$

Потрібний діаметр стрижня болта може бути визначений за виразом

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi[\tau]_{зр}}}.$$

Порівнюючи два варіанти з'єднання болта (із зазором та без зазору), слід зазначити, що перший варіант дешевший другого, оскільки він не потребує точних розмірів болта й отвору. Однак при тій самій зовнішній силі F на з'єднання потрібний діаметр болта, встановленого із зазором, суттєво більший (за умовою міцності), ніж діаметр болта, встановленого без зазору.

З'єднання затягнутим болтом, що навантажене постійною зовнішньою осьовою силою

Прикладами таких найбільш поширених на практиці з'єднань можуть бути болтові з'єднання фланців трубопроводів, кришок резервуарів підвищеного тиску, різних кронштейнів та інших деталей. Для більшості таких з'єднань треба зберегти певні умови в площині стику (герметичність, нерозкриття стику та ін.) при дії зовнішнього навантаження.

Розглянемо послідовність навантаження та деформації деталей болтового з'єднання при затяжці болта і зовнішньому осьовому навантаженні. Болтове з'єднання деталей, коли болт не має затяжки, а зовнішня сила відсутня, тобто болт і деталі з'єднання не навантажені, показано на рис. 9.9,а.

Після затяжки (зовнішня сила на деталі з'єднання не діє) болт навантажується силою затяжки $F_{зат}$, а стик деталей навантажується такою самою силою $F_{зат}$ (рис. 9.9,б). При цьому під дією сили болт деформується (розтягується) на $\lambda_б$, а деталі з'єднання деформуються (стискаються) на $\lambda_д$.

Після прикладення до деталей з'єднання зовнішньої осьової сили F (рис. 9.9,в), сила, що навантажує болт, збільшиться і буде мати $F_б$, а сила в стикі деталей з'єднання зменшиться до $F_д$. Тоді ж болт додатково здеформується на $\Delta\lambda_б$, а деформація деталей з'єднання зменшиться на $\Delta\lambda_д$.

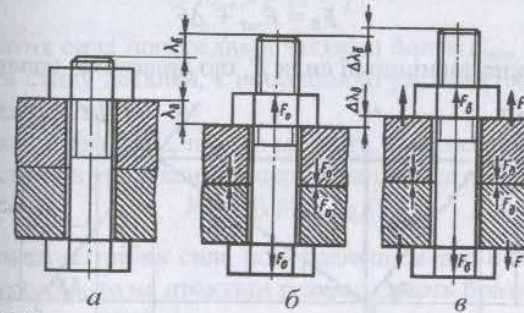


Рис. 9.9. Осьове навантаження з'єднання затягнутим болтом

Зв'язок між силами та деформаціями деталей цього з'єднання показаний графічно у вигляді діаграми на рис. 9.10. У межах пружних деформацій маємо лінійну залежність між деформаціями і на-

вантаженням деталей з'єднання. Пряма 1 зображає залежність деформації болта від його навантаження, а пряма 2 – те саме для деталей з'єднання. Кути α і β нахилу графіків до осі абсцис характеризують відповідно поздовжню жорсткість болта C_6 і деталей з'єднання C_d ($\operatorname{tg}\alpha = C_6$, $\operatorname{tg}\beta = C_d$). На рис. 9.10 показано, що після навантаження болта силою $F_{\text{зат}}$ його деформація буде λ_6 , а деталей з'єднання λ_d .

Перенесемо графік деформації деталей із положення 2 в положення 2'. При цьому ордината точки перетину графіків 1 і 2 буде визначати силу попередньої затяжки болта $F_{\text{зат}}$.

Після прикладання до з'єднання зовнішньої осьової сили F болт додатково збільшить свою довжину на $\Delta\lambda_6$, внаслідок чого деформація стику деталей зменшиться на таке саме значення $\Delta\lambda_6 = \Delta\lambda_d$, а сила стискання деталей зменшиться до значення F_d . Повне осьове навантаження болта буде дорівнювати сумі F і F_d .

У разі повної сили попередньої затяжки болта $F_{\text{зат}}$ із збільшенням зовнішньої сили F зменшується F_d у стику деталей. Якщо $F_d = 0$, то порушується нормальна робота з'єднання, наприклад, втрачається герметичність, відбувається розкриття стику деталей або зсув деталей за наявності відповідних бокових сил.

Згідно з рис. 9.10, повне осьове навантаження болта, яке виражено через силу його попередньої затяжки $F_{\text{зат}}$, може бути записане у вигляді

$$F_6 = F_{\text{зат}} + \Delta F, \quad (9.3)$$

де ΔF – частина зовнішньої сили F , що додатково навантажує болт.

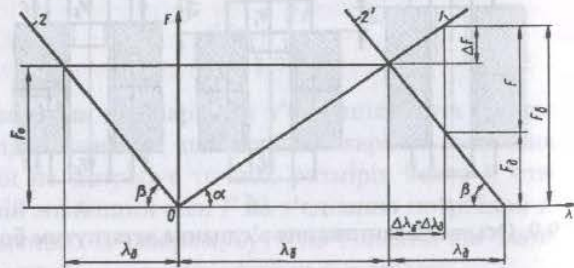


Рис. 9.10. Діаграма сумісних деформацій болта та деталей

Значення ΔF визначимо із умови

$$\Delta\lambda_6 = \Delta\lambda_d,$$

$$\Delta\lambda_6 = \frac{\Delta A}{C_6}, \quad \Delta\lambda_d = \frac{F - \Delta F}{C_d}, \quad \frac{\Delta F}{C_6} = \frac{F - \Delta F}{C_d}.$$

На основі записаних співвідношень маємо

$$\Delta F = F \frac{C_6}{(C_6 + C_d)} = \chi F. \quad (9.4)$$

Тут χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, що залежить від жорсткостей болта та деталей з'єднання та визначається як

$$\chi = \frac{C_6}{(C_6 + C_d)}.$$

Відповідно до записаних співвідношень (9.3) та (9.4) маємо

$$F_6 = F_{\text{зат}} + \chi F,$$

$$F_d = F_{\text{зат}} - (F - \Delta F) = F_{\text{зат}} - F(1 - \chi).$$

Для того щоб запобігти розкриттю стику деталей з'єднання, треба забезпечити умову $F_d > 0$, тобто

$$F_{\text{зат}} > F(1 - \chi).$$

Достатня сила попередньої затяжки болта $F_{\text{зат}}$, що забезпечує нерозкриття стику деталей, є необхідною умовою надійності та герметичності з'єднання.

Розрахункова сила, що діє на болт, визначається із умови нерозкриття стику з урахуванням скручування болта при його затяжці

$$F_{p,6} = \beta F_{\text{зат}} - \chi F.$$

Оскільки потрібна сила попередньої затяжки болта залежить від ряду факторів, то на практиці рекомендують брати

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} F(1 - \chi),$$

де $K_{\text{зат}}$ – коефіцієнт затяжки болта, який при статичному навантаженні з'єднання можна брати таким: за умови нерозкриття стику

деталей з'єднання $K_{зат} = 1,2 \dots 2$; за умови герметичності з'єднання $K_{зат} = 1,3 \dots 2,5$ – при м'яких прокладках між деталями з'єднання; $K_{зат} = 2 \dots 3,5$ – при металевій фасонній прокладці; $K_{зат} = 3 \dots 5$ – при металевій плоскій прокладці.

Підвищені значення коефіцієнта затяжки болта беруть для випадків з'єднань з неконтрольованою затяжкою.

У більшості практичних випадків визначення жорсткостей болта C_B і деталей C_d пов'язане із значними труднощами. Тому коефіцієнт зовнішнього навантаження χ можна брати $\chi = 0,2 \dots 0,3$ для з'єднань без м'яких прокладок між деталями.

Розрахункова сила на болт $F_{p,б}$ дозволяє розраховувати потрібний внутрішній діаметр різьби болта за умовою міцності на розтяг:

$$F_{p,б} = \beta K_{зат} F (1 - \chi) + \chi F;$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{p,б}}{\pi[\sigma]_p}}$$

Згідно зі значенням d_1 визначають стандартний діаметр різьби болта.

Розрахунок групових болтових з'єднань

При цьому розрахунку визначають сили для найбільш навантаженого болта. Потім розрахунок болта виконується за умови міцності на розтяг.

Розглянемо болтове з'єднання, навантажене силами, що діють у площині стику деталей. Цей випадок навантаження характерний для болтового з'єднання півмуфт у глухих фланцевих муфтах або для кріплення кронштейнів.

Схема закріплення болтами кронштейна, навантаженого зовнішньою силою F , показана на рис. 9.11, а. Припустимо, що кронштейн закріплений трьома болтами, до того ж середній болт знаходиться у центрі ваги стику. Довільно напрямлену силу F замінимо двома її складовими $F_1 = F \sin \alpha$ та $F_2 = F \cos \alpha$, паралельними двома взаємно перпендикулярним осям симетрії з'єднання.

Під час розрахунку з'єднання дію сил F_1 і F_2 замінимо дією таких сил, що проходять через центр ваги стику і моментом (рис. 9.11, б):

$$M = F_1 h + F_2 l.$$

Сили F_1 , F_2 і момент M зсувають і повертають кронштейн. Навантаження на болти $F_{б1}$ та $F_{б2}$ (відповідно від сил F_1 та F_2) беруть рівномірно розподіленими на всі болти; навантаження $F_{б,м}$ від моменту M обернемо пропорційно відстаням між осями болтів та центром ваги стику.

Для трьох болтів у з'єднанні маємо:

$$F_{б1} = \frac{F_1}{3}; \quad F_{б2} = \frac{F_2}{3}; \quad F_{б,м} = \frac{M}{2a} = \frac{(F_1 h + F_2 l)}{2a}.$$

Сумарне навантаження кожного болта визначається як геометрична сума сил $F_{б1}$, $F_{б2}$ та $F_{б,м}$. За розрахункове беруть найбільше з добутих значень навантаження. Для цього з'єднання найбільш навантаженим є верхній болт, для якого

$$F_6 = \sqrt{(F_{б1} + F_{б,м})^2 + F_{б2}^2}.$$

У з'єднанні болти можуть бути поставлені без зазору із зазором. Болти, встановлені без зазору, безпосередньо сприймають зовнішню силу F_6 і розраховують їх за умови міцності на зріз.

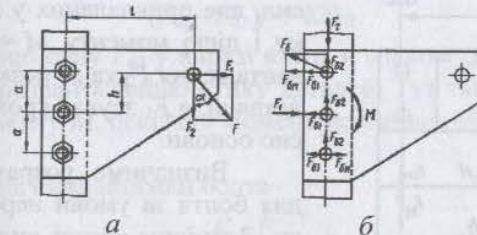


Рис. 9.11. Схема навантаження болтів кріплення кронштейна

Якщо болти поставлені із зазором, то потрібно забезпечити умову відсутності зсуву кронштейна. При цьому потрібна сила затяжки болтів

$$F_0 = \frac{KF_6}{f},$$

а розрахункова сила для найбільш навантаженого болта з урахуванням його скручування при затягуванні

$$F_{p,б} = \frac{K\beta F_6}{f}.$$

Цю силу використовують під час визначення діаметра болтів за умови міцності на розтяг. Для всіх болтів з'єднання назначають однакову затяжку, незважаючи на те, що вони сприймають різне навантаження.

Довільне навантаження болтового з'єднання

У довільно навантаженому з'єднанні всі зовнішні сили треба звести до центра ваги стику деталей. У результаті будемо мати навантаження з'єднання осьовими силами та силами, що лежать в площині стику деталей.

Варіант болтового з'єднання кронштейна з основою, навантаженого зовнішньою силою F , яка лежить у площині, перпендикулярній до стику в центрі його ваги, показаний на рис. 9.12.

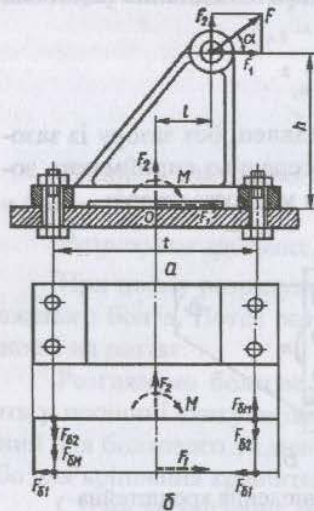


Рис. 9.12. Схема розрахунку болтів кріплення кронштейна

– від дії сили F_2

$$F_{62} = \frac{F_2}{4};$$

– від моменту M

$$F_{6.м} = \frac{M}{2t}.$$

Найбільш навантаженими болтами в з'єднанні є болти, що розміщені ліворуч від центра ваги стику. Тому загальна зовнішня осьова сила на найбільш навантажений болт

$$F_6 = F_{62} + F_{6.м} = \frac{F_2}{4} + \frac{M}{2t}.$$

Розрахункову силу для болта за умови нерозкриття стику дістаємо за виразом

$$F_{p.6} = (K_{зат} \beta + \chi) F_6.$$

Визначення розрахункової сили для болта за умови запобігання зсуву деталей з'єднання

Зсув кронштейна може відбутись під дією сили F_1 . Силу зсуву, що сприймається одним болтом з'єднання

$$F_{61} = \frac{F_1}{4}.$$

Умову запобігання зсуву кронштейна запишемо у вигляді

$$(F_0 - F_{62})f = K F_{61}.$$

Зовнішню силу F_{62} у виразі взято зі знаком „мінус”, оскільки вона сприяє розвантаженню стику деталей. Тут також не враховується дія моменту M , оскільки момент не змінює сумарної сили тertia в стику.

Потрібна сила затяжки болта

$$F_0 = \frac{K_{зат} F_{61}}{f} + F_{62}.$$

Розрахункова сила для болта відповідно може бути записана у вигляді

$$F = \left(\frac{K_{зат} F_{61}}{f} + F_{62} \right) \beta \tau.$$

Таким чином визначається розрахункова сила при постановці болтів із зазором. Якщо болти ставлять без зазору, то перевірка їхньої міцності виконується безпосередньо за силою F_{61} .

Отже, маємо дві розрахункові формули для визначення $F_{р.д.}$. Діаметр болтів визначається за більшою з двох одержаних розрахункових сил.

10. ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ

Шпонки служать для передавання крутного моменту від вала до маточини деталі (зубчастого колеса, шків тощо) або, навпаки, від маточини до вала. Основні типи шпонок стандартизовані. Подібно до силових клинових з'єднань, розрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних (рис. 10.1) та сегментних (рис. 10.2) шпонок, а напружені – за допомогою клинових шпонок (рис. 10.3).

Призматичні шпонки за призначенням розрізняють: звичайні та високі із закругленими або плоскими кінцями, призначені для нерухомих з'єднань ступиць із валами; напрямні – застосовуються у тих випадках, коли маточини повинні мати можливість переміщуватися вздовж валів; шпонки ковзання, що переміщуються вздовж вала разом з маточинами та використовуються замість напрямних шпонок у тих випадках, коли потрібні великі переміщення маточини. Напрямні шпонки прикріплюють до вала гвинтами, а шпонки ковзання з'єднують з маточиною виступом циліндричної форми.

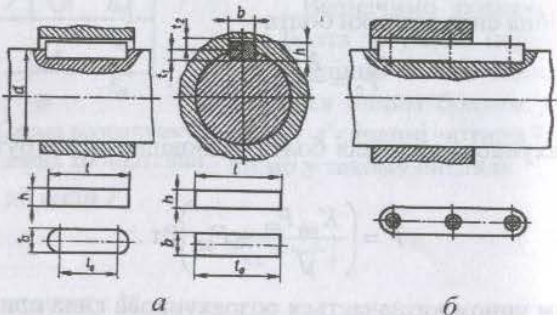


Рис. 10.1. З'єднання призматичними шпонками

Шпонка, що знаходиться в пазу вала, називається врізною. Призматичні шпонки – врізні. Приблизно половина їх висоти розміщена в пазу вала та половина – в пазу маточини (рис. 10.1).

Робочими гранями призматичних шпонок є їх бокові більш вузькі грані. Для спрощення та полегшення складання шпонкових з'єднань між звичайною або напрямною шпонкою та маточиною, а також між ковзаною шпонкою та валом передбачають радіальний зазор (по висоті шпонки).

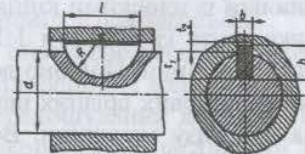


Рис. 10.2. З'єднання сегментною шпонкою

Найпоширеніші призматичні звичайні шпонки, оскільки, порівняно із клиновими шпонками, вони забезпечують більшу точність посадок маточин на валах, а порівняно із сегментними вони врізаються у вал на меншу глибину та, зрозуміло, менше зменшують міцність валів.

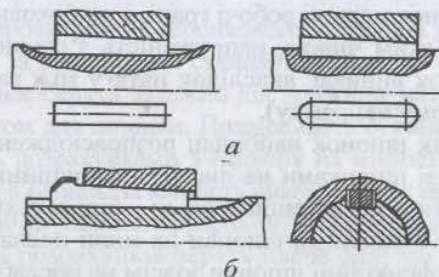


Рис. 10.3. З'єднання клиновими врізними шпонками

Сегментні шпонки – врізні, подібно призматичним, працюють боковими гранями. За необхідності по довжині маточини ставлять дві (інколи навіть три) сегментні шпонки. Сегментні шпонки – найбільш технологічні із-за порівняно простого виготовлення самих шпонок і пазів для них, а також зручного складання з'єднань. Головним недоліком сегментних шпонок є необхідність виконання глибоких пазів у валах, що зменшує міцність останніх. Тому сегментні шпонки використовують для передач відносно невеликих моментів.

Клинові шпонки за засобом розміщення на валах розрізняють врізні на місці, фрикційні і тангенціальні. Клинові врізні шпонки за

конструкцією поділяють на шпонки клинові без головки (із плоскими або заокругленими кінцями) та шпонки клинові із головкою.

Як шпонки на місці та фрикційні використовують клинові шпонки із плоскими кінцями або із головкою. Усі клинові шпонки виконують із нахилом 1:100. Цей самий нахил передбачають для паза маточини. Подібно до призматичних, приблизно половина висоти клинових врізних шпонок поміщається в пазу вала та половина – в пазу маточини. Вся висота клинових шпонок на лисці та фрикційних поміщається в пазу маточини. Для шпонки на лисці на валу заздалегідь передбачають плоску площину, що має назву лиска. Фрикційною шпонкою виконують з'єднання маточини із гладеньким циліндричним валом. Відповідна поверхня шпонки, що дотикається до вала, виконується циліндричною, її радіус дорівнює радіусу вала. Фрикційні шпонки передають крутний момент тільки силами тертя, чим і зумовлена їх назва.

На відміну від призматичних у клинових урізних на лисці та фрикційних шпонок широкі робочі грані, а по бокових гранях передбачені зазори. Таким чином, напруженість з'єднань при використанні цих шпонок виникає внаслідок натягу між валом та маточиною (в радіальному напрямку).

Із клинових шпонок найбільш розповсюджені – врізні, оскільки порівняно зі шпонками на лисці та фрикційними вони більш надійні, а порівняно із тангенціальними – більш технологічні.

Порівняно з урізними шпонки на місці послаблюють вал набагато менше, а фрикційні шпонки зовсім не послаблюють вал. Але ці шпонки потребують більш товстих маточин і менш надійні. Тому їх використовують для з'єднань, що передають невеликі крутні моменти, або для закріплення деталей на полях тонкостінних валів. Фрикційні шпонки використовують при частих перестановках маточин по валу в кутовому або осьовому напрямку.

Тангенціальні шпонки відрізняються від інших клинових шпонок тим, що натяг між валом та маточиною утворюється ними не в радіальному, а в дотичному напрямку. Одна із широких граней тангенціальної шпонки напрямлена по дотичній до перерізу вала, а одна із вузьких граней – по радіусу вала. Таке розміщення тангенціальних шпонок викликає необхідність постановки в з'єднанні двох шпонок, що розміщуються під кутом 120 ... 135°. За технологи-

чними умовами кожна тангенціальна шпонка виконується із двох односторонніх клинів. Тангенціальні шпонки працюють здебільшого на стискання і тому найбільш надійні, але з'єднання цими шпонками складніше. Тангенціальні шпонки використовують переважно у важкому машинобудуванні при великих динамічних навантаженнях.

Клинові шпонки використовують обмежено, оскільки вони викликають переміщення осі маточини відносно осі вала, а при коротких маточинах можуть викликати перекошування деталей, що з'єднуються. У тих випадках, коли перекошування насадженої на вал деталі цілком неможливе (більшість зубчастих передач), клинові шпонки не використовують. Інколи використовують шпонки круглі (шпонки-штифти), шестигранні та ін.

Матеріалом для шпонок служать сталі, насичені вуглекислим газом із межею міцності не нижче 600 МПа. Призматичні шпонки та клинові шпонки без головок виготовляють із чистотягнутої сталі. Сегментні шпонки виконують із цільнотягнутої сталі сегментного профілю.

Під час проектування шпонкового з'єднання ширину та висоту шпонок беруть за відповідним стандартом залежно від діаметра вала. Довжину шпонки беруть залежно від довжини маточини і погоджують із стандартом для шпонки. Правильність обраних розмірів шпонки перевіряють розрахунками з'єднання на міцність. Отже, розрахунок шпонкових з'єднань на міцність виконують як перевірочний.

Призматичні шпонки розраховують на зминання та на зріз. Для спрощення розрахунків беруть плече сил, що діють на шпонку відносно осьової лінії вала, що дорівнює радіусу вала. Відповідно перевірочний розрахунок призматичної шпонки виконують за такими формулами:

– на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d l_p K} \leq [\sigma]_{зм};$$

– на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d l_p b} \leq [\tau]_{зр},$$

де T – крутний момент; d – діаметр вала; b та $l_p = l - b$ – ширина та робоча довжина шпонки відповідно; K – довідковий розмір для

розрахунку на зминання; $\sigma_{зм}$ та $[\sigma]_{зм}$ – розрахункове і допустиме напруження на зминання для шпонкового з'єднання; $\tau_{зр}$ та $[\tau]_{зр}$ – розрахункове та допустиме напруження на зріз для шпонок.

Перевірочний розрахунок сегментної шпонки виконується так само, як і для призматичної шпонки, на зріз та на зминання.

Для спрощення розрахунку клинових урізних шпонок беруть, що при передачі шпонковим з'єднанням крутного моменту T напруження зминання по ширині поверхні контакту робочих граней шпонки з валом та маточиною розподіляються за законом трикутника. У цьому випадку крутний момент T , що передається маточиною, складається із моменту нормальної сили F_n між маточиною і шпонкою, моменту сили тертя fF_n між маточиною та шпонкою, де f – коефіцієнт тертя між ними та моментом сили тертя $f'F_n$ між маточиною та валом, де f' – коефіцієнт тертя між ними. Приблизно можна взяти, що плече сили fF_n дорівнює радіусу вала та $f' = f$ (в дійсності $f' = 1,3f$). За такої умови

$$T = \frac{F_n b}{6} + fF_n d,$$

звідки

$$F_n = \frac{6T}{b+6}.$$

Із закону розподілу напруження зминання по ширині шпонки маємо, що

$$F_n = \frac{0,5b}{\sigma_{зм}}.$$

Перевірочний розрахунок клинкової врізної шпонки проводять на зминання за формулою, що витікає із залежностей:

$$\sigma_{зм} = \frac{2F_n}{lb} \leq [\sigma]_{зм};$$

$$\sigma_{зм} = \frac{12F_n}{lb(b+6fd)} \leq [\sigma]_{зм}.$$

Шпонку на місці розраховують так само, як і клинову врізну.

Допустимі напруження в нерухомих шпонкових з'єднаннях загального машинобудування при спокійному навантаженні рекомендується брати: на зминання при сталій маточині $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 150$ МПа, при чавунній $[\sigma]_{зм} = 60 \dots 80$ МПа, на зріз $[\tau]_{зр} = 60 \dots 90$ МПа. Ці значення допустимих напружень знижують під час роботи із слабими поштовхами на 1/3, а при ударному навантаженні – на 2/9.

Якщо в результаті розрахунку шпонки виявиться, що вона перевантажена, то передбачаються дві або три шпонки. Дві призматичні шпонки встановлюють під кутом 180° , а три призматичні шпонки або дві клинові – під кутом 120° .

11. ШЛІЦЬОВІ (ЗУБЧАСТІ) З'ЄДНАННЯ

Для з'єднання маточини з валом замість шпонок часто використовують виступи на валу, що називаються шліцями (зубами), які входять у відповідні пази маточини. Таке з'єднання маточини із валом називається шліцевим або зубчастим. Залежно від форми профілю зубів відрізняють з'єднання з прямобічними (рис. 11.1,а, б, в), евольвентними (рис. 11.1,г, д) та трикутними шліцями (рис. 11.1,е).

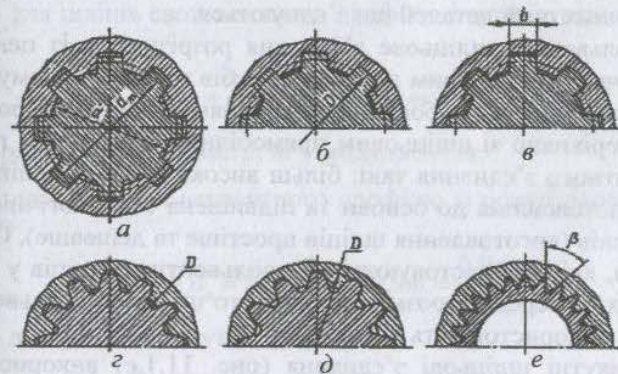


Рис. 11.1. Конструкції шліцевих з'єднань

Шліцеві з'єднання бувають нерухомі для нерухомого закріплення маточини і вала та рухомі, що забезпечують можливість

осьового переміщення маточини по валу, наприклад, зубчастого колеса, коробок передач верстатів, автомобілів тощо.

Переваги шліцьових з'єднань над шпонковими.

1. Можливість передавання більших моментів завдяки значній поверхні контакту деталей, що з'єднуються, та рівномірному розподілу тиску по цій поверхні.

2. Більш точне центрування ступиці по валу.

3. Кращий напрямок при переміщенні маточини по валу.

4. Велика міцність валу.

Прямобічне шліцьове з'єднання – найбільш розповсюджене. Його використовують із центруванням маточини за зовнішнім D (рис. 11.1,б), внутрішнім d діаметрами (рис. 11.1,а) та боковим сторонами b шліців (рис. 11.1,в). Центрування на стороні b сприяє найбільш рівномірному розподілу тиску на шліці та не забезпечує точної співвісності маточини та вала. Тому його використовують при передачі великих моментів, коли для точності центрування не висувають суворих вимог, наприклад, у шліцьових з'єднаннях карданних валів автомобілів. Центрування за діаметрами D та d – більш точніше (особливо за d), тому ці види з'єднань використовують у тих випадках, коли необхідна висока точність збігання геометричних осей деталей що з'єднуються.

Евольвентне шліцьове з'єднання розрізняють із центруванням маточини по боковим поверхням зубів та зовнішньому діаметру D . Центрування по боковим поверхням – найбільш розповсюджене. Порівняно зі шліцьовим прямобічним з'єднанням переваги евольвентного з'єднання такі: більш висока міцність шліців унаслідок їх потовщення до основи та підвищена технологічність шліцьових валів (виготовлення шліців простіше та дешевше). Оскільки протяжки, які використовують для евольвентних шліців у маточинах малих та середніх розмірів дороги, то шліцьові евольвентні зачеплення використовують обмежено.

Трикутні шліцьові з'єднання (рис. 11.1,е) використовують тільки як нерухомі під час передачі невеликих моментів. Центрування цього з'єднання виконують тільки по бокових сторонах шліців. Окрім циліндричних використовують також конічні шліцьові трикутні з'єднання, в більшості випадків із конусністю 1:16.

Кількість та розміри поперечного перерізу шліців беруть залежно від діаметра вала за відповідним стандартом. Довжина шліців визначається довжиною маточини, а якщо маточина рухома, то за ходом її переміщення. Розрахунок шліцьових з'єднань проводять зазвичай як перевірочний. Шліцьові з'єднання розраховують на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_{cp} z h l \psi} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $\sigma_{зм}$ – розраховане напруження зминання на робочих поверхнях шліців; T – обертальний момент, що передається; d_{cp} – середній діаметр шліцьового з'єднання; z – кількість шліців; h – висота поверхні контакту шліців; l – довжина поверхні контакту шліців, яка береться рівною довжині маточини; ψ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження між шліцями ($\psi = 0,7 \dots 0,8$); $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження на зминання робочих поверхонь шліців.

Розміри діаметра d_{cp} та висоти h знаходять із виразів:

– для прямозубих шліців

$$d_{cp} = 0,5(D + d) \text{ та } h = 0,5(D - d) - 2f;$$

– для шліців евольвентного профілю із центруванням по стороні S

$$d_{cp} = d_n = mz \text{ та } h = m = \frac{d_n}{2},$$

де d_n – розділяючий діаметр; m – модуль зубів;

– для шліців евольвентного профілю із центруванням по діаметру D

$$d_{cp} = d_n = mz \text{ та } h = 0,9m = \frac{0,9d_n}{2};$$

– для шліців трикутного профілю

$$d_{cp} = d_n = mz \text{ та } h = \frac{D - d_n}{2}.$$

Допустиме напруження на зминання шліцьового з'єднання при середньому режимі роботи можна взяти: для нерухомого із термічною

обробкою шліців $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 140$ МПа та без термічної обробки $[\sigma]_{зм} = 60 \dots 100$ МПа; для рухомих під навантаженням із термічною обробкою шліців $[\sigma]_{зм} = 10 \dots 20$ МПа; для рухомих з переміщенням не під навантаженням із термічною обробкою шліців $[\sigma]_{зм} = 30 \dots 60$ МПа та без термічної обробки шліців $[\sigma]_{зм} = 20 \dots 30$ МПа. При такому режимі роботи значення цих напружень можна збільшити на 20...40 %, а при важкому режимі їх необхідно знижувати на 30...50 %. Розрахунок прямокутних шліцевих з'єднань регламентований стандартом, яким і потрібно користуватися при більш точних розрахунках цих з'єднань.

Останнім часом почали використовувати кулькові шліцеві з'єднання, які потребують дуже малих зусиль для переміщення маточин. При переміщенні маточин під навантаженням несуча спроможність кулькових шліцевих з'єднань в декілька раз більша, ніж у звичайних шліцевих з'єднань. Оскільки кулькові шліцеві з'єднання за конструкцією складні та дорожчі звичайних шліцевих (зубчастих) з'єднань, то використання їх обмежене спеціальним обладнанням.

12. ЗАКЛЕПКОВІ З'ЄДНАННЯ

З'єднання, що здійснюється заклепками, належить до категорії нероз'ємних з'єднань, оскільки для того, щоб роз'єднати деталі, потрібно зруйнувати заклепки.

Переваги:

- висока міцність і надійність з'єднання;
- простота контролю якості з'єднання;
- можливість з'єднання деталей із будь-яких матеріалів;
- незмінність фізико-хімічних властивостей матеріалів з'єднуваних деталей у процесі клепаання;
- висока працездатність при ударних і повторно-змінних навантаженнях.

Додатково зазначимо, що, оскільки заклепки виготовляють з високопластичних матеріалів, їх руйнуванню передують значні залишкові деформації, які в окремих випадках ніби сигналізують про небезпеку зруйнування, що й дає змогу вжити запобіжних заходів.

Під час розбирання з'єднання (зруйновані заклепки) з'єднувані деталі майже не пошкоджуються і можуть бути використані повторно.

Недоліки:

- неповне використання матеріалу з'єднуваних деталей унаслідок ослаблення їх заклепковими отворами;
- складність технологічного процесу виготовлення клепааних конструкцій;
- труднощі з'єднання деталей складної конструкції;
- з'єднання деталей у стик потребує застосування спеціальних накладок, що призводить до додаткового збільшення маси конструкції;
- заклепки і з'єднувані деталі повинні бути однорідними (в місцях з'єднань різнорідних металів виникають гальванічні струми, які руйнують з'єднання) з однаковим температурним коефіцієнтом лінійного розширення.

Усі недоліки досить суттєві, тому вони призвели до різкого скорочення застосування заклепкових з'єднань і заміни їх зварними, клеєзварними, паяними та клейовими з'єднаннями.

Заклепки застосовують у з'єднаннях, для яких методи зварювання і склеювання розроблено недостатньо або вони малоефективні: з'єднання деталей з різнорідних матеріалів, кольорових металів і сплавів, де нагрівання деталей недопустиме через жолоблення або відпускання; в особливо відповідальних з'єднаннях (унікальні форми залізних мостів та ін.), у з'єднаннях, які працюють при великих ударних і вібраційних (авіація) навантаженнях та ін.

Заклепка (рис. 12.1) являє собою особливий, металевий стрижень циліндричної форми з головкою (закладною) на кінці. Заклепки виготовляють із каліброваних дротиків на спеціальних верстаках-автоматах.

Найпоширеніші заклепки зі сталі Ст. 1, Ст. 2, Ст. 3; мідних та алюмінієвих сплавів. За формою головки розрізняють (рис. 12.1) заклепки з напівкруглою головкою (а), вони найбільш поширені; з потайною (б) та напівпотайною (в) головками. У деяких галузях машинобудування, у тому числі в авіабудуванні, застосовують трубчасті і вибухові заклепки (рис. 12.1, з, д, е).

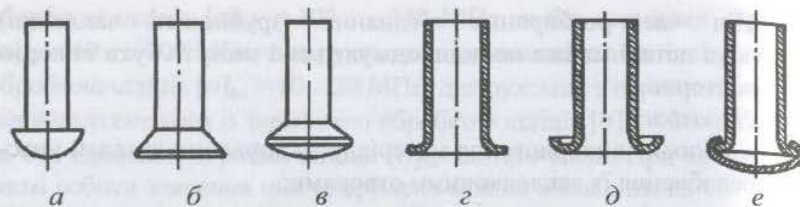


Рис. 12.1. Конструкції заклепок

Вибухові заклепки застосовують при неможливості утворення замикаючої головки звичайними способами (за допомогою клепальної машини або молотка). Трубчасті заклепки або заклепки пістони переважно застосовують для з'єднання неметалевих матеріалів (шкіра, фібра, прогумована тканина). Основні види заклепок загального призначення стандартизовані.

Для утворення заклепкового шва стрижень заклепки треба ввести в отвори, продавлені або просвердлені в з'єднуваних деталях, і ударами молотка або тисненням спеціальних клепальних машин за допомогою обтискачів розклепати

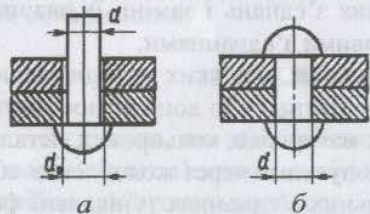


Рис. 12.2. Утворення заклепкового з'єднання

виступаючий кінець заклепки – утворити замикаючу головку (рис. 12.2). Утворення замикаючої головки трубчастих заклепок і заклепок із кольорових металів і сплавів зазвичай здійснюють у холодному стані. Для сталевих заклепок при $d \leq 12$ мм процес

клепання можна вести без нагрівання заклепок; при $d > 13$ мм кінець заклепки нагрівають до $1000 \dots 1100^\circ\text{C}$.

За призначенням заклепкові шви поділяють на міцні і щільні, від яких потрібна не тільки міцність, а й герметичність з'єднання.

Заклепки щільних швів використовують у гарячому стані; при остиганні вони щільніше притискують поверхні з'єднуваних деталей. Щільні шви майже повністю замінені зварюванням.

За конструктивними ознаками заклепкові з'єднання поділяють на напускові (рис. 12.3,а), стикові з однією накладкою (рис. 12.3,б), з двома накладками (рис. 12.3,в).

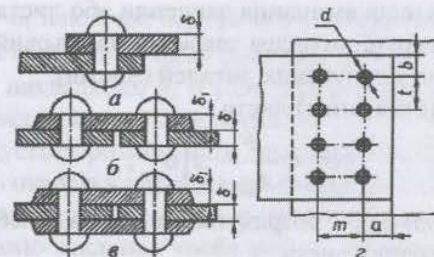


Рис. 12.3. Конструкції заклепкових з'єднань

Незважаючи на складну залежність між силами, напруженнями і деформаціями в заклепковому шві, заклепки розраховують тільки на зріз і зминання, а з'єднувані – тільки на розтяг (стискання) по ослабленому створами перерізу і зминання стінок отворів. При розрахунку припускають таке: навантаження рівномірно розподілено між усіма заклепками; концентрацію напружень біля отворів не враховують; тиски між бічною поверхнею заклепки і стінкою отвору (напруження зминання) вважають розподіленими рівномірно; напруження зрізу беруть розподіленими рівномірно по поперечному перерізу заклепки.

Оскільки в заклепковому шві заклепка практично повністю заповнює отвір, то розрахунки роблять за діаметром отвору під заклепку d_0 , який трохи більший від діаметра заклепки d .

Значення d і d_0 наведені в табл. 12.1.

Розрахунок заклепкових швів роблять:

– на зріз заклепок

$$\tau_{зр} = \frac{F}{zA} \leq [\tau]_{зр},$$

де z – кількість заклепок; $A_{зр} = \frac{\pi d_0^2}{4} i$ – площа зрізу заклепки; i – кількість зрізаних площин заклепки; d_0 – діаметр отвору під заклепку;

– на зминання бічної поверхні заклепок і стінок отворів у з'єднуваних деталях

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{zA_{зм}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $A_{зм} = d_0 \delta_{\min}$ – площа вмивання заклепки або листа, що дорівнює проекції бічної поверхні циліндра заклепки на осьовий переріз; δ_{\min} – найменша товщина з'єднаних деталей (листів);

– на розтяг (стискання) листа

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} \leq [\sigma]_p,$$

де $A_{\text{нетто}} = (b - d_0 m) \delta_{\min}$ – розрахункова площа в небезпечному перерізі листа; b – ширина листа.

Для стикових швів враховують кількість заклепок по один бік стінки.

При конструюванні заклепкових швів треба додержуватись таких співвідношень, які забезпечують рівномірність з'єднання (рис. 12.3). Конструктивні співвідношення:

$d \approx (1,8 \dots 2,2) \delta_{\min}$ – діаметр заклепки (округлюють за стандартом, див. табл. 12.1);

$t \approx (3 \dots 6) d$ – крок заклепкового шва;

$a \approx (1,5 \dots 2) d, b \approx d$ – відстані від осі заклепки до краю листа;

$m \approx (3 \dots 6) d$ – відстань між рядами заклепок.

Таблиця 12.1

Рекомендовані діаметри отворів під заклепки, мм

| Номинальний діаметр заклепки | Діаметри отворів | | | Номинальний діаметр заклепки | Діаметри отворів (свердел) | | |
|------------------------------|------------------|-------|-----------------|------------------------------|----------------------------|-------|-----------------|
| | Точне складання | | Грубе складання | | Точне складання | | Грубе складання |
| | перше | друге | | | перше | друге | |
| 6,0 | 6,2 | 6,5 | 6,8 | 19,0 | 20,0 | 21,0 | 21,0 |
| 7,0 | 7,2 | 7,5 | 7,8 | 22,0 | 23,0 | 23,0 | 24,0 |
| 8,0 | 8,2 | 8,5 | 8,8 | 25,0 | 26,0 | 26,0 | 27,0 |
| 10,0 | 10,5 | 11,0 | 11,0 | 28,0 | 29,0 | 29,0 | 30,0 |
| 13,0 | 13,5 | 13,5 | 14,0 | 30,0 | 31,0 | 31,0 | 32,0 |
| 13,5 | 14,0 | 14,0 | 14,5 | 31,0 | 32,0 | 32,0 | 33,0 |
| 16,0 | 16,5 | 16,5 | 17,0 | 34,0 | 35,0 | 35,0 | 36,0 |
| 16,5 | 17,0 | 17,0 | 17,5 | 37,0 | 38,0 | 38,0 | 39,0 |

Товщину δ_1 накладок беруть залежно від товщини δ основного матеріалу деталей: $\delta_1 \approx 1,25\delta$ для однозрізних заклепок, тобто в швах з однією накладкою; $\delta_1 \approx (0,6 \dots 0,7) \delta$ для двозрізних заклепок, тобто в швах з двома накладками.

Рекомендується розміщувати заклепки так, щоб мати якомога меншу кількість отворів у небезпечних перерізах з'єднаних деталей.

Наприклад, при шаховому розміщенні заклепок ряд з найменшою кількістю заклепок треба робити першим від краю листа, оскільки в цьому перерізі виникає найбільша повздовжня сила, яка дорівнює зовнішній силі F .

Заклепки слід розміщувати симетрично відносно осі, яка проходить через центри ваги поперечних перерізів з'єднаних деталей. Якщо одна (або обидві) із з'єднаних деталей несиметрична, наприклад, куточок, то заклепки треба розміщувати якомога ближче до її осі.

Для з'єднання деталей заданої конструкції застосовують заклепки одного діаметра, причому менше двох заклепок не ставлять.

Допустимі напруження беруть за табл. 12.2 і 12.3. Під час з'єднання деталей із кольорових металів і сплавів або при з'єднанні фрикційних обкладок із пластмас, ДШП, або феродо з гальмовими колодками, або дисками і фрикційних муфт застосовують заклепки із сплавів кольорових металів.

Таблиця 12.2

Допустимі напруження на зріз $[\tau]_{зр}$ і зминання $[\sigma]_{зм}$ для заклепок міцних швів сталевих конструкцій із низьковуглецевих сталей, МПа

| Вид напруження | Обробка отвору | Матеріал заклепки – сталь | | Вид напруження | Обробка отвору | Матеріал заклепки – сталь | |
|----------------|----------------|---------------------------|-------|----------------|----------------|---------------------------|-------|
| | | Ст. 0 Ст. 2 | Ст. 3 | | | Ст. 0, Ст. 2 | Ст. 3 |
| Зріз | В | 140 | 140 | Зминання | В | 280 | 320 |
| Зріз | С | 100 | 100 | Зминання | С | 240 | 280 |

Примітка: 1. Позначення В – просвердлені отвори; С – отвори продавлені. 2. Для латуні і дюралюмінію допустимі напруження брати в 1,5 ... 2 рази менші, ніж для сталі Ст. 3.

Таблиця 12.3

Допустимі напруження для з'єднаних деталей конструкцій, МПа

| Вид напруження | Матеріал конструкцій – сталь | | |
|-----------------------------|------------------------------|-------|-------|
| | Ст. 0 | Ст. 2 | Ст. 3 |
| Розтяг, стискання, згинання | 140 | 140 | 160 |
| Зріз | | 90 | 100 |
| Зминання | | 210 | 240 |

13. ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

Зварювання – технологічний процес з'єднання деталей, який здійснюється при місцевому нагріванні стику деталей до розплавленого або пластичного стану їх із подальшим взаємним деформуванням.

Нині є багато різних способів з'єднання деталей зварюванням. Переважне використання знаходять такі способи:

- 1) ручне дугове зварювання металевим електродом;
- 2) автоматичне дугове зварювання металевим електродом під шаром флюсу;
- 3) електрошлакове зварювання;
- 4) контактне зварювання – стикове, шовне та точкове.

Перші три способи належать до зварювання плавленням, а останній – до зварювання, що здійснюється деформуванням нагрітого до пластичного стану матеріалу деталей, які підлягають з'єднанню.

Крім розглянутих вище, широко використовують спеціальні способи зварювання в середовищі інертних газів (аргону, гелію) для з'єднання деталей із високолегованих сталей різних сплавів та кольорових металів. Ті самі матеріали, а також тугоплавкі метали і неметалеві матеріали, наприклад, кераміка, зварюються у вакуумних камерах електронним променем або дифузійним зварюванням.

Зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань, оскільки вони наближають з'єднані деталі до цілісних.

Основними перевагами зварних з'єднань є такі:

- відсутність додаткових з'єднуючих елементів;
- рівномірність шва щодо елементів деталей;
- економія матеріалу та зменшення маси виробів;
- висока продуктивність та простота процесу зварювання.

До недоліків зварних з'єднань належать: поява температурних напружень і пов'язана з цим деформація деталей після зварювання; значна концентрація напружень в області зварних швів; знижена стійкість проти корозії та ін.

Розрізняють такі основні види зварних з'єднань: стикові, напускні, таврові та кутові.

Стикове з'єднання утворюється за допомогою дугового або контактної зварювання. Таке з'єднання виконується стиковим зварним швом. Форми підготовки кромки деталей зображено на рис. 13.1. Зварні стикові з'єднання бувають з прямим, косим та кільцевим швами.

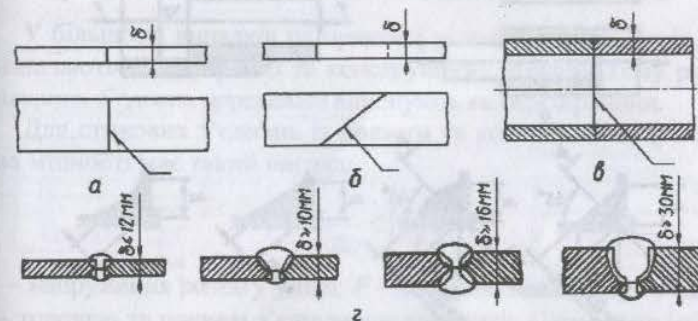


Рис. 13.1. Стикові зварні з'єднання деталей

Напускні з'єднання виконують за допомогою кутових швів. Залежно від розміщення шва відносно лінії сили F кутові шви називаються лобовими (рис. 13.2, а), фланговими (рис. 13.2, б), комбінованими (рис. 13.2, в) і кільцевими (рис. 13.2, г).

Форма поперечного перерізу кутових швів може бути нормальною (рис. 13.2, д), випуклою (рис. 13.2, е) або поліпшеною (рис. 13.2, є, ж). Катет зварного шва K треба брати $K \leq \delta$, але не менш ніж 3 мм при товщині з'єднаних елементів деталей $\delta \geq 9$. Розрахункову висоту m – кутового шва беруть таку, що вона дорівнює висоті перерізу по бісектрисі А-А. До того ж для всіх форм перерізу швів умовно

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

Довжина лобових швів $l_{\text{л}}$ не обмежується, а довжина флангових швів $l_{\text{ф}}$ не повинна бути більш ніж $50 K$.

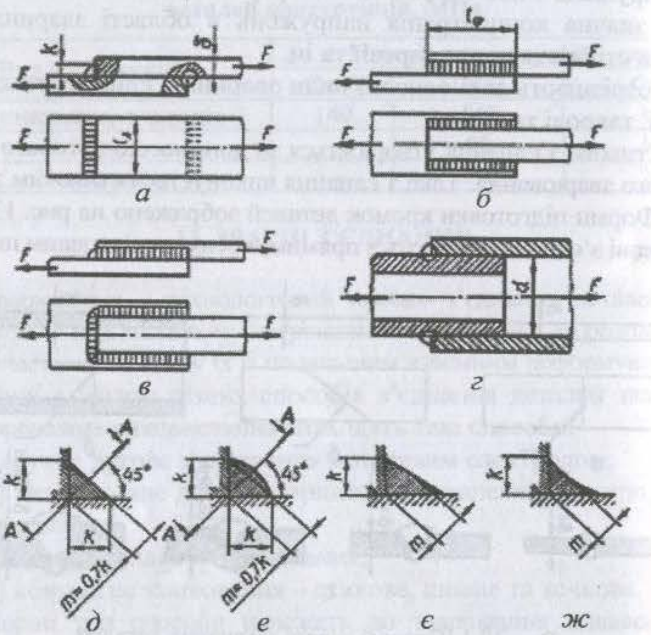


Рис. 13.2. Зварні напускові з'єднання та форми кутових швів

Таврове з'єднання використовують при розміщенні з'єднуваних деталей у взаємно перпендикулярних площинах (рис. 13.3), катет K кутових швів не повинен бути більше ніж $1,2\delta$, де δ – найменша товщина зварюваних деталей.

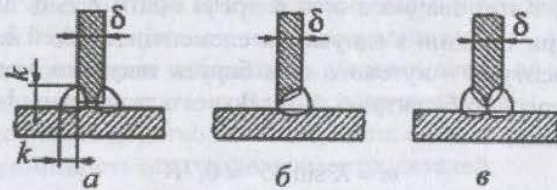


Рис. 13.3. Таврові зварні з'єднання

Кутове з'єднання у більшості випадків є малонавантажене і використовується для забезпечення щільності (рис. 13.4).

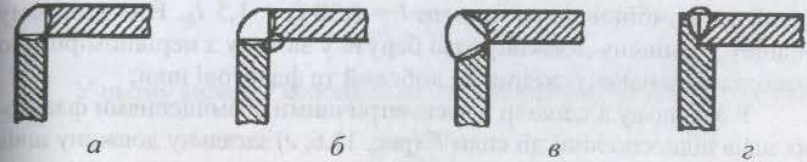


Рис. 13.4. Кутові зварні з'єднання

Розрахунок зварних з'єднань на міцність

У більшості випадків на практиці розміри зварних швів та тип їх визначаються за формою та конструкцією деталей. Тому розрахунок зварних з'єднань переважно виконують як перевірочний.

Для стикових з'єднань із прямим та косим швами (рис. 13.5) умова міцності має такий вигляд:

$$\sigma = \frac{F}{\delta b} \leq [\sigma]',$$

де σ – напруження розтягу у шві; F – сила, що навантажує з'єднання; δ, b – товщина та ширина з'єднуваних елементів відповідно; $[\sigma]'$ – допустиме напруження розтягу стикового зварного з'єднання.

Для напускових з'єднань (рис. 13.6, а, б, в) умова міцності швів має такий вигляд:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{F}{0,7Kl} \leq [\tau]_{\text{зр}}',$$

де $\tau_{\text{зр}}$ – розрахункове напруження зрізу; F – сила, що навантажує з'єднання; K – катет кутового шва; l – довжина швів; $[\tau]_{\text{зр}}'$ – допустиме напруження зрізу.

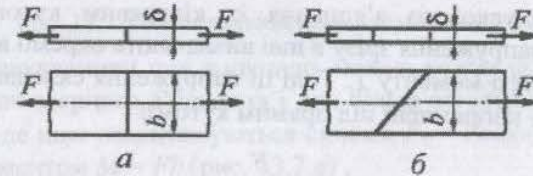


Рис. 13.5. Схеми стикових зварних з'єднань

Для з'єднань із кількома швами за розмір l беруть сумарну довжину швів, наприклад, для напускового з'єднання фланговими швами $l = 2l_{\phi}$, для з'єднання лобовими швами $l = 2l_n$, а для з'єднання комбінованими швами $l = 0,28 l_n + 1,5 l_{\phi}$. В останньому випадку зменшену довжину шва беруть у зв'язку з нерівномірністю розподілення навантаження на лобовий та флангові шви.

У зварному з'єднанні з несиметричними розміщеннями флангових швів відносно лінії дії сили F (рис. 13.6, з) загальну довжину швів $l = l_{\phi 1} + l_{\phi 2}$ визначають за умовою міцності. Тоді $l_{\phi 1}$ та $l_{\phi 2}$ беруть відповідно до тих часток сили F , що припадають на окремі шви:

$$l_{\phi 1} = \frac{l_{e_2}}{e_1 + e_2}, \quad l_{\phi 2} = \frac{l_{e_1}}{e_1 + e_2}.$$

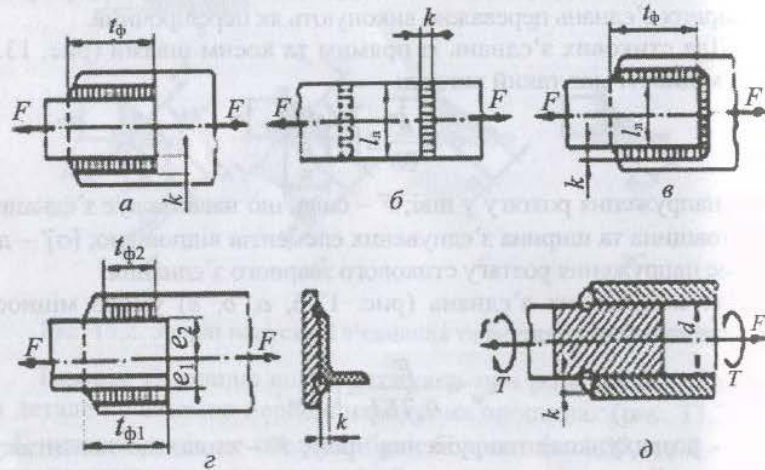


Рис. 13.6. Схеми зварних напускових з'єднань

Для напускового з'єднання із кільцевим кутовим швом (рис. 13.6, д) напруження зрізу в шві визначають окремо від сили F і від обертового моменту T . Тоді ці напруження складають геометрично (τ_F і τ_T напрямлені під прямим кутом):

$$\tau_F = \frac{F}{0,7K\pi d};$$

$$\tau_T = \frac{F_t}{A} = \frac{2T}{0,7K\pi d^2};$$

$$\tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2} \leq [\tau]'$$

У цьому випадку колова сила на шов від обертового моменту

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

а площа зрізу шва $A = 0,7K\pi d$.

Якщо з'єднання навантажене моментом (рис. 13.7, а), то напруження у швах розподіляється по їхній довжині нерівномірно і напрямком їх різний. Для порівняно коротких швів (рис. 13.7, б), розповсюджених на практиці, наближено можна припустити, що напруження зрізу розподіляються вздовж швів рівномірно і спричиняються дією на кожний шов сили $F = M/b$. Тоді наближена умова міцності з'єднання може бути записана у вигляді

$$\tau_M = \frac{M}{0,7Klb} \leq [\tau]_{sp}'.$$

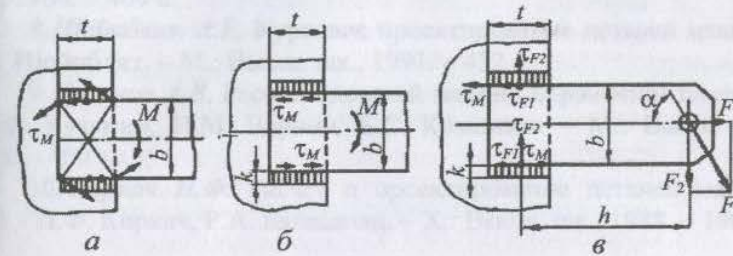


Рис. 13.7. Схеми навантажень напускових з'єднань

З урахуванням цих допущень можна розглядати наближений розрахунок зварного з'єднання і для більш загальної схеми навантаження, де шви навантажуються силами $F_1 = F \cos \alpha$, $F_2 = F \sin \alpha$, а також моментом $M = Fh$ (рис. 13.7, в).

У цьому разі навантаженням є верхній шов, для якого умова міцності має вигляд

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F1} + \tau_M)^2 + \tau_{F2}^2} \leq [\tau]',$$

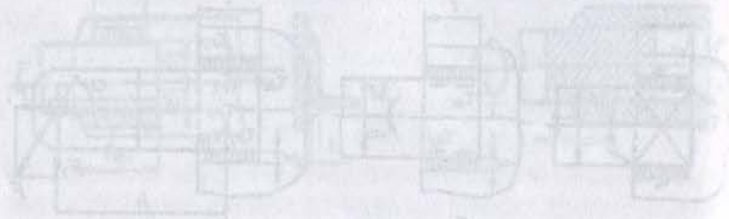
де складові напружень зрізу визначають відповідно за формулами:

$$\tau_{F1} = \frac{F_1}{2 \cdot 0,7Kl};$$

$$\tau_{F2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7Kl};$$

$$\tau_M = \frac{M}{0,7Klb}.$$

У цьому разі більш навантаженням є верхній шов (напрямок напружень на рис. 13.7,в показано стрілками).



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основний

1. *Іванов М.Н.* Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
2. *Чернілевський Д.В.* Технічна механіка. Кн. 4. Деталі машин / Д.В. Чернілевський, В.С. Павленко, М.В. Любін. – К.: НМК ВО, 1992. – 360 с.
3. *Павлище В.Т.* Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В.Т. Павлище. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.
4. *Основи конструювання.* / В.М. Павлов, Г.М. Борозенець, О.В. Голубничій [та ін.]. – К.: НАУ, 2006. – 40 с.
5. *Баласанян Р.А.* Атлас деталей машин / Р.А. Баласанян. – Х.: Основа, 1996. – 378 с.
6. *Деталі машин: лабораторний практикум* / уклад.: В.М. Павлов, Г.М. Борозенець, О.В. Голубничій [та ін.]. – К.: НАУ, 2006. – 48 с.

Додатковий

7. *Чернавский С.А.* Курсовое проектирование деталей машин. / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.И. Черник. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.
8. *Шейнблит А.Е.* Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
9. *Кузьмин А.В.* Расчеты деталей машин: справочное пособие. / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – М.: Высш. шк., 1986. – 400 с.
10. *Киркач Н.Ф.* Расчет и проектирование деталей машин. Ч. II. / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – Х.: Высш. шк., 1988. – 140 с.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП | 3 |
| Частина I. Механічні передачі | 8 |
| 1. зубчасті передачі | 10 |
| 1.1. Загальні відомості..... | 10 |
| 1.2. Геометрія евольвентного зачеплення..... | 11 |
| 1.3. Кінематика і статика зубчастої передачі..... | 14 |
| 1.4. Критерії працездатності і розрахунку..... | 16 |
| 1.5. Розрахункове навантаження..... | 18 |
| 1.6. Матеріали зубчастих коліс і термооброблення..... | 21 |
| 1.7. Визначення допустимих напружень..... | 23 |
| 1.8. Розрахунок контактних напружень..... | 28 |
| 1.9. Визначення модуля і кількості зубців..... | 31 |
| 2. Черв'ячні передачі | 43 |
| 2.1. Загальні відомості..... | 43 |
| 2.2. Геометрія черв'ячних передач..... | 44 |
| 2.3. Кінематика і статика черв'ячної передачі..... | 46 |
| 2.4. Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі..... | 48 |
| 2.5. Основні критерії працездатності і розрахунку на міцність..... | 49 |
| 2.6. Матеріали і допустимі напруження..... | 50 |
| 2.7. Розрахунок на міцність за контактними напруженнями черв'ячної передачі..... | 51 |
| 2.8. Розрахунок на міцність за напруженнями згину..... | 53 |
| 2.9. Тепловий розрахунок, охолодження і змашування передач..... | 54 |
| 3. Планетарні зубчасті передачі | 56 |
| 3.1. Загальні відомості і силовий розрахунок..... | 56 |
| 3.2. Розрахунок на міцність планетарних передач..... | 56 |
| 4. Пасові передачі | 57 |
| 4.1. Загальні відомості..... | 57 |
| 4.2. Основи розрахунку пасових передач..... | 58 |
| 4.3. Плоскопасова передача..... | 66 |
| 4.4. Клинопасова передача..... | 67 |
| 5. Ланцюгові передачі | 68 |
| 5.1. Загальні відомості..... | 68 |
| 5.2. Основні характеристики ланцюгової передачі..... | 69 |
| 5.3. Конструкція основних елементів..... | 71 |
| 5.4. Сили в ланцюговій передачі..... | 73 |
| 5.5. Критерії працездатності і розрахунку..... | 73 |
| 5.6. Практичний розрахунок ланцюгової передачі..... | 74 |

| | |
|--|-----|
| Частина II. Деталі, що обслуговують обертальний рух | 76 |
| 6. Осі та вали | 76 |
| 6.1. Загальні відомості..... | 76 |
| 6.2. Проектний розрахунок валів..... | 77 |
| 6.3. Розрахунок валів на статичну міцність..... | 81 |
| 6.4. Розрахунок валів міцність від втоми..... | 83 |
| 6.5. Розрахунок валів на жорсткість..... | 86 |
| 6.6. Розрахунок осей на міцність..... | 86 |
| 7. Підшипники | 88 |
| 7.1. Призначення і класифікація..... | 88 |
| 7.2. Загальні відомості про підшипники ковзання..... | 88 |
| 7.3. Практичний розрахунок підшипників ковзання..... | 89 |
| 7.4. Загальні відомості та класифікація підшипників кочення..... | 90 |
| 7.5. Практичний розрахунок (вибір) підшипників кочення..... | 93 |
| 8. Муфти приводів | 98 |
| 8.1. Призначення, класифікація та вибір муфт..... | 98 |
| 8.2. Некеровані муфти..... | 99 |
| 8.3. Керовані муфти..... | 102 |
| 8.4. Самокеровані та комбіновані муфти..... | 104 |
| 8.5. Обгінні муфти..... | 106 |
| 8.6. Комбіновані муфти..... | 108 |
| Частина III. З'єднання деталей машин | 109 |
| 9. Різьбові з'єднання | 109 |
| 9.1. Загальні відомості..... | 109 |
| 9.2. Кріпильні різьби та їхні основні параметри..... | 110 |
| 9.3. Елементи теорії гвинтової пари. Залежність між силами..... | 111 |
| 9.4. Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари..... | 112 |
| 9.5. Момент загвинчування..... | 112 |
| 9.6. Стопоріння різьбових з'єднань..... | 113 |
| 9.7. Матеріали різьбових з'єднань..... | 115 |
| 9.8. Розрахунок на міцність різьбових з'єднань..... | 116 |
| 10. Шпонкові з'єднання | 128 |
| 11. Шліцьові (зубчасті) з'єднання | 133 |
| 12. Заклепкові з'єднання | 136 |
| 13. Зварні з'єднання | 142 |
| Список літератури | 149 |

Навчальне видання

ПАВЛОВ Віктор Миколайович
КРИЖАНОВСЬКИЙ Андрій Станіславович
БОРОЗЕНЕЦЬ Григорій Михайлович
БАБЕНКО Євгеній Михайлович
ГОЛУБНИЧІЙ Олександр Васильович

ДЕТАЛІ МАШИН

Конспект лекцій

Технічний редактор *А.І. Лавринович*
Коректор *О.О. Крись*
Комп'ютерна верстка *В.В. Мішкур*

Підп. до друку 25.03.08. Формат 60x84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 8,83. Обл.-вид. арк. 9,5.
Тираж 100 пр. Замовлення № 57-1. Вид. № 22Л.

Видавництво НАУ
03680. Київ-680, проспект Космонавта Комарова, 1

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002