

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

А. В. Гайдамака

Деталі машин. Основи теорії та розрахунків

Навчальний посібник для студентів
машинобудівних спеціальностей
усіх форм навчання

Рекомендовано Вченою радою НТУ «ХПІ»

Харків
НТУ «ХПІ»
2020

УДК 621.81 (075.8)

Г14

Рецензенти:

Мороз Володимир Ілліч, д-р техн. наук, проф., Український державний університет залізничного транспорту;

Назін Володимир Йосипович, д-р техн. наук, доц., Національний аерокосмічний університет ім. Н. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут».

Рекомендовано Вченою радою НТУ «ХПІ» як навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання, протокол № 7 від 05.07.2019 року.

Гайдамака А. В.

Г14 Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.

Навчальний посібник містить стислий виклад необхідних теоретичних положень щодо запланованих тем навчальної програми з деталей машин, а також приклади розв'язків завдань. Порядок викладання матеріалу прийнятий таким чином, щоб найбільш чітко проявилася органічна єдність розділів дисципліни.

Призначено для студентів денної та заочної форм навчання машинобудівних спеціальностей.

Іл. 202. Табл. 5. Бібліогр.: 23 назв.

УДК 621.81 (075.8)

ISBN

© А. В. Гайдамака, 2020

© НТУ «ХПІ», 2020

Передмова

Викладачам деталей машин добре відомі труднощі, з якими зустрічаються студенти й, особливо, студенти-заочники при засвоєнні цього навчального курсу. Допомогти їм опанувати дисципліну «Деталі машин» з мінімальними витратами часу на консультації з викладачем, на думку автора, може цей навчальний посібник. Зазначене обумовило порядок, структуру та акценти викладення навчального матеріалу.

Порівняно з відомими підручниками [1–8] черговість розділів з вивчення курсу деталей машин змінено, по-перше, з метою прискорення підготовки до виконання курсового проєкту і, по-друге, для більш виразної ілюстрації взаємозв'язку розрахунків деталей передаточних механізмів, деталей, які обслуговують обертальний рух, деталей з'єднань. Послідовність викладення теоретичного матеріалу деталей машин підпорядкована задачам виконання етапів курсового проєктування. Для практичного засвоєння основ теорії кожний розділ завершується прикладом розрахунку, який є складовою частиною однієї з двох комплексних робіт проєктування приводу технологічних машин з механічними передачами. Приклад розрахунку деталей приводу з одноступеневим зубчастим редуктором стрічкового конвеєра може бути корисний студентам немашинобудівних напрямів підготовки, приклад розрахунку приводу з двоступеневим зубчастим редуктором того ж конвеєра – студентам машинобудівних спеціальностей. При розробці зазначених прикладів із всіма передачами гнучким зв'язком і зубчастих передач, валів та підшипників і з'єднань деталей, автор спирався на енциклопедію з машинобудування [9], довідники [10–13], навчальні посібники [14, 15], спеціальну літературу [16,17], стандарти (див. додаток). Основна увага при викладенні програмних питань приділяється поясненню фізичної сутності явищ та процесів у деталях і вузлах, ілюстрації характерних видів пошкоджень, встановленню їх зв'язку з умовами роботи, обґрунтуванню інженерних методів розрахунку.

Навчальний посібник написаний за програмою курсу «Деталі машин» для машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання, відповідає змісту лекцій, які автор читає в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут», і віддзеркалює багаторічний досвід кафедри деталей машин та мехатронних систем [18–23].

Автор вдячний рецензентам рукопису – д-ру техн. наук, проф., Морозу Володимирі Іллічу і д-ру техн. наук, доц. Назіну Володимирі Йосиповичу, а також к-ту техн. наук, проф. Музикіну Юрію Дмитровичу за корисні пропозиції та зауваження.

Вступ

Основою промисловості будь-якої країни є машинобудування. Якість машин закладається на етапі *проектування*, реалізується у виробництві, а проявляється в експлуатації. Тому майбутні інженерно-технічні працівники мають опанувати знання сучасних методів створення машин. Саме курс «Деталі машин» призначений для вивчення і практичного засвоєння методів розрахунку та конструювання деталей, їх з'єднань і вузлів, які використовуються у переважній більшості сучасних машин.

Курс «Деталі машин» є однією з фундаментальних дисциплін у підготовці бакалавра-машинобудівника. Отримані знання та практичні навички з цієї дисципліни дозволяють не тільки успішно виконати дипломний проєкт, але і розпочати роботи у виробництві.

Засвоєння курсу базується на *знаннях, вміннях і навичках*, які отримані під час вивчення вищої математики, фізики, нарисної геометрії, інженерної та комп'ютерної графіки, теоретичної механіки, теорії машин та механізмів, опору матеріалів, технології конструкційних матеріалів.

За результатами вивчення дисципліни «Деталі машин» студенти повинні *знати* конструкції, характерні види пошкоджень і методи розрахунків деталей; *вміти* оцінювати працездатність деталей і конструювати вузли; *володіти* навичками роботи із сучасною обчислювальною технікою.

Курс «Деталі машин» завершує цикл загально-технічних дисциплін і дозволяє розпочати вивчення спеціальних курсів на базі засвоєних підходів до проектування деталей машин загальномашинобудівного призначення. Науково-технічні дослідження з найбільш загальних питань, що пов'язані з машинобудуванням, незалежно від галузі приналежності і цільового призначення машин спрямовані на удосконалення методів проектування. Розвиток методів розрахунку деталей машин дозволяє зменшити витрати матеріалу та вартість виготовлення, підвищує надійність, забезпечує енергозбереження та конкурентоспроможність.

Розділ 1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ КУРСУ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. Відомості про складові елементи машин

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

Деталі, які використовують у певних машинах, належать до деталей спеціального призначення. Приклади: лопатки турбін, канати, колінчасті вали та інші.

Деталі, що зустрічаються майже в усіх машинах, називають деталями загального призначення. Приклади: гайки, шпонки, зубчасті колеса, підшипники та інші. Ці деталі є об'єктом вивчення дисципліни «Деталі машин». Деталі загального призначення використовують в машинобудуванні у великих кількостях (сучасний літак має близько 400 тис. болтів і 1 млн заклепок).

Деталі загального призначення умовно поділяють на основні групи:

- деталі з'єднань (нарізні, шпонкові, шліцьові, зварні, клепкові);
- деталі механічних передач (пасові, ланцюгові, зубчасті, черв'ячні);
- деталі, що обслуговують обертальний рух (вали, муфти, підшипники);
- деталі корпусні, допоміжні і пружні (корпуси, кришки, пружини).

Деталі утворюють складальні одиниці або вузли.

Вузол – велика складальна одиниця з декількох деталей, з'єднаних на підприємстві за допомогою складальних операцій (згинчування, зварювання) і призначених для спільної роботи. Приклади: редуктор, фундаментна рама, підшипниковий вузол та інші.

Деякі вузли одночасно є механізмами.

Механізм – сукупність взаємопов'язаних деталей, яка припускає їх відносний рух і призначається для довготривалого перетворення руху однієї (чи декількох) деталей в певний рух решти деталей. Приклади: передача гнучким зв'язком, муфта, редуктор та інші.

Машина – технічний об’єкт, що здійснює корисну роботу з метою підвищення продуктивності праці. За характером виконання роботи машини умовно поділяють на три групи: *робочі (технологічні, транспортні), енергетичні, інформаційні*.

Структуру довільної технологічної (комбайни, прокатні стани, верстати) чи транспортної (автомобілі, крани, конвеєри) машини можна подати у вигляді схеми (рис. 1.1).

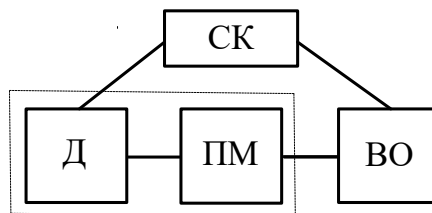


Рис.1.1. Структурна схема довільної технологічної чи транспортної машини:
Д – двигун; ПМ – передавальний механізм; ВО – виконавчий орган; СК – система керування

Двигун – джерело енергії; *передавальний механізм* – сукупність деталей, що передає рух, перетворює його вигляд чи параметри; *виконавчий орган* – сукупність деталей, що змінює форму (розміри) тіл, переміщує їх у просторі; система керування – сукупність пристроїв, що відслідковує і задає режим роботи складовим частинам машини. Двигун та передавальний механізм (механічна, гідравлічна, пневматична передачі) утворюють *привід* машини – пристрій для приведення в дію виконавчого органа машини.

В курсі «Деталі машин» вивчають приводи з механічними передачами (рис. 1.2), які є основними передавальними механізмами в промисловості й основними споживачами електричної енергії.



Рис.1.2. Приводи з механічними передачами для конвеєрів:
а – стрічкового (плоскопасового); б – ланцюгового

При виконанні курсового проєкту з деталей машин вибір механічних передач приводу не виконується: його кінематична схема задається у завданні.

1.2. Проєктування: основні поняття

Розробка машин базується на вимогах до їх якості. *Якість* – сукупність властивостей об’єкта, що проявляються при його застосуванні за призначенням. Згідно з ДСТУ Б А.1.1-11-94, якість промислової продукції оцінюють за показниками – кількісними характеристиками однієї чи декількох її властивостей. Деталі машин повинні задовольняти двом основним групам показників якості – *технічним* та *економічним* (рис. 1.3).

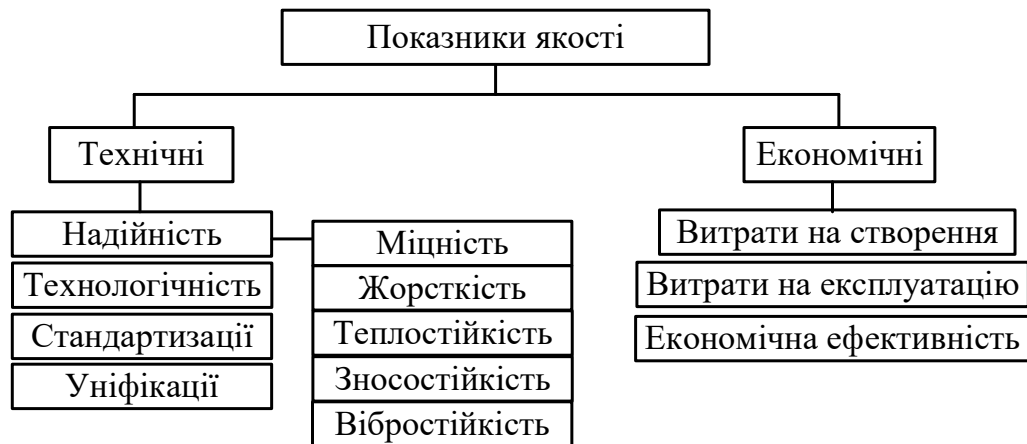


Рис.1.3. Технічні та економічні показники якості

Часто якість об’єктів машинобудування характеризують *технічним рівнем*. *Технічний рівень* об’єкта машинобудування – відносна характеристика якості, що віддзеркалює технічну досконалість, яку визначають порівнянням значень показників якості об’єкта оцінювання з базовими значеннями кращих зразків техніки.

Найважливішою характеристикою технічного показника якості є надійність. *Надійність* – це властивість деталі зберігати працездатність протягом заданого часу. *Працездатність* – це стан деталі, при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами технічної документації. Розрахунки працездатності деталей за певними критеріями є предметом

вивчення дисципліни «Деталі машин». Необхідний рівень надійності деталі закладається спеціальними розрахунками, які в курсі «Деталі машин» не викладаються.

Економічними називаються деталі, що потребують мінімальної витрати праці, коштів та часу на *проектування*, виготовлення й експлуатацію. Витрати у виробництві визначаються *технологічністю* виробу, яка забезпечується підбором простих поверхонь, використанням матеріалів та засобів безвідходного виробництва, *взаємозамінністю*, *стандартизацією*, *уніфікацією* та *агрегативним*. Взаємозамінність – властивість незалежно виготовлених деталей займати свої місця в машині без додаткової обробки і виконувати задані функції згідно з технічними вимогами. Стандартизація – діяльність по забезпеченню одноманітності та якості технічних об'єктів за рахунок використання стандартів на проектування, виготовлення й експлуатацію. Уніфікація – метод стандартизації, який передбачає приведення об'єктів до однотипності на основі встановлення раціонального числа їх різновидів. Агрегативність – метод проектування, виготовлення і монтажу по створенню різноманітної номенклатури виробів шляхом комбонування їх зі стандартних.

Основні вимоги до конструкцій деталей машин – вихідна інформація для їх створення, яке здійснюється шляхом проектування. Проектування являє собою пошук науково обґрунтованих, технічно здійснених та економічно доцільних інженерних рішень для елементів машин на основі ДСТУ ГОСТ 2.001:2006. Отримані інженерні рішення подаються у вигляді технічної документації (проекту), яка аналізується, коректується і приймається як основа для подальшого опрацювання.

Проектування може здійснюватися за традиційним і автоматизованим підходами. Традиційне проектування (проектування без застосування обчислювальної техніки) передбачає розробку етапів, які показані на рис. 1.4.



Рис.1.4. Етапи традиційного підходу до проєктування

Технічне завдання (перший етап проєктування) – первинний основоположний документ, який включає найменування та визначення сфери застосування, обґрунтування розробки, мету і завдання, джерело розробки, технічні вимоги, економічні показники. *Технічна пропозиція* (другий етап проєктування) включає уточнення й аналіз технічного рішення, підбір матеріалів, пошук і оцінку можливих варіантів, затвердження проєкту. *В ескізному проєкті* (третій етап проєктування) проводиться відбір і конструкторське опрацювання найкращого варіанта до рівня принципових рішень з уявою про будову та принцип функціонування. *Технічний проєкт* (четвертий етап проєктування) має більш повно визначати конструкцію, що проєктується, з остаточними техніко-економічними розрахунками. Створення *робочої документації* (схеми, креслення, пояснювальна записка, специфікації) конкретної конструкції деталі (п'ятий етап проєктування), вузла, машини називається *конструюванням*. Конструювання базується на результатах проєктування, уточнює всі інженерні рішення для деталі – вибраний матеріал, розміри, особливості макро- та мікрогеометрії і призначається для виготовлення дослідного зразка, встановлювальних серій та серійного чи масового виробництва.

Всі етапи розробки застосовують, як правило, до нової техніки, де вперше реалізуються наукові і прикладні дослідження для конструкцій чи технологічних процесів на базі відкриттів та винаходів, що забезпечують підвищені техніко-економічні показники. У практиці покращення відомих технічних об'єктів, переважно за рахунок удосконалення принципу їх роботи, деякі етапи проєктування можуть бути об'єднані або скорочені

залежно від ступеня новизни і складності об'єкта, обсягу і програми виробництва.

Конструювання на рівні курсового проєкту з дисципліни «Деталі машин» виконується, як правило, за прототипом: студент розглядає відомі конструктивні рішення (аналоги) і вибирає прототип, тобто найбільш близьке до завдання. В процесі конструювання студент повинен покращити прототип.

Розрахунки працездатності деталей машин за *критеріями* виконують у два етапи: проєктний та перевірний. *Проєктний* – попередній розрахунок за основним критерієм працездатності з використанням спрощеної методики для вибору матеріалу і визначення основних розмірів деталі. За результатами проєктного розрахунку розробляють ескізний варіант конструкції деталі. Уточнення ескізного варіанта конструкції здійснюють *перевірним* розрахунком за потрібними (одним чи двома) критеріями працездатності на основі найбільш удосконаленої методики розрахунку. Після цих розрахунків виконують креслення деталі, де проставлені розміри і допуски на їх виготовлення, необхідні дані про макро- і мікрогеометрію (форми поверхонь, взаємне відхилення поверхонь, профіль поверхні).

Натепер важко уявити сучасне промислове підприємство без комп'ютерів і спеціальних програм, призначених для розробки конструкторської та технологічної документації. Перехід на проектування із застосуванням *комп'ютерних технологій* дозволяє істотно скоротити терміни розробки документації та прискорити виробництво нових виробів. Одночасно підвищується якість як конструкторських розробок, так і виготовленої продукції.

Автоматизоване проектування технічних систем (CAD / CAM / CAE-системи) є однією з галузей знань, що останнім часом найбільш інтенсивно розвиваються. Сучасні системи *твердотільного моделювання* (3D моделювання) механічних об'єктів являють собою найбільш важливі розробки в області нових технологій по автоматизації діяльності інженерів. 3D модель дозволяє більш наочно, ніж креслення (2D модель), показати всі

особливості виробу, проводити аналіз кінематики, міцності, ресурсу, економічної доцільності, виконати *оптимізацію* конструкції.

За функціональними можливостями автоматизоване проектування технічних систем для машинобудування умовно поділяють на три рівні. Нижній дозволяє отримувати креслення за допомогою, наприклад КОМПАС-Графік або AutoCAD. Середній рівень дозволяє, наприклад за допомогою COMPAS-3D або Solid Works, додатково створювати тривимірні параметричні 3D моделі і виконувати перевірочні розрахунки деталей. Верхній рівень забезпечує потреби практично всіх етапів проектування, наприклад за допомогою Pro Engineer, від розробки виробів і оснастки. При вивченні студентами дисципліни «Деталі машин» з основами автоматизованого проектування слід орієнтуватися на 3D моделі нижнього і середнього рівнів.

При проектуванні редуктора вихідними даними для розрахунків служать три параметри: крутний момент веденого валу, його кутова швидкість і передавальне число редуктора (деякі параметри перед побудовою можна змінити, наприклад число зубів шестерні, кут нахилу зубів). Програма самостійно: визначить геометричні характеристики, проведе перевірочні розрахунки, підбере підшипники і шпонки, виконає компоновку редуктора. Після цього бібліотека готова до формування 3D-моделі.

Підготовлене програмне забезпечення дозволяє студенту побудувати всі деталі і складальні одиниці, що входять в редуктор, і створити складання редуктора. Отже, робота зі створення громіздких трьохвимірних моделей перетворюється в захоплюючу гру на зразок конструктора. Адже велика частина рутинної роботи буде швидко виконуватися за допомогою програмних модулів, які підключаються до роботи за вимогою користувача.

1.3. Механічні навантаження

Навантаження деталей можуть бути спричинені фізичними процесами різної природи: механічною взаємодією, температурою,

хімічними перетвореннями, випромінюванням. Спрощена класифікація навантажень, що обумовлені механічною взаємодією деталей, подана схемою на рис. 1.6.

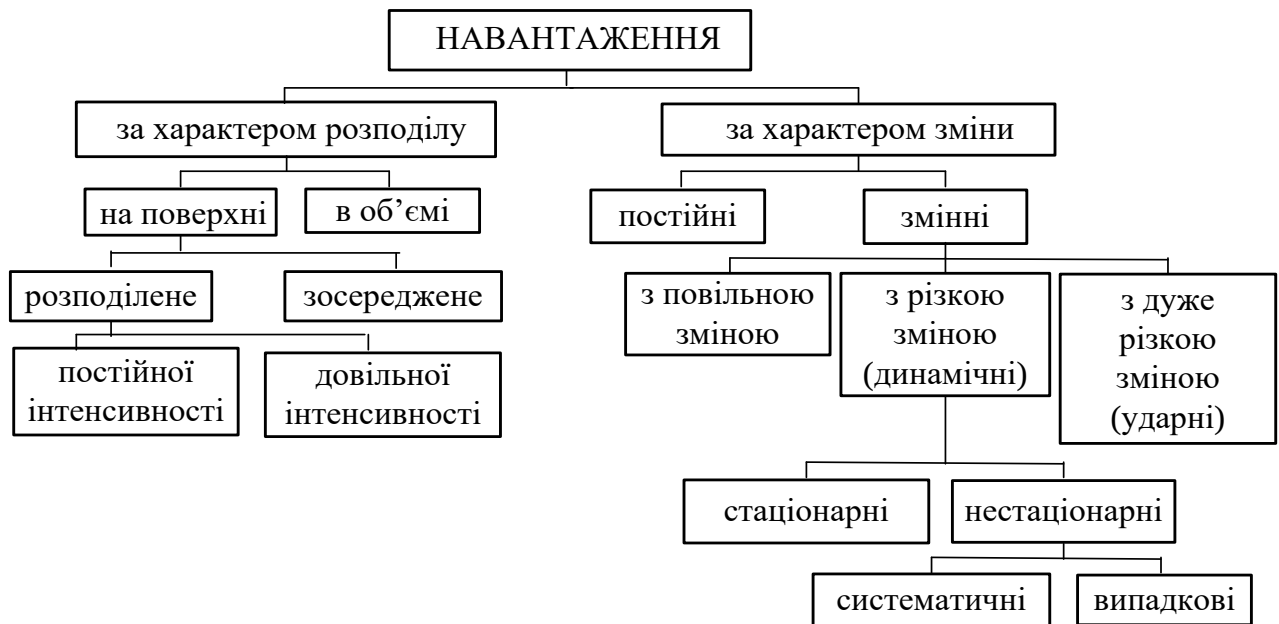


Рис. 1.6. Класифікація навантажень, що обумовлені механічною взаємодією деталей

Навантаження розподілене на поверхні, якщо воно діє на ділянці поверхні, спільномірній з габаритними розмірами деталі. Розподілені навантаження зустрічаються, наприклад, у пресових з'єднаннях, фрикційних передачах; зосереджені – у кулькових підшипниках.

Навантаження, що розподілене в об'ємі, пов'язане з масою деталі і проявляється у вигляді сил ваги чи сил інерції.

Взагалі *постійні навантаження* F (сила) або T (момент) – навантаження з незмінним рівнем амплітуди діючої сили або зі змінним рівнем 1 у межах 20 % від номінального 2 (рис.1.7).

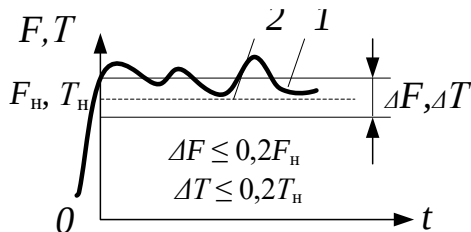


Рис. 1.7. Графік зміни навантаження, яке умовно вважається постійним

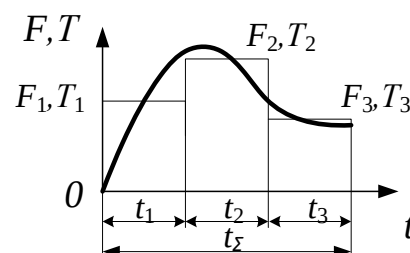


Рис. 1.8. Циклограма зміни навантаження і його апроксимація гладкою кривою

У розрахунках деталей машин при *повільно змінному навантаженні* не враховують сили (моменти) інерції, а саме: навантаження подають як східчасто-змінне з постійним рівнем на кожному ступені (рис. 1.8). Такі навантаження можуть бути спричинені, наприклад, зміною режиму роботи (гальмування, реверсування) або нерівномірністю робочого процесу (стругання).

Навантаження, що викликає повторно-змінний або випадковий характер зміни амплітуди та частоти напружень σ у деталі, називають *динамічним*. Якщо параметри циклу (σ_a - амплітудне напруження, σ_m - середнє напруження, $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ - коефіцієнт асиметрії циклу) не змінюються впродовж навантаження, то таке навантаження називають *стаціонарним* або *регулярним* (рис. 1.9), у противному разі – *нестабілізованим* або *нерегулярним*. Наприклад, нарізні з'єднання двигунів внутрішнього згоряння знаходяться у режимі стаціонарного динамічного навантаження.

Якщо параметри циклу (напруження σ , число циклів навантажень N), наприклад пульсуючого ($r = 0$), змінюються повільно (східчасто), то режим навантаження – *нестабілізований систематичний* (рис. 1.10), у противному разі – *нестабілізований несистематичний* чи *випадковий* (рис. 1.11, а).

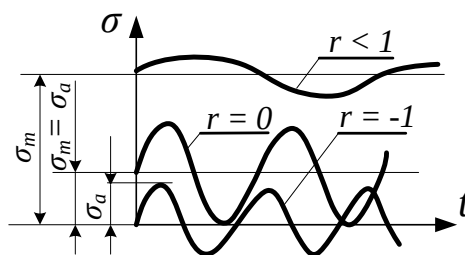


Рис. 1.9. Види циклів стаціонарного навантаження

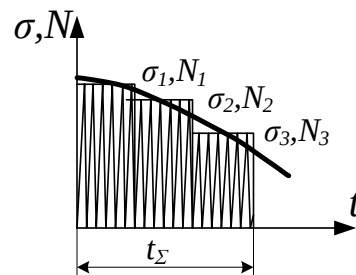


Рис. 1.10. Нестабілізоване систематичне навантаження

Перший режим навантаження характерний, наприклад, для валів редукторів, зубчастих передач та підшипників кочення; другий – для осей транспортних засобів (автомобілів, вагонів), механізмів вантажопідійомних машин.

Короткочасне (при $t \rightarrow 0$) навантаження з дуже різким збільшенням амплітуди називають *ударним* (рис. 1.11, б). Такі навантаження характерні для механізмів зі щілинами між деталями (ланцюгові і зубчасті передачі).

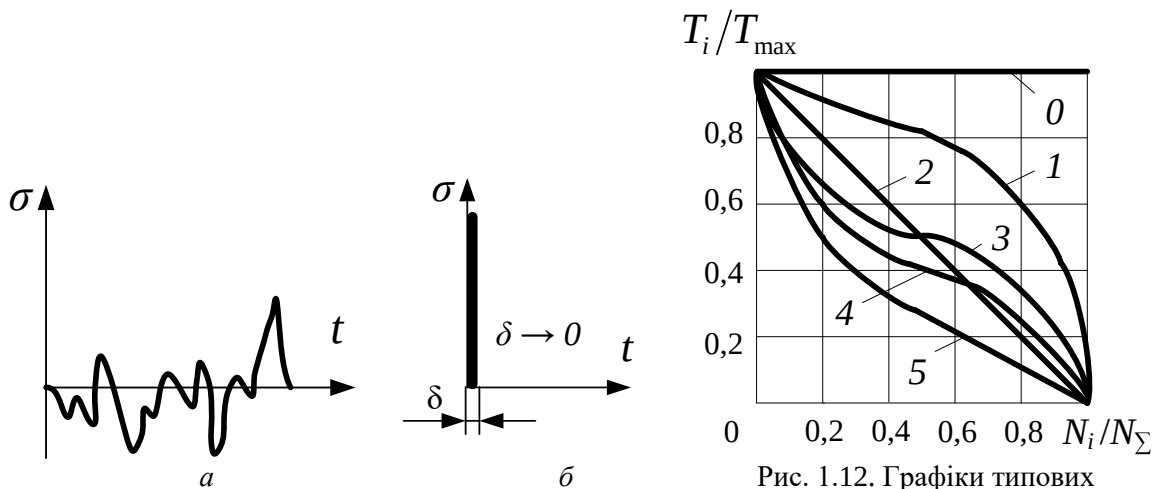


Рис. 1.11. Нестационарне (а) і ударне (б) навантаження

Рис. 1.12. Графіки типових режимів навантаження

Статистичний аналіз умов роботи різних машин показує, що всю множину циклограм зміни їх навантажень можна подати шістьма типовими режимами (рис. 1.12) згідно з ГОСТ 21354-87: 0 – постійний; 1 – важкий; 2 – середній рівноймовірний; 3 – середній нормальний; 4 – легкий; 5 – особливо легкий. Типові режими навантаження побудовані у відносних координатах T_i/T_{max} і N_i/N_{Σ} , де T_{max} – момент, прийнятий в розрахунку на статичну міцність; N_i – кількість циклів навантаження з моментами рівними і більшими T_i ; N_{Σ} – сумарна кількість циклів навантаження за розрахунковий термін служби. Застосування типових режимів навантаження суттєво спрощує розрахунки деталей металорізальних верстатів, автомобілів, тракторів, гірничих і підйомно-транспортних машин, екскаваторів, сільськогосподарської техніки та інших машин, для яких накопичена достатня статистична інформація про навантаження.

1.4. Критерії працездатності

Працездатність деталі при конструюванні забезпечують розрахунком розмірів за основними критеріями (мірилом) та вибором матеріалу.

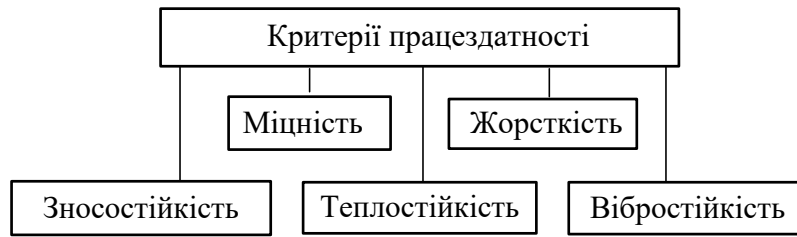


Рис. 1.13. Основні критерії працездатності

Вибір критерію обумовлюється характером руйнування (видом відмови); наприклад, для зубчастих коліс – міцністю, для шарнірів ланцюгів – зносостійкістю, для валів – міцністю та жорсткістю.

1.4.1. Міцність

Для більшості деталей основним критерієм працездатності є міцність.

Міцність – здатність деталі чинити опір руйнуванню або виникненню недопустимих залишкових (пластичних) деформацій матеріалу об’єму чи поверхневого шару.

Методи розрахунку міцності матеріалу об’єму деталі

В курсі «Деталі машин» ці розрахунки базуються на методах опору матеріалів і за формою є інженерними (на базі коефіцієнтів концентрації навантажень, напружень, температури, розташування у просторі, змашування та інші). Залежно від виду деталі розрахунки проводять методами визначення допустимих напружень, запасу міцності, ймовірності руйнування. В курсі «Деталі машин» розрахунки за останнім методом застосовують обмежено.

Розрахунки деталей на міцність у більшості випадків постійного навантаження виконують за *допустимим напруженням* та *запасом міцності*; причому перші – *проектні*, а другі – *перевірні*.

Умова міцності в розрахунках за допустимим, наприклад нормальним $[\sigma]$, напруженням має вигляд

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]. \quad (1.1)$$

Такі розрахунки виконують для деталей масового випуску з достатньо значним досвідом експлуатації.

Умова міцності в розрахунках за запасом міцності, наприклад за нормальними постійними напруженнями, має вигляд

$$n = \frac{\sigma_{руйн}}{\sigma_{max}} \geq [n], \quad (1.2)$$

де $\sigma_{руйн}$ – руйнівне напруження (для пластичних матеріалів $\sigma_{руйн} = \sigma_T$, де σ_T – межа текучості; для крихких $\sigma_{руйн} = \sigma_B$, де σ_B – межа міцності); $[n]$ – допустиме значення коефіцієнта запасу міцності.

Розрахунки за запасом міцності в неявному вигляді враховують дійсні розміри, концентрацію напружень, зміцнення матеріалу, а тому більш точні.

У випадку складного напруженого стану, наприклад площинного, умова міцності за гіпотезою енергії формозміни має вигляд

$$\sigma_{екв} \leq [\sigma], \quad (1.3)$$

де $\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

При змінному навантаженні руйнування деталі виникає від *утоми*, яка може бути *малоцикловою* ($10^3 \dots 10^5$ циклів) та *багатоцикловою* (більше 10^7 циклів). Для деталей машин загального призначення найбільш характерною є багатоциклова утом. Розрахунок на міцність від утомленості при стаціонарному навантаженні деталі виконують за запасом міцності

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (1.4)$$

де n_σ , n_τ – відповідно запаси міцності за нормальними та дотичними напруженнями, які, наприклад, при симетричному циклі зміни напружень знаходять за виразами

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (1.5)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{max}} = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (1.6)$$

де K_σ , K_τ – відповідно коефіцієнти концентрації нормальних та дотичних напружень; Ψ_σ , Ψ_τ – відповідно коефіцієнти асиметрії циклу нормальних та дотичних напружень; σ_a , τ_a – відповідно амплітудні нормальні та дотичні напруження; σ_m , τ_m – відповідно середні значення нормальних та дотичних напружень; σ_{-1} , τ_{-1} – відповідно границі витривалості для нормальних та дотичних напружень.

Розрахунок на міцність від утомленості при нестационарному, наприклад систематичному навантаженні деталі, небезпечний переріз якої знаходиться в складному напруженому стані, потребує схематизації режиму навантаження, яка здійснюється за двома варіантами (рис. 1.14):

- беруть потрібне постійне навантаження $F_{\max} = F_1 (T_{\max} = T_1)$ і знаходять еквівалентну кількість циклів N_e зміни напружень, при якій $F_1 (T_1)$ рівноцінне за впливом на міцність від утомленості із змінним навантаженням;
- беруть потрібну кількість циклів N^* зміни напружень і знаходять еквівалентне постійне навантаження $F_e (T_e)$, яке рівноцінне за впливом на міцність від утомленості із змінним навантаженням.

Вибір варіанта схематизації навантаження залежить від типу деталі. У розрахунках валів та зубчастих передач використовують перший варіант схематизації навантаження (рис. 1.14, б), а в розрахунках підшипників кочення – другий (рис. 1.14, в). Визначення N_e та F_e див. вирази (5.65) і (10.9).

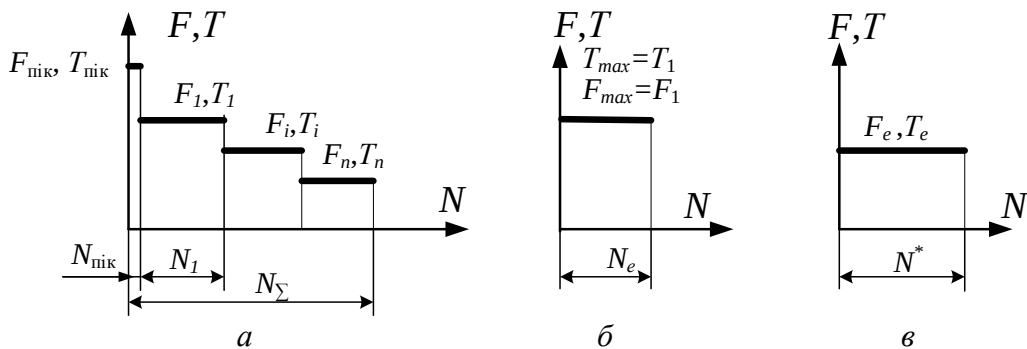


Рис. 1.14. Варіанти зведення змінного навантаження до постійного:
 а – східчато-змінне; б – постійне навантаження з еквівалентною кількістю циклів його дії;
 в – постійне еквівалентне навантаження з потрібною кількістю циклів його дії

Розрахунки міцності за імовірністю руйнування деталі дозволяють врахувати випадковий характер навантажень, розсіювання властивостей

матеріалу, вплив навколишнього середовища, однак в курсі «Деталі машин» не розглядаються.

Методи розрахунку міцності металу поверхневих шарів деталей

Для розрахунку міцності поверхневих шарів деталей визначають *контактні* напруження σ_H , які діють на площадках контакту. Ці напруження вперше дослідив німецький фізик Генріх Герц (*H. Hertz*). Відомості про розрахунок контактних пружних напружень розглянуто на прикладі стиску двох безмежно довгих паралельних циліндрів (рис. 1.15) ідеальної форми, які виготовлені з однорідного ізотропного матеріалу, без урахування сил тертя і за відсутності будь-яких проміжних середовищ (різні мастила, добавки).

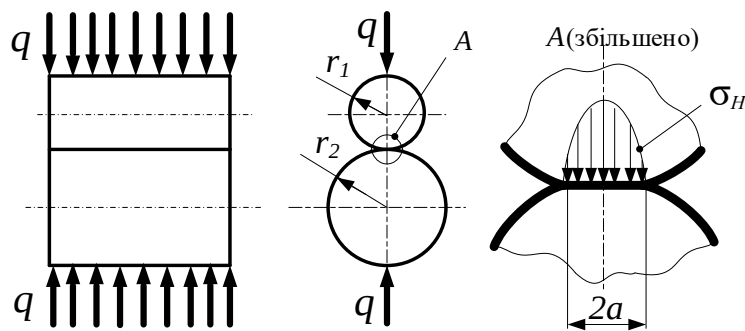


Рис. 1.15. Стискування двох паралельних циліндрів

До прикладання питомого навантаження q циліндри торкалися по лінії, а після початку дії q контакт відбувається по площині завширшки $2a$.

Максимальне контактне напруження розраховують за *формулою Герца*

$$\sigma_H = \sqrt{q \cdot E_{зв} / 2\pi(1 - \mu^2) \cdot \rho_{зв}}, \quad (1.7)$$

де $E_{зв} = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ – зведений модуль пружності; E_1, E_2 – відповідно модулі пружності матеріалів шестірні і колеса; μ – коефіцієнт Пуассона; $\rho_{зв}$ – зведений радіус кривизни профілів зубців шестірні і колеса, $\rho_{зв} = 1/r_1 \pm 1/r_2$ (+, – відповідно для контакту опуклих / увігнутих поверхонь).

Для реальних деталей довжина лінії контакту має кінцеве значення, між взаємодіючими тілами є сили тертя і мастило, а поверхні мають шорсткість. Тоді умова контактної міцності поверхневих шарів деталей визначається як

$$\sigma_{H_{\max}} \leq [\sigma_H]. \quad (1.8)$$

Це задовольняє вимоги практики завдяки тому, що допустимі напруження $[\sigma_H]$ знаходять експериментально, близько до умов експлуатації.

Контактні напруження спричиняють утворення вм'ятин при значних динамічних навантаженнях і ударах, *викришування* від утомленості при нормальній роботі, *зношування* при забрудненні мастила, *заїдання* при руйнуванні мастильної плівки. Можливі причини появи викришування від утомленості пояснюються на рис.1.16.

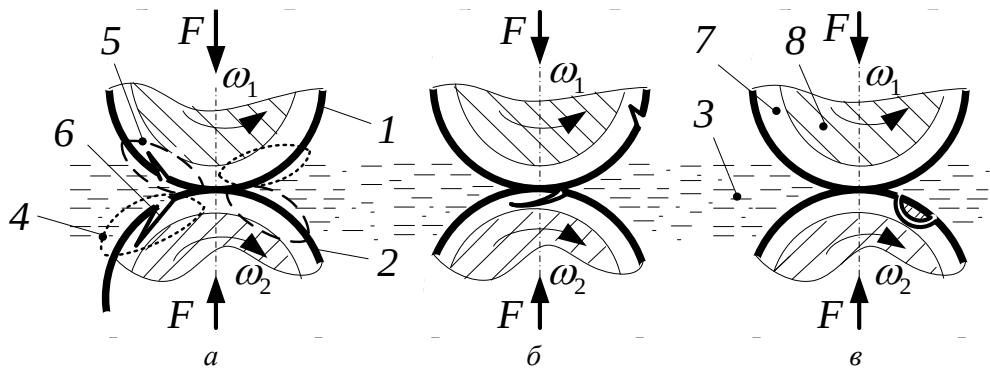


Рис. 1.16. Процес утворення викришування від утомленості при контакті тіл, що обкочуються:
1, 2 – відповідно ведуче і ведене тіло кочення; 3 – мастило; 4, 5 – відповідно зони розтягування і стиску; 6 – тріщина; 7, 8 – відповідно зміцнений і незміцнений метал

При обертанні під навантаженням, наприклад, циліндрів окремі точки їх поверхонь періодично навантажуються при проходженні зони контакту і розвантажуються при виході з неї. Механічні чи термічні дефекти на поверхні тіла, які є концентраторами напружень, спричиняють утворення мікротріщин у зонах дії сил тертя, що намагаються розтягувати матеріал (рис. 1.16, а). Причиною утворення мікротріщин також може бути накопичення матеріалом пошкоджень від утомленості через мікропластичні зсуви, амплітуда яких залежить від властивостей матеріалу. Мікротріщина з мастилом, потрапляючи в зону контакту, закривається (рис. 1.16, б). Мастило при цьому, зазнаючи високого тиску, спричиняє розвиток тріщини в зміцненому шарі металу аж до відділення від нього частинок (рис. 1.16, в) розміром з частки міліметра. Отже, опір викришуванню ведучого циліндра

перевищує опір веденого. Ведучий циліндр називають випереджаючим, а ведений – таким, що відстає, оскільки при коченні з проковзуванням експериментально встановлено, що $\omega_1 \cdot r_1 > \omega_2 \cdot r_2$, де r_1, r_2 – відповідно радіуси ведучого і веденого циліндрів.

Викришування порушує умови утворення суцільної мастильної плівки на деталях, що може спричинити більш небезпечні пошкодження – *задирки* поверхонь.

Шляхи підвищення міцності

Виконання відповідних розрахунків; забезпечення умови рівномірності для зменшення матеріаломісткості; заміна елементів деталей, що працюють на згин, елементами, які працюють на розтягнення чи стиск; вибір раціональних форм елементів деталей та їх оптимізація для зменшення впливу концентраторів напружень; створення в деталях початкових напружень стиску механічною і хіміко-термічною обробками; вибір матеріалів і забезпечення однорідної дрібнозернистої структури металу легуванням та термообробкою; вибір виду металообробки поверхонь деталей; підвищення точності виготовлення; використання пружних та запобіжних муфт.

1.4.2. Жорсткість

Жорсткість – здатність деталей чинити опір зміні їх форми та розмірів під навантаженням. Значення цього критерію останнім часом збільшилось у зв'язку з бурхливим розвитком матеріалознавства. Особливо критерій жорсткості важливий для деталей з легованих сталей, у яких границя міцності збільшена утричі (з 500 до 1500 МПа), а модуль пружності залишився незмінним ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа).

Несиметричне розташуванням зубчастих коліс відносно опор порушує їх зачеплення через недостатню жорсткість валів (рис. 1.17).

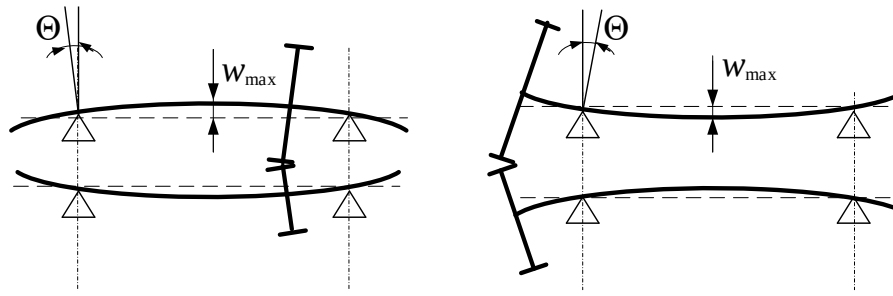


Рис. 1.17. Поява кутового контакту зубчастих коліс через прогини валів

Жорсткість, обумовлена деформаціями всього матеріалу деталі, оцінюється методами опору матеріалів шляхом співставлення деформацій (прогинів w , кутів повороту Θ , кутів закручування φ) при заданому навантаженні з їх допустимими значеннями:

$$w \leq [w], \Theta \leq [\Theta], \varphi \leq [\varphi]. \quad (1.9)$$

Жорсткість валу суттєво залежить від розташування опор (рис. 1.18): з колесами циліндричними пропонується $a = 0,223 l$; конічними $b/a = 2,5$.

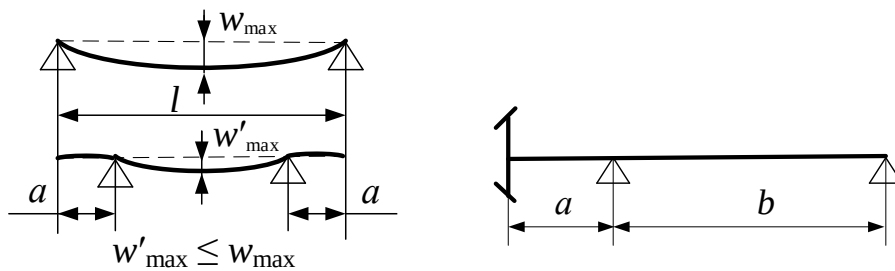


Рис. 1.18. Раціональне розташування опор

Жорсткість, обумовлена контактними (місцевими) деформаціями δ поверхні, розміри якої неспільномірні з габаритними розмірами деталі, визначають як

$$\delta = k \cdot F_n^x, \quad (1.10)$$

де k – коефіцієнт властивостей матеріалів деталей та геометрії в зоні контакту; F_n – нормальна сила; x – показник степеня при початковому контакті.

Шляхи підвищення жорсткості

Забезпечення раціонального розташування опор валів; використання матеріалів валів із високим модулем пружності; зменшення хвилястості і шорсткості опорних поверхонь валів.

1.4.3. Стійкість до спрацьовування

Зносостійкість – стійкість до спрацьовування. *Спрацьовування* – процес руйнування та відділення поверхневих шарів деталі в умовах тертя. Результат процесу спрацьовування – поступова зміна розмірів, форми та стану поверхні деталі, який називають *зносом*.

Важливість знання спрацьовування, що більш детально вивчається у *трибології* (наука про тертя, змащування і спрацьовування у механізмах), пояснюється значними втратами на ремонт та технічне обслуговування машин. Спрацьовування є причиною поступового виходу з ладу більшості машин та їх деталей (близько 90%).

Класифікація найбільш характерних для деталей машин видів спрацьовування подана схемою на рис. 1.19.

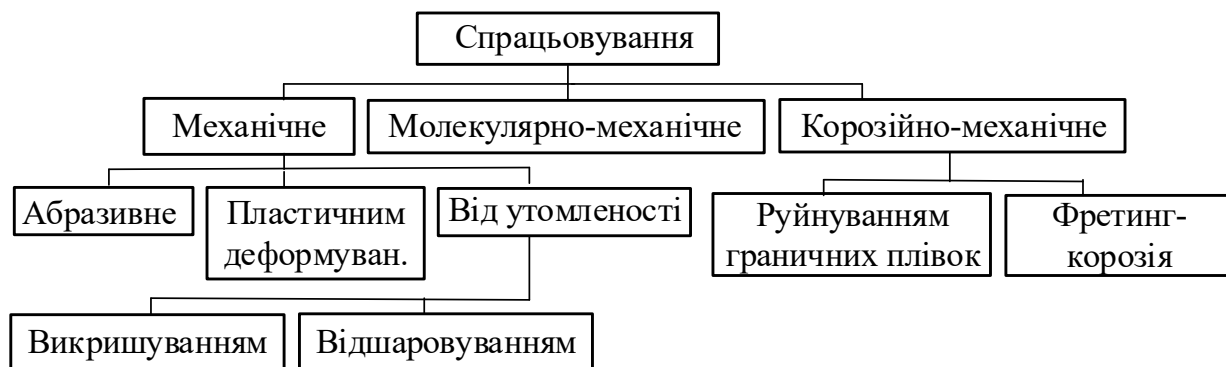


Рис. 1.19. Основні види спрацьовування деталей машин

Абразивне спрацьовування – результат зрізання твердими сторонніми частинками мікронерівностей спряжених поверхонь деталей, що призводить до зміни форми і зменшення розмірів деталей.

Спрацьовування через *пластичне деформування* виникає у вигляді зминання мікронерівностей спряжених поверхонь деталей і призводить до зміни заданого відносного руху деталей.

Спрацьовування від утомленості є наслідком циклічно-змінних контактних напружень спряжених поверхонь деталей, що призводить до викришування та відшаровування на поверхнях деталей (див. рис. 1.16).

Молекулярно-механічне спрацьовування виникає під час високих контактних напружень, що спричиняють руйнування мастильної плівки і появу місцевого скріплювання поверхонь деталей. Пошкодження, що виникають через скріплювання, називають *заїданнями*, небезпечним видом яких є *задирки*.

Руйнування граничних плівок (окисних, хлорних та ін.) супроводжується безперервним хімічним процесом їх утворення.

Фретинг-корозія виникає через відносно малі зміщення спряжених поверхонь, за наявності між ними щілин без видалення продуктів спрацьовування із зони контакту, і призводить до утворення задирок, каверн, мікротріщин.

У більшості випадків у машинах зустрічаються разом декілька видів спрацьовування. Перевага того чи іншого виду спрацьовування залежить від умов експлуатації машини, де значну роль відіграє змащування.

Стійкість до спрацьовування оцінюють умовними розрахунками:

— обмеженням тиску p в контакті деталі для нижчих кінематичних пар із малими швидкостями V ковзання (наприклад, ланцюгові передачі):

$$p \leq [p], \quad (1.11)$$

де $[p]$ – допустимий тиск у контакті деталей;

— обмеженням теплонапруженості (питомої потужності при постійному значенні коефіцієнта ковзання) нижчих кінематичних пар із підвищеними швидкостями V ковзання (наприклад, підшипників ковзання):

$$p \cdot V \leq [p \cdot V]; \quad (1.12)$$

— обмеженням максимального контактного напруження σ_H для вищих кінематичних пар (наприклад, підшипників кочення):

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]. \quad (1.13)$$

Шляхи підвищення стійкості до спрацьовування

Захист від забруднення навколишнього середовища; удосконалення ущільнень; використання ефективних мастильних матеріалів; раціональний вибір матеріалів пар тертя; забезпечення рівномірного розподілу тиску в контакті деталей; підвищення твердості поверхневих шарів деталей; застосування регулярного мікрорельєфа на поверхнях тертя.

1.4.4. Теплостійкість

Теплостійкість – здатність конструкції працювати в заданому діапазоні температур упродовж потрібного терміну, не втрачаючи експлуатаційні показники.

Розрахунки теплостійкості виконують для оцінки несучої здатності захисного мастильного шару, величини зміни експлуатаційних щілин у рухомих з'єднаннях, стабільності механічних характеристик матеріалу деталей.

Розрахунки теплостійкості ґрунтуються на складанні *теплогового балансу*

$$Q_1 < Q_2, \quad (1.14)$$

де Q_1 – кількість тепла, що утворюється; Q_2 – кількість тепла, що віддається в навколишнє середовище.

Шляхи підвищення теплостійкості

Підбір оптимальних матеріалів пар тертя; підбір оптимальних мастил; організація ефективного охолодження.

1.4.5. Вібростійкість

Вібростійкість – здатність деталі працювати в заданому діапазоні експлуатаційних режимів без появи *резонансу*, коли частота власних коливань її конструкції може збігатися з частотою діючої сили.

Розрахунки вібростійкості зводять до визначення власних частот коливань деталей і забезпечення їх відміни від частот вимушених коливань.

Шляхи підвищення вібростійкості

Коригування конструкції деталі; зміна режиму експлуатації; застосування демпферів коливань.

1.5. Надійність: складові і показники

Розрахунки за критеріями працездатності не гарантують потрібну тривалість роботи машини без виходу її з ладу, оскільки не враховують випадковий характер силового навантаження, вплив навколишнього середовища, нестабільність технології виготовлення, розсіювання механічних властивостей матеріалу. Означені вище фактори повною мірою враховують розрахунками надійності та її *складових* – безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності, збережуваності.

Безвідмовність – властивість об'єкта безперервно зберігати працездатність протягом заданого проміжку часу.

Довговічність – властивість об'єкта зберігати працездатність до крайнього стану з перервами для технічного обслуговування та ремонту.

Ремонтпридатність – пристосованість об'єкта до запобігання, виявлення та усунення пошкоджень і відмов завдяки виконанню технічного обслуговування та ремонту. *Відмова* – подія, коли повністю або частково втрачається працездатність.

Збережуваність – властивість об'єкта зберігати безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність упродовж та після встановленого терміну зберігання чи транспортування.

Залежно від технічного об'єкта його надійність визначається тими чи іншими складовими. Наприклад, надійність підшипника визначається довговічністю, надійність автомобіля – довговічністю, ремонтпридатністю, надійність приладів – безвідмовністю, довговічністю, збережуваністю.

Безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збережуваність вимірюють показниками, які визначають імовірісно-статистичними методами.

До основних показників безвідмовності належать імовірність безвідмовної роботи та інтенсивність відмов.

Імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ – це імовірність того, що протягом заданого періоду відмов об'єкта не виникає. Характер зміни імовірності безвідмовної роботи у часі показаний на рис. 1.20.

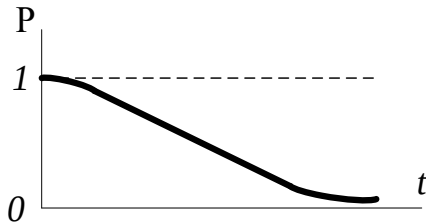


Рис. 1.20. Залежність імовірності безвідмовної роботи від терміну експлуатації

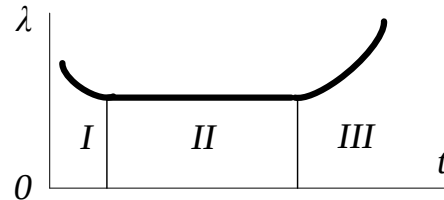


Рис. 1.21. Інтенсивність відмов у процесі експлуатації: I – припрацювання; II – нормальна робота; III – інтенсивні відмови

Імовірність безвідмовної роботи об'єкта з однаковими елементами залежить від їх розташування в конструкції: послідовного, паралельного, змішаного. Імовірність безвідмовної роботи групи $P(t)$ послідовно розташованих елементів з однаковою імовірністю безвідмовної роботи $P_i(t)$ кожного визначають за формулою:

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t); \quad (1.15)$$

паралельно розташованих елементів – за формулою

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)]. \quad (1.16)$$

З формул (1.15) і (1.16) випливає, що надійність складного об'єкта при послідовному з'єднанні елементів завжди менша від значення окремого з них, а при паралельному з'єднанні – навпаки. При цьому при збільшенні кількості елементів ефект зростає. Наприклад, нехай кількість елементів $n_1 = 2$, $n_2 = 3$ з однаковою імовірністю безвідмовної роботи $P(t) = 0,9$. Тоді для послідовно розташованих елементів $P_1(t) = 0,9^2 = 0,81$; $P_2(t) = 0,9^3 = 0,73$; для паралельно розташованих елементів $P_1(t) = 1 - (1 - 0,9)^2 = 0,99$; $P_2(t) = 1 - (1 - 0,9)^3 = 0,999$. Тому в багатьох машинах для підвищення їх надійності застосовують паралельно розташовані елементи, наприклад

здвоєні колеса у задніх ведучих мостах вантажних автомобілів, здвоєні роликові підшипники в буксах колісних пар вагонів та локомотивів, два і більше двигунів літаків.

Інтенсивність відмов $\lambda(t)$ – це кількість відмов за одиницю часу, що належить до справних об'єктів. Характер зміни інтенсивності відмов у часі показано на рис. 1.21.

До важливих показників довговічності належать: *ресурс, середній ресурс, гамма-процентний ресурс, термін служби*.

Ресурс – напрацювання об'єкта від початку експлуатації або від його відновлення після ремонту до настання крайнього (критичного) стану. *Напрацювання* – тривалість або обсяг виконаної роботи.

Середній ресурс – середнє напрацювання об'єкта до крайнього стану.

Гамма-процентний ресурс – напрацювання, протягом якого об'єкт не досягає крайнього стану із заданою імовірністю γ процентів. Для виробів масового виробництва (наприклад, підшипників кочення загального призначення) $\gamma = 90 \%$.

Термін служби – календарне напрацювання об'єкта у роках до крайнього стану.

Надійність об'єкта закладається при проектуванні та виготовленні, а проявляється в експлуатації. Тому для підвищення надійності технічного об'єкта необхідно забезпечити: обґрунтований вибір матеріалу, конструкції, розмірів, мастила, системи змащування і захисту від шкідливого впливу навколишнього середовища, технології виготовлення; застосування передових методів конструювання (взаємозамінності, стандартизації, уніфікації, агрегування, оптимізації); контроль якості виготовлення та діагностику експлуатаційного стану.

1.6. Машинобудівні матеріали

У машинобудуванні застосовують чорні (сталь, чавун) і кольорові (мідь, алюміній) метали, їх сплави (латунь, дюралюміній), неметалеві

(полімери, гума, графіт) та комбіновані (металокерамічні, композитні) матеріали.

Основні вимоги до матеріалів:

– *експлуатаційні*: матеріал має задовольняти умови роботи деталі в машині;

– *економічні*: матеріал має бути вигідний з урахуванням усіх витрат.

Задовольнити одночасно і повною мірою вказані вимоги – занадто важка задача, оскільки елементи більшості деталей працюють у різних умовах. Для покращення робочих характеристик, наприклад, чорних металів, застосовують: високоміцні чавуни, леговані сталі, механічне зміцнення (обдування металевими кульками, накатування роликом), термічна (гартування, нормалізація) та хіміко-термічна (цементация, азотування) обробки, зміцнення концентрованими потоками енергії.

Перспективними є полімерні матеріали, застосування яких у машинобудуванні дедалі більше розширюється завдяки бурхливому прогресу хімії високомолекулярних сполучень і матеріалознавства. Деталі з полімерів відзначаються високою технологічністю і різноманітністю фізико-механічних властивостей. До недоліків полімерних матеріалів відносять низьку теплостійкість і старіння. При заміні полімерами чорних металів собівартість деталей зменшується у 2...6 разів, кольорових металів – у 5...10 і вище разів, залежно від складності конструкції. Деякі деталі, наприклад сепаратори більшості видів підшипників кочення, виготовляють лише зі спеціальної полімерної композиції на основі скловолокна.

1.7. Мастильні матеріали

Мастильний матеріал – невід’ємний конструктивний елемент будь-якої машини для зменшення тертя і спрацювання деталей. У машинобудуванні застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали.

Для машин загального призначення застосовують рідкі мастила (ГОСТ 4.24-84), де є підвищене виділення тепла (наприклад, закриті зубчасті

передачі або редуктори) і необхідність відведення продуктів зношування із зони контакту деталей. Залежно від вихідного продукту відзначають два основні типи рідких мастил: нафтові (мінеральні) і синтетичні, а за призначенням – моторні, трансмісійні, індустріальні, гідравлічні, спеціалізовані (турбінні, авіаційні). Для поліпшення мастильної здатності застосовують антифрикційні, протизадирні та інші присадки і добавки.

Для деталей машин з рідкими мастилами важливим є вибір системи змащування, яка буває *неперервною* при зануренні у мастильну ванну (при коловій швидкості деталі $V \leq 10 \dots 15$ м/с) і *струмінною* ($V > 10 \dots 15$ м/с).

У парах тертя з порівняно невеликим тепловиділенням тихохідних машин більш поширені пластичні мастила (ГОСТ 4.23-83), які до того ж мають здатність утримувати їх у негерметичних вузлах (наприклад, відкриті зубчасті передачі) і функціонувати в широкому експлуатаційному діапазоні температур, навантажень і швидкостей при забезпеченні стабільності властивостей та економічності.

Тверді мастильні матеріали на основі графіту, дисульфідів та інших сполучень застосовують для спеціальних умов експлуатації машин (низькі та високі температури, вакуум, хімічно агресивне середовище).

Важливим елементом машини, що забезпечує безвідмовність і довговічність експлуатації, є ущільнювачі, тобто пристрої, що усувають або зменшують втрати мастила через рухомі та рознімні нерухомі з'єднання, а також запобігають проникненню забруднень і вологи у вузли тертя. В машинах загального призначення найбільш характерними об'єктами герметизації є нерухомі рознімні з'єднання, наприклад, корпусу і кришки редуктора, і вузли тертя (підшипники). Конструктивні рішення для ущільнювальних пристроїв вибирають залежно від режимів експлуатації.

Контрольні запитання

1. Якими ознаками механізм відрізняється від машини?
2. Чому необхідно виконувати перевірні розрахунки?

3. Які існують основні вимоги до деталей машин?
4. Чим відрізняються поняття «проектування» і «конструювання»?
5. Якими розрахунками оцінюють міцність та жорсткість?
6. Якими розрахунками оцінюють стійкість до спрацювання?
7. Для яких матеріалів застосовують зміцнення?
8. Які мастильні матеріали застосовують для змащування деталей?

Розділ 2. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Загальні відомості

Серед багатьох типів приводів з різними передавальними механізмами (див. рис. 1.1) найбільшого поширення набули приводи з *механічними передачами*, завдяки простоті конструкції, надійності в роботі, відносно невеликій вартості та високому коефіцієнту корисної дії. Механічні передачі узгоджують режим роботи двигуна з режимом роботи виконавчого органу.

Приводи з механічними передачами відрізняють за кількістю і типом двигунів та передач. У курсі «Деталі машин» розглядаються приводи з одним електричним двигуном та декількома механічними передачами, що зменшують частоту обертання і підвищують обертальний момент. Передачі можуть бути одноступеневі і багатоступеневі, однотипні і комбіновані, відкриті і закриті. Кінематичні схеми механічних приводів залежать від узгодження параметрів двигуна і виконавчого органу (рис. 2.1).

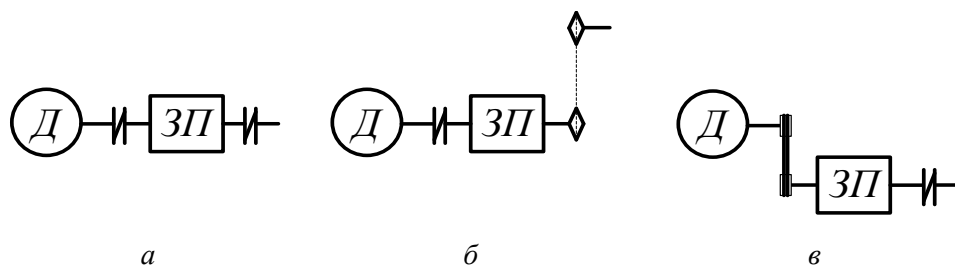


Рис. 2.1. Приклади кінематичних схем приводів з механічними передачами:
а – зубчастий; *б* – зубчасто-ланцюговий; *в* – пасово-зубчастий

Проектування механічних приводів включає вибір двигуна, розрахунки передаточного числа приводу та передаточного числа його ступенів, визначення кінематичних та силових параметрів.

2.2. Відомості про двигуни та їх вибір

Двигун – енергетична машина, що перетворює певний вид енергії в механічну роботу. За видом перетворюваної енергії застосовують електро-двигуни, двигуни внутрішнього згоряння, гідро- і пневмодвигуни. Тип двигуна вибирають, враховуючи призначення машини, наявність джерела енергії, величини потужності, маси і габаритів, умов і режиму роботи.

Гідро- і пневмодвигуни використовують переважно у багатодвигунних приводах машин. Енергоносіями цих двигунів служать стиснені рідина чи повітря. Для експлуатації приводів з такими двигунами в окремих випадках необхідна централізована подача енергоносія.

Двигуни внутрішнього згоряння частіше застосовують на транспорті і приводах енергетичних машин (електрогенераторів і компресорів). Ці двигуни незамінні для приводів машин, що працюють у віддалених районах, де відсутні лінії електропередач. Основний недолік двигунів внутрішнього згоряння – забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами.

Для приводів технологічних і транспортних машин застосовують електродвигуни, які можуть бути постійного та змінного струму. Перші забезпечують повільне регулювання швидкості в широкому діапазоні та достатню точність руху; їх застосовують для електротранспорту, деяких підйомних кранів і технологічних машин. Двигуни змінного струму можуть бути однофазними (для приводів побутових машин) і трифазними (для приводів великої потужності). Останні найбільш поширені в промисловості для машин із тривалим постійним чи повільно змінним навантаженням, де немає особливих вимог до пускових характеристик. Трифазні асинхронні електродвигуни серії 4А (ДСТУ 8277:2015) випускають з потужністю до 400 кВт. Ці двигуни найбільш універсальні, можуть використовуватись як у приміщеннях, так і в забруднених умовах навколишнього середовища, допускають тривале без перегрівання перевантаження до 5 %. Вибір двигуна зі стандартних здійснюється за потужністю та частотою обертання.

Двигуни серії 4А мають синхронні частоти обертання 750, 1000, 1500, 3000 хв⁻¹ (відповідно з числом полюсів 2, 4, 6, 8), і при їх виборі необхідно пам'ятати, що при однаковій потужності двигуни з меншими частотами обертання валу мають більші габаритні розміри, масу та вартість. Двигуни з більшими частотами обертання валів сприяють збільшенню передаточного числа приводу, мають менші габаритні розміри і надійність. Тому, за вказаними протиріччями, потрібно вибирати оптимальний варіант двигуна.

2.3. Класифікація механічних передач

В курсі «Деталі машин» вивчають механічні передачі обертового руху як найпоширенішого руху в машинах.

Механічною передачею називають механізм, що передає енергію від двигуна до виконавчого органа машини з перетворенням (переважно зменшенням) параметрів обертового руху, а інколи і виду руху.

Потреба впровадження механічної передачі обумовлюється: перетворенням виду руху (обертового у поступальний, рівномірного в уривчастий); регулюванням кінематичних параметрів (зниження чи підвищення частоти обертання, реверс) та параметрів навантаження (зниження чи підвищення обертального моменту); розподілом енергії двигуна між декількома елементами машини; зміною потоку потужності (конічна передача заднього моста автомобіля); забезпеченням заданого компонування машини.

Найбільш поширені передачі, що понижують частоту обертання

Механічні передачі поділяють на дві основні групи: передачі з використанням сил тертя (пасові, фрикційні); передачі з використанням зачеплення (ланцюгові, зубчасті, гвинтові).

Механічні передачі можуть здійснюватись двома способами: безпосереднім дотиканням ведучої та веденої ланок (фрикційні, зубчасті); гнучким зв'язком між ланками передачі (пасові, ланцюгові).

2.4. Характеристики механічних передач

Основні характеристики, необхідні для виконання проєктного розрахунку будь-якої передачі, – потужність P на валу та частота обертання n валу. Характеристики, наприклад, одноступеневої передачі, що належать до ведучої ланки, позначають індексом «1», а до веденої – індексом «2».

Додатковими характеристиками є:

- кутова швидкість ω , с^{-1} :

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} ; \quad (2.1)$$

- колова швидкість V , м/с :

$$V = \omega \frac{d}{2} ; \quad (2.2)$$

- передаточне відношення i :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} ; \quad (2.3)$$

- коефіцієнт корисної дії (ККД) η :

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} ; \quad (2.4)$$

- колова сила F_t , (Н):

$$F_t = \frac{P}{V} ; \quad (2.5)$$

- обертальний момент T , (Н·м):

$$T = F_t \frac{d}{2} = \frac{P}{\omega} . \quad (2.6)$$

Якщо за умовами завдання F_t (Н), V (м/с), d (мм) відомі, то потужність P (кВт) доцільно визначати за формулою

$$P = \frac{F \cdot V}{1000} , \quad (2.7)$$

а частоту обертання n (хв^{-1}) – за формулою

$$n = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot d} . \quad (2.8)$$

Для відомих T та n потужність P визначають за формулою

$$P = \frac{T \cdot n}{9550}. \quad (2.9)$$

На рис. 2.2 показані кінематичні і силові характеристики одноступеневої механічної передачі безпосереднім дотиканням з паралельними валами.

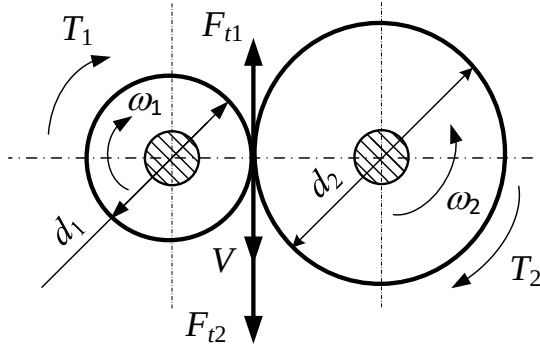


Рис. 2.2. Одноступенева передача

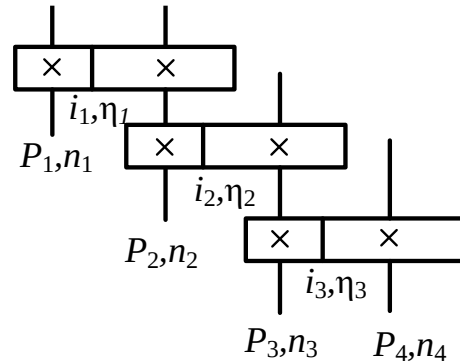


Рис. 2.3. Триступенева передача

При застосуванні кількох, наприклад трьох, одноступеневих послідовно розміщених передач безпосереднім дотиканням з паралельними валами (рис. 2.3) основні характеристики визначають за такими формулами:

– передаточне відношення:

$$i_1 = n_1 / n_2; \quad i_2 = n_2 / n_3; \quad i_3 = n_3 / n_4; \\ i_0 = n_1 / n_4 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3; \quad i_0 = \prod_{k=1}^m i_k; \quad (2.10)$$

Примітка: для зубчастих передач замість поняття «передаточне відношення» застосовують «передаточне число», що позначається літерою u .

– коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_1 = P_2 / P_1; \quad \eta_2 = P_3 / P_2; \quad \eta_3 = P_4 / P_3; \quad \eta_0 = P_4 / P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3; \\ \eta_0 = \prod_{k=1}^m \eta_k; \quad (2.11)$$

– обертальні моменти:

$$T_1 = P_1 / \omega_1; \quad T_2 = P_2 / \omega_2; \quad T_3 = P_3 / \omega_3; \quad T_4 = P_4 / \omega_4; \\ \frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{\omega_4} : \frac{P_1}{\omega_1} = \eta_0 \cdot i_0; \quad T_k = T_1 \cdot \prod_{k=1}^m i_k \cdot \eta_k, \quad (2.12)$$

де m – кількість ступенів передачі.

2.5. Комплексний приклад проєктування механічного приводу

Підібрати двигун і розрахувати кінематичні параметри та параметри навантаження передач для двох варіантів приводу за схемою (рис. 2.4):

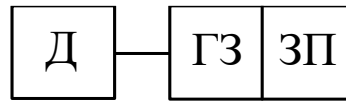


Рис. 2.4. Структурна схема механічного приводу:

Д – двигун; ГЗ – передача із гнучким зв'язком; ЗП – зубчаста (одно- чи двоступенева) передача

- 1) привод з одноступеневою закритою зубчастою (конічною) передачею при обертальному моменті $T_{III} = 600 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частоті обертання $n_{III} = 80 \text{ хв}^{-1}$;
- 2) привод з двоступеневою закритою зубчастою (черв'ячно-циліндричною) передачею при коловій силі $F_t = 20 \text{ кН}$, діаметрі зірочки $D = 600 \text{ мм}$, коловій швидкості зірочки $V = 0,2 \text{ м/с}$.

Для обох приводів коефіцієнти $K_{р\text{ічн}} = 0,65$; $K_{\text{доб}} = 0,25$; термін служби – 10 років при однозмінній нереверсивній роботі з постійним навантаженням.

2.5.1. Приклад розрахунків кінематичних параметрів та параметрів навантаження приводу з пасовою та конічною передачами (рис. 2.5)

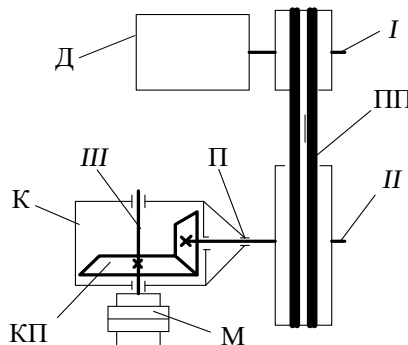


Рис. 2.5. Пасово-конічний привід :

Д – електродвигун ; ПП – відкрита пасова передача; КП – конічна передача (закрита); К – корпус редуктора; П – підшипник; М – муфта; І – вал двигуна (вхідний вал пасової передачі і приводу);

ІІ – вихідний вал пасової передачі (вхідний вал конічної передачі);

ІІІ – вихідний вал конічної передачі і приводу

Вибір електродвигуна

Потужність на вихідному валу приводу

$$P_{\text{вих}} = P_{III} = T_{III} \cdot n_{III} / 9550 = 600 \cdot 80 / 9550 = 5,03 \text{ кВт.}$$

Потужність на вхідному валу приводу

$$P_{\text{вх}} = P_{III} / \eta = 5,03 / 0,90 = 5,59 \text{ кВт,}$$

де $\eta = \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{пк}}^2 = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 0,90$; $\eta_{\text{пп}} = 0,94 \dots 0,96$ – ККД пасової передачі (ККД плоскопасової і клинопасової передач беруть однаковими); $\eta_{\text{кп}} = 0,95 \dots 0,97$ – ККД зубчастої конічної (закритої) передачі; $\eta_{\text{пк}} = 0,99 \dots 0,995$ – ККД однієї пари підшипників кочення ([20], с. 15).

Діапазон можливих частот обертання вала двигуна

$n_{\text{вх}} = n_{\text{I}} = n_{\text{III}} \cdot u_3 = n_{\text{III}} \cdot u_{\text{III}} \cdot u_{\text{кп}} = 80(2...4)(3...6) = (480...1920) \text{ хв}^{-1}$,
де $u_{\text{III}} = 2...4$ – передаточне відношення пасової передачі ([20], с.15); $u_{\text{кп}} = 3...6$ – передаточне відношення конічної передачі ([20], с.15).

Попередньо вибираємо потужність двигуна: $P_{\text{д}} = 5,5 \text{ кВт}$ ([20], с. 249).
Перевантаження двигуна $\Delta = ((P_{\text{вх}} - P_{\text{д}}) / P_{\text{д}}) 100 \% = ((5,59 - 5,5) / 5,5) 100\% = 1,6 \%$, що допустимо. Для кінематичної схеми (рис. 2.5) вибір частоти обертання двигуна здійснено за таблицею 2.1.

Таблиця 2.1 – Порівняльна таблиця вибору двигуна за частотою обертання

	Марка двигуна	$n_{\text{д}}, \text{хв}^{-1}$	$= n_{\text{д}} / n_{\text{III}}$	u_{III}	$u_{\text{р}}$
	4A100L2Y3	2880	Не розглядається		
	4A112M4Y3	1445	18,06	3	5,02
3	4A132S6Y3	965	12,06	3	4,02
4	4A132M8Y3	720	9	3	3

З наведених розрахунків постає, що частота обертання електродвигуна повинна бути $n_{\text{д}} = 965 \text{ хв}^{-1}$. Остаточний вибір двигуна 4A132S6Y3.

Розподіл загального передаточного числа між ступенями приводу

Фактичне передаточне число приводу

$$u_3 = n_{\text{д}} / n_{\text{вх}} = 965 / 80 = 12,06.$$

Фактичне передаточне число конічної передачі

$$u_{\text{кп}} = u_3 / u_{\text{III}} = 12,06 / 3 = 4,02,$$

де передаточне число пасової передачі беруть $u_{\text{III}} = 3$.

Розрахунки кінематичних та силових параметрів

Частоти обертання валів приводу, хв^{-1} :

$$n_{\text{I}} = n_{\text{д}} = 965;$$

$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} / u_{\text{III}} = 965 / 3 = 322;$$

$$n_{\text{III}} = n_{\text{II}} / u_{\text{кп}} = 321,67 / 4,02 = 80.$$

Потужності на валах приводу, кВт:

$$P_{\text{I}} = P_{\text{вх}} = 5,59,$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_{\text{III}} = 5,59 \cdot 0,95 = 5,31;$$

$$P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{нк}}^2 = 5,31 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 5,05.$$

Обертальні моменти на валах приводу, Н·м:

$$T_{\text{I}} = 9550(P_{\text{I}} / n_{\text{I}}) = 9550(5,59 / 965) = 55;$$

$$T_{\text{II}} = 9550(P_{\text{II}} / n_{\text{II}}) = 9550(5,31 / 321,67) = 158;$$

$$T_{\text{III}} = 9550(P_{\text{III}} / n_{\text{III}}) = 9550(5,05 / 80) = 603 \text{ (беруть } T_{\text{III}} = 600).$$

Орієнтовні діаметри валів приводу, мм:

$$d_{\text{I}} = d_{\text{д}} = 38 \text{ мм ([20], с. 250);}$$

$$d_{\text{II}} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{158 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 34;$$

$$d_{\text{III}} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{600 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 46,$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння; для редукторних валів $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа ([20], с. 136). Згідно до ГОСТ 6636-69 візьмемо діаметри валів, $d_{II} = 40$ мм; $d_{III} = 50$ мм ([20], с. 249), де встановлюють підшипники кочення.

Кінематичні, силові та геометричні параметри валів зведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри валів пасово-конічного приводу

Вал \ Параметр	P , кВт	n_d , хв ⁻¹	T , Нм	d , мм
I	5,59	965	55	38
II	5,31	322	158	40
III	5,05	80	600	50

2.5.2. Приклад розрахунків кінематичних параметрів та параметрів навантаження приводу з ланцюговою передачею і черв'ячно-циліндричним редуктором (рис. 2.6)

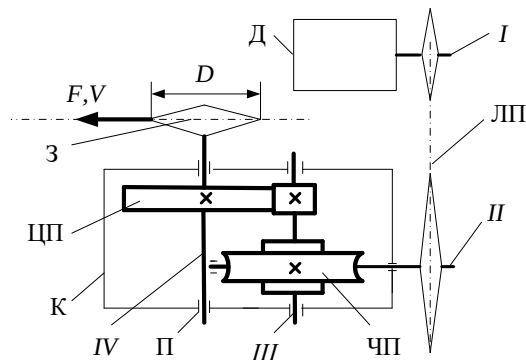


Рис. 2.6. Ланцюгово-зубчастий привід:

Д – електродвигун; ЛП – відкрита ланцюгова передача; ЧП – черв'ячна передача; ЦП – циліндрична передача; К – корпус редуктора; П – підшипник; З – зірочка ланцюгового конвеєра; I – вал двигуна (вхідний вал ланцюгової передачі і приводу); II – вихідний вал ланцюгової передачі (вхідний вал черв'ячної передачі); III – вихідний вал черв'ячної передачі (вхідний вал циліндричної передачі); IV – вихідний вал циліндричної передачі і приводу

Примітка: модифікацією приводу з ланцюговою передачею і черв'ячно-циліндричним редуктором є привід з ланцюговою передачею, черв'ячним редуктором і відкритою циліндричною передачею

Вибір електродвигуна

Потужність на вихідному валу приводу

$$P_{\text{вих}} = P_{IV} = F \cdot V / 1000 = 20000 \cdot 0,2 / 1000 = 4,0 \text{ кВт.}$$

Потужність на входному валу приводу

$$P_{\text{вх}} = P_{IV} / \eta = 4,0 / 0,70 = 5,71 \text{ кВт,}$$

де $\eta = \eta_{\text{лп}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{пк}}^3 = 0,92 \cdot 0,97 \cdot 0,80 \cdot 0,993^3 = 0,70$; $\eta_{\text{лп}} = 0,91 \dots 0,93$ – ККД ланцюгової роликової чи зубчастої передачі; $\eta_{\text{цп}} = 0,96 \dots 0,98$ – ККД зубчастої циліндричної (закритої) передачі; $\eta_{\text{чп}} = 0,75 \dots 0,85$ – ККД черв'ячної (закритої) передачі; $\eta_{\text{пк}} = 0,99 \dots 0,995$ – ККД однієї пари підшипників кочення ([20], с. 15).

Частота обертання вихідного вала

$$n_{IV} = 60000 \cdot V / \pi \cdot D = 60000 \cdot 0,2 / 3,14 \cdot 600 = 6,37 \text{ хв}^{-1}.$$

Діапазон можливих частот обертання вала двигуна

$n_I = n_{IV} \cdot u_3 = n_{IV} \cdot u_{III} \cdot u_{III} \cdot u_{III} = 6,37(2...6)(3...6)(14...40) = (535...9173) \text{ хв}^{-1}$,
 де $u_{III} = 2...6$ – передаточне відношення ланцюгової передачі ([20], с.15);
 $u_{III} = 3...6$ – передаточне відношення циліндричної передачі ([20], с.15);
 $u_{III} = 14...40$ – передаточне відношення черв'ячної передачі ([20], с.15).

Двигун типу 4A132S6Y3 вибрано аналогічно, як у п. 2.5.1. ([20], с. 249)

$$P_d = 5,5 \text{ кВт}; n_d = 965 \text{ хв}^{-1}; T_{\text{макс}} / T_{\text{ном}} = 2,2.$$

Перевантаження двигуна $\Delta = ((P_{\text{вх}} - P_d) / P_d) 100 \% = ((5,71 - 5,5) / 5,5) 100 \% = 4 \%$, що допустимо.

Розподіл загального передаточного числа між ступенями приводу

Фактичне передаточне число приводу

$$u_3 = n_d / n_{\text{вих}} = 965 / 6,37 = 151,5.$$

Фактичне передаточне число черв'ячної передачі

$$u_{III} = u_3 / u_{III} \cdot u_{III} = 151,5 / 3 \cdot 3,15 = 16,03,$$

де прийнято: передаточне число ланцюгової передачі $u_{III} = 3$ і передаточне число циліндричної передачі $u_{III} = 3,15$ ([20], відповідно с. 15 і с. 56).

Розрахунки кінематичних та силових параметрів

Частоти обертання валів приводу, хв^{-1} :

$$n_I = n_d = 965;$$

$$n_{II} = n_I / u_{III} = 965 / 3 = 322;$$

$$n_{III} = n_{II} / u_{III} = 321,67 / 3,15 = 102;$$

$$n_{IV} = n_{III} / u_{III} = 102 / 16,03 = 6,37.$$

Потужності на валах приводу, кВт:

$$P_I = P_{\text{вх}} = 5,71,$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{III} = 5,71 \cdot 0,92 = 5,25;$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{\text{пк}} = 5,25 \cdot 0,97 \cdot 0,993 = 5,06;$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{\text{пк}}^2 = 5,06 \cdot 0,80 \cdot 0,993^2 = 4,0.$$

Обертальні моменти на валах приводу, Н·м:

$$T_I = 9550(P_I / n_I) = 9550(5,71 / 965) = 56;$$

$$T_{II} = 9550(P_{II} / n_{II}) = 9550(5,25 / 322) = 156;$$

$$T_{III} = 9550(P_{III} / n_{III}) = 9550(5,06 / 102,12) = 473;$$

$$T_{IV} = 9550(P_{IV} / n_{IV}) = 9550(4,0 / 6,37) = 6000.$$

Орієнтовні діаметри валів приводу, мм:

$$d_1 = d_d = 38 \text{ мм} ([20], \text{ с. 250});$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{156 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 37;$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{473 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 49;$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5997 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 99,$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння; для редукторних валів $[\tau] = 15...30 \text{ МПа}$ ([20], с. 136). Згідно з ГОСТ 6636-69 $d_{II} = 40 \text{ мм}$; $d_{III} = 50 \text{ мм}$; $d_{IV} = 100 \text{ мм}$ ([20], с. 249), де встановлюють підшипники кочення.

Кінематичні, силові та геометричні параметри валів зведені у табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Параметри валів ланцюгово-зубчастого приводу

Пара метр Вал	Пара	P , кВт	n_d , хв ⁻¹	T , Нм	d , мм
I		5,71	965	56	38
II		5,25	321,67	156	40
III		5,06	102,12	473	50
IV		4,0	6,37	5997	100

Контрольні запитання

1. Який режим роботи характерний для приводів загального призначення ?
2. Які характеристики необхідні для розрахунку передачі ?
3. Які значення передаточного відношення ($0 \leq i \leq 1$, $i < 0$, $i \geq 1$) характерні для механічних передач ?
4. Чому в механічних передачах $\eta < 1$?
5. Як визначається загальне передаточне число та ККД приводу, що складається із послідовно з'єднаних передач ?

Розділ 3. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

3.1. Загальні відомості

Пасова передача (рис. 3.1) складається переважно з ведучого 1 та веденого 2 шківів і паса 3, що має ведучу (ВЧ) і ведену (ВН) ланки.

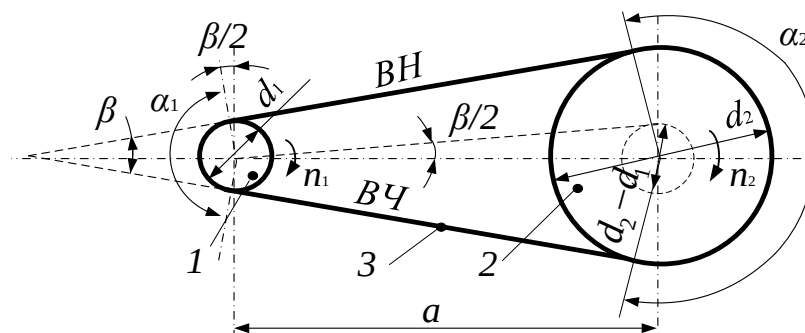


Рис. 3.1. Схема пасової передачі

Попередній натяг паса для передавання корисного навантаження за допомогою сил тертя частіше забезпечується переміщенням двигуна з

ведучим шківом на полозках, розташуванням двигуна на хиткій плиті, застосуванням натяжного ролика.

Тип пасової передачі визначається формою перерізу паса: плоскопасові (рис. 3.2, *а*), клинопасові (рис. 3.2, *б*), поліклинопасові (рис. 3.2, *в*), круглопасові (рис. 3.2, *г*). Пасові передачі застосовують переважно на першому (швидкісному) менш навантаженому ступені приводу з метою зниження частоти обертання (від 2 до 4) при передаванні невеликої потужності (зазвичай до 50 кВт) на відстань до 15 м зі швидкістю не більше 30 м/с.

Плоскі паси більш поширені у швидкісних передачах ($V > 30$ м/с), круглі – в малопотужних кінематичних передачах побутового призначення. В сучасному машинобудуванні найбільш поширені передачі з клиновими і поліклиновими пасами, що здатні передавати більші обертальні моменти при менших габаритах.

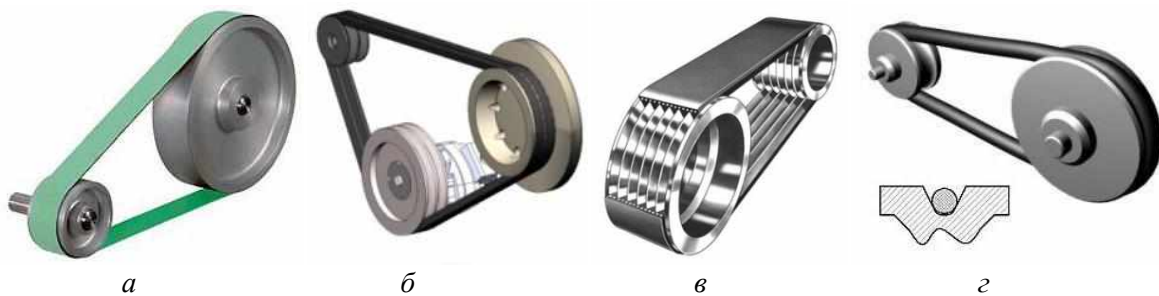


Рис. 3.2. Типи пасових передач

Переваги пасової передачі:

- простота конструкції, обслуговування та експлуатації;
- відносно низька вартість виготовлення;
- можливість передавання руху на значну відстань;
- плавність та безшумність у роботі;
- пом'якшення динамічних навантажень і запобігання ударному перевантаженню механізмів.

До недоліків пасової передачі належать:

- великі габарити (у 4...5 разів більші від зубчастих передач);
- несталість передаточного відношення через проковзування паса;

- підвищене навантаження валів та їх опор;
- низька довговічність пасів швидкісних передач (1000...5000 годин).

3.2. Особливості конструкцій плоско- і клинопасових передач

Плоскопасові передачі до появи клинопасових переважно використовувались за такими найбільш поширеними схемами: паралельні вали та однакові напрямки обертання (рис. 3.3, *а*); паралельні вали та протилежні напрямки обертання (рис. 3.3, *б*); мимобіжні вали (рис. 3.3, *в*); вали, осі яких перетинаються (рис. 3.3, *г*).

Для клинопасових передач окрім схеми на рис. 3.3, *а* застосовують схему з декількома веденими шківів (рис. 3.4) та схему зі східчастими шківів (рис. 3.5), яка допускає дискретну зміну параметрів руху.

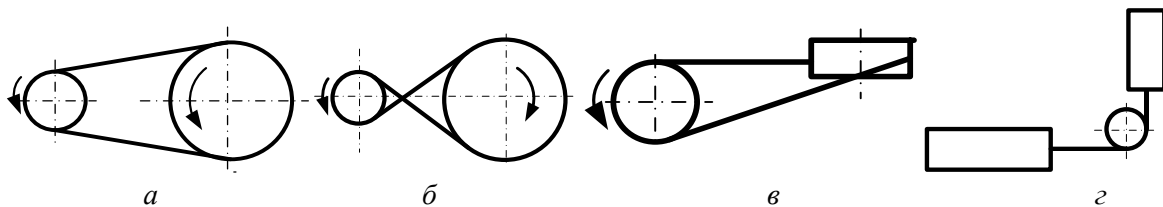


Рис. 3.3. Основні схеми плоскопасових передач

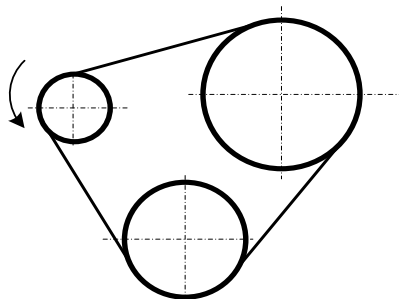


Рис. 3.4. Клинопасова передача з двома веденими шківів

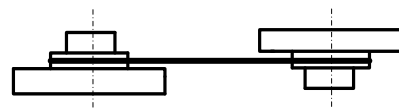


Рис. 3.5. Клинопасова передача зі змінними шківів

Переваги клинопасової передачі порівняно з плоскопасовою: можливість передавання обертального моменту від одного ведучого шківів кільком веденим; більша компактність; менші зусилля на вали та опори; підвищена навантажувальна (тягова) здатність.

Підвищена навантажувальна здатність передач із клиновими пасами пояснюється умовами їх зчеплення зі шківів. У притиснутих плоского і

клинового пасів до шківів силою F (рис. 3.6. *а, б*) тертя суттєво різні. В системі плоский пас–шків сила тертя визначається як:

$$F_s = F \cdot f,$$

де f – коефіцієнт тертя.

Отже при середньому значенні кута клина $\varphi = 38^\circ$ сила тертя має вигляд

$$F_s = 2F_k \cdot f = 2 \frac{F}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} f \approx F \cdot 3f .$$

Таким чином, клинова форма паса збільшує його зчеплення майже у три рази. Подальше зменшення величини кута φ з метою підвищення сил тертя недоцільно, оскільки виникає самозаклинювання паса, зниження його ресурсу та коефіцієнта корисної дії (ККД) передачі.

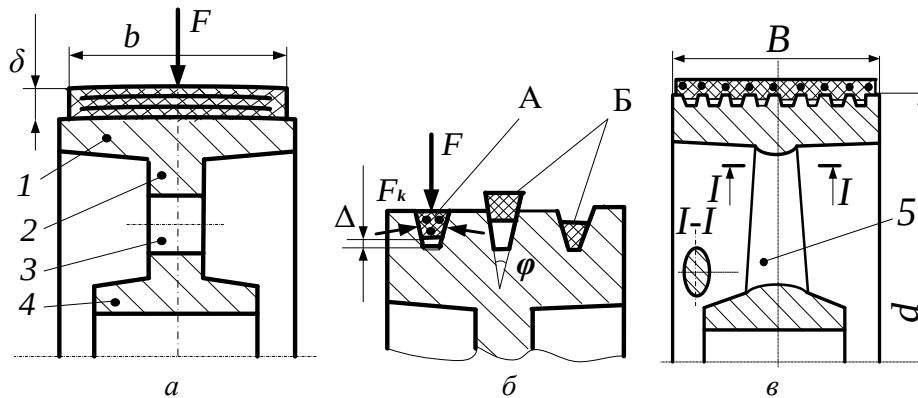


Рис. 3.6. Профілі пасів: *а* – плоский; *б* – клиновий; *в* – поліклиновий (А, Б – відповідно правильний та неправильний монтаж паса)

Недоліками клинопасової передачі порівняно з плоскопасовою слід вважати: менший ККД та менший ресурс паса; вищу вартість шківів.

За конструкцією шківів бувають монолітними, з дисками 2 (див. рис. 3.6, *а*), зі спицями 5 (див. рис. 3.6, *в*). У дисках шківів передбачають технологічні отвори 3 (див. рис. 3.6, *а*) для кріплення при обробленні, транспортуванні та виході ливарних газів у виливки. Шківів з дисками використовують при значній коліній швидкості ($V > 30$ м/с), в іншому випадку – шківів зі спицями. При діаметрі шківів $d < 500$ мм застосовують чотири спиці, при $d = 500 \dots 1600$ мм – шість спиць; при ширині $B < 300$ мм –

один ряд спиць, для більш широких шківів – два ряди спиць. Спиці виконують еліптичного перерізу.

Форма робочої поверхні обода 1 (див. рис. 3.6, а) шківів визначається перерізом паса. Для плоских пасів найкращою формою робочої поверхні обода шківів є гладка полірована поверхня, причому для забезпечення центрування паса для одного зі шківів (частіше більшого) робоча поверхня обода виконується опуклою згідно з ГОСТ 17383-73. Для клинових пасів геометричні параметри жолобків визначаються перерізом паса та кількістю пасів і регламентовані ДСТУ ISO 5292:2007.

Шківів виготовляють із чавуна, сталі, легких сплавів на основі алюмінію, полімерних матеріалів. Чавунні шківів (СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20) найрозповсюдженіші. Сталеві шківів у більшості випадків виготовляють збірної конструкції зварюванням. Шківів з алюмінію такі самі за конструкцією, як чавунні, але з більш тонкими стінками. Полімерні шківів використовують при невеликих діаметрах ($d < 300$ мм) для швидкохідних пасових передач.

Плоскі паси можуть бути гумотканинні, шкіряні, бавовняні, поліамідні. Шкіряні паси мають найкращу тягову здатність, але через високу вартість використовують рідко. Бавовняні паси мають меншу тягову здатність і значно менший ресурс. Перспективними є поліамідні паси (ТУ 17-21-307-79) завдяки високій міцності, проте найбільш поширені гумотканинні плоскі паси (ГОСТ 23831-79) завдяки достатньому ресурсу і прийнятній вартості. Ці паси мають кілька шарів бавовняної тканини, між якими розміщені для підвищення гнучкості прошарки з гуми (див. рис. 3.6, а).

Клинові паси виготовляють нормального, вузького та широкого перерізів. Останні застосовують для варіаторів. У загальному машинобудуванні частіше застосовують клинові кордошнурові паси нормального перерізу (ГОСТ 1284.1–89), що показані на рис. 3.6, б. Поліклинові паси мають високоміцний корд, розташований у нейтральному шарі, і поздовжні клинові виступи на одній стороні (див. рис. 3.6, в).

3.3. Кінематичні та геометричні параметри

Дослідженнями руху паса в пасовій передачі доведено, що є два види ковзання паса по шківу: *пружне* – неминуче при нормальній роботі та *буксування* – при перевантаженні.

Природа пружного ковзання пояснюється за допомогою моделі пасової передачі (рис. 3.7). До обох кінців паса зачеплені однакові вантажі F_1 , що спричиняють появу однакових деформацій ε_1 лівої та правої віток (див. рис. 3.7, а). Між пасом та нерухомим шківом виникає однакове контактне тиснення. Якщо на правому кінці паса зменшити вантаж до величини F_2 так, щоб уся система залишилась у рівновазі, то зменшаться і деформації правої частини паса до величини ε_2 (див. рис. 3.7, б).

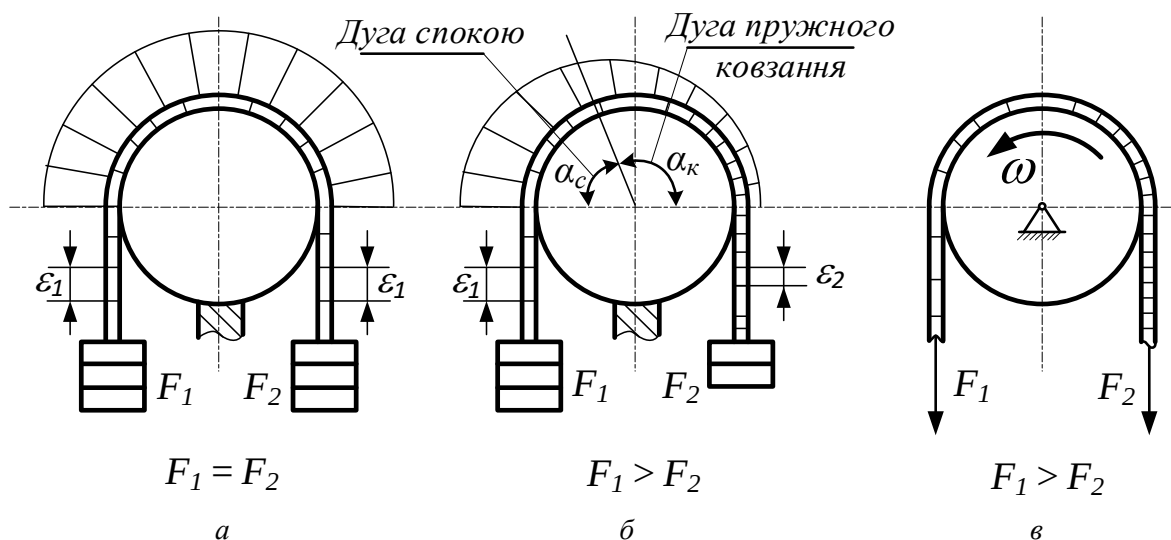


Рис. 3.7. Модель пасової передачі

Відносне скорочення довжини паса $\xi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ поширюється по дузі обхвату пасом шківів, що визначається кутом ковзання α_k , тобто відбувається пружне ковзання паса по поверхні шківів справа наліво. На дузі з кутом α_c пас за рахунок сил тертя знаходиться у спокої. Контактне тиснення між пасом та шківом по дузі з кутом α_c стає нерівномірним (див. рис. 3.7, б). Подальше зменшення вантажу F_2 призведе до зростання кута α_k аж до $\alpha_k^{\text{крит}}$, коли порушиться рівновага системи пас–вантаж і з'явиться буксування (сповзання) паса з нерухомого шківів.

Аналогічні процеси мають місце при роботі пасової передачі (див. рис. 3.7, в). При цьому дуга спокою на обох шківів розташована з боку ведучої вітки паса (див. рис. 3.1). Таким чином, пружне ковзання – неминуче явище в пасовій передачі; воно спричинюється різницею навантаження ведучої та веденої віток паса.

Співвідношення швидкості V_1 ведучої та V_2 веденої віток паса

$$V_2 = V_1(1 - \xi), \quad (3.1)$$

де ξ – коефіцієнт ковзання; ($\xi = 0,01$ – гумотканинних плоских пасів; $\xi = 0,02$ – кордошнурових клинових пасів); $V_1 = \pi d_1 \cdot n_1 / 60$; $V_2 = \pi d_2 \cdot n_2 / 60$.

Передаточне відношення пасової передачі з урахуванням виразу (3.1) має вигляд

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}. \quad (3.2)$$

Основні геометричні параметри (див. рис. 3.1) пасових передач: діаметри шківів d_1 , d_2 , міжосьова відстань a , кут сходження віток паса β , кут обхвату α пасом меншого шківів, довжина паса L .

Діаметр d_1 для передач із плоским пасом визначають за емпіричною залежністю

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1}; \quad (3.3)$$

діаметр d_1 для передач із клиновими пасами вибирають за стандартом залежно від перерізу паса. Діаметри d_2 для всіх передач визначають із виразу (3.2). Для відкритих плоскопасових передач доцільно вибрати міжосьову відстань $a \geq 2(d_1 + d_2)$, для відкритих клинопасових передач – за рекомендаціями залежно від передаточного відношення пасової передачі. На основі відомих величин d_1 , d_2 , a виконують геометричні розрахунки β , α , L :

$$\beta \approx (d_2 - d_1) / a; \quad (3.4)$$

$$\alpha = \pi - \beta = \pi - (d_2 - d_1) / a; \quad (3.5)$$

$$L = 2a + \pi(d_2 + d_1) / 2 + (d_2 - d_1)^2 / (4a). \quad (3.6)$$

Всі геометричні параметри пасової передачі визначають після проектного розрахунку.

3.4. Сили та напруження в пасі

У перерізах паса виникають сили від попереднього натягу F_0 , корисного (робочого) навантаження F_t та дії відцентрових сил F_v , які разом утворюють навантаження F_1 , F_2 відповідно у ведучій та веденій вітках (рис. 3.8).

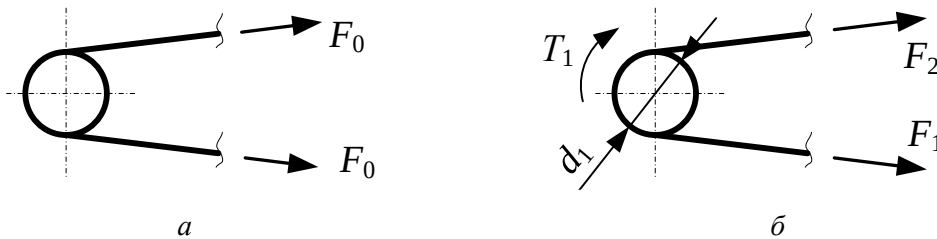


Рис. 3.8. Сили в пасі

З умови рівноваги ведучого шківів (див. рис. 3.8, б)

$$T_1 + (F_2 \cdot d_1/2) - (F_1 \cdot d_1/2) = 0 \quad (3.7)$$

маємо $F_1 - F_2 = F_t$, де $F_1 = F_0 + 0,5F_t$; $F_2 = F_0 - 0,5F_t$.

Зв'язок сил F_1 і F_2 визначається формулами Ейлера

$$F_1 = \frac{F_t \cdot e^{\alpha f}}{e^{\alpha f} - 1}; \quad F_2 = \frac{F_t}{e^{\alpha f} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{\alpha f} + 1}{e^{\alpha f} - 1}, \quad (3.8)$$

що відображають якісну картину роботи передачі, оскільки не враховують пружне ковзання паса, його деформацію та вагу. Для підвищення величини корисної сили F_t рекомендується збільшити коефіцієнт тертя f та кут обхвату α_1 пасом ведучого шківів, що практично досягається використанням натяжних пристроїв, спеціальних конструкцій шківів та клинових пасів.

Вплив відцентрових сил F_v не враховується, якщо швидкість паса $V < 10$ м/с. Такий режим роботи пасових передач характерний для більшості приводів загального машинобудування. Шкідливу дію відцентрових сил на тягову здатність пасової передачі зменшують завдяки натяжним пристроям.

Сили F_1 і F_2 необхідні для теоретичного визначення навантажень на вали та розрахунків напружень у вітках паса. На практиці навантаження вала від

дії початкового натягу визначають за наближеною формулою (похибка менше 7%)

$$R \approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2F_0 \cos(90 - \frac{\alpha}{2}) = 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (3.9)$$

Силам F_0 , F_t , F_v у вітках паса відповідають напруження σ_0 , σ_t , σ_v :

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}; \quad \sigma_t = \frac{F_t}{A}; \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A},$$

де A – площа перерізу паса.

У перерізах паса, що знаходяться на шківках, додатково виникають напруження згину $\sigma_{зг}$ (рис. 3.9). Напруження згину не впливають на навантажувальну здатність передачі, змінюються за віднульовим циклом і є основною причиною руйнування від утомленості паса.

Напруження згину визначають за відомою формулою опору матеріалів:

$$\sigma_{зг} = E (y_{\max} / r). \quad (3.10)$$

Враховуючи, що $y_{\max} = \delta / 2$; $r \approx d / 2$, маємо

$$\sigma_{зг} = E \cdot \delta / d. \quad (3.11)$$

Встановлено, що напруження $\sigma_{зг}$ можуть перевищувати всі інші (σ_0 , σ_t , σ_v) разом узяті, а вплив σ_v для передач з $V \leq 20$ м/с не суттєвий.

За напруженнями σ_0 , σ_t , σ_v , $\sigma_{зг}$ будують епюру їх розподілу по довжині паса (рис. 3.10).

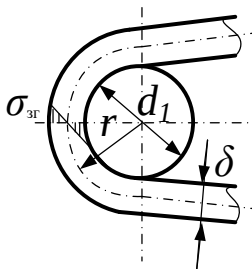


Рис. 3.9. Напруження згину в пасі

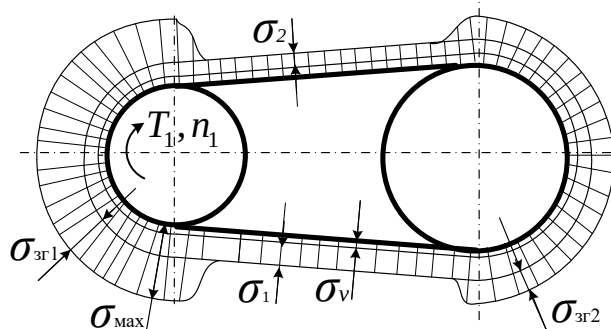


Рис.3.10. Епюра розподілу напружень по довжині паса

Максимальне напруження спостерігається у ведучій (нижній) вітці паса (див. рис. 3.10), в тому перерізі, який набігає на ведучий (менший) шків:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{\text{зг1}} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_V + \sigma_{\text{зг1}}. \quad (3.12)$$

Умовою міцності паса є вираз

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_V + \sigma_{\text{зг1}} \leq [\sigma_p], \quad (3.13)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження паса на розтягування.

Однак працездатність пасової передачі визначається не міцністю паса, а величиною корисного навантаження. Тому вираз (3.13) подають у вигляді

$$\sigma_t = 2([\sigma_p] - \sigma_0 - \sigma_V - \sigma_{\text{зг1}}) \leq [\sigma_t], \quad (3.14)$$

де $[\sigma_t]$ – допустиме корисне напруження, що визначається емпіричним шляхом, оскільки на працездатність передачі впливає багато факторів (пружне ковзання, сили тертя), теоретична оцінка яких мало достовірна.

3.5. Визначення допустимого корисного напруження паса

Визначення величини $[\sigma_t]$ виконують експериментально за *кривими ковзання*, які будують у координатах ξ , φ (φ – коефіцієнт *тяги*, $\varphi = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}$). В

експерименті використовують базову передачу (горизонтальне розташування передачі при спокійному навантаженні з $i = 1$; $V = 10$ м/с; $\alpha = 180^\circ$). Для фіксованого попереднього натягу F_0 , збільшуючи корисне навантаження F_t , визначають пружне ковзання та ККД і будують криві ξ та η (рис. 3.11).

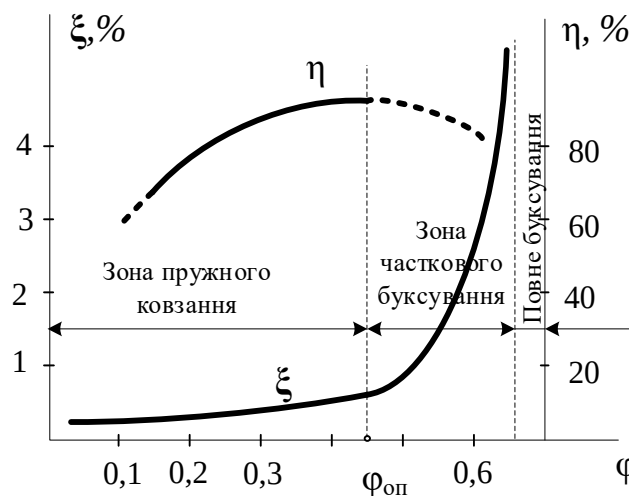


Рис. 3.11. Криві ковзання і коефіцієнта корисної дії

З отриманих кривих випливає, що величину корисного навантаження потрібно вибирати біля оптимальної величини $\varphi_{\text{оп}}$ (краще для $\varphi \leq \varphi_{\text{оп}}$), де ККД – максимальний. Тоді величину $[\sigma_t]$ базової передачі визначають як

$$[\sigma_t] = 2\sigma_0 \cdot \varphi_{\text{оп}}. \quad (3.15)$$

Для реальної передачі, яка відрізняється від базової конструкцією та умовами експлуатації, значення $[\sigma_t]$ визначають за виразом

$$[\sigma_t] = 2\sigma_0 \cdot \varphi_{\text{оп}} \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0, \quad (3.16)$$

де C_α – коефіцієнт кута обхвату пасом малого шківа; C_v – коефіцієнт впливу на роботу передачі відцентрових сил; C_p – коефіцієнт режиму роботи; C_0 – коефіцієнт, який враховує вид передачі та кут її нахилу до горизонту.

3.6. Розрахунки пасових передач

Досвід експлуатації пасових передач свідчить, що їх працездатність насамперед обмежується *навантажувальною здатністю*, а потім *ресурсом* паса. Навантажувальна здатність обумовлена зчепленням паса зі шківами. Ресурс паса визначається стійкістю до руйнування (рис. 3.12) від утомленості внаслідок циклічної зміни напружень за період роботи. Отже, розрахунок тягової здатності пасів є проєктним, а розрахунок ресурсу – перевірним.



Рис. 3.12. Зруйнований зубчастий (а) і пошкоджений полікліновий (б) паси

3.6.1. Розрахунок навантажувальної здатності

Розрахунок навантажувальної здатності пасових передач виконують на основі ДСТУ ISO 5292:2007 і зводять до визначення розрахункової площини перерізу паса (пасів) за умовою

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_t]}, \quad (3.17)$$

де $A = b \cdot \delta$ – площа перерізу плоского паса (див. рис. 3.2, а); $A = z' \cdot A_0$ – площа перерізу клинових пасів (див. рис. 3.2, б); z' – кількість клинових пасів; A_0 – площа перерізу одного клинового паса.

На практиці виникає необхідність вибирати плоский пас із тією чи іншою кількістю k шарів (прокладок), тому в проєктному розрахунку плоскопасової передачі визначають ширину паса за питомим корисним навантаженням q_t , що може передаватися k шарами:

$$q_t = \frac{F_t}{b} \leq [q_t], \quad (3.18)$$

де $[q_t] = 2\sigma_0 \cdot \varphi_{оп} \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_p \cdot C_0$, – допустиме питоме корисне навантаження, що припадає на k шарів; q_0 – питома сила попереднього натягу паса, що припадає на k шарів.

Методика визначення $[q_t]$ не відрізняється від методики визначення $[\sigma_t]$ (див. п. 3.5). Отже, з виразу (3.18) отримують ширину плоского паса

$$b \geq F_t / [q_t]. \quad (3.19)$$

При конструюванні клинопасової передачі зручно підбирати кількість z' клинових пасів стандартного перерізу за допустимою потужністю $[P]$ для одного паса. На основі виразу (3.17) з урахуванням коефіцієнта кількості пасів C_z визначають z' :

$$z' = \frac{F_t}{C_z \cdot A_0 \cdot [\sigma_t]} = \frac{P}{[P]} \leq [z], \quad (3.20)$$

де $[P] = (P_0 \cdot C_l \cdot C_\alpha + \Delta P_{зг}) C_p$; P_0 – допустима потужність на один пас базової передачі; $\Delta P_{зг}$ – поправка до потужності, яка враховує вплив згину на ресурс паса; C_l – коефіцієнт, який враховує вплив довжини паса на його ресурс; $[z]$ – допустима кількість пасів: $[z] \leq 8$ (в реальних передачах доцільно брати $3 \leq [z] \leq 6$).

Для поліклінового паса визначають кількість ребер Z за виразом

$$Z = \frac{10P}{[P]}. \quad (3.21)$$

3.6.2. Розрахунок ресурсу

Дотепер відсутні достатньо точні дані, потрібні для визначення ресурсу паса конкретної передачі. Однак, враховуючи циклічність зміни величин напружень паса (рис. 3.13), пропонується оціночний розрахунок його ресурсу.

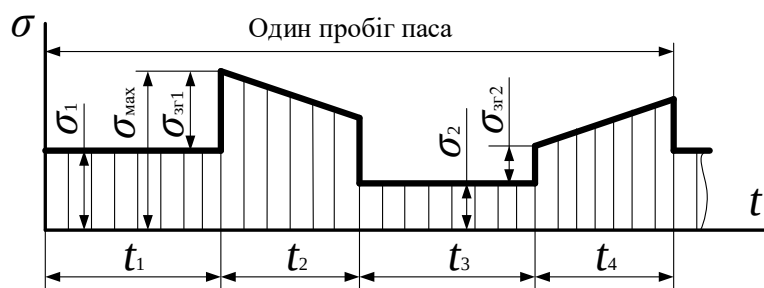


Рис. 3.13. Цикл зміни напружень у будь-якому перерізі паса:
 t_1, t_2, t_3, t_4 — відповідно терміни дії напружень в частині паса ведучої вітки, в частині паса на ведучому шківі, в частині паса веденої вітки, в частині паса на веденому шківі

Оскільки один цикл напружень відповідає пробігу паса, то оцінка його ресурсу здійснюється за умовою обмеження пробігів ν в одиницю часу:

$$\nu = \frac{V}{L} \leq [\nu], \quad (3.22)$$

де $[\nu]$ — допустима кількість пробігів паса, ($[\nu] \leq 3...5 \text{ с}^{-1}$ — плоских гумотканинних пасів; $[\nu] \leq 10...15 \text{ с}^{-1}$ — клинових пасів); V — швидкість паса, м/с; L — довжина паса, м.

Якщо умова (3.22) не виконується, то підвищити ресурс плоских гумотканинних пасів можна, наприклад, за рахунок збільшення міжосьової відстані і довжини паса.

Зменшення ресурсу паса при збільшенні кількості пробігів пов'язане не тільки з втомою, але із термостійкістю його матеріалу. Тому практика

експлуатації показала, що середній ресурс плоских гумотканинних пасів складає 2000...3000 г.

Оцінку ресурсу виконують частіше тільки для плоских пасів, оскільки в розрахунках навантажувальної здатності клинопасових передач фактор ресурсу паса враховується коефіцієнтом C_l та поправкою $\Delta P_{зг}$.

3.7. Відомості про передачі з зубчастими пасами

Передачі із зубчастими пасами (рис. 3.14) працюють за принципом зачеплення, а не тертя. Тому ці передачі, на відміну від розглянутих вище пасових передач, можуть передавати потужність до 200 кВт з передаточним відношенням до $i = 12$ із середнім ККД = 0,95.



Рис. 3.14. Передача із зубчастим пасом



Рис. 3.15. Зубчастий пас (а) та шків (б)

Зубчасті паси (ГОСТ 3805114-76) виготовляють з мастиlostійкої гуми або полімерних матеріалів, на внутрішній поверхні яких утворені трапецеїдальні чи круглі виступи, з армуванням сталевим кордом (рис. 3.15, а). На шківках виконані відповідні западини (рис. 3.15, б). Найбільшого поширення передачі із зубчастими пасами набули у верстатобудуванні.

3.8. Приклад розрахунку плоскопасової передачі

Вихідні дані для розрахунку плоскопасової передачі приводу (див. рис. 2.5) наведені в п. 2.5.1 (див. табл. 2.1): $P_1 = 5,59$ кВт; $T_1 = 55$ Н·м; $n_1 = 965$ хв⁻¹; $i = 3$; робота однозмінна зі спокійним навантаженням.

1. Вибираємо пас типу А з тканиною БКНЛ-65 з гумовими прошарками (с. 17, табл. 2.3 [20]).

2. Орієнтовний діаметр меншого шківка

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1 / n_1} = 1100 \sqrt[3]{5,59 / 965} = 198 \text{ мм.}$$

3. За табл. 2.2 [20] візьмемо $d_1 = 224$ мм; товщину паса $\delta = 6,0$ мм; кількість прошарків $j = 5$.

4. Діаметр більшого шківів

$$d_2 = d_1 \cdot i(1 - \xi) = 224 \cdot 3 (1 - 0,01) = 665 \text{ мм.}$$

Візьмемо за стандартом $d_2 = 630$ мм (табл. 2.4 [20]).

5. Фактичне передаточне відношення

$$i_\phi = d_2 / d_1 (1 - \xi) = 630 / 224 (1 - 0,01) = 2,84.$$

6. Уточнені частоти обертання валів приводу

$$n_{II} = n_I / i_\phi = 965 / 2,84 = 340;$$

$$n_{III} = n_{II} / u_{кп} = 340 / 4,02 = 85.$$

7. Швидкість паса

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 224 \cdot 965}{60000} = 11,3 \text{ м/с.}$$

8. Мінімальна міжосьова відстань (табл. 2.14 [20])

$$a = 2(d_1 + d_2) = 2(224 + 630) = 1710 \text{ мм.}$$

9. Розрахункова довжина паса

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$
$$= 2 \cdot 1710 + 1,57(224 + 630) + (630 - 224)^2 / 4 \cdot 1710 = 4780 \text{ мм.}$$

10. Число пробігів паса

$$\nu = V / L = 11,3 / 4,78 = 2,36 < [\nu] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

11. Кут обхвату на меншому шківі

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ (630 - 224) / 1710 = 166^\circ >$$

$$> [\alpha_1] = 110^\circ.$$

12. Питома сила попереднього натягу для передач зі значною міжосьовою відстанню і горизонтальним розташуванням (с. 19 [20])

$$s_0 = 2,25 \text{ Н/мм.}$$

13. Питоме колове зусилля (табл. 2.5 [20]) при $s_0 = 2,25$ Н/мм, $j = 5$, $d_1 = 250$ мм складає $q_0 = 14$ Н/мм.

14. Поправкові коефіцієнти [20]

$$C_0 = 1,0 \text{ (табл. 2.6); } C_\alpha = 0,96 \text{ (табл. 2.7);}$$

$$C_p = 1,0 \text{ (табл. 2.8); } C_v = 0,98 \text{ (табл. 2.9).}$$

15. Допустиме питоме колове зусилля

$$[q] = q_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_v = 14 \cdot 1,0 \cdot 0,96 \cdot 1,0 \cdot 0,98 = 13,2 \text{ Н/м.}$$

16. Ширина паса

$$b = F_t / [q] = 2T_1 / d_1 \cdot [q] = 2 \cdot 55000 / 224 \cdot 13,2 = 37,2 \text{ мм.}$$

За табл. 2.1 [20] візьмемо $b = 40$ мм.

17. Зусилля від попереднього натягу паса

$$S_0 = s_0 \cdot b \cdot j = 2,25 \cdot 40 \cdot 5 = 450 \text{ Н.}$$

18. Тиск паса на вали

$$Q = 2S_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 450 \cdot \sin \frac{166}{2} = 893 \text{ Н.}$$

19. Запас натягу візьмемо згідно з [20]

$$Q_{\max} = 893 \cdot 1,5 = 1340 \text{ Н.}$$

20. Ширину обода шківа візьмемо згідно з табл. 2.10 [20] $B = 50 \text{ мм.}$

3.9. Приклад розрахунку клинопасової передачі

Вихідні дані для розрахунку клинопасової передачі приводу (див. рис. 2.5) наведені в п. 2.5.1 (див. табл. 2.1): $P_1 = 5,59 \text{ кВт; } T_1 = 55 \text{ Н·м; } n_1 = 965 \text{ хв}^{-1}; i = 3$; робота однозмінна зі спокійним навантаженням.

1. Для відомого $T_1 = 55 \text{ Н·м}$ за табл. 2.12 та рис. 2.6, a [20] візьмемо нормальний переріз паса розміру «Б»: $b_p = 14 \text{ мм; } h = 10,5 \text{ мм; } b_0 = 17 \text{ мм; } y_0 = 4,0 \text{ мм; } F_1 = 1,38 \text{ см}^2; q = 0,18 \text{ кг/м.}$

2. Діаметр меншого шківа $d_{1\min} = 125 \text{ мм}$ згідно з рекомендаціями табл. 2.12. Для підвищення довговічності паса за відсутності обмежень за габаритами рекомендується остаточно вибрати за табл. 2.21 [20] наступний з ряду можливих діаметр $d_{1\min} = 140 \text{ мм.}$

3. Діаметр більшого шківа

$$d_2 = d_1 \cdot i (1 - \xi) = 140 \cdot 3 (1 - 0,02) = 412 \text{ мм.}$$

Візьмемо за стандартом $d_2 = 450 \text{ мм}$ ([20], табл. 2.21).

4. Фактичне передаточне відношення

$$i_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{450}{140 \cdot 0,98} = 3,28.$$

5. Швидкість паса

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 965}{60000} = 7,07 \text{ м/с.}$$

6. Частота обертання веденого вала

$$n_2 = \frac{d_1(1-\xi)n_1}{d_2} = \frac{140 \cdot 965(1-0,02)}{450} = 294 \text{ хв}^{-1}.$$

7. Міжосьова відстань (табл. 2.14 [20])

$$a = 1 \cdot d_2 = 1 \cdot 450 = 450 \text{ мм.}$$

8. Розрахункова довжина паса

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 450 + (3,14/2)(140 + 450) + \frac{(450 - 140)^2}{4 \cdot 450} = 1880 \text{ мм.}$$

Найближча більша стандартна довжина паса $L = 2000 \text{ мм}$ ([20], с. 26).

9. За стандартною довжиною паса уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 2000 - 3,14(140 + 450) + \sqrt{[2 \cdot 2000 - 3,14(140 + 450)]^2 - 8(450 - 140)^2}}{8} = 513 \text{ мм.}$$

Мінімальна міжосьова відстань

$$a_{\min} = a - 0,01 L = 513 - 0,01 \cdot 2000 = 493 \text{ мм.}$$

Максимальна міжосьова відстань

$$a_{\max} = a + 0,025 L = 513 + 0,025 \cdot 2000 = 563 \text{ мм.}$$

10. Кут обхвату на меншому шківі

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{450 - 140}{513} = \\ = 144^\circ > [\alpha_1] = 110^\circ.$$

11. Вихідна довжина паса (табл. 2.15 [20], с. 28)

$$L_0 = 2240 \text{ мм. Відносна довжина } L / L_0 = 2000 / 2240 = 0,89.$$

12. Коефіцієнт довжини (табл. 2.19 [20], с. 29)

$$C_L = 0,97.$$

13. При $d_1 = 140$ мм та $V = 7,07$ м/с (табл. 2.15 [20], с. 28) вихідна потужність $P_0 = 2,1$ кВт.

14. Коефіцієнт кута обхвату (табл. 2.18 [20], с. 29)

$$C_\alpha = 0,9.$$

15. Поправка до обертового моменту на передаточне число (табл. 2.20 [20], с. 29) $\Delta T_3 = 3,1$ Н·м.

16. Поправка до потужності

$$\Delta P_3 = 0,0001 \Delta T_3 \cdot n_1 = 0,0001 \cdot 3,1 \cdot 965 = 0,29 \text{ кВт.}$$

17. Коефіцієнт режиму роботи (табл. 2.8 [20], с. 20)

$$C_p = 1,0.$$

18. Допустима потужність на один пас

$$P_P = (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_{3r}) \cdot C_p = (2,1 \cdot 0,9 \cdot 0,97 + 0,29) \cdot 0,84 = 2,12 \text{ кВт.}$$

19. Розрахункова кількість пасів

$$z = \frac{P}{P_P} = \frac{5,59}{2,12} = 2,64.$$

20. Коефіцієнт, що враховує кількість пасів ([20], с.28),

$$C_z = 0,95$$

21. Дійсна кількість пасів у передачі

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{2,64}{0,95} = 2,8.$$

Візьмемо кількість пасів $z' = 3$.

22. Сила початкового натягу одного паса

$$S_{0.1} = \frac{780P}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z'} + q \cdot V^2 = \frac{780 \cdot 5,59}{7,07 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 3} + 0,18 \cdot 7,07^2 = 237 \text{ Н.}$$

23. Зусилля, що діє на вали передачі,

$$Q \approx 2 \cdot S_{0.1} \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 237 \cdot 3 \cdot \sin \frac{144^\circ}{2} = 1352 \text{ Н.}$$

3.10. Приклад розрахунку поліклінопасової передачі

Вихідні дані для розрахунку поліклінопасової передачі приводу (рис. 2.5) наведені в п. 2.5.1 (див. табл. 2.1): $P_1 = 5,59$ кВт; $T_1 = 55$ Н·м; $n_1 = 965$ хв⁻¹; $i = 3$; робота однозмінна зі спокійним навантаженням.

1. Для відомого $T_1 = 55$ Н·м за табл. 2.13 та рис. 2.6, в [20] беруть переріз паса розміру «Л»: $e = 4,8$ мм; $H = 9,5$ мм; $h = 4,85$ мм; $r_{1\max} = 0,2$ мм; $r_{2\max} = 0,7$ мм; $\delta_0 = 4,8$ мм; $q_{10} = 0,45$ кг/м.

2. Згідно з рекомендаціями табл. 2.13 діаметр меншого шківів $d_{1\min} = 80$ мм. Для підвищення довговічності паса за відсутності обмежень за габаритами рекомендується остаточно вибрати наступний з ряду можливих діаметр d_1 за табл. 2.21 [20]. Отже, $d_{1\min} = 90$ мм.

3. Діаметр більшого шківів

$$d_2 = d_1 \cdot i (1 - \xi) = 90 \cdot 3 (1 - 0,02) = 265 \text{ мм.}$$

Беруть за стандартом $d_2 = 250$ мм [20].

4. Фактичне передаточне число

$$i_\phi = d_2 / d_1 (1 - \xi) = 250 / 90 \cdot (1 - 0,02) = 2,83.$$

5. Швидкість паса

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 965}{60000} = 4,55 \text{ м/с.}$$

6. Частота обертання веденого вала

$$n_2 = \frac{d_1 (1 - \xi) n_1}{d_2} = \frac{90 (1 - 0,02) 965}{250} = 340 \text{ хв}^{-1}.$$

7. Міжосьова відстань (табл. 2.14 [20])

$$a = 1 \cdot d_2 = 1 \cdot 250 = 250 \text{ мм.}$$

8. Розрахункова довжина паса

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ = 2 \cdot 250 + (3,14/2)(90 + 250) + \frac{(250 - 90)^2}{4 \cdot 250} = 1060 \text{ мм.}$$

Найближча більша стандартна довжина паса $L = 1000$ мм ([20], с. 26).

9. За стандартною довжиною паса уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} = \\ = \frac{2 \cdot 1000 - 3,14(90 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 1000 - 3,14(90 + 250)]^2 - 8(250 - 90)^2}}{8} = 218 \text{ мм.}$$

Мінімальна міжосьова відстань

$$a_{\min} = a - 0,013L = 218 - 0,013 \cdot 1000 = 205 \text{ мм.}$$

Максимальна міжосьова відстань

$$a_{\max} = a + 0,02L = 218 + 0,02 \cdot 1000 = 238 \text{ мм.}$$

10. Кут обхвату на меншому шківі

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{250 - 90}{218} = 136^\circ > [\alpha_1] = 110^\circ.$$

11. Вихідна довжина паса (табл. 2.17 [20], с. 29)

$$L_0 = 1600 \text{ мм.}$$

$$\text{Відносна довжина } L / L_0 = 1000 / 1600 = 0,625.$$

12. Коефіцієнт довжини (табл. 2.19 [20], с. 29)

$$C_L = 0,88.$$

13. Вихідна потужність $P_0 = 4,5$ кВт при $d_1 = 90$ мм та $V = 4,55$ м/с, яка передається поліклиновим пасом з 10-ма ребрами (табл. 2.17 [20], с. 29).

14. Коефіцієнт кута обхвату (табл. 2.18 [20], с. 29)

$$C_\alpha = 0,89.$$

15. Поправка до обертового моменту на передаточне число (табл. 2.20 [20], с. 29) $\Delta T_3 = 5,4$ Н·м.

16. Поправка до потужності

$$\Delta P_3 = 0,0001 \Delta T_3 \cdot n_1 = 0,0001 \cdot 5,4 \cdot 965 = 0,52 \text{ кВт.}$$

17. Коефіцієнт режиму роботи (табл. 2.8 [20], с. 20)

$$C_p = 1,0.$$

18. Допустима потужність на один пас

$$P_P = (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_3) C_p = (4,5 \cdot 0,88 \cdot 0,89 + 0,52) 1,0 = 4,04 \text{ кВт.}$$

19. Розрахункова кількість ребер

$$z = \frac{10P}{P_P} = \frac{10 \cdot 5,59}{4,04} = 13,8.$$

Візьмемо кількість ребер $z = 14$.

20. Сила початкового натягу поліклинового паса

$$S_{0.1} = \frac{780P}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p} + \frac{q_{10} \cdot z \cdot V^2}{10} = \frac{780 \cdot 5,59}{4,55 \cdot 0,88 \cdot 1,0} + \frac{0,45 \cdot 14 \cdot 4,55^2}{10} = 1102 \text{ Н.}$$

21. Зусилля, що діє на вали передачі,

$$Q \approx 2S_{0.1} \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1102 \cdot \sin \frac{136^\circ}{2} = 2043 \text{ Н.}$$

Контрольні запитання

1. Як передається навантаження в пасових передачах?
2. Чим відрізняється пружне ковзання паса на шківах від буксування?
3. Якою величиною характеризується тягова здатність пасової передачі?
4. Що є основною причиною руйнування від утомленості пасів?
5. Чому тягова здатність клинопасової передачі більша від плоскопасової?

Розділ 4. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

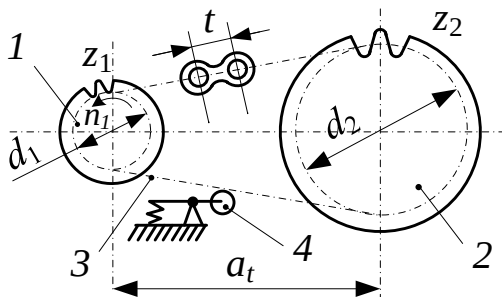
4.1. Загальні відомості

У ланцюгових передачах рух здійснюється завдяки зачепленню, а корисне навантаження передається гнучкою ланкою (рис. 4.1).

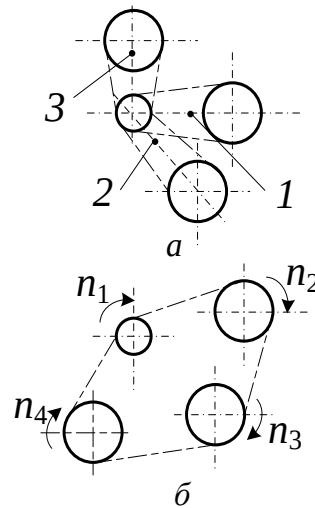


4.1. Ланцюгові передачі

Ланцюгова передача складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, ланцюга 3 і пристроїв 4 для регулювання натягу ланцюга (рис. 4.2).



4.2. Будова ланцюгової передачі



4.3. Схеми ланцюгових передач

Ланцюгові передачі визначають за такими основними ознаками:

- тип ланцюга: вантажні, тягові, привідні;
- вид привідного ланцюга: роликові, втулкові, зубчасті;
- конструктивне виконання: відкриті, закриті;
- можливість зміни міжосьової відстані: регульовані, нерегульовані;
- регулювання натягу ланцюга: натяжною зірочкою, зміщенням опор;
- розташування щодо горизонту (рис. 4.3, а): горизонтальні 1, нахилені 2, вертикальні 3;
- кількість зірочок у передачі: двозірочкові, багатозірочкові (рис. 4.3, б);

– спосіб змащування: безперервний, періодичний.

Переваги ланцюгових передач порівняно з пасовими: більша вантажна здатність; менше навантаження на опори; можливість передавання обертового руху кільком валам; більша компактність.

До недоліків частіше відносять: більшу вартість виготовлення; спрацьовування деталей ланцюгової передачі, що потребує застосування натяжних пристроїв для усування сходження ланцюга з зірочки; більші витрати на експлуатацію; підвищений шум передачі у роботі, особливо з великим кроком ланцюга і малою кількістю зубців зірочок.

Ланцюгові передачі використовують частіше при передаванні потужності такої величини і на такі відстані, коли пасові передачі не надійні, а зубчасті не прийнятні. Такі ситуації характерні для сільгоспмашин, тракторних та гірничорудних механізмів, металорізальних і деревообробних верстатів, легких транспортних машин, підйомно-транспортного обладнання й обладнання для виробництва продовольчих товарів, роторно-конвеєрних ліній.

У приводах загального призначення використовують привідні ланцюги з метою зниження частоти обертання двигуна (переважно $i \leq 6$), передавання середніх потужностей (до 100 кВт) на відстань до 8 м зі швидкістю до 35 м/с. Встановлюють їх як на швидкісних, так і на тихохідних ступенях приводу.

Особливості експлуатації: підвищені вимоги до монтажу; наявність пристроїв натягу; змащування передачі.

Змащування ланцюгових передач здійснюють двома способами: періодичним (консистентне внутрішньошарнірне, рідинне ручне, краплинне); безперервним (картерне, струминне, розбризкуванням, розпилюванням).

Приводні роликові ланцюг позначають за ДСТУ ГОСТ 13568:2006, а приводні зубчасті ланцюги з шарнірами кочення – за ГОСТ 13552-81. Наприклад, ПР–19,05–3180: однорядний приводний роликовий ланцюг нормальної серії з кроком $t = 19,05$ мм, руйнівна сила $Q_p = 31,8$ кН;

ПЗ-1–19,05–74–45: приводний зубчастий ланцюг типу 1 з кроком $t = 19,05$ мм, руйнівна сила $Q_p = 74$ кН, робоча ширина $b = 45$ мм.

4.2. Деталі приводних ланцюгових передач

Стандартні приводні ланцюги за конструкцією бувають: втулкові і роликові (ДСТУ ГОСТ 13568:2006) та зубчасті (ГОСТ 13552-81).

Роликовий ланцюг (рис. 4.4) включає: фасонні пластини зовнішньої 1 та внутрішньої 2 ланок, валик 3, втулка 4, ролик 5.

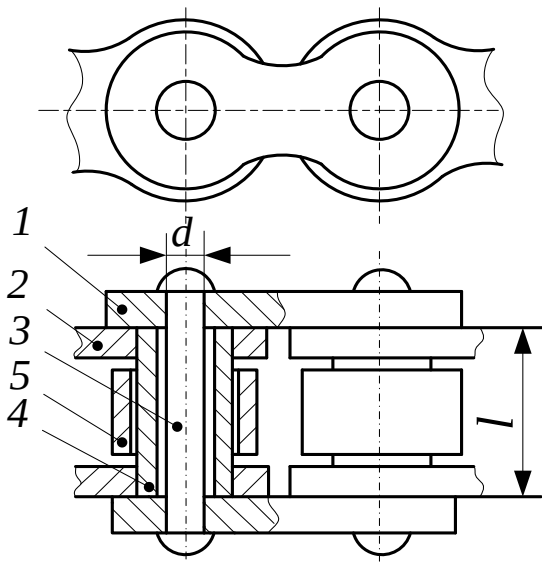


Рис. 4.4. Будова роликового ланцюга

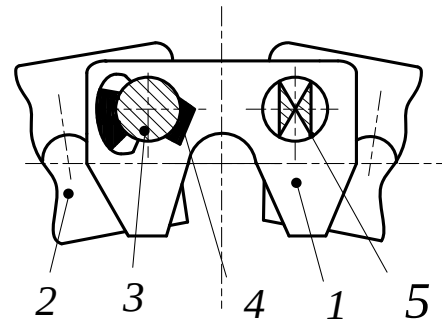


Рис. 4.5. Будова зубчастого ланцюга

Пластини 1 напресовані на валики 3, які на торцях розвальцьовані, а пластини 2 напресовані на втулки 4. Валик 3 встановлений у втулці 4 зі щільною і утворює шарнір ковзання; ролик на втулці, вільно обертаючись при вході у зачеплення із зубцями зірочки, зменшує тертя і спрацювання. Втулковий ланцюг відрізняється від роликового відсутністю ролика 5.

Втулкові ланцюги простіші за конструкцією, мають меншу масу, більш дешеві, але менш зносостійкі. Втулкові ланцюги допускають швидкість до 10 м/с, роликові – до 15 м/с. Багаторядність ланцюгів дозволяє підвищити вантажну здатність передач. Втулкові ланцюгові передачі складають понад 90% всіх інших.

Зубчастий ланцюг (рис. 4.5) складається з набору фасонних зовнішніх 1 та внутрішніх 2 пластин, з'єднаних шарнірами, які можуть бути двох

конструктивних виконань. Шарніри ковзання (див. рис. 4.5, лівий) складаються з валиків 3 та вкладишів 4, що закріплені в пластинах по всій ширині ланцюга. Шарніри кочення (див. рис. 4.5, правий) виготовляють із двома сегментними вкладишами 5. При взаємному повороті пластин 1 і 2 вкладиші 5 перекочуються один по одному, що зменшує тертя і дозволяє підвищити ККД та ресурс ланцюга. Зубчасті ланцюги працюють із меншим шумом, допускають швидкість до 35 м/с, але більш складні у виготовленні та дорогі.

Зірочки за призначенням бувають ведучі, ведені, допоміжні; за конструктивним виконанням – монолітні разом із валом, дискові цільні, дискові складальні. Зубці зірочок роликкових передач із метою збільшення стійкості до спрацювання виготовляють за спеціальним увігнуто-опуклим профілем, геометрія якого регламентована ГОСТ 591-69. Профілювання зубців зірочок передач із зубчастими ланцюгами задають, згідно з ГОСТ 13576-81, прямолінійним і криволінійним. Перший профіль застосовують при малих швидкостях ($V \leq 5$ м/с). Бажано приймати непарну кількість зубців ведучої зірочки, що разом із парною кількістю ланок ланцюга сприяє більш рівномірному спрацюванню деталей.

Ланцюги та зірочки виготовляють із вуглецевих та легованих сталей з відповідною термічною та хіміко-термічною обробкою для підвищення їх зносостійкості. Зірочки передач із легкими умовами роботи ($P < 5$ кВт) для зменшення шуму і динамічних навантажень виготовляють із полімерів.

4.3. Кінетостатика та геометрія передач

Основна відміна руху ланцюга від руху паса в тому, що ланцюг охоплює не коло, а багатокутник як геометричну модель зірочки (рис. 4.6). При повороті зірочки колові швидкості точок контуру різні: у вершині – $V_{\max}$, посередині – $V_{\min}$. Отже, в межах кутової відстані, що визначається сусідніми зубцями зірочки, швидкість ланцюга різна (рис. 4.7).

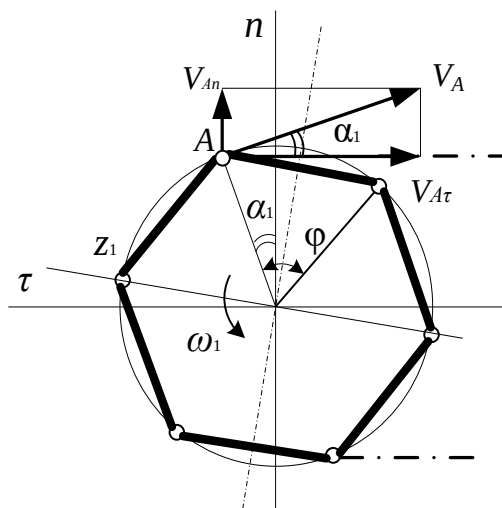


Рис. 4.6. Швидкості шарніра ланцюга

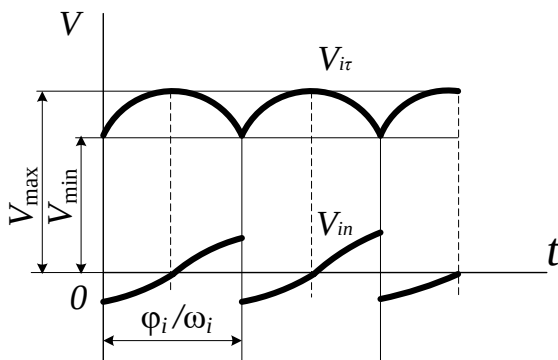


Рис. 4.7. Графіки зміни швидкостей

Удовільному положенні моделі зірочки-багатокутника (див. рис. 4.6) вектор швидкості ланцюга V_A шарніра A подано у вигляді геометричної суми двох складових – поздовжньої $V_{A\tau}$ та поперечної V_{An} :

$$V_{A\tau} = V_A \cdot \cos \alpha ; \quad V_{An} = V_A \cdot \sin \alpha , \quad (4.1)$$

де $-(\varphi/2) \leq \alpha_1 \leq (\varphi/2)$, $\varphi = 2\pi / z_1$.

Формули (4.1) свідчать про те, що негативні кінематичні, а отже і динамічні властивості ланцюгової передачі виявляються сильніше із зменшенням кількості зубців. У розрахунках геометричних параметрів передачі кількість зубців z_1 меншої (ведучої) зірочки та крок ланцюга t підбирають, розв'язуючи протиріччя між ресурсом та вантажною здатністю передачі. З одного боку, ланцюги з великим кроком мають більшу вантажну здатність, але допускають значно менші кутові швидкості ведучої зірочки і сприяють збільшенню нерівномірності руху ланцюга, а отже, збільшенню динамічних навантажень, підвищеному спрацюванню як ланцюга, так і зірочок, руйнуванню ланцюга. З другого боку, зменшення величини кроку ланцюга і відповідно збільшення кількості зубців на ведучій зірочці сприяють підвищенню плавності роботи та зменшенню її спрацювання, однак внаслідок непередбаченого, навіть незначного, збільшення кроку ланцюга, що спричиняється, наприклад спрацюванням, може статися втрата зачеплення і руйнування передачі. Для вирішення означених вище протиріч спираються на досвід експлуатації: крок ланцюга t вибирають залежно від

частоти обертання ведучої зірочки, а кількість зубців z_1 – залежно від передаточного відношення i за виразом $z_{1\min} = 29 - 2i$.

Передаточне відношення передачі

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \alpha_2}{d_1 \cos \alpha_1} \quad (4.2)$$

являє собою також змінну величину, яка залежить від α_1 та α_2 , тобто z_1 та z_2 .

На практиці змінність кутових швидкостей зірочок ланцюгових передач не враховують, оскільки вона не велика (до 1...2%), а для розрахунку i застосовують середню швидкість руху ланцюга

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60000} \quad (4.3)$$

З урахуванням (4.3) за умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках маємо передаточне відношення

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.4)$$

Кількість зубців веденої зірочки z_2 після вибору z_1 визначають як

$$z_2 = i \cdot z_1 \quad (4.5)$$

До основних геометричних параметрів ланцюгової передачі належать крок ланцюга t , діаметри ділільних кіл d_1 , d_2 зірочок, міжосьова відстань a_t , довжина ланцюга L_t в кроках.

Діаметри ділільних кіл визначають за формулою

$$d_i = \frac{t}{\sin \pi/z_i} \quad (4.6)$$

Оптимальні за спрацюванням шарнірів ланцюга та коливаннями веденої вітки значення a_t рекомендують вибирати в діапазоні

$$a_t = (30...50)t \quad (4.7)$$

Довжину ланцюга визначають кількістю ланок за формулою

$$L_t = 2 \frac{a_t}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_1 + z_2}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (4.8)$$

Розрахункове значення L_t округляють до найближчого парного числа для того, щоб не застосовувати спеціальні з'єднувальні ланки.

При роботі передачі ведуча та ведена вітки розтягуються силами

$$F_{\text{вдч}} = K_1 F_t + F_q + F_V, \quad F_{\text{вдн}} = F_q + F_V, \quad (4.9)$$

де F_t – колова сила; K_1 – коефіцієнт, що враховує характер навантаження; F_q – сила, спричинена вагою вітки: $F_q = k_f \cdot q \cdot g \cdot a_t$; k_f – коефіцієнт провисання; q – маса одного метра ланцюга; g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; F_V – сила, спричинена відцентровим навантаженням: $F_V = q \cdot V^2$ (F_V враховується при $V > 12 \text{ м/с}$).

На практиці силу, що діє на вал ланцюгової передачі, нахиленої до горизонту не більше 40° , приблизно підраховують за виразом

$$R = (1,15 \dots 1,20) F_t. \quad (4.10)$$

4.4. Критерії працездатності та розрахунку

Вихід з ладу ланцюгових роликових передач обумовлюється:

- спрацюванням шарнірів (рис. 4.8, а) через їх взаємний поворот;
- спрацюванням зубців зірочок (рис. 4.8, б) через відносне ковзання і втрату сполучення ролика ланцюга із зубом зірочки;
- руйнуванням від утомленості пластин ланцюга (рис. 4.8, в) через циклічне навантаження швидкісних ($V \geq 15 \text{ м/с}$) важконавантажених передач;
- руйнуванням ланцюга (рис. 4.8, г) при дії великих короточасних перевантажень.

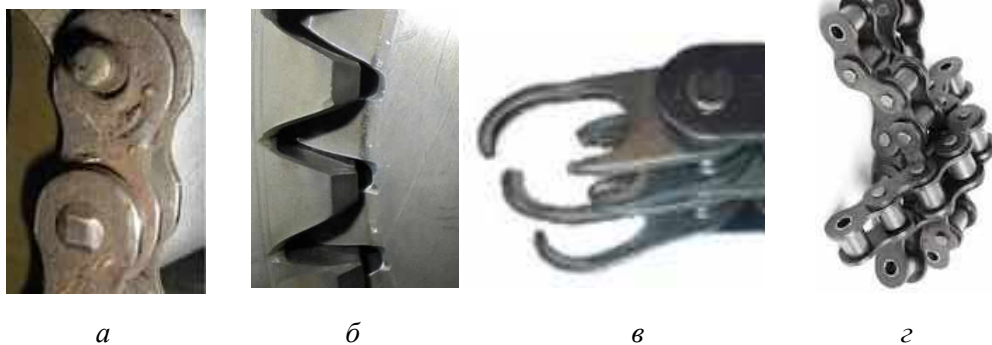


Рис. 4.8. Види пошкоджень деталей роликової передачі

Для умов роботи нешвидкісних ланцюгових роликів передач основною причиною втрати працездатності є спрацювання шарнірів ланцюга, що спричинює збільшення кроку $t_3 > t$ ланцюга (витягування), зачеплення краями зубців і надалі можливу втрату зачеплення (рис. 4.9).

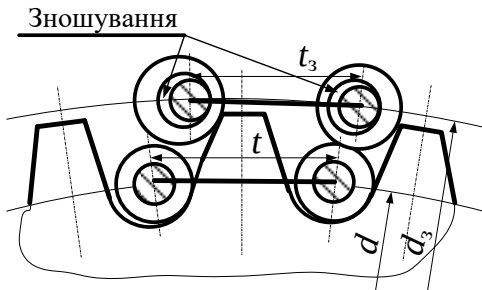


Рис. 4.9. Втрата зачеплення через спрацювання ланцюга



Рис. 4.10. Вимір спрацювання ланцюга

Граничне витягування ланцюга в приводах загального машинобудування через спрацювання немає перевищувати 2...3%, що вимірюється калібром (рис. 4.10). До аналогічних результатів (втрати зачеплення) призводить спрацювання зубців зірочок, яке зустрічається рідко. Руйнування від утомленості пластин ланцюга спостерігається в закритих передачах, що передають великі навантаження, а руйнування від утомленості роликів відбувається в швидкісних передачах ($V > 15\text{м/с}$) навіть при малих навантаженнях. Отже, основний критерій працездатності ланцюгових роликів передач визначається умовами їх експлуатації.

4.5. Розрахунки ланцюгових передач

Розглядаються нешвидкісні ланцюгові передачі, що частіше застосовуються у загальному машинобудуванні, для яких необхідно забезпечити зносостійкість шарнірів та міцність ланцюга.

4.5.1. Проєктний розрахунок роликів ланцюга

Проєктний розрахунок шарнірів роликів ланцюга полягає в уточненні заздалегідь вибраного кроку t за умови обмеження спрацювання шарнірів при заданих величинах P_1 , n_1 , i .

Для шарнірів ланцюга як для нижчих кінематичних пар із малими швидкостями ковзання оцінку спрацювання здійснюють за виразом (1.11)

$$p \leq [p],$$

де $p = \frac{F_t}{S_{\text{оп}}}$; $F_t = \frac{1000 \cdot P}{V}$; $S_{\text{оп}} = S_t \cdot t^2$; $S_{\text{оп}}$ – проєкція опорної поверхні шарніра;

S_t – коефіцієнт пропорційності (для роликів ланцюгів $S_t = 0,28$).

З урахуванням наведених формул, а також умов експлуатації (коефіцієнт K_e , що враховує характер навантаження, спосіб змащування, тривалість роботи, положення передачі у просторі, спосіб регулювання міжосьової відстані) та конструкцію ланцюга (коефіцієнт рядності ланцюга K_m) розрахункове значення кроку ланцюга визначають за виразом

$$t \geq 183 \sqrt[3]{\frac{10P_1 \cdot K_e}{z_1 \cdot n_1 \cdot [p] \cdot S_t \cdot K_m}}. \quad (4.11)$$

Отриманий крок округляють до більшого стандартного значення.

4.5.2. Перевірні розрахунки роликового ланцюга

Для вибраного стандартного ланцюга перевіряють:

- стійкість шарнірів до спрацювання $p \leq [p]$;
- термін служби

$$T = 5200 \frac{\Delta t \cdot K_3 \cdot \sqrt{z_1} \cdot \sqrt[3]{a_t \cdot i}}{p \cdot \sqrt[3]{V} \cdot K_e}, \quad (4.12)$$

де K_3 – коефіцієнт змащування: $K_3 = \frac{K_{с3}}{\sqrt{V}}$; $K_{с3}$ – коефіцієнт способу

змащування; $\Delta t = 3\%$ – допустиме збільшення кроку;

- запас міцності ланцюга при короточасному перевантаженні

$$n = \frac{Q_{\text{руйн}}}{F_{\text{вдч}}} > [n], \quad (4.13)$$

де $Q_{\text{руйн}}$ – руйнівне навантаження, що задається у стандарті на привідні ланцюги; $[n]$ – мінімальний запас міцності ланцюга: $[n] = 5 \dots 6$.

4.5.3. Розрахунок зубчастого ланцюга

Проектний розрахунок зубчастого ланцюга з шарнірами кочення проводять за умови обмеження спрацювання з визначенням його ширини за напівемпіричним виразом

$$B = \frac{0,25F_t \sqrt[3]{V}}{t} K_e. \quad (4.14)$$

Розрахункову ширину ланцюга B округляють до стандартного значення. Перевірний розрахунок зубчастого ланцюга виконують за формулою (4.13) при $[n] = 20 \dots 25$.

4.6. Приклад розрахунку ланцюгової роликової передачі

Вихідні дані для розрахунку ланцюгової передачі ланцюгово-зубчастого приводу (див. рис. 2.6) наведені в п. 2.5.2 (див. табл. 2.2): $P_1 = 5,71$ кВт; $n_1 = 965$ хв⁻¹; $i = 3$; робота однозмінна нереверсивна зі спокійним навантаженням. Електродвигун встановлюється на саночках, змащування ланцюга неперервне; передача розташована горизонтально.

1. Згідно з умовами експлуатації передачі беремо такі коефіцієнти (с. 42 [20]): $K_1 = 1$ (навантаження спокійне); $K_2 = 1$ (опори переміщуються); $K_3 = 1$ (оскільки $a = 40t$); $K_4 = 1$ (передача горизонтальна); $K_5 = 0,8$ (змащування неперервне); $K_6 = 1$ (робота однозмінна). Отже:

$$K_e = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8.$$

4. Для привідних роликових ланцюгів

$$S_t = 0,28.$$

3. З табл. 2.26 [20] заздалегідь вибирається крок ланцюга $t = 15,875$ мм, для якого при $n_1 = 965$ хв⁻¹ з табл. 2.28 [20] допустимий питомий тиск в шарнірі $[p] = 22,1$ МПа (екстраполяванням).

4. З табл. 2.25 [20] при $i = 3$ беремо $z_1 = 25$.

5. Беремо однорядний ланцюг ($z_p = 1$), тому $K_m = 1$ (с. 42 [20]).

6. Розрахунковий крок ланцюга

$$t = 183^3 \sqrt{\frac{10P_1 \cdot K_e}{S_t \cdot [p] \cdot z_1 \cdot n \cdot K_m}} = 183^3 \sqrt{\frac{10 \cdot 5,71 \cdot 0,8}{0,28 \cdot 22,1 \cdot 25 \cdot 965 \cdot 1}} = 12,4 \text{ мм.}$$

7. Розрахунки для однорядного ланцюга з $t = 12,7$ мм показали недостатній термін служби, тому приймається ланцюг ПР–15,875–2270–2, у якого: $t = 15,875$ мм; $Q_{руйн} = 22700$ Н; $S_{оп} = 70,9$ мм²; $q = 1,0$ кг/м (с. 252 [20]).

8. Перевіряється умова $n \leq n_{1\max}$.

За табл. 2.26 [20] при $t = 15,875$ мм допускається частота $n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}$, тобто умова виконується.

9. Перевіряється середній питомий тиск у шарнірах:

$$p = \frac{F_t}{S_{\text{оп}}}, \text{ де } F_t = \frac{1000P}{V}, V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} = \frac{25 \cdot 965 \cdot 15,875}{60000} = 6,4 \text{ м/с.}$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 5,71}{6,4} = 892 \text{ Н. } p = \frac{892}{70,9} = 12,6 \text{ МПа,}$$

тобто $p < [p] = 22,1 \text{ МПа}$ і умова виконується.

10. Перевіряється термін служби ланцюга:

$$T = 5200 \frac{\Delta t \cdot K_M \cdot \sqrt{z_1} \cdot \sqrt[3]{a_t \cdot u}}{p \cdot \sqrt[3]{V} \cdot K_e}, \text{ де } K_M = \frac{K_{\text{мп}}}{\sqrt{V}} = \frac{2,5}{\sqrt{6,4}} = 0,99.$$

$$T = 5200 \frac{3 \cdot 0,99 \cdot \sqrt{25} \cdot \sqrt[3]{40 \cdot 3}}{12,6 \cdot \sqrt[3]{6,4} \cdot 0,8} = 20156 \text{ год, що більше допустимого терміну}$$

служби: $T_p = 4000 \cdot K_{\text{мп}} = 4000 \cdot 2,5 = 10000 \text{ год}$ (табл. 2.30 [20]).

11. Навантаження, що діє на вали,

$$R \approx (1,15 \dots 1,2) F_t = 1,2 \cdot 892 = 1070 \text{ Н.}$$

12. Запас міцності ланцюга

$$n = \frac{Q_{\text{руйн}}}{F_{\text{вдч}}}, \text{ де } F_{\text{вдч}} = F_f + F_t \cdot K_1 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a + K_1 \cdot F_t =$$

$$= 6 \cdot 1,0 \cdot 9,81 \cdot 0,635 + 1 \cdot 892 = 929 \text{ Н; } (a = 40 \cdot t = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм});$$

$$n = \frac{22700}{929} = 24,4 \text{ більший від значення } [n] = 6 \text{ (табл. 2.30 [20])}.$$

13. Кількість зубців веденої зірочки

$$z_2 = i \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75.$$

14. Довжина ланцюга в кроках

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \frac{2 \cdot 635}{15,875} + \frac{25 + 75}{2} + \left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{15,875}{635} = 131,5.$$

Беремо найближчу парну кількість кроків, тобто $L_t = 132$.

15. Ділильні кола зірочок, мм

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{25}} = 126;$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{75}} = 378.$$

Примітка: замість однорядного ланцюга з $t = 15,875$ мм можна прийняти дворядний з $t = 12,7$ мм.

4.7. Приклад розрахунку ланцюгової зубчастої передачі

Вихідні дані для розрахунку ланцюгової передачі ланцюгово-зубчастого приводу (див. рис. 2.6) наведені в п. 2.5.2 (див. табл. 2.2): $P_1 = 5,71$ кВт; $n_1 = 965$ хв⁻¹; $i = 3$; робота однозмінна нереверсивна зі спокійним навантаженням. Електродвигун встановлюється на саночках, змащування ланцюга неперервне; передача розташована горизонтально.

1. Згідно з умовами експлуатації передачі беремо такі коефіцієнти (с. 42 [20]): $K_1 = 1$ (навантаження спокійне); $K_2 = 1$ (опори переміщуються); $K_3 = 1$ (оскільки $a = 40t$); $K_4 = 1$ (передача горизонтальна); $K_5 = 0,8$ (змащування неперервне); $K_6 = 1$ (робота однозмінна). Отже:

$$K_e = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8.$$

2. За табл. 2.26 [20] заздалегідь вибираємо крок ланцюга

$$t = 12,7 \text{ мм.}$$

3. За табл. 2.25 [20] при $i = 3$ візьмемо $z_1 = 30$.

4. Колова швидкість ланцюга

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} = \frac{30 \cdot 965 \cdot 12,7}{60000} = 6,13 \text{ м/с.}$$

5. Колова сила, що передається ланцюгом,

$$F_t = \frac{1000P}{V} = \frac{1000 \cdot 5,71}{6,13} = 932 \text{ Н.}$$

6. Розрахункова ширина ланцюга

$$B = \frac{0,25 F_t \sqrt[3]{V}}{t} K_e = \frac{0,25 \cdot 932 \sqrt[3]{6,13}}{12,7} 0,8 = 33,6 \text{ мм.}$$

Візьмемо ланцюг 3–12–3,4 з $B = 34,5$ мм; $Q_{руйн} = 34000$ Н; $q = 2,0$ кг/м (с. 253 [20]).

7. Навантаження, що діє на вали,

$$R \approx (1,15 \dots 1,2) F_t = 1,2 \cdot 932 = 1118 \text{ Н.}$$

8. Запас міцності ланцюга

$$n = \frac{Q_{руйн}}{F_{вдч}}, \text{ де } F_{вдч} = F_f + F_t \cdot K_1 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a + K_1 \cdot F_t =$$
$$= 6 \cdot 2,0 \cdot 9,81 \cdot 0,508 + 1 \cdot 932 = 992 \text{ Н; } (a = 40t = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм});$$
$$n = \frac{34000}{992} = 34,2 \text{ більший від значення } n_p = 20 \dots 25 \text{ (с. 43 [20])}.$$

9. Кількість зубців веденої зірочки

$$z_2 = i \cdot z_1 = 3 \cdot 30 = 90.$$

10. Довжина ланцюга в кроках

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \frac{2 \cdot 635}{15,875} + \frac{25 + 90}{2} + \left(\frac{90 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{15,875}{635} = 140,2.$$

Візьмемо найближчу парну кількість кроків, тобто $L_t = 140$.

11. Ділильні кола зірочок, мм

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{30}} = 121,5;$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{90}} = 363,9.$$

4.8. Схема розрахунків передач гнучким зв'язком

Упорядкуванню здобутих знань щодо передач гнучким зв'язком допоможе наведена схема розрахунків їх основних параметрів (рис. 4.11).



Рис. 4.11. Схема розрахунків передач гнучким зв'язком

Контрольні запитання

1. Як передається навантаження в ланцюгових передачах?
2. Які привідні ланцюги допускають найбільшу швидкість?
3. Чому ланцюг у передачі рухається нерівномірно?
4. Як вибирають кількість зубців меншої зірочки?
5. Чому доцільно використовувати ланцюги з малим кроком?

Розділ 5. ЦИЛІНДРИЧНІ ТА КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

5.1. Загальні відомості про зубчасті передачі

Зубчасті передачі з круглими колесами – найбільш поширені механічні передачі у сучасному машинобудуванні. Зубчасті колеса бувають розміром від кількох міліметрів до 10 м, здатні передавати потужності до 100 000 кВт, працювати з коловими швидкостями до 150 м/с.

Зубчасті передачі в більшості випадків складаються з двох коліс (рис. 5.1), на ободі яких розміщені зубці; працюють за принципом зачеплення безпосередньо ведучого та веденого коліс, тобто обертання ведучого зубчастого колеса (шестірні), перетворюється в обертання веденого шляхом надавлювання зубців першого колеса на зубці другого.



Рис. 5.1. Зубчасті передачі:
а – циліндричні; б – конічні; в – черв'ячні

Зубчасті передачі класифікують :

1) за можливістю перетворення характеру руху:

- обертний рух ведучого колеса перетворюється в обертний рух веденого (рис. 5.2, а);
- обертний рух ведучого колеса перетворюється в поступальний рух рейки (рис. 5.2, б)

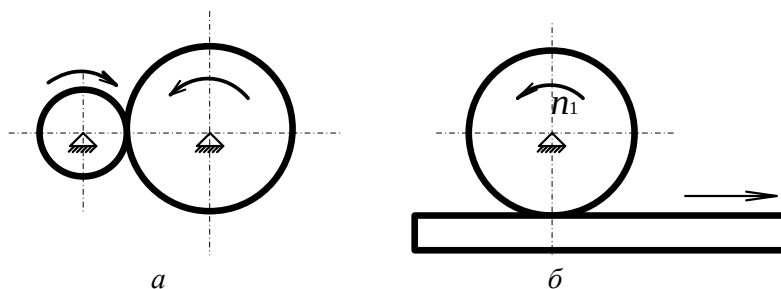


Рис. 5.2. Зубчасті передачі зовнішнього зачеплення

2) за можливістю руху опор валів:

- рядові передачі, в яких опори валів нерухомі (рис. 5.2, *а*; рис. 5.3, *а*);
- планетарні передачі, в яких опори валів здійснюють обертовий рух (рис. 5.3, *б*);

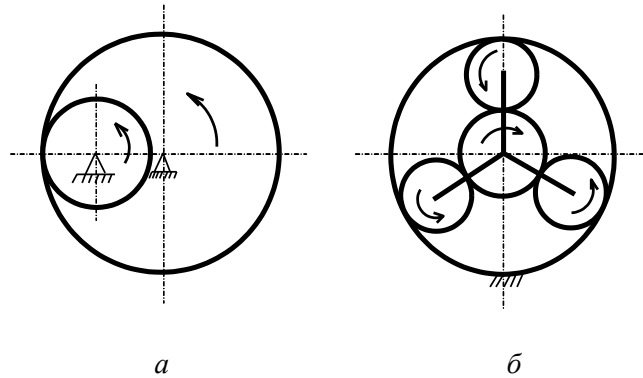


Рис. 5.3. Зубчасті передачі внутрішнього зачеплення

3) за властивістю до деформації форми коліс:

- жорсткі (див. рис. 5.1; рис. 5.2; рис. 5.3);
- гнучкі (хвильове деформування);

4) за взаємним розміщенням валів:

- паралельні (див. рис. 5.2, *а*; рис. 5.3; рис. 5.4, *а*);
- ті, що перетинаються (рис. 5.4, *б* – кут перетину становить 90°);
- мимобіжні у просторі (рис. 5.4, *в* – черв'ячна передача);

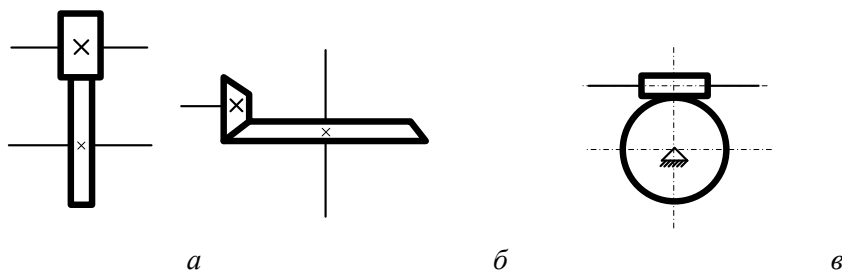


Рис. 5.4. Зубчасті передачі з різним взаємним розташуванням валів

5) за відносним розміщенням поверхонь вершин та впадин:

- зовнішнє зачеплення (див. рис. 5.2; рис. 5.4);
- внутрішнє зачеплення (див. рис. 5.3);

6) за формою зубців:

- прямозубі (рис. 5.5, *а*);
- косозубі (рис. 5.5, *б*) та шевронні (рис. 5.5, *в*);

- кругові зубці (рис. 5.5, *г*);

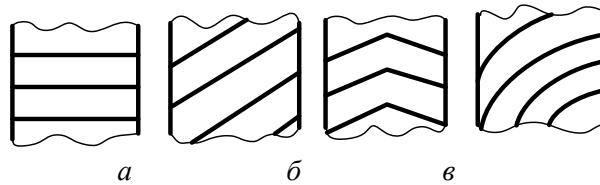


Рис. 5.5. Зубчасті колеса з різною формою зубців

7) за формою профілю зубців:

- евольвентний (рис. 5.6, *а*);
- круговий (рис. 5.6, *б* – один із можливих профілів);
- циклоїдний (рис. 5.6, *в* – один із можливих профілів);

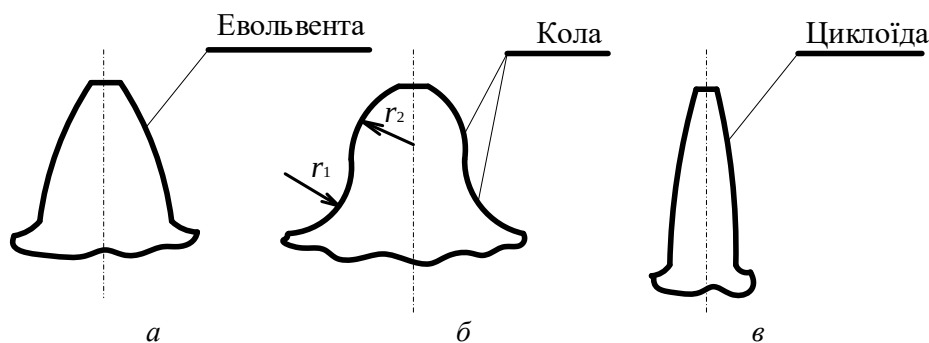


Рис. 5.6. Форми профілів зубців

8) за функціональним призначенням:

- силові та кінематичні;
- ті, що підвищують та знижують швидкість обертання;
- тихохідні ($V \leq 3$ м/с), швидкохідні ($V > 15$ м/с);

9) за конструктивним виконанням:

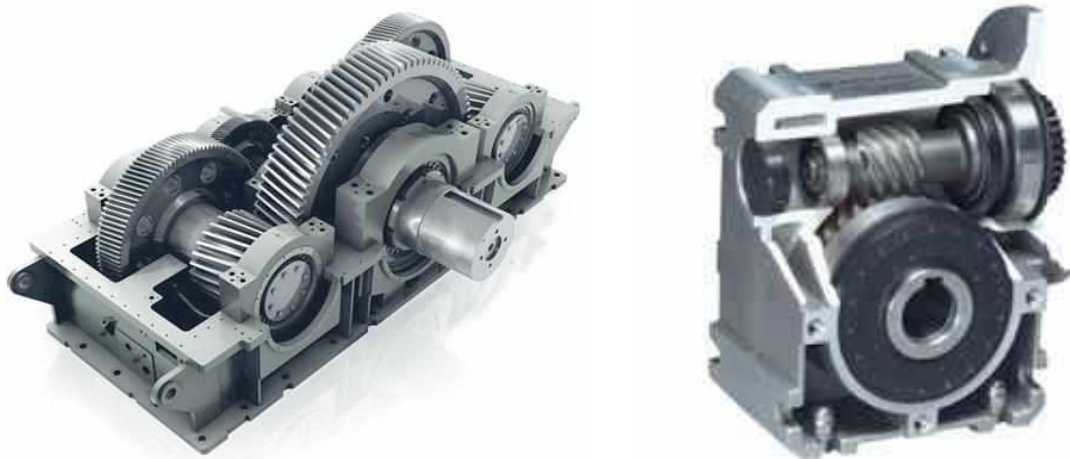
- відкриті та закриті;
- одно- чи багатосхідчасті;
- комбіновані (конічно-циліндричні, черв'ячно-циліндричні та інші);
- без двигуна, з двигуном (мотор-редуктор).

Переважає більшість зубчастих коліс має жорстку конструкцію і застосовується для перетворення параметрів обертового руху. Серед відомих найбільш поширені циліндричні передачі евольвентного зовнішнього зачеплення з нерухомими опорами валів. Дедалі більшого поширення набувають планетарні передачі, які, будучи компактними, мають широкі

кінематичні можливості. Косозубі циліндричні колеса мають підвищену твердість ($HB > 350$) робочих поверхонь зубців і застосовуються для відповідальних швидкісних та високонавантажених закритих передач. Більше третини усіх циліндричних коліс у машинах – косозубі. Передачі з внутрішнім зачепленням більш компактні, характеризуються більш плавною роботою через великий коефіцієнт перекриття, але і більш дорогі при виготовленні. Вантажна здатність конічної прямозубої передачі становить приблизно 0,85 від циліндричної; вони дорожчі. Гіперболоїдні (гіпоїдна, гвинтова, черв'ячна) передачі з мимобіжними у просторі валами працюють плавніше, але мають менший ККД, більші спрацьовування; їх використовують для передавання середніх та малих потужностей. Серед неевольвентних зачеплень значне поширення має зачеплення Новікова (кругові профілі зубців), яке дозволяє підвищити навантаження передач. Агрегат зі знижувальною швидкістю обертання двигуна називають *редуктором*; з підвищувальною передачею – *мультиплікатором*. Закриті передачі добре змащуються і допускають великі колові швидкості.

У металорізальних верстатах зубчасті передачі використовують у механізмах приводів головного руху та руху передачі, в ділильних механізмах. У сучасних токарних та revolverних верстатах нараховується по 80...120 зубчастих коліс, у консольно-фрезерних та зубофрезерних – по 50...80, у свердлильних – по 30...50 коліс. Основна маса (до 80 %) цих коліс – циліндричні прямозубі – використовується в коробках передач.

У підйомно-транспортних машинах (ПТМ) застосовують: циліндричні косозубі закриті передачі (рис. 5.7, *а*) – для підйомних механізмів (талей, лебідок), підйомників, механізмів підйому, переміщення та повороту кранів, приводів конвейєрів; черв'ячні передачі (рис. 5.7, *б*) – в механізмах поворотів кранів, лебідках ліфтів (переважно глобоїдні); гвинтові передачі – для домкратів, механізмів вильоту стріли деяких кранів. Дедалі більшого поширення набули мотор-редуктори з планетарними передачами (рис. 5.8). Перспективним для ПТМ є використання хвильових передач.



а *б*
Рис. 5.7. Закриті зубчасті передачі (редуктори):
а – циліндрична; *б* – черв’ячна



Рис. 5.8. Мотор-редуктор із планетарною передачею

У гідравлічних машинах зубчасті передачі зустрічаються обмежено; наприклад, циліндричні прямозубі використовують для шестеренних насосів, а передачу гвинт-гайка – для гвинтових насосів.

Основні переваги зубчастих передач: компактність; висока вантажна здатність; велика надійність та довговічність; сталість передаточного відношення; широкий діапазон швидкостей та передаточних відношень.

До недоліків зубчастих передач належать: відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу; шум при роботі з високими швидкостями; потреба в постійному змащуванні; неможливість безступеневої зміни передаточного відношення.

5.2. Відомості про геометрію циліндричних передач

Терміни, визначення, позначення та розрахунки геометрії циліндричних евольвентних передач зовнішнього та внутрішнього зачеплень, які пояснюються на прикладі основних геометричних параметрів прямозубих передач, показаних на рис. 5.9, визначають ГОСТ 16531-83, ГОСТ 16532-70 та ГОСТ 19274-73 (параметрам шестірні відповідає індекс «1», колеса – «2») :

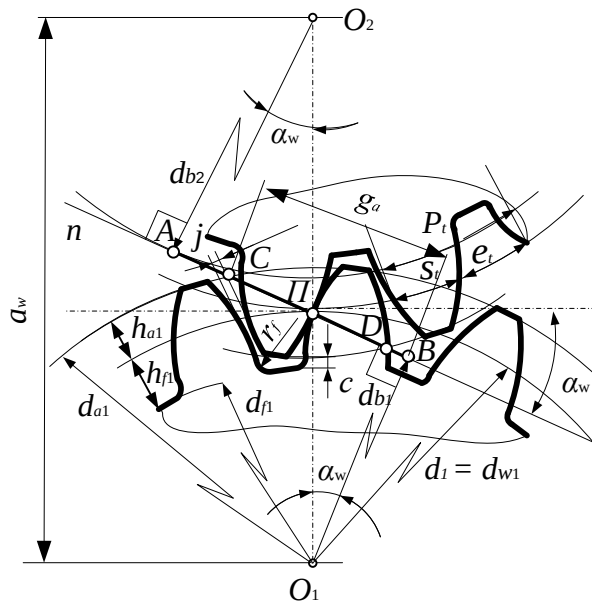


Рис. 5.9. Основні геометричні параметри некоригованого евольвентного зачеплення

d_{wi} – діаметр початкового кола;
 d_i – діаметр ділительного кола;
 d_{ai} – діаметр кола вершин зубців;
 d_{fi} – діаметр кола западин зубців;
 d_{bi} – діаметр основного кола;
 h_{ai} – висота головки зуба;
 h_{fi} – довжина ніжки зуба;
 P_b – основний коловий крок;
 P_t – ділительний коловий крок;
 S_t – колова товщина зуба;
 e_t – колова ширина западин;
 c – радіальна щілина;
 j – бічна щілина;
 r_f – радіус западин;
 a_w – міжосьова відстань.

Початкові кола в кінематичному розумінні визначають зачеплення зубчастих коліс. Пара зубчастих коліс може мати множину початкових кіл, а у окремо взятого колеса початкового кола не існує, оскільки це – кінематичне поняття пари коліс.

Ділительні кола – база для визначення розмірів елементів зубців: вони поділяють зубець на головку та ніжку. Ділительне коло – на відміну від початкового – реальна постійна геометрична фігура окремо взятого зубчастого колеса. При зміні міжосьової відстані a_w величини d_i не змінюються. У більшості нормальних зубчастих передач, за виключенням коригованих (коли інструмент при нарізанні колеса зміщується), діаметри ділительних та початкових кіл збігаються, тобто a_w визначається як

$$a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2 = (d_1 + d_2)/2. \quad (5.1)$$

Основне коло визначає ділянку евольвенти, за якою описана бічна поверхня зуба. Зі збільшенням діаметра d_b евольвента стає більш пологою, перетворюючись у пряму лінію, а зубчасте колесо – у зубчасту рейку з прямолінійним профілем зубців.

Основний коловий крок зубців P_b – відстань між однойменними профілями двох сусідніх зубців по дузі основного кола. Ділильний коловий крок P_t вимірюється по дузі ділильного кола. Оскільки $d_b = d \cdot \cos \alpha_w$ (див. ΔBO_1P на рис. 5.9), то

$$P_b = P_t \cdot \cos \alpha_w, \quad (5.2)$$

де α_w – кут зачеплення (кут між лінією зачеплення n та дотичною l до початкових кіл; для нормальних коліс $\alpha_w = 20^\circ$). Для пари спряжених коліс колові кроки однакові. Оскільки $\pi \cdot d_w = P_t \cdot z$, то

$$P_t = \frac{\pi \cdot d_w}{z}, \quad (5.3)$$

де z – кількість зубців колеса.

Оскільки крок зубців, як і довжина кола, визначається трансцендентним числом, то для зручності вимірювань та розрахунків вводять поняття модуля зубців за виразом

$$m = \frac{P_t}{\pi}. \quad (5.4)$$

Модуль – основна характеристика розмірів зубців, і для пари спряжених коліс він однаковий. Взаємозамінність зубчастих коліс та уніфікація зубонарізного інструменту забезпечені згідно з ДСТУ ISO 54-2001.

Висоту головки та ніжки зуба нормальних (некоригованих) коліс визначають відповідно до виразів

$$h_a = m; \quad h_f = h_a + c = 1,25m, \quad (c = 0,25m). \quad (5.5)$$

Колова товщина S_t зуба та ширина западин e_t по ділильному колу нормального колеса в сумі теоретично дорівнюють величині кроку P_t :

$$S_t + e_t = P_t. \quad (5.6)$$

Однак при виготовленні коліс призначають від'ємний допуск на S_t , при якому гарантується поява бічної щілини j для усунення можливості заклинювання в зачепленні, і тоді

$$S_t + j + e_t = P_t. \quad (5.7)$$

Діаметри ділильні, початкові, вершин та западин зубців нормальних (некоригованих) циліндричних прямозубих коліс визначають за формулами

$$d_i = d_{wi} = mz_i; \quad (5.8)$$

$$d_{ai} = d_i + 2h_a = m(z_i + 2); \quad (5.9)$$

$$d_{fi} = d_i - 2h_f = m(z_i - 2,5). \quad (5.10)$$

Ширину зубчастого вінця шестірні b_w вибирають як

$$b_w = b + (0,2 \dots 0,4)m, \quad (5.11)$$

а ширину зубчастого вінця колеса b – за виразами

$$b = \psi_a \cdot a_w; \quad b = \psi_d \cdot d_{w1}, \quad (5.12)$$

де ψ_a , ψ_d – коефіцієнти ширини вінця, що враховують розташування коліс відносно опор, форму зубців і твердість їх поверхонь.

Передаточне відношення зубчастої передачі

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2V_1}{d_1} : \frac{2V_2}{d_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

будемо називати, згідно з ГОСТ 16532-70, *передаточним числом* та позначати як

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.13)$$

Безперервність роботи передачі та сталість її передаточного числа залежить не тільки від виду профілю зубців, а і від геометрії передачі; це можливо, коли наступна пара зубців входить в зачеплення до виходу з неї попередньої, тобто коли забезпечується *перекриття* роботи однієї пари зубців другою. Чим більша величина перекриття, тим вища плавність роботи та несуча здатність передачі, тим менші динамічні навантаження та шум.

Перекриття пари прямих зубців характеризують коефіцієнтом *торцевого перекриття* ε_a :

$$\varepsilon_a = \frac{g_a}{P_b}. \quad (5.14)$$

Для прямозубих передач рекомендують умову $\varepsilon_a \geq 1,2$, тобто зона двопарного зачеплення повинна займати не менше 20 % загальної площі поля зачеплення. *Поле зачеплення* – прямокутник, одна сторона якого є довжина g_a лінії зачеплення (геометричне місце точок контакту зубців), а друга – ширина b_w вінця шестірні. Саме випадок зачеплення з $\varepsilon_a > 1$ показаний на рис. 5.10, а, де напрямок переміщення лінії контакту першої 1 та другої 2 пар зубців позначений стрілкою. Коли друга пара зубців прийде на межу поля 2', перша пара займе положення 1'. При подальшому русі на ділянці 1'–2 контактує тільки одна пара зубців. Однопарне зачеплення продовжується, доки пара 1 не займе положення 2. Після цього вказаний вище процес продовжується.

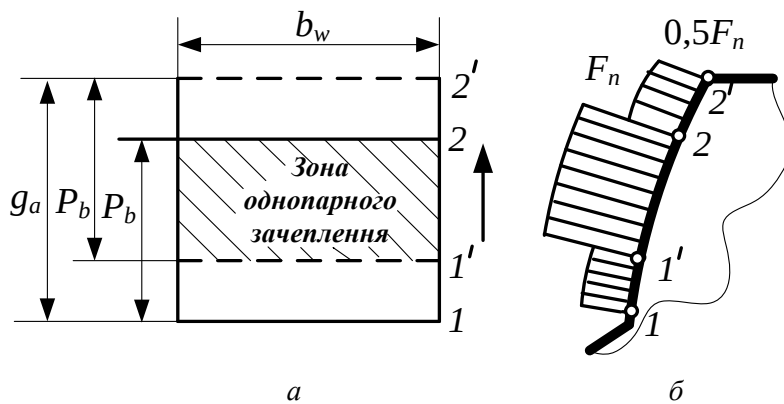


Рис. 5.10. Зв'язок поля зачеплення з навантаженням зуба

З аналізу впливу поля зачеплення на характер навантаження зуба постає, що зоні однопарного зачеплення порівняно з двопарним відповідає майже двократне збільшення навантаження посередині зубців (рис. 5.10, б).

Невідповідність колових кроків шестірні та колеса через похибки виготовлення, а також пружні деформації зубців спричиняють появу додаткових динамічних навантажень внаслідок ударів (серединного, кромкового) і, як наслідок, підвищення шумності роботи передачі.

5.3. Основи теорії зубчастого зачеплення

Кінематичною умовою придатності профілів зубців зубчастих коліс є сталість миттєвого передаточного відношення, тобто

$$i = \text{const.} \quad (5.15)$$

Умова (5.15) забезпечується, коли профілі зубців окреслені кривими, що задовольняють вимоги основного закону зачеплення: *профілі зубців двох коліс повинні бути такими, щоб спільна нормаль до них у довільній точці дотику поділяла міжосьову відстань на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям зубчастих коліс.*

Для пояснення вказаного вище розглянемо площинну картину спряження пари зубців, які торкаються в довільній точці S зачеплення при незмінній міжосьовій відстані O_1O_2 (рис. 5.11).

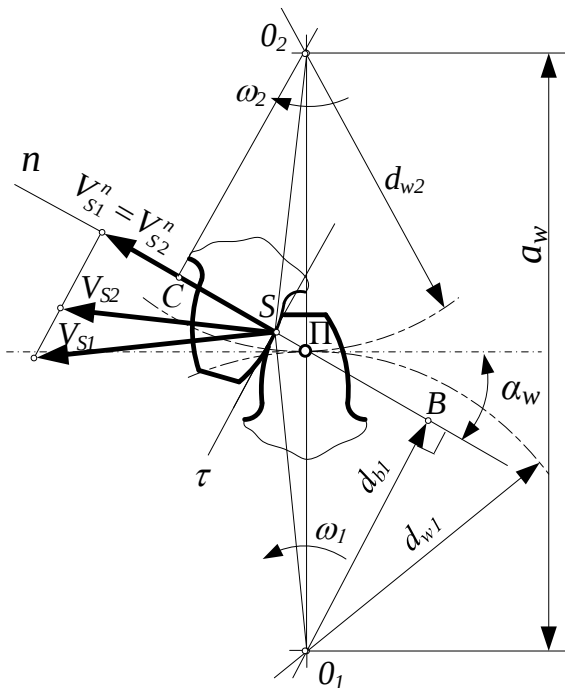


Рис. 5.11. Схема взаємодії пари спряжених зубців

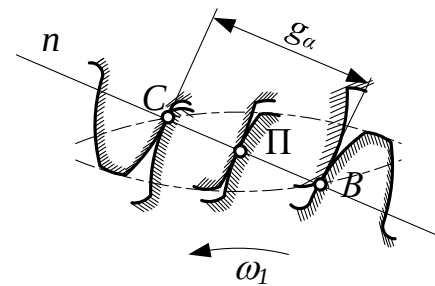


Рис. 5.12. Положення спряжених профілів зубців на початку і кінці зачеплення

Колові швидкості точки S відносно центрів O_1 та O_2 визнаються як

$$V_{S1} = O_1S \cdot \omega_1; \quad V_{S2} = O_2S \cdot \omega_2.$$

Для забезпечення безперервного контакту двох зубців потрібно, щоб проєкції V_{S1} та V_{S2} на нормаль n до профілів у точці контакту були однакові:

$$V_{S1}^n = V_{S2}^n, \text{ тобто } 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{b1} = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_{b2}.$$

Отже, з подібності $\Delta CO_2П$ та $\Delta BO_1П$ маємо

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = \frac{O_2П}{O_1П}. \quad (5.16)$$

Якщо умова (5.16) виконується для довільних положень контактуючих зубців, то точка перетину $П$ нормалі n до їх профілів з міжосьовою відстанню a_w має незмінне положення, яке називають *полюсом*. *Лінія зачеплення*, що співпадає з нормаллю до профілів зубців в точці контакту, – геометричне місце точок контакту спряжених зубців при обертанні зубчастих коліс (див. рис. 5.12, де B – початок, C – закінчення контакту).

На рис. 5.13 подається пояснення, як змінюється напрям і величина швидкості V_1 на ділянках профілю зуба при переході через полюс, наприклад шестірні, а також розподіл швидкості ковзання V_k . У полюсі зачеплення ковзання зубців відсутнє, а швидкість ковзання збільшується зі збільшенням модуля зачеплення. Ковзання зубців супроводжується тертям і зносом.

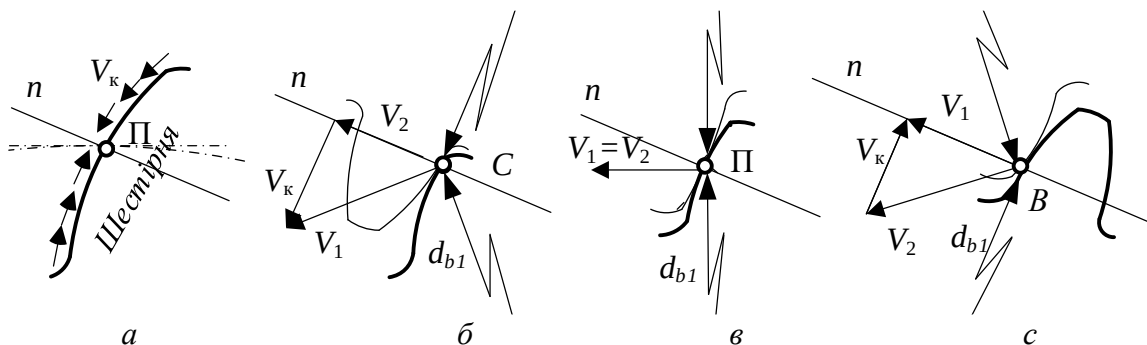


Рис. 5.13. Швидкості в евольвентному зачепленні зубців:

a – розподіл V_k для зубця шестірні; $б$ – напрями швидкостей при завершенні контакту;
 $в$ – напрями швидкостей в полюсі; $с$ – напрями швидкостей на початку контакту

З великої кількості кривих, які задовольняють вимоги (5.16), найбільш широкого використання набула евольвента, що забезпечує: пряму лінію зачеплення, яка є твірною евольвентного профілю; нечутливість до незначних змін міжосьової відстані; технологічність виробництва коліс.

5.4. Особливості утворення профілів зубців

Для забезпечення сталості миттєвого передаточного відношення та взаємозамінності зубчастих коліс усі параметри зачеплення стандартизовані, а зубці виготовляють інструментом на основі *вихідного контуру*.

Стандартизований вихідний контур (рис. 5.14) має форму рейки, яка зберігає сталість кута зачеплення в парі з колесом будь-якого діаметра і при будь-якому їх відносному положенні. Для циліндричних передач вихідний контур, згідно з ДСТУ ISO 53-2001, має такі розміри своїх елементів: кут профілю $\alpha = 20^\circ$; висота головки зуба $h_a = m$; висота ніжки зуба $h_f = 1,25m$; радіальна щілина $c = 0,25m$; радіус кривини перехідної кривої $\rho = 0,38m$. Для конічних передач з прямими і тангенціальними зубцями вихідний контур визначається ДСТУ ISO 53-2001, з круговими зубцями – ДСТУ ISO 677:2007. Для зменшення динамічних ефектів у зубчастому зачепленні на вершині зубців вихідного контуру виконують зріз профілю – *фланк* (рис. 5.14, б).

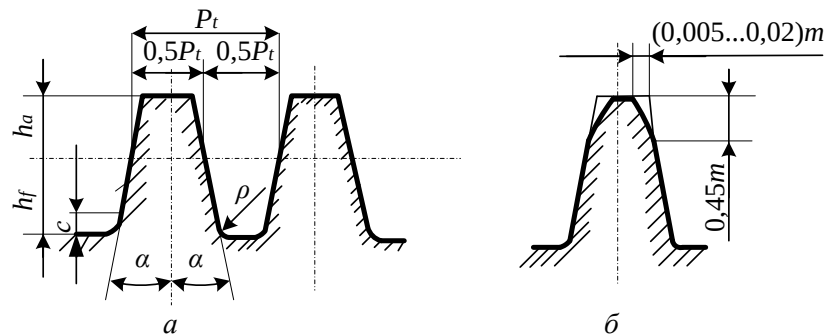


Рис. 5.14. Вихідний контур рейки

Профілі зубців визначаються не тільки параметрами вихідного контуру рейки, але і положенням інструмента відносно заготовки. Зі зменшенням кількості зубців колеса збільшується кривина евольвентного профілю, і відповідно змінюється товщина зубців у їх основі та на вершині. Якщо $z_{\min} < 17$, то при нарізуванні зубців інструментальною рейкою відбувається підріз ніжок зубців, що значно зменшує міцність зубців (рис. 5.15, а). Щоб усунути явище підрізання зубців, необхідно використовувати спеціальні способи виправлення їх профілю, які називають *коригуванням* зачеплень. Кориговане зачеплення відрізняється від нормального тим, що профілі зубців виконують іншими, більш раціональними для цієї передачі відрізками евольвенти того самого основного кола. Для коригованих коліс інструмент встановлюють із деяким зміщенням (див. рис. 5.15, б) згідно до ГОСТ 16532-70

$$\chi = x \cdot m, \quad (5.17)$$

де x – коефіцієнт зміщення; $x > 0$, якщо інструмент зміщують від центра заготовки; $x < 0$, якщо інструмент зміщують до центра заготовки.

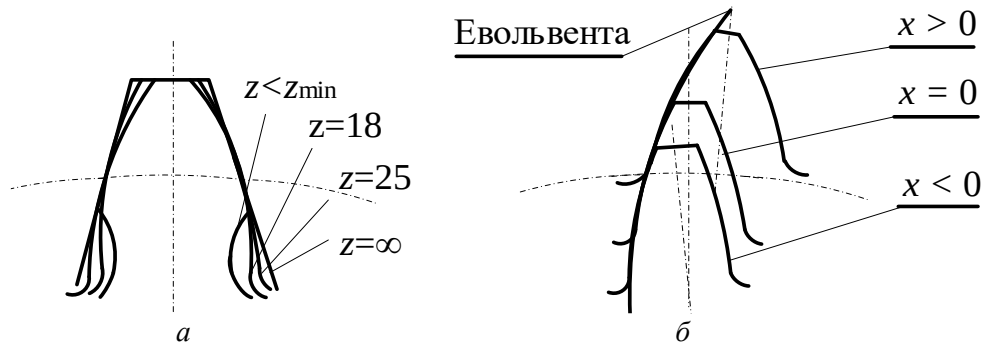


Рис. 5.15. Профіль зуба:
 a – залежно від кількості зубців; b – залежно від зміщення інструмента

При $x > 0$ діаметр d не змінюється, а оскільки кількість зубців z також не змінюється, форма зуба стає інша – загострюється головка, збільшується товщина ніжки. Від’ємне зміщення інструмента ($x < 0$) супроводжується зворотним ефектом.

Визначають висотну та кутову корекції зубчастих зачеплень. Зубчасті передачі з висотною корекцією виготовляють із коефіцієнтами зміщення шестірні x_1 та колеса x_2 за умовою

$$x_1 = -x_2; \quad x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0. \quad (5.18)$$

При цьому загальна висота зубців залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот головок та ніжок: товщина зубців шестірні збільшується, а зубців колеса – зменшується, але їх сума на ділильному колі для пари зубців залишається постійною і дорівнює кроку зубців. При висотній корекції: $a_w = \text{const}$; $\alpha_w = \text{const}$; $d_w = d$. Висотна корекція більш ефективна при малих z_1 та великих u для досягнення рівномірності зубців.

Зубчасті передачі з кутовою корекцією виготовляють із неоднаковими коефіцієнтами зміщення x_1 та x_2 за умовою

$$x_1 > 0, \quad x_2 > 0, \quad x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0. \quad (5.19)$$

При кутовій корекції сума товщини зубців шестірні та колеса на ділильних колах більша від кроку зубців, і тому ділильні кола не можуть дотикатись, тобто при кутовій корекції міжосьова відстань a_w та кут зачеплення α_w збільшуються, а висота зубців зменшується.

Кутова корекція порівняно з висотною має переваги, які визначають її широке застосування: забезпечується одночасне підвищення міцності зубців шестірні та колеса; є можливість вписування зубчастої передачі у наперед задану міжосьову відстань.

5.5. Відомості про виготовлення зубчастих коліс

Поверхні зубців зубчастих коліс утворюють нарізанням, литтям, обробкою тиском та іншими методами. Вибір будь-якого методу формування зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних та технологічних вимог до зубчастих коліс. Найбільш застосовують нарізування зубців, що реалізується двома способами: копіюванням та обкочуванням.

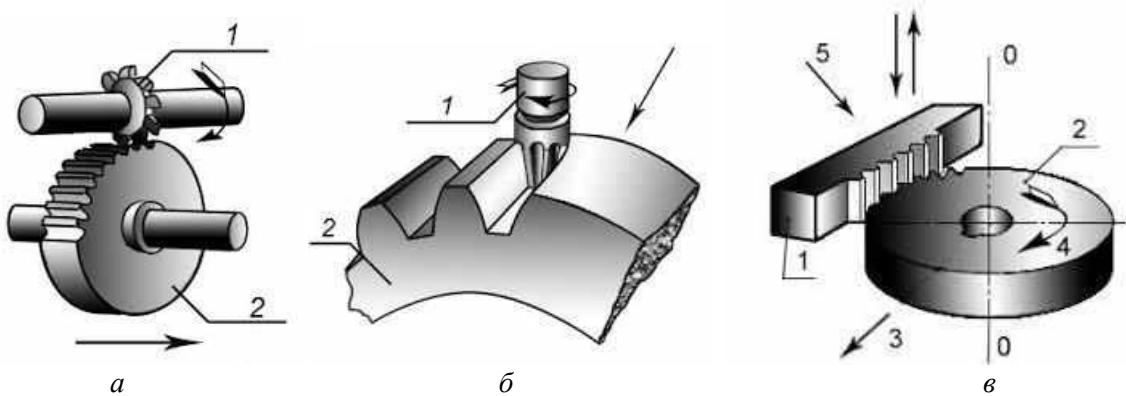


Рис. 5.16. Нарізування зубців:

а, б – дисковою і пальцевою фрезами; *в* – інструментальною рейкою

Способом копіювання (рис. 5.16, *а, б*) профіль зубців дістають як копію контуру робочої частини зубонарізного інструменту (дискової або пальцевої фрези). Основні недоліки способу: низька продуктивність, мала точність, потреба великої кількості зубонарізного інструменту.

Способом обкочування (рис. 5.16, *в*; рис. 5.17), який має переважне застосування, одночасно нарізується кілька зубців, а профіль зубців утворюється у вигляді обвідної лінії послідовних положень різальних кромek інструменту (інструментальної рейки або черв'ячної фрези). Остаточна або фінішна обробка зубців точних зубчастих коліс – шліфування – виконується в більшості випадків після термообробки нарізаних зубців та їх шевінгування (знімання дуже тонкого шару металу шевером).

При виготовленні зубчастих передач неминучі похибки, які бувають у вигляді: відхилення від теоретичного профілю, кроку зубців, міжосьової відстані, биття коліс. Наявність можливих похибок виготовлення визначає точність передачі (ДСТУ 3423-96), основними показниками якої є норми *кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубців, бічної щілини*.

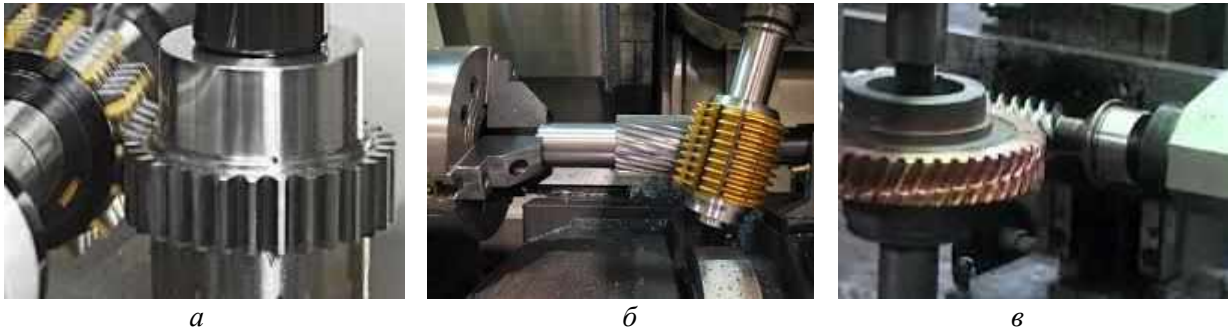


Рис. 5.17. Нарізання черв'ячною фрезою:
а, б – прямих і косих зубців циліндричного колеса; *в* – зубців черв'ячного колеса

Норма *кінематичної точності* визначає найбільшу похибку кута повороту, тобто амплітуду відхилення передаточного числа за оберт; важлива для високоточних швидкісних передач через небезпеку появи резонансних крутих коливань та шуму.

Норма *плавності роботи* визначає частоту відхилень величин i за оберт.

Норма *контакту зубців* визначає повноту прилягання поверхонь зубців спряжених коліс; важлива для високонавантажених передач.

Норма *бічної щілини* визначає відстань між бічними поверхнями зубців спряжених коліс. Бічна щілина забезпечується допусками на товщину зубців та міжосьову відстань. Величину бічної щілини задають видом спряження зубчастих коліс у передачі, і вона має такі позначення: *A* – збільшена; *B* – нормальна; *C, D* – зменшена; *E* – мала; *H* – відсутня.

Для більшості передач точність характеризують однією чи двома найбільш важливими нормами. Точність виготовлення передач за першими трьома нормами визначають 12-ма *ступенями*. У загальному машинобудуванні найбільш поширені зубчасті передачі зі ступенями точності 6, 7, 8, 9 (6-та відповідає високоточним швидкісним передачам,

7-ма – точним передачам, 8-ма – передачам середньої точності, 9-та – тихохідним передачам зниженої точності). Наприклад, ступені точності редукторів: металорізальних верстатів 3...7; турбін і турбомашин 3...6; тракторів і вантажних машин 6...8; підйомно-транспортних машин 7...10.

5.6. Особливості геометрії циліндричних передач із косими зубцями

Косі зубці коліс нахилені під кутом β до твірної ділильного циліндра (рис. 5.18, а). Різновидом косозубих коліс є шевронні зубчасті колеса, що являють собою два косозубих колеса, суміщених торцями так, що зубці мають протилежний нахил (рис. 5.18, б).

У пари спряжених косозубих коліс із зовнішнім зачепленням кути β рівні, але протилежні за напрямком. Якщо до передачі не ставлять спеціальні вимоги, то шестірню нарізають із правим зубом (на циліндричній поверхні вінця зуб нахилений зліва направо – рис. 5.18, а), колесо – з лівим.

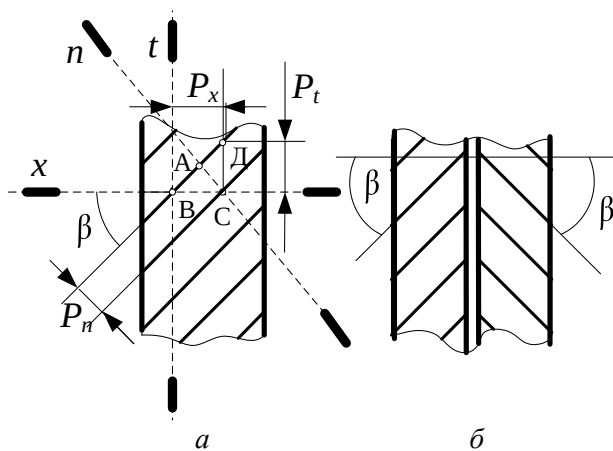


Рис. 5.18. Фрагменти коліс із косими зубцями

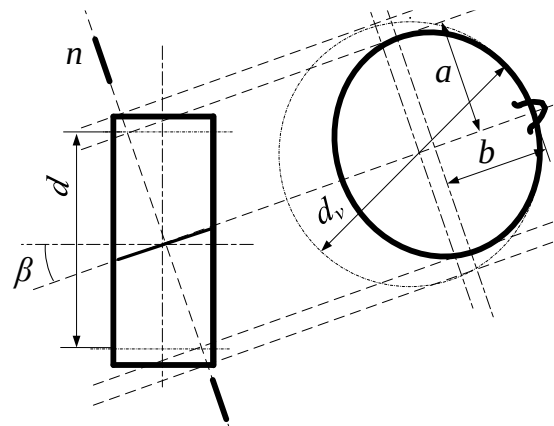


Рис. 5.19. Заміна косозубого циліндричного колеса еквівалентним прямозубим

У косозубих коліс відстань між зубцями визначають у торцевому ($t-t$), нормальному ($n-n$) та осьовому ($x-x$) напрямках (рис. 5.18, а) переважно на ділильній поверхні відповідно через торцевий крок P_t , нормальний крок P_n та осьовий крок P_x . Торцевому і нормальному крокам відповідають торцевий модуль m_t та нормальний модуль m_n :

$$P_t = P_n / \cos \beta; \quad P_x = P_n / \sin \beta; \quad m_t = m_n / \cos \beta. \quad (5.20)$$

Косозубі колеса нарізають таким самим стандартним інструментом, як і прямозубі, тому вихідною величиною геометричних розрахунків косозубих коліс є стандартизований модуль.

Діаметри ділильні, початкові, вершин та западин зубців нормальних (некоригованих) циліндричних косозубих коліс визначають за формулами

$$d_i = d_{wi} = m_n z_i / \cos \beta; \quad (5.21)$$

$$d_{ai} = d_i + 2h_a = m_n (z_i / \cos \beta + 2); \quad (5.22)$$

$$d_{fi} = d_i - 2h_a = m_n (z_i / \cos \beta - 2). \quad (5.23)$$

Для визначення переваг косозубих передач над прямозубими розглянемо так зване *еквівалентне* косозубому прямозубе колесо. Нормальний до зубця переріз ($n-n$) зубчатого колеса має форму еліпса з півосями $a = d / 2\cos\beta$, $b = d / 2$ (див. рис. 5.19). Оскільки в зачепленні беруть участь зубці на меншій півосі еліпса, то еквівалентним буде колесо, радіус якого дорівнює радіусу цієї кривини

$$d_v = d / \cos^2\beta, \quad (5.24)$$

а кількість зубців еквівалентного прямозубого колеса визначають як

$$z_v = d_v / m_n = (d/\cos^2\beta) / (1/m_t \cdot \cos\beta) = z / \cos^3\beta. \quad (5.25)$$

З виразів (5.24), (5.25) випливає, що еквівалентне прямозубе колесо повинне мати більші розміри та більшу кількість зубців, тобто косозубі колеса більш компактні: при $\beta = 16^\circ$, наприклад, $d_v \approx 1,08d$; $z_v = 1,125z$. Наступною перевагою косозубих передач є поступовість входу в зачеплення їх коліс. На бічній поверхні лінія контакту розташована під кутом λ до твірної ділильного циліндра, а навантаження q розподілене вздовж неї неоднаково – з розташуванням $q_{\max}$ близько середини зубця (рис. 5.20, а). Тому зачеплення, наприклад ведучого зубця, починається (див. рис. 5.20, б) з ніжки (зона 1) і далі, збільшуючись за довжиною до $l_{\max}$ (зона 2), контактна лінія зменшується і виходить на головку (зона 3). При контакті зубців у зонах 1 і 3 жорсткість одного з них менша (див. рис. 5.20, в), а отже, і навантаження менше, що позитивно впливає на роботу передачі.

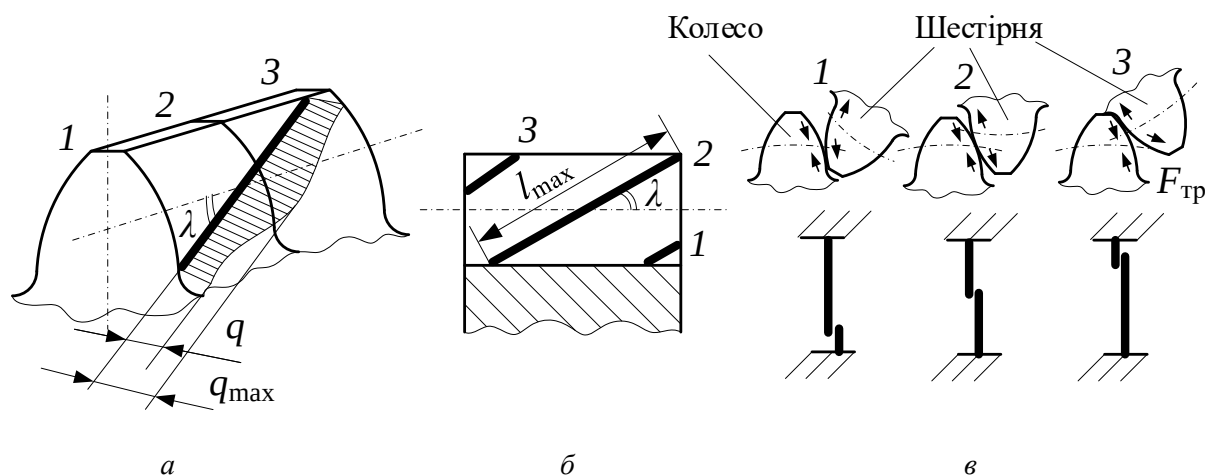


Рис. 5.20. Особливості контакту косих зубців

Завдяки нахилу зубців зростає сумарна довжина лінії контакту l_Σ в полі зачеплення, тобто зменшується питома величина навантаження на зубець. Для косозубих зачеплень вводять поняття коефіцієнту *осьового перекриття*

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{P_x} = \frac{b_w \cdot \operatorname{tg} \beta}{P_t} \quad (5.26)$$

Згідно з виразом (5.26) ε_β збільшується з підвищенням β . Однак для запобігання великим осьовим навантаженням у косозубому зачепленні рекомендується обмежуватись величинами $\beta = 8 \dots 20^\circ$; для шевронних коліс допускають $\beta = 30 \dots 40^\circ$.

Загальний коефіцієнт *перекриття* косозубого зачеплення

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (5.27)$$

що перевищує значення коефіцієнта перекриття прямозубої передачі, сприяє підвищенню плавності роботи передачі.

5.7. Геометрія конічних передач

Геометрію конічних коліс, згідно до ГОСТ 19325-73, відрізняють за радіальною та осьовою формами зубців. Радіальна форма зубців найбільш поширених конічних коліс має три види: прямі (рис. 5.21, а), тангенціальні (рис. 5.21, б), кругові (рис. 5.21, в). Використання тієї чи іншої радіальної форми зубців залежить від колової швидкості коліс. Прямозубі колеса застосовують при колових швидкостях до 3 м/с – це переважно у відкритих

передачах. Колеса з тангенціальними та круговими зубцями мають ті самі переваги над прямозубими, що і в циліндричних передачах. Спряжені колеса з непрямыми зубцями мають різні напрямки: шестірні виконують, наприклад, із правим зубом, колеса – з лівим.

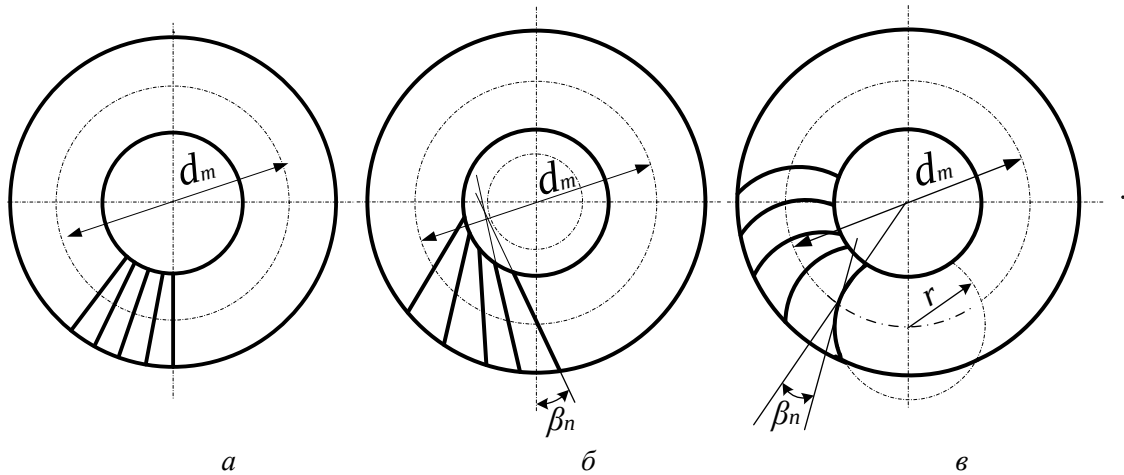


Рис. 5.21. Радіальні форми зубців конічних коліс

Осьова форма зубців конічних коліс має три види (див. рис. 5.22).

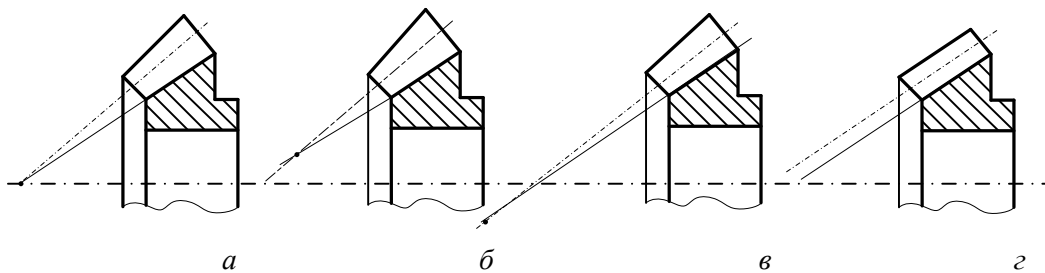


Рис. 5.22. Осьові форми зубців конічних коліс

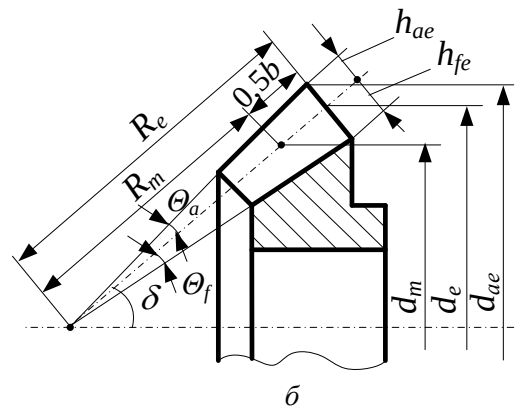
Найбільш поширені зубці осьової форми I (рис. 5.22, а), в якій вершини ділильного конуса і конуса западин збігаються. Це основна форма для прямозубих та косозубих передач, а для коліс із круговим зубом вона має обмежене використання. Форму II (див. рис. 5.22, б, в), де вершини конусів ділильного та западин не збігаються (два варіанти форми), та форму III (див. рис. 5.22, г) використовують для коліс із круговими зубцями. Розрахунок геометрії останніх виконують за ГОСТ 19326-73.

Для умовного позначення конічних передач застосовують початкові та ділильні конуси, що збігаються, оскільки кутова корекція для цих передач відсутня. Нижче розглядається геометрія найбільш поширених конічних передач, коли кут між осями коліс $\delta_1 + \delta_2 = \pi/2$ (рис. 5.23).

Figure 1 consists of two diagrams, (a) and (b), illustrating the kinematic scheme of a mechanism.

Diagram (a) is a side view of the mechanism. It shows a crank (1) rotating around a fixed point 0, a connecting rod (2) attached to the crank at point 1 and to a slider (3) at point 2, and the slider (3) moving vertically along a guide. Key dimensions and angles are labeled: R_m and R_e are horizontal distances from the vertical guide to the crank pivot and slider center, respectively; d_{m1} and d_{e1} are distances from the slider center to the connecting rod attachment point; d_{m2} and d_{e2} are distances from the slider center to the crank pivot; δ_1 and δ_2 are angles between the connecting rod and the vertical guide, and between the crank and the vertical guide, respectively. Points A and B are marked on the vertical guide, and point C is marked on the connecting rod.

Diagram (b) is a top view of the slider (3). It shows the cross-section of the slider with dimensions d_{v1} and d_{v2} representing the distances from the center of mass O_{v1} to the vertical guide, and a_v representing the vertical distance between the centers of mass O_{v1} and O_{v2} . The cross-section is labeled C-C.



Основні геометричні співвідношення розмірів розглянуто на прикладі прямозубого некоригованого колеса з зубцями форми I (див. рис. 5.23, б).

$$d_e = m_{te} \cdot z. \quad (5.28)$$
$$h_{ae} = m_{te}, \quad h_{fe} = 1,2m_{te}. \quad (5.29)$$

Кут ніжки

$$\operatorname{tg} \theta_f = h_{fe} / R_e . \quad (5.30)$$

Кут головки

$$\operatorname{tg} \theta_a = h_{ae} / R_e ; \quad \theta_{a1} = \theta_{f2} ; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1} . \quad (5.31)$$

Ширина зубчастого вінця шестірні та колеса

$$b = \psi_k \cdot R_e ; \quad b \leq 10m_{te} , \quad (5.32)$$

де ψ_k – коефіцієнт ширини зубчастого вінця по зовнішній конусній відстані.

Зовнішній діаметр вершин зубців

$$d_{ae} = d_e + 2m_{te} \cdot \cos \delta . \quad (5.33)$$

Зовнішня конусна відстань (див. рис. 5.23)

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5d_{e1}\sqrt{1+u^2} . \quad (5.34)$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e(1 - 0,5\psi_k) . \quad (5.35)$$

Середній ділительний діаметр зубців

$$d_{mi} = z_i \cdot m_{mn} , \quad (5.36)$$

де m_{mn} – нормальний середній модуль зубців: $m_{mn} = m_{te}(1 - 0,5\psi_k)$.

Початкові поверхні циліндричних еквівалентних коліс будують на розгортках додаткових конусів у середньому перерізі зубців, оскільки модуль зубців еквівалентних коліс $m_v = m_{mn}$. З трикутників $O_1ПВ$ та $O_2ПА$ (див. рис. 5.23) ділительні діаметри еквівалентних циліндричних коліс мають вирази

$$d_{v1} = d_{m1} / \cos \delta_1 ; \quad d_{v2} = d_{m2} / \cos \delta_2 , \quad (5.37)$$

а еквівалентні кількості зубців – відповідно

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 ; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 . \quad (5.38)$$

Передаточне число кінчної передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{z_2}{z_1} . \quad (5.39)$$

Діставши d_{mi} через R_m і $\sin \delta_i$, знаходять новий вираз передаточного числа

$$u = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{R_m \sin \delta_2}{R_m \sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (5.40)$$

Коригування конічних передач порівняно з циліндричними має особливості: кутова корекція практично не застосовується, оскільки порушується рівність $\delta_1 + \delta_2 = \pi/2$; висотну корекцію поєднують із тангенціальною. Перша вирівнює питомі ковзання зубців шестірні та колеса і підвищує стійкість до спрацьовування, друга забезпечує рівну їх міцність.

5.8. Сили в зачепленні

Площинну картину взаємодії зубців визначають у полюсі зачеплення двома силами – нормальною F_n (вздовж лінії зачеплення) та силою тертя $F_{тр} = f \cdot F_n$ (рис. 5.24).

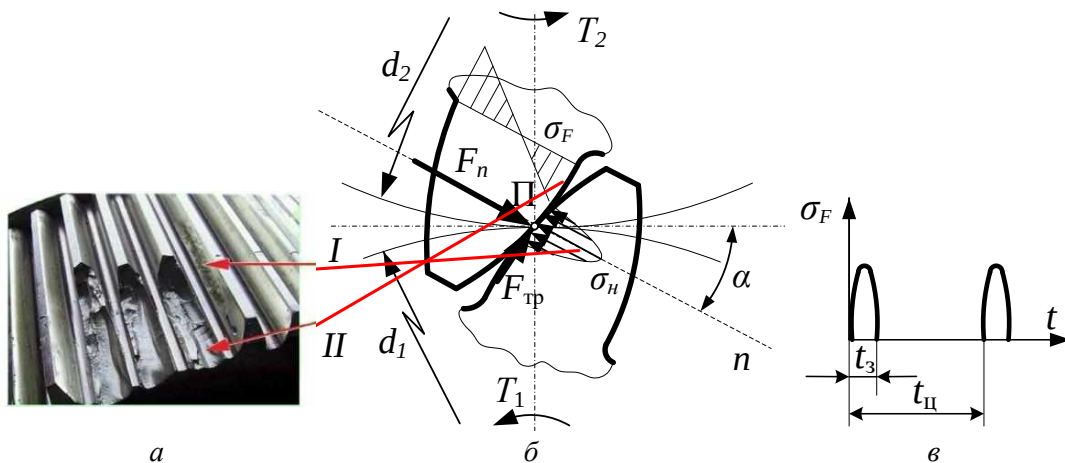


Рис. 5.24. Пошкодження в зачепленні, спричинені нормальною силою F_n

Сила тертя $F_{тр}$ виникає внаслідок ковзання в зачепленні, а її зображення на рис. 5.24 – умовне, оскільки реальна картина розподілу сил тертя по поверхнях зубців має складний характер: на поверхнях шестірні сили тертя спрямовані від початкового кола, а у колеса – навпаки (див. рис. 5.20, в). Дослідження працездатності зубчастих передач свідчать, що величини сил $F_{тр}$ мають незначний вплив на міцність зубців, тому у відповідних розрахунках вони відсутні.

Наслідком дії сили F_n є поява контактних напружень σ_H та напружень згину σ_F (див. рис. 5.24, б), причому

$$F_n = \int_A \sigma_n \cdot dA, \quad (5.41)$$

де A – площа контакту.

Для кожного зубця σ_F (див. рис. 5.24, в) та σ_H змінюються за уривчастим пульсуючим циклом ($t_{\text{ц}}$ – термін циклу навантаження зубця, t_z – термін дії напружень згину σ_F). Термін дії напружень σ_H значно менший від σ_F для фіксованої ланки поверхні зубця, спільномірній з площиною A , і тому на рис. 5.24, в зміна σ_H не зображена.

У розрахунках зубців на міцність їх реальну картину взаємодії характеризують розрахунковим питомим навантаженням, яке розподілене вздовж лінії контакту зачеплення і яке для циліндричних передач має вигляд

$$W = \frac{F_n}{l_{\Sigma}} K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \cdot K_v, \quad (5.42)$$

де коефіцієнти відповідно K_{α} – розподілу навантаження між зубцями; K_{β} – концентрації навантаження на поверхні зуба; K_v – динамічного навантаження.

Коефіцієнтам навантаження в розрахунках на контактну витривалість приписують індекс H ($K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{HV}), а у розрахунках на витривалість при згині – індекс F ($K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{FV}).

У конічній передачі навантажувальна здатність (ДСТУ ISO 10300-1:2006) становить приблизно 85 % від аналогічної величини еквівалентної циліндричної, тому відповідне питоме навантаження першої визначають за формулою

$$W = \frac{F_n}{0,85l_{\Sigma}} K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \cdot K_v. \quad (5.43)$$

Нерівномірність навантаження між зубцями частіше спричинюється похибками кроків та напрямків нахилу зубців після їх виготовлення.

Концентрація навантаження на поверхні зубця спричинюється: пружною деформацією валів (рис. 5.25) та елементів зубчастих коліс, спрацьовуванням підшипників, похибками виготовлення та монтажу, особливостями режиму експлуатації (висока колова швидкість, несталість навантаження передачі), які заважають стійкому приробітку контактуючих поверхонь зубців.

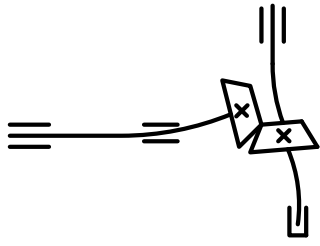
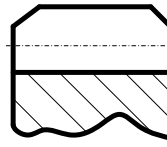


Рис. 5.25. Деформація валів конічної передачі



а



б

Рис. 5.26. Вдосконалена геометрія зубців

Концентрацію навантаження зменшують конструктивними засобами: зрізанням кутів зубців (див. рис. 5.26, а) та продольним *модифікуванням* (виконанням опуклими) їх робочих поверхонь (рис. 5.26, б), обмеженням ширини колеса.

Додаткові динамічні навантаження можуть бути спричинені нерівністю кроків шестірні P_{b1} та колеса P_{b2} , коловою швидкістю, приєднаними масами, пружністю зубців. Наприклад, для випадку, коли $P_{b2} < P_{b1}$, виникає серединний кутовий удар зубців, при $P_{b2} > P_{b1}$ – кутовий удар, для запобігання якого виконують модифікацію профілю зубця.

5.9. Складові нормальної сили

У розрахунках валів та підшипників використовують складові сили F_n – колову F_t , радіальну F_r , осьову F_a . Колова сила F_t діє вздовж дотичної лінії до початкового кола і визначається обертальним моментом T_1 та початковим діаметром d_{w1} шестірні для всіх типів зачеплення (циліндричного, конічного):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}. \quad (5.44)$$

Для шестірні сила F_t є реакцією з боку веденого колеса і спрямована протилежно обертанню; для колеса F_t сила, що спричинює рух, спрямована вбік обертання.

Величини радіальної F_r та осьової F_a сил визначаються окремо для кожного типу зачеплення: прямозубого та косозубого циліндричного і конічного.

Радіальна сила F_r завжди спрямована по радіусу до центра зубчастого колеса, а осьова F_a – паралельно осі колеса у середину зубця.

На рис. 5.27–5.30 показані сили, які діють на зубці циліндричного та конічного зачеплень: *а* – вигляд зверху; *б* – вигляд у перерізі *A*; *в* – вигляд у напрямку, що співпадає з дотичною до основного кола колеса.

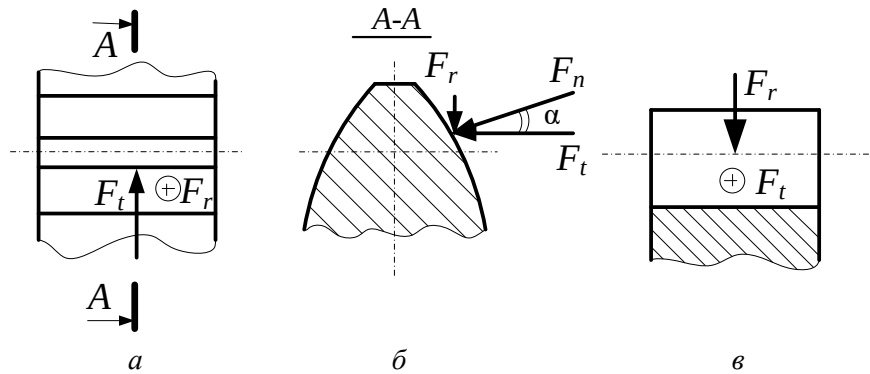


Рис. 5.27. Сили в прямозубій циліндричній передачі

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad F_a = 0. \quad (5.45)$$

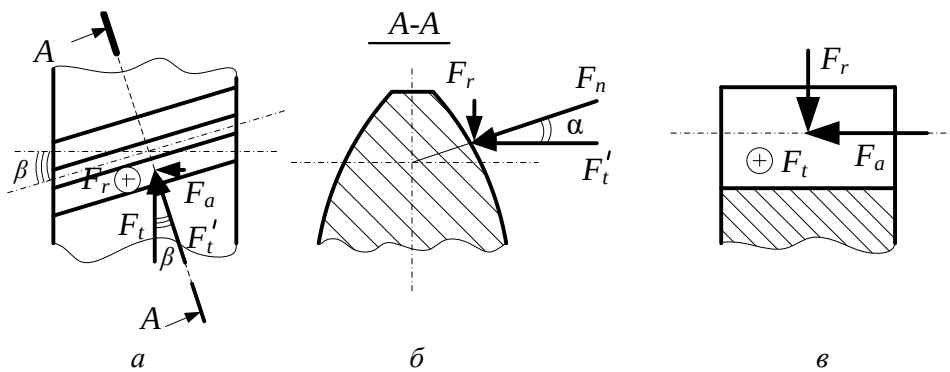


Рис. 5.28. Сили в косозубій циліндричній передачі

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (5.46)$$

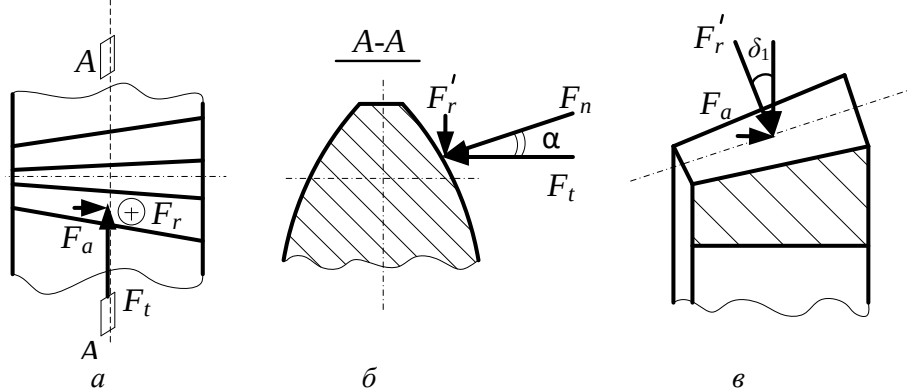


Рис. 5.29. Сили в прямозубій конічній передачі

$$F_r = F_r' \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (5.47)$$

$$F_a = F_r' \cdot \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1. \quad (5.48)$$

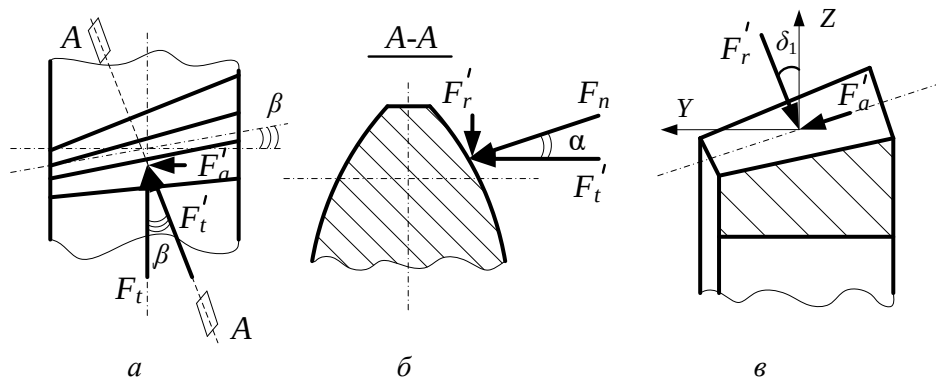


Рис. 5.30. Сили в конічній передачі з тангенціальними зубцями

$$F_r = F'_r \cdot \cos \hat{Q} + F'_a \cdot \sin \hat{Q} = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha \cos \hat{Q} + F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \sin \hat{Q} =$$

$$= \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cos \hat{Q} + \sin \beta \sin \hat{Q}); \quad (5.49)$$

$$F_a = F'_r \cdot \sin \hat{Q} - F'_a \cdot \cos \hat{Q} = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \sin \hat{Q} - \sin \beta \cos \hat{Q}). \quad (5.50)$$

Примітка: на рис. 5.30 розглянуто випадок, коли напрямок обертання n_1 та напрямок нахилу β не збігаються; для протилежного випадку знаки арифметичних дій формул (5.49) і (5.50) зміняться.

5.10. Види відмов та критерії розрахунку

Складний характер навантаження зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі. Найбільш характерні види руйнувань зубців – викришування від утомленості активних поверхонь, відшарування поверхневих шарів, абразивне спрацювання, заїдання, поломка зубців.

Викришування від утомленості активних поверхонь зубців (див. рис. 5.24, *a* – лінія *l*) пов'язане з дією циклічно-змінних напружень σ_H і є основним видом руйнування зубчастих коліс закритих передач. Мастило прискорює процес руйнування через його запресовування в початкові тріщини, причому в ті, які розташовані на *відстаючих* поверхнях ведених зубців (на ніжках поблизу до полюса зачеплення). Причина підвищеного опору викришуванню *випереджаючих* поверхонь пояснюється сприятливим напрямком нахилу тріщин від утомленості (мастило витискується із порожнин тріщин).

Кінетика руйнування профілів зубців була виявлена на прикладі моделі контакту двох циліндрів із поверхневими тріщинами (див. рис. 1.16). На відстаючій поверхні (зона розтягування 4, що позначена дрібною штриховкою) тріщина при наближенні до контакту захоплює мастило і закривається, а частка мастила, що не встигла вийти з неї, під дією великого тиску намагається збільшити тріщину. При наближенні до контакту тріщини на випереджаючій поверхні (зона стиску 5) мастило з неї витискується і тому не сприяє подальшому її розвитку такою мірою, як це характерно для відстаючої поверхні.

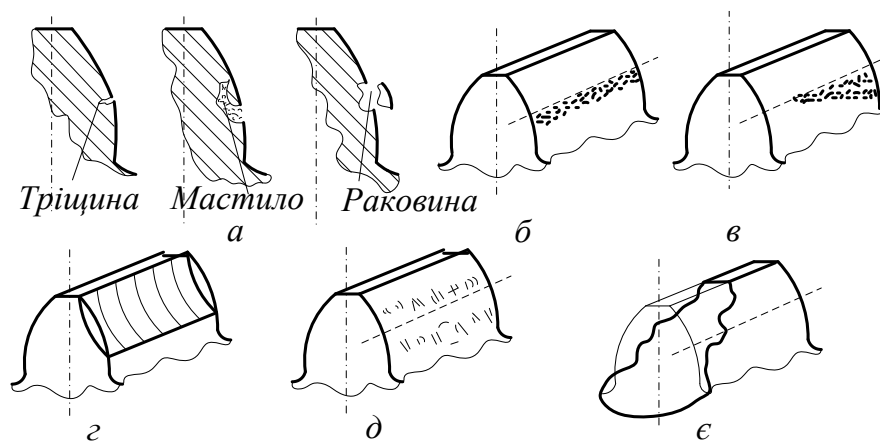


Рис. 5.31. Схематичне зображення пошкоджень зубців

Поступний процес розвитку викришування від утомленості на поверхні зубця показаний на рис. 5.31, а: початкова тріщина, розвиток тріщини, відділення фрагменту поверхневого шару зубця. Викришування від утомленості певним чином стимулює мастило, яке, знаходячись під тріщиною, під дією навантаження спричинює подальше руйнування (див. рис. 5.31, а). У прямозубих коліс локалізація викришування спостерігається біля полюсної зони вздовж твірної лінії. У колесах із косими зубцями (рис. 5.31, в) викришування, на відміну від прямозубих (рис. 5.31, б), локалізується на частині зубця і може не викликати порушень зачеплення.

Для зубчастих коліс із малою твердістю ($HB \leq 350$) робочих поверхонь зубців сліди викришування, що з'явилися у початковий період роботи, з часом можуть частково або повністю зникати внаслідок приробки. Таке явище називають *обмеженим* викришуванням, яке спочатку спричинюється

через неточності виготовлення та монтажу, податливості валів та їхніх опор. Якщо кількість раковин викришування та їхні розміри збільшуються, то викришування називають *прогресуючим*. У передачах, що працюють із великим спрацюванням зубців в умовах забруднення навколишнього середовища, викришування від утомленості не спостерігається.

Основні заходи для запобігання викришуванню: розрахунки на контактну витривалість, підвищення твердості поверхонь зубчастих коліс, підвищення точності виготовлення та монтажу передачі, вибір мастила.

Відшаровування металу на поверхнях зубців спостерігається при недостатньо високій якості термічної обробки внаслідок значних перевантажень (рис. 5.32). Заходи запобігання: забезпечення відповідної товщини зміцненого шару та достатньої міцності серцевини зубця.



a



б

Рис. 5.32. Відшаровування металу (*a*) і заїдання у вигляді задирок (*б*)

Абразивне спрацювання зубців (див. рис. 5.31, *г*) – основна причина виходу з ладу відкритих зубчастих передач із недостатнім змащуванням. У передачах зі спрацьованими зубцями (рис. 5.33, *a*) збільшуються щілини у зачепленні, виникає шум, зростають динамічні навантаження.



a



б

Рис. 5.33. Спрацювання прямозубого колеса (*a*) і руйнування косих зубців шестірни (*б*)

Основні заходи підвищення стійкості зубців до спрацювання: збільшення твердості зубців, захист передачі від потрапляння твердих абразивних частинок, використання мастил із відповідними властивостями.

Заїдання (рис. 5.32, б) спостерігається переважно у високонавантажених та високошвидкісних зубчастих передачах, коли в зоні контакту зубців розвивається висока температура, що сприяє руйнуванню мастильної плівки й утворенню безпосередньо металевого контакту, зчепленню частинок металу, відриву їх від менш міцної поверхні з подальшим задиранням робочої поверхні зубця у напрямку ковзання (див. рис. 5.31, д). Заходи щодо запобігання заїданню такі самі, як і при спрацюванні зубців. Додатково застосовують інтенсивне охолодження.

Поломка зубців (див. рис. 5.24, а – лінія ІІ) – найбільш небезпечний вид пошкодження зубчастої передачі; виникає внаслідок довгочасної дії змінних напружень згину та великих перевантажень статичного або ударного характеру. Поломки зубців частіше зустрічаються в чавунних колесах відкритих передач після їх спрацювання й іноді в колесах з високою твердістю зубців закритих передач. Прямі зубці ламаються повністю, а довгі косі – по косому перерізу (див. рис. 5.31, е). Загальні заходи щодо запобігання поломці зубців: розрахунки міцності на витривалість при згині; підвищення точності виготовлення та монтажу, зміцнення поверхонь зубців.

Розглянуті види руйнування зубців зубчастих передач не однаковою мірою вивчені до цього часу. Найглибше теоретично і практично досліджені явища викришування та поломки від утомленості зубців. Недостатньо розроблені розрахунки спрацьовування, заїдання та відшарування поверхонь зубців, які в курсі деталей машин не розглядаються.

Таким чином, критерій працездатності закритих передач – контактна витривалість активних поверхонь зубців, а критерій працездатності відкритих передач – витривалість зубців при згині. Запобігання появи інших видів руйнування зубців сприяє спеціальний вибір допустимих напружень у контакті та при згині.

5.11. Розрахунки зубців на міцність при змінному навантаженні

Усі розрахунки зубців на міцність при змінному навантаженні проводять за допустимими напруженнями ГОСТ 21354-87. Напруження в зубцях визначають за допомогою методів теорії пружності (для σ_H) та опору матеріалів (для σ_F), а допустимі напруження – з використанням кривих витривалості матеріалу. Загальні коефіцієнти в розрахунках контактних напружень (σ_H) та напружень згину (σ_F) позначають літерою «K», специфічні для розрахунків σ_H – літерою «Z», для розрахунків σ_F – літерою «Y».

5.11.1. Розрахунки на контактну витривалість

Спряжені зубці розглядають як циліндри з радіусами, що дорівнюють радіусам кривини профілів у місцях контактів, а їх контактну міцність розраховують за формулою Герца для полюсної зони, що відповідає однопарному зачепленню.

На відміну від задачі Герца про контакт паралельних циліндрів, що розглянуто у п.1.4.1, робочі поверхні зубців не ідеально гладкі, між ними є мастильне середовище; поверхні не тільки перекочуються, але і ковзають; зубці мають кінцеву довжину; навантаження на зубці має змінний за довжиною характер; матеріал зубців анізотропний внаслідок впливу термообробки.

Для конічних передач розрахунки міцності проводять як розрахунок циліндричної зубчастої передачі з еквівалентними колесами в середньому перерізі по довжині зубця.

5.11.1.1. Циліндричні передачі

Найбільше контактне напруження в полюсі зачеплення, де спостерігається контактено-втомне руйнування зубців, розраховують за формулою (1.7). Величини ρ_1 та ρ_2 визначають із застосуванням рис. 5.34:

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

Для прямозубої передачі справедливий вираз

$$\frac{1}{\rho_{36}} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{d_{w1}}{d_{w2}} \right) = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right);$$

для косозубої передачі – вираз

$$\frac{1}{\rho_{36}} = \frac{2 \cos \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right). \quad (5.50')$$

Питоме навантаження в зачепленні пари зубців згідно з (5.42)

$$W = \frac{F_n}{b_w} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot \cos \alpha_w} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2T_1}{d_{w1} \cdot b_w \cdot \cos \alpha_w} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

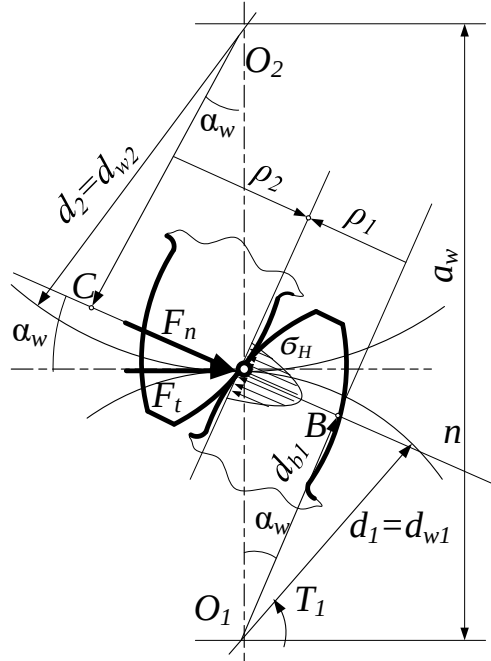


Рис. 5.34. Схема до розрахунку контактної міцності зубців

З урахуванням умови $E_1 = E_2 = E$ маємо вираз для σ_H :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{2 \cos \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) \frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{w1} \cdot b_w \cdot \cos \alpha_w}} = \\ &= \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)} \frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) \frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{w1}^2 \cdot b_w}}. \end{aligned}$$

Позначивши $Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коефіцієнт урахування механічних властивостей матеріалу; $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$ – коефіцієнт форми спряжених зубців

та враховуючи торцеве перекриття коефіцієнтом $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ (для прямозубих передач), $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ (для косозубих передач), де $\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2 (1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta$, остаточно маємо умову контактної міцності зубців

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_w \cdot d_{w1}^2} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]. \quad (5.51)$$

З урахуванням виразу (5.12) знаходять d_{w1} проєктного розрахунку:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2}{\Psi_d \cdot [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}. \quad (5.52)$$

5.11.1.1. Конічні прямозубі передачі (зубці форми I)

Для еквівалентних циліндричних коліс у середині перерізу зубця

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \hat{q}_1}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_w} + \frac{2 \cos \hat{q}_2}{d_{m2} \cdot \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_w} \left(\cos \hat{q}_1 + \frac{1}{u} \cos \hat{q}_2 \right),$$

де $\cos \hat{q}_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \hat{q}_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}$; $\cos \hat{q}_1 = \frac{\operatorname{ctg} \hat{q}_1}{\sqrt{\operatorname{ctg}^2 \hat{q}_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}$, маємо

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_w} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}.$$

Максимальне питоме навантаження

$$W = \frac{F_n}{0,85b} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m1} \cdot 0,85b \cdot \cos \alpha_w}.$$

З урахуванням позначень коефіцієнтів Z_M, Z_H, Z_ε вираз для σ_H :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}} \cdot \frac{2 \cos \beta}{d_{m1} \sin \alpha_w} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot \frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m1} \cdot 0,85b \cdot \cos \alpha_w} = \\ &= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m1}^2 \cdot 0,85b} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}. \end{aligned}$$

Проєктний розрахунок конічних коліс із зубцями форми I проводять за зовнішнім ділільним діаметром d_{e1} шестірні з урахуванням таких геометричних співвідношень (див. рис. 5.23, а):

$$\sqrt{u^2 + 1} = \frac{1}{\cos \delta_2} = \frac{1}{\sin \delta_1} = \frac{2R_e}{d_e};$$

$$d_{m1} = d_{e1} \cdot \frac{R_{m1}}{R_{e1}} = d_{e1} \left(\frac{R_{e1} - 0,5b}{R_{e1}} \right) = d_{e1} (1 - 0,5\psi_k);$$

$$d_{m1}^2 = d_{e1}^2 (1 - 0,5\psi_k)^2 \approx 1,04 d_{e1}^2 (1 - \psi_k).$$

З урахуванням виразу (5.36) маємо умову контактної міцності

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot 2R_{e1}}{0,85 \cdot 1,04 d_{e1}^2 (1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot R_{e1} \cdot u \cdot d_{e1}}} =$$

$$= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4,5T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k) \psi_k \cdot d_{e1}^3 \cdot u}} \leq [\sigma_H]. \quad (5.53)$$

З виразу (5.53) для проектного розрахунку конічної передачі находимо:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{4,5T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2}{(1 - \psi_k) \psi_k \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (5.54)$$

Коментарі до формул (5.51)–(5.54):

1) Отримані формули, незважаючи на відміну від формули Герца, завдяки спеціальному вибору допустимих напружень, забезпечують інженерну точність розрахунків зубчастих передач.

2) Оскільки величина σ_H явно не залежить від модуля m зачеплення та кількості зубців Z , а визначається розмірами зубчастих коліс, тобто добутком $m \cdot z$, то умова незмінності величини діаметра забезпечується сталістю добутку $m \cdot z$. Отже, в межах заданого габариту передачі перевагу слід віддавати колесам із малими модулями, які забезпечують більш плавне зачеплення і які більш економічні. Однак колеса з великими модулями не такі чутливі до спрацьовування, можуть працювати тривалий час після початку викришування від утомленості активних поверхонь, менш чутливі до перевантажень неоднорідності матеріалу та похибок монтажу передачі. Остаточні висновки про раціональність попереднього визначення модуля зубчастих коліс можна зробити після перевірних розрахунків на контактні утому і міцність та утому і міцність при згині.

5.11.2. Розрахунки на витривалість при згині

Дослідженнями встановлено, що зубець знаходиться в складному напруженому стані. З метою спрощення розрахунків беруть припущення: зубець розглядають як консольну балку, для якої дійсна гіпотеза площинних перерізів; все навантаження в зачепленні сприймається однією парою зубців і прикладається до вершини зубця; сили тертя в зачепленні відсутні.

5.11.2.1. Циліндричні передачі

Припущення про сприйняття навантаження однією парою зубців відповідає випадку завершення їх контакту, як це показано на рис. 5.12 (точка C). Тому таке положення зубців, що зміщене відносно полюса, визначається кутом $\alpha > \alpha_w$ (рис. 5.35, a).

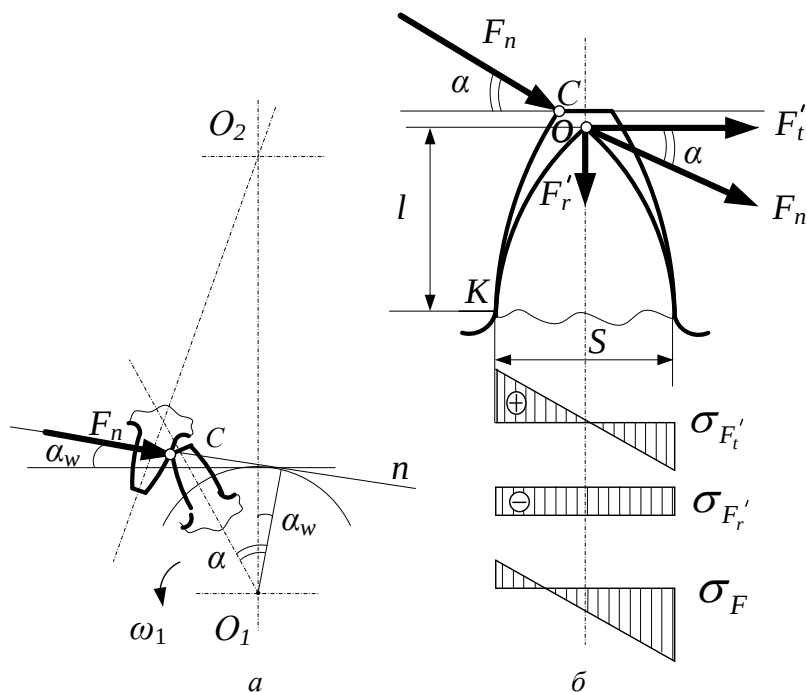


Рис. 5.35. Розрахункова схема зубця

Після перенесення сили F_n з точки C до точки O , її подано у вигляді складових F'_t і F'_r (рис. 5.35, b). У небезпечному перерізі завдовжки S виникає напруження згину $\sigma_{F'_t}$ та стиску $\sigma_{F'_r}$, алгебраїчна сума яких у точці K , де можливі тріщини від утомленості, що визначається виразом

$$\sigma_F = \sigma_{F'_t} - \sigma_{F'_r} = \frac{F'_t \cdot l}{W} - \frac{F'_r}{A},$$

$$\text{де } W = \frac{bS^2}{6}; \quad A = b \cdot S; \quad F'_t = F_n \cos \alpha = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \cos \alpha \quad F'_r = F_n \sin \alpha = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \sin \alpha$$

Враховуючи пропорційність розмірів l та S модулю зубців m (для косозубих коліс m_n), дістанемо

$$\sigma_F = \frac{F_t \cos \alpha}{\cos \alpha_w} \frac{l'm \cdot 6}{b \cdot (s'm)^2} - \frac{F_t \sin \alpha}{\cos \alpha_w} \frac{1}{b \cdot s'm} = \frac{F_t}{bm} \left[\frac{6l' \cos \alpha}{(s')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha}{s' \cos \alpha_w} \right].$$

$$\text{Уводячи позначення для коефіцієнта форми } Y_F = \left[\frac{6l' \cos \alpha}{(s')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha}{s' \cos \alpha_w} \right]$$

та розраховуючи за відповідними коефіцієнтами розподіл навантаження між зубцями ($K_{F\alpha}$), концентрацію навантаження на поверхні зуба ($K_{F\beta}$), динамічне навантаження (K_{FV}), кут нахилу зубців (Y_β), перекриття зубців (Y_ϵ), остаточно маємо умову міцності зубців при згині:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F]. \quad (5.55)$$

Оскільки форма зубця шестірні та колеса залежить від кількості зубців z_1, z_2 , то $Y_{F1} \neq Y_{F2}$. Отже, потрібно відрізнати напруження згину для зубців шестірні та колеса. Умова міцності на згин для зубця шестірні

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \frac{F_{t1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_{F1}], \quad (5.56)$$

умова міцності на згин для зубця колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \cdot \sigma_{F1} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (5.57)$$

Згідно з виразом (5.12) для зубчастих коліс $b = \psi_d \cdot d_{v1}$, де $d_{v1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}$,

маємо умову міцності

$$Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{d_{v1} \cdot m_n \cdot \psi_d \cdot d_{v1}} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{\psi_d \cdot m_n^3 \cdot z_1^2} \cdot \cos^2 \beta \leq [\sigma_{F1}],$$

звідки вираз для *нормального модуля зачеплення* m_n має вигляд

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \cos^2 \beta}{\psi_d \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_{F1}]} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}. \quad (5.58)$$

Для прямозубих коліс, коли $\beta = 0$, з виразу (5.58) знаходять модуль m .

5.11.2.2. Конічні передачі

Вважаючи, що напруження в різних перерізах по довжині зубця однакові, розрахунок зубців на згин виконують за тими самими формулами, що і для еквівалентних циліндричних передач, але з урахуванням коефіцієнта зниження вантажної здатності θ_F .

Умова міцності на згин для зуба шестірні, згідно з виразом (5.56),

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \frac{F_{t1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{\theta_F \cdot b_w \cdot m_{m1}} \leq [\sigma_{F1}], \quad (5.59)$$

де $Y_\beta = Y_\varepsilon = 1$; $\theta_F = 0,85$ і $\theta_F > 0,85$ для передач із прямими і косими зубцями.

Умова міцності на згин для зуба колеса визначається формулою (5.57).

Для прямих зубців форми І зовнішній коловий модуль m_{te} знаходять з виразу (5.59) з урахуванням (5.31), (5.36):

$$\begin{aligned} \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot d_m \cdot m_{m1} \cdot \psi_k \cdot R_e} &= \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1}}{0,85 d_{e1} (1 - 0,5\psi_k) m_{te} (1 - 0,5\psi_k) \psi_k \cdot 0,5 d_{e1} \sqrt{u^2 + 1}} = \\ &= \frac{4T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1}}{0,85 d_{e1}^2 \cdot 1,04 (1 - \psi_k) \psi_k m_{te} \sqrt{u^2 + 1}} = \frac{4,5T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1}}{m_{te}^3 z_1^2 (1 - \psi_k) \psi_k \sqrt{u^2 + 1}}. \end{aligned}$$

Остаточно вираз для m_{te} з урахуванням (5.59) має вигляд

$$m_{te} = \sqrt[3]{\frac{4,5T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1}}{(1 - \psi_k) \psi_k \sqrt{u^2 + 1} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_{F1}]}}, \quad (5.60)$$

5.12. Матеріали та допустимі напруження

Розрахунок зубчастих передач починають із вибору матеріалу коліс та методу його покращення залежно від умов експлуатації, можливостей виробництва та економічних міркувань. Оскільки допустиме навантаження за міцністю зубців у контакті та при згині визначається переважно твердістю

матеріалу, то для зубчастих коліс використовують термічно оброблювані сталі – вуглецеві (ГОСТ 380-2005) та леговані (ГОСТ 12344-2003).

Залежно від твердості робочих поверхонь зубців після термообробки зубчасті колеса розділяють на дві групи:

- з твердістю $HB \leq 350$, яка досягається після нормалізації та поліпшення;
- з твердістю $HB > 350$, яка досягається після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування.

Технологічні та експлуатаційні переваги коліс із $HB \leq 350$ забезпечують широке їх застосування в умовах індивідуального та дрібносерійного виробництва у мало-, середньонавантажених та великогабаритних передачах, де не ставляться жорсткі обмеження щодо габаритних розмірів. Зубці таких коліс нарізають після термообробки без використання фінішної операції; вони добре припрацьовуються, не зазнають крихкого руйнування. Для ліпшого припрацьовування твердість зубців шестірні рекомендують призначати більшою від твердості зубців колеса ($HB_1 \geq HB_2 + 25 \dots 30 \text{ HB}$).

Колеса з твердістю $HB > 350$ ($HRC > 37$) застосовують для високонавантажених компактних закритих передач, які виготовляють в умовах масового та багатосерійного виробництва. Їх вантажна здатність може у 3...4 рази перевищувати вантажну здатність нормалізованих коліс. Однак такі передачі мають суттєві недоліки: більші труднощі нарізання зубців, необхідність дорогих фінішних операцій; потреба підвищеної точності виготовлення коліс та монтажу, більшої жорсткості валів та їх опор.

Сталеві колеса натеper набули переважного використання. Їх виготовляють із заготовок, які одержують здебільшого куванням, штампуванням, литтям.

Крім сталей, для виготовлення великогабаритних тихохідних коліс силових передач використовують сірі чавуни (ДСТУ EN 1561:2010), зубці яких добре припрацьовуються при статичному та динамічному навантаженнях, але мають низьку міцність на згин.

У малонавантажених передачах застосовують зубчасті колеса з неметалевих матеріалів – текстоліту, поліамідів. Вони найчастіше працюють у парі із сталевими зубчастими колесами. Передачі з такими парами коліс менш чутливі до неточностей виготовлення та монтажу, створюють менший шум, але поступаються металевим парам за несучою здатністю та ресурсом. Передачі з парами полімерних коліс застосовують при роботі у харчовій промисловості та в агресивному корозійному середовищі.

Зубці входять у зачеплення по чергово і навантажуються за віднульовим ($r = 0$) циклом (див. рис. 5.24, в). Тому визначення допустимого контактного напруження $[\sigma_H]$ та допустимого напруження згину $[\sigma_F]$ базується на використанні кривої витривалості матеріалу (рис. 5.37) для віднульового циклу, яка перебудовується у напівлогарифмічних координатах (рис. 5.38).

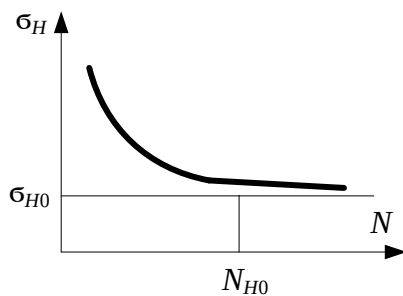


Рис. 5.37. Крива витривалості матеріалу

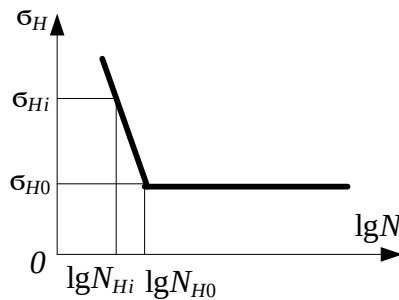


Рис. 5.38. Крива витривалості матеріалу в координатах $\sigma_H - \lg N$

Тут σ_{Hi} – границя обмеженої витривалості матеріалу поверхонь зубців (напруження, яке може витримати матеріал при кількості циклів навантаження $N < N_{Hi}$); σ_{H0} – границя необмеженої витривалості матеріалу поверхонь зубців (напруження, яке може витримати матеріал при кількості циклів навантаження $N \geq N_{H0}$).

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ визначають за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL}, \quad (5.61)$$

де S_H – коефіцієнт запасу; Z_R – коефіцієнт шорсткості поверхонь зубців; Z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість; K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Коефіцієнти S_H , Z_R , Z_V , а також σ_{H0} призначають згідно з емпіричними даними, величину K_{HL} визначають за кривою витривалості для двох її ланок – похилої та горизонтальної (див. рис. 5.38).

На похилій ланці, де $N_{Hi} < N_{H0}$ має місце рівність

$$\sigma_{Hi}^m \cdot N_{Hi} = \sigma_{H0}^m \cdot N_{H0} = \text{const};$$

$$\sigma_{Hi} = \sigma_{H0} \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} = \sigma_{H0} \cdot K_{HL}, \quad (5.62)$$

де $m = 6$ у розрахунках контактної витривалості.

Величину N_{H0} вибирають залежно від міцності матеріалу, а N_{Hi} розраховують залежно від режиму роботи – постійного чи змінного.

При постійному навантаженні

$$N_{Hi} = N_{\Sigma} = 60n \cdot t_{\Sigma}, \quad (5.63)$$

де n – частота обертання колеса; t_{Σ} – термін служби передачі в годинах:

$$t_{\Sigma} = 24K_{\text{доб}} \cdot 365 \cdot K_{\text{річн}} \cdot L_{\text{річн}}, \quad (5.64)$$

де $K_{\text{доб}}$, $K_{\text{річн}}$ – відповідно коефіцієнти використання передачі протягом доби та року; $L_{\text{річн}}$ – термін служби передачі в роках.

При змінному навантаженні, яке подають частіше у вигляді циклограми (див. рис. 1.14), величину K_{HL} визначають за еквівалентним числом циклів N_{He} на основі принципу лінійного підсумовування пошкоджень у матеріалі при заміні комплексу навантажень (циклограми) дією максимального навантаження впродовж еквівалентного числа циклів N_e (див. рис. 1.14, б), згідно з виразом

$$N_{He} = 60n \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 t_i, \quad (5.65)$$

де T_i – обертальний момент, який відповідає ступеню « i » циклограми навантаження; $T_{\max}$ – найбільший обертальний момент ($T_{\max} = T_1$, див. рис. 1.14, а); t_i – тривалість роботи передачі на ступені « i » циклограми навантажень:

$$t_i = c \cdot t_{\Sigma},$$

де c – частка загального терміну експлуатації t_{Σ} , $c < 1$.

Для коефіцієнта довговічності K_{HL} , з фізичних міркувань, існують такі обмеження:

а) на похилій ланці ($N_{He} \leq N_{H0}$) для однорідної структури матеріалу коліс при об'ємному зміцненні (нормалізація, покращення) $K_{HL} \leq 2,6$; для поверхневого зміцнення (цементация, азотування) $K_{HL} \leq 1,8$;

б) на горизонтальній ланці ($N_{He} > N_{H0}$) для постійного навантаження $K_{HL} = \sqrt[24]{N_{H0} / N_{He}} \geq 0,9$; для змінного навантаження $K_{HL} = 1$.

Таким чином, коефіцієнт K_{HL} враховує можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач.

У розрахунках прямозубих передач на контактну витривалість використовують менше значення $[\sigma_H]$ з отриманих для шестірні та колеса; у розрахунках передач із косими зубцями величину $[\sigma_H]$ визначають з урахуванням допустимих контактних напружень для шестірні $[\sigma_{H1}]$ та колеса $[\sigma_{H2}]$ за формулою

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (5.66)$$

з виконанням умов: $[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,23 [\sigma_H]_{\min}$ – для циліндричних передач; $[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,15 [\sigma_H]_{\min}$ – для конічних передач, де $[\sigma_H]_{\min}$ – менше з двох значень $[\sigma_{H1}]$ та $[\sigma_{H2}]$.

Допустиме напруження згину визначають за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} Y_R \cdot Y_S \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (5.67)$$

де σ_{F0} – необмежена витривалість зубців на згин при базовій кількості циклів навантаження ($N \geq N_{F0}$); S_F – коефіцієнт запасу; Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зубця; Y_S – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень; K_{FC} – коефіцієнт, що враховує двостороннє навантаження.

Коефіцієнт K_{FL} визначають так само, як K_{HL} з урахуванням того, що $m_F = 6$ для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубців $HB \leq 350$ та зі шліфованою перехідною поверхнею, в решті випадків $m_F = 9$. Для K_{FL} необхідно враховувати такі обмеження: при $N_{F0} \leq N_{FL}$ $K_{FL} = 1$; при $N_{F0} > N_{Fe}$ і $m_F = 6$ $K_{FL} \leq 2,08$; при $N_{F0} > N_{Fe}$ і $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 1,63$.

5.13. Розрахунки зубців на міцність при короткочасному перевантаженні

Розрахунки зубчастих передач при змінному навантаженні не враховують короткочасні, наприклад пускові (пікові), перевантаження, які можуть спричинити втрату статичної міцності (руйнування) зубців чи появу пластичних напружень.

Умова відсутності залишкової контактної деформації або руйнування поверхневого шару зубців визначають на основі пропорційності контактного напруження квадратному кореню з навантаження (див. формулу (1.7))

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (5.68)$$

де $T_{\text{пик}}$ – пускове перевантаження (див. рис. 1.14, а); $T_{\max}$ – максимальне довгочасно діюче навантаження: $T_{\max} = T_1$; $[\sigma_H]_{\max}$ – допустима межа контактного напруження при перевантаженні, яка залежить від виду зміцнюючої обробки зубців. Наприклад, після нормалізації, поліпшення чи об'ємного гартування з низьким відпусканням при $HB < 350$ рекомендують $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T$.

Умова відсутності залишкової деформації згину або поломки зуба при перевантаженні має вигляд

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max}} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (5.69)$$

де $[\sigma_F]_{\max}$ – допустима межа напруження згину, яку визначають за формулою

$$[\sigma_F]_{\max} = \frac{\sigma_{F \lim M}}{S_{FM}} Y_S, \quad (5.70)$$

де σ_{FlimM} – межа напруження, що не спричинює появу залишкових деформацій або крихкої поломки зубців; S_{FM} – коефіцієнт запасу при перевантаженні. Наприклад, для вуглецевих та легованих сталей після нормалізації та поліпшення $\sigma_{FlimM} = 4,8 \text{ НВ}$.

5.14. Порядок розрахунків циліндричних та конічних передач

З чотирьох видів розрахунків циліндричних та конічних передач (розрахунки на контактну витривалість та витривалість при згині, розрахунки на контактну міцність та міцність при згині в разі перевантаження), вибір необхідних для конкретної передачі визначається її конструкцією.

Згідно з критеріями працездатності, проєктні розрахунки закритих циліндричних та конічних передач повинні визначатися умовою стійкості поверхонь зубців до викришування від утомленості відповідно до формул (5.52) та (5.54) з такими вихідними даними: розрахункове довготривале навантаження T_1 ; передаточне число u ; вид передачі – прямозуба чи косозуба; допустимі напруження $[\sigma_H]$; параметр ψ_d – вибирають за таблицею залежно від схеми розташування коліс відносно опор, характеру навантаження, твердості зубців; параметр ψ_k – визначають середнім у діапазоні 0,2...0,3; параметри Z_m , Z_H , Z_ε – підраховують за відповідними формулами; параметр $K_{H\beta}$ – знаходять за графіками залежно від твердості коліс та їх розташування в редукторі; параметри $K_{H\alpha}$, K_{HV} , Z_V – визначають приблизно за відповідними таблицями та графіками залежно від орієнтовної швидкості коліс $V = 0,0125 \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2}$ із подальшим їх уточненням за розрахунковою швидкістю $V = \pi d \cdot n_1 / 60000$ (d попередньо одержане за формулами (5.52), (5.54)). Уточнивши початкові діаметри циліндричної та конічної шестерень відповідно до формул

$$d'_{w1} = d_{w1} \sqrt{\frac{K'_{HV} K'_{H\alpha} (z'_V)^2}{K_{HV} K_{H\alpha} (z_V)^2}} ; \quad d'_{w1} = d_{w1} \sqrt{\frac{K'_{HV} (z'_V)^2}{K_{HV} (z_V)^2}} ,$$

визначають, попередньо вибравши z_1 , для циліндричних коліс – нормальний модуль m_n , для конічних прямозубих – зовнішній коловий модуль m_{te} за формулами $m_n = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos \beta$; $m_{te} = \frac{d'_1}{z_1}$.

Перевірні розрахунки для закритих передач виконують за витривалістю на згин, контактною міцністю при короткочасному перевантаженні, міцністю при згині від короткочасного перевантаження. Перевірні розрахунки відкритих передач проводять за контактною міцністю та міцністю при згині від короткочасних перевантажень.

Проектні розрахунки відкритих циліндричних та конічних передач повинні визначатися витривалістю зубців на згин, відповідно до формул (5.58), (5.60) з уточненням параметрів K_{FV} , Y_{F1} .

Усі розміри циліндричних та конічних коліс визначають після проектних та перевірних розрахунків передач, залежно від їх виду відповідно до табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Порядок розрахунків циліндричних та конічних передач

Критерій працездатності	Вид передачі	
	Закрита ($HB \leq 350$)	Відкрита ($HB \leq 350$)
Контактна витривалість	Проектний розрахунок*: d_{w1} (ц. пер.), d_{e1} (к. пер.)	—
Витривалість на згин	Перевірний розрахунок: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$	Проектний розрахунок: m (ц. пер.), m_{te} (к.пер.)
Контактна міцність при перевантаженні	Перевірний розрахунок: $\sigma_{H\max} \leq [\sigma_H]_{\max}$	
Міцність на згин при перевантаженні	Перевірний розрахунок: $\sigma_{F\max} \leq [\sigma_F]_{\max}$	

*Примітки: 1). ц. пер – циліндрична передача; к. пер – конічна передача. 2). Автори підручників [1], [5], [7] проектний розрахунок циліндричних передач рекомендують виконувати за d_{w1} ; автори підручників [2], [4], [6], [8] – за σ_w ; автори підручників [4]–[7] проектний розрахунок конічних передач рекомендують виконувати за d_{e1} ; автори підручників [2], [3], [8] – за d_{e2} .

5.15. Відомості про конструкції зубчастих коліс

Конструкції зубчастих коліс визначаються їх призначенням, умовами експлуатації та видом виробництва.

Шестірні виконують як одне ціле з валом (рис. 5.39), якщо відстань S від западини зубця до шпонкового паза менше $2t$ для циліндричних та $1,8t$ для конічних коліс (рис. 5.40).

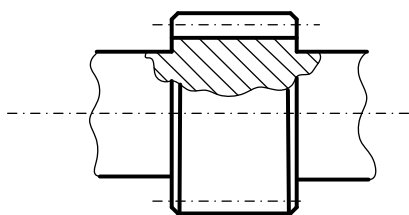


Рис. 5.39. Вал-шестірня

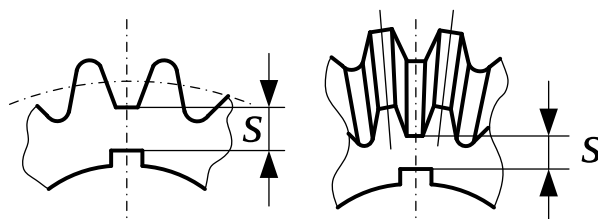


Рис. 5.40. Розташування зубців і шпонкового паза

Колеса невеликих розмірів ($d_a < 200$ мм) або шестірні виконують у вигляді суцільних дисків без маточини або з маточиною (рис. 5.41).

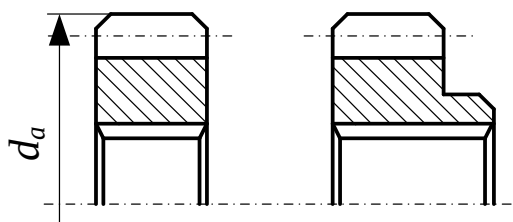


Рис. 5.41. Конструкції зубчастої шестірні

Колеса середніх розмірів ($d_a < 500...700$ мм) виконують полегшеної дискової конструкції з поковки (рис. 5.42, а), а великих розмірів ($d_a > 700$ мм) – також полегшеної конструкції – литтям (рис. 5.42, б) або зварюванням (рис. 5.42, в); інколи застосовують бандажні конструкції (рис. 5.42, г) з метою економії легованих сталей.

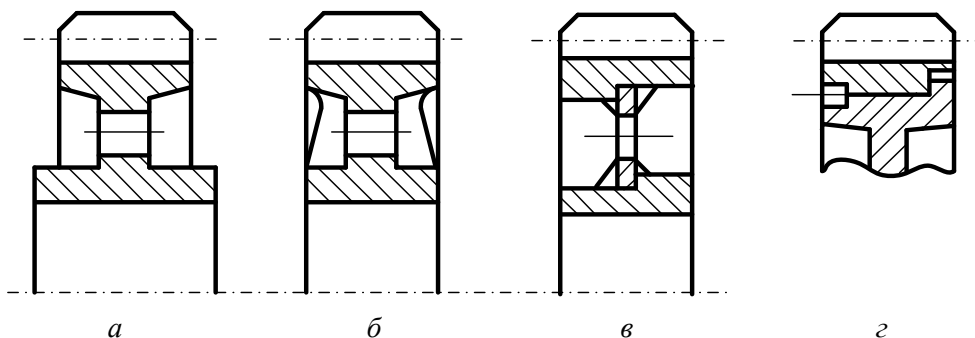


Рис. 5.42. Конструкції зубчастих коліс

5.16. Планетарні передачі

Планетарними називають передачі, які мають зубчасті колеса з рухомими геометричними осями (рис. 5.43). Найпростіша планетарна передача з циліндричними колесами показана на рис. 5.44, б.

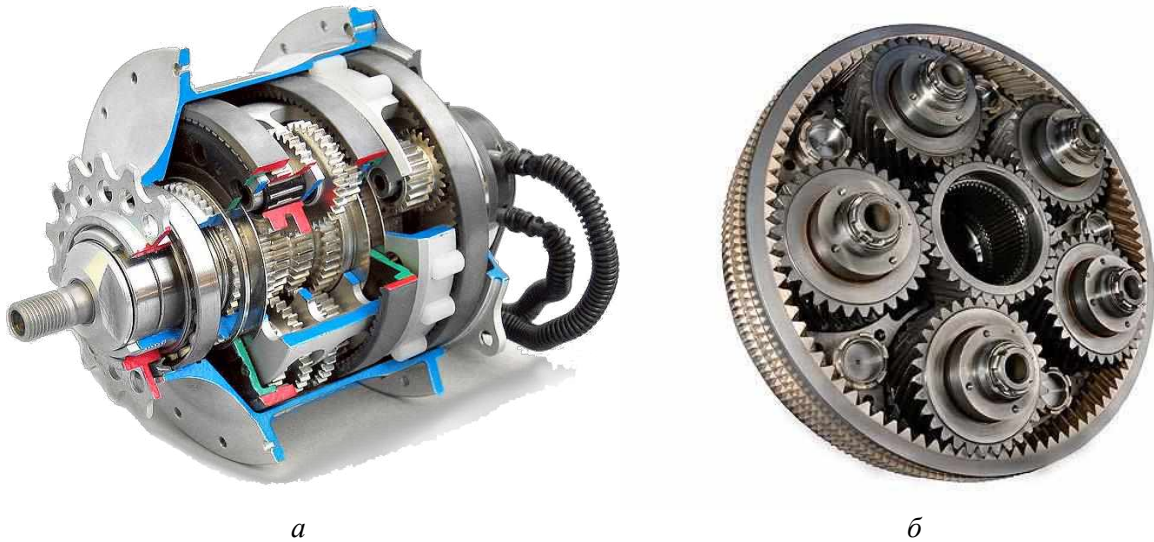


Рис. 5.43. Планетарний редуктор:
а – загальний вигляд; б – вузол планетарної передачі

Утворення планетарної передачі пояснюється на рис. 5.44.

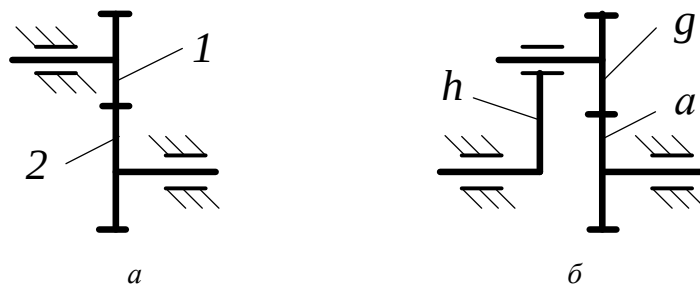


Рис. 5.44. Кінематичні схеми зубчастих передач:
а – циліндричної; б – планетарної

Кінематична схема (див. рис. 5.44, а) циліндричної передачі складається з двох циліндричних коліс (1 і 2) з нерухомими геометричними осями. Рухомість осі одного з коліс, наприклад зубчастого колеса 1, можна задати, якщо корпус підшипників вала цього колеса зв'язати з валом, який співвісний з валом колеса 2. В отриманій планетарній передачі зубчасте колесо з нерухомою віссю називають центральним і позначають літерою *a*; зубчасте колесо, вісь обертання якого переміщується у просторі, називають

сателітом і позначають літерою g ; ланка механізму, на якій розміщується опора сателіта, – *води́ло*, що позначається літерою h (див. рис. 5.41, б).

Найпоширеніша проста однорядна планетарна передача (рис. 5.45, б) із загальноприйнятими позначками ланок, на відміну від передачі, що зображена на рис. 5.44, б, має ще одне зубчасте колесо із внутрішнім зачепленням, яке позначають літерою b .

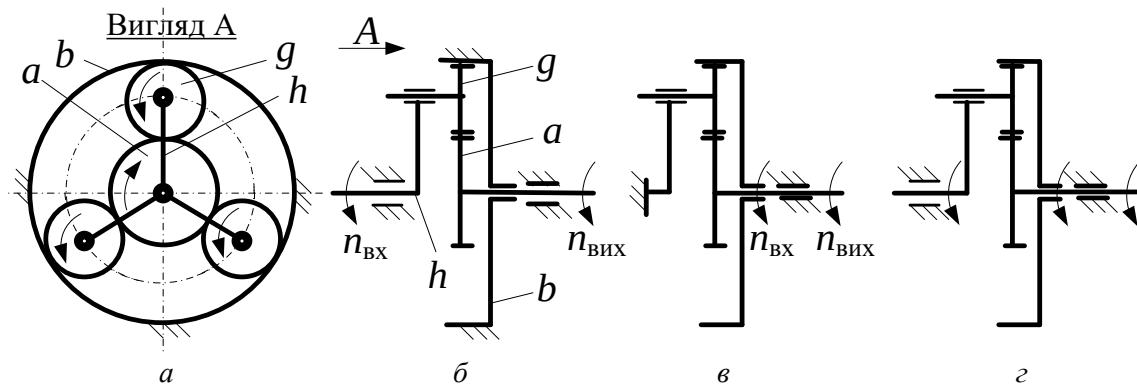


Рис. 5.45. Планетарна передача:

a – вигляд спереду; $б$ – колесо b нерухоме; $в$ – водило h нерухоме; $г$ – всі ланки рухомі

При нерухомому колесі $б$ обертовий рух колесу a передається через сателіти g від водила h (див. рис. 5.45, б); при нерухомих осях сателітів g обертовий рух, наприклад, від колеса b передається колесу a через сателіти g (див. рис. 5.45, в). Якщо рухомі всі три основні ланки (a , b , h), то планетарну передачу називають *диференціалом* (див. рис. 5.45, г), тобто механізмом для розкладання одного обертового руху на два (наприклад, рух від колеса b передається одночасно до колеса a та водила h) або для складання двох обертових рухів в один (наприклад, рухи від ланок a та h передаються ланці b). Диференціал, на відміну від планетарної передачі, має два степені вільності і забезпечує, наприклад, для транспортних засобів, автоматичне регулювання кутових швидкостей коліс залежно від сил опору кочення на поворотах чи нерівній дорозі. Почергово гальмуючи деякі ланки планетарної передачі, можна змінювати її передаточне число, тобто використовувати її як коробку передач.

Переваги планетарних передач порівняно з рядовими:

- компактність та менша (у 2...3 рази) маса, завдяки розподілу навантаження на кілька потоків;
- більша зручність компоновання машин внаслідок співвісності вхідного та вихідного валів;
- менший шум, оскільки менші колеса; менші навантаження на опори через те, що сили в зовнішньому і внутрішньому зачепленнях при симетричному розташуванні сателітів зрівноважуються;
- можливість досягнення великих передаточних чисел.

До недоліків належать:

- підвищені вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- зниження ККД передачі з підвищенням передаточного числа;
- підвищена складність монтажу через більшу кількість підшипників.

Планетарні передачі широко використовують у транспортному та підйомно-транспортному машинобудуванні, верстатобудуванні, приладобудуванні. Планетарні передачі можуть виконуватись із циліндричними та конічними колесами з прямими та косими зубцями.

Аналіз кінематики планетарних передач виконують із застосуванням методу зупинки водила – методу Вілліса.

Для розрахунку міцності зубців використовують ті самі формули, що і для рядових передач. На міцність при згині розраховують тільки зубці коліс передач зовнішнього зачеплення як менш міцного.

При проектуванні планетарних передач важливо вибирати оптимальну схему, оскільки передачі різних схем для досягнення конкретної мети можуть мати різні габарити та ККД.

5.17. Хвильові передачі

Хвильовою називають механічну передачу, де обертання передається через зони деформації пружної гнучкої ланки. З двох можливих варіантів передавання руху (тертям, зачепленням) найбільш поширені хвильові зубчасті передачі (рис. 5.46), конструкції яких регламентовані ДСТУ 2454-94.



Рис. 5.46. Хвильовий редуктор:
 a – загальний вигляд; b – деталі хвильової передачі

Хвильові зубчасті передачі з кінематичного погляду являють собою планетарні передачі, де функцію водила з сателітами виконує гнучке зубчасте колесо з генератором хвиль. На рис. 5.47 показано найбільш поширену хвильову передачу, яка складається з нерухомого жорсткого зубчастого колеса b внутрішнього зачеплення, *гнучкого* зубчастого колеса g , генератора хвиль h (наприклад у вигляді водила з двома роликами, як на рис. 5.47, або у вигляді кулачка з *гнучким* підшипником).

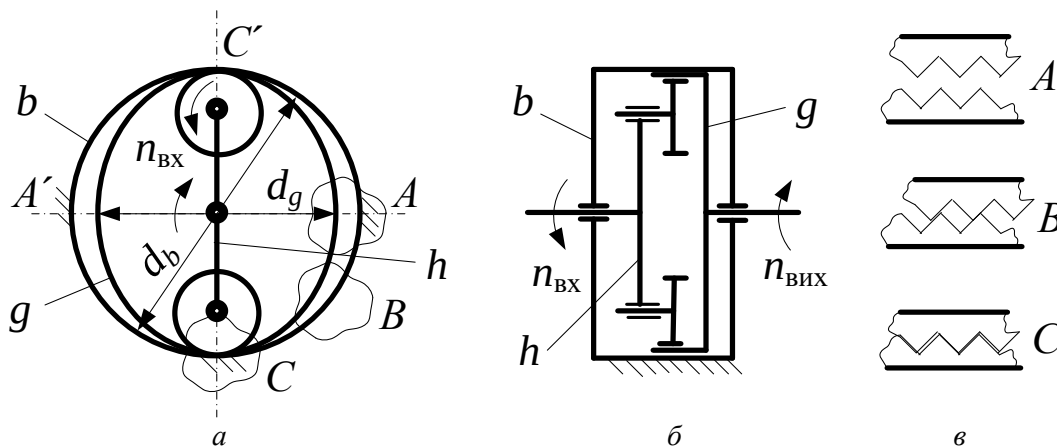


Рис. 5.47. Хвильова передача:
 a – вигляд спереду; b – вигляд збоку; c – положення зубців

На обох колесах зубці виготовлені однакового модуля, а різниця кількості зубців Z_b жорсткого колеса і Z_g гнучкого колеса спричинює появу кратної кількості хвиль деформації гнучкого колеса.

За схемою хвильової передачі на рис. 5.47 генератор h деформує гнучке колесо g в радіальному напрямку так, що воно перетворюється на еліпс і в двох протилежних зонах (C , C') входить в зачеплення з колесом b . У

зачепленні одночасно знаходиться до 30 % зубців від загальної їх кількості. При цьому в двох зонах (A, A'), що зміщені по колу на 90 %, зубці повністю виходять із зачеплення. З початком руху водила h деформація гнучкого колеса g переміщується у вигляді двох біжучих хвиль. Тому для двоххвильової передачі, що зображена на рис. 5.47, $z_b - z_g = 2$.

Можливі трихвильові передачі, але їх використовують рідко, оскільки значно підвищуються напруження у гнучкому колесі.

Переваги хвильових передач порівняно із зубчастими:

- підвищена вантажна здатність при високій кінематичній точності та ККД;

- компактність при невеликій масі;
- плавність та безшумність у роботі;
- малі навантаження на опори через симетричність конструкції.

До недоліків хвильових передач належать:

- недостатня довговічність гнучкого колеса;
- відносно низький ККД (0,8...0,9) і його залежність від передаточного числа (зі збільшенням передаточного числа ККД спадає);
- неможливість реалізації малих передаточних чисел ($u < 60$).

У хвильовій передачі передаточне число визначають як відношення діаметра веденого колеса до різниці діаметрів жорсткого та гнучкого коліс, або деформації гнучкого колеса. Для передачі, зображеної на рис. 5.47,

передаточне число $u = - \frac{d_g}{d_b - d_g} = - d_b / w$, де w – деформація гнучкого

колеса, а знак мінус вказує на різні напрямки обертання ведучої та веденої ланок.

Якщо w – мала величина, то u – дуже велика. На практиці для зубчастих гнучких коліс зі сталі $u_{\min} = 60$ (обмежується мінімально допустимим модулем, $m = 0,2...0,15$ мм). Для фрикційних хвильових передач

$u_{\max} \approx 1000$. Частіше передаточні числа хвильових передач становлять 75...320.

Найбільшого використання набули евольвентні профілі зубців як найбільш технологічні, вихідний контур яких регламентований ДСТУ 2452-94.

Критеріями працездатності хвильових передач є міцність від утомленості гнучкого колеса та зносостійкість зубців.

Розрахунок хвильових зубчастих передач на відміну від розрахунку звичайних передач враховує зміну початкової форми вінця гнучкого колеса.

Хвильові передачі застосовують у машинах, де необхідно забезпечити великі передаточні числа, підвищену кінематичну точність і низький рівень шуму, а саме в авіаційній та космічній техніці, для промислових роботів та маніпуляторів, у приводах вантажопідйомних машин, верстатів.

5.18. Передачі із зачепленням Новікова

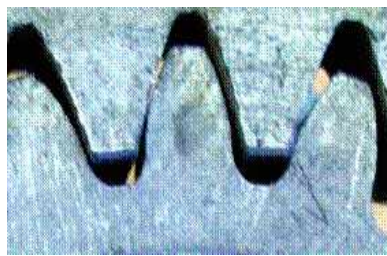
Передачі із зубцями евольвентного профілю при всіх їх незаперечних перевагах мають суттєві недоліки: низьку несучу здатність за умови контактної втоми поверхонь зубців (залежить від кривини профілів зубців, а отже, від діаметрів початкових кіл); порівняно високі втрати в зачепленні, що пов'язані з наявністю тертя ковзання та кочення; підвищену чутливість до перекосів осей коліс у зв'язку з лінійним контактом коліс.

Ці недоліки евольвентних зубчастих передач зменшено в передачі, що розроблена М. Л. Новіковим на початку 50-х років минулого століття, де профілі зубців окреслені дугами кіл з близькими радіусами кривини при торканні одне одного. Це забезпечує щільний контакт, а отже зменшує контактні напруження.

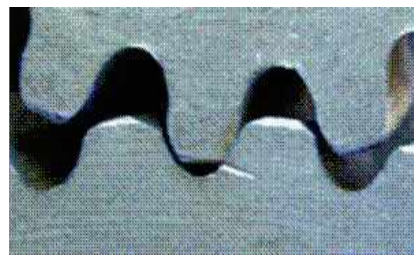
Зубчасті передачі із зачепленням *Новікова* можуть бути як циліндричні, так і конічні, але обов'язково з косими зубцями. Нижче розглянуто найбільш поширені – циліндричні передачі із зачепленням Новікова (рис. 5.48), профілі зубців яких у нормальному перерізі за радіусами кіл майже рівні (рис. 5.49).



Рис. 5.48. Передача із зачепленням Новікова



а



б

Рис. 5.49. Зубчасті передачі у нормальному перерізі:
а – евольвентна; *б* – із зачепленням Новікова

Відрізняють два види зубчастих зачеплень Новікова (рис. 5.50): з однією лінією зачеплення (ОЛЗ), коли профіль зубців шестірні – опуклий чи вгнутий, профіль зубців колеса – вгнутий чи опуклий; з двома лініями зачеплення (ДЛЗ), коли профілі зубців шестірні та колеса – опукло-вгнуті (головка опукла, ніжка – вгнута). Лінії зачеплення на рис. 5.50 показані пунктиром.

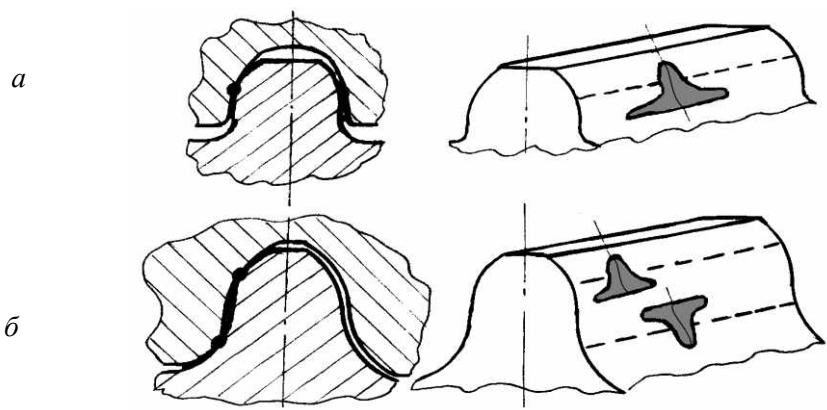


Рис. 5.50. Профілі зубців передачі із зачепленням Новікова
а – одна лінія зачеплення; *б* – дві лінії зачеплення

Точковий контакт зубців передачі Новікова, який в процесі роботи перетворюється на пляму, переміщується не по профілю, як в евольвентній передачі, а по лінії зачеплення. Великий зведений радіус кривизни при контакті опукло-вгнутих поверхонь, велика швидкість кочення профілів вздовж зубця, яка перпендикулярна до лінії контакту, та незмінний кут тиску сприяють утворенню мастильного шару, що підвищує несучу здатність, зменшує втрати на тертя та знос.

При ведучому зубчастому колесі з опуклим профілем (див. рис. 5.50, *а*) лінія зачеплення розташована за полюсною лінією в напрямку обертання; її

називають *заполюсною*. Якщо у ведучого колеса профіль зубця вгнутий, то лінія зачеплення розташована до полюса, а передачу називають *дополюсною*. Ця передача більш габаритна, тому менше застосовується. В передачі з двома лініями зачеплення одна з них розташована до полюсу, а інша – за полюсом. Цю передачу називають *дозаполюсною* (ГОСТ 17774-72). Дозаполюсна передача найпоширеніша, має більшу несучу здатність, більш технологічна, оскільки зубці шестірні та колеса нарізають одним інструментом.

При відсутності торцевого перекриття безперервність роботи передач із зачепленням Новікова забезпечується осьовим перекриттям ($\varepsilon_\beta > 1,3$).

Основною перевагою передач із зачепленням Новікова є:

- підвищена вантажність, що у 1,5...2 рази вища за евольвентні;
- висока компактність;
- більший ККД.

До недоліків цієї передачі належать:

- підвищена чутливість до зміни міжосьової відстані;
- чутливість до перевантажень;
- менша міцність на злам;
- відносно складний вихідний контур зубонарізного інструменту.

Завдяки компактності та гарному припрацюванню зубців ці зачеплення набули використання в передачах великих постійних навантажень, а саме в редукторах прокатних станів і турбін.

Зубці коліс із зачепленням Новікова нарізають методом обкочування на тому самому обладнанні, що і зубці евольвентного зачеплення, але особливим зубонарізним інструментом відповідно до ГОСТ 15023–76.

Види відмов зачеплень Новікова такі ж самі, що і в евольвентних. Тому основним критерієм їх працездатності та розрахунку є контактні напруження і напруження згину.

Розрахунок передач із зачепленням Новікова на контактну міцність виконують на основі умовних формул Герца, оскільки розміри площин контакту тут спільномірні з розмірами зубців.

5.19. Приклад розрахунку конічної передачі з прямими зубцями в редукторі (в складі пасово-конічного приводу (див. рис. 2.5))

Вихідні дані:

$P_1 = 5,31$ кВт – потужність на шестірні;

$n_1 = 322$ хв⁻¹ – частота обертів шестірні;

$u = 4,02$ – передаточне число передачі.

Термін служби $L = 10$ років при однозмінній ($\kappa_{\text{доб}} = 0,3$) нереверсивній роботі кожного дня ($\kappa_{\text{річ}} = 1$) з постійним навантаженням і короткочасним пусковим перевантаженням, в півтора рази вищим від максимального ($T_{\text{п}} / T_1 = 1,5$). Шорсткість поверхонь зубців візьмемо за 6-м класом, згідно до стандарту. Габарити редуктора обмежені. Коригування коліс відсутнє ($x = 0$).

1. Вибір матеріалу та розрахунок допустимих напружень

1.1. Згідно з табл. 3.12 [20] взято матеріал для шестірні та колеса – сталь 40ХН (поковка); термообробка – покращення; для шестірні з радіусом заготовки до 100 мм: $\sigma_{\text{в}} = 850$ МПа; $\sigma_{\text{т}} = 600$ МПа; 230...300 НВ₁, для колеса з радіусом заготовки ≥ 100 мм: $\sigma_{\text{в}} = 800$ МПа; $\sigma_{\text{т}} = 580$ МПа; 241 НВ₂.

1.2. Термін служби передачі для розрахунків на контактну утому і утому при згині

$$t_{\Sigma} = L \cdot \kappa_{\text{доб}} \cdot \kappa_{\text{річ}} \cdot 365 \cdot 24 = 10 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 365 \cdot 24 = 26280 \text{ год.}$$

1.3. Допустиме напруження на згин для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{\sigma_{F \text{ liml}}}{S_F} Y_S \cdot Y_R.$$

Границя витривалості матеріалу при згині: $\sigma_{F \text{ liml}} = \sigma_{F \text{ limbl}}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}$,
 $\sigma_{F \text{ limbl}}^0 = 1,8 \text{ НВ}_1 = 1,8 \cdot 265 = 477$ МПа. Коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження (табл. 3.20 [20]) $K_{FC} = 1$. Коефіцієнт

довговічності $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}}$, де база випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$; еквівалентна

кількість циклів змін напружень за термін служби конічної прямозубої передачі $N_{FE1} = 60 n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 321,67 \cdot 26280 = 5 \cdot 10^8 > N_{F0}$, тоді коефіцієнт довговічності $K_{FL} = 1$; коефіцієнт безпеки $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$, тут $S'_F = 1,75$ (табл. 3.19 [20]), $S''_F = 1,0$ – без абразивного зносу (табл. 3.21 [20]); коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень, $Y_S = 1$; коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця, $Y_R = 1$. Отже, допустиме напруження на згин для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{477 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1} \cdot 1 \cdot 1 = 273 \text{ МПа.}$$

1.4. Допустиме напруження на згин для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{S_F} Y_S \cdot Y_R;$$

$$\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim 2}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2}; \quad \sigma_{F \lim 2}^0 = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 241 = 434 \text{ МПа}; \quad K_{FC} = 1;$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{5 \cdot 10^8}{4,02} = 1,2 \cdot 10^8 > N_{F0}, \quad \text{тоді коефіцієнт довговічності } K_{FL2} = 1.$$

Коефіцієнти $Y_S = 1$; $Y_R = 1$. Отже, допустиме напруження на згин для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{434 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1} 1 \cdot 1 = 248 \text{ МПа}.$$

1.5. Допустиме напруження на згин при дії максимального навантаження:

– для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}]_{\max} = \frac{\sigma_{F \lim M1}}{S_{FM1}} Y_S.$$

Граничне напруження, що не спричинює залишкові деформації або крихку поломку зубців, $\sigma_{F \lim M1} = 4,8 HB_1 = 4,8 \cdot 265 = 1272 \text{ МПа}$; коефіцієнт безпеки $S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM1} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$; коефіцієнт, який враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень $Y_S = 1,0$:

$$[\sigma_{F_1}]_{\max} = \frac{\sigma_{F \lim M1}}{S_{FM1}} Y_S = \frac{1272}{1,75} 1,0 = 727 \text{ МПа};$$

– для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}]_{\max} = \frac{\sigma_{F \lim M2}}{S_{FM2}} Y_S = \frac{4,8 \cdot 241}{1,75 \cdot 1} 1,0 = 661 \text{ МПа}.$$

1.6. Допустиме контактне напруження для зубців шестірні

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{S_{H1}} Z_R \cdot Z_v,$$

де границя контактної витривалості зубців шестірні, що відповідає еквівалентній кількості випробувань, $\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim b1} \cdot K_{HL1}$; границя контактної витривалості зубців шестірні, що відповідає базовій кількості випробувань $\sigma_{H \lim b1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 265 + 70 = 600 \text{ МПа}$; базова кількість випробувань, $N_{HO1} = 1,8 \cdot 10^7$ (рис. 3.16 [20]); еквівалентна кількість циклів навантаження $N_{HE1} = 60 n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 321,67 \cdot 26280 = 5 \cdot 10^8$, відношення

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{5 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} > 1, \quad \text{коефіцієнт довговічності (формула 3.38 [20])}$$

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{5 \cdot 10^8}} = 0,87. \quad \text{З урахуванням рекомендацій на стор. 75 [20],}$$

візьмемо: $K_{HL1} = 0,9$; $\sigma_{Hlim1} = 600 \cdot 0,9 = 540$ МПа; коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь зубців, $Z_R = 0,95$ (табл. 3.18 [20]); коефіцієнт, що враховує колову швидкість, $Z_V = 1$ (стор. 75 [20]); коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою матеріалу $S_{H1} = 1,1$ (с. 75 [20]). Таким чином,

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{540}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 466 \text{ МПа.}$$

1.7. Допустиме контактне напруження для зубців колеса

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_R \cdot Z_V, \text{ де за рис. 3.16 [20] } N_{HO2} = 1,7 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{5 \cdot 10^8}{4,02} = 1,2 \cdot 10^8; \quad \frac{N_{HE2}}{N_{HO2}} = \frac{1,2 \cdot 10^8}{1,7 \cdot 10^7} > 1;$$

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[24]{\frac{1,7 \cdot 10^7}{1,2 \cdot 10^8}} = 0,92; \quad \sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 241 + 70 =$$

$$= 552 \text{ МПа}; \quad \sigma_{Hlim2} = 552 \cdot 0,92 = 508 \text{ МПа}; \quad Z_R = 0,95, \quad Z_V = 1, \quad S_{H2} = 1,1.$$

$$\text{Отже, } [\sigma_{H_2}] = \frac{508}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 438 \text{ МПа.}$$

1.8. Допустиме контактне напруження при дії максимального навантаження:

- для шестірні $[\sigma_{H1}]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 600 = 1680$ МПа;
- для колеса $[\sigma_{H_2}]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 580 = 1624$ МПа.

2. Проектний розрахунок передачі (форм. (3.20), с. 70, [20])

2.1. Зовнішній дільний діаметр шестірні

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{4,5T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon)^2}{(1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}},$$

де номінальний обертальний момент на шестірні

$$T_{H1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{5,31}{321,67} = 158 \text{ Нм};$$

орієнтовна колова швидкість

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0,0125 \sqrt[3]{5,31 \cdot 321,67^2} = 1,02 \text{ м/с},$$

що відповідає 9-му ступеню точності (табл. 3.33 [20]);

коефіцієнти: $K_{H\alpha} = 1,0$ (с. 82 [20]); $\phi_k = 0,25$ (форм. (3.63) [20]); $K_{H\beta} = 1,04$

(рис. 3.20, а – схема II [20] при $\frac{\phi_k \cdot u}{2 - \phi_k} = \frac{0,25 \cdot 4,02}{2 - 0,25} = 0,57$);

$K_{HV} = 1,05$ (табл. 3.16 з інтерполяцією [20]); $Z_H = 1,76$ (форм. (3.28') [20]);

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$ (форм. (3.29) [20]); $z_1 = 18$ і $\varepsilon_\alpha = 1,58$ (табл. 3.11 [20]);

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{4 - \varepsilon_{\alpha}/3} = \sqrt{4 - 1,58/3} = 0,9 \text{ (форм. (3.30) [20]);}$$

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \cdot 158000 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1,05 \cdot (1,76 \cdot 275 \cdot 0,9)^2}{(1 - 0,25) \cdot 0,25 \cdot 4,02 \cdot 438^2}} = 100 \text{ мм.}$$

2.2. Зовнішній коловий модуль зубців

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{Z_1} = \frac{100}{18} = 5,56 \text{ мм.}$$

Візьмемо стандартне значення $m_{te} = 6,0$ мм (табл. 9, стор. 254 [20]).

Нове значення зовнішнього колового діаметра шестірні

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 6 \cdot 18 = 108 \text{ мм.}$$

2.3. Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c = 0,5 \cdot 6 \cdot 74,57 = 223,7 \text{ мм,}$$

$$\text{де } z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{18^2 + (18 \cdot 4,02)^2} = 74,57.$$

2.4. Ширина зубчастого вінця

$$b = \phi_K \cdot R_e = 0,25 \cdot 223,7 = 55,92 \text{ мм.}$$

Перевірка умови (форм. (3.64) [20]) $b \leq 10 \cdot m_{te}$ для прямих зубців:
 $b = 55,9 < 10 \cdot m_{te} = 10 \cdot 6 = 60$. Візьмемо $b = 60$ мм.

3. *Перевірний розрахунок зубців на контактну утому*

3.1. Середній нормальний модуль зубців

$$m_{nm} = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right) \cos \beta = 6 \cdot \left(1 - 0,5 \frac{60}{223,7} \right) = 5,19 \text{ мм.}$$

3.2. Середній початковий діаметр шестірні

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} z_1}{\cos \beta} = 5,19 \cdot 18 = 93,5 \text{ мм, (} \cos \beta = 1 \text{).}$$

3.3. Колова швидкість зубчастих коліс

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 93,5 \cdot 322}{60000} = 1,58 \text{ м/с,}$$

тобто потрібний 9-й ступінь точності, що збігається з п. 2.1.

3.4. Ділильний діаметр шестірні з уточненими коефіцієнтами
 $K'_{HV} = 1,08$ (табл. 3.16 з інтерполяванням [20]) і $z'_v = 1,01$ (рис. 3.17 [20]):

$$d'_{e1} = d_{e1} \sqrt[3]{\frac{K'_{HV} (z'_v)^2}{K_{HV} \cdot z_v^2}} = 108 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 1,01^2}{1,05 \cdot 1,0^2}} = 110,2 \text{ мм;}$$

$$m_{te} = \frac{d'_{e1}}{z_1} = \frac{110,2}{18} = 6,12 \text{ мм. Остаточнo візьмемо } m_{te} = 6 \text{ мм.}$$

3.5. Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{4,5 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k) \psi_k \cdot d_{e1}^3 \cdot u}} =$$

$$= 1,76 \cdot 275 \cdot 0,9 \sqrt{\frac{4,5 \cdot 158000 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 1,08}{(1 - 0,25) \cdot 0,25 \cdot 108^3 \cdot 4,02}} = 399 \text{ МПа} .$$

Отже стійкість зубців до викришування від утомленості їх активних поверхонь забезпечується, оскільки $\sigma_H = 399 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 466 \text{ МПа}$. Недовантаження складає 16,8 %, що допустимо.

4. Перевірний розрахунок зубців на контактну міцність при короткочасному перевантаженні

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_n}{T_1}} = 399 \cdot \sqrt{1,5} = 489 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 1680 \text{ МПа} .$$

5. Перевірний розрахунок зубців на утому при згині

5.1. Коефіцієнт форми зубців (рис. 3.21 [20])

$$\operatorname{tg} \hat{q} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{18}{18 \cdot 4,02} = 0,2488; \quad \hat{q} = 13^\circ 55'; \quad z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \hat{q}} = \frac{18}{0,9706} = 18,54;$$

$$\hat{q}_2 = 76^\circ 05'; \quad z_{e2} = \frac{z_2}{\cos \hat{q}_2} = \frac{18 \cdot 4,02}{0,2457} = 294,5; \quad \text{тоді } Y_{F1} = 4,63; \quad Y_{F2} = 4,21.$$

$$\text{Коефіцієнти: } Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1,0; \quad K_{F\alpha} = 1,0 \text{ (с. 82 [20]); } \phi_\kappa = 0,25$$

(форм. (3.63) [20]); $K_{F\beta} = 1,09$ (рис. 3.20, б – схема II [20] при

$$\frac{\phi_\kappa \cdot u}{2 - \phi_\kappa} = \frac{0,25 \cdot 4,02}{2 - 0,25} = 0,57); \quad K_{FV} = 1,21 \text{ (табл. 3.16 з інтерполюванням [20]);}$$

5.2. Питома розрахункова сила

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{m1} \cdot b} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} = \frac{2 \cdot 158 \cdot 1000}{93,51 \cdot 60} \cdot 1,09 \cdot 1,21 \cdot 1,0 = 74 \text{ Н/мм}.$$

5.3. Розрахункове напруження згину:

– у зубцях шестірні

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{0,85 \cdot m_{nm}} = 4,63 \cdot 1 \cdot \frac{74}{0,85 \cdot 5,19} = 78 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 273 \text{ МПа} ;$$

– у зубцях колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 78 \cdot \frac{4,21}{4,63} = 71 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа} .$$

6. Перевірний розрахунок зубців при згині від короткочасного перевантаження

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_n}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max} ,$$

– для шестірні $\sigma_{F1\max} = 78 \cdot 1,5 = 117 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}]_{\max} = 727 \text{ МПа} ;$

– для колеса $\sigma_{F2\max} = 71 \cdot 1,5 = 107 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}]_{\max} = 661 \text{ МПа} .$

Після проектного та перевірних розрахунків визначають геометричні параметри передачі.

5.20. Приклад розрахунку конічної передачі з круговими зубцями в редукторі (в складі пасово-конічного приводу (див. рис. 2.5))

Вихідні дані, вибір матеріалу та розрахунок допустимих напружень зберігаються такими самими, як у підрозділі 5.19 (див. с. 123–125). Тому приклад розрахунку конічної передачі з круговими зубцями продовжується проєктним розрахунком.

2. Проєктний розрахунок передачі (форм. (3.21), с. 70)

2.1. Зовнішній ділительний діаметр шестірні

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{4,7 T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (Z_n \cdot Z_m \cdot Z_\varepsilon)^2}{\psi_m \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}},$$

де номінальний обертовий момент на шестірні

$$T_{H1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{5,31}{322} = 158 \text{ Нм};$$

орієнтовна колова швидкість

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0,0125 \sqrt[3]{5,31 \cdot 322^2} = 1,02 \text{ м/с},$$

що відповідає 9-му ступеню точності (табл. 3.33 [20]); коефіцієнти: $K_{H\alpha} = 1,0$

(стор. 82 [20]); $\psi_k = 0,25$ (форм. (3.63) [20]); $K_{H\beta} = 1,03$ (рис. 3.20, а – схема II

[20] при $\frac{\psi_k \cdot u}{2 - \psi_k} = \frac{0,25 \cdot 4,02}{2 - 0,25} = 0,45$); $\psi_m = \frac{\psi_k}{1 + 0,5\psi_k} = \frac{0,25}{1 + 0,5 \cdot 0,25} = 0,18$;

$K_{HV} = 1,05$ (табл. 3.16 інтерполяцією [20]); $Z_m = 275 \text{ МПа}^{0,5}$ (форм. (3.29)

[20]); $Z_n = 1,76 \cos \beta_m = 1,76 \cos 35^\circ = 1,76 \cdot 0,8192 = 1,44$ (форм. (3.28') [20]);

$z_1 = 18$ і $\varepsilon_\alpha = 1,23$ (табл. 3.11 [20]); $Z_\varepsilon = \sqrt{4 - \varepsilon_\alpha / 3} = \sqrt{4 - 1,23 / 3} = 0,96$ (форм. (3.30) [20]):

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{4,7 \cdot 158000 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,05 \cdot (1,44 \cdot 275 \cdot 0,96)^2}{0,18 \cdot 4,02 \cdot 438^2}} = 94 \text{ мм.}$$

2.2. Середній нормальний модуль зубців

$$m_n = \frac{d_{e1} \cdot \cos \beta_m}{z_1} = \frac{94 \cdot 0,8192}{18} = 4,27 \text{ мм.}$$

2.3. Зовнішній коловий модуль зубців

$$m_{te} = \frac{m_n}{(1 - 0,5 \frac{b_w}{R_e}) \cos \beta_m} = \frac{4,27}{(1 - 0,5 \cdot 0,2) 0,8192} = 5,79 \text{ мм.}$$

Нове значення зовнішнього колового діаметра шестірні

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 5,79 \cdot 18 = 104,2 \text{ мм.}$$

2.4. Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c = 0,5 \cdot 5,79 \cdot 74,57 = 215,88 \text{ мм,}$$

де $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{18^2 + (18 \cdot 4,02)^2} = 74,57$ – кількість зубців еквівалентного колеса.

2.5. Ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_K \cdot R_e = 0,2 \cdot 215,88 = 43,2 \text{ мм}.$$

Перевірка умови (форм. (3.64) [20]): $b \leq 10m_{te}$:

$$b = 43,18 < 10 \cdot 5,79 = 57,9. \text{ Візьмемо } b = 44 \text{ мм}.$$

3. Перевірний розрахунок зубців на контактну утому

3.1. Середній нормальний модуль зубців

$$m_{nm} = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right) \cos \beta = 5,79 \cdot \left(1 - 0,5 \frac{44}{215,88} \right) = 5,2 \text{ мм}.$$

3.2. Середній початковий діаметр шестірні

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} \cdot z_1}{\cos \beta} = 5,20 \cdot 18 / 0,8192 = 114 \text{ мм}.$$

3.3. Колова швидкість зубчастих коліс

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 114,04 \cdot 321,67}{60000} = 1,92 \text{ м/с},$$

тобто потрібний 9-й ступінь точності, що збігається з п. 2.1.

3.4. Ділильний діаметр шестірні з уточненими коефіцієнтами $K'_{HV} = 1,08$ (табл. 3.16 з інтерполюванням [20]) і $z'_v = 1,01$ (рис. 3.17 [20])

$$d'_{e1} = d_{e1} \sqrt[3]{\frac{K'_{HV} (z'_v)^2}{K_{HV} \cdot z_v^2}} = 104,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 1,01^2}{1,05 \cdot 1,0^2}} = 106 \text{ мм};$$

$$m_{te} = \frac{d'_{e1}}{z_1} = \frac{106}{18} = 5,9 \text{ мм}.$$

3.5. Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4,5 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot d_w^3 \cdot u}} =$$

$$= 1,76 \cdot 275 \cdot 0,9 \sqrt{\frac{4,5 \cdot 158000 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 1,08}{(1 - 0,25) \cdot 0,25 \cdot 106^3 \cdot 4,02}} = 409 \text{ МПа}.$$

Висновок: стійкість зубців до викришування від утомленості їх активних поверхонь забезпечується, оскільки $\sigma_H = 409 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 466 \text{ МПа}$. Недовантаження складає 14 %, що допустимо.

4. Перевірний розрахунок зубців на контактну міцність при короткочасному перевантаженні

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_n}{T_1}} = 409 \sqrt{1,5} = 501 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 1680 \text{ МПа}.$$

5. Перевірний розрахунок зубців на втому при згині

5.1. Коефіцієнти форми зубців (рис. 3.21 [20]):

$$\operatorname{tg} \hat{q} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{18}{18 \cdot 4,02} = 0,2488; \quad \delta_1 = 14^\circ; \quad \delta_2 = 76^\circ;$$

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{18}{0,9706 \cdot 0,8192^3} = 33,7;$$

$$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{18 \cdot 4,02}{0,2457 \cdot 0,8192^3} = 535,7, \text{ тоді } Y_{F1} = 4,20; \quad Y_{F2} = 4,40.$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 0,75; \quad K_{F\alpha} = 1,0 \quad (\text{с. 82 [20]}); \quad \psi_k = 0,25 \quad (\text{форм. (3.63) [20]});$$

$$K_{F\beta} = 1,04 \quad (\text{рис. 3.20, б - схема II [20] при } \frac{\psi_k \cdot u}{2 - \psi_k} = \frac{0,25 \cdot 4,02}{2 - 0,25} = 0,57);$$

$$K_{Fv} = 1,26 \quad (\text{табл. 3.16 з інтерполюванням [20]});$$

5.2. Питома розрахункова сила

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{m1} \cdot b} K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} = \frac{2 \cdot 158 \cdot 1000}{114,04 \cdot 44} 1,04 \cdot 1,26 \cdot 1,0 = 85,52 \text{ Н/м.}$$

5.3. Розрахункове напруження згину:

– у зубцях шестірні

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{0,85 \cdot m_{nm}} = 4,63 \cdot 0,75 \cdot \frac{85,5274}{0,85 \cdot 5,20} = 67,5 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 273 \text{ МПа};$$

– у зубцях колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 67,5 \cdot \frac{4,4}{4,2} = 71 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}.$$

6. *Перевірний розрахунок зубців при згині від короткочасного перевантаження:*

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_n}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max};$$

$$\text{– для шестерні } \sigma_{F1 \max} = 67,5 \cdot 1,5 = 101 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}]_{\max} = 727 \text{ МПа};$$

$$\text{– для колеса } \sigma_{F2 \max} = 71 \cdot 1,5 = 107 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}]_{\max} = 661 \text{ МПа}.$$

Після проектного та перевірних розрахунків визначають геометричні параметри передачі.

5.21. Приклад розрахунку відкритої конічної передачі з прямими зубцями

(в складі пасово-конічного приводу (див. рис. 2.5))

Вихідні дані:

$P_1 = 5,31 \text{ кВт}$ – потужність на шестірні;

$n_1 = 322 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів шестірні;

$u = 4,02$ – передаточне число передачі.

Термін служби $L = 10$ років при однозмінній ($\kappa_{\text{доб}} = 0,3$) нереверсивній роботі кожного дня ($\kappa_{\text{річ}} = 1$) з постійним навантаженням і короточасним пусковим перевантаженням, в півтора рази вищим від максимального ($T_{\text{п}}/T_1 = 1,5$). Шорсткість поверхонь зубців візьмемо за 6-м класом, згідно до стандарту. Габарити редуктора обмежені. Коригування коліс відсутнє ($\chi = 0$).

1. Вибір матеріалу та розрахунок допустимих напружень

1.1. Згідно з табл. 3.12 [20] вибираємо матеріал для шестірні та колеса Ст. 5 (поковка); термообробка – нормалізація; для шестірні з радіусом заготовки до 100 мм: $\sigma_{\text{в}} = 570$ МПа; $\sigma_{\text{т}} = 270$ МПа; 170 НВ₁, для колеса з радіусом заготовки ≥ 100 мм: $\sigma_{\text{в}} = 570$ МПа; $\sigma_{\text{т}} = 260$ МПа; 170 НВ₂.

1.2. Термін служби передачі для розрахунків на контактну утому і утому при згині

$$t_{\Sigma} = L \cdot \kappa_{\text{доб}} \cdot \kappa_{\text{річ}} \cdot 365 \cdot 24 = 10 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 365 \cdot 24 = 26280 \text{ год.}$$

1.3. Допустиме напруження на згин для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim1}}}{S_F} Y_S \cdot Y_R.$$

Границя витривалості матеріалу при згині: $\sigma_{F \text{ lim1}} = \sigma_{F \text{ limb1}}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL_1}$, $\sigma_{F \text{ limb1}}^0 = 1,8 \text{ НВ}_1 = 1,8 \cdot 170 = 306$ МПа. Коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження (табл. 3.20 [20]) $K_{FC} = 1$. Коефіцієнт довговічності $K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}}$, де база випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$; еквівалентна кількість циклів змін напружень за термін служби конічної прямозубої передачі $N_{FE1} = 60 n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 321,67 \cdot 26280 = 5 \cdot 10^8 > N_{F0}$, тоді коефіцієнт довговічності $K_{FL_1} = 1$; коефіцієнт безпеки $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$, де $S'_F = 1,75$ (табл. 3.19 [20]), $S''_F = 1,5$ з урахуванням значного абразивного зносу (табл. 3.21 [20]); коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень, $Y_S = 1$; коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця, $Y_R = 1$. Отже, допустиме напруження на згин для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{306 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1,5} \cdot 1 \cdot 1 = 117 \text{ МПа.}$$

1.4. Допустиме напруження на згин для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim2}}}{S_F} Y_S \cdot Y_R;$$

$\sigma_{F \text{ lim2}} = \sigma_{F \text{ limb2}}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL_2}$; $\sigma_{F \text{ limb2}}^0 = 1,8 \text{ НВ}_2 = 1,8 \cdot 170 = 306$ МПа; $K_{FC} = 1$;
 $N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{5 \cdot 10^8}{4,02} = 1,2 \cdot 10^8 > N_{F0}$, тоді коефіцієнт довговічності $K_{FL_2} = 1$.

Коефіцієнти: $Y_S = 1$; $Y_R = 1$. Отже, допустиме напруження на згин для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{306 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1,5} \cdot 1 \cdot 1 = 117 \text{ МПа.}$$

1.5. Допустиме напруження на згин при дії максимального навантаження:

– для зубців шестірни

$$\sigma_{F_{1\max}} = \frac{\sigma_{F\lim M1}}{S_{FM1}} Y_S.$$

Граничне напруження, яке не спричинює залишкові деформації або крихку поломку зубців, $\sigma_{F\lim M1} = 4,8 \cdot HB_1 = 4,8 \cdot 170 = 816 \text{ МПа}$; коефіцієнт безпеки $S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM1} = 1,75 \cdot 1,5 = 2,625$; коефіцієнт, який враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень, $Y_S = 1,0$. Отже,

$$\sigma_{F_{1\max}} = \frac{816}{2,625} \cdot 1,0 = 311 \text{ МПа;}$$

– для зубців колеса

$$\sigma_{F_{2\max}} = \frac{\sigma_{F\lim M2}}{S_{FM2}} Y_S = \frac{816}{2,625} \cdot 1,0 = 311 \text{ МПа.}$$

1.6. Допустиме контактне напруження при дії максимального навантаження:

– для шестірни $[\sigma_{H_1}]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 270 = 756 \text{ МПа}$;

– для колеса $[\sigma_{H_2}]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 260 = 728 \text{ МПа}$.

2. Проектний розрахунок передачі (форм. (3.23), с. 70)

2.1. Зовнішній коловий модуль для зубців форми I

$$m_{te} = \sqrt[3]{\frac{4,5T_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\beta}}{(1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot \sqrt{(u^2 + 1)} \cdot \cos \beta_m \cdot [\sigma_{F1}] \cdot z_1^2}},$$

де номінальний обертальний момент на шестірни

$$T_{F1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{5,31}{322} = 158 \text{ Нм;}$$

орієнтовна колова швидкість $V = 0,0125 \sqrt{P_1 \cdot n_1^2} = 0,0125 \sqrt{5,31 \cdot 322^2} =$

$= 1,02 \text{ м/с}$, що відповідає 9-му ступеню точності (табл. 3.33 [20]);

коефіцієнти: $\psi_k = 0,2$ (форм. 3.63 [20]); $K_{F\beta} = 1,03$ (рис. 3.20, а – схема II [20])

при $\frac{\psi_k \cdot u}{2 - \psi_k} = \frac{0,2 \cdot 4,02}{2 - 0,2} = 0,45$; $K_{FV} = 1,13$ (табл. 3.16 з інтерполяцією [20]);

$$z_1 = 18 \quad \text{і} \quad z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 4,02 = 72; \quad \text{tg } \bar{\varphi} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{18}{72} = 0,25; \quad \bar{\varphi} = 14^\circ 02';$$

$$\delta_2 = 75^\circ 58'; \quad z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{18}{0,9702} = 19,12; \quad z_{e2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{72}{0,2419} = 298; \quad Y_{F1} = 4,48 \text{ і}$$

$$Y_{F2} = 4,3 \quad (\text{рис. 3.21 [20]}); \text{ для шестірні } \frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{4,48}{117} = 0,038; \text{ для колеса}$$

$$\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{4,3}{117} = 0,037. \text{ Отже,}$$

$$m_{te} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \cdot 158000 \cdot 1,03 \cdot 1,13 \cdot 4,48 \cdot 1}{(1-0,2) \cdot 0,2 \cdot \sqrt{(4,02^2 + 1)} \cdot 1 \cdot 117 \cdot 18^2}} = 5,27 \text{ мм.}$$

Візьмемо $m_{te} = 5 \text{ мм.}$

2.1. Зовнішній діаметр ділильного кола

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм.}$$

2.2. Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c = 0,5 \cdot 5 \cdot 74,57 = 186,425 \text{ мм,}$$

де $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{18^2 + (18 \cdot 4,02)^2} = 74,57$ – кількість зубців еквівалентного колеса.

2.3. Ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_k \cdot R_e = 0,2 \cdot 186,425 = 37,3 \text{ мм.}$$

2.4. Перевірка умови (форм. (3.64) [20]) $b \leq 10m_{te}$:

$$b = 37,285 < 10 \cdot 6 = 60; \text{ візьмемо } b = 38 \text{ мм.}$$

2.5. Уточнений розрахунковий модуль

$$m_n = m_{te} (1 - 0,5 \frac{b}{R_e}) \cos \beta_m = 5 \cdot (1 - 0,5 \frac{38}{186,425}) \cdot 1 = 4,5 \text{ мм};$$

$$d_{m1} = m_n \cdot z_1 = 4,5 \cdot 18 = 81 \text{ мм}; \quad V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 81 \cdot 322}{60000} = 1,36 \text{ м/с.},$$

що відповідає 9-му ступеню точності (табл. 3.33 [20]) і збігається з раніше прийнятим; $K'_{FV} = 1,22$ (табл. 3.16 [20]); $Y_S = 0,94$ (рис. 3.19 [20]);

$$m'_{te} = m_{te} \sqrt[3]{\frac{K'_{FV} \cdot Y_S}{K_{FV} \cdot Y'_S}} = 4,5 \sqrt[3]{\frac{1,22 \cdot 1}{1,13 \cdot 0,94}} = 4,71 \text{ мм.}$$

Беремо за стандартом $m_{te} = 5 \text{ мм,}$ що збігається з раніше прийнятим.

3. *Перевірний розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням*

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \frac{2T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot b \cdot m_n} = 4,48 \cdot 1 \frac{2 \cdot 158000 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,13}{0,85 \cdot 90 \cdot 38 \cdot 5} =$$

$$= 113 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 117 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 113 \frac{4,3}{4,48} = 108 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 117 \text{ МПа.}$$

Висновок: стійкість зубців від утомленості на згин забезпечується. Недовантаження складає менше 9 %, що допустимо.

$$\sigma_{F_{1\max}} = \sigma_{F_1} \cdot 1,5 = 82 \cdot 1,5 = 123 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}]_{\max} = 311 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{2\max}} = \sigma_{F_2} \cdot 1,5 = 79 \cdot 1,5 = 118,5 \text{ МПа} < [\sigma_{F_2}]_{\max} = 311 \text{ МПа}.$$

4. *Перевірний розрахунок зубців на контактну міцність при максимальному навантаженні*

Коефіцієнти: $K_{H\alpha} = 1,0$ (стор. 82 [20]); $\psi_k = 0,25$ (форм. (3.63) [20]);
 $K_{H\beta} = 1,04$ (рис. 3.20, а – схема II [20] при $\frac{\psi_k \cdot u}{2 - \psi_k} = \frac{0,25 \cdot 4,02}{2 - 0,25} = 0,57$);
 $K_{HV} = 1,05$ (табл. 3.16 з інтерполяцією [20]); $Z_H = 1,76$ (форм. 3.28' [20]);
 $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$ (форм. (3.29) [20]); $z_1 = 18$ і $\varepsilon_\alpha = 1,58$ (табл. 3.11 [20]);
 $Z_\varepsilon = \sqrt{4 - \varepsilon_\alpha / 3} = \sqrt{4 - 1,58 / 3} = 0,9$ (форм. (3.30) [20]):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4,5 T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k) \psi_k \cdot d_{e1}^3 \cdot u}} = \\ &= 275 \cdot 1,76 \cdot 0,9 \sqrt{\frac{4,5 \cdot 158000 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 1,05}{(1 - 0,25) \cdot 0,25 \cdot 90^3 \cdot 4,02}} = 517 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{H_{2\max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{II}}{T_1}} = 517 \cdot \sqrt{1,5} = 633 \text{ МПа} < [\sigma_{H_2}]_{\max} = 728 \text{ МПа}.$$

Після проектного та перевірних розрахунків визначають геометричні параметри передачі.

5.22. Приклад розрахунку циліндричної передачі з косими зубцями в редукторі

(черв'ячно-циліндричного редуктора в складі ланцюгово-зубчастого приводу (див. рис. 2.6))

Вихідні дані:

$P_1 = 5,06 \text{ кВт}$ – потужність на шестірні;

$n_1 = 102 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів шестірні;

$n_2 = 32,4 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів колеса;

$u = 3,15$ – передаточне число передачі.

Термін служби $L = 10$ років при однозмінній ($\kappa_{\text{доб}} = 0,3$) нереверсивній роботі кожного дня ($\kappa_{\text{річ}} = 1$) зі змінним навантаженням (рис. 5.51) і короткочасним пусковим перевантаженням в півтора раза вищим від максимального ($T_{II} / T_1 = 1,5$). Шорсткість поверхонь зубців візьмемо за 6-м класом, згідно до стандарту. Габарити редуктора обмежені. Коригування коліс відсутнє ($\chi = 0$).

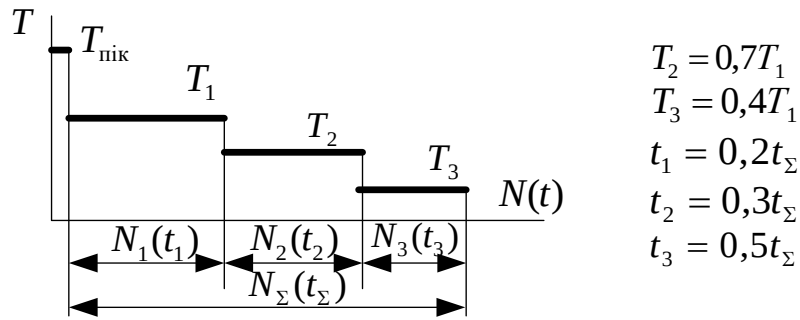


Рис. 5.51. Циклограма навантаження

1. Вибір матеріалу та розрахунок допустимих напружень

1.1. Згідно з табл. 3.12 [20] візьмемо матеріал для шестірні та колеса – сталь 40ХН (поковка); термообробка – покращення; для шестірні з радіусом заготовки до 100 мм: $\sigma_B = 850$ МПа; $\sigma_T = 600$ МПа; 230...300 НВ₁, для колеса з радіусом заготовки ≥ 100 мм: $\sigma_B = 800$ МПа; $\sigma_T = 580$ МПа; 241 НВ₂.

1.2. Термін служби передачі для розрахунків на контактну утому і утому при згині

$$t_\Sigma = L \cdot \kappa_{\text{доб}} \cdot \kappa_{\text{річ}} \cdot 365 \cdot 24 = 10 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 365 \cdot 24 = 26280 \text{ год.}$$

1.3. Допустиме напруження на згин для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim1}}}{S_F} Y_S \cdot Y_R.$$

Границя витривалості матеріалу при згині: $\sigma_{F \text{ lim1}} = \sigma_{F \text{ limb1}}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL_1}$, $\sigma_{F \text{ limb1}}^0 = 1,8 \text{ НВ}_1 = 1,8 \cdot 265 = 477$ МПа. Коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження (табл. 3.20 [20]) $K_{FC} = 1$. Коефіцієнт довговічності $K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}}$, де база випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

$$N_{FE} = \sum_{i=1}^K \left(\frac{T_{Fi}}{T_{F1}} \right)^6 N_i = \left(\frac{T_1}{T_1} \right)^6 N_1 + \left(\frac{0,7 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_2 + \left(\frac{0,4 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_3;$$

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot 0,2 \cdot t_\Sigma; N_2 = 60 \cdot n_1 \cdot 0,3 \cdot t_\Sigma; N_3 = 60 \cdot n_1 \cdot 0,5 \cdot t_\Sigma;$$

$$N_1 = 60 \cdot 102 \cdot 0,2 \cdot 26280 = 3,22 \cdot 10^7, N_2 = 60 \cdot 102 \cdot 0,3 \cdot 26280 = 4,83 \cdot 10^7;$$

$$N_3 = 60 \cdot 102 \cdot 0,5 \cdot 26280 = 8,05 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE1} = 3,22 \cdot 10^7 + (0,7)^6 \cdot 4,83 \cdot 10^7 + (0,4)^6 \cdot 8,05 \cdot 10^7 = 3,82 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{FE1} > N_{F0}$, то коефіцієнт довговічності $K_{FL_1} = 1$; коефіцієнт безпеки $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$, де $S'_F = 1,75$ (табл. 3.19 [20]), $S''_F = 1,0$ – без абразивного зносу (табл. 3.21 [20]); коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень, $Y_S = 1$; коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця, $Y_R = 1$. Отже, допустиме напруження на згин для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{477 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1} \cdot 1 \cdot 1 = 273 \text{ МПа.}$$

1.4. Допустиме напруження на згин для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{S_F} Y_S \cdot Y_R;$$

$$\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim 2}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2}; \sigma_{F \lim 2}^0 = 1,8 \text{ HB}_2 = 1,8 \cdot 241 = 434 \text{ МПа}; K_{FC} = 1;$$

$$N_{FE} = \sum_{i=1}^K \left(\frac{T_{Fi}}{T_{F1}} \right)^6 N_i = \left(\frac{T_1}{T_1} \right)^6 N_1 + \left(\frac{0,7 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_2 + \left(\frac{0,4 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_3,$$

$$N_1 = 60 \cdot n_2 \cdot 0,2 \cdot t_\Sigma; N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot 0,3 \cdot t_\Sigma; N_3 = 60 \cdot n_2 \cdot 0,5 \cdot t_\Sigma;$$

$$N_1 = 60 \cdot 32,4 \cdot 0,2 \cdot 26280 = 1,02 \cdot 10^7; N_2 = 60 \cdot 32,4 \cdot 0,3 \cdot 26280 = 1,53 \cdot 10^7;$$

$$N_3 = 60 \cdot 32,4 \cdot 0,5 \cdot 26280 = 2,56 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE} = 1,02 \cdot 10^7 + (0,7)^6 \cdot 1,53 \cdot 10^7 + (0,4)^6 \cdot 2,56 \cdot 10^7 = 1,21 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{FE} > N_{F0}$, то коефіцієнт довговічності $K_{FL2} = 1$. Коефіцієнти $Y_S = 1$; $Y_R = 1$. Отже, допустиме напруження на згин для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{434 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1} \cdot 1 \cdot 1 = 248 \text{ МПа.}$$

1.5. Допустиме напруження на згин при дії максимального навантаження

$$[\sigma_F]_{\max} = \frac{\sigma_{F \lim M}}{S_{FM}} \cdot Y_S.$$

Граничне напруження, що не спричинює залишкові деформації або крихку поломку зубців, $\sigma_{F \lim M1} = 4,8 \cdot \text{HB}_1 = 4,8 \cdot 265 = 1272 \text{ МПа}$; коефіцієнт безпеки $S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM1} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$; коефіцієнт, який враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень, $Y_S = 1,0$. Отже, для зубців шестірні

$$[\sigma_{F_1}]_{\max} = \frac{\sigma_{F \lim M1}}{S_{FM1}} \cdot Y_S = \frac{1272}{1,75} \cdot 1,0 = 727 \text{ МПа};$$

для зубців колеса

$$[\sigma_{F_2}]_{\max} = \frac{\sigma_{F \lim M2}}{S_{FM2}} \cdot Y_S = \frac{4,8 \cdot 241}{1,75 \cdot 1} \cdot 1,0 = 661 \text{ МПа.}$$

1.6. Допустиме контактне напруження для зубців шестірні

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V,$$

де границя контактної витривалості зубців шестірні, що відповідає еквівалентній кількості випробувань, $\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim b1} \cdot K_{HL1}$; границя контактної витривалості зубців шестірні, що відповідає базовій кількості випробувань, $\sigma_{H \lim b1} = 2 \text{ HB}_1 + 70 = 2 \cdot 265 + 70 = 600 \text{ МПа}$; базова кількість

випробувань $N_{HO1} = 1,8 \cdot 10^7$ (рис. 3.16 [20]);

$$N_{HE} = \sum_{i=1}^K \left(\frac{T_{Hi}}{T_{H1}} \right)^6 N_i = \left(\frac{T_1}{T_1} \right)^6 N_1 + \left(\frac{0,7 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_2 + \left(\frac{0,4 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_3,$$

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot 0,2 \cdot t_{\Sigma}; N_2 = 60 \cdot n_1 \cdot 0,3 \cdot t_{\Sigma}; N_3 = 60 \cdot n_1 \cdot 0,5 \cdot t_{\Sigma};$$

$$N_1 = 60 \cdot 102 \cdot 0,2 \cdot 26280 = 3,22 \cdot 10^7; N_2 = 60 \cdot 102 \cdot 0,3 \cdot 26280 = 4,83 \cdot 10^7;$$

$$N_3 = 60 \cdot 102 \cdot 0,5 \cdot 26280 = 8,05 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE1} = 3,22 \cdot 10^7 + (0,7)^6 \cdot 4,83 \cdot 10^7 + (0,4)^6 \cdot 8,05 \cdot 10^7 = 3,82 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{HE1} > N_{HO1}$, то коефіцієнт довговічності $K_{HL1} = 1$; $\sigma_{Hlim1} = 600 \cdot 0,9 = 540$ МПа; коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь зубців $Z_R = 0,95$ (табл. 3.18 [20]); коефіцієнт, що враховує колову швидкість, $Z_V = 1$ (стор. 75 [20]); коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою матеріалу $S_{H1} = 1,1$ (стор. 75 [20]). Отже:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{540}{1,1} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 491 \text{ МПа.}$$

1.7. Допустиме контактне напруження для зубців колеса

$$\sigma_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \text{ де, згідно з п.1.6, } N_{HO2} = 1,7 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = \sum_{i=1}^K \left(\frac{T_{Hi}}{T_{H2}} \right)^6 N_i = \left(\frac{T_1}{T_1} \right)^6 N_1 + \left(\frac{0,7 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_2 + \left(\frac{0,4 \cdot T_1}{T_1} \right)^6 N_3,$$

$$N_1 = 60 \cdot n_2 \cdot 0,2 \cdot t_{\Sigma}; N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot 0,3 \cdot t_{\Sigma}; N_3 = 60 \cdot n_2 \cdot 0,5 \cdot t_{\Sigma};$$

$$N_1 = 60 \cdot 32,4 \cdot 0,2 \cdot 26280 = 1,02 \cdot 10^7; N_2 = 60 \cdot 32,4 \cdot 0,3 \cdot 26280 = 1,53 \cdot 10^7;$$

$$N_3 = 60 \cdot 32,4 \cdot 0,5 \cdot 26280 = 2,56 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = 1,02 \cdot 10^7 + (0,7)^6 \cdot 1,53 \cdot 10^7 + (0,4)^6 \cdot 2,56 \cdot 10^7 = 1,21 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{HE2} < N_{HO2}$, то коефіцієнт довговічності

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[24]{\frac{1,7 \cdot 10^7}{1,21 \cdot 10^8}} = 1,41; \sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 241 + 70 = 552 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim2} = 552 \cdot 0,92 = 508 \text{ МПа}; Z_R = 0,95, Z_V = 1, S_{H2} = 1,1.$$

$$\text{Отже, } [\sigma_{H2}] = \frac{508}{1,1} \cdot 1,41 \cdot 1,0 = 651 \text{ МПа.}$$

1.8. Допустиме контактне напруження передачі

$$[\sigma_H]_{\max} = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(491 + 651) = 514 \text{ МПа.}$$

1.9. Допустиме контактне напруження при дії максимального навантаження: для шестірні $[\sigma_{H1}]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 600 = 1680$ МПа; для колеса $[\sigma_{H2}]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 580 = 1624$ МПа.

2. Проектний розрахунок передачі (форм. (3.20), с. 70)

2.1. Початковий діаметр шестірні

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon)^2}{\psi_d \cdot [\sigma_H]^2} \frac{u+1}{u}}$$

де номінальний обертальний момент на шестірні

$$T_{H1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{5,06}{102} = 473 \text{ Нм};$$

орієнтовна колова швидкість

$$V = 0,0125 \sqrt{P_1 \cdot n_1^2} = 0,0125 \sqrt{5,06 \cdot 102,12^2} = 0,8 \text{ м/с},$$

що відповідає 9-му ступеню точності (табл. 3.33 [17]); коефіцієнти: $K_{H\alpha} = 1,0$ (с. 82 [20]); попередньо беремо при несиметричному розташуванні опор відносно коліс $\phi_d = (0,7 \dots 0,9) \phi_{d \text{ max}} = 0,9 \cdot 1,25 = 1,125$ (табл. 3.15 [20]) і

уточнюємо за умови ((3.26) [20]): $\phi_d = \frac{K \cdot \pi}{z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta} = \frac{2 \cdot 3,14}{18 \cdot \operatorname{tg} 16^\circ} = 1,21$; $K_{H\beta} = 1,12$

(рис. 3.14, б – крива 5 [20] при $\phi_d = 1,21$); $K_{HV} = 1,01$ (табл. 3.16 з інтерполяцією [20]); $Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot \cos 16^\circ = 1,69$ (форм. (3.28') [20]); $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$ (форм. (3.29) [20]); при $z_1 = 18$ і $z_2 = 57$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{57} \right) \right] \cos 16^\circ = 1,58;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,58}} = 0,8 \text{ (форм. (3.31) [20])};$$

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 473000 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 1,01 \cdot (1,69 \cdot 275 \cdot 0,8)^2}{1,21 \cdot 514^2} \frac{3,15 + 1}{3,15}} = 84,4 \text{ мм}.$$

2.2. Модуль зачеплення

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \cos \beta = \frac{84,42}{18} \cos 16^\circ = 4,51 \text{ мм}.$$

Візьмемо стандартне значення $m = 5,0 \text{ мм}$. (табл. 9, с. 254 [20]).

Нове значення початкового діаметра шестірні

$$d_{w1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 18}{\cos 16^\circ} = 93,6 \text{ мм}.$$

3. Перевірний розрахунок передачі на контактну витривалість

3.1. Розрахункова колова швидкість при $d_{w1} = 93,63 \text{ мм}$

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 93,6 \cdot 102}{60000} = 0,5 \text{ м/с},$$

що збігається з раніше прийнятим 9-м ступенем точності (табл. 3.33 [20]).

3.2. Уточнений початковий діаметр шестірні за новими коефіцієнтами $K'_{HV}=1,0$ (табл. 3.16 з інтерполюванням [20]), $K'_{H\alpha}=1,1$ (рис. 3.13 [20]) і $Z'_V=1,01$ (рис. 3.17 [20]):

$$d'_{w1} = d_{w1} \sqrt[3]{\frac{K'_{HV} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (Z'_V)^2}{K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_V^2}} = 84,4 \sqrt[3]{\frac{1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,01^2}{1,0 \cdot 1,01 \cdot 1,0^2}} = 87,4 \text{ мм}.$$

3.3. Модуль зачеплення для шестірні з $d'_{w1} = 87,43 \text{ мм}$

$$m = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos \beta = \frac{87,4 \cdot 18}{18} \cos 16^\circ = 4,7 \text{ мм},$$

що збігається з раніше прийнятим стандартним значенням $m = 5,0 \text{ мм}$.

3.4. Ширина зубчастого вінця шестерні

$$b_w = \psi_d \cdot d_{w1} = 1,21 \cdot 93,6 = 113,3 \text{ мм}.$$

Візьмемо $b_w = 115 \text{ мм}$.

4. *Перевірний розрахунок зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження*

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_w \cdot d_{w1}^2} \frac{u+1}{u}}$$

$$= 1,69 \cdot 275 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 473000 \cdot 1,1 \cdot 1,12 \cdot 1,0}{115 \cdot 93,6^2} \cdot \frac{3,15+1}{3,15}} = 459 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 514 \text{ МПа}.$$

Висновок: стійкість зубців до викришування від утомленості їх активних поверхонь забезпечується. Недовантаження менше 11 %, що допустимо.

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_n}{T_1}} = 459 \cdot \sqrt{1,5} = 562 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 1624 \text{ МПа}.$$

5. *Перевірний розрахунок зубців на утому при згині*

5.1. Допоміжні величини і коефіцієнти: еквівалентна кількість зубців шестірні і колеса за відсутності зміщення інструменту ($x = 0$, стор. 76 [20])

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta} = \frac{18}{\cos^2 16^\circ} = 19; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^2 \beta} = \frac{57}{\cos^2 16^\circ} = 62; \quad \text{тоді коефіцієнти}$$

форми зубців $Y_{F1} = 4,13$ і $Y_{F2} = 3,6$; коефіцієнт нахилу зубця

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16}{140} = 0,89.$$

5.2. Питома розрахункова сила

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,58 - 1)(9 - 5)}{4 \cdot 1,58} = 1,0; \quad K_{F\beta} = 1,24 \text{ (рис. 3.14, } \varepsilon -$$

крива 5 [20] при $\phi_d = 1,21$); $K_{HV} = 1,02$ (табл. 3.16 з інтерполяцією [20]);

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{w1} \cdot b} K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} = \frac{2 \cdot 473000}{93,6 \cdot 115} 1,24 \cdot 1,02 \cdot 1,0 = 111 \text{ Н/м}.$$

5.3. Розрахункове напруження згину:

– у зубцях шестірні

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{Ft}}{m} = 4,13 \cdot 0,89 \cdot \frac{111}{5} = 82 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 273 \text{ МПа};$$

– у зубцях колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 111 \cdot \frac{3,6}{4,13} = 97 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}.$$

6. *Перевірний розрахунок зубців при згині від максимального навантаження:*

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\Pi}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max};$$

– для шестірні $\sigma_{F1 \max} = 82 \cdot 1,5 = 123 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}]_{\max} = 1680 \text{ МПа};$

– для колеса $\sigma_{F2 \max} = 97 \cdot 1,5 = 146 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}]_{\max} = 1624 \text{ МПа}.$

Після проектного та перевірних розрахунків визначають геометричні параметри передачі.

5.23. Приклад розрахунку циліндричної передачі з прямими зубцями

(черв'ячно-циліндричного редуктора в складі ланцюгово-зубчастого приводу (див. рис. 2.6))

Вихідні дані, як у підрозділі 5.22, матеріал та допустимі напруження – як у підрозділі 5.21 (п. 1):

$$P_1 = 5,06 \text{ кВт}; n_1 = 102 \text{ хв}^{-1}; u = 3,15.$$

2. Проектний розрахунок передачі (форм. (3.23), с. 70)

2.1 Модуль зачеплення

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} \cdot \cos^2 \beta \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\beta}}{\Psi_d \cdot [\sigma_{F1}] \cdot z_1^2}},$$

де номінальний обертальний момент на шестірні

$$T_{H1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{5,06}{102,12} = 473 \text{ Нм};$$

орієнтовна колова швидкість

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0,0125 \sqrt[3]{5,06 \cdot 102^2} = 0,8 \text{ м/с},$$

що відповідає 9-му ступеню точності (табл. 3.33 [20]); коефіцієнти: $K_{F\alpha} = 1,0$ (стор. 76 [20]); при несиметричному розташуванні опор щодо коліс беремо

$\phi_d = (0,7 \dots 0,9) \phi_{d \max} = 0,9 \cdot 1,25 = 1,125$ (табл. 3.15 [20]); $K_{F\beta} = 1,2$ (рис. 3.14, z – крива 5 [20] при $\phi_d = 1,44$); $K_{Fv} = 1,03$ (табл. 3.16 з інтерполяцією [20]);

$$z_1 = 18 \text{ і } z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 3,15 = 57; z_{e1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{1} = 18; Y_{\beta} = 1;$$

$$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{57}{1} = 57; Y_{F1} = 4,22 \text{ і } Y_{F2} = 3,63 \text{ (рис. 3.18 [20])};$$

для шестірні $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{4,22}{117} = 0,036$; для колеса $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{3,63}{117} = 0,031$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 473000 \cdot 1,2 \cdot 1,03 \cdot 1,0 \cdot 4,22 \cdot 1}{18^2 \cdot 1,44 \cdot 117}} = 4,48 \text{ мм};$$

візьмемо $m = 5 \text{ мм}$.

2.2. Початковий діаметр і ширина шестірні

$$d_{w1} = m \cdot z_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм}; b_w = \psi_d \cdot d_{w1} = 1,125 \cdot 90 = 101 \text{ мм}.$$

2.3. Уточнений розрахунковий модуль

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 102}{60000} = 0,41 \text{ м/с},$$

що відповідає 9-му ступеню точності (табл. 3.33 [20]) і збігається з раніше прийнятою; $K'_{FV} = 1,04$ (табл. 3.16 [20]); $Y_S = 0,95$ (рис. 3.19 [20]);

$$m' = m \sqrt[3]{\frac{K'_{FV} \cdot Y_S}{K_{FV} \cdot Y'_S}} = 5 \sqrt[3]{\frac{1,04 \cdot 1}{1,03 \cdot 0,95}} = 5,1 \text{ мм};$$

беремо за стандартом $m = 5 \text{ мм}$, що збігається з раніше прийнятим.

3. *Перевірний розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням*

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \frac{2T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{d_{w1} \cdot b_w \cdot m} = 4,22 \cdot 1,0 \frac{2 \cdot 473000 \cdot 1,0 \cdot 1,03 \cdot 1,2}{90 \cdot 101 \cdot 5} =$$

$$= 108 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 117 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 108 \frac{3,63}{4,22} = 93 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 117 \text{ МПа}.$$

Висновок: стійкість зубців від утомленості на згин забезпечується. Недовантаження складає за σ_{F1} 8,2 %, що допустимо; за σ_{F2} – 20 %, що на межі допустимого значення.

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \cdot 1,5 = 108 \cdot 1,5 = 162 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}]_{\max} = 311 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \cdot 1,5 = 93 \cdot 1,5 = 139 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}]_{\max} = 311 \text{ МПа}.$$

4. *Перевірний розрахунок зубців на контактну міцність при максимальному навантаженні*

Коефіцієнти: $K_{H\alpha} = 1,0$ (с. 82 [20]); $K_{H\beta} = 1,105$ (рис. 3.14, б – крива 5 [20] при $\phi_d = 1,44$); $K_{HV} = 1,05$ (табл. 3.16 з інтерполяцією [20]); $Z_H = 1,76$ (форм. 3.28' [20]); $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$ (форм. (3.29) [20]); при $z_1 = 18$ і $z_2 = 57$ маємо

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{57} \right) \right] \cdot 1,0 = 1,64;$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,78 \text{ (форм. 3.31 [20]):}$$

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \frac{u+1}{u}}{b_w \cdot d_{w1}^2}} =$$

$$= 275 \cdot 1,76 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 473000 \cdot 1,1 \cdot 1,105 \cdot 1,05 \cdot \frac{3,15+1}{3,15}}{101 \cdot 90^2}} = 525 \text{ МПа.}$$

Напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{H_{2\max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_n}{T_1}} = 525 \cdot \sqrt{1,5} = 643 \text{ МПа} < [\sigma_{H_2}]_{\max} = 728 \text{ МПа.}$$

Після проектного та перевірних розрахунків визначають геометричні параметри передачі.

Контрольні запитання

1. З яким зачепленням зубчасті передачі найбільш поширені?
2. Навіщо введено поняття модуля зубчастого зачеплення?
3. Як змінюється профіль зубців при коригуванні коліс?
4. Який метод виготовлення зубчастих коліс найбільш ефективний?
5. Які ступені точності використовують для зубчастих передач загального призначення?
6. На скільки груп залежно від твердості поділяють зубчасті колеса?
7. Види пошкоджень, характерні для зубчастих коліс, їх причини появи, місця локалізації і заходи запобігання.
8. Навіщо вводять поняття еквівалентних коліс і як визначають їх параметри?
9. Що характеризує поняття «перекриття» в зубчастих передачах і яким параметром воно визначається?
10. В чому переваги косозубих коліс порівняно з прямозубими?
11. Яку осьову форму зубців використовують для прямозубих конічних коліс?
12. В якому вигляді подають нормальну силу взаємодії зубців для їх розрахунків і для розрахунків валів та підшипників?

13. У чому суть розрахунків зубців на контактну витривалість?
14. У чому суть розрахунків зубців на витривалість при згині?
15. У чому суть розрахунків на контактну міцність та міцність на згин при короткочасному перевантаженні?
16. Які розрахунки виконують для закритих передач?
17. Які розрахунки виконують для відкритих передач?
18. Від яких факторів залежать допустимі контактні напруження і в чому різниця їх вибору для прямозубих та косозубих коліс?
19. Фізична суть коефіцієнта довговічності.
20. В яких випадках шестірні виконують як одне ціле з валом?
21. Основні переваги планетарних передач і як ці передачі утворюються?
22. Чому передаточне число хвильової передачі може бути дуже великим?
23. Чому зачеплення Новікова мають підвищену вантажну здатність порівняно з евольвентними?

Розділ 6. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

6.1. Загальні відомості

Черв'ячні передачі призначені для передавання обертового руху між валами, що перехрещуються (найчастіше з кутом, що становить 90°). Вони належать до класу гіперболоїдних передач з початковими поверхнями у вигляді однополосних гіперболоїдів із мимобіжними осями. Центральні ділянки біля горловини пари однополосних гіперболоїдів, замінені циліндричними поверхнями, утворюють гвинтову передачу, а кінцеві віддалені від горловин ділянки, що замінені конічними поверхнями, – гіпоїдну передачу (рис. 6.1, а).

Зубчасті колеса гіпоїдної передачі мають тангенціальні або криволінійні зубці (див. рис. 6.2, а), а колеса гвинтової передачі – скісні (рис. 6.2, б) з несприятливими умовами змащування в точці контакту зубців.

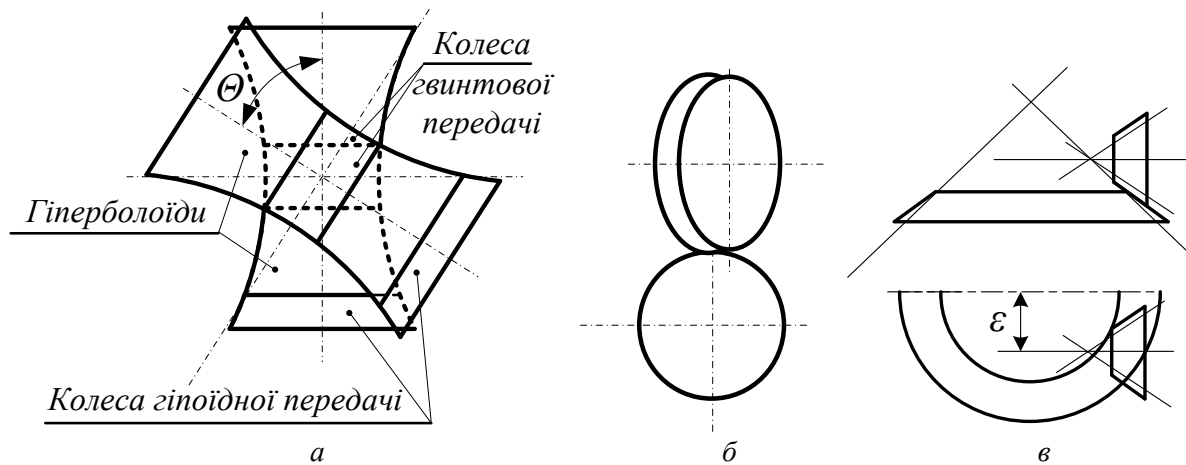


Рис. 6.1. Утворення передач із мимобіжними осями:
а – гіперболоїди; б, в – схеми гвинтової і гіпоїдної передач

Лінійний контакт зубців гіпоїдної передачі забезпечують завдяки застосуванню спеціальних методів нарізування. Розрахунок зубців гіпоїдної передачі на міцність виконують за методикою розрахунку конічних зубчастих передач із криволінійними зубцями, а розрахунок коліс гвинтових передач – за методикою косозубих циліндричних. Гвинтові передачі використовують переважно в кінематичних механізмах приладів, а гіпоїдні передачі – в машинах та механізмах текстильної промисловості.



Рис. 6.2. Види гіперболоїдних передач:
а – гіпоїдна; б – гвинтова

Для передавання малих та середніх потужностей (до 60 кВт) у силових механізмах із мимобіжними валами застосовують черв'ячну пару (рис. 6.3, а), що являє собою гвинтову пару з кутом між валами переважно 90° та з ведучим колесом (черв'яком), в якому зубці виконані у вигляді витків. Контакт між зубцями відбувається по лінії завдяки особливій дуговій формі зубців колеса, які частково охоплюють зубці черв'яка.

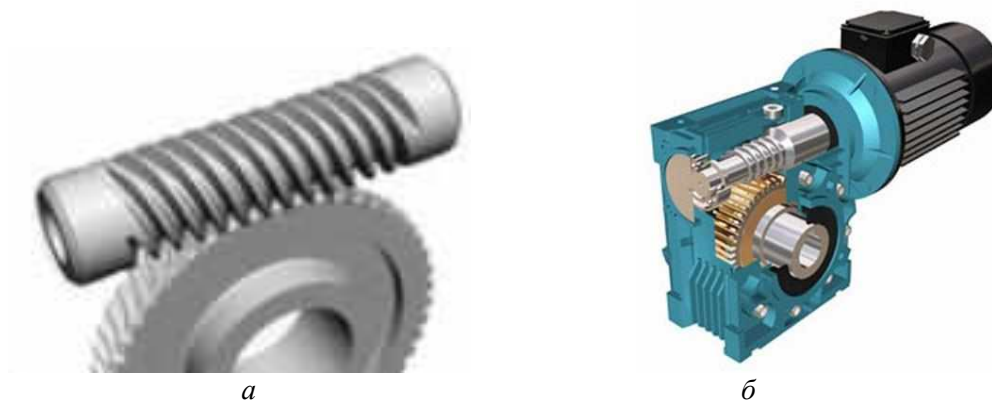


Рис. 6.3. Черв'ячні передачі:
а – пара черв'як-колесо; *б* – мотор-редуктор

Редуктори (рис. 6.3, *б*) на базі черв'ячних передач використовують для підйому вантажу та повороту кранів як силові механізми, у металорізальних верстатах як ділильні механізми.

Порівняно з циліндричними та конічними зубчастими передачами черв'ячні мають такі переваги:

- плавність та безшумність роботи;
- можливість отримання значного передаточного числа в одному ступені;
- компактність при невеликій відносній масі;
- самогальмування передач (можливість передавання обертового моменту тільки в прямому напрямку від черв'яка до колеса);
- можливість отримання малих і точних переміщень.

До недоліків передач належать:

- порівняно низький ККД та мала несуча здатність;
- потреба використання дорогих антифрикційних матеріалів;
- підвищена зношуваність та схильність до заїдання;
- необхідність точного регулювання зачеплення;
- потреба в засобах покращення теплообміну.

6.2. Класифікація та основні параметри

Черв'ячні передачі відрізняють:

— за розміщенням черв'яка щодо колеса: нижнє (рис. 6.4, *а*), верхнє (рис. 6.4, *б*), бічне з горизонтальною віссю колеса (рис. 6.4, *в*), бічне з вертикальною віссю колеса (рис. 6.4, *г*);

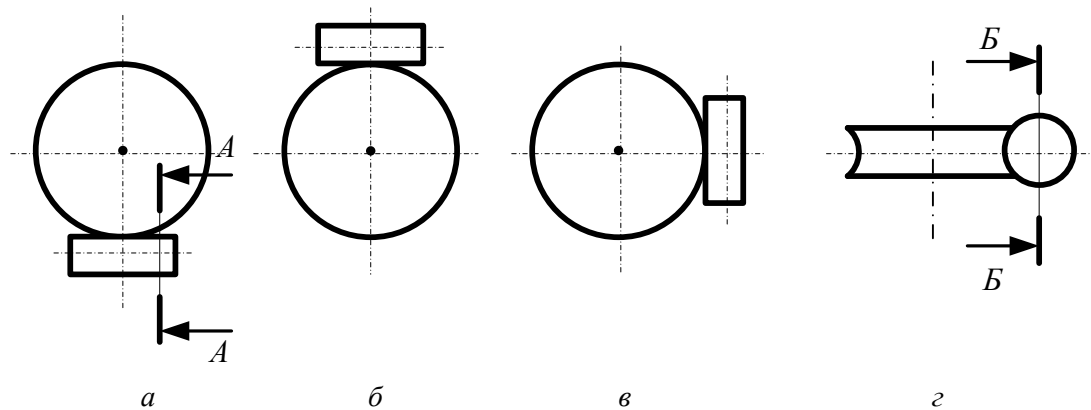


Рис. 6.4. Види черв'ячних передач

— за формами початкової поверхні черв'яка: циліндричні (рис. 6.5, *а*) та глобоїдні (рис. 6.5, *б*);

— за формою профілю витків черв'яка в торцевому перерізі *А-А* (див. рис. 6.4, *а*) відповідно до ДСТУ 2455-94 найбільш поширені: архімедові *ЗА*, евольвентні *ЗИ*, конволютні *ZN* (рис. 6.6).

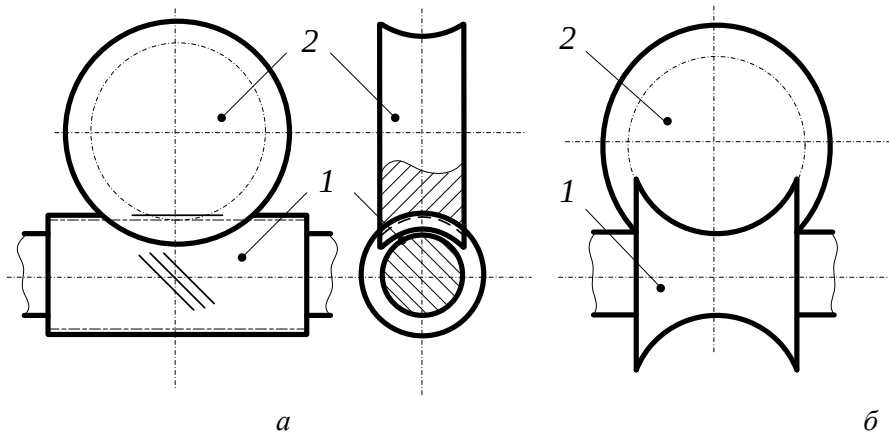


Рис. 6.5. Тип черв'яка

Тільки архімедів черв'як в осьовому перерізі *Б-Б* (див. рис. 6.4, *г*) має прямолінійний профіль (рис. 6.7, *а*); евольвентний та конволютний черв'яки мають криволінійний профіль (рис. 6.7, *б*, *в*). У практиці загального машинобудування при передаванні невеликих потужностей (до 20 кВт) в умовах дрібносерійного виробництва частіше застосовують закриті черв'ячні циліндричні передачі з архімедовим правим черв'яком. В умовах

крупносерійного виробництва застосовують закриті черв'ячні циліндричні передачі з евольвентним черв'яком.

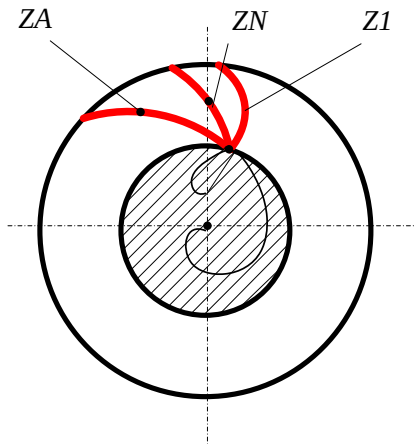


Рис. 6.6. Торцевий переріз черв'яка

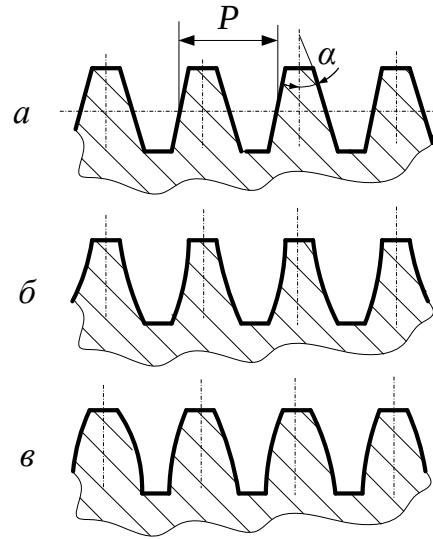


Рис. 6.7. Профілі зубців черв'яка

– за кількістю витків (заходів) черв'яка: з одним заходом ($z_1 = 1$), з двома заходами ($z_1 = 2$), з чотирма заходами ($z_1 = 4$, рис. 6.8). Хід гвинтової лінії витка P_z – відстань між сусідніми профілями одного і того самого витка, виміряна паралельно осі черв'яка. Осьовий крок P – відстань між бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка ($P_z = z_1 \cdot P$). Кут підйому лінії витка $\gamma = \arctg(P_z / \pi \cdot d_1)$.

- за напрямком витка черв'яка: правий (див. рис. 6.5, а) і лівий;
- за конструктивним оформленням: відкриті і закриті.

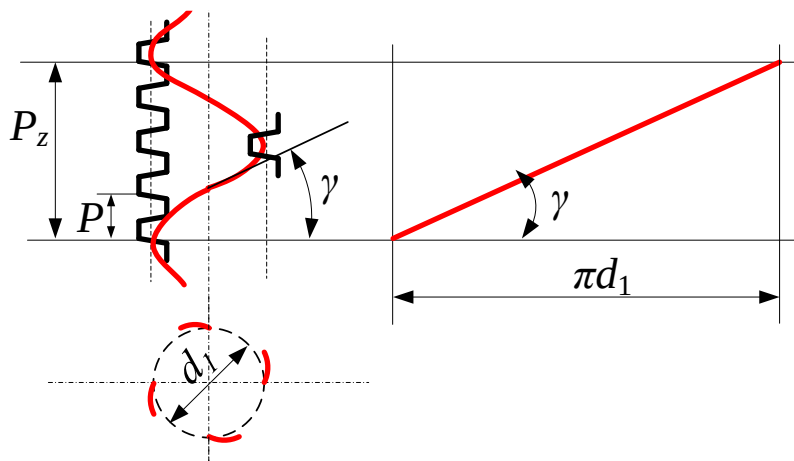


Рис. 6.8. Схема утворення чотирьох заходів черв'яка

Основні геометричні параметри циліндричних архімедових черв'яків (модуль зачеплення m , коефіцієнт діаметра черв'яка q , кут профілю α , кількість зубців z_1) регламентовані ДСТУ 2455-94. Деякі з геометричних параметрів передачі наведено на рис. 6.9.

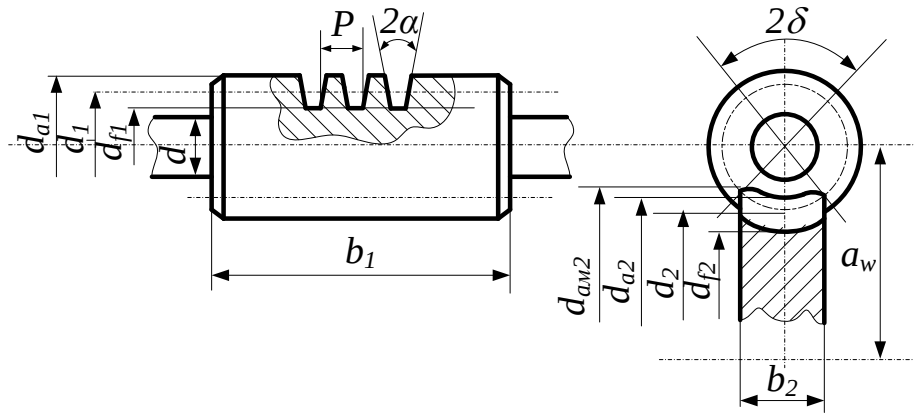


Рис. 6.9. Основні геометричні параметри архімедового черв'яка

Коригування черв'ячних передач виконують радіальним переміщенням інструменту при нарізанні тільки зубців колеса з метою вписування в задану міжосьову відстань a_w .

У машинобудуванні використовують переважно некориговані передачі. Розрахунок основних геометричних параметрів виконують за ДСТУ 3523-97:

– ділительний діаметр черв'яка $d_1 = q \cdot m$; (6.1)

– діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2m$; (6.2)

– діаметр западин черв'яка $d_{f1} = d_1 - 2,4m$; (6.3)

– ділительний діаметр колеса $d_2 = z_2 \cdot m$; (6.4)

– діаметр вершин зубців колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$; (6.5)

– діаметр западин зубців колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m$; (6.6)

– міжосьова відстань $a_w = 0,5m(z_2 + q)$. (6.7)

6.3. Кінематика та статика

Оскільки обертання черв'яка та черв'ячного колеса відбуваються у двох взаємно перпендикулярних площинах, то швидкості точок контакту

витків черв'яка та зубців колеса не однакові за модулем та напрямком, що спричинює їх ковзання (рис. 6.10).

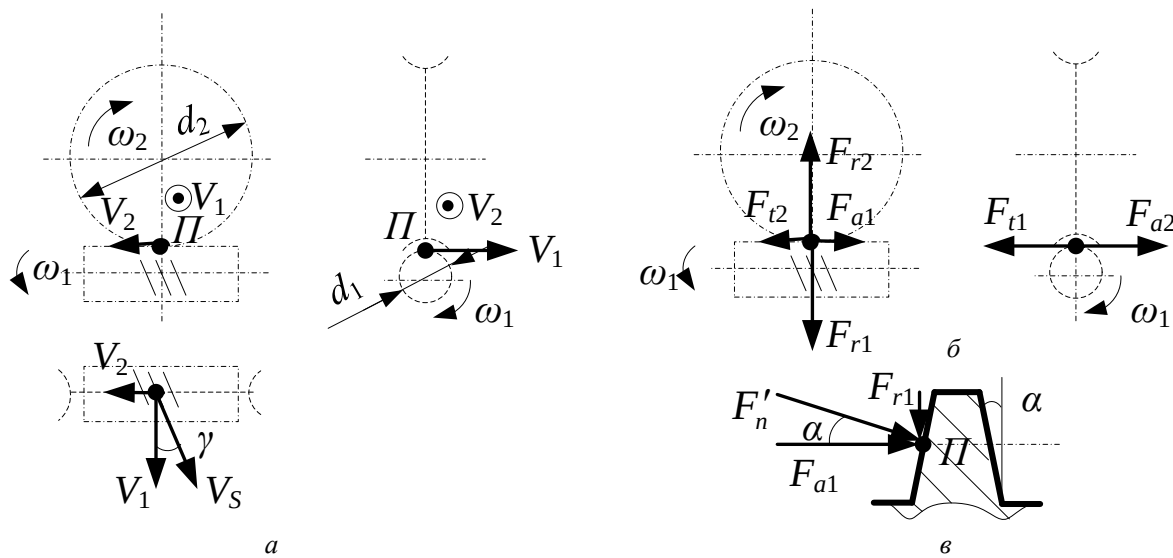


Рис. 6.10. Швидкості (а) і сили (б, в) в зачепленні

Швидкість ковзання витків черв'яка по зубцях колеса спрямована вздовж дотичної до витка черв'яка і як вектор визначається виразом

$$\vec{V}_s = \vec{V}_1 - \vec{V}_2. \quad (6.8)$$

Модуль величини V_s знаходять як

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{V_2}{\sin \gamma}, \quad (6.9)$$

де $V_1 = \omega_1 \cdot d_1 / 2$; $V_2 = \omega_2 \cdot d_2 / 2$.

Оскільки $\gamma < 30^\circ$, то завжди $V_s > V_1 > V_2$, що спричинює підвищене спрацьовування і схильність до заїдання.

Передаточне число визначають за формулою

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2V_1}{d_1} \cdot \frac{2V_2}{d_2} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{m \cdot z_2}{d_1 \frac{\pi \cdot m \cdot z_1}{\pi \cdot d_1}} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (6.10)$$

з якої видно, що величина u не залежить від діаметрів черв'яка та колеса, а визначається кількістю їх зубців. Останнє дозволяє в черв'ячній парі діставати велике передаточне число, що є основною перевагою таких передач.

Нормальна до поверхонь зубців сила їх взаємодії подається у вигляді трьох складових: колової F_t , осьової F_a та радіальної F_r (див. рис. 6.10). Колова сила на черв'яку F_{t1} є реакцією з боку колеса і спрямована протилежно обертанню черв'яка; колова сила на черв'ячному колесі F_{t2} є рухомою і спрямована в сторону обертання колеса. Радіальні зусилля F_{r1} та F_{r2} спрямовані до центрів відповідно черв'яка та колеса.

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (6.11)$$

колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_1}; \quad (6.12)$$

радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (6.13)$$

6.4. Критерії працездатності

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах, для яких характерне спрацювання, що пов'язано із значними швидкостями ковзання (див. п. 6.3) та невідповідними умовами змащування контакту. Останнє потребує пояснення. Відомо, що найбільш сприятливі умови для виникнення рідинного тертя двох тіл, з яких одне (рис. 6.11, *A*) рухоме, інше (рис. 6.11, *B*) нерухоме, мають місце, коли кут δ між напрямом швидкості ковзання одного тіла та лінією контакту наближається до 90° (рис. 6.11, *a*).

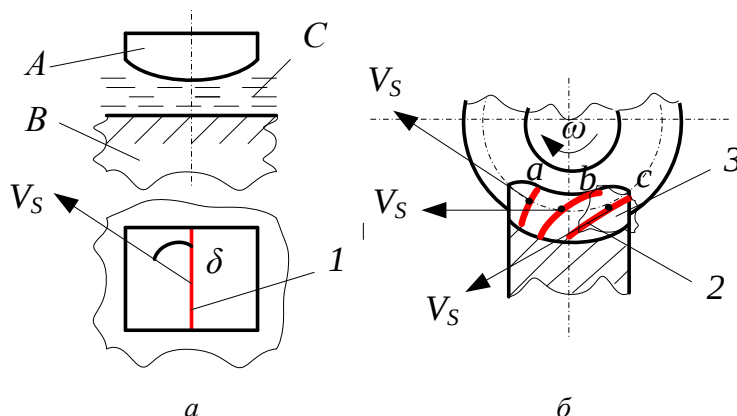


Рис. 6.11. Розташування ліній контакту до швидкостей ковзання

У цьому випадку мастило C (див. рис. 6.11, a) затягується в щілину між тілами A та B й утворює безперервний мастильний шар. За умови, коли кут δ зменшується і наближається до 0° , виникає *граничне* тертя з *напіврідинним змащуванням* (чим менший кут δ , тим менша ймовірність виникнення рідинного тертя). Розглянута модель контакту пари зубців у мастильному середовищі відтворює різні умови їх роботи.

На відміну від зубчастих, у черв'ячних передачах частина поверхні зуба має зону, в якій ковзання відбувається вздовж контактних ліній. Послідовне розташування контактних ліній a , b , c у процесі зачеплення черв'ячної пари ZA та вектора швидкостей ковзання в контакті, що показано на рис. 6.11, b , дає можливість виявити зону, де напрямок швидкості V_s майже збігається з дотичною до контактної лінії c ; умови змащування тут ускладнені. При збільшених навантаженнях починається заїдання, яке поширюється на всю поверхню зубця.

Саме небажане розташування вектора швидкості відносно контактної лінії спричинює низький коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ч}}$ черв'ячного зачеплення:

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (6.14)$$

де φ – зведений кут тертя, який залежить від матеріалів черв'ячної пари, жорсткості їх поверхонь, якості мастила, швидкості ковзання і який зменшується зі збільшенням V_s . Останнє покращує умови утворення мастильної плівки в зачепленні.

При $\gamma \leq \varphi$ маємо $\eta_{\text{ч}} = 0$, і передача стає *самогальмівною*. Величина $\eta_{\text{ч}}$ підвищується зі збільшенням кута підйому γ (кількості заходів черв'яка) та зі зменшенням кута тертя φ (коефіцієнту тертя). Але зі збільшенням кута підйому черв'яка зменшується передаточне число. Згідно до виразу (6.14) ККД самогальмівної передачі не перевищує 0,5 і тому для надійності самогальмування рекомендують $\gamma \leq 0,5\varphi$.

Забезпечення тривалої працездатності черв'ячної передачі здійснюють вибором відповідних матеріалів черв'яка і колеса та обмеженням контактних

напружень. Руйнування зубців коліс можливе внаслідок їх значного спрацьовування, або у випадку дрібних модулів при $z_2 > 100$. Тому розрахунок за контактними напруженнями для черв'ячної передачі є проектний, а розрахунки за напруженнями згину – перевірні.

6.5. Розрахунки на міцність

Умови зачеплення та несуча здатність передач із циліндричними черв'яками основних типів (ZA, ZN, ZI) при малій кількості витків дуже близькі. Тому розрахунки для передач із архімедовим черв'яком, розглянуті нижче, поширюються на передачі з іншими циліндричними черв'яками і виконуються для найменш міцного елемента – колеса за контактними напруженнями та напруженнями згину.

6.5.1. Розрахунок за контактними напруженнями

Розрахункові формули одержують на основі тих самих вихідних залежностей та припущень, що і для зубчастих передач. Контактне напруження у полюсі зачеплення визначають за виразом (1.7). Величину $\rho_{зв}$ знаходять з виразу (5.50'), враховуючи $\rho_1 \rightarrow \infty$ та заміну кута β на γ і з урахуванням (5.24), отримають $\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha}$. Питоме розрахункове навантаження визначають за виразом (5.43), де сумарну довжину контактних ліній у зачепленні передачі визначають наближено за виразом $l_{\Sigma} = 1,3d_1 / \cos \gamma$.

Враховуючи, що $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа (для сталі); $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (для бронзи та чавуну); $\mu \approx 0,3$ (для сталі, бронзи, чавуну); $\alpha = 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$, а також вирази (6.1), (6.4), (6.7), маємо умову контактної витривалості зубців черв'ячного колеса

$$\sigma_H = 170 / \left(\frac{z_2}{q} \right) \sqrt{\left(\left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) / a_w \right)^3 T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma_H]. \quad (6.15)$$

6.5.2. Розрахунок за напруженнями згину

Точний розрахунок напружень згину ускладнюється змінною формою перерізу зуба по ширині колеса, а також його вгнутою формою. У наближених розрахунках черв'ячне колесо розглядають як циліндричне косозубе з використанням формул (5.56) і (5.57), але з відповідними поправками для коефіцієнтів Y_F , Y_β , Y_ε , K_{Fa} , що віддзеркалюють особливості форми зубців та вигляд контактних ліній, а також з деякими перетворюваннями вказаних вище формул. Остаточна формула для розрахунку напружень згину має вигляд

$$\sigma_{F2} = \frac{1,67T_2 \cdot \cos \gamma}{d_1 \cdot d_2 \cdot m} Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (6.16)$$

6.5.3. Порядок проєктного розрахунку черв'ячної передачі

У проєктному розрахунку черв'ячної передачі визначають міжосьову відстань a_w з умови (6.15) контактної витривалості зубців колеса

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(170 / [\sigma_H] \cdot \frac{z_2}{q} \right)^2 T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} } . \quad (6.17)$$

Вихідними даними розрахунку є: розрахункове довготривале навантаження T_2 ; передаточне число передачі u ; режим навантаження передачі та термін її служби; матеріали черв'яка та черв'ячного колеса, за якими визначають допустиме навантаження $[\sigma_H]$. Кількість витків черв'яка потрібно брати по можливості більшою з ряду $z_1 = 1; 2; 4$ (зростає ККД передачі), але так, щоб $28 \leq z_2 \leq 80$; коефіцієнт q вибирають відповідно до СТ СЭВ 267-76.

Модуль черв'ячного зачеплення знаходять з виразу

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} , \quad (6.18)$$

з подальшим його узгодженням відповідно до СТ СЭВ 267-76.

З використанням уточнених параметрів $[\sigma_H]$, T_2 , K_{HV} за розрахунковою швидкістю ковзання V_s ($V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60000 \cos \gamma}$) перевіряють контактну витривалість поверхонь зубців колеса за формулою (6.15), після чого виконують перевірні розрахунки витривалості зубців колеса на згин (формула 6.16) та контактної міцності і міцності на згин при перевантаженні відповідно до формул (5.68), (5.69).

6.6. Матеріали та допустимі напруження

Матеріали черв'ячної пари повинні мати: гарні антифрикційні властивості; підвищену стійкість до спрацювання та заїдання; достатню теплостійкість.

Вибір пари матеріалів черв'ячної передачі визначається перш за все швидкістю ковзання в контакті зубців та потужністю.

Черв'ячні колеса для малонавантажених тихохідних ($V_s \leq 2$ м/с) передач виготовляють із чавуну СЧ 18, СЧ 25; вінці коліс із низькими швидкостями ковзання ($2 \text{ м/с} < V_s < 5 \text{ м/с}$) – із безолов'янистих бронз Бр.Аж 9-4; з середніми та високими ($5 \text{ м/с} < V_s < 25 \text{ м/с}$) швидкостями ковзання – із олов'янистих бронз Бр.Оф 10-1.

Черв'яки архімедові, які використовують для малопотужних ($P < 2...3$ кВт) та низькошвидкісних передач, виготовляють з термічно покращуваних сталей 20, 45, 50 ($HV < 350$); евольвентні черв'яки виготовляють із вуглецевих та легованих сталей 20Х, 40ХН, 25ХГТ ($HRC > 45$) з шліфуванням та поліруванням робочих поверхонь витків після термообробки для зменшення можливості заїдання.

Допустимі контактні напруження зубців коліс із безолов'янистих бронз та чавунів беруть за умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання.

Допустимі контактні напруження для зубців коліс із олов'янистих бронз визначають за формулою

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL}, \quad (6.19)$$

де $[\sigma_H]_0$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{H0} = 10^7$ циклів; K_{HL} – коефіцієнт довговічності (див. форм. (5.62)), для якого $m_H = 8$; $0,67 \leq K_{HL} \leq 1$.

Допустимі напруження на згин для зубців бронзових коліс визначають за виразом

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL}, \quad (6.20)$$

де $[\sigma_F]_0$ – допустиме напруження згину для бази випробувань $N_{F0} = 10^6$ циклів; K_{FL} – коефіцієнт довговічності (див. форм. (5.62)), для якого $m_F = 9$; $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$.

6.7. Розрахунок черв'яка

Проектні розміри черв'яка визначають за результатами розрахунків на міцність зубців колеса та геометричних розрахунків черв'яка. Однак діаметр тіла черв'яка d (див. рис. 6.9) та відстань між опорами l (рис. 6.12) потребують уточнення. Тому з метою недопущення концентрації навантаження в зачепленні виконують розрахунок черв'яка на жорсткість.

У розрахунках використовують сили F_{t1} та F_{r1} (див. рис. 6.10, б), а також сили на консолі F^* від додаткового навантаження черв'яка муфтою чи деталями передач гнучким зв'язком, прогин від яких у середньому між опорами черв'яка перерізі максимальний. Прогин в цьому ж перерізі від моменту, що обумовлений силою F_{a1} дорівнює нулю.

При побудові розрахункової схеми черв'яка вводять такі допущення:

- черв'як вважається статично визначеною балкою на двох опорах з перерізом, діаметр якого відповідає перерізу під опорами;
- розглядається найбільш небажаний випадок навантаження черв'яка, коли сила в зачепленні $\bar{F} = \bar{F}_{t1} + \bar{F}_{r1}$ та сила на консолі F^* спрямовані таким чином, що прогин черв'яка збільшується (див. рис. 6.12);
- вплив осьової сили на прогин черв'яка не враховується.

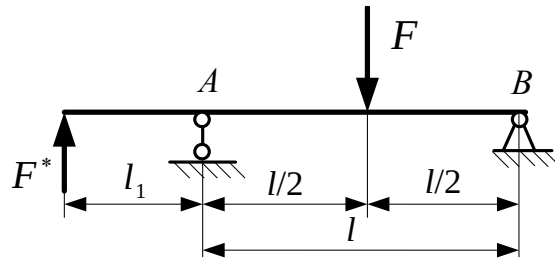


Рис. 6.12. Розрахункова схема черв'яка

Розміри l та l_1 беруть із компоувального ескізу редуктора, а сили визначають виразами

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 + F_{a1}^2}; F^* = F_M = (0,1...0,3)F_{t1} - \text{від дії пружної муфти.}$$

На основі принципу незалежності дії сил розрахункова схема черв'яка, зображена на рис. 6.12, може бути подана двома більш простими схемами (рис. 6.13), для яких прогин посередині між опорами A та B визначають за відомими формулами опору матеріалів

$$w_F = \frac{Fl^3}{48EI}; \quad w_M = \frac{F_M \cdot l_1 \cdot l^2}{16EI},$$

де E – модуль пружності матеріалу черв'яка; I – осьовий момент інерції черв'яка.

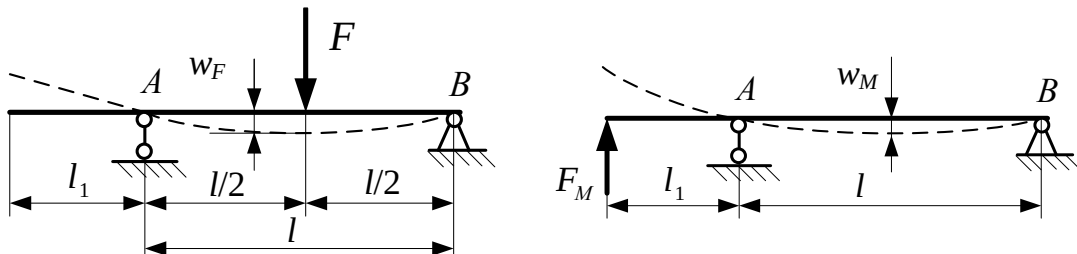


Рис. 6.13. Розрахункові схеми черв'яка від дії сили F та сили F_M

Розрахунок жорсткості виконують за відомою умовою опору матеріалів

$$w \leq [w],$$

де $[w]$ – допустима стріла прогину черв'яка: $[w] \leq (0,005...0,008)m$.

Якщо в розрахунку виявиться недостатня жорсткість черв'яка, то потрібно збільшити його діаметр тіла d або зменшити відстань l між його опорами.

6.8. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Завдяки невідповідним умовам змащування контакту зубців у черв'ячній передачі виникають порівняно великі втрати потужності на тертя, що може призвести до її перегрівання, подальшого погіршення змащування і виходу з ладу за заїданням. Тому остаточна перевірка надійності роботи черв'ячної передачі виконується за тепловим розрахунком.

Тепловий розрахунок при сталому температурному режимі проводять на основі теплового балансу, коли $Q_1 < Q_2$.

Кількість теплоти Q_1 , що виділяється поверхнею корпусу передачі

$$Q_1 = P_1(1 - \eta), \quad (6.21)$$

де P_1 – потужність на вхідному валу передачі; $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$; η_1 – втрати в зачепленні (див. вираз (6.14)); η_2 – втрати в підшипниках; η_3 – втрати на перемішування мастила. За експериментами встановлено, що $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0,95 \dots 0,96$.

Кількість тепла Q_2 , що віддається в навколишнє середовище

$$Q_2 = K_t \cdot S(t_m - t), \quad (6.22)$$

де K_t – коефіцієнт тепловіддачі: $K_t = 12 \dots 17$ Вт/(м² · °C); S – площа охолоджуваної поверхні корпусу передачі: $S \approx 20a_w^{1,7}$; t_m – температура мастила; t – температура навколишнього середовища (в умовах виробництва $t = 20$ °C).

З виразів (6.21) і (6.22) отримують величину t_m в корпусі черв'ячної передачі при неперервній роботі і без штучного охолодження:

$$t_m = \{t_o + P_1(1 - \eta)/(K_t \cdot S)\} \leq [t_m], \quad (6.23)$$

де $[t_m]$ допустима температура мастила: $[t_m] = 95 \dots 110$ °C залежно від марки.

Якщо умова (6.23) не виконується або $Q_1 > Q_2$, потрібно передбачити, наприклад, відведення надмірного тепла шляхом виконання ребер охолодження, штучною вентиляцією редуктора, додатковою циркуляцією мастила.

6.9. Конструкції деталей та їх виготовлення

Черв'яки виготовляють, у більшості випадків, разом із валом як одну деталь на токарно-гвинтонарізних або фрезерних верстатах відповідно різцями або черв'ячними фрезами. Останній спосіб набув більшого використання через його кращу технологічність.

Черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 6.13): бронзового вінця 1 і сталевого (чавунного) колісного центру 2. Останній з'єднується з бронзовим вінцем по відповідній посадці і закріплюється додатково, якщо є потреба, гвинтом 3 чи болтом 4 з гайкою 5. При малих діаметрах черв'ячних коліс застосовують суцільну конструкцію.

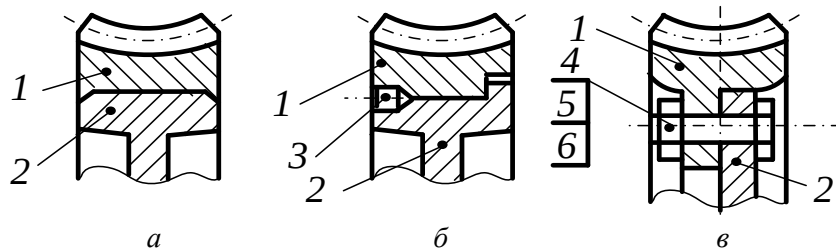


Рис. 6.13. Конструкції черв'ячних коліс

Черв'ячні колеса частіше нарізують черв'ячними фрезами, що являють собою копію черв'яка, а в процесі нарізування заготовка колеса та фреза здійснюють такий самий рух, як і робоча пара.

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання. За аналогією з евольвентними зубчастими передачами ГОСТ 3675-81 встановлює 12 ступенів точності черв'ячних передач: кінематичних – 3...5, силових – 6...9.

Велике значення мають норми точності черв'ячних передач при їх складанні. Вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. На практиці правильність зачеплення контролюють розмірами контакту зубців колеса з витками черв'яка.

6.10. Приклад розрахунку черв'ячної передачі

Вихідні дані для розрахунків передачі з архімедовим черв'яком черв'ячно-циліндричного приводу (див. рис. 2.6) наведені в п. 2.5: $P_1 = 5,25$ кВт; $n_1 = 322$ хв⁻¹; $u = 16,03$; $z_1 = 2$; $T_2 = 473$ Нм; $K_{річн} = 0,65$;

$K_{доб} = 0,25$. Термін служби $t_{\Sigma} = 26280$ год (див. п. 5.22) зі спокійним навантаженням і пусковим перевантаженням, у півтора раза вищим від номінального.

1. Вибір матеріалів деталей передачі

За табл. 3. 30 [20] беруть матеріал вінця черв'ячного колеса Бр. АЖ 9–4 (відливання в пісок): $\sigma_T = 200$ МПа, $\sigma_B = 400$ МПа; матеріал черв'яка – сталь 40Х: $\sigma_T = 520$ МПа, $\sigma_B = 750$ МПа, 45...50 HRC (табл. 3.12 [20]) зі шліфтованими вітками; орієнтовна швидкість ковзання

$$V_s = 0,0004 \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}} = 0,0004 \cdot 322 \sqrt[3]{\frac{473000}{1000}} = 1,0 \text{ м/с}.$$

За цією швидкістю ступінь точності передачі 9-й (табл. 3.35 [20]).

2. Допустимі напруження

Допустиме контактне напруження при розрахунках на дію номінального навантаження (табл. 3. 30 [20])

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot V_s = 300 - 25 \cdot 1,0 = 275 \text{ МПа};$$

допустиме контактне напруження при розрахунках на дію максимального навантаження

$$[\sigma_H]_{\max} = 2 \cdot \sigma_T = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа};$$

допустиме напруження згину при змінному навантаженні

$$[\sigma_F] = [\sigma_F^0] \cdot K_{FL},$$

де $[\sigma_F^0] = 102$ МПа для нереверсивної роботи при базовій кількості змін напружень $N_{Fo} = 10^6$ (табл. 3.31 [20]);

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot \frac{322}{16,03} \cdot 26280 = 31,64 \cdot 10^6,$$

$$\text{де } K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{Fo}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{31,64 \cdot 10^6}} = 0,68;$$

$$[\sigma_F] = 102 \cdot 0,68 = 70 \text{ МПа};$$

допустиме напруження на згин при розрахунках на дію максимального навантаження

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа}.$$

3. Проектний розрахунок передачі

3.1. Міжосьова відстань

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H] \cdot \frac{z_2}{q}} \right)^2 T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} },$$

де $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 16,03 = 32,06$. Візьмемо $z_2 = 32$, $q \geq 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 32 = 8$.
Візьмемо $q = 8$ (табл. 13 в додатку [20]); $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta} = 1$ (с. 86 [20]);
 $K_{Hv} = 0,3 + 0,1 \cdot n + 0,02 V_s = 0,3 + 0,1 \cdot 9 + 0,02 \cdot 1,0 = 1,22$;

$$a_w = \left(\frac{32}{8} + 1 \right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{275 \cdot \frac{32}{8}} \right)^2} 473000 \cdot 1,0 \cdot 1,22 = 119,5 \text{ мм};$$

3.2. модуль зачеплення

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 119,5}{32 + 8} = 5,97 \text{ мм}.$$

Беремо $m = 6$ мм [20]; уточнена міжосьова відстань

$$a_w = \frac{m}{2}(z_2 + q) = 3(32 + 8) = 120 \text{ мм};$$

3.3. дільний кут підйому черв'яка (табл. 3.22 [20]) $\gamma = 14^\circ 02' 10''$;

3.4. дільні діаметри

$$d_1 = d_{w1} = q \cdot m = 8 \cdot 6 = 48 \text{ мм}; d_2 = d_{w2} = z_2 \cdot m = 32 \cdot 6 = 192 \text{ мм};$$

3.5. фактична швидкість ковзання

$$V_{sf} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 48 \cdot 321,67}{60000 \cdot 0,97} = 0,83 \text{ м/с} < V_s = 1,0 \text{ м/с}.$$

Отже, уточнення параметрів передачі не потрібне.

4. Перевірка контактної втоми зубця колеса:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^3} T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} =$$

$$= \frac{170}{\frac{32}{8}} \sqrt{\left(\frac{\frac{32}{8} + 1}{120} \right)^3} 473000 \cdot 1,0 \cdot 1,22 = 274,6 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 275 \text{ МПа},$$

Отже умова контактної втоми зубця колеса виконується.

Недовантаження менше 1 %.

5. Перевірка контактної міцності зуба при дії короточасного перевантаження:

$$[\sigma_H] = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{M2}}{T_2}} = 274,6 \cdot \sqrt{1,5} = 336 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 400 \text{ МПа}.$$

6. Перевірка втоми на згин зуба колеса:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot \cos \gamma}{1,2 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot m} Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma_F],$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, який знаходять через еквівалентну кількість зубців Z_e колеса (табл. 3.28 [20]):

$$Z_e = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{(0,97)^3} = 35,06 \rightarrow Y_F = 1,64;$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 473000 \cdot 0,97}{1,2 \cdot 48 \cdot 192 \cdot 6} \cdot 1,64 \cdot 1,0 \cdot 1,22 = 28 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 70 \text{ МПа}.$$

7. *Перевірка міцності на згин при дії короточасного перевантаження:*

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \frac{T_{M2}}{T_2} = 70 \cdot 1,5 = 105 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max} = 160 \text{ МПа}.$$

Після проектного та перевірних розрахунків визначають геометричні параметри передачі.

Примітка: розрахунки багатоступінчастих редукторів прийнято розпочинати з найбільш навантаженої ступені. В наведених прикладах (пп. 5.22, 5.23, 6.10) послідовність розрахунків черв'ячно-циліндричного редуктора змінено через додержання порядку викладення навчального матеріалу.

Контрольні запитання

1. Що означає поняття «самогальмування» для черв'ячних передач?
2. Чому черв'ячні передачі мають низьку вантажну здатність та малий ККД порівняно із зубчастими передачами?
3. У чому полягають особливості роботи черв'ячних передач?
4. Чим відрізняється архімедів черв'як від евольвентного?
5. Які сили виникають у черв'ячній передачі і як вони розташовані?
6. Навіщо черв'ячне колесо в більшості випадків виготовляють складеним і які матеріали при цьому застосовують?
7. Види розрахунків черв'ячних передач.
8. Навіщо для черв'ячної передачі виконують тепловий розрахунок і в чому його суть?
9. Якими складовими визначається ККД черв'ячної передачі?
10. Для чого передбачають регулювання черв'ячного зачеплення?
11. З якою метою застосовують коригування черв'ячної передачі?
12. Навіщо виконують перевірний розрахунок черв'яка?
13. В чому полягають особливості монтажу черв'ячних передач?

14. Чим відрізняється кінематика черв'ячних передач від циліндричних та конічних передач?

15. Чому черв'ячне зачеплення має невідповідні умови змащування?

16. За рахунок яких конструктивних ознак збільшується вантажна здатність глобоїдних черв'ячних передач у порівнянні з циліндричними?

Розділ 7. ПЕРЕДАЧА ГВИНТ-ГАЙКА

7.1. Загальні відомості

Передачі гвинт-гайка призначаються для перетворення обертового руху у поступальний. Залежно від виду тертя, що реалізується в передачі, вирізняють конструкції гвинт-гайка ковзання і гвинт-гайка кочення (рис. 7.1).



Рис. 7.1. Гвинтові пари:

а – ковзання; *б* – кочення по кульках; *в* – кочення по роликах

За призначенням передачі гвинт-гайка поділяють на *вантажні* – для створення великих осьових навантажень (мають трапецеїдальну та упорну різь), *ходові* – для різних механізмів подач інструменту (мають трапецеїдальну з декількома заходами різь), *встановлювальні* – для точних переміщень та регулювання (мають метричну різь).

Передачі гвинт-гайка при простій та компактній конструкції забезпечують вигрaш у силі завдяки клиновій дії різі і повільне переміщення при високій точності. Недоліком передач гвинт-гайка ковзання є низький ККД, а передач гвинт-гайка кочення – складність конструкції та значна вартість.

Передачі гвинт-гайка широко застосовують у різних галузях техніки як піднімальні механізми (домкрати), механізми навантаження (преси, розривні машини), механізми керування (в точному приладобудуванні, автомобілебудуванні, верстатобудуванні, авіабудуванні).

7.2. Особливості конструкції передач гвинт-гайка ковзання

Залежно від компоновання механізму, передача може бути виконана за такими кінематичними схемами: гвинт обертається, гайка (рис. 7.2, *а*) переміщується поступально (наприклад, ходовий гвинт токарного верстата); гайка обертається, гвинт переміщується поступально (наприклад, гвинтова передача задньої бабки токарного верстата); гайка нерухома (рис. 7.2, *б*), гвинт обертається і переміщується поступально (наприклад, домкрат або прес); гвинт нерухомий, гайка обертається і переміщується поступально (наприклад, стіл свердлильного верстата).

У передачі гвинт-гайка ковзання вид контакту витків гайки та гвинта залежить від профілю зубців витків і може бути лінійним чи площинним. Останнє реалізується, якщо профілі зубців витків не криволінійні, а, наприклад, трикутні, прямокутні, трапецеїдальні.

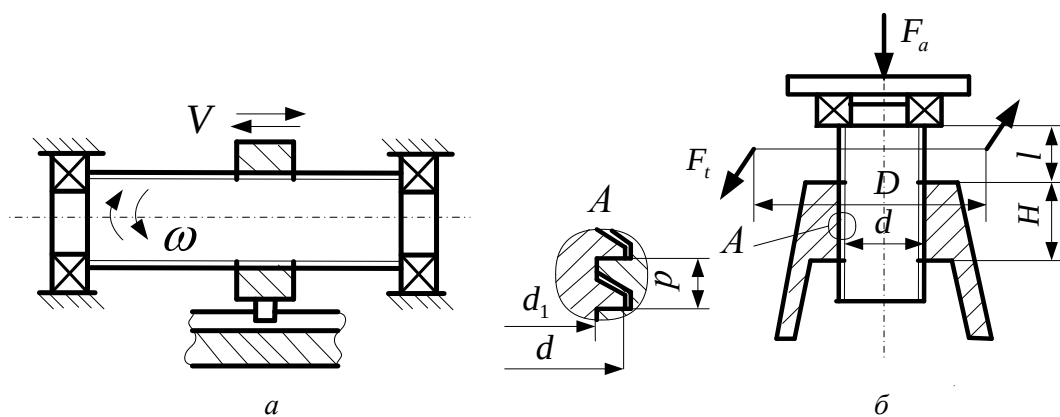


Рис. 7.2. Кінематичні схеми гвинтових пар:
а – гайка переміщується; б – гайка нерухома

Вибір профілю зуба залежить від призначення передачі та умов експлуатації: трикутний рівнобічний – для кінематичних передач; трапецеїдальний – для реверсивного навантаження; упорні (див. рис. 7.2, *б*) – для однобічного статичного та динамічного навантажень.

7.3. Механіка передачі

Швидкість поступального переміщення гайки (гвинта)

$$V = z \cdot P \cdot n / 60000, \quad (7.1)$$

де z – кількість заходів різі: $z = 1$ (призначають для передач із самогальмуванням); P – крок різі, мм; n – частота обертання гвинта (гайки), хв^{-1} .

Для визначення силових співвідношень між коловим F_t та осьовим F_a зусиллями передачі гвинт-гайка (рис. 7.3) вводять допущення: все навантаження передається одним витком; вся робота на закручування гвинта витрачається на переміщення гайки та переборювання тертя між витками.

На основі цих допущень наведемо розрахункову модель гвинтової пари у вигляді повзуна на нахиленій площині (рис. 7.3, а) з прямокутним профілем витків (рис. 7.4, а), де повзун – фрагмент витка гайки, а нахилена площина – розгортка за середнім діаметром витка гвинта.

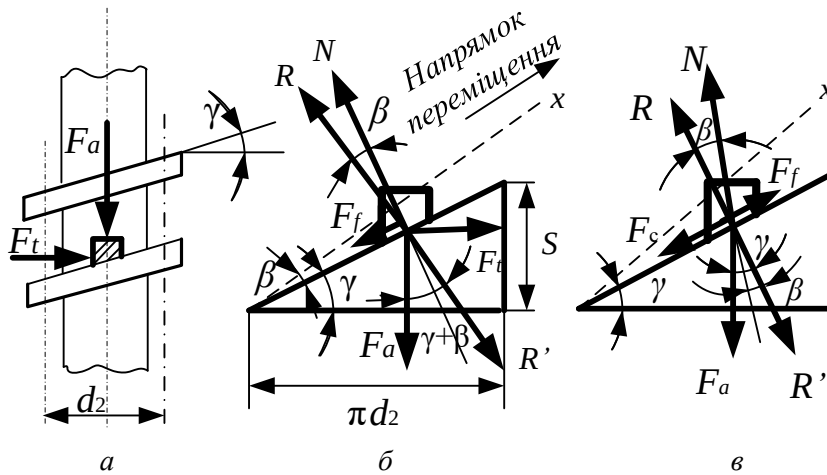


Рис. 7.3. Розрахункові моделі передачі

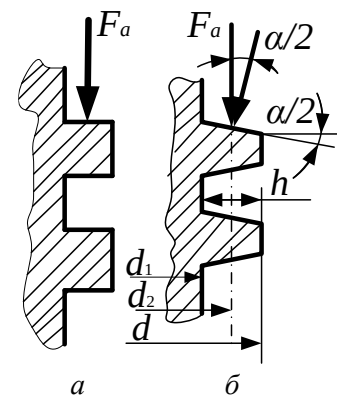


Рис. 7.4. Профілі витків

При рівномірному переміщенні повзуна уверх по нахиленій площині він знаходиться в стані рівноваги під дією системи сил: F_a , F_t , N , F_f , де $F_f = f \cdot N$ (f – коефіцієнт тертя: $f = \tan \beta$; β – кут тертя ковзання). Проеціюючи вказані сили на вісь X , отримаємо рівняння рівноваги

$$F_t \cdot \cos(\gamma + \beta) - F_a \cdot \sin(\gamma + \beta) = 0,$$

звідки:

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta), \quad (7.2)$$

де γ – кут підйому гвинтової лінії: $\gamma = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_2}$.

Вираз (7.2) придатний для прямокутних профілів витків (див. рис. 7.4, а) передачі. Зв'язок між силами тертя на прямокутних та інших профілях (див. рис. 7.4, б) можна встановити, якщо припустити, що $\gamma = 0$. Тоді на прямокутному профілі $F_f = f \cdot F_a$, а на іншому $F_f = \frac{f \cdot F_a}{\cos \alpha / 2} = f' \cdot F_a$, де f' – зведений коефіцієнт тертя.

За аналогією з виразом для f маємо $f' = \operatorname{tg} \beta'$, де β' – зведений кут тертя, причому $\beta' > \beta$. Отже, для визначення колової сили у гвинтовій парі з трикутним чи трапецеїдальним профілем витка в формулі (7.2) необхідно замість дійсного підставити зведений кут тертя, тобто

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta'). \quad (7.3)$$

ККД гвинтової пари знайдемо як співвідношення робіт на загвинчування гвинта без урахування (при $\beta' = \beta = 0$) та з урахуванням сил тертя:

$$\eta = \frac{[F_a \cdot \operatorname{tg} \gamma] \cdot \varphi}{[F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta')] \varphi} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \beta')}, \quad (7.4)$$

де φ – кут повороту гвинта.

З формули (7.4) видно, що ККД зростає зі збільшенням γ та зменшенням β . Тому підвищення ККД передачі гвинт-гайка здійснюють такими конструктивними та технологічними способами: використанням багатозахідних гвинтів ($\gamma < 25^\circ$); застосуванням антифрикційних матеріалів та покращенням змащування; заміною тертя ковзання тертям кочення. Аналізуючи вираз (7.4), встановлюють, що ККД гвинтової пари з прямокутною різьзою найбільший порівняно з іншими різьмами.

Самогальмування гвинтової пари виникає тоді, коли осьове статичне навантаження не викликає рух гайки або гвинта. Отже умову самогальмування отримаємо з моделі гвинтової пари, на яку діє лише сила F_a

за відсутності сили F_t . Тоді з'являється сила F_c (див. рис. 7.3, в), що прагне потягти повзун вниз по нахиленій площині, внаслідок чого виникає сила тертя F_f . Якщо $F_f < F_c$, то повзун опускатиметься; для нерухомості повзуна, а отже і виникнення самогальмування, потрібна умова $F_f \geq F_c$, тобто $\beta \geq \gamma$.

7.4. Види пошкоджень передач та матеріали деталей

Основною причиною виходу з ладу гвинтів та гайок є значне спрацювання їх зубців. Тому при визначенні розмірів передач виходять з розрахунку на стійкість до спрацювання з наступною перевіркою гвинта на міцність. Втрата стійкості довгих стиснутих гвинтів може бути також причиною руйнування передач.

Виходячи з основних видів пошкоджень передач, матеріали гвинта та гайки повинні утворювати антифрикційні пари, тобто мати малий коефіцієнт тертя і бути стійкими до спрацювання. Вибір марки матеріалу залежить від призначення, умов роботи і способу обробки різі.

Гвинти, для яких не передбачене гартування, виготовляють із сталей 40, 45, 50. У відповідальних передачах гвинти виготовляють із сталей 65Г, 40Х з гартуванням до твердості не менш 45 HRC для підвищення зносостійкості.

При малих швидкостях ковзання ($V_s < 2$ м/с) та незначних навантаженнях гайки виготовляють з антифрикційного чавуну АВЧ-1, АКЧ-1, СЧ 20; при збільшених швидкостях ($V_s > 6$ м/с) використовують олов'яні бронзи БрО10Ф1.

7.5. Розрахунок передач

Стійкість до спрацювання гвинтової пари забезпечується обмеженням тиску у контакті зубців за умовою (1.11) $p \leq [p]$, де $p = \frac{F_a}{\pi d_2 \cdot h \cdot z}$; h – висота профілю зуба витка; z – кількість витків у гайці. Для проектного розрахунку беруть $z = H / P$ (H – висота гайки, P – крок витка) і, задаючись коефіцієнтом

висоти профілю витка $\psi_h = h / P$ та коефіцієнтом висоти гайки $\psi_H = H / d_2$, знаходять величину d_2 :

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \cdot \psi_h [p]}}. \quad (7.5)$$

Визначену величину d_2 уточнюють за ГОСТ 24738-81. Перевірку міцності гвинта від сумісної дії осової сили F_a та обертового моменту T , що спричиняють стиск чи розтяг, виконують за еквівалентним напруженням

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (7.6)$$

де $T = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \beta')$.

Для довгих ($l/d > 25$, див. рис.7.2, б) високонавантажених гвинтів, що працюють на стиск, виконують перевірку на втрату стійкості за формулою

$$[F_a] = [\sigma_c] \frac{\pi d_1^2}{4} \xi \geq F_a, \quad (7.7)$$

де $[F_a]$ – допустиме осове навантаження на гвинт за умови його стійкості; $[\sigma_c]$ – допустиме напруження стиску; ξ – коефіцієнт зменшення допустимих напружень залежно від гнучкості гвинта.

При невиконанні умови (7.7) збільшують діаметр гвинта.

7.6. Передача гвинт-гайка кочення

Передача гвинт-гайка кочення – гвинтова пара з проміжними кульками або роликами. Найбільш широко застосовують кулькові гвинтові передачі (КГП), відповідно до ГОСТ 25329-82 (рис. 7.5).

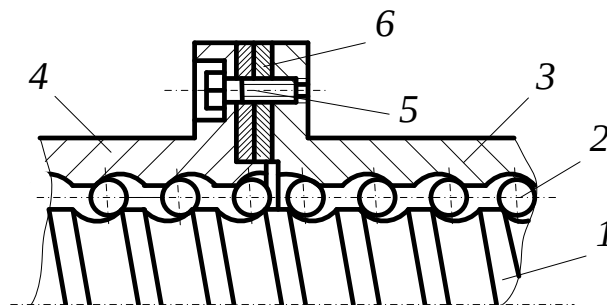


Рис. 7.5. Будова кулькової пари гвинт-гайка з попереднім натягом

У КГП на гвинті 1 та у гайці з двох частин 3, 4 виконані гвинтові канавки криволінійного профілю, які є доріжками кочення для кульок 2. Попередній натяг забезпечується півгайками і пакетом регульованих прокладок 6, що з'єднані гвинтами 5. Для можливості повернення кульок у гайці виконано спеціальний канал (на рис. 7.5 не показаний).

Перевагами КГП є:

- малі втрати на тертя та незначне спрацювання;
- високі точність, жорсткість, ККД;
- пристосованість для роботи з електричним, гідравлічним та іншими приводами.

До недоліків належать:

- складність конструкції гайки;
- необхідність високої точності виготовлення і надійного захисту передачі від забруднення.

У КГП серед відомих профілів канавок (криволінійний, прямолінійний, комбінований) найпоширенішим є круглий, який характеризується найменшими контактними напруженнями.

КГП використовують у виконавчих механізмах, у наглядних системах, у відповідальних силових передачах верстатів, промислових роботах, авіаційній і космічній техніці. Перспективними вважаються мехатронні вузли точного переміщення (рис. 7.6) на базі кулькових гвинтових передач, мікропроцесорних елементів і комп'ютерного керування.



Рис. 7.6. Мехатронні модулі лінійного переміщення на базі кулькових пар гвинт-гайка:
а – однокоординатний; б – двокоординатний

Гвинти і гайки виготовляють із легованої сталі (ХГВ, ШХ15, 18ХГТ), які після термохімічної обробки досягають твердості не менш 60 HRC; кульки – з хромистих сталей марок ШХ15, ШХ20СГ.

Характерними причинами відмов КГП є пошкодження від утомленості поверхонь кочення деталей, утворення вм'ятин, зношування. Основними критеріями працездатності КГП є контактна утома, пластичні деформації і зношування поверхонь кочення кульок, гвинта і гайки.

Перевірку КГП за контактною утомою виконують на основі виразу, що встановлює зв'язок ресурсу L (мільйон обертів) гвинта з навантаженням F_a :

$$L = \left(\frac{C_{ap}}{F_a} \right)^3, \quad (7.8)$$

де $C_{ap} = C_a \cdot K_p \cdot K_a \cdot K_m$ – розрахункова динамічна вантажність; C_a – динамічна вантажність за стандартом; K_p – коефіцієнт ймовірності безвідмовної роботи; K_a – коефіцієнт точності передач; K_m – коефіцієнт якості плавки сталі.

Перевірка КГП за статичною міцністю забезпечується, якщо найбільше осьове навантаження $F_{\max}$ гвинта не перевищує статичну вантажність C_{oa} :

$$F_{\max} \leq C_{oa}. \quad (7.9)$$

Перевагами роликів гвинтових передач (РГП), які ще називають планетарними (див. рис. 7.1, в), порівняно з КГП є підвищена вантажність, плавність, жорсткість, швидкість. Остання перевага реалізується завдяки відсутності каналу повернення у роликів гвинтових передач.

До недоліків РГП відносять технологічні труднощі при виготовленні роликів з різью (рис. 7.7) та високі вимоги до точності монтажу передач.

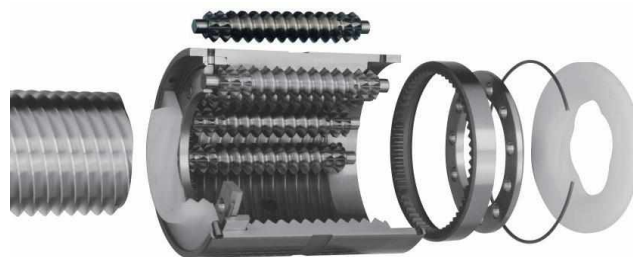


Рис. 7.7. Деталі роликової гвинтової передачі

Основний розрахунковий критерій при проектуванні роликкових гвинтових передач – зносостійкість деталей.

7.7. Схема розрахунків передач зачепленням

Упорядкуванню здобутих знань щодо передач зачепленням із безпосереднім дотиканням допоможе наведена схема розрахунків їх основних параметрів (рис. 4.7).

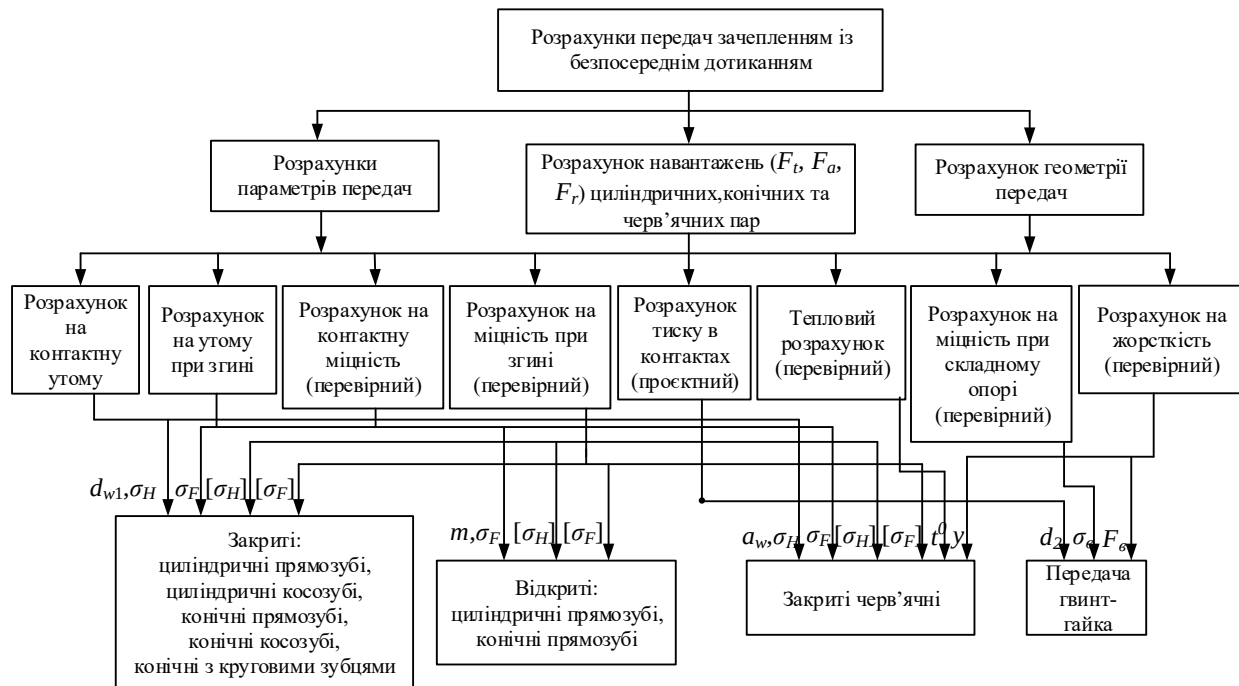


Рис. 7.7. Схема розрахунків передач зачепленням

Контрольні запитання

1. В яких випадках використовують передачу гвинт-гайка?
2. Від яких факторів залежить ККД передачі гвинт-гайка?
3. Які пошкодження характерні для передачі гвинт-гайка?
4. За якими критеріями розраховують передачу гвинт-гайка ковзання?
5. Який параметр визначає самогальмування передачі гвинт-гайка?
6. Для чого необхідне самогальмування гвинтової пари?
7. За якими критеріями розраховують передачу гвинт-гайка кочення?
8. Де застосовують передачу гвинт-гайка кочення?

Розділ 8. ВАЛИ ТА ОСІ

8.1. Загальні відомості

Вали (рис. 8.1) та *осі* (рис. 8.2) призначені для розміщення на них деталей, які обертаються (на валах – шків, зірочки, зубчасті колеса; на осях – колеса автомобіля чи вагона і таке інше).



a

Рис. 8.1. Вал-шестірня (*a*) редуктора і колінчастий вал (*б*) двигуна



б



Рис. 8.2. Вісь автомобіля

Вали відрізняються від осей такими ознаками: вали завжди обертаються, передають обертальний момент, а за геометричною формою можуть бути прямими, кривими та ламаними; осі можуть обертатись чи бути нерухомими, ніколи не передають обертальних моментів, завжди прямі.

Вали класифікують за такими ознаками:

- геометрична форма: прямі (рис. 8.3, *a*, *б*, *в*), ламані (рис. 8.3, *г*), гнучкі (рис. 8.3, *д*);
- поверхня прямих валів: гладка (рис. 8.3, *a*, *б*) та східчаста, що наближається за формою до балки рівного опору (рис. 8.3, *в*);
- тип перерізу: суцільний та порожній (рис. 8.3, *a*);
- форма перерізу: кругла (рис. 8.3, *a*), профільна (рис. 8.3, *б*);
- розташування в редукторі: вхідний (швидкісний), проміжний, вихідний (тихохідний);
- призначення: вали механічних передач та корінні вали (останні несуть додатково деталі робочих органів).

У редукторах загального машинобудування, підйомно-транспортних машинах, насосах гідро- та пневмомашин, верстатобудуванні застосовують прямі, переважно східчасті вали, які більш складні за конструкцією, але які

дозволяють простіше здійснювати посадки різних деталей на окремих ділянках вала та створювати упори і бурти для їх осьової фіксації.

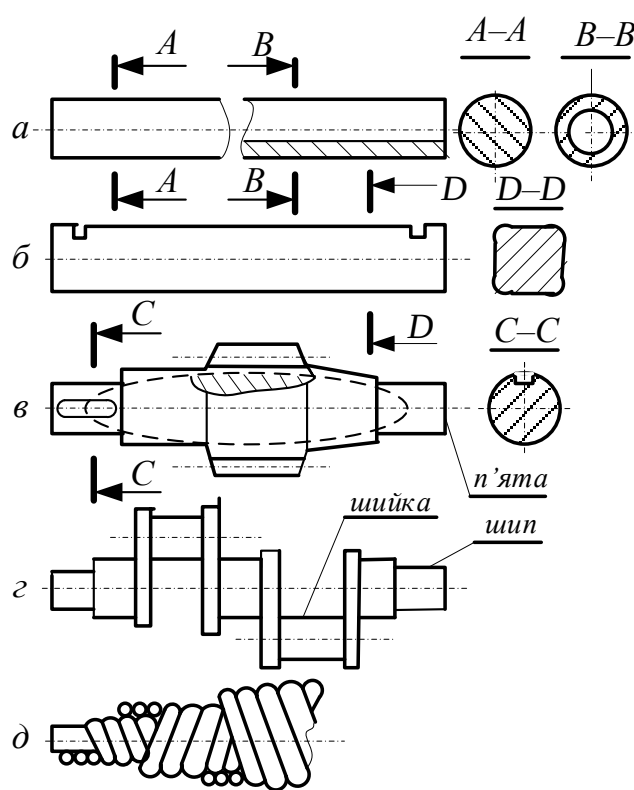


Рис. 8.3. Види валів

Опорні у радіальному напрямку частини валів та осей називають *цапфами*; проміжні цапфи – *шійки*, а кінцеві – *шипи*; опорна частина вала в осьовому напрямку – *п'ята*. Безпосередньо опорами для шипів, шийок та п'ят служать підшипники.

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути циліндричними (рис. 8.4, а), конічними (рис. 8.4, б) або сферичними (рис. 8.4, в); у підшипниках кочення – переважно циліндричні (рис. 8.4, г).

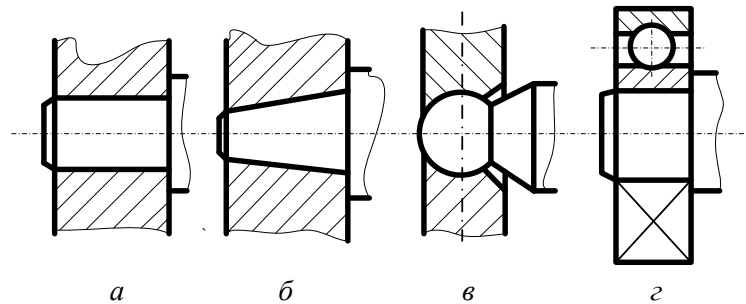


Рис. 8.4. Цапфи валів

Перехідні ділянки валів між двома ступенями неоднакових діаметрів виконують різними конструктивними варіантами (рис. 8.5).

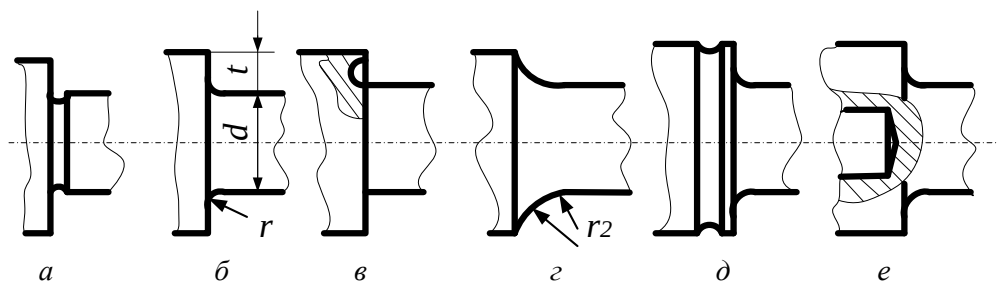


Рис. 8.5. Перехідні ділянки валів

Шкідливий вплив концентрації напружень на валах зменшують конструктивними (*проточка* – див. рис. 8.5, *а*, *галтель* – див. рис. 8.5, *б*, *торцева проточка* – див. рис. 8.5, *в*, *галтель двома радіусами* – див. рис. 8.5, *г*, *розвантажувальна проточка* – див. рис. 8.5, *д*, *висвердлювання отвору* – див. рис. 8.5, *е*) та технологічними (пластичне зміцнення галтелей) заходами.

Основними матеріалами для валів є вуглецеві та леговані сталі. Для більшості валів редукторів загального призначення використовують сталі 45, 50, 40 Х.

8.2. Розрахункові схеми валів. Критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів редукторів зображують у вигляді статично визначених балок на двох шарнірних опорах. Балки навантажені радіальними та осьовими силами, а також обертальними моментами, що виникають у зачепленнях зубчастих коліс, від натягу віток пасових передач, від корисного навантаження ланцюгових передач, внаслідок неврівноваженого зусилля від дії муфт. Власну вагу шківів, барабанів та інших встановлених на валу деталей, в більшості випадків, не враховують. *Опору*, що сприймає радіальну та осьову сили, визначають шарнірно-нерухомою, іншу опору – шарнірно-рухомою. Розташування розрахункових точок опор визначають залежно від типу підшипника (рис. 8.6).

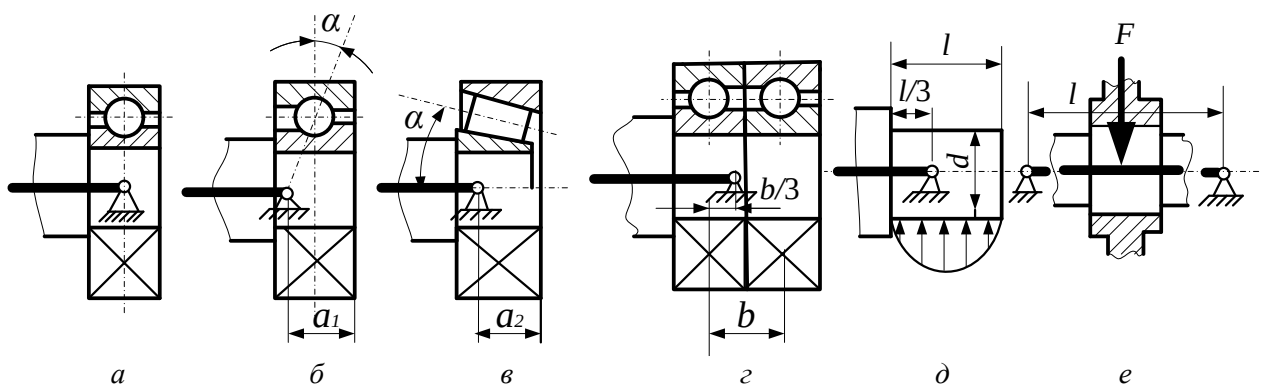


Рис. 8.6. Види опор

Для вала з радіальними кульковими чи роликовими підшипниками кочення розрахункові точки опор знаходяться посередині підшипників (див. рис. 8.6, *а*). Для валів з радіально-упорними кульковими чи роликовими

підшипниками кочення розрахункова точка опори визначається кутом контакту α за відповідними формулами:

- для однорядного радіально-упорного кулькового підшипника

$$a_1 = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg} \alpha];$$

- для однорядного конічного роликового підшипника

$$a_2 = \frac{T}{2} + \frac{d + D}{4} \operatorname{tg} \alpha,$$

де параметри підшипників T , d , D , B , α надані в каталогах. При використанні в опорі пари радіально-упорних підшипників, коли вони працюють одночасно, розрахункова точка опори відстає від середини заднього підшипника на відстані $b/3$ (див. рис. 8.6, *з*). Для підшипника ковзання розрахункова точка опори відстає на $(2/3)l$ від зовнішнього торця вала (див. рис. 8.6, *д*). Навантаження від деталей на валу передається посередині посадкової поверхні (див. рис. 8.6, *е*); похибки від цього припущення йдуть у запас міцності вала.

Якщо на валу встановлена муфта, то її дію приблизно враховують величиною обертального моменту T . Більш точний розрахунок вала повинен враховувати появу невірноваженості від муфти. Наприклад, від муфти пружної втулково-пальцевої (МПВП) невірноважене зусилля приблизно становить $0,25 F_t$, де F_t – колова сила по діаметру центрів МПВП; при використанні зубчастої муфти невірноважений момент згину становить $0,1 T$. Напрямок цих додаткових навантажень вибирають найменш сприятливим для вала.

Розглянута схематизація форми вала, опор та навантажень призводить до того, що розрахунки вала стають наближеними.

Практикою експлуатації встановлено, що руйнування валів та осей, які обертаються, має утомний характер внаслідок циклічно-змінних напружень. Тому основним критерієм працездатності валів та осей є міцність від утомленості (витривалість). Для тихохідних валів обмежуючим критерієм може бути статична міцність за умови дії короточасних (пікових)

перевантажень. Сумісна робота валів із деталями передач та підшипниками потребує додаткового виконання розрахунків за критерієм жорсткості.

8.3. Розрахунки вала

Розрахунки валів редукторів виконують у чотири етапи: проєктний розрахунок на крутіння; перевірний розрахунок на статичну міцність; перевірний розрахунок на міцність від утомленості; перевірний розрахунок на жорсткість.

8.3.1. Проєктний розрахунок

Після вибору матеріалу вала, виходячи з умови його роботи на крутіння моментом T , визначають діаметр консольної або опорної (якщо відсутня консольна) частини:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (8.1)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння; для редукторних валів $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа. Менші значення з цього діапазону беруть для швидкісних валів, більші – для тихохідних.

Маючи розміри деталей, що розміщуються на валу, та враховуючи зручність їхнього монтажу і способи фіксації, розробляють усю конструкцію вала, забезпечуючи: мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступенів, необхідних для створення упорних буртів; однакові достатньо великі радіуси галтелей; розміщення шпонкових пазів на одній лінії; вибір посадок деталей на валу.

У результаті попередньої розробки конструкції вала отримують розміри усіх його конструктивних елементів, після чого виконують перевірні розрахунки.

8.3.2. Розрахунок на статичну міцність

Перевірку статичної міцності валів виконують із метою запобігання появі пластичних деформацій під час дії короточасних перевантажень,

наприклад, у період пуску. Короткочасне перевантаження враховується коефіцієнтом $K_{\Pi} = T_{\text{пик}} / T_1$ (див. рис. 1.14).

Розрахунок проводять у такій послідовності:

- складають розрахункову схему вала;
- визначають реакції опор і будують епюри згинального (M_{Γ} (M_{xz}) – у горизонтальній і $M_{\text{в}}$ (M_{yz}) – у вертикальній площинах) і обертового T моментів;
- розраховують зведений момент за формулою і будують його епюру:

$$M_{\text{зв}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\bar{\alpha}T)^2}, \quad (8.2)$$

де $M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + M_{\text{в}}^2}$; $\bar{\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує відміну характеру циклів нормальних і дотичних напружень; для реверсивної роботи припускають

$\bar{\alpha} = 1$; для нереверсивної – $\bar{\alpha} = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]}$; $[\sigma_{-1}]$ – допустиме знакозмінне

напруження; $[\sigma_0]$ – допустиме напруження, що пульсує від нуля;

- визначають небезпечний переріз за епюрами з урахуванням розмірів перерізів. Якщо визначення небезпечного перерізу ускладнено, розрахунки виконують для двох, трьох ймовірних небезпечних перерізів;
- перевіряють еквівалентне напруження

$$\sigma_e = K_{\Pi} \frac{32M_{\text{зв}}}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma] = 0,8\sigma_{\text{т}}. \quad (8.3)$$

8.3.3. Розрахунок міцність від утомленості

Розрахунок на міцність від утомленості виконують у вигляді перевірки коефіцієнта запасу міцності в перерізах валів, де є концентратори напружень, за умови (1.4)

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n],$$

де n_{σ} та n_{τ} визначають за виразами

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \phi_{\sigma} \cdot \sigma_m}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_a + \phi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

Для випадку ступінчасто-змінного навантаження вала (див. рис. 1.13, а) замість σ_{-1} та τ_{-1} визначають їх еквівалентні значення за виразами

$$\sigma_{1e} = \sigma_{-1} \cdot K_L; \quad \tau_{1e} = \tau_{-1} \cdot K_L,$$

де K_L – коефіцієнт довговічності: $K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_e}}$; m – показник нахилу кривої

витривалості: $m = 9$; за наявності посадок з гарантованим натягом $m = 6$;

N_0 – базова кількість циклів навантаження; N_e – еквівалентна кількість циклів

навантаження, $N_e = \sum_{i=1}^K N_i \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^m$ (при $N_e \geq N_0$ маємо $K_L = 1$); T_i – обертовий

момент на кожному ступені навантаження з відповідною кількістю циклів N_i навантаження; T_1 – найбільший довгостроково діючий обертовий момент, за яким визначають номінальні напруження.

8.3.4. Розрахунок на жорсткість

Розрахунок на жорсткість, відповідно до умов (1.8), виконують переважно для швидкісних валів редукторів або черв'яків для виключення появи перекосів зубців у зубчастих зачепленнях та заклинювання підшипників.

8.4. Приклад розрахунку вала черв'яка (рис. 2.6)

Вихідні дані (див. п. 2.5, с. 37): $T_1 = 156$ Н·м; $T_2 = 473$ Н·м; $d_{\text{II}} = 40$ мм; $d_1 = 48$ мм; $d_2 = 192$ мм; $m = 6$; $d_{2\text{л}} = 378$ мм; $z_2 = 32$; $[n] = 1,8$; $K_{\text{II}} = T_{\text{пик}} / T_1 = 1,5$; робота однозмінна нереверсивна з постійним навантаженням.

1. Довжина нарізної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 32)6 = 77,52 \text{ мм}; \text{ візьмемо } b_1 = 80 \text{ мм}.$$

2. Сили в черв'ячному зачепленні

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 156}{0,048} = 6500 \text{ Н}; \quad F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 473}{0,192} = 4927 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = \frac{2T_2}{d_2} \tan 20^\circ = \frac{2 \cdot 473}{0,192} \cdot 0,364 = 1794 \text{ Н}.$$

3. Перевірний розрахунок на статичну міцність

За компоувальним ескізом черв'ячного редуктора вал черв'яка подається статично визначеною балкою на двох шарнірних опорах, що навантажена силами в черв'ячному зачепленні та від дії ланцюгової передачі (рис. 8.7).

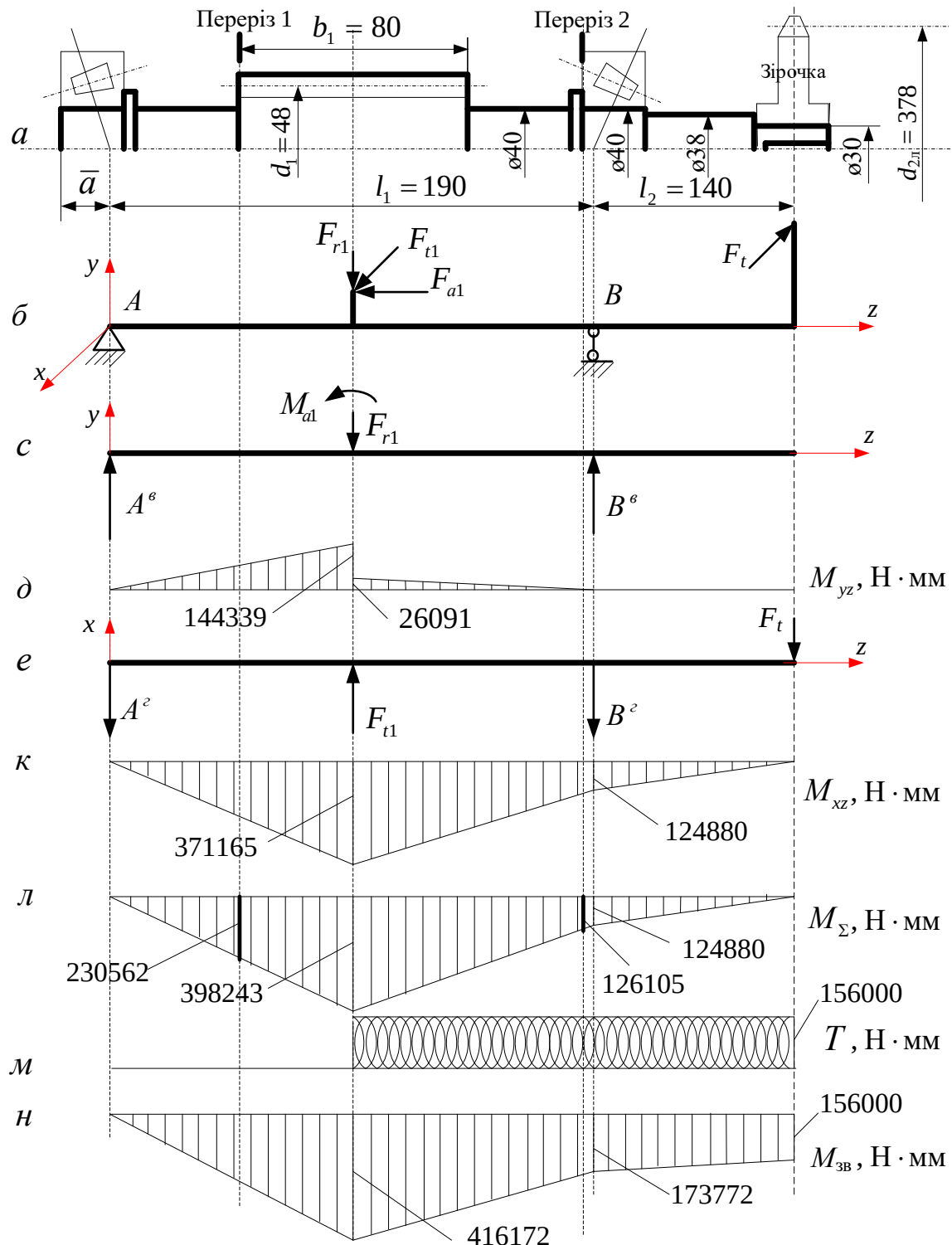


Рис. 8.7. Розрахункова схема та епюри моментів черв'яка

Розташування розрахункових точок A та B опор визначають за виразом $\bar{a} = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)}{6}e$, де D, d, T, e – параметри підшипника (табл. 20, с. 260 [20]).

Довжини ланок вала розрахункової схеми визначено за компоувальним ескізом. Розміри галтелей конструкції вала призначають $r = 2$ мм, розмір шпонкового паза беруть згідно з табл. 5.19 [20].

Колова сила на веденій зірочці

$$F_t = \frac{1000P}{V} = \frac{1000 \cdot 5,25}{6,4} = 820 \text{ Н.}$$

Перевірку побудованої розрахункової схеми вала черв'яка визначають за умови рівноваги

$$\Sigma M_z = 0; \quad F_{t1} \frac{d_1}{2} - F_t \frac{d_{2.1}}{2} = 0; \quad 6500 \cdot \frac{0,048}{2} - 820 \cdot \frac{0,378}{2} = 156 - 155 = 1;$$

помилка $\Pi = \frac{156-155}{155} = 0,6\%$. Отже, умова рівноваги виконується.

Для вала черв'яка призначаємо сталь 45 із такими механічними характеристиками: $\sigma_T = 360$ МПа; $\sigma_B = 610$ МПа; $\sigma_{-1} = 270$ МПа; $\tau_{-1} = 150$ МПа; $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; $[\sigma_{-1}] = 65$ МПа; $[\sigma_0] = 110$ МПа (табл. 5.1 [20]).

Реакції опор A^e та B^e у вертикальній площині «yz» (див. рис. 8.7, с):

$$\Sigma M_A = 0; \quad M_{a1} - F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} + B^e \cdot l_1 = 0; \quad B^e = \frac{1}{190} \left[1794 \cdot \frac{190}{2} - 4927 \cdot \frac{48}{2} \right] = 274,64 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad M_{a1} + F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} - A^e \cdot l_1 = 0; \quad A^e = \frac{1}{190} \left[4927 \cdot \frac{48}{2} + 1794 \cdot \frac{190}{2} \right] = 1519,36 \text{ Н.}$$

Перевірка: $\Sigma y = 0$: $A^e - F_{r1} + B^e = 0$; $1519,36 + 274,64 - 1794 = 0$, тобто умова рівноваги виконується.

Реакції опор A^z та B^z у горизонтальній площині «xz» (див. рис. 8.7, e):

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_{t1} \cdot \frac{l_1}{2} + B^z \cdot l_1 - F_{t2} (l_1 + l_2) = 0; \quad B^z = \frac{1}{190} \left[892 \cdot (190 + 140) - 6500 \cdot \frac{190}{2} \right] = -1701 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad A^z \cdot l_1 + F_{t1} \cdot \frac{l_1}{2} + F_{t2} \cdot l_2 = 0. \quad A^z = -\frac{1}{190} \left[6500 \frac{190}{2} + 892 \cdot 140 \right] = -3907 \text{ Н.}$$

Перевірка: $\Sigma x = 0$: $A^z + F_{t1} + B^z - F_{t2} = 0$; $-3907 + 6500 - 1701 - 892 = 0$, тобто умова рівноваги виконується.

Примітка 2: напрямки сил A^z , B^z на рис. 8.7, e змінено і показано зі знаком плюс.

$$A = \sqrt{(A^z)^2 + (A^e)^2} = \sqrt{(3907)^2 + (1519,36)^2} = 4192 \text{ Н;}$$

$$B = \sqrt{(B^z)^2 + (B^e)^2} = \sqrt{(1701)^2 + (274,64)^2} = 1723 \text{ Н.}$$

Епюри згинальних моментів у площинах «xz», «yz» побудовані відповідно на рис. 8.7, д та рис. 8.7, к. Епюра сумарних згинальних моментів (рис. 8.7, л) будується за виразом $M_\Sigma = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2}$. Епюра зведеного

моменту (рис. 8.7, н) будується за виразом $M_{зв} = \sqrt{(M_{\Sigma})^2 + (\alpha T)^2}$, де $\alpha = [\sigma_{-1}]/[\sigma_0] = 65/110 = 0,6$ для нереверсивної роботи.

Аналіз епюр показує, що найбільш небезпечним є переріз під серединою черв'яка, де спостерігається максимальний момент. Еквівалентне напруження в цьому перерізі визначають за формулою

$$\sigma_e = K_{\pi} \frac{32 M_{зв}}{\pi \cdot d^3} = 1,5 \frac{32 \cdot 416172}{3,14 \cdot 33,6^3} = 168 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 0,8 \cdot 360 = 288 \text{ МПа},$$

де $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 48 - 2,4 \cdot 6 = 33,6 \text{ мм}$.

Отже умова виконана і сконструйований вал черв'яка за результатами розрахунків на статичну міцність витримає задане навантаження.

4. Перевірний розрахунок на міцність від утомленості

Аналіз епюр напружень в конструкції черв'яка показує, що його руйнування від утомленості найбільш ймовірно в зоні галтельного переходу вала у зубчасте зачеплення (переріз 1), а також біля опори В у зоні переходу посадкової поверхні підшипника до бурта (переріз 2). Концентрація напружень у перерізі 1 обумовлена галтельним переходом радіуса $r = 2 \text{ мм}$, а концентрація напружень у перерізі 2 – галтельним переходом радіуса $r = 2 \text{ мм}$ та посадкою підшипника.

У перерізі 1 ефективні коефіцієнти концентрації, які обумовлені галтельним переходом,

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}}; \quad K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}},$$

де $K_{\sigma} = 2,2$; $K_{\tau} = 2,13$; (табл. 5.11 [20]). При $R_{\alpha} = 2,5 \text{ мкм}$ $K_{\sigma}^n = K_{\tau}^n = 1,07$ (табл. 5.14 [20]). При $d = 40 \text{ мм}$ $\varepsilon_{\sigma} = 0,83$; $\varepsilon_{\tau} = 0,73$ (табл. 5.16 [20]);

$$K_{\sigma D} = \frac{2,2 + 1,07 - 1}{0,83} = 2,735; \quad K_{\tau D} = \frac{2,13 + 1,07 - 1}{0,73} = 3,014.$$

Запас міцності за дотичними напруженнями

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

де $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$ для нереверсивної роботи;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 40^3 = 12800 \text{ мм}^3; \quad \tau = \frac{156000}{12800} = 12,2 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \tau_m = 6,1 \text{ МПа};$$

$$n_{\tau} = \frac{150}{3,014 \cdot 6,1 + 0,1 \cdot 6,1} = 7,89.$$

Запас міцності за нормальними напруженнями

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

де $\sigma_m = 0$ (напруження змінюються за симетричним циклом);

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{230562}{0,1 \cdot d^3} = \frac{230562}{6400} = 36,03 \text{ МПа};$$

$$n_\sigma = \frac{270}{2,735 \cdot 36,03} = 2,74.$$

Загальний запас міцності

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,74 \cdot 7,89}{\sqrt{(2,74)^2 + (7,89)^2}} = 2,59 > [n] = 1,8.$$

У перерізі 2 ефективні коефіцієнти концентрації, які обумовлені галтельним переходом,

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma}; \quad K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau},$$

де $K_\sigma = 2,2$; $K_\tau = 2,13$; (табл. 5.11 [20]). При $R_\alpha = 2,5$ $K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,07$ (табл. 5.14 [20]). При $d = 40$ мм $\varepsilon_\sigma = 0,83$; $\varepsilon_\tau = 0,73$ (табл. 5.16 [20]);

$$K_{\sigma D} = \frac{2,2 + 1,07 - 1}{0,83} = 2,735; \quad K_{\tau D} = \frac{2,13 + 1,07 - 1}{0,73} = 3,014.$$

Ефективні коефіцієнти концентрації, які обумовлені посадкою внутрішнього кільця підшипника, знаходять за таблицею 5.15 [20] для вала діаметром $d = 40$ мм $K_{\sigma D} = 2,28$; $K_{\tau D} = 1,85$. Подальші розрахунки проводять за найбільшими значеннями ефективних коефіцієнтів концентрації: $K_{\sigma D} = 2,735$; $K_{\tau D} = 3,014$.

Запас міцності за дотичними напруженнями, які обумовлені галтеллю,

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m},$$

де $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$ для нереверсивної роботи;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 40^3 = 12800 \text{ мм}^3; \quad \tau = \frac{156000}{12800} = 12,2 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \tau_m = 6,1 \text{ МПа};$$

$$n_\tau = \frac{150}{3,014 \cdot 6,1 + 0,1 \cdot 6,1} = 7,89.$$

Запас міцності за нормальними напруженнями, які обумовлені посадкою внутрішнього кільця підшипника,

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \phi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

де $\sigma_m = 0$, оскільки напруження змінюються за симетричним циклом;

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{126105}{0,1 \cdot d^3} = \frac{126105}{6400} = 19,7 \text{ МПа}; \quad n_\sigma = \frac{270}{2,735 \cdot 19,7} = 5,01.$$

Загальний запас міцності

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{5,01 \cdot 7,89}{\sqrt{(5,01)^2 + (7,89)^2}} = 4,23 > [n] = 1,8.$$

Таким чином, заздалегідь спроектований вал черв'ячного колеса має достатні запаси міцності у всіх небезпечних перерізах. Вибрані розміри ступенів вала надалі залишаються незмінними, хоча в процесі розробки креслень редуктора та його деталей не виключаються деякі несуттєві їх уточнення.

8.5. Приклад розрахунку вала черв'ячного колеса (рис. 2.6)

Вихідні дані (див. п. 2.5): $T_2 = 473 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d_{\text{ш}} = 50 \text{ мм}$; $d_1 = 93,63 \text{ мм}$; $d_2 = 192 \text{ мм}$; $z_2 = 32$; $[n] = 1,8$; $m = 6 \text{ мм}$; $K_{\text{п}} = T_{\text{пик}} / T_1 = 1,5$; робота однозмінна неперевсивна з постійним навантаженням.

1. Сили в черв'ячному зачепленні

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 473}{0,192} = 4927 \text{ Н}; \quad F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 156}{0,048} = 6500 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4927 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1794 \text{ Н}.$$

2. Сили в циліндричному зачепленні

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 473}{0,09363} = 10103,6 \text{ Н}; \quad F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 10103,6 \cdot \operatorname{tg} 16^\circ = 2897 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 10103,6 \cdot \frac{0,3640}{0,9613} = 3826 \text{ Н}.$$

3. Перевірний розрахунок на статичну міцність

За компоувальним ескізом черв'ячного редуктора вал черв'ячного колеса подається статично визначеною балкою на двох шарнірних опорах, що навантажена силами в черв'ячному і циліндричному зачепленнях (рис. 8.8).

Розташування розрахункових точок A та B опор беруть за виразом

$\bar{a} = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)}{6} \cdot e$, де D, d, T, e – параметри підшипника (табл. 20 в додатку [20]). Довжини ланок вала розрахункової схеми визначено за компоувальним ескізом. Розміри галтелей конструкції вала призначають $r = 2 \text{ мм}$, розмір шпонкових пазів беруть однаковими і визначають за табл. 5.19 [20].

Перевірку побудованої розрахункової схеми вала черв'ячного колеса визначають за умови рівноваги

$$\Sigma M_z = 0; \quad F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0; \quad 4927 \cdot \frac{0,192}{2} - 10103,6 \cdot \frac{0,09363}{2} = 472,992 - 472,989 = 0,003;$$

отже, умова рівноваги виконується.

Для вала черв'ячного колеса призначаємо сталь 45 з такими механічними характеристиками: $\sigma_{\text{т}} = 360 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{в}} = 610 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 270 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$; $\phi_{\sigma} = 0,1$; $\phi_{\tau} = 0,05$; $[\sigma_{-1}] = 65 \text{ МПа}$; $[\sigma_0] = 110 \text{ МПа}$ (табл. 5.1 [20]).

Реакції опор A^e та B^e у вертикальній площині «yz» (див. рис. 8.8, с):

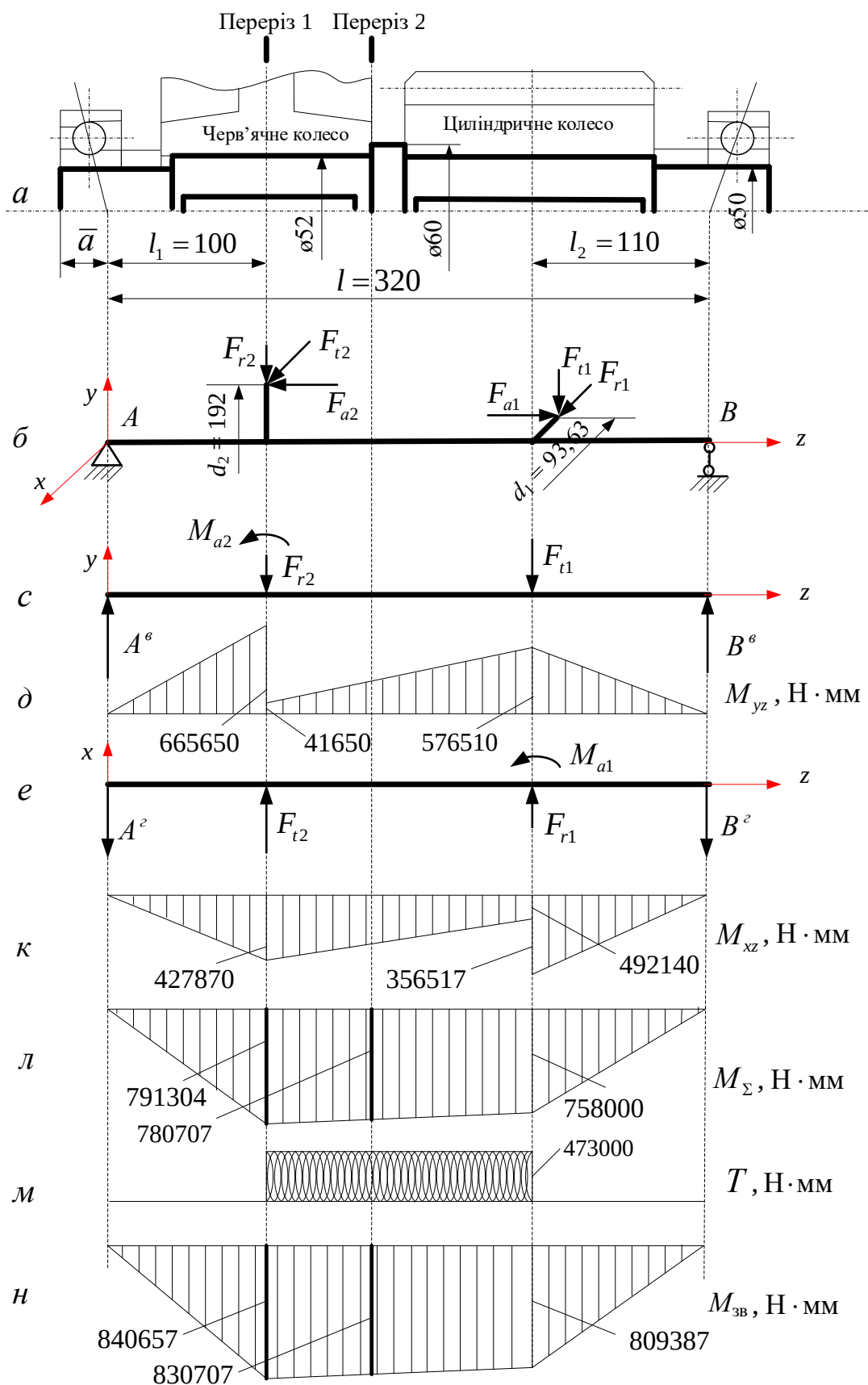


Рис. 8.8. Розрахункова схема та епюри моментів черв'яка

$$\Sigma M_A = 0; M_{a2} - F_{r2} \cdot l_1 - F_{t1} \cdot (l - l_2) + B^e \cdot l = 0;$$

$$B^e = \frac{1}{320} \left[1794 \cdot 100 + 10103,6 \cdot 210 - 6500 \frac{192}{2} \right] = 5241 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; M_{a2} + F_{r2} \cdot (l - l_1) + F_{t1} \cdot l_2 - A^e \cdot l = 0;$$

$$A^e = \frac{1}{320} \left[10103,6 \cdot 110 + 1794 \cdot 220 + 6500 \frac{192}{2} \right] = 6656,5 \text{ Н}.$$

Перевірка: $\Sigma y = 0: A^e - F_{r2} - F_{t1} + B^e = 0; 6656,5 - 1794 - 10103,6 + 5241 = 0$,
тобто умова рівноваги виконується.

Реакції опор A^z та B^z у горизонтальній площині «xz» (рис. 8.8, e):

$$\Sigma M_A = 0; F_{t2} \cdot l_1 + F_{r1} \cdot (l - l_2) + M_{a1} - B^z \cdot l = 0;$$

$$B^z = \frac{1}{320} \left[4927 \cdot 100 + 3826 \cdot 210 + 2897 \frac{93,63}{2} \right] = 4474 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; A^z \cdot l + M_{a1} - F_{t2} \cdot (l - l_1) - F_{r1} \cdot l_2 = 0;$$

$$A^z = \frac{1}{320} \left[4927 \cdot 220 + 3826 \cdot 110 - 2897 \frac{93,63}{2} \right] = 4278,7 \text{ Н}.$$

Перевірка: $\Sigma x = 0: A^z + F_{t2} + B^z - F_{r1} = 0; 4474 + 4278,7 - 4927 - 3826 = 0$,
тобто умова рівноваги виконується;

$$A = \sqrt{(A^z)^2 + (A^e)^2} = \sqrt{(4278,7)^2 + (6656,5)^2} = 7913 \text{ Н};$$

$$B = \sqrt{(B^z)^2 + (B^e)^2} = \sqrt{(4474)^2 + (5241)^2} = 6891 \text{ Н}.$$

Епюри згинальних моментів у площинах «xz», «yz» побудовані відповідно на рис. 8.8, д та рис. 8.8, к. Епюра сумарних згинальних моментів (рис. 8.8, л) будується за виразом $M_\Sigma = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2}$. Епюра зведеного моменту (рис. 8.8, н) будується за виразом $M_{зв} = \sqrt{(M_\Sigma)^2 + (\alpha T)^2}$, де $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 65 / 110 = 0,6$ для нереверсивної роботи.

Аналіз епюр свідчить, що найбільш небезпечним є переріз під серединою черв'ячного колеса, де спостерігається максимальний момент. Еквівалентне напруження в цьому перерізі визначають за формулою

$$\sigma_e = K_\pi \frac{32 M_{зв}}{\pi \cdot d^3} = 1,5 \frac{32 \cdot 840657}{3,14 \cdot 52^3} = 91 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 0,8 \cdot 360 = 288 \text{ МПа},$$

де $d_{f2} = 52 \text{ мм}$.

Отже умова виконана і сконструйований вал черв'ячного колеса за результатами розрахунків на статичну міцність витримає задане навантаження.

4. Перевірний розрахунок на міцність від утомленості

Аналіз епюр напружень у конструкції черв'ячного колеса свідчить, що його руйнування від утомленості найбільш ймовірно в зоні шпонкового паза (переріз 1), а також у зоні переходу посадкової поверхні черв'ячного колеса до бурта (переріз 2). Концентрація напружень у перерізі 1 обумовлена

шпонковим пазом та посадкою черв'ячного колеса, а концентрація напружень у перерізі 2 – галтеллю радіуса $r = 2$ мм та посадкою черв'ячного колеса.

У перерізі 1 ефективні коефіцієнти концентрації, які обумовлені шпонковим пазом,

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}}; \quad K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}},$$

де $K_{\sigma} = 1,75$; $K_{\tau} = 1,55$ (табл. 5.12 [20]). При $R_{\alpha} = 2,5$ мкм $K_{\sigma}^n = K_{\tau}^n = 1,07$ (табл. 5.14 [20]). При $d = 52$ мм $\varepsilon_{\sigma} = 0,8$; $\varepsilon_{\tau} = 0,7$ (табл. 5.16 [20]);

$$K_{\sigma D} = \frac{1,75 + 1,07 - 1}{0,8} = 2,275; \quad K_{\tau D} = \frac{1,55 + 1,07 - 1}{0,7} = 2,314.$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині та крутінні вала, що обумовлені маточиною колеса з посадкою H7/k6, визначають за табл. 5.15 [20] при $\sigma_b = 610$ МПа та $d = 52$ мм $K_{\sigma D} = 2,55$; $K_{\tau D} = 2,05$. Для подальшого розрахунку остаточно вибирають найбільші значення: $K_{\sigma D} = 2,55$; $K_{\tau D} = 2,314$.

Запас міцності за нормальними напруженнями

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

де $\sigma_m = 0$ (напруження змінюються за симетричним циклом);

$$\sigma_a = \frac{M_{32}}{W_0} = \frac{791304}{0,1 \cdot d^3} = \frac{791304}{14061} = 56,3 \text{ МПа};$$

$$n_{\sigma} = \frac{270}{2,55 \cdot 56,3} = 1,88.$$

Запас міцності за дотичними напруженнями

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

де $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$ для нереверсивної роботи;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 52^3 = 28122 \text{ мм}^3; \quad \tau = \frac{473000}{28122} = 16,8 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \tau_m = 8,4 \text{ МПа};$$

$$n_{\tau} = \frac{150}{2,314 \cdot 8,4 + 0,1 \cdot 8,4} = 7,4.$$

Загальний запас міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,88 \cdot 7,4}{\sqrt{(1,88)^2 + (7,4)^2}} = 1,82 > [n] = 1,8.$$

У перерізі 2 ефективні коефіцієнти концентрації, які обумовлені галтеллю та посадкою черв'ячного колеса,

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}}; \quad K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}},$$

де $K_\sigma = 1,9$; $K_\tau = 1,6$ (табл. 5.11 [20]). При $R_\alpha = 2,5$ мкм $K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,07$ (табл. 5.14 [20]). При $d = 52$ мм $\varepsilon_\sigma = 0,8$; $\varepsilon_\tau = 0,7$ (табл. 5.16 [20]);

$$K_{\sigma D} = \frac{1,9 + 1,07 - 1}{0,8} = 3,25; \quad K_{\tau D} = \frac{1,6 + 1,07 - 1}{0,7} = 3,29;$$

ефективні коефіцієнти концентрації, які обумовлені посадкою H7/k6 черв'ячного колеса, знаходять за таблицею 5.15 [20] для вала діаметром $d = 52$ мм; $K_{\sigma D} = 2,55$; $K_{\tau D} = 2,05$. Подальші розрахунки проводять за найбільшими значеннями ефективних коефіцієнтів концентрації: $K_{\sigma D} = 3,25$; $K_{\tau D} = 3,29$.

Запас міцності за дотичними напруженнями, які обумовлені галтеллю,

$$n_\tau = \frac{\tau_1}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \phi_\tau \cdot \tau_m},$$

де $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$ для нереверсивної роботи;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 52^3 = 28122 \text{ мм}^3; \quad \tau = \frac{473000}{28122} = 16,8 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \tau_m = 8,4 \text{ МПа};$$

$$n_\tau = \frac{150}{3,25 \cdot 8,4 + 0,1 \cdot 8,4} = 5,33.$$

Запас міцності за нормальними напруженнями, які обумовлені посадкою черв'ячного колеса,

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

де $\sigma_m = 0$, оскільки напруження змінюються за симетричним циклом;

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{780707}{0,1 \cdot d^3} = \frac{780707}{14061} = 55,5 \text{ МПа}; \quad n_\sigma = \frac{270}{3,25 \cdot 55,5} = 1,5.$$

Загальний запас міцності

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{1,5 \cdot 5,33}{\sqrt{(1,5)^2 + (5,33)^2}} = 1,44 < [n] = 1,8.$$

Отже, заздалегідь спроектований вал черв'ячного колеса не має достатнього запасу міцності у перерізі 2. Тому необхідно скоригувати вибрані розміри ступенів вала або вибрати матеріал вала з більшими значеннями σ_T і σ_B . Збільшимо діаметр вала під черв'ячним колесом з 52 до 60 мм. Тоді

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{780707}{0,1 \cdot d^3} = \frac{780707}{21600} = 36,14 \text{ МПа}; \quad n_\sigma = \frac{270}{3,25 \cdot 36,14} = 2,3.$$

Загальний запас міцності

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,3 \cdot 5,33}{\sqrt{(2,3)^2 + (5,33)^2}} = 2,1 > [n] = 1,8.$$

Контрольні запитання

1. У чому різниця між валом та віссю? Які бувають основні конструктивні форми валів?
2. Чим відрізняється шип від п'яти?
3. За якими критеріями працездатності розраховують вали?
4. У чому полягає проєктний розрахунок вала?
5. У чому суть розрахунку вала на статичну міцність?
6. У чому суть розрахунку вала на міцність від утомленості?
7. Коли виникає потреба розрахунку вала на жорсткість і в чому його суть?

Розділ 9. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

9.1. Загальні відомості

Підшипники ковзання – опора, в якій поверхня цапфи валу ковзає по нерухомій поверхні підшипника через шар мастила (рис. 9.1).



Рис. 9.1. Підшипник ковзання (а) і підшипниковий вузол з валом (б)

Підшипники ковзання відрізняють за такими ознаками:

- напрямком діючого навантаження: радіальні, радіально-упорні, упорні;
- формою робочої поверхні: циліндрична (рис. 8.4, а), конічна (рис. 8.4, б), сферична (рис. 8.4, в);
- типом застосованого мастильного матеріалу: газовий, рідинний, пластичний, твердий;
- видом тертя при рідинному змащуванні: рідинне та змішане;

– засобом організації рідинного тертя: гідростатичний (рис. 9.2, а), гідродинамічний (рис. 9.2, б), комбінований.

Серед підшипників ковзання найбільшого застосування в загальному машинобудуванні набули *гідродинамічні* циліндричні підшипники, які у найпростішому вигляді мають корпус 1, вкладиш 2, мастильний отвір 3, цапфа 4 та мастилороздаточна канавка 5 (див. рис. 9.2, а). Гідродинамічні циліндричні підшипники забезпечують майже повну відсутність спрацювання й характеризуються коефіцієнтом тертя, що коливається в межах 0,001–0,01. Саме ці підшипники розглянуто нижче.

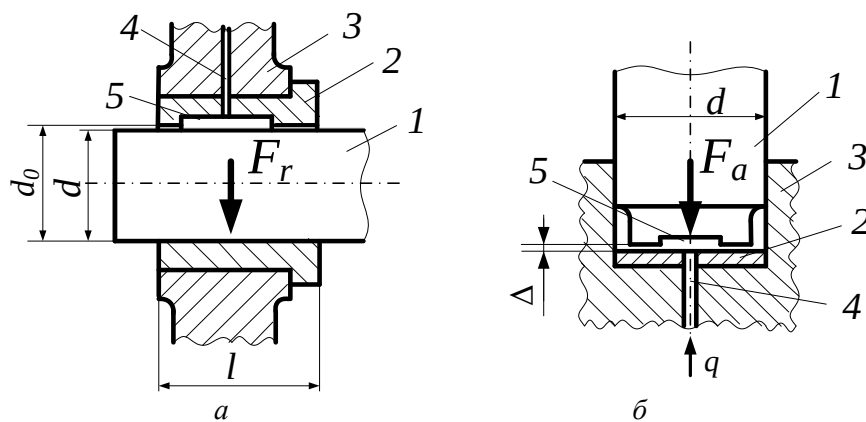


Рис. 9.2. Будова підшипників ковзання:

а – радіального гідродинамічного; б – упорного гідростатичного

Перевагами підшипників ковзання є малі радіальні габарити, здатність демпфірувати ударні навантаження, безшумність роботи, простий монтаж, задовільна робота при великих швидкостях і навантаженнях.

Підшипники ковзання застосовують, коли їх переваги переконливі. Зокрема їх застосовують у прецизійних швидкісних машинах, різних вузлах, тихохідних невідповідальних механізмах; при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі; у машинах з валами великого діаметра та з ударним і вібраційним навантаженням.

В опорах шпинделів верстатів використовують гідродинамічні та *гідростатичні* підшипники. Робота останніх забезпечується завдяки постійно діючому тиску q мастила для утворення зазору Δ (див. рис. 9.2, б). Гідростатичні підшипники використовують для особливо точних верстатів та

важко навантажених опор шпинделів, що працюють при малих швидкостях, у турбінобудуванні – в опорах парових та газових турбін, в приладобудуванні.

Недоліками підшипників ковзання вважають: необхідність систематичного нагляду та неперервне змащування, високі витрати на тертя при малих швидкостях, високу точність обробки робочих поверхонь, великі осьові габарити.

9.2. Умови роботи та критерії працездатності

Умови існування *тертя за рідинним мащенням* залежать від багатьох факторів і, насамперед, від мікрогеометрії поверхонь цапфи 1 вала та вкладиша 2 підшипника, між якими міститься шар мастила 3 (рис. 9.3), та від швидкості їх відносного ковзання.

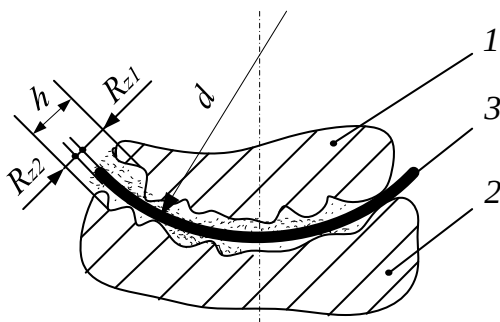


Рис. 9.3. Рідинне тертя вала

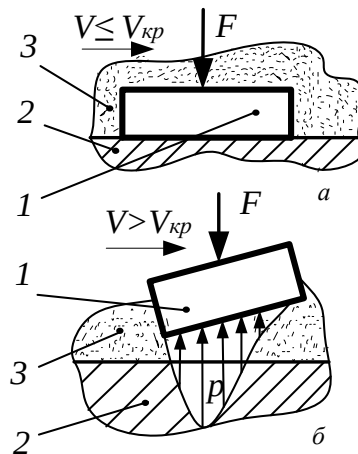


Рис. 9.4. Умови тертя тіл

Під час рідинного тертя критична товщина $h_{кр}$ мастильного шару повинна бути більша, ніж сума висот нерівностей поверхонь цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2} , тобто поверхні тертя повністю розділені шаром мастила:

$$h_{кр} \geq 2(R_{z1} + R_{z2}). \quad (9.1)$$

Для забезпечення умови (9.1) потрібні певні умови роботи підшипника, сутність яких пояснюється моделлю на рис. 9.4. Якщо швидкість V тіла 1 по поверхні тіла 2 мала, то навантаження F витискує мастило 3 між їх поверхнями. Зі збільшенням V понад критичну величину $V_{кр}$ тіло 1 підіймається в мастильному середовищі 3 і займає нахилене положення, яке

визначається гідродинамічним тиском p , що врівноважує зовнішнє навантаження F .

Появу гідродинамічного ефекту, який забезпечує тертя за рідинним мащенням в реальному підшипнику ковзання, пояснює рис. 9.5. У нерухомому підшипнику (поз. *а*) цапфа лежить на вкладиші, коефіцієнт тертя має максимальне значення (1); з початком обертання цапфа зміщується в протилежний бік від напрямку ω (поз. *б*); з підвищенням ω мастило затягується цапфою в щілину, тиск рідини зростає і цапфа спливає (поз. *в*), а коефіцієнт тертя різко зменшується (3); з підвищенням ω понад $\omega_{кр}$ стабілізується розмір h щілини (поз. *г*), а коефіцієнт тертя трохи підвищується (4), і в підшипнику виникає тертя за рідинним мащенням.

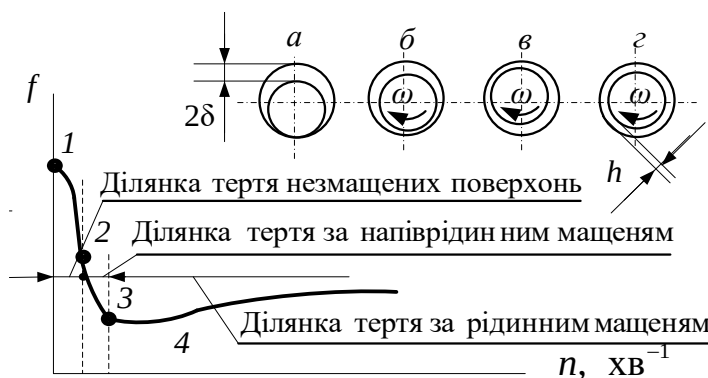


Рис. 9.5. Схематичне зображення появи гідродинамічного тертя

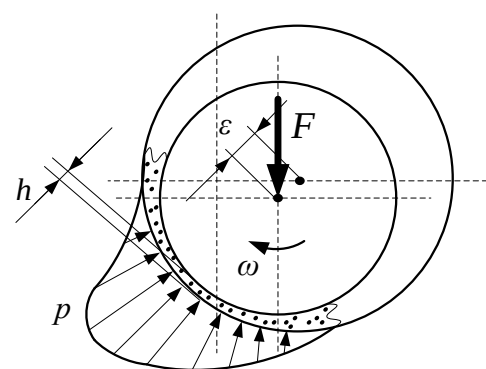


Рис. 9.6. Розподіл тиску на мастильний шар у підшипнику ковзання

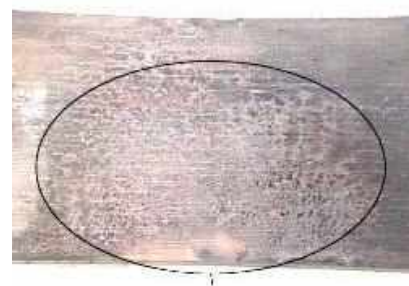
Потрапляння у підшипник разом з мастилом твердих абразивних частинок, призводить до тертя за *граничним напіврідинним мащенням* і відповідно до абразивного спрацьовування підшипника (рис. 9.7, *а*).



а



б



в

Рис. 9.7. Спрацьовування (*а*), заїдання (*б*), руйнування від утомленості вкладишів (*в*)

Для швидкісних високонавантажених підшипників небезпечним є заїдання робочих поверхонь (рис. 9.7, б). Змінні навантаження (вібраційні, ударні) спричиняють руйнування вкладишів від утомленості (рис. 9.7, в).

Таким чином, основними критеріями працездатності підшипників ковзання є стійкість до спрацьовування, стійкість до заїдання та стійкість до руйнування від утомленості робочих поверхонь.

9.3. Розрахунки підшипників ковзання

Підшипники ковзання розраховують за двома режимами роботи, які можливі в умовах тертя за напіврідинного та рідинного мащення.

9.3.1. Розрахунки підшипників напіврідинного мащення

Ці розрахунки мають умовний, тобто оціночний характер; вони передбачають запобігання інтенсивному спрацьовуванню, перегріванню та заїданню у підшипниках. Розрахунки виконують як проєктні для підшипників машин та механізмів із частими пусками та зупинками під навантаженням:

– за умовним тиском p у щілині, який гарантує присутність мастильного шару (див. рис. 9.6):

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \leq [p], \quad (9.2)$$

де l, d – довжина та діаметр підшипника відповідно (див. рис. 9.2);

– за параметром $p \cdot V$ (V – колова швидкість поверхні цапфи), який гарантує нормальний тепловий режим та відсутність заїдання:

$$p \cdot V \leq [p \cdot V], \quad (9.3)$$

де $[p], [p \cdot V]$ – допустимі значення відповідно тиску p та параметра $p \cdot V$, які визначають з досвіду експлуатації підшипників ковзання з різними матеріалами вкладишів.

Задаючись коефіцієнтом $\xi = l / d$, з виразу (9.2) визначають орієнтовне значення діаметра d підшипника

$$d \geq \sqrt{F / [p] \cdot \xi}. \quad (9.4)$$

9.3.2. Розрахунок підшипників рідинного мащення

Розрахунок базується на гідродинамічній теорії змащування і зводиться до перевірки сприйняття мастильним шаром навантаження F при умові (9.1).

Відомими є діаметр підшипника, який визначається з виразу (9.4), навантаження F та кутова швидкість вала ω . Додатково беруть: динамічну в'язкість мастила – μ , коефіцієнт $\xi = l / d$, відносну щілину $\psi = 2\delta / d$ (δ – радіальна щілина), середню робочу температуру мастила t_m .

Розрахунок виконують у такій послідовності.

1. Розв'язуючи рівняння гідродинаміки радіального підшипника ковзання, знаходять коефіцієнт вантажності:

$$C_F = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} . \quad (9.5)$$

2. Із залежності C_F від ξ та χ (див. с. 388 [6]) знаходять відносний ексцентриситет $\chi = e / \delta$ (e – ексцентриситет, див. рис. 9.6) і визначають положення цапфи в підшипнику при рідинному терті.

3. Обчислюють товщину шару мастила, який забезпечує рідинне тертя:

$$h = \delta(1 - \chi) . \quad (9.6)$$

4. Визначають коефіцієнт запасу надійності за товщиною мастила:

$$S_h = h / h_{кр} \geq [S_h] = 1,5 \dots 2 , \quad (9.7)$$

де $h_{кр}$ вибирають за виразом (9.1).

Розглянутий розрахунок є наближеним, оскільки температура мастила t_m вибирається орієнтовно, а величина ψ не завжди точно забезпечується при виготовленні. Похибки розрахунку компенсують відповідним вибором $[S_h]$.

Контрольні запитання

1. Коли доцільно застосовувати підшипники ковзання?
2. Що таке гідродинамічний ефект?
3. Коли виникає змішане тертя в підшипнику ковзання?
4. Чим відрізняється змішане тертя від рідинного?
5. Як розраховують підшипники змішаного і рідинного тертя?

Розділ 10. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

10.1. Загальні відомості

Це основний вид опор валів багатьох машин та механізмів, у тому числі: валів коробок передач і шпинделів металорізальних верстатів та верстатних систем; валів редукторів зубчастих передач транспортувальних, підйомних, енергетичних машин; опорних вузлів поворотних кранів; буксових вузлів ходових коліс кранів; канатних блоків та роликів конвеєрів.

Підшипники кочення (рис. 10.1) – опори валів та осей, що працюють на використанні переважно принципу тертя кочення. Умовний коефіцієнт тертя кочення малий ($\approx 0,0015\text{--}0,006$) і близький до коефіцієнта рідинного тертя гідродинамічних підшипників ковзання.

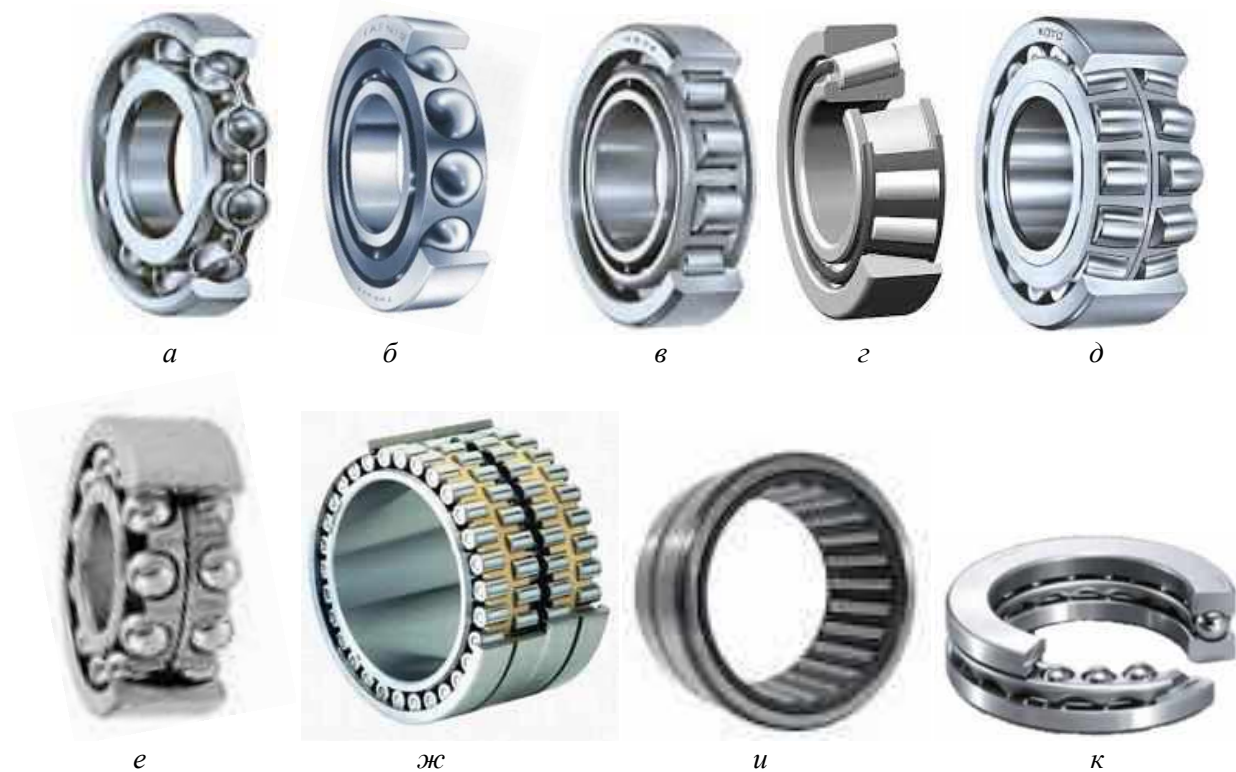


Рис. 10.1. Типи підшипників кочення

Підшипники кочення, в більшості випадків, складаються із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3, сепаратора 4 (рис. 10.2), а іноді мають додаткові деталі, наприклад кільця ущільнень та інші (рис. 10.3).

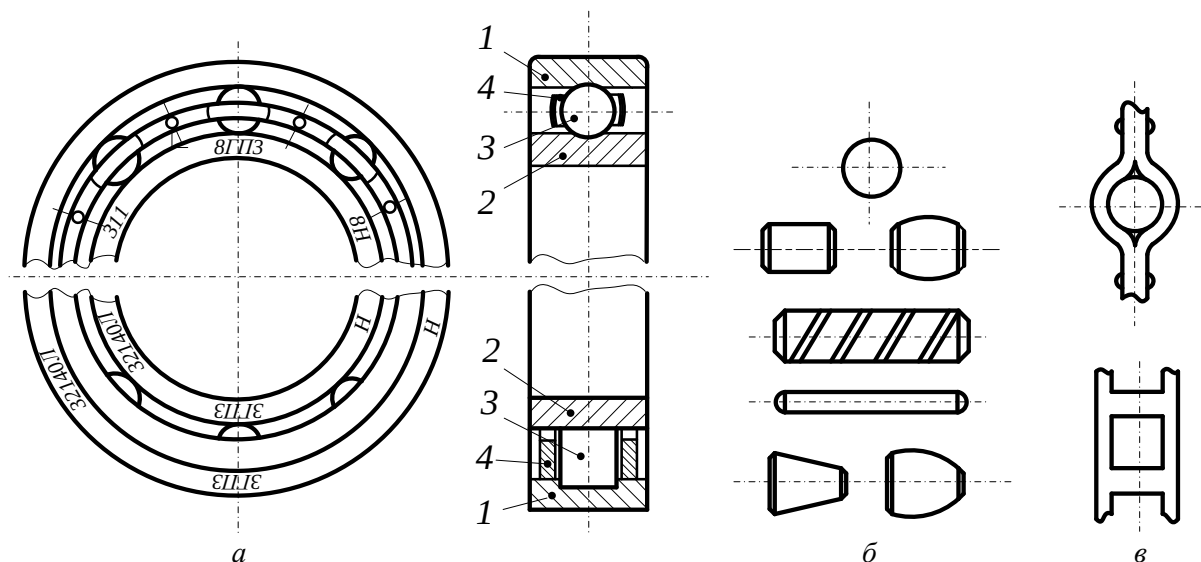


Рис. 10.2. Будова підшипників кочення

Тіла кочення забезпечують обертання кілець: вони перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на кільцях. Сепаратор розділяє тіла кочення й утримує їх на одній відстані. Будова сепаратора (див. рис. 10.2, в) залежить від типу підшипника та умов його експлуатації.



Рис. 10.3. Деталі кулькового підшипника



Рис. 10.4. Надвеликогабаритний підшипник

Світовий обсяг випуску підшипників кочення становить близько шести мільярдів штук за рік із діапазоном діаметрів від 1 мм до 14 м та масою від 1 г до 130 т (рис. 10.4).

Широке застосування підшипників кочення обумовлене суттєвими перевагами порівняно з підшипниками ковзання:

- малими витратами на тертя;
- високою несучою здатністю на одиницю ширини підшипника;
- простотою обслуговування;

- низькою вартістю великосерійного виробництва;
- незначними габаритними розмірами в осьовому напрямку;
- кращими умовами для взаємозамінності та уніфікації.

До недоліків підшипників кочення належать:

- низька здатність демпфірувати ударні навантаження;
- підвищений шум та нагрівання при високих швидкостях обертання;
- висока вартість дрібносерійного виробництва.

Підшипники кочення базового виконання поділяють:

- за формою тіла кочення: кулькові та роликові;
- за напрямком сприйняття навантаження (рис. 10.5): *радіальні* ($F_a = 0$); *радіально-упорні* ($F_r > F_a$); *упорно-радіальні* ($F_a > F_r$); *упорні* ($F_r = 0$);
- за основними конструктивними ознаками згідно з ГОСТ 3395-89 на прикладі кулькових підшипників:

- а) за кількістю рядів тіл кочення: одно - (рис. 10.5), дво - (рис. 10.7), чотирирядні несамоустановлювані і здвоєні самоустановлювані (рис. 10.6);

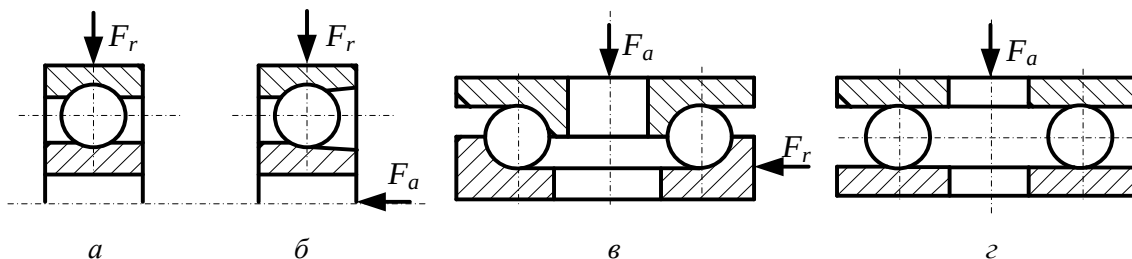


Рис. 10.5. Підшипники за напрямком сприйняття навантаження

а - за ДСТУ ГОСТ 8338:2008; б - за ГОСТ 831-75; в - за ГОСТ 29241-91; г - за ГОСТ 7872—89

- б) за габаритними розмірами з одним і тим самим внутрішнім діаметром на серії (рис. 10.8): 1— надлегку, 2 — особливо легку, 3 — легку, 4 — легку широку, 5 — середню, 6 — середню широку, 7 — важку;

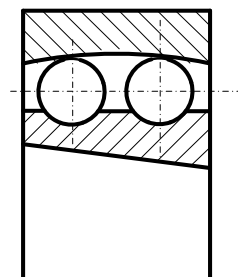


Рис. 10.6. Кульковий здвоєний ДСТУ ГОСТ 24696:2008

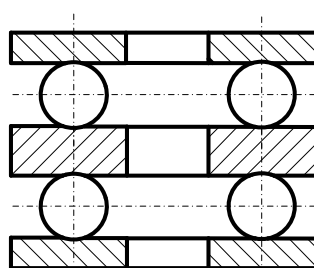


Рис. 10.7. Дворядний кульковий ГОСТ 7872—89

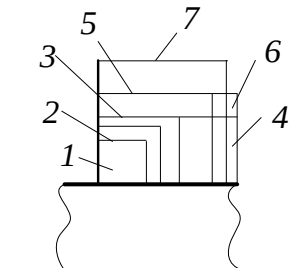


Рис. 10.8. Серії підшипників

в) за формою отвору внутрішнього кільця: циліндричний (див. рис. 10.5, а, б), конічний (див. рис. 10.6);

г) за наявністю додаткових деталей у конструкції підшипника (захисні шайби і т. д.);

– за точністю розмірів і обертання на п'ять класів, які позначають цифрами (у порядку підвищення точності) – 0, 6, 5, 4, 2 (ДСТУ ГОСТ 520-2003).

Наведена класифікація підшипників віддзеркалює характерні їх ознаки.

Згідно з ГОСТ 3189-89 усі підшипники мають *умовне позначення*, що складається з ряду цифр та букв і призначається для маркування підшипника, вказівок на кресленнях та в технічній документації. Підшипники можуть мати повний або скорочений запис умовного позначення, яке розшифровують за допомогою відповідних таблиць. Наприклад, умовне позначення підшипника 311Е розшифровують так: підшипник шариковий радіальний однорядний, з посадковим діаметром внутрішнього кільця 55 мм, середньої серії, нормального класу точності, з полімерним сепаратором.

Основним матеріалом для кілець та тіл кочення підшипників загального призначення є хромисті сталі ШХ9, ШХ15, ШХ15СГ. Сепаратори, в більшості випадків, виготовляють із м'якої вуглецевої сталі; із бронзи, латуні, полімерних матеріалів.

Останнім часом для надшвидкісних високоточних вузлів розроблені гібридні підшипники, кільця яких виготовлені зі сталі, а тіла кочення – з нітриду кремнію. Завдяки великому значенню модуля пружності кераміки в таких підшипниках зменшені розміри площадки контакту в sprzęженні кільце – тіло кочення, що сприяє зменшенню складових тертя кочення та ковзання.

10.2. Підшипникові вузли. Способи установа вала

Підшипники кочення 2 встановлюють на вали 1 і розміщують у *підшипникових вузлах*, які можуть включати: корпус 3, кришку 4, деталі кріплення 6–9, стакани 10, прокладки 5 (рис. 10.9, 10.10, 10.11).

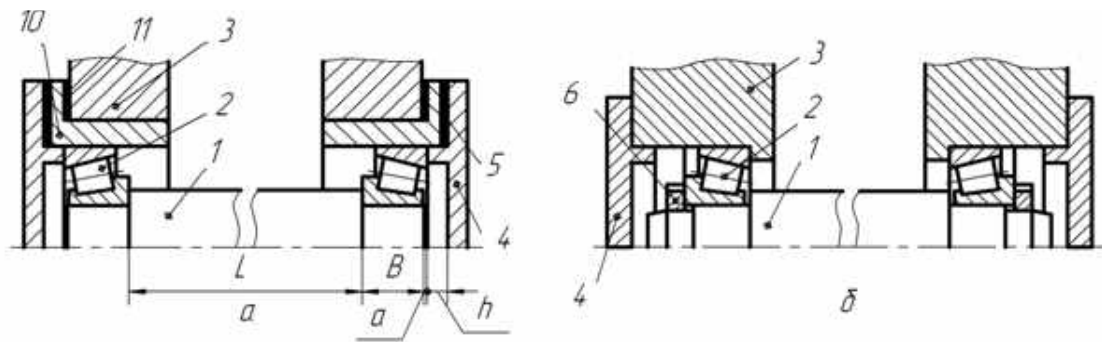


Рис. 10.9. Установлення вала з фіксацією від осьового переміщення в обох опорах

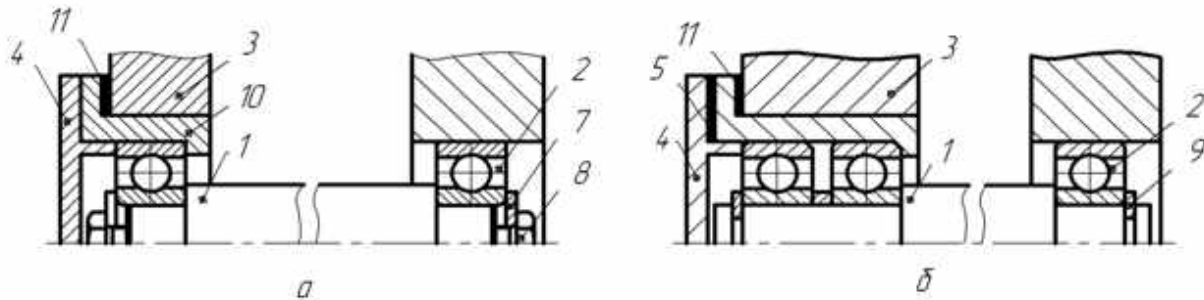


Рис. 10.10. Установлення вала з фіксацією від осьового переміщення в одній опорі

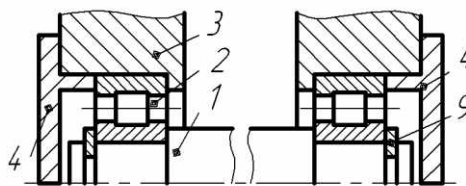


Рис. 10.11. Установлення вала без фіксації від осьового переміщення в опорах

Підшипниковий вузол повинен забезпечити:

- сприйняття сил та обмеження осьового зміщення підшипника;
- належні умови змащення та захист підшипника від забруднення;
- зручність монтажно-демонтажних робіт.

Перша вимога до підшипникових вузлів забезпечується завдяки посадкам кілець підшипників, а також їх кріпленням на валу і у корпусі. Посадка внутрішнього рухомого кільця підшипника на вал здійснюється з натягом, зовнішнього (нерухомого) – із зазором. Кріплення внутрішнього кільця на валу додатково до посадки здійснюють залежно від величини осьового навантаження і швидкості обертання різними деталями: стопорною гайкою 6 (див. рис. 10.9), торцевою шайбою 7 із гвинтами 8 (див. рис. 10.10, а), фіксатором 9 (див. рис. 10.10, б). Зовнішнє кільце у корпусі може бути з кріпленням і без нього, залежно від *способу установки вала на*

підшипниках. Кріплення зовнішнього кільця здійснюють кришкою 4 (див. рис. 10.9, 10.10, 10.11), а нормальну роботу підшипників забезпечують регулюванням внутрішніх зазорів металевими прокладками 5 (див. рис. 10.9, а, 10.10).

Для двоопорного вала існує три *способи установлення на підшипниках*:

- вал фіксується від осьових переміщень в обох опорах (див. рис. 10.9);
- вал фіксується від осьових переміщень в одній опорі (див. рис. 10.10);
- вал не фіксується від осьових переміщень в опорах з циліндричними роликowymi підшипниками, де внутрішні кільця без бортів (див. рис. 10.11).

Вибір способу установлення вала залежить від конструкції редуктора і суттєво впливає на надійність роботи підшипників.

Перший спосіб установлення вала реалізується за двома схемами – «у розпір» (див. рис. 10.9, а) і «у розтяг» (див. рис. 10.9, б). З двох згаданих вище схем найбільш простою і поширеною є схема «у розпір» (широкі торці зовнішніх кілець ззовні) внаслідок можливості регулювання опор монтажними прокладками і відносної простоти їхньої конструкції. Недоліки схеми «у розпір» пов'язані з особливостями її конструкції, а саме з величинами L , B , a , h (рис. 10.9, а), що утворюють розмірний ланцюг. Помилки при виготовленні деталей за цими розмірами призводять до зміни величини щілини a . Тому допуски на виготовлення деталей цього підшипникового вузла досить жорсткі. Ще одним недоліком є ймовірність защемлення вала в опорах внаслідок нагрівання підшипників. Для усунення цих недоліків при монтажі вузлів між кришкою і корпусом встановлюють монтажні прокладки 5 (див. рис. 10.9, а). Схема «у розпір» частіше застосовується для коротких валів ($L/d < 4$) при обов'язковій наявності осьової щілини $a = 0,2...0,5$ мм.

Основними перевагами схеми «у розтяг» (широкі торці зовнішніх кілець зсередини) є можливість регулювання опор і мала ймовірність защемлення вала в опорах внаслідок нагрівання підшипників. Недоліками схеми «у розтяг»

є ускладнення конструкції вузла порівняно зі схемою «у розпір» і можливість виникнення додаткових зазорів у підшипниках.

Другий спосіб реалізується за вільним осьовим переміщенням зовнішнього кільця, наприклад, кулькового підшипника (див. рис. 10.10, *а*). Цей спосіб установа валу застосовують для порівняно довгих валів ($L/d < 8...10$), а також для валів із підшипниками в окремих корпусах. Тут фіксований на валу і в корпусі підшипник (див. рис. 10.10, *а*) сприймає радіальне й осьове навантаження, а вільно розміщений у корпусі другий підшипник («плаваюча» опора) – тільки радіальні навантаження. Перевагами другого способу установа вала на підшипниках є те, що температурні деформації вала не спричиняють його защемлення в підшипниках, а помилки виготовлення деталей підшипникових вузлів не впливають на точність їхнього монтажу. Недоліками другого способу є мала радіальна і осьова жорсткість опор вала, а також відносна складність конструкції фіксованої опори.

Жорсткість опор і самого вала може бути підвищена при установленні у фіксуєчій опорі пари підшипників (див. рис. 10.10, *б*). У такій опорі радіальні та осьові зазори підшипників регулюють за допомогою набору монтажних прокладок 5 між корпусом і кришкою.

Третій спосіб реалізується за рахунок вільного осьового переміщення вала в обох напрямках на двох підшипниках – «плаваючих» опорах (див. рис. 10.11). Для таких опор частіше використовують циліндричні роликові підшипники бодай з одним кільцем без бортів (див. рис. 10.2, *а*), де важливо забезпечити надійну фіксацію і посадку кілець для виключення можливості їхнього прокручування в процесі тривалого терміну роботи.

10.3. Ущільнення вузлів

Для запобігання витіканню мастильного матеріалу з підшипникових вузлів і для захисту від забруднення сторонніми компонентами навколишнього середовища застосовують *ущільнення* підшипникових вузлів. Ущільнення

повинні забезпечувати необхідну герметичність, мати високу надійність, створювати мінімальне тертя в зоні контакту.

За принципом дії ущільнення поділяють на такі групи (рис. 10.12):

- *контактні* (повстяні, манжетні, пружні сталеві шайби та інші);
- *безконтактні* (щілинні, лабіринтові, відцентрові та інші);
- *комбіновані*, що утворюються поєднанням зазначених вище.

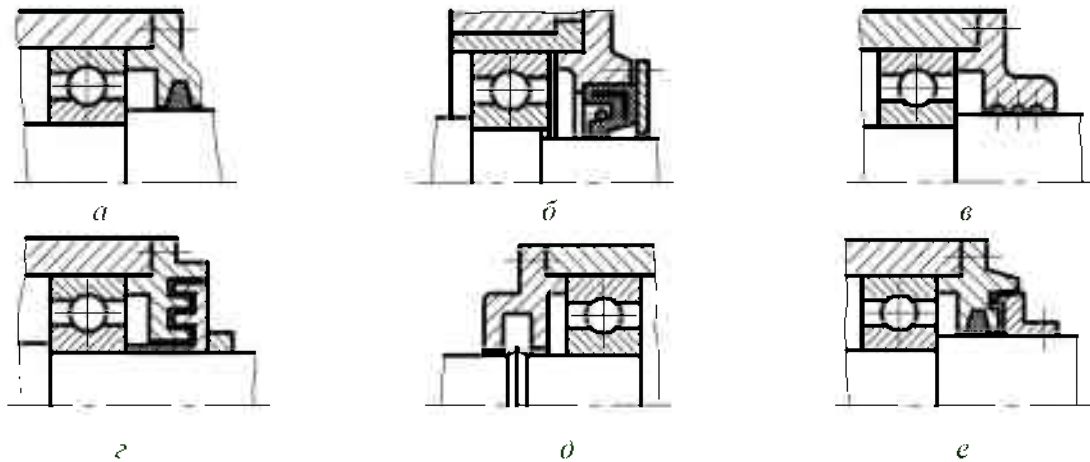


Рис. 10.12. Пристрої для ущільнень підшипників

Повстяні (рис. 10.12, *a*) – найбільш простий тип ущільнень; застосовуються при консистентному змащенні і незначному забрудненні навколишнього середовища з коловою швидкістю вала до 5 м/с.

Манжетні (рис. 10.12, *б*) згідно з ГОСТ 8752-79 – найбільш довершений і поширений тип контактного ущільнення; застосовуються при рідкому і консистентному змащенні, допускають колову швидкість вала до 10 м/с (при ретельному поліруванні контактної поверхні вала – до 15 м/с).

Щілинні (рис. 10.12, *в*) – найбільш простий, дешевий, але і недостатньо надійний тип безконтактного ущільнення; можуть працювати тільки в порівняно чистому навколишньому середовищі при необмеженій швидкості обертання вала.

Лабіринтні (рис. 10.12, *г*) – більш ефективні порівняно з щілинними, особливо при високих колових швидкостях вала при рідинному та консистентному змащенні.

Відцентрові, наприклад, у вигляді виступу на валу (рис. 10.12, д) застосовуються при коловій швидкості вала понад 8 м/с. Ущільнення прості, але не забезпечують повного захисту, особливо під час зупинок приводу.

Комбіновані (рис. 10.12, е) – складаються з двох чи більше контактних або безконтактних ущільнень.

При виборі пристрою для ущільнення враховують колову швидкість вала, вид змащування і спосіб його подачі, робочу температуру сполучених з підшипником деталей, умови навколишнього середовища (абразивні частинки, волога та інше).

10.4. Статика та кінематика підшипника

Розподіл зовнішнього навантаження по тілах кочення (статика) підшипника суттєво впливає на його ресурс.

Для теоретичного розв'язання статично невизначеної задачі з розподілу радіального навантаження по тілах кочення радіального підшипника вводять такі спрощення:

- підшипник подають плоскою схемою з симетричним розташуванням тіл кочення відносно лінії дії радіального навантаження F_r і нерухомим, наприклад зовнішнім кільцем, з нульовою радіальною щільною і без мастила (рис. 10.13);

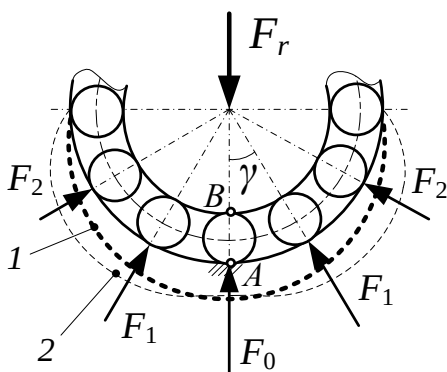


Рис. 10.13. Розподіл радіального навантаження

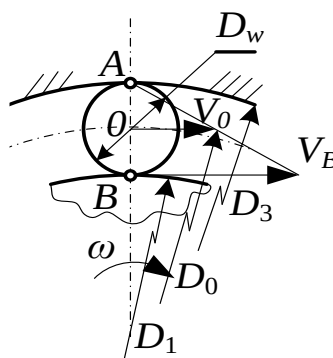


Рис. 10.14. План швидкостей



Рис. 10.15. Схема утворення зони ковзання

- усі деталі підшипника мають робочі поверхні ідеальної геометричної форми;

– кільця не вигинаються, контактні деформації тіл кочення та кілець виникають в межах дуги менше 180° , яка визначає зону φ радіального навантаження.

При симетричному навантаженні тіл кочення відносно вертикалі маємо умову рівноваги внутрішнього кільця підшипника під дією радіальної сили F_r

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cdot \cos \gamma + \dots + 2F_n \cdot \cos n\gamma, \quad (10.1)$$

де $F_0, F_1, \dots, F_n$ – сили, які діють на кільце з боку тіл кочення; γ – кут між сусідніми тілами кочення: $\gamma = 360^\circ / z$; z – кількість тіл кочення.

Для розв'язання рівняння (10.1) з $(n + 1)$ невідомими залучають рівняння спільної деформації тіл кочення у вигляді силових співвідношень

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

Підстановка (10.2) в (10.1) та розв'язання відносно F_0 дає

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma} = \frac{K \cdot F_r}{z}, \quad \text{де } K = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma}. \quad (10.3)$$

При $z = 10 \dots 20$ для однорядних кулькових підшипників $K = 4,37$. З урахуванням впливу факторів, якими раніше нехтували, беруть для однорядних кулькових підшипників $K = 5$, для роликових підшипників – $K = 4,6$.

З виразів (10.1) ... (10.3) постає, що розподіл навантаження на тіла кочення – нерівномірне і визначаються, наприклад, для кулькових підшипників, як

$$F_0 = \frac{5F_r}{z}; \quad F_1 = \frac{5F_r}{z} \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = \frac{5F_r}{z} \cos^{3/2} 2\gamma; \quad \dots \quad F_n = \frac{5F_r}{z} \cos^{3/2} n\gamma, \quad (10.4)$$

що може бути зображено кривою 1 (див. рис. 10.13).

У реальних умовах експлуатації на розподіл навантажень суттєво впливає якість монтажу підшипника у вузлі, конструкція вузла, жорсткість його корпусу. Одним з ефективних способів більш рівномірного розподілу зовнішнього навантаження (див. рис. 10.13, крива 2) на тіла кочення зони φ є вибір оптимальної жорсткості корпусу підшипникового вузла.

Знання про кінематику підшипника важливі для визначення умов роботи його деталей, розуміння причин появи деяких видів руйнування.

З плану швидкостей для тіла кочення (рис. 10.14) лінійні швидкості його точок $V_A = 0$; $V_B = \frac{\omega \cdot D_1}{2}$; $V_0 = \frac{V_B}{2}$. Кутова швидкість тіла кочення відносно центра підшипника (швидкість сепаратора)

$$\omega_c = \frac{V_0}{D_0/2} = \frac{\omega \cdot D_1}{2D_0} = \frac{\omega \cdot (D_0 - D_w)}{2D_0} = \frac{\omega}{2} \left(1 - \frac{D_w}{D_0}\right). \quad (10.5)$$

З виразу (10.5) випливають наступні висновки про кінематику деталей беззазорного підшипника, а саме: напрямок обертання сепаратора і внутрішнього кільця збігаються, але за величиною відрізняються майже вдвічі; швидкість сепаратора залежить від різниці діаметрів тіл кочення. Останнє виникає через похибки виготовлення тіл кочення і при постійному D_0 призводить до змінності швидкості сепаратора. Між сепаратором та тілами кочення з'являються сили взаємодії і сили тертя по доріжках кочення. Урахування зазорів в підшипнику ще більше змінює кінематику сепаратора: він рухається тепер уривчасто через періодичний характер взаємодії з тілами кочення [22].

Підвищене тертя, наприклад, для кулькових підшипників, природне і обумовлене їх конструкцією (рис. 10.15): у точках N та C реалізується кочення шару в жолобі, в околиці точок M, E, K, L – ковзання.

10.5. Контактні напруження у підшипниках

Зона дії контактних напружень та їх величина залежить від умов навантаження кілець: місцевого, циркуляційного та коливального.

При місцевому навантаженні кільця радіальна сила, що діє на підшипник, сприймається однією й тією самою обмеженою ділянкою (в межах 180°) доріжки кочення кільця; при циркуляційному навантаженні радіальна сила, що діє на підшипник, послідовно навантажує кожен ділянку доріжки кочення. Наприклад, при навантаженні підшипника з нерухомим зовнішнім

кільцем постійною за напрямком дії та величини силою внутрішнє кільце, що обертається, зазнає циркуляційного, а зовнішнє – місцевого навантаження. Контактні напруження змінюються за пульсуючим циклом для фіксованих точок обох кілець: зовнішнього – з постійним рівнем (рис. 10.16, *а*) у найбільш навантаженій точці (точка *А* на рис. 10.13); внутрішнього – зі змінним рівнем (рис. 10.16, *б*) у більш навантаженій точці (точка *В* на рис. 10.13) і до того ж приблизно на половині довжини його кола.

При однаковій величині навантаження F_0 на тіло кочення напруження в точці *В* більше, ніж у точці *А* (див. рис. 10.13), тому що в першому випадку тіло кочення контактує з опуклою поверхнею, а в другому – з вгнутою. У цих умовах однакова кількість циклів зміни напружень викликає руйнування насамперед у точці *В* внутрішнього кільця. Однак зменшення кількості циклів навантажень точки *В* порівняно з точкою *А* приблизно вдвічі (рис. 10.16), вкупі з іншими конструктивними та технологічними засобами, вирівнює ймовірність руйнування матеріалу кілець у точках *А* та *В*.

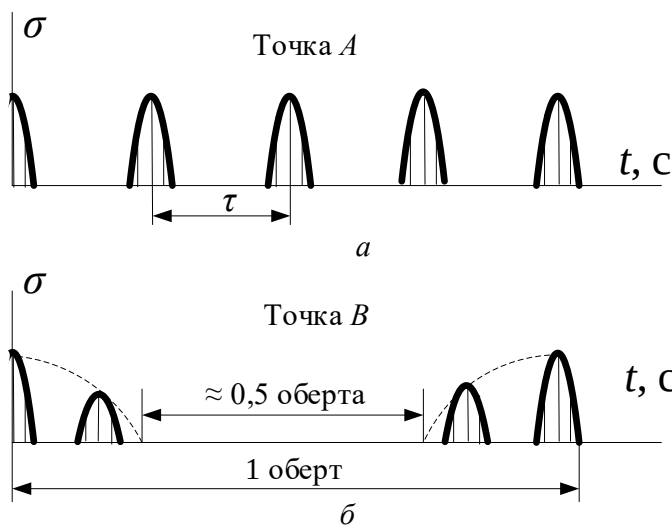


Рис. 10.16. Контактні напруження в контакті з зовнішнім (*а*) і внутрішнім (*б*) кільцями

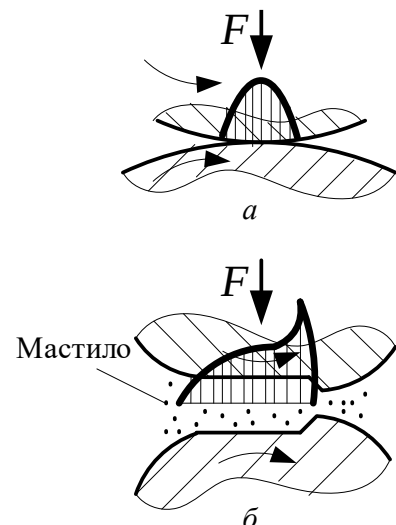


Рис. 10.17. Епюри контактних напружень: *а* – без мастила; *б* – з мастилом

Розглянутий випадок роботи підшипника та розподілу контактних напружень є найбільш бажаний; у більшості випадків конструювання машин та механізмів передбачають нерухоме зовнішнє кільце.

На величину контактних напружень суттєво впливає мастило: за відсутності мастила контактні напруження між двома циліндрами

визначаються їх пружною деформацією (див. рис. 10.17, *а*); у присутності мастильного середовища між циліндрами виникає місцеве підвищення контактних напружень через додаткове деформування контактних поверхонь (див. рис. 10.17, *б*).

Розподіл контактних напружень у перерізі бігових доріжок підшипника при комбінованому (радіальному та осьовому) несиметричному навантаженні залежить від *перекосу кілець* та тіл кочення (рис. 10.18).

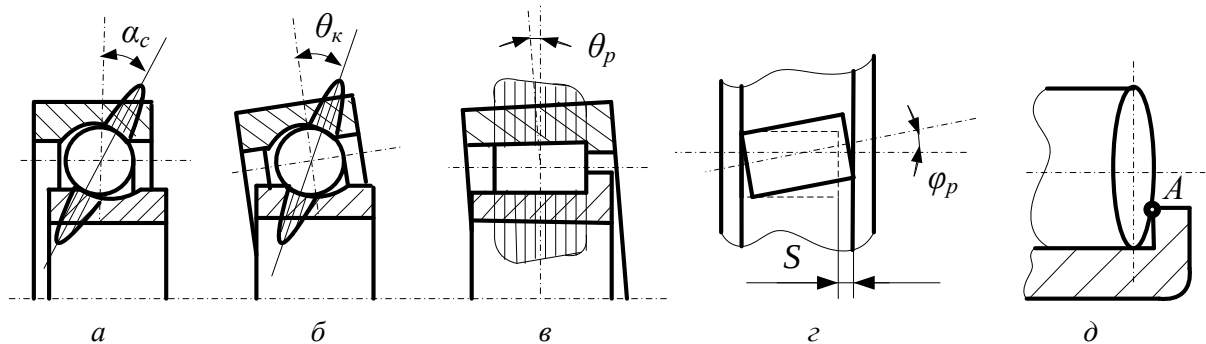


Рис. 10.18. Перекоси деталей підшипників

Наприклад, перекус кілець кулькового підшипника (див. рис. 10.18, *б*), як і попередній натяг (див. рис. 10.18, *а*), призводить до зміщення контактних зон відносно осі підшипника; перекус кілець у роликопідшипнику перевантажує один край роликів, значно збільшуючи контактні напруження (див. рис. 10.18, *в*); перекус роликів у доріжці кочення кільця (див. рис. 10.18, *г*) посилює перерозподіл контактних напружень, додатково перевантажуючи краї роликів, та призводить до підвищеного тертя торців роликів із буртами кілець (див. рис. 10.18, *д*).

10.6. Види руйнувань та критерії розрахунку

Підшипники кочення втрачають свою працездатність внаслідок пошкоджень поверхонь деталей та їх руйнування. У підшипниках, що довгочасно працюють в нормальних умовах, у результаті дії циклічно-змінних контактних напружень часто спостерігається *контактно-утомні викривування* робочих поверхонь деталей у вигляді луцення та раковин (рис. 10.19).

Поверхня з луценням, на відміну від нормальної блискучої поверхні кочення, має матовий відтінок; поверхня з раковинами покрита дрібними нерівностями – заглибинами. Контактно-утомні викришування кілець та тіл кочення – основний вид руйнування підшипників при гарному змащуванні. Спостерігається після довготривалої роботи.



Рис. 10.19. Контактно-утомне викришування:
а – луцення; б – раковини

Залишкові деформації на поверхнях кочення кілець та роликів у вигляді вм'ятин та місцевих заглибин (рис. 10.20) виникають внаслідок дії вібраційних, ударних і значних статичних навантажень у присутності сторонніх твердих частинок і, частіше, коли відсутнє обертання.



Рис. 10.20. Залишкові деформації (вм'ятини):
а – на кільці; б – на ролику

Спрацювання деталей (рис. 10.21) спостерігається переважно при недостатньому захисті підшипників від впливу зовнішнього абразивного середовища або внаслідок втрати мастилом несучої здатності через обводнення. Використання надійних конструкцій ущільнень та більш досконалих мастильних матеріалів зменшує спрацювання підшипників.



a



б

Рис. 10.21. Знос поверхонь центрування:
a – кільце сепаратора; *б* – бортів зовнішнього кільця підшипника

Руйнування кілець та тіл кочення (рис. 10.22) частіше виникає внаслідок помилок у монтажі вузла при великих динамічних навантаженнях та через дефекти металу.



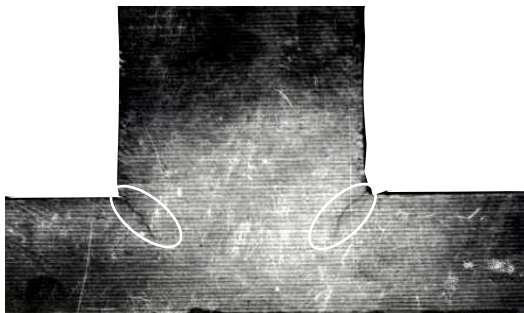
a



б

Рис. 10.22. Руйнування зовнішнього кільця (*a*) і ролика (*б*)

Руйнування сепараторів (рис. 10.23) – результат дії відцентрових сил у швидкісних підшипниках (опори газотурбінних двигунів) та навантаження сепаратора тілами кочення в умовах підвищеної вібрації підшипників опор вібраційних машин та залізничного транспорту.



a



б

Рис. 10.23. Тріщини в кутах вікон сепаратора (*a*) і зруйноване кільце сепаратора (*б*)

Для підшипників залізничного транспорту характерні й інші види пошкоджень деталей: задирки, корозія, фретинг-корозія, від електроструму.

Зовнішніми ознаками, що потребують бракування підшипника, стають підвищений шум, вібрація, нагрівання, втрата точності обертання.

Сучасна практика проектування обмежується розрахунками щодо запобігання пошкодженням за двома критеріями працездатності підшипників: викришування від утомленості робочих поверхонь протягом заданого ресурсу (розрахунок динамічної вантажності) та залишкових деформацій (розрахунок статичної вантажності). Розрахунки за іншими критеріями (спрацювання, руйнування) недостатньо розроблені і пов'язані з випадковими факторами, які важко оцінити на практиці. Викришування від утомленості робочих поверхонь виключають розрахунком на заданий ресурс, а залишкові деформації – розрахунком статичної вантажності. За першим критерієм перевіряють *динамічно навантажені* підшипники з частотою обертання $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$ (при $10 > n > 1 \text{ хв}^{-1}$ у розрахунку беруть $n = 10 \text{ хв}^{-1}$), а за другим – *статично навантажені* з $n \leq 1 \text{ хв}^{-1}$.

10.7. Практичний розрахунок (підбір) підшипників

При проектуванні машин підшипники кочення підбирають із ряду стандартних за діаметром опорної частини вала. Тому для підшипників кочення проєктні розрахунки не потрібні, а виконують лише перевірі.

Перевірний розрахунок динамічно навантажених підшипників

Динамічно навантажені підшипники розраховують зважаючи на такі фактори: характер навантаження (постійне чи змінне) та вид навантаження (радіальне, осьове, комбіноване), частоту обертання, ресурс, навколишнє середовище (температура, волога, забруднення), особливі вимоги (підвищена жорсткість, надійність, зручність складання). Уточнення попереднього вибору підшипника проводять на основі розрахунків за ГОСТ 18855-2013 *динамічної вантажності*, або, частіше, перевіркою його ресурсу.

Потрібна динамічна вантажність підшипника C визначається як

$$C < C_r, \quad (10.6)$$

де C_r – стандартна радіальна базова величина динамічної вантажності підшипника, що подається у каталогах.

Динамічна радіальна вантажність підшипника – постійне радіальне навантаження радіальних та радіально-упорних підшипників, яке вони можуть умовно сприймати без появи втоми на робочих поверхнях кілець та тіл кочення протягом одного мільйона обертів при ймовірності безвідмовної роботи 90 %.

Динамічну радіальну вантажність визначають з емпіричного виразу:

$$C_r = P_r \sqrt[k]{L}, \quad (10.7)$$

де P_r – розрахункове еквівалентне динамічне радіальне навантаження, тобто постійна радіальна сила, що при дії на підшипник гарантує такий ресурс, який буде при сумісній дії радіальної та осьової сил в дійсних умовах експлуатації; k – експериментально визначений показник степеню, для кулькових і роликових підшипників $k = 3$ і $k = 10/3$ відповідно; L – максимальний ресурс підшипника до появи ознак втоми матеріалу на тілах кочення чи кілець.

Значення P_r розраховують залежно від режиму навантаження. У постійному режимі навантаження, наприклад, для радіальних і радіально-упорних кулькових та роликових підшипників еквівалентне радіальне навантаження розраховують за формулою

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_6 \cdot K_T, \quad (10.8)$$

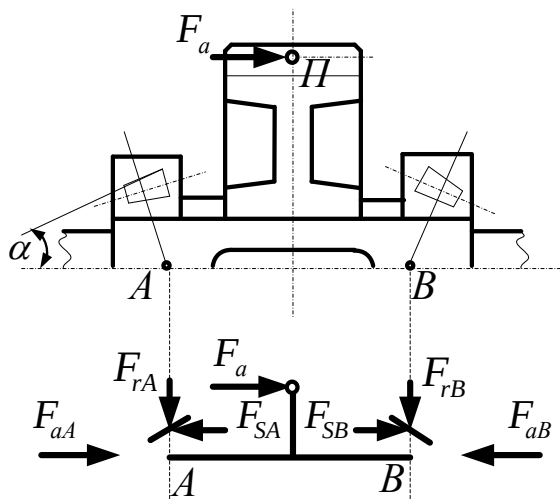
де F_r, F_a – відповідно радіальна та осьова зовнішні сили; X, Y – відповідно коефіцієнти радіальної та осьової сил (визначають за каталогом для підшипників); V – коефіцієнт обертання ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця); K_6, K_T – відповідно коефіцієнти безпеки та температурний.

За ступеневим режимом зміни навантаження знаходять повне еквівалентне радіальне навантаження за виразом

$$F_e = \sqrt[3]{\frac{P_{1r}^3 \cdot L_1 + P_{2r}^3 \cdot L_2 + \dots + P_{nr}^3 \cdot L_n}{L}}, \quad (10.9)$$

де $P_{1r}, \dots, P_{nr}$ – еквівалентні радіальні навантаження, які діють впродовж відповідно $L_1, \dots, L_n$ мільйонів обертів; $L = L_1 + \dots + L_n$.

Визначення осьового навантаження на радіально-упорні кулькові та роликові підшипники має особливості, які показано на прикладі схеми «у розпір» (рис. 10.24): радіальні сили F_{rA} та F_{rB} , що діють на підшипники, спричиняють появу відповідних осьових сил F_{SA} та F_{SB} . Тоді сумарні осьові навантаження F_{aA} та F_{aB} підшипників опор A і B залежать від напрямку зовнішньої осьової сили F_a та співвідношення F_{SA} та F_{SB} , які визначають за



такими виразами:

– для кулькових підшипників з $\alpha \geq 18^\circ$

$$F_S = e \cdot F_r; \quad (10.10)$$

– для конічних роликопідшипників

$$F_S = 0,83e \cdot F_r, \quad (10.11)$$

де e – допоміжний параметр осьового навантаження, який вибирають за відповідними таблицями або

10.24. Розрахункова схема «у розпір» розраховують залежно від типу підшипника.

Для кулькових підшипників з $\alpha < 18^\circ$ параметр осьового навантаження e' відрізняється від e і визначається за графіками [20].

Розрахункові осьові навантаження F_{aA} , F_{aB} кожного з двох радіально-упорних підшипників вала визначають за такими умовами:

$$\left. \begin{array}{l} \text{– при } F_{SA} > F_{SB}, F_a > 0 \\ \text{– при } F_{SA} < F_{SB}, F_a > F_{SB} - F_{SA} \end{array} \right\} F_{aA} = F_{SA}; F_{aB} = F_{SA} + F_a, \quad (10.12)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{– при } F_{SA} < F_{SB}, F_a < F_{SB} - F_{SA} \end{array} \right\} F_{aB} = F_{SB}; F_{aA} = F_{SB} - F_a. \quad (10.13)$$

Потрібну величину C_p можна також визначити, якщо відомі відношення C_r / P_r , залежно від частоти обертання n підшипника [20].

Розрахунковий ресурсу L_h (в годинах) знаходять за виразом:

$$L_{\Pi} < L_h < L, \quad (10.14)$$

де $L_h = 10^6 \cdot L_{10} / (60n)$, який визначають при постійній частоті n обертання; L_{10} – базовий ресурс підшипника $L_{10} = a_1 \cdot a_{23} (C_r / P_r)^p$, що відповідає ймовірності безвідмовної роботи 90 %, a_1 – коефіцієнт надійності (для більшості підшипників $a_1 = 1$, що відповідає ймовірності безвідмовної роботи 90 %); a_{23} – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу, особливостей технології виробництва, конструкції і умов експлуатації при спрощених розрахунках (у звичайних умовах експлуатації з матеріалом звичайного плавлення, за наявності перекосів кілець і забруднення мастила для кулькових і роликових циліндричних підшипників $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; для роликових конічних підшипників $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$); L_{Π} – потрібний ресурс підшипника.

Для уточнених розрахунків скорегованого ресурсу підшипників, відповідно до ISO 281:2007, коефіцієнт a_{23} замінюють коефіцієнтом a_{SKF} , що віддзеркалює взаємозв'язок таких факторів: стану мастильного шару між деталями, забруднення мастила, граничного навантаження за витривалістю матеріалу, еквівалентного динамічного навантаження. Значення коефіцієнта a_{SKF} залежно від типу підшипника і змінюється від 0,1 до 50.

Перевірний розрахунок статично навантажених підшипників

Перевірний розрахунок статично навантажених підшипників виконують згідно з ГОСТ 18854-2013 для підшипників з ударним навантаженням та підшипників, що обертаються з малою швидкістю ($n \leq 1 \text{ хв}^{-1}$), за виразом:

$$P_o < C_o, \quad (10.15)$$

де P_o – *еквівалентне статичне навантаження*: $P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a$; X_o , Y_o – коефіцієнти радіального та осевого статичного навантаження (визначають за каталогом для підшипників); C_o – базова величина *статичної вантажності* підшипника, що подається у каталогах.

Статична вантажність підшипника C_o – постійне статичне навантаження на підшипник (радіальне – для радіальних та радіально-упорних, центральне осьове – для упорних та упорно-радіальних), якому відповідає загальна

залишкова деформація 0,0001 діаметра тіла кочення у найбільш навантаженій точці контакту.

Порівняльна оцінка типів підшипників

Порівняльна оцінка типів підшипників за експлуатаційними та економічними показниками наведена у табл. 10.1.

Таблиця 10.1 – Порівняльна оцінка типів підшипників

Підшипник	Навантаження, що сприймається		Відносні значення			Жорсткість у напрямі		Перекіс кілець	Відносна вартість
	F_r	F_a	C_r	C_o	n_{max}	радіаль- ному	осьово- му		
Кулькові радіальні: – однорядні – сферичні дворядні	F_r F_r	$\leq 0,35F_r$ $\leq 0,2F_r$	1 0,71	1 0,55	1 1	Відносно низька, особливо в осьовому напрямку		до 8' до 3°	1 1,15
Роликові радіальні: – однорядні – сферичні дворядні	F_r F_r	$\leq 0,25F_r$	1,56 2,03	1,56 2,63	1 0,63	Відносно висока, особливо в радіальному напрямку		— до 3°	1 3
Кулькові радіально- упорні однорядні $\alpha = 12...15^\circ$ $\alpha = 26^\circ$ $\alpha = 36^\circ$	F_r F_r F_r	$\leq (0,3...0,8)F_r$ $\leq (0,8...1,2)F_r$ $\leq 1,2F_r$	1,1 1,16 1,25	1,2 1,23 1,23	1,25 1 0,5	В радіальному напрямку вища у підшипників з меншим α		— — —	1,8 1,8 1,8
Роликові конічні однорядні $\alpha = 12...19^\circ$ $\alpha = 25...29^\circ$	F_r F_r	$\leq (0,2...0,4)F_r$ $\leq 0,8F_r$	1,84 1,84	1,95 1,95	0,6...0,8 0,6...0,8	Висока		— —	1,3 1,3
Кулькові упорні однорядні	—	F_a	1,43	4,4	0,4	—	Висока	—	1,1

Для опор валів циліндричних зубчастих передач перевагу віддають кульковим радіальним підшипникам як найбільш простим і дешевим в експлуатації, орієнтуючись спочатку на легку серію. Для опор валів конічних і

черв'ячних передач застосовують переважно роликові конічні підшипники, які мають достатньо високу жорсткість у радіальному та осьовому напрямках. Для плаваючих валів шевронних передач встановлюють радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами.

10.8. Приклад розрахунку підшипників

Перевірити ресурс заздалегідь вибраного типу радіально-упорного кулькового підшипника вала черв'ячного колеса зі схемою установа «у розпір» (див. п. 8.5, рис. 8.8, а) при $n_1 = 102$ хв-1; $L \geq 26280$ год; $t < 100^\circ\text{C}$ ($K_t = 1$); $K_6 = 1,4$ (табл. 6.3 [20]); $F_a = F_{a2} - F_{a1} = 6500 - 2897 = 3603$ Н; $V = 1$; $A = 7913$ Н; $B = 6891$ Н.

1. Призначаємо радіально-упорний кульковий підшипник 36210, у якого $d = 50$ мм; $B = 20$ мм; $C_0 = 37600$ Н; $C = 33900$ Н; $\alpha = 12^\circ$.

2. Коефіцієнт навантаження згідно з виразом (10.9)

$$F_e = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3}{L}} = P_1 \sqrt[3]{\frac{L_1}{L} + \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 \frac{L_2}{L} + \left(\frac{P_3}{P_1}\right)^3 \frac{L_3}{L}} =$$

$$= P_1 \sqrt[3]{\frac{0,2 \cdot t_\Sigma}{t_\Sigma} + 0,7^3 \frac{0,3 \cdot t_\Sigma}{t_\Sigma} + 0,4^3 \frac{0,5 \cdot t_\Sigma}{t_\Sigma}} = 0,691 P_1; K = 0,691.$$

3. Еквівалентні навантаження опор А і В

$$A_e = A \cdot K = 7913 \cdot 0,691 = 5468 \text{ Н}; B_e = B \cdot K = 6891 \cdot 0,691 = 4767 \text{ Н};$$

$$F_{ae} = F_a \cdot K = 3603 \cdot 0,691 = 2490 \text{ Н}.$$

4. Допоміжний параметр e підшипників (рис. 6.2 [20]):

– опора А : $A_e / C_0 = 5468 / 37600 = 0,145$; інтерполяцією $e_A = 0,380$;

– опора В : $B_e / C_0 = 4767 / 37600 = 0,127$; інтерполяцією $e_B = 0,365$.

5. Осьові складові радіальних навантажень (див. рис. 10.24):

– опора А : $F_{SA} = e_A \cdot A_e = 0,38 \cdot 5468 = 2078$ Н;

– опора В : $F_{SB} = e_B \cdot B_e = 0,365 \cdot 4767 = 1740$ Н.

6. Розрахункове осьове навантаження (табл. 6.6 [20]) при $F_{SA} > F_{SB}$:

– опора А : $F_{aA} = F_{SA} = 2078$ Н;

– опора В : $F_{aB} = F_{SA} + F_{ae} = 2078 + 2490 = 4568$ Н.

7. Коригування попередньо призначеного кулькового підшипника 36210: оскільки $F_{aB} / A_e = 4568 / 4767 = 0,96$, то згідно з табл. 10.1 [20] потрібно призначити радіально-упорний кульковий підшипник 46310, у якого

$$d = 50 \text{ мм}; B = 27 \text{ мм}; C_0 = 44800 \text{ Н}; C = 56300 \text{ Н}; \alpha = 26^\circ.$$

8. Допоміжний параметр e підшипників визначається за табл. 6.1 [20] :

$$e_A = e_B = e = 0,68.$$

9. Осьові складові радіальних навантажень (див. рис. 10.24) :

– опора A : $F_{SA} = e \cdot A_e = 0,68 \cdot 5468 = 3718$ Н;

– опора B : $F_{SB} = e \cdot B_e = 0,68 \cdot 4767 = 3242$ Н.

10. Розрахункове осьове навантаження (табл. 6.6 [20]) при $F_{SA} > F_{SB}$:

– опора A : $F_{aA} = F_{SA} = 3718$ Н;

– опора B : $F_{aB} = F_{SA} + F_a = 3718 + 2490 = 6208$ Н.

11. Друге коригування призначеного підшипника 46310:

оскільки $F_{aB} / B_e = 6208 / 4767 = 1,3$, то згідно з табл. 10.1 [20] потрібно призначити радіально-упорний роликовий підшипник 7310, у якого $d = 50$ мм; $B = 40$ мм; $C_0 = 75900$ Н; $C = 96600$ Н; $\alpha = 12^\circ$; $e = 0,31$.

12. Осьові складові радіальних навантажень (див. рис. 10.24) :

– опора A : $F_{SA} = 0,83e \cdot A_e = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 5468 = 1407$ Н;

– опора B : $F_{SB} = 0,83e \cdot B_e = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 4767 = 1227$ Н.

13. Розрахункове осьове навантаження (табл. 6.6 [20]) при $F_{SA} > F_{SB}$

– опора A : $F_{aA} = F_{SA} = 1407$ Н;

– опора B : $F_{aB} = F_{SA} + F_a = 1407 + 2490 = 3897$ Н.

14. Коефіцієнти радіальної та осьової сил X , Y

– опора A : $F_{aA} / V \cdot A_e = 1407 / 1 \cdot 5468 = 0,26 < e = 0,31$;

беруть $X = 1$; $Y = 0$ (стор. 261 [20]);

– опора B : $F_{aB} / V \cdot B_e = 3897 / 1 \cdot 4767 = 0,82 > e = 0,31$;

беруть $X = 0,4$; $Y = 1,94$ (стор. 261 [20]).

15. Еквівалентне розрахункове навантаження (табл. 6.5 [20])

– опора A : $P_{rA} = V \cdot A_e \cdot K_\phi \cdot K_T \cdot K = 5468 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 5290$ Н;

– опора B : $P_{rB} = (V \cdot X \cdot B_e + Y \cdot A_e) \cdot K_\phi \cdot K_T \cdot K =$

$= (0,4 \cdot 1 \cdot 4767 + 1,94 \cdot 3897) \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 9159$ Н.

Подальший розрахунок потрібно проводити з урахуванням більш навантаженої опори, тобто опори B .

16. Перевірка умови (10.14):

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{23}}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} = \\ &= \frac{10^6 \cdot 1 \cdot 0,5}{60 \cdot 102,12} \left(\frac{96600}{9159} \right)^{\frac{10}{3}} = 209796 \text{ г} > L = 26280 \text{ г}. \end{aligned}$$

17. Оскільки ресурс підшипника 7310 середньої серії перевищує потрібний ресурс майже у вісім разів, необхідно застосувати легшу серію, наприклад, підшипник 7510 широкої серії діаметрів 5, для якого

$d = 50 \text{ мм}; B = 23,5 \text{ мм}; C_o = 54500 \text{ Н}; C = 59800 \text{ Н}; \alpha = 16^\circ; e = 0,42.$

18. Осьові складові радіальних навантажень (див. рис. 10.24) :

- опора A : $F_{SA} = 0,83e \cdot A_e = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 5468 = 1906 \text{ Н};$
- опора B : $F_{SB} = 0,83e \cdot B_e = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 4767 = 1662 \text{ Н}.$

19. Розрахункове осьове навантаження (табл. 6.6 [20]) при $F_{SA} > F_{SB}$:

- опора A : $F_{aA} = F_{SA} = 1906 \text{ Н};$
- опора B : $F_{aB} = F_{SA} + F_a = 1906 + 2490 = 4396 \text{ Н}.$

20. Коефіцієнти радіальної та осьової сил X, Y

- опора A : $F_{aA}/V \cdot A_e = 1906 / 1 \cdot 5468 = 0,35 < e = 0,42;$
беруть $X = 1; Y = 0$ (стор. 261 [20]);
- опора B : $F_{aB}/V \cdot B_e = 4169 / 1 \cdot 4767 = 0,87 > e = 0,42;$
беруть $X = 0,4; Y = 1,43$ (стор. 261 [20]);

21. Еквівалентне розрахункове навантаження (табл. 6.5 [20])

- опора A : $P_{rA} = V \cdot A_e \cdot K_e \cdot K_T \cdot K = 5468 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 5290 \text{ Н};$
- опора B : $P_{rB} = (V \cdot X \cdot B_e + Y \cdot F_{aB}) \cdot K_e \cdot K_T \cdot K =$
 $= (1 \cdot 0,4 \cdot 4767 + 1,43 \cdot 4396) \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 7926 \text{ Н}.$

Подальший розрахунок потрібно проводити з урахуванням більш навантаженої опори, тобто опори B .

22. Перевірка умови (10.14):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{23}}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} =$$

$$= \frac{10^6 \cdot 1 \cdot 0,5}{60 \cdot 102,12} \left(\frac{59800}{7926} \right)^{\frac{10}{3}} = 68691 \text{ г} > 26280 \text{ г}.$$

23. Ресурс підшипника 7510 виявився у 2,6 раза більший від потрібного, тому необхідно вибрати підшипник 7210 широкої серії діаметрів 5, в якого $d = 50 \text{ мм}; B = 21 \text{ мм}; C_o = 40600 \text{ Н}; C = 52900 \text{ Н}; \alpha = 14^\circ; e = 0,37.$

24. Осьові складові радіальних навантажень (див. рис. 10.24) :

- опора A : $F_{SA} = 0,83e \cdot A_e = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 5468 = 1679 \text{ Н};$
- опора B : $F_{SB} = 0,83e \cdot B_e = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 4767 = 1464 \text{ Н}.$

25. Розрахункове осьове навантаження (табл. 6.6 [20]) при $F_{SA} > F_{SB}$:

- опора A : $F_{aA} = F_{SA} = 1679 \text{ Н};$
- опора B : $F_{aB} = F_{SA} + F_a = 1679 + 2490 = 4169 \text{ Н}.$

26. Коефіцієнти радіальної та осьової сил X, Y

- опора A : $F_{aA}/V \cdot A_e = 1679 / 1 \cdot 5468 = 0,307 < e = 0,37;$
беруть $X = 1; Y = 0$ (стор. 261 [20]);

– опора B : $F_{aB}/V \cdot B_e = 4169 / 1 \cdot 4767 = 0,87 > e = 0,37$;
беруть $X = 0,4$; $Y = 1,43$ (стор. 261 [20]).

27. Еквівалентне розрахункове навантаження (табл. 6.5 [20])

– опора A : $P_{rA} = V \cdot A_e \cdot K_{\phi} \cdot K_T \cdot K = 5468 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 5290 \text{ Н}$;

– опора B : $P_{rB} = (V \cdot X \cdot B_e + Y \cdot F_{aB}) \cdot K_{\phi} \cdot K_T \cdot K =$
 $= (1 \cdot 0,4 \cdot 4767 + 1,6 \cdot 4169) \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 8298 \text{ Н}$.

Подальший розрахунок потрібно проводити з урахуванням більш навантаженої опори, тобто опори A .

28. Перевірка умови (10.14):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{23}}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} =$$
$$= \frac{10^6 \cdot 1 \cdot 0,5}{60 \cdot 102,12} \left(\frac{52900}{8298} \right)^{\frac{10}{3}} = 39179 \text{ г} > 26280 \text{ г},$$

що лише у півтора раза перевищує потрібний ресурс підшипника.

Контрольні запитання

1. Яке призначення основних деталей підшипника?
2. Навіщо потрібна велика кількість типів та серій підшипників?
3. Навіщо потрібен сепаратор у підшипнику?
4. Що таке зона радіального навантаження підшипника і як розподіляються радіальні сили по тілах кочення?
5. Чому в підшипниках кочення виникають крім сил тертя кочення сили тертя ковзання?
6. Чому в підшипниках кочення при незмінному напрямку зовнішньої радіальної сили доцільне обертання внутрішнього кільця при нерухомому зовнішньому?
7. Які види пошкоджень характерні для підшипників кочення і за якими критеріями їх розраховують?
8. Що таке еквівалентне навантаження і як його визначають?
9. Чим відрізняються розрахунки динамічно і статично навантажених підшипників?

Розділ 11. МУФТИ

11.1. Загальні відомості

Муфти (рис. 11.1) – пристрої, що з'єднують вали. Деякі муфти одночасно виконують й інші функції, а саме: компенсують похибки розміщення валів (рис. 11.2), захищають машину від перевантажень, керують її роботою.



Рис. 11.1. Фланцева муфта

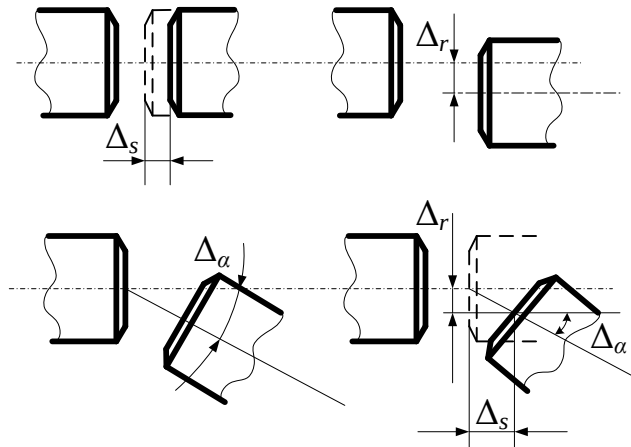


Рис. 11.2. Похибки взаємного розташування валів: Δ_s – осьові; Δ_r – радіальні; Δ_α – кутові

Далі розглянуто механічні муфти, принцип дії яких базується на зачепленні із застосуванням механічних сил. Класифікацію муфт подано на рис. 11.3 згідно з ДСТУ 2278-93.

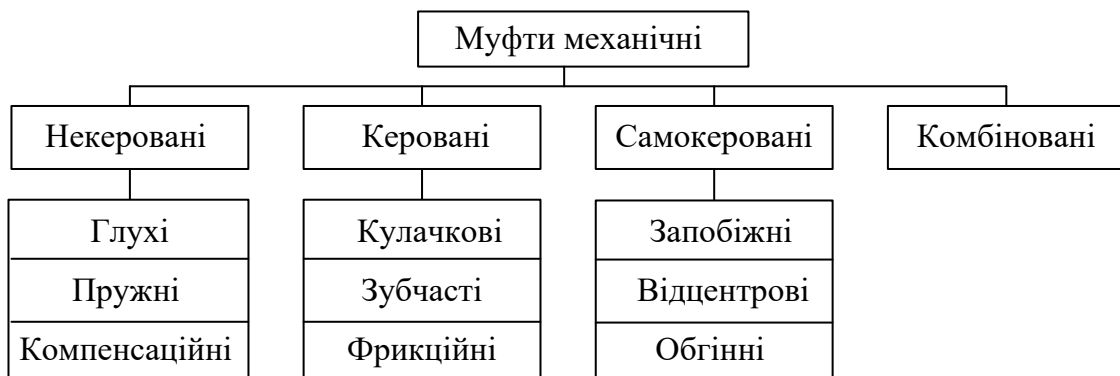


Рис. 11.3. Основні типи механічних муфт

Найбільш поширені муфти – стандартизовані; їх не розраховують, а підбирають за основною характеристикою кожної муфти (ГОСТ 19107-97) – обертальним моментом згідно з умовним розрахунком

$$T = K \cdot T_n, \quad (11.1)$$

де T_n – номінальний обертальний момент; K – коефіцієнт режиму роботи.

У приводах з електродвигуном беруть такі значення K :

– при спокійній роботі та невеликій масі, наприклад, у конвеєрах $K = 1,15 \dots 1,4$;

– при змінному навантаженні та середній масі, наприклад, у металорізальних верстатах та поршневих компресорах $K = 1,5 \dots 2,0$;

– при ударному навантаженні та великій масі, наприклад, у прокатних станах та молотах $K = 2,5 \dots 3,0$.

У деяких випадках, наприклад при конструюванні відповідних машин виконують перевірні розрахунки відповідних деталей муфт на міцність.

11.2. Некеровані муфти

Некеровані – нерозчіпні (постійно діючі) муфти, що не допускають роз'єднання валів без демонтажу муфт. Цей клас муфт є найпоширенішим і складається з глухих, пружних та компенсаційних. Останні два типи муфт набули великого поширення у металорізальних верстатах, підйомно-транспортних та гідравлічних машинах.

11.2.1. Глухі муфти

Глухі муфти призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів і бувають втулковими (рис. 11.4, а) чи фланцевими (рис. 11.4, б).

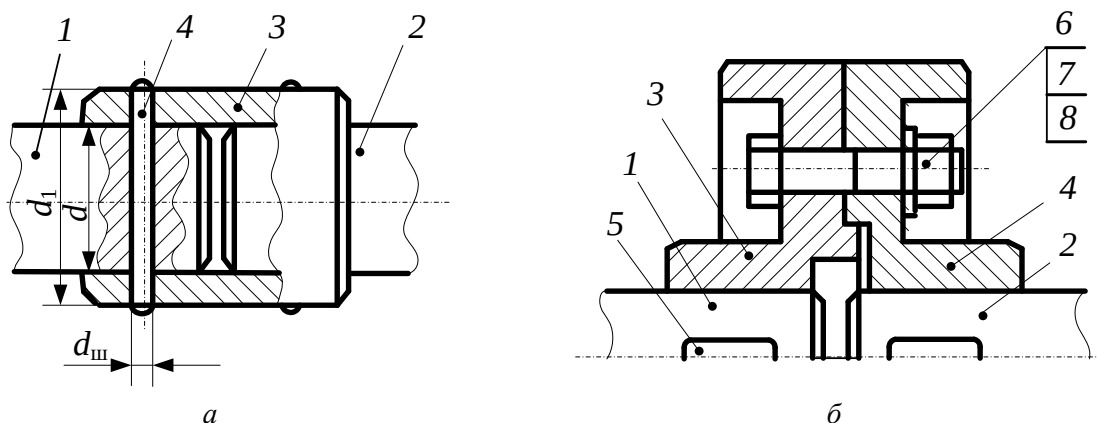


Рис. 11.4. Будова муфт: а – втулкової; б – фланцевої

Втулкова муфта (ДСТУ 3173-95) – найпростіша з глухих муфт, що являє собою суцільну втулку 3, яка з'єднує вали 1, 2 за допомогою штифтів 4,

шпонок або шліців. Такі муфти – стандартизовані, і їх застосовують для легко- та середньо- навантажених приводів з діаметрами валів $d \leq (60...70)\text{мм}$.

Перевірні розрахунки виконують за умови міцності втулки на крутіння:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = 16T / \{ \pi d_1^3 [1 - (d / d_1)^4] \} \leq [\tau], \quad (11.2)$$

а також за умови міцності штифтів на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{1}{2} \left(\frac{2T}{d} \right) / \left(\frac{\pi d_{ш}^2}{4} \right) = 4T / \pi \cdot d \cdot d_{ш}^2 \leq [\tau_{зр}]. \quad (11.3)$$

Фланцева муфта (ДСТУ 3172-95) – основний вид глухих муфт. Вона стандартизована і складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт 3, 4, насаджених на кінці валів 1, 2, зафіксованих шпонками 5 і з'єднаних між собою болтами з гайками і шайбами 6, 7, 8. Болти ставлять з щілиною або без щілини. У першому випадку момент T передається за рахунок сил тертя, що виникають у площині стику півмуфт від затяжки болтів; у другому – безпосередньо болтами, які витримують деформації зрізу.

11.2.2. Пружні муфти

Пружні муфти використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі та компенсації незначних неспіввісностей валів. У підйомно-транспортному обладнанні пружні муфти встановлюють після двигунів: у механізмах підйому, механізмах пересування, механізмах повороту кранів; у приводах конвеєрів та елеваторів.

Пружними елементами в цих муфтах можуть бути неметалеві деталі (гумові та полімерні диски, зірочки, оболонки) або металеві деталі (плоскі та гвинтові пружини, пакети пластин).

Оскільки при динамічному навантаженні пружні муфти частково акумулюють та розсіюють енергію, їх роботу характеризують жорсткістю C_φ ($C_\varphi = dT / d\varphi$, де φ – кут закручування муфти моментом T) та властивістю демпфірування.

Розрізняють муфти постійної 1 та змінної 2, 3 жорсткості (рис. 11.5). У муфтах з постійною жорсткістю залежність кута закручування муфти від моменту T – пряма 1 (див. рис. 11.5). Муфти змінної жорсткості бувають з м'якою (криві 2) і жорсткою (криві 3) характеристиками (див. рис. 11.5). Здатність муфти до демпфірування – властивість перетворювати енергію деформації пружних елементів у теплоту; оцінюється площиною петлі гістерезиса 3 (див. рис. 11.5) за цикл навантаження.

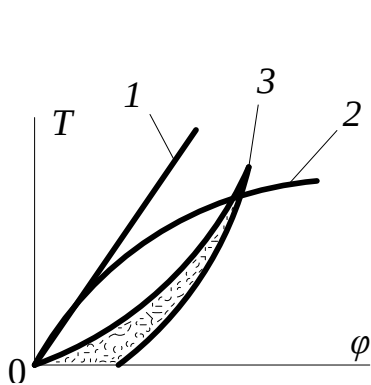


Рис. 11.5. Графіки зміни C_φ

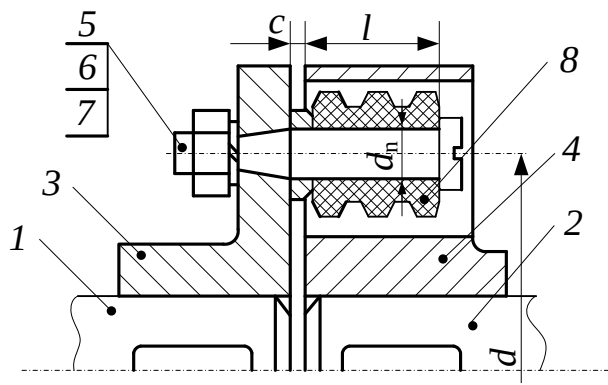


Рис. 11.6. Будова пружної втулково-пальцевої муфти

Переваги муфт зі змінною жорсткістю – запобігання резонансу крутих коливань під час змінних навантажень.

Серед муфт із неметалевими пружними елементами для передавання малих та середніх обертальних моментів набула широкого використання муфта пружна втулково-пальцева (МПВП), показана на рис. 11.6. МПВП (ДСТУ 2128-93) складається з двох півмуфт (3, 4), насаджених на кінці валів 1, 2 і зафіксованих шпонками, нерухомо закріплені нарізним з'єднанням в одній півмуфті пальців 5, на яких розміщені гумові гофровані втулки 8, що взаємодіють із другою півмуфтою.

Працездатність МПВП визначається міцністю пальців та гумових втулок. Перевірний розрахунок гумових втулок виконують за умови обмеження тиску на поверхні їхнього контакту із пальцями:

$$p = \frac{F_n}{d_n \cdot l} \leq [p], \quad (11.4)$$

де $F_{\Pi} = 2T/d \cdot z_{\Pi}$ – навантаження одного пальця; z_{Π} – кількість пальців ($z = 4 \dots 8$), а розрахунок пальців – за умовою міцності на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = 32F_{\Pi}(0,5l + c) / \pi d_{\Pi}^3 \leq [\sigma]. \quad (11.5)$$

Вантажна здатність МПВП обмежена стійкістю гумових елементів.

Усереднене значення радіального навантаження валів, що з'єднують МПВП, визначають за виразом

$$F_M = (0,5 \dots 0,6) T/d. \quad (11.6)$$

11.2.3. Компенсаційні муфти

Компенсаційні муфти використовують для з'єднання валів із неспіввісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів.

Серед компенсаційних муфт найбільш поширена зубчаста (рис. 11.7), яка складається з півмуфт 3, 4, що мають зовнішні зубчасті вінці, рознімних обойм 5, 6 з внутрішніми зубчатими вінцями, скріплених нарізним з'єднанням 7, 8, 9 (зубці півмуфт та обойм мають евольвентний профіль).

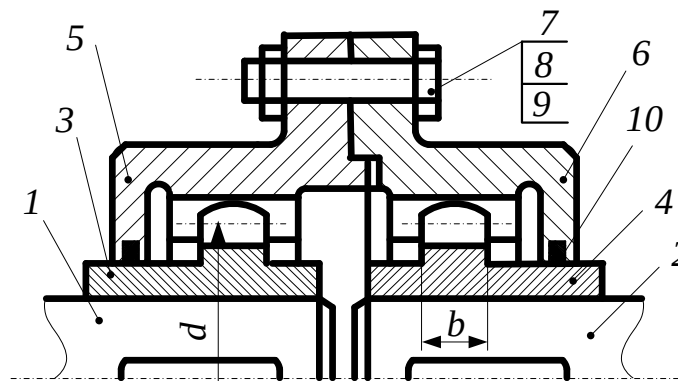


Рис. 11.7. Будова зубчастої муфти

Широке використання зубчастих муфт (ДСТУ 2742-94) пояснюється суттєвими перевагами: невеликою масою та габаритними розмірами; високою несучою здатністю; можливістю експлуатації з високими коловими швидкостями. Зубчасті муфти застосовують у механізмах підйому і пересування, в приводах конвеєрів та елеваторів.

Компенсація неспіввісності валів під час роботи муфти супроводжується неперервним ковзанням у контакті зубців і відповідним їх спрацюванням, що є основною причиною виходу муфт із ладу. Для зменшення спрацювання в обойму муфти заливають рідке мастило високої в'язкості й передбачають ущільнення 10. Складний характер роботи зубців муфти, обумовлений похибками у взаємному їх розміщенні та виготовленні, дозволяє умовно оцінювати спрацювання за зминанням поверхонь контакту:

$$\sigma_{зм} = T / (0,9d^2 \cdot b) \leq [\sigma_{зм}] . \quad (11.7)$$

Усереднене значення радіального навантаження валів, що з'єднують зубчастою муфтою, визначають за виразом

$$F_m = (0,2 \dots 0,3) T / d. \quad (11.8)$$

11.3. Керовані муфти

Керовані муфти з'єднують чи роз'єднують вали під час зупинки та роботи приводу за допомогою пристроїв керування.

За принципом дії ці муфти поділяють на два види: муфти, робота яких ґрунтується на зачепленні (*кулачкові, зубчасті*); муфти, робота яких ґрунтується на використанні тертя ковзання (*фрикційні*). Перші використовують при передаванні великих обертальних моментів в умовах нечастого вмикання -вимикання муфти та обмеження її габаритів; другі – для плавного зачеплення і розчеплення валів при будь-яких швидкостях та обертальних моментах із регулюванням часу вмикання.

Схеми кулачкової, зубчастої та фрикційної дискової муфт наведені відповідно на рис. 11.8, а, б, в.

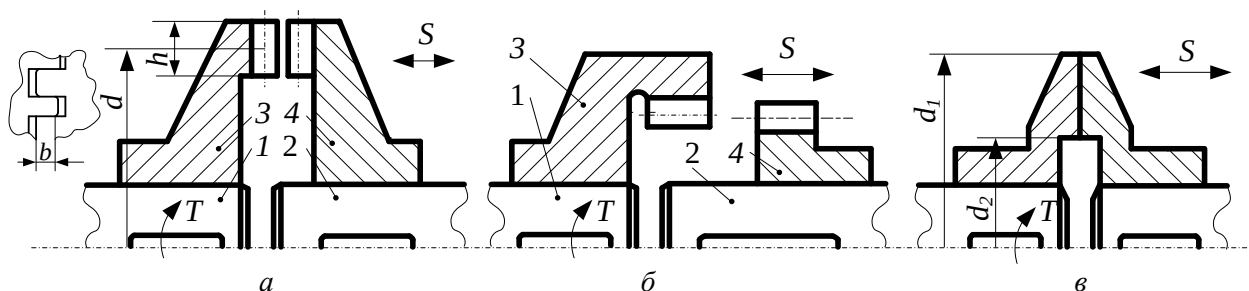


Рис. 11.8. Керовані муфти:
а – кулачкова (ДСТУ 2130-93); б – зубчаста (ГОСТ Р 50895-96); в – фрикційна (ДСТУ 3174-95)

Кулачкова муфта складається з двох півмуфт (3, 4), на торцях яких розміщені кулачки прямокутного профілю. Півмуфта 3 закріплена на валу нерухомо, а півмуфта 4 може переміщуватися уздовж вала 2 за допомогою механізму керування. Із введенням у зачеплення кулачків (рис. 11.8, а), здійснюється передавання обертального моменту від вала 1 до вала 2.

Зубчаста муфта (див. рис. 11.8, б) працює аналогічно кулачкової: вмикання чи вимикання муфти здійснюється переміщенням півмуфти 4 уздовж вала 2.

Кулачкові та зубчасті муфти виходять з ладу внаслідок спрацювання кулачків та зубців. Їх розрахунок ведуть у формі обмеження середнього контактного напруження на робочих поверхнях кулачків та зубців при рівномірному розподілі навантаження між ними. Наприклад, стійкість до спрацювання кулачків забезпечують виконанням умови

$$\sigma_{зм} = F / S = 2T / d \cdot z \cdot b \cdot h \leq [\sigma_{зм}], \quad (11.9)$$

а перевірний розрахунок кулачків проводять за напруженнями згину з припущенням неповного вмикання муфти:

$$\sigma_{зг} = M / W = 2T \cdot b / d \cdot z \cdot W \leq [\sigma_{зг}], \quad (11.10)$$

де z – кількість кулачків муфти; W – момент опору кулачка на згин.

Основними перевагами фрикційних муфт є плавне зачеплення і розчеплення валів та можливість їх використання як запобіжного пристрою.

За формою робочих поверхонь фрикційні муфти бувають:

- дискові з плоскими торцевими робочими поверхнями;
- конусні з конічною формою робочих поверхонь;
- циліндричні з циліндричною формою робочих поверхонь.

Основним критерієм працездатності фрикційних муфт є стійкість до спрацювання поверхонь тертя. Інтенсивність спрацювання фрикційних муфт залежить від матеріалів пар тертя, умов тертя, швидкості взаємного ковзання поверхонь тертя, частоти вмикань-вимикань і т. д. Внаслідок впливу на роботу муфти багатьох означених вище випадкових факторів значно

ускладнюється тепловий розрахунок. Тому на практиці розрахунок фрикційних муфт зводять до обмеження тиску на поверхнях тертя. Наприклад, дискові фрикційні муфти (див. рис. 11.8, в) розраховують за умови обмеження тиску:

$$p = 4F_a / [\pi(d_1^2 - d_2^2)] \leq [p], \quad (11.11)$$

де $F_a = T / f \cdot R_{\text{пр}}$ – сила притискання дисків; $R_{\text{пр}} = (d_1 + d_2) / 4$ – зведений радіус тертя.

11.4. Самокеровані та комбіновані муфти

Самокеровані муфти автоматично з'єднують чи роз'єднують вали в умовах експлуатації, якщо параметри роботи машини стають недопустимі.

Самокерування виконується :

- за робочим навантаженням *запобіжними* муфтами;
- за швидкістю обертання *відцентровими* муфтами;
- за напрямком обертання *обгінними* муфтами.

Запобіжні муфти при перевантаженні від робочих процесів (землерийні, дробильні) та зміни умов роботи машини (поява заїдання, перебої у подачі мастила) поділяють на муфти із неруйнівними та руйнівними елементами. Перші бувають *фрикційними*, *кулачковими* (ДСТУ 2130-93), *кульковими* (ДСТУ 2134-93); за конструкцією подібні до таких же керованих муфт але з регульованими параметрами. Запобіжні муфти із руйнівним елементом (рис. 11.9) використовують при відносно рідких перевантаженнях приводу машин. Недоліками цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів.

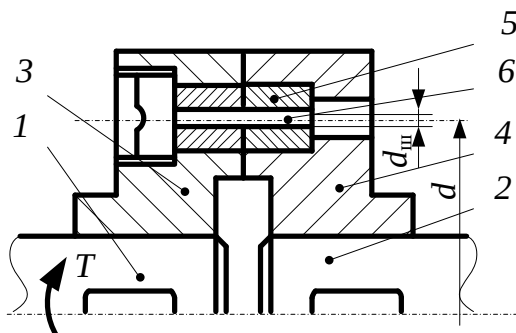


Рис. 11.9. Будова муфти із зрізним штифтом

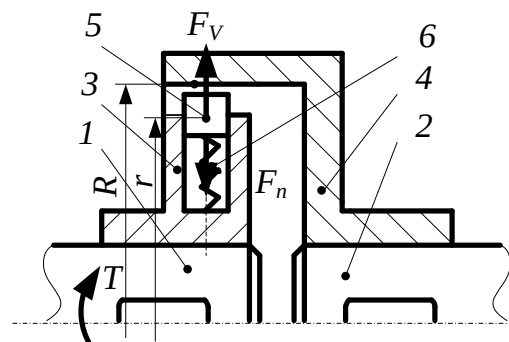


Рис. 11.10. Будова відцентрової муфти

Тут обертальний момент T від однієї півмуфти 3 до іншої 4 передається на дві загартовані втулки 5 і штифт 6, який зрізається при перевантаженні.

Максимальний обертальний момент T_m , при якому відбувається руйнування (зріз) штифта, визначають за умовою

$$\tau_{зр} = F / S = T_m / \left(\frac{d}{2} \frac{\pi d_{ш}^2}{4} z \right) \leq [\tau] . \quad (11.12)$$

Відцентрові муфти (рис. 11.10) автоматично з'єднують (роз'єднують) вали при досягненні повної кутової швидкості. Принцип дії цих муфт побудований на використанні сил тертя ковзання. Відцентрова муфта складається із з'єднаної з ведучим валом 1 півмуфти 3, у пазах якої розміщені колодки 5, що утримуються пружинами 6, та півмуфтами 4 у вигляді барабана, закріпленого на веденому валу 2. Якщо швидкість вала 1 мала, то відцентрові сили F_v не перевищують пружні сили F_n , колодки 5 не торкаються барабана 4, і муфта не передає обертовий момент. Із збільшенням кутової швидкості зростає відцентрова сила F_v , а при $F_v > F_n$ колодки стикаються з барабаном і за рахунок сил тертя передається обертальний момент до веденого вала 2, тобто для передавання муфтою обертального моменту T потрібно, щоб $T \leq T_f$, де T_f – момент сил тертя між колодкою та барабаном:

$$T \leq T_f = (F_v - F_n) f \cdot z \cdot R , \quad (11.13)$$

де z – кількість колодок у муфті; $F_v = m \cdot \omega^2 \cdot r$ – відцентрова сила під час роботи муфти; $F_n = m \cdot \omega_0^2 \cdot r$ – пружна сила, що утримує колодку в рівновазі; ω – кутова швидкість під час роботи муфти; ω_0 – кутова швидкість, при якій відбувається вмикання муфти.

З виразу (11.13) визначають необхідну масу колодки:

$$m = T / (R \cdot r \cdot f \cdot z (\omega^2 - \omega_0^2)) . \quad (11.14)$$

Обгінні муфти передають обертальний момент тільки в одному напрямку і за способом з'єднання півмуфт бувають фрикційні та храпові. Частіше використовують фрикційні обгінні муфти з роликами (рис. 11.11, а),

що можуть передавати значні обертальні моменти. Застосовують їх як гальмівні пристрої кранових механізмів, а також у верстатах, автомобілях.

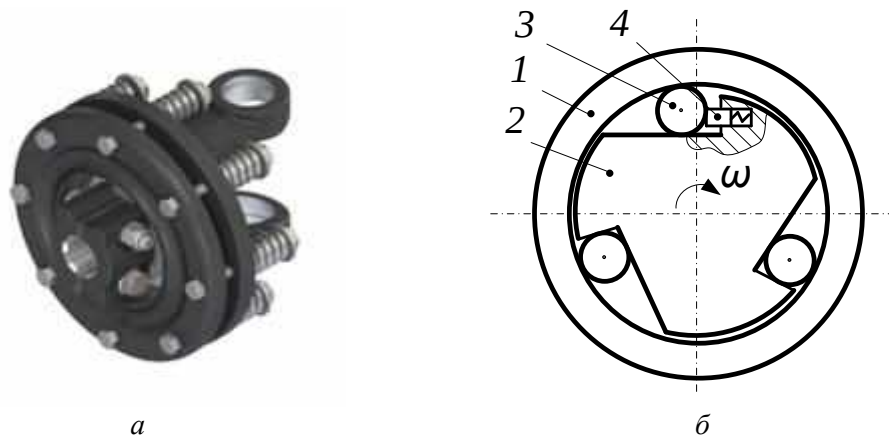


Рис. 11.11. Фрикційна обгінна муфта:
а – загальний вигляд; б – будова

Така муфта складається з зовнішньої обойми 1, зірочки 2, роликів 3 і притискних пристроїв 4, які забезпечують мінімальний вільний хід і сприяють рівномірному навантаженню роликів. У муфті зірочка 2 – ведуча ланка, обойма 1 – ведена. При роботі муфти ролики силами тертя зтягуються вбік звуження між обоймою та зірочкою і заклинюються. Притискні пристрої утримують ролики у постійному стисканні. Якщо кутова швидкість веденого вала більша, ніж ведучого, то відбувається розмикання кінематичного ланцюга приводу. Розрахунок цієї муфти зводять до перевірки контактної міцності робочих поверхонь півмуфт і роликів.

Комбіновані муфти використовують у тих випадках, коли жодна з розглянутих вище муфт не може задовольнити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів приводу. На практиці використовують комбінації пружних і керованих муфт, що дає змогу одночасно зменшити динамічні навантаження, компенсувати неспіввісність та захистити привід від перевантажень.

11.5. Схема розрахунків деталей, що обслуговують обертовий рух

Упорядкуванню здобутих знань щодо валів, підшипників ковзання, підшипників кочення, муфт допоможе наведена схема розрахунків їх основних параметрів (рис. 11.12).

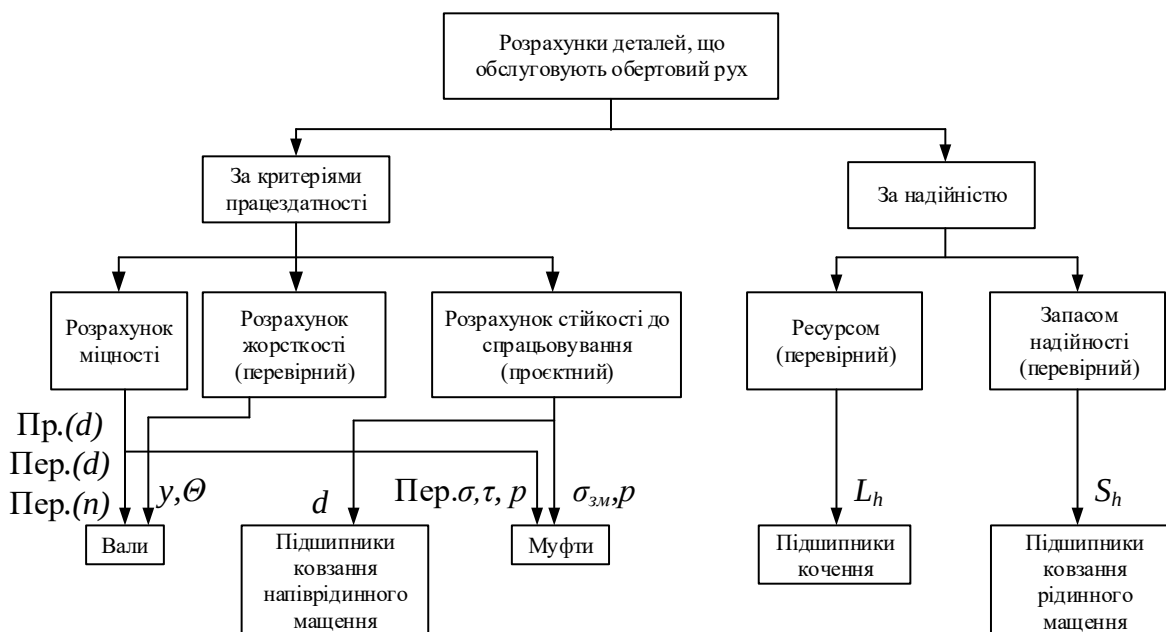


Рис. 11.12. Схема розрахунків деталей, що обслуговують обертовий рух

Контрольні запитання

1. Які функції виконують муфти у приводах машин?
2. Які існують класи механічних муфт і як їх підбирають?
3. Які функції виконують пружні муфти і в яких місцях приводу їх частіше встановлюють?
4. Які функції виконують компенсаційні муфти і в яких місцях приводу їх встановлюють?
5. В яких випадках використовують керовані муфти і який принцип дії застосовується в конструкціях цих муфт?
6. З якою метою використовують самокеровані муфти і за якими принципами виконується самокерування муфт?
7. Якою величиною характеризують динамічні властивості пружних муфт?
8. Приклади комбінованих муфт і коли вони використовуються?

Розділ 12. З'ЄДНАННЯ. НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ

У процесі виготовлення машин деякі деталі з'єднують між собою так, що вони утворюють *рознімні* та *нерознімні* з'єднання.

Рознімні з'єднання допускають розбирання з'єднаних деталей без пошкоджень їх елементів. До них належать *нарізні, шпонкові, шліцьові, штифтові* з'єднання.

Нерознімні з'єднання не дають змоги використати розбирання з'єднаних деталей без пошкоджень їх елементів. До них належать *зварні, клепані, паяні* з'єднання.

Проміжне місце між рознімними та нерознімними займають *пресові* з'єднання. У деяких випадках ці з'єднання проєктують як нерознімні, але з малими натягами, характерних для підшипників кочення, зубчастих коліс, шківів. Пошкодження при їх розбиранні незначні.

12.1. Різі, нарізні деталі та їх з'єднання, матеріали

Нарізні з'єднання є найбільш поширеними серед рознімних з'єднань, що пояснюється їх такими перевагами: високою вантажною здатністю і надійністю у статичному навантаженні; наявністю значної номенклатури нарізних деталей; зручністю з'єднання та роз'єднання деталей; простотою конструкції та низькою вартістю виготовлення.

Основним недоліком нарізних з'єднань є недостатня надійність в умовах вібраційного навантаження.

Різь на деталях утворюється шляхом нанесення на зовнішню чи внутрішню поверхні деталі гвинтових канавок відповідного профілю; утворені виступи – витки різі.

Різі визначають: за призначенням: кріпильні, ходові, спеціальні; видом кріпильних: метричні, трубні; формою основної поверхні: циліндричні, конічні; розміщенням на поверхні: внутрішні, зовнішні; формою профілю: трикутні, прямокутні, трапецеїдальні, круглі; напрямком гвинтової лінії: праві, ліві; кількістю заходів: одно -, багатозахідні; величиною кроку: нормальний, малий; одиницею вимірювання: метрична, дюймова, модульна.

Нарізні деталі використовують у з'єднаннях металевих конструкцій ПТМ, корпусних деталей підйомників, гальмових пристроїв, канатних

барабанів, у механізмах підйому, пересування та повороту, у ходовій частині кранів; у гідравлічних та пневматичних машинах – для з'єднання фланців, корпусу з кришками насосів, фільтрів, реле тиску; у турбінобудуванні нарізними деталями кріплять фундаментні плити, рами, кришки підшипникових вузлів, корпусних деталей циліндрів високого тиску, ущільнень, соплових апаратів.

У машинобудуванні найбільш поширені метричні однозахідні різі з правою ниткою на циліндричних поверхнях, основні параметри яких регламентовані ГОСТ 9150-2002, ГОСТ 8724-2002, ГОСТ 24705-2004 (рис. 12.1).

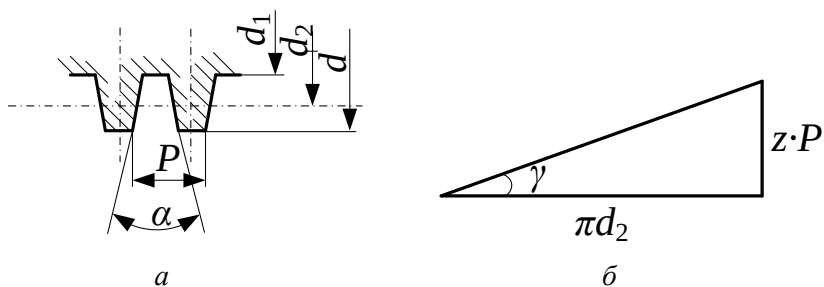


Рис. 12.1. Основні геометричні параметри метричних різей: діаметри (зовнішній d , внутрішній d_1 , середній d_2), крок P , кількість заходів z , кут підйому γ , кут профілю α

Для з'єднань деталей використовують стандартні кріпильні деталі болти 1, гвинти 2, шпильки 3, гайки 4 та шайби плоскі 5 чи пружні 6 (рис. 12.2).

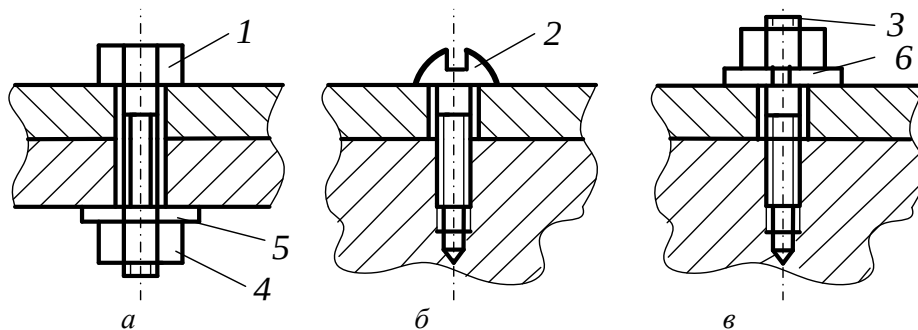


Рис. 12.2. Види нарізних з'єднань

З'єднання болтом (рис. 12.2, а) виконують для деталей малої товщини та у випадку частого відгвинчування та загвинчування з'єднання; з'єднання гвинтом (рис. 12.2, б) або шпилькою (рис. 12.2, в) – при значній товщині однієї із з'єднуваних деталей, а також у важкодоступних місцях машини.

Часто під гайку ставлять плоску круглу шайбу, наприклад, для зменшення пошкоджень поверхні деталі. Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок дуже різноманітні й регламентовані ДСТУ ISO 225-2001 .

У з'єднанні метричними різьми при статичному навантаженні надійно забезпечується самогальмування, оскільки кут тертя між витками різі гвинта та гайки значно перевищує кут підйому гвинтової лінії. При дії змінних (вібраційних чи ударних) навантажень різко зменшується коефіцієнт тертя між витками і спостерігається *самовідгвинчування* нарізних деталей. Для запобігання цьому використовують стопорні пристрої, робота яких базується на створенні додаткових сил тертя, наприклад: контргайки, пружинні шайби, шплінти, загнуті стопорні шайби. На практиці застосовують приварювання гайки або гвинта до деталі, а також пластичне деформування витків різі.

Для кріпильних деталей масового виробництва при роботі в умовах статичного навантаження застосовують пластичні сталі; при роботі в умовах циклічних навантажень – високоміцні (конструкційні та леговані); в умовах підвищеної температури – жаростійкі. Для захисту від впливу агресивного середовища застосовують спеціальні покриття. Механічні властивості сталевих кріпильних деталей нормуються стандартом, згідно з яким болти, гвинти та шпильки поділяють на 12 класів міцності, а гайки – на 7 класів. Витяг з ГОСТ 1759.4-87 наведений у табл. 12.1.

Таблиця 12.1 – Рекомендації щодо вибору матеріалу болтів та гайок

Клас точності болтів	σ_b , МПа		σ_t , МПа	Марка сталі	
	min	max		Болт	Гайка
4.6	400	550	240	20	Ст3
5.6	500	700	300	35	10
6.6	600	800	360	35, 45, 40Г	15

Залежно від матеріалу нарізної деталі, умов роботи, можливостей виробництва, різі виконують нарізуванням, накатуванням, литтям, пресуванням.

12.2. Навантаження витків різі та види руйнувань нарізних з'єднань

Якісна картина навантаження між витками різі пояснюється моделлю нарізного з'єднання (рис. 12.3, *а*), на якій витки зображені у вигляді консольних балок.

Задача про розподіл навантаження по витках різі статично не визначена, тому додатково розглядають деформації витків. Для переміщень $\Delta_A, \Delta_B, \Delta_C, \Delta_D$ відповідно точок *A, B, C, D* витків гвинта та гайки справедливі такі вирази: $\Delta_A > \Delta_B$ (внаслідок розтягнення ланки *AB* гвинта); $\Delta_C > \Delta_D$ (внаслідок стискання ланки *CD* гайки). Відносні переміщення точок *A, B, C, D* визначають як $\Delta_{AD} = \Delta_A - \Delta_D$; $\Delta_{BC} = \Delta_B - \Delta_C$, звідки справедлива нерівність $\Delta_{AD} > \Delta_{BC}$, тобто навантаження першого витка перевищує навантаження другого ($F_1 > F_2$). Аналогічні висновки ($F_i > F_{i+1}$) можуть бути здобуті при порівнянні переміщень другого та третього, третього та четвертого і т.д. витків.

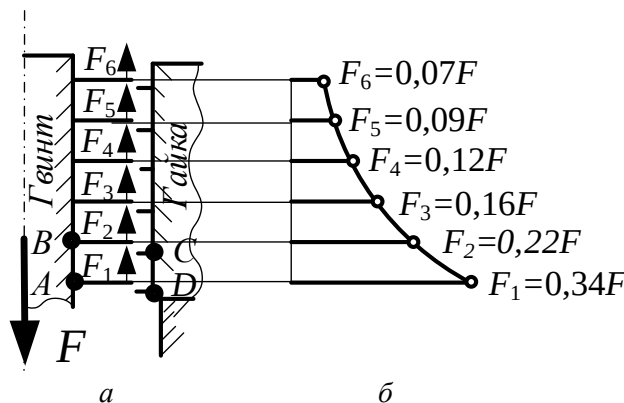


Рис. 12.3. Модель нарізного з'єднання

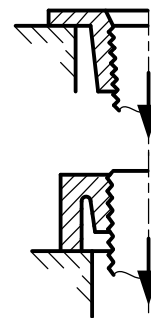


Рис. 12.4. Спеціальні гайки

Графік розподілу навантаження по витках стандартної гайки, за даними теоретичного розв'язання, показано на рис. 12.3, *б*, з якого видно, що на перший найбільш навантажений виток припадає близько третини загальної сили, а на останній – 7 %, що свідчить про недоцільність конструювання з'єднань з великою кількістю витків різі (більше шести).

У реальних умовах експлуатації навантаження на перший виток декілька зменшується за рахунок впливу контактних пластичних деформацій, спрацювання, можливих похибок профілю витків. Розподіл сили по витках

різі поліпшують використанням, наприклад, спеціальних гайок із місцевою підвищеною податливістю нарізної ланки (рис. 12.4).

Вихід з ладу деталей нарізних з'єднань може відбуватись через зминання та зріз (рис. 12.5) і руйнування гвинта (рис. 12.6) по різі (переважно під першим робочим витком чи біля головки).



Рис. 12.5. Зминання різі



Рис. 12.6. Руйнування гвинтів

Оскільки розміри елементів стандартних нарізних деталей (висота головки гвинта, нарізна частина гвинта, висота витка, висота гайки) встановлені за умови рівномірності, то проєктний розрахунок з'єднань частіше виконують тільки за одним головним критерієм працездатності – міцністю нарізної частини гвинта.

Для більшої частини гвинтів загального машинобудування використовують розрахунки на статичне навантаження, які є проєктними, оскільки вони, як правило, працюють із значною силою початкової затяжки. Розрахунки при змінному навантаженні використовують як перевірні.

12.3. Розрахунки одиничного болтового з'єднання при постійному навантаженні

Відзначають чотири основні випадки розрахунку одиничного болтового з'єднання розглянуті нижче.

12.3.1. Навантаження силою, що розтягує з'єднання

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення вантажної петлі або крюка у підйомному механізмі (рис. 12.7), коли відсутня *попередня затяжка*. Умова міцності болта при його розтягуванні зовнішньою силою F має вигляд

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (12.1)$$

звідки потрібний внутрішній діаметр різі

$$d_1 \geq \sqrt{4F / (\pi[\sigma_p])}. \quad (12.2)$$

Розрахункове значення d_1 округляють до стандартного, за яким встановлюють номінальний діаметр різі болта.



Рис. 12.7. Вантажна петля (а) і крюк (б)

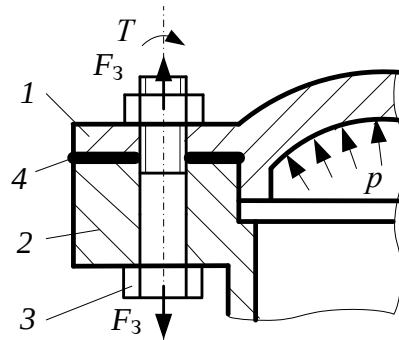


Рис. 12.8. З'єднання кришки 1 з корпусом 2 високого тиску (3 – болти з гайками; 4 – прокладка)

12.3.2. З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення герметичних люків, кришок (див. рис. 12.8). Потрібну силу затяжки F_3 гвинта вибирають із умови забезпечення герметичності, тобто відсутності розкриття стику деталей. При цьому гвинт розтягується силою F_3 і одночасно скручується моментом T .

Напруження розтягу від дії F_3 та напруження крутіння від дії T в небезпечному перерізі гвинта визначають відповідно за виразами

$$\sigma_p = 4F_3 / \pi d_1^2 ; \quad \tau = T / W_p = 8F_3 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta') / \pi \cdot d_1^3.$$

Міцність болта оцінюють за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau}{\sigma_p} \right)^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta') \right]^2} = \sigma_p \cdot \rho \leq [\sigma_p], \quad (12.3)$$

де ρ – коефіцієнт, що враховує скручування болта при затягуванні; для стандартних метричних різей $\rho \approx 1,3$.

Таким чином, напруження в затягнутому зусиллям F_3 болті виникає сила збільшена на 30 % від сили розтягування F . Отже потрібний внутрішній діаметр болта з метричною різью визначають за виразом

$$d_1 \geq \sqrt{1,3 \cdot 4F / (\pi \cdot [\sigma_p])}. \quad (12.4)$$

12.3.3. З'єднання затягнутим болтом, навантажене зовнішньою силою, що розкриває стик

Послідовність навантаження та деформації деталей з'єднання при затягуванні болта і дії зовнішньої осьової сили наведено на рис. 12.9.

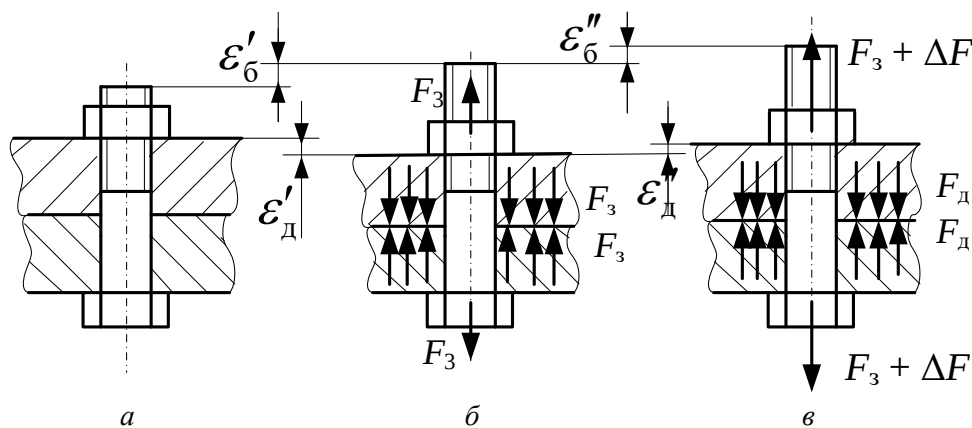


Рис. 12.9. Модель навантаження і деформації з'єднання

У вихідному положенні болт та деталі з'єднання не навантажені (див. рис. 12.9, а); болт під дією сили затягування F_3 розтягується на величину ϵ'_6 (див. рис. 12.9, б), а деталі з'єднання стискаються на величину ϵ'_d ; після навантаження з'єднання зовнішньою розтягуючою силою F болт додатково деформується на величину ϵ''_6 (див. рис. 12.9, в), а деформація стиску деталей зменшується до величини ϵ''_d . Загальній деформації болта $\epsilon_6 = \epsilon'_6 + \epsilon''_6$ відповідає навантаження $F_6 = F_3 + \Delta F$, де ΔF – невідома частка сили F , яку знаходять з умови сумісної деформації деталей та болта:

$$\epsilon''_d = \epsilon''_6, \quad \text{де} \quad \epsilon''_6 = \lambda_6 \cdot \Delta F; \quad \epsilon''_d = \lambda_d (F - \Delta F), \quad (12.5)$$

де λ_6, λ_d – коефіцієнти податливості відповідно болта та деталей; отже

$$\Delta F = \frac{F \cdot \lambda_d}{\lambda + \lambda_d} = F \cdot \chi, \quad (12.6)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження (враховує частку зовнішньої сили у деформуванні болта).

Таким чином, навантаження болта F_6 і деталей F_d визначають виразами

$$F_6 = F_3 + F \cdot \chi, \quad F_d = F_3 - (F - \Delta F) = F_3 - F(1 - \chi). \quad (12.7)$$

Для забезпечення щільності стику деталей треба, щоб $F_d > 0$, тобто $F_3 > F(1 - \chi)$. На практиці рекомендується силу затягування вибирати як

$$F_3 = F \cdot K_{\text{щ}}(1 - \chi), \quad (12.8)$$

де $K_{\text{щ}}$ – коефіцієнт запасу щільності стику.

З урахуванням виразів (12.7) і (12.8) навантаження болта має вигляд

$$F_6 = 1,3 K_{\text{щ}} \cdot F(1 - \chi) + F \cdot \chi = F(1,3 K_{\text{щ}}(1 - \chi) + \chi). \quad (12.9)$$

Потрібний внутрішній діаметр болта за умови міцності:

$$d_1 \geq \sqrt{4F(1,3 K_{\text{щ}}(1 - \chi) + \chi) / (\pi[\sigma_p])}. \quad (12.10)$$

Ці з'єднання найпоширеніші у практиці: з'єднання фланців трубопроводів, кришок резервуарів, кронштейнів і т. д.

12.3.4. З'єднання затягнутим болтом, навантажене силами зсуву

Умовою міцності таких з'єднань є відсутність зсуву деталей. Відзначають два варіанти нарізних з'єднань, що навантажені силами зсуву.

Перший випадок: болт встановлено в отвори зі щілиною (рис. 12.10, а).

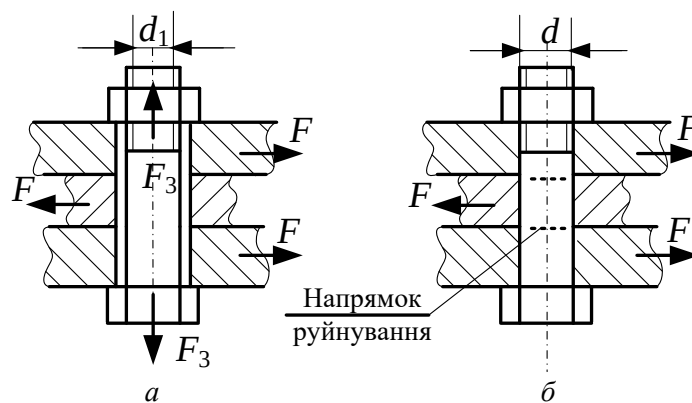


Рис. 12.10. Болтове з'єднання:
а – зі щілиною; б – без щілини

Для запобігання зсуву деталей з'єднання необхідно, щоб сили тертя в стиках від попереднього затягування гарантовано, з коефіцієнтом запасу на зсув K_z , перевищували зовнішні сили F , тобто

$$F_3 \cdot f \cdot i \geq K_3 \cdot F, \quad (12.11)$$

де f – коефіцієнт *тертя ковзання*; i – кількість пар площин стику.

Потрібний діаметр болта d_1 визначають з урахуванням виразу (12.4):

$$d_1 \geq \sqrt{5,2 K_3 \cdot F / (\pi \cdot i \cdot f [\sigma_p])}. \quad (12.12)$$

Другий випадок: болт встановлено в отвори без щілини (рис. 12.10, б).

Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя між деталями не враховують, а затягування болта не обов'язкове. Болт розраховують за умовою міцності на зріз, що відбувається у двох перерізах:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \frac{\pi d_1^2}{4} i} \leq [\tau_3]. \quad (12.13)$$

Потрібний діаметр болта

$$d_1 \geq \sqrt{2F / (\pi [\tau_3] i)}. \quad (12.14)$$

З порівняння обох варіантів установлення болта видно, що перший дешевший від другого, оскільки він не потребує точних розмірів болта й отвору в деталях з'єднань, однак вимагає використання болта з більшим діаметром.

12.4. Розрахунок одиничного болтового з'єднання при змінному навантаженні

Для болта заданого діаметра перевіряють запас міцності за амплітудами та максимальними напруженнями.

Умова міцності за амплітудою напружень має вигляд

$$n_a = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \geq [n_a], \quad (12.15)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при розтягуванні гладкого зразка за симетричним циклом; K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень у різі; σ_a – амплітуда напружень, береться як половина напружень від змінних

$$\Delta F: \sigma_a = \frac{\Delta F}{A} = \frac{0,5F \cdot \chi}{\pi \cdot d_1^2 / 4}; [n_a] – \text{допустимий запас міцності за амплітудою.}$$

Умова міцності за максимальним напруженням:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_3 + \sigma_a} \geq [n_m], \quad (12.16)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу; σ_3 – напруження від зтягування:

$$\sigma_3 = \frac{F_3}{\pi \cdot d_1^2 / 4}.$$

12.5. Розрахунок групи болтових з'єднань

У розрахунках групи болтових з'єднань припускають:

- поверхні стиків плоскі і жорсткі;
- всі болти однакові за розмірами і мають однакове початкове зтягування;
- болти в з'єднанні розміщені симетрично щодо осей стику, які проходять через центр його ваги.

Розрахунок групи болтових з'єднань виконують у такій послідовності:

- будують розрахункову схему з'єднання;
- визначають найбільш навантажений болт;
- виконують розрахунок міцності цього болта.

Відзначають три випадки розрахунку, розглянуті нижче.

12.5.1. З'єднання, навантажене силою, що перпендикулярна стику

Типовим прикладом такого з'єднання є кріплення кришок резервуарів, що знаходяться під тиском рідини або газу. Зовнішнє навантаження рівномірно розподіляється на болти кількістю n так, що

$$F_i = F / n. \quad (12.17)$$

Потрібну силу попереднього зтягування болтів вибирають за умови герметичності з'єднання за (12.8), а внутрішній діаметр – за виразом (12.10).

12.5.2. З'єднання, навантажене силою, що діє у площині стику

Таке навантаження характерне, наприклад, для болтового з'єднання кронштейнів (рис. 12.11).

Довільно спрямовану силу F (див. рис. 12.11, *а*) заміняють вектором $\overline{R} = \overline{F_1} + \overline{F_2}$ та моментом M (див. рис. 12.11, *б*) відносно центра ваги стику:

$$M = F_1 \cdot h + F_2 \cdot l, \quad F_1 = F \sin \alpha; \quad F_2 = F \cos \alpha.$$

Рівномірний розподіл складових сили F та моменту M на болти дає такі реактивні зусилля:

$$F_{\delta 1} = F_1 / 3; \quad F_{\delta 2} = F_2 / 3; \quad F_{\delta M} = M / 2a = (F_1 h + F_2 l) / 2a.$$

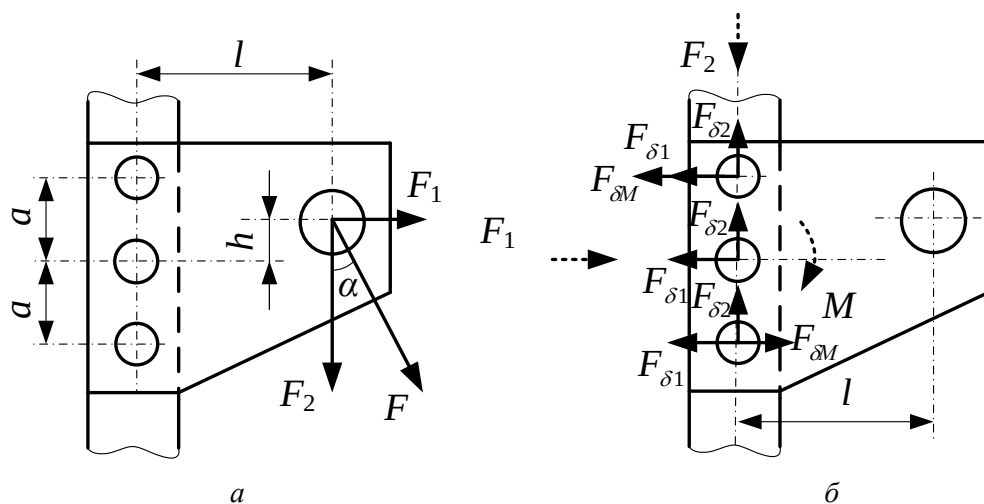


Рис. 12.11. З'єднання, навантажене силою, що діє у площині стику:
а – схема навантаження; *б* – розрахункова модель

Сумарне навантаження кожного болта визначають як геометричну суму сил $F_{\delta 1}$, $F_{\delta 2}$, $F_{\delta M}$. Як розрахункове навантаження беруть найбільше з добутих значень для трьох болтів. Для з'єднання на рис. 12.11 найбільш навантаженим виявився верхній болт, для якого

$$F_{\delta} = \sqrt{(F_{\delta 1} + F_{\delta M})^2 + F_{\delta 2}^2}.$$

Якщо болти поставлені зі щільною, то величину d_1 визначають за виразом (12.12), коли ні – за виразом (12.14).

12.5.3. Довільне навантаження з'єднання

Розрахунок довільно навантаженого з'єднання розглянемо на прикладі кронштейна (рис. 12.12). Довільно спрямовану силу F замінимо вектором $\overline{R} = \overline{F_1} + \overline{F_2}$ ($F_1 = F \cos \alpha$; $F_2 = F \sin \alpha$) і моментом M ($M = F_1 \cdot h - F_2 \cdot t$) відносно центра ваги стику. Оскільки навантаження F_2 та M розкривають

стик деталей, а F_1 зсуває кронштейн відносно основи, то необхідно розраховувати болтове кріплення кронштейна за такими схемами.

Перша схема: визначення розрахункової сили для болта за умови нерозкриття стику. Під дією сили F_2 усі болти розтягуються однаковими силами $F_{\delta 2} = F_2/4$; під дією моменту M болти, що розміщені ліворуч від центра ваги стику, розтягуються, а ті, що праворуч, – стискаються однаковими силами $F_{\delta 2} = M/2l$.

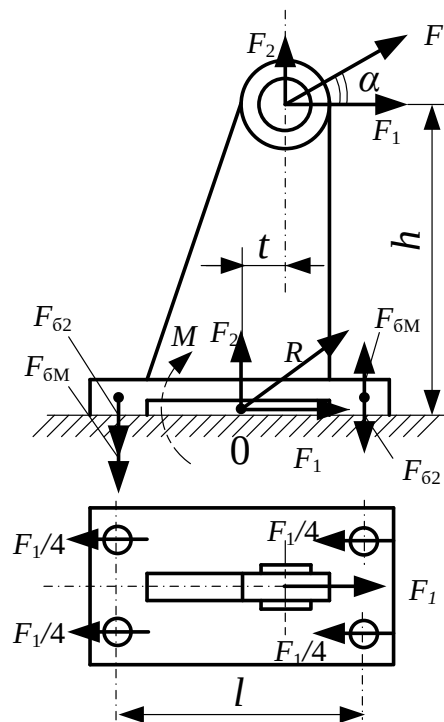


Рис. 12.12. Група болтового з'єднання з довільним навантаженням

Аналіз розрахункової схеми свідчить, що болти ліворуч від центра ваги стику більш навантажені, і їх повне навантаження визначають як

$$F = F_{\delta 2} + F_{\delta M},$$

де $F_{\delta 2} = F_2 / 4$; $F_{\delta M} = M / 2l = (F_1 \cdot h - F_2 \cdot t) / 2l$.

Розрахункова сила, що діє на болт за умови нерозкриття стику, визначається виразом (12.9), а потрібний діаметр різі – формулою (12.10).

Друга схема: визначення розрахункової сили для болта за умови запобігання зсуву деталей. Зсув може відбутися через силу F_1 ($F_{\delta 1} = F_1 / 4$), зсуву сприятиме сила F_2 , що послаблює затяжку. Тоді умова запобігання зсуву визначається формулою (12.11)

$$(F_3 - F_{62})f \geq K_3 \cdot F_{61},$$

з якої розраховують потрібну силу затягування болта: $F_3 \geq (K_3 \cdot F_{61} / f) + F_{62}$.

Потрібний діаметр різі d_1 визначають на основі формули (12.12). Якщо болти з'єднання встановлені без щілини, то їх діаметр знаходять за формулою (12.14) з урахуванням тільки сили F_{δ} .

Остаточно діаметр болтів визначають за більшим навантаженням.

12.6. Приклад розрахунку групи болтових з'єднань

Електродвигун 4A100S4У3 (рис. 12.13) закріплено на рамі болтами 1–4.

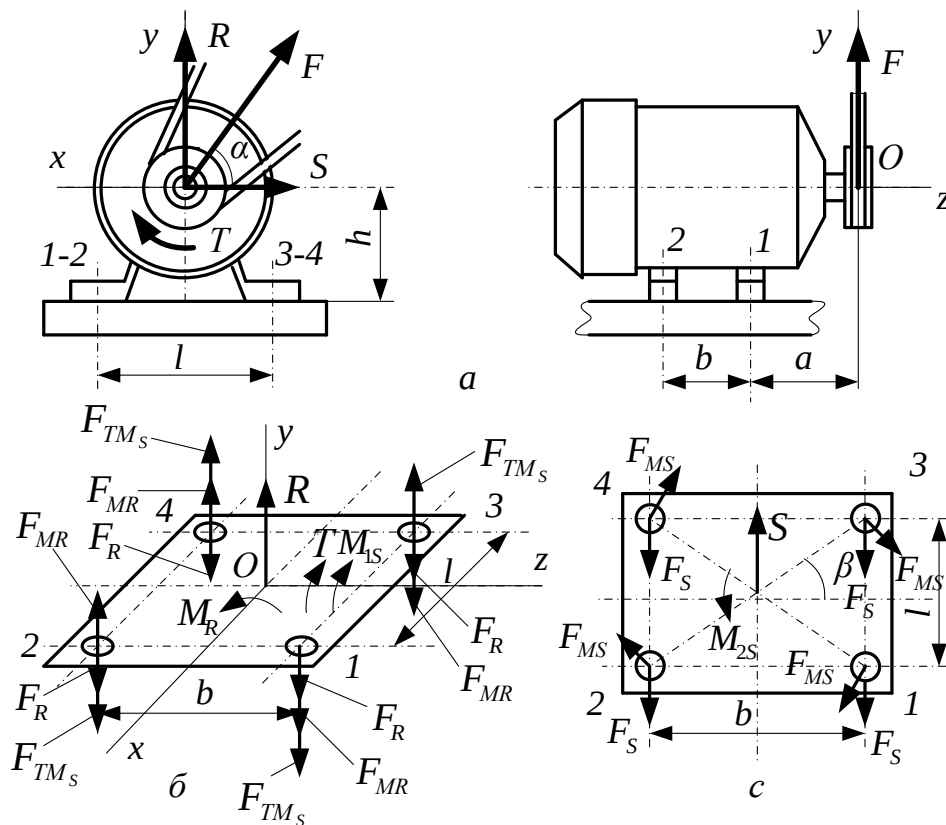


Рис. 12.13. Схема розрахунку навантажень на болти кріплення двигуна

На валу електродвигуна розміщено шків пасової передачі. Розрахувати болти кріплення електродвигуна до рами: потужність двигуна $P = 3$ кВт; кутова швидкість $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$; сила, що діє на вал двигуна від натягу паса, $F = 920 \text{ Н}$; кут нахилу сили F до горизонту $\alpha = 60^\circ$; розрахункові розміри $h = 100 \text{ мм}$; $l = 160 \text{ мм}$; $b = 112 \text{ мм}$; $a = 90 \text{ мм}$; діаметр отворів лап двигуна під болти $d_0 = 12 \text{ мм}$.

Розв'язання. При відомому діаметрі отворів у лапах двигуна $d_0 = 12 \text{ мм}$ для його кріплення можуть бути використані болти М10. У цьому разі задача

зводиться до визначення класу міцності болтів, тобто слід підібрати потрібний матеріал.

Обертальний момент, що діє на корпус електродвигуна,

$$T = P/\omega = 3 \cdot 10^3 / 150 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сила F показана у вигляді двох складових (див. рис. 12.13, *a*):

$$R = F \cdot \sin \alpha = 920 \sin 60^\circ = 796 \text{ Н}; \quad S = F \cdot \cos \alpha = 920 \cos 60^\circ = 460 \text{ Н}.$$

Зведення сил R і S до центра ваги площини стику двигуна і рами потребує додавання відповідних моментів. У площинах, перпендикулярних до площини стику (див. рис. 12.13, *б*), діють такі навантаження: сила R ; обертальний момент T ; моменти M_{1S} та M_R :

$$M_{1S} = S \cdot h = 460 \cdot 100 = 46 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_R = R (a + 0,5b) = 796 (90 + 0,5 \cdot 112) = 116,2 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

У площині стику двигуна і рами (див. рис. 12.13, *с*) діють сила S та її момент M_{2S} :

$$M_{2S} = S (a + 0,5b) = 460 (90 + 0,5 \cdot 112) = 67,2 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Зовнішні осьові сили F_R , F_{MR} , F_{TM} на кожний із чотирьох болтів (див. рис. 12.11, *б*)

$$F_R = R/4 = 796/4 = 199 \text{ Н};$$

$$F_{MR} = M_R/(2b) = 116,2 \cdot 10^3/(2 \cdot 112) = 520 \text{ Н};$$

$$F_{TM} = (T + M_{1S})/(2l) = (20 \cdot 10^3 + 46 \cdot 10^3)/(2 \cdot 160) = 206 \text{ Н}.$$

Зовнішні поперечні сили F_S , F_{MS} на кожний із чотирьох болтів (див. рис. 12.13, *с*)

$$F_S = S/4 = 460/4 = 115 \text{ Н};$$

$$F_{MS} = M_{2S}/(4c) = 67,2 \cdot 10^3/(4 \cdot 98) = 172 \text{ Н},$$

де c – відстань від центра ваги стику до болтів:

$$c = \sqrt{(0,5b)^2 + (0,5l)^2} = \sqrt{(0,5 \cdot 112)^2 + (0,5 \cdot 160)^2} = 98 \text{ мм}.$$

Найбільша зовнішня осьова сила F_o сприймається болтом 1 (див. рис. 12.13, *б*):

$$F_o = F_R + F_{MR} + F_{TM} = 199 + 520 + 206 = 925 \text{ Н}.$$

Найбільша зовнішня поперечна (зсувна) сила F_{Π} припадає на болти 1 і 3 (див. рис. 12.13, *с*):

$$F_{\Pi} = \sqrt{F_S^2 + F_{MS}^2 + 2F_S \cdot F_{MS} \cdot \cos \beta} = \sqrt{115^2 + 172^2 + 2 \cdot 115 \cdot 172 \cos 55^\circ} = 256 \text{ Н},$$

де β – кут між векторами сил F_S і F_{MS} :

$$\beta = \arctg (l/b) = \arctg (160/112) = 55^\circ.$$

Для болта 1 за умови щільності стику (див. (12.9)) розрахункова сила

$$F'_6 = (1,3K_{\text{ш}}(1 - \chi) + \chi) F_o = (1,3 \cdot 1,5(1 - 0,2) + 0,2) 925 = 1988 \text{ Н},$$

де $K_{\text{ш}} = 1,5$; коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,2$.

Для болта 1 або 3 за умови відсутності зсуву двигуна щодо рами (див. рис. 12.11) розрахункова сила

$$F''_6 = 1,3F_{\Pi} \cdot K_3 / (i \cdot f) = 1,3 \cdot 256 \cdot 1,8 / (1 \cdot 0,15) = 3994 \text{ Н},$$

де $K_3 = 1,8$; кількість пар площин стику $i = 1$; коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,15$.

У подальшому розрахунку до уваги береться сила F''_6 , оскільки $F''_6 > F'_6$.

Для вибраних болтів М10 внутрішній діаметр різі $d_1 = 8,376$ мм (див. стор. 427 у розділі «Різі», [10]).

Напруження розтягу у болті, спричинене силою F''_6 ,

$$\sigma_p = 4F''_6 / (\pi \cdot d_1^2) = 4 \cdot 3994 / (3,14 \cdot 8,376^2) = 72,5 \text{ МПа.}$$

При коефіцієнті запасу міцності $s = 4$ для болтів М10 з вуглецевої сталі (див. стор. 37 [13]) потрібна границя текучості матеріалу болтів

$$\sigma_t \geq s \cdot \sigma_p = 4 \cdot 72,5 = 290 \text{ МПа.}$$

Отже, для болтів потрібна сталь 30 або 35 міцності – 5.6 (див. табл. 1 у розділі «Кріпильні вироби», [10]), а гайки можуть бути виготовлені зі сталі 10.

Контрольні запитання

1. Які основні переваги та недоліки нарізних з'єднань?
2. Які різі частіше використовують у загальному машинобудуванні?
3. Основні геометричні параметри метричних різей.
4. Коли відбувається самовідгвинчування нарізних з'єднань і які засоби стопоріння цих з'єднань застосовують у техніці?
5. Чому виникає нерівномірний розподіл навантаження по витках різі і які використовують засоби для вирівнювання навантажень по вітках різі?
6. Як виготовляють різьбові деталі?
7. Які матеріали застосовують для виготовлення болтів та гайок?
8. Які існують випадки навантаження болтового з'єднання?
9. Як розраховують групу болтових з'єднань при статичному навантаженні?
10. Як розраховують болтові з'єднання при динамічному навантаженні?

Розділ 13. ШПОНКОВІ, ШЛІЦЬОВІ, ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

Шпонкові (рис. 13.1, а) та шліцьові (рис. 13.1, б) з'єднання служать для закріплення на валах деталей, які передають обертальний момент (шків, зірочки, зубчасті колеса, муфти).



Рис. 13.1. Шпонкові (а) та шліцьові (б)

13.1. Шпонкові з'єднання

Відрізняють два види *шпонкових з'єднань*: ненапружені і напружені, що здійснюють шпонками, показаними на рис. 13.2, а, б і рис. 13.2, в, г відповідно.



Рис. 13.2. Шпонки призматичні (а), сегментні (б), клинові (в), штифтові (г)

На рис. 13.3 а, б, г зображені деталі шпонкових з'єднань: 1 – вал, 2 – маточина (шківа, зірочки, зубчастого колеса), 3 – шпонка.

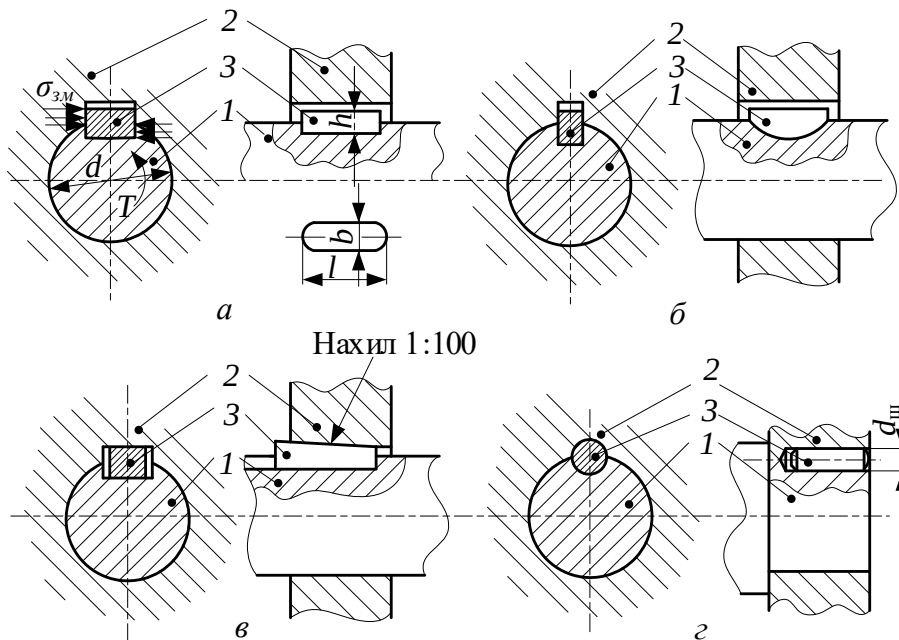


Рис. 13.3. Шпонкові з'єднання

Ширину (b) і висоту (h) *призматичних* шпонок (див. рис. 13.3, а) вибирають залежно від діаметра (d) вала, а довжину (l) – за шириною маточини деталі, розміщеної на валу; їх перевіряють розрахунком на міцність та

узгоджують з ГОСТ 23360-78. Кінцівки шпонок бувають плоскими і округленими (рис. 13.2, а); останні застосовують частіше. Недоліком призматичних шпонок є труднощі забезпечення взаємозамінності, що обмежує їх використання в масовому виробництві.

Сегментні шпонки, згідно з ГОСТ 24071-97, поширені менше призматичних. Переваги їх в тому, що вони не потребують ручної пригінки (див. рис. 13.3, б), а глибока посадка шпонки забезпечує їй більш стійке положення, запобігає перекосу під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують здебільшого для з'єднання деталей на малонавантажених ділянках вала.

Напружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою *клинових* шпонок (ГОСТ 24068-80) та циліндричних *штифтів* (ГОСТ 26862-86).

Клинові врізані шпонки без головки (див. рис. 13.3, в) виготовляють із нахилом 1:100. Ці шпонки передають обертальний момент за рахунок сил тертя на широких робочих гранях завдяки відповідному натягу у радіальному напрямку при їх забиванні. Клинові шпонки мають обмежене використання, оскільки в цьому з'єднанні виникає зміщення осі маточини відносно осі вала, що недопустимо для швидкісних машин. Тому сфера використання клинових шпонок обмежується тихохідними машинами, до того ж за необхідності частого розбирання з'єднань.

Циліндричні шпонки або штифти (див. рис. 13.3, г) застосовують при вільному доступі до торця з'єднання деталей на кінці вала; їх встановлюють із натягом у відповідні отвори, що паралельні осі з'єднання.

Переваги шпонкових з'єднань:

- простота та надійність конструкції;
- низька вартість виготовлення;
- зручність складання з'єднання.

До недоліків належать:

- послаблення вала та маточини шпонковим пазом;
- неприйнятність для швидкісних валів.

Розрахунок шпонкових з'єднань у більшості випадків виконують як перевірний, оскільки розміри шпонок вибирають залежно від діаметра вала за відповідним стандартом.

Послідовність розрахунку ненапружених шпонкових з'єднань розглядається на прикладі з'єднання призматичною шпонкою, де обертальний момент T передається від вала до маточини деталі за допомогою бічних вузьких граней шпонки (див. рис. 13.3, *а*). Навантажені поверхні зминаються і при незначних переміщеннях, як наслідок, спрацьовуються, тому основним розрахунком цього з'єднання є розрахунок за умови обмеження напружень зминання. У спрощеному розрахунку вважають, що шпонка врізана у вал на глибину $0,5h$; напруження зминання $\sigma_{зм}$ розподіляються за висотою та довжиною рівномірно; відстань від рівнодіючої $\sigma_{зм}$ до центра вала дорівнює $0,5d$. За цими допущеннями умова міцності шпонкового з'єднання має вигляд

$$\sigma_{зм} = F / A_{зм} = T / 0,5d \cdot 0,5h \cdot l_p \leq [\sigma_{зм}]. \quad (13.1)$$

Для попередньо вибраної висоти шпонки (h) її робоча довжина (без урахування скруглень торців)

$$l_p \geq 4T / d \cdot h \cdot [\sigma_{зм}]. \quad (13.2)$$

Якщо потрібна довжина l_p перевищує довжину маточини деталі, встановлюють дві шпонки або використовують більш технологічні з'єднання – шліцьові.

13.2. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання в більшості випадків утворюються за допомогою зубців (шліців), що нарізуються на поверхнях вала та отворів маточини (рис. 13.4). Нерухомі шліцьові з'єднання вирізняють:

- за формою профілю зубців: прямокутні (див. рис. 13.4, *а*); евольвентні (див. рис. 13.4, *б*); трикутні (див. рис. 13.4, *в*);
- за центруванням: по бічних гранях (див. рис. 13.4, *а*); по зовнішньому діаметру (див. рис. 13.4, *б*); по внутрішньому діаметру (див. рис. 13.4, *в*);
- за серією з'єднання прямокутних профілів: легка, середня, важка.

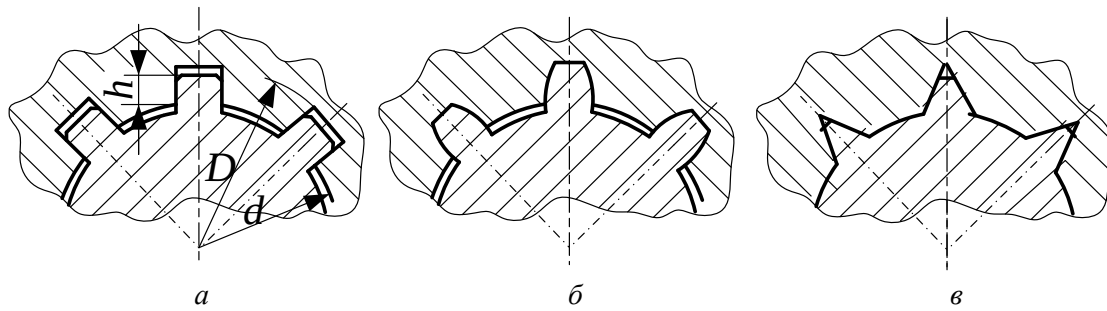


Рис. 13.4. Шліцьові з'єднання:
 a – прямокутні; b – евольвентні; v – трикутні

Для валів загальномашинобудівного призначення найбільш поширені прямокутні стандартизовані шліцьові з'єднання з centruванням по бічних гранях. При підвищених вимогах до умов роботи машини centruвання виконують по зовнішньому чи внутрішньому діаметрах. Серія з'єднання визначає його несучу здатність.

Евольвентні з'єднання вельми перспективні; вони повільно витіснюють прямокутні внаслідок підвищеної міцності та технологічності. Евольвентні з'єднання кращі для великих діаметрів валів, де застосовують такі технологічні методи, як при нарізанні зубчастих коліс.

В металорізальних верстатах використовують рухомі з'єднання вал-маточина, які називають *кульковими шліцьовими з'єднаннями*.

З'єднання з трикутним профілем зубців не стандартизовані і використовуються при обмежених габаритних розмірах.

Порівняно із шпонковими шліцьові з'єднання мають такі переваги:

- більшу компактність та несуча спроможність;
- підвищену точність centruвання деталей на валу;
- можливість взаємозамінності.

При проектуванні шліцьового з'єднання геометричні параметри (кількість шліців z , зовнішній діаметр D) вибирають залежно від діаметра d вала.

Основним критерієм працездатності шліцьових з'єднань є опір робочих поверхонь спрацюванню, яке виникає через відносні переміщення навантажених поверхонь внаслідок деформації вала та щілин у деталях

з'єднань. Тому перевірний розрахунок цих з'єднань виконують за умови обмеження напружень зминання робочих поверхонь зубців. Наприклад, для прямокутних шліцьових з'єднань умова міцності має вигляд

$$\sigma_{зм} = F / A_{зм} = 2T / d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi \leq [\sigma_{зм}], \quad (13.3)$$

де $d_c = 0,5 (D + d)$ – середній діаметр шліцьового з'єднання; h – висота робочої поверхні шліца; l – довжина шліцьового з'єднання; ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між шліцами.

13.3. Профільні з'єднання

Профільними називають такі з'єднання, в яких переріз вала й отвору втулки не круглі. Профільні з'єднання (рис. 13.5) передають обертальний момент за рахунок навантаження відповідних граней вала і втулки або маточини деталі (шків, зубчастого колеса, зірочки).

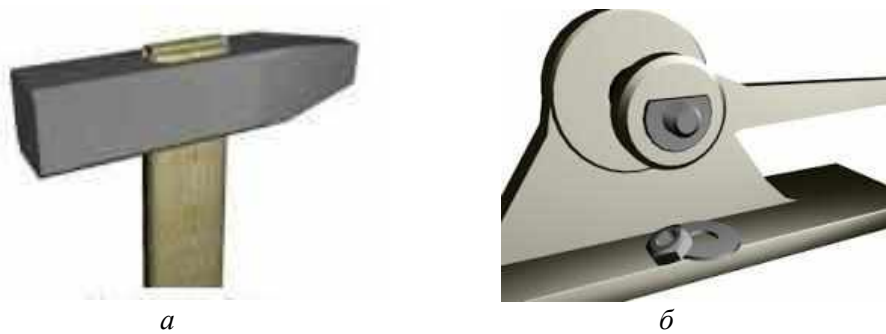


Рис. 13.5. Профільні з'єднання:
а – рукоятки і молотка; б – рукоятки і механізму

Перевага з'єднання – менша концентрація напружень, недолік – складність виготовлення. Розрахунок ведуть за напруженнями зминання контактних поверхонь.

13.4. Приклад розрахунку шпонкового з'єднання

Сталева маточина черв'ячного колеса з'єднана з валом діаметром $d = 75$ мм, який передає обертальний момент $T = 736,633$ Н·м, за допомогою призматичної шпонки. Необхідно: підібрати шпонку.

Відповідно до стандарту (табл. 5.19 [20]) вибирають розміри з'єднання: ширина шпонки $b = 16$ мм; висота шпонки $h = 10$ мм; глибина паза на валу $t_1 = 6$ мм; глибина паза в маточині $t_2 = 4,3$ мм. Для шпонки вибирається $[\sigma_{зм}] = 70$ МПа. За формулою (13.2) потрібна робоча довжина шпонки:

$$L_p = \frac{4T}{d \cdot h [\sigma_m]} = \frac{4 \cdot 736633}{75 \cdot 10 \cdot 70} = 56,1 \text{ мм}.$$

Повна довжина шпонки $L = L_p + b = 56,1 + 16 = 72,1 \text{ мм}$.

Якщо довжина маточини черв'ячного колеса $L_m = 90 \text{ мм}$, то довжину стандартної шпонки беруть $L = 80 \text{ мм}$. Отже, задане з'єднання здійснюється призматичною шпонкою $16 \times 10 \times 80$ (ГОСТ 23360-78).

Контрольні запитання

1. Які є основні види ненапружених та напружених шпонкових з'єднань?
2. Як вибирають шпонку для шпонкового з'єднання?
3. За якою умовою міцності виконують перевірний розрахунок шпонки?
4. В яких випадках використовують шліцьові з'єднання?
5. Які існують основні види шліцьових з'єднань і в чому їх перевага над шпонковими?
6. Як розраховують шліцьові з'єднання?
7. Навіщо потрібні профільні з'єднання?

Розділ 14. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЮ З НАТЯГОМ

14.1. Загальні відомості

З'єднання деталей *посадкою з гарантованим натягом* – напружене з'єднання, в якому натяг створюється потрібною різницею посадочних розмірів насаджуваних одна на одну деталей (рис. 14.1).

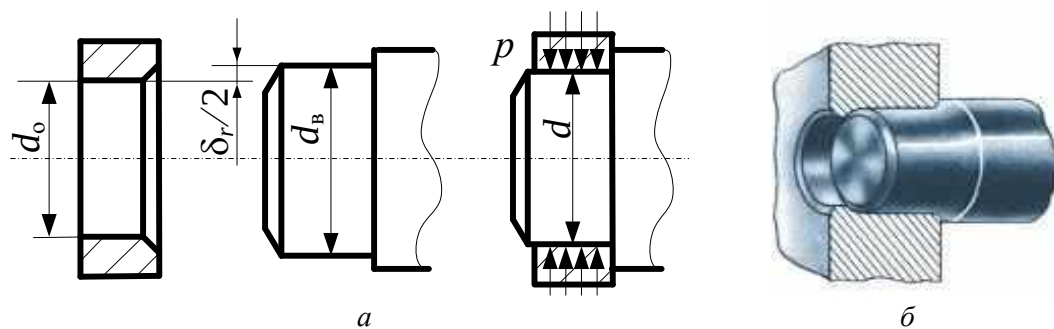


Рис. 14.1. З'єднання з натягом:
а – схема утворення; б – з'єднання маточини з валом

В інженерній практиці ці з'єднання називають *пресовими*, оскільки вони можуть утворюватись запресуванням. Серед з'єднань деталей посадкою з

натягом найбільшого поширення набули циліндричні з'єднання, в яких одна деталь охоплює іншу по циліндричній поверхні. Приклади таких з'єднань: з'єднання шківів, зірочок, зубчастих коліс, кілець підшипників кочення з валами механічних передач.

Переваги з'єднань із натягом:

- простота та технологічність;
- висока точність центрування;
- можливість сприйняття динамічних навантажень.

До недоліків з'єднання належать:

- значне розсіяння міцності з'єднання;
- наявність високих напружень у деталях;
- відносна складність демонтажних робіт.

Особливістю з'єднань деталей посадкою з гарантованим натягом є те, що вони здійснюються без додаткових деталей.

У техніці часто застосовують комбінацію пресового та шпонкового з'єднань, розрахунок яких виконують залежно від того, яке з двох з'єднань основне. Визначивши основне з'єднання, вважають, що воно сприймає все навантаження, і тоді розрахунок комбінованого з'єднання замінюють розрахунком основного.

Найбільш поширений спосіб здійснення з'єднання посадкою з натягом утворюють шляхом нагрівання деталі, що охоплює вал, або охолодження охоплюваної деталі. Застосування нагрівання або охолодження деталей забезпечує приблизно у півтора рази більшу міцність з'єднання, ніж запресування.

Нижче розглядаються з'єднання по циліндричних поверхнях через переважне їх розповсюдження, що пояснюється відносною простотою та технологічністю, низькою вартістю і затребуваністю в масовому виробництві не тільки для загального машинобудування, але і для спеціальних високошвидкісних машин.

14.2. Розрахунки з'єднань

У розрахунках з'єднань посадкою з натягом, перш за все, забезпечують взаємну нерухомість з'єднаних деталей під навантаженням, що досягається встановленням потрібного (мінімального) натягу. Потім перевіряють міцність спряжених деталей, оскільки фактичний максимальний натяг може спричинити руйнування або пластичні деформації деталей з'єднанням. Тому розрахунок пресових з'єднань виконують за двома умовами: міцності з'єднання, тобто його нерухомості, та міцності деталей з'єднання.

14.2.1. Розрахунок міцності з'єднання

Пресове з'єднання частіше буває навантаженою осьовою силою F_a , обертальним моментом T або осьовою силою та обертальним моментом одночасно. Розрахункову схему для останнього випадку показано на рис. 14.2.

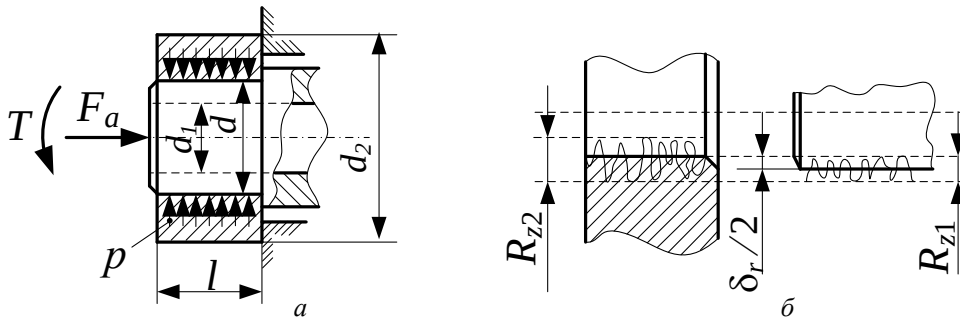


Рис. 14.2. Розрахункова схема з'єднання посадкою з натягом:
а – схема навантаження; б – профілі деталей

Зовнішнє навантаження сприймається силами тертя на спряжених поверхнях деталей, які обумовлені тиском p , що виникає в результаті натягу. Умова міцності з'єднання при його навантаженні силою F_a має вигляд:

$$F_a \leq K \cdot f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l . \quad (14.1)$$

Умова міцності з'єднання при його навантаженні моментом T :

$$T \leq 0,5K \cdot f \cdot p \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l . \quad (14.2)$$

Умова міцності при одночасному навантаженні F_a і T :

$$\sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq K \cdot f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l , \quad (14.3)$$

де $F_t = 2T/d$ – колова сила від дії T , K – коефіцієнт запасу зчеплення.

Потрібний тиск у з'єднанні:

$$p \geq \sqrt{F_a^2 + F_t^2} / K \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot l. \quad (14.4)$$

Розрахунковий натяг δ_{rp} залежно від тиску p визначається з теорії розрахунку товстостінних циліндрів (задача Ляме), що розглядається в курсі опору матеріалів:

$$\delta_{rp} = p \cdot d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2), \quad (14.5)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності при розтягу матеріалів деталей; C_1, C_2 – коефіцієнти Ляме;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2. \quad (14.6)$$

Потрібний натяг δ_{rp} вибирають залежно від способу складання з'єднання. При складанні з'єднання запресуванням $\delta_{rp} > \delta_{rp}$ на величину пластичної деформації мікронерівностей через їх зрізання:

$$\delta_{rp} = \delta_{rp} + 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1}, R_{z2} – висоти мікронерівностей поверхонь деталей з'єднання.

При складанні з'єднання термічним способом потрібний натяг має дорівнювати розрахунковому, тобто $\delta_{rp} = \delta_{rp}$.

За величиною δ_{rp} підбирають відповідно стандартну посадку, для якої найменший натяг $\delta_{min} \geq \delta_{rp}$.

Необхідну різницю температур Δt з'єднуваних деталей визначають за виразом

$$\delta_{max} + S_m = \Delta t \cdot \alpha \cdot d, \quad (14.7)$$

де δ_{max} – максимальний натяг; S_m – технологічна монтажна щілина; α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталей.

14.2.2. Розрахунок міцності деталей з'єднання

Перевірку міцності деталей з'єднання виконують за максимальним натягом вибраної посадки з урахуванням зменшення мікронерівностей, тобто, задаючись $\delta_{rp} = \delta_{rp} - 1,2(R_{z1} + R_{z2})$, визначають величину тиску p згідно з

виразом (14.5), після чого за формулами Ляме знаходять напруження σ_t , σ_r в товстостінному циліндрі, епюри яких показані на рис. 14.3.

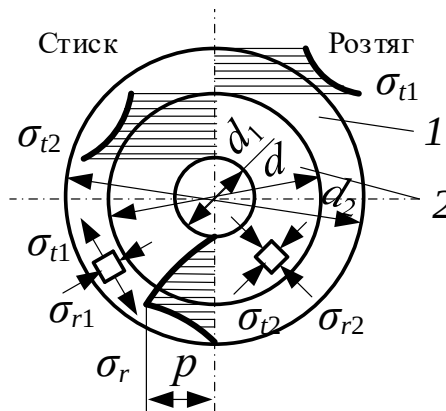


Рис. 14.3. Епюри напружень:

σ_r — радіальні напруження; σ_t — тангенціальні напруження

Небезпечним елементом з'єднання, як правило, є деталь 1, що охоплює деталь 2, а саме точки її внутрішньої поверхні, де справедливі вирази:

$$\sigma_t = p \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2}; \quad \sigma_r = -p. \quad (14.8)$$

Умова міцності для деталі 1 за гіпотезою найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_t = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq [\sigma_\tau]. \quad (14.9)$$

Як показує досвід використання з'єднань з натягом, надійність їх не зменшується при наявності деякої кільцевої пластичної зони на внутрішній поверхні деталі 1, тобто при невиконанні умови (14.9). Деяке зменшення опору втомі валів під маточинами деталей, встановлених із натягом, може бути компенсоване шляхом збільшення місцевого діаметра вала приблизно на 5 % із застосуванням механічного та хіміко-термічного зміцнення.

Велике розсіяння натягів та коефіцієнтів тертя в цих з'єднаннях для деяких відповідних машин потребує ймовірнісних розрахунків.

Контрольні запитання

1. Які існують технологічні методи складання з'єднань із натягом?
2. Приклади з'єднань із натягом як рознімних і нерознімних.
3. За яких умов розраховують з'єднання з натягом?

4. У чому сутність розрахунку міцності з'єднання з натягом?
5. Навіщо потрібні розрахунки міцності деталей з'єднання з натягом?

Розділ 15. ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

15.1. Загальні відомості

Зварні з'єднання (рис. 15.1) – нерознімні з'єднання, що утворюються зварюванням (технологічний процес з'єднання деталей силами молекулярного зчеплення за рахунок місцевого нагрівання стику деталей до розплавленого / пластичного стану із подальшим взаємним деформуванням).



а *б*
Рис. 15.1. Зварні з'єднання коробчастих (*а*) і трубних (*б*) деталей

У машинобудуванні найбільш поширені способи зварювання – з використанням електричного струму шляхом оплавлення (дугове та електрошлакове зварювання) та доведенням до пластичного стану (контактне зварювання) стиків з'єднуваних деталей згідно до ГОСТ 2601-84.

Дугове (ручне та автоматичне) зварювання здійснюються завдяки оплавленню стиків зварюваних деталей електричною дугою; використовують для зварювання деталей малих та середніх розмірів перерізу завтовшки 1...130 мм. Дуговим зварюванням утворюють: балки трубчастого перерізу стріл, башти, порталу кранів, рами кранових візків, кранові ферми; барабани, ковші, підвісні шляхи, фундаментні рами конвеєрів; з'єднання труб у трубопроводах, з'єднання фланців та ніпелів гідравлічних і пневматичних машин; з'єднання елементів важких валів, кінцевого ущільнення, соплового апарата, циліндрів високого тиску, конденсаторів, ресиверів, допоміжного та спеціального обладнання турбін.

Електрошлакове зварювання відрізняється від дугового тим, що необхідна теплота для оплавлення стиків деталей виділяється в шлаковій ванні при проходженні через неї електричного струму. Спосіб дуже продуктивний при зварюванні великогабаритних деталей завтовшки до 1 м.

Контактне зварювання ґрунтується на нагріванні стику з'єднуваних деталей при проходженні через нього електричного струму з подальшим їх деформуванням. Цей спосіб використовують для з'єднання деталей із тонколистових елементів (до 2 мм) в масовому чи серійному виробництві.

Основні переваги зварних з'єднань: відсутність додаткових з'єднуючих елементів економія матеріалу та зменшення маси виробів (на 10...20 % клепкових; 30...50 % литих); простота та технологічність процесу; рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей.

До недоліків зварних з'єднань належать: присутність залишкових напружень, що деформують елементи конструкції; концентрація напружень та чутливість до динамічних навантажень; знижена стійкість до корозії.

15.2. Види зварних з'єднань та типи швів

Залежно від взаємного розміщення з'єднуваних елементів деталей визначають за ГОСТ 5264-80 види зварних з'єднань: *стикові* (рис. 15.2, а), *напускні* (рис. 15.2, б), *кутові* (рис. 15.2, в) і *таврові* (рис. 15.2, г).

Зварні з'єднання утворюються за допомогою зварних швів, що являють собою затверділий після зварення метал.

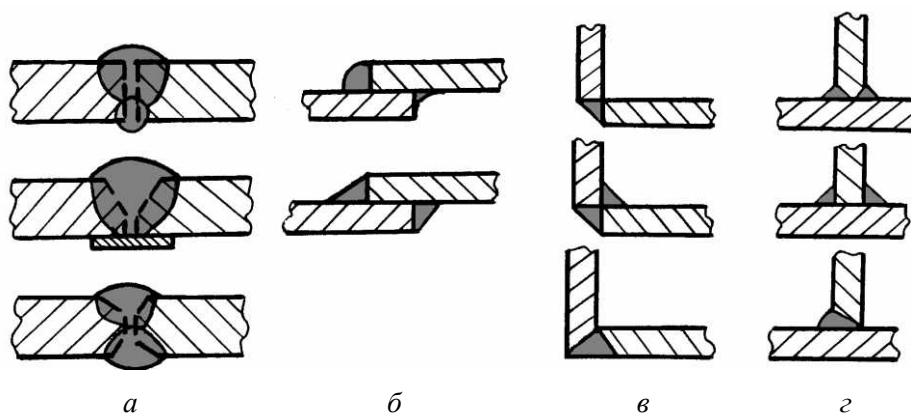


Рис. 15.2. Види зварних з'єднань

Шви бувають *стикові*, які переважно використовують для стикових з'єднань; вони відрізняються формою підготовки кромek з'єднання (див. рис. 15.2, *а*), а також *кутові*, які використовують для напускних, таврових та кутових з'єднань; вони відрізняються за формою перерізу шва (див. рис. 15.2, *б*): нормальний, опуклий, поліпшений.

Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F кутові шви напускних з'єднань бувають: лобовими (рис. 15.3, *а*), фланговими (рис. 15.3, *б*), косими (рис. 15.3, *в*), комбінованими (рис. 15.3, *г*).

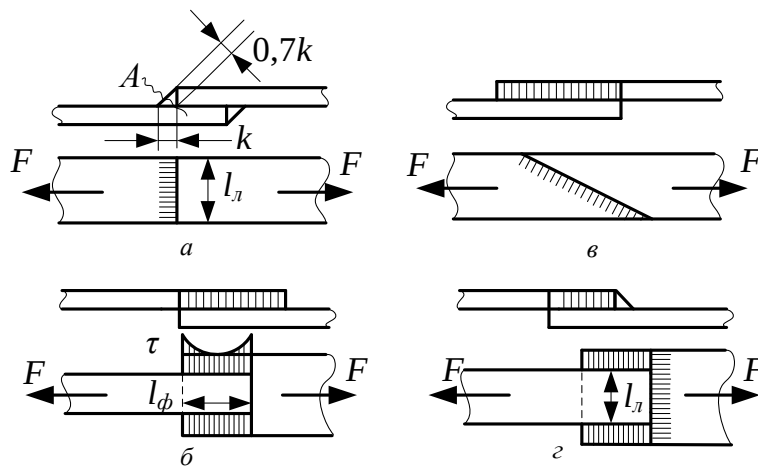


Рис. 15.3. Види швів напускних з'єднань

Із відомих з'єднань стикові найбільш надійні, їх рекомендують у конструкціях, що знаходяться під вібраційним навантаженням. Досвід експлуатації зварних з'єднань показує, що при якісному виконанні зварювання (відсутні непровари – рис. 15.4, *а*; пори – рис. 15.4, *б* та інші дефекти швів) руйнування з'єднань відбувається по шву або в зоні термічного впливу шва, де від нагрівання змінюються механічні властивості металу.



а



б

Рис. 15.4. Дефекти зварних швів: *а* – непровар; *б* – пори

15.3. Розрахунки швів дугового зварювання

Основною умовою при проектуванні зварних конструкцій є забезпечення рівномірності швів. Оскільки у більшості випадків розміри зварних швів та їх тип визначаються за формою та розмірами з'єднуваних деталей, то розрахунки швів виконують як перевірні, припускаючи, що їх якість задовольняє відповідні технічні норми.

15.3.1. Розрахунок стикових швів

Стикові шви розраховують на міцність за номінальними напруженнями без урахування їх підсилення (місцевого наплавленого металу) з використанням тих самих залежностей, що й для суцільних елементів.

Розрахунок на статичну міцність в загальному випадку при складному напруженому стані, коли діють сила розтягу F , поперечна сила Q і момент M , виконують за еквівалентним напруженням у небезпечному перерізі:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_z)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p'], \quad (15.1)$$

де σ_p – напруження від розтягування шва, $\sigma_p = F / A$, (A – площа перерізу шва);

де σ_z – напруження від згинання шва, $\sigma_z = M / W$, (W – осьовий момент опору перерізу шва); τ – дотичне напруження від поперечної сили, що діє на шов,

$\tau = Q / A$; $[\sigma_p']$ – допустиме напруження при розтягуванні матеріалу шва.

15.3.2. Розрахунки кутових швів напускних з'єднань

Тут розглядаються розрахунки для простіших випадків навантаження: розтяжною силою, згинаючим моментом та довільно розташованою в площині з'єднання силою. Розрахунок для складного навантаження – комбінації вказаних вище простих навантажень – будується з використанням принципу незалежності дії навантажень. Шви умовно розраховують на зріз за найменшим перерізом A з висотою $m = 0,7k$ (див. рис. 15.3, а).

Розрахунок швів на розтяг

Цей розрахунок проводять за формулою

$$\tau = F / 0,7k \cdot l_{\Sigma} \leq [\tau'] , \quad (15.2)$$

де l_{Σ} – сумарна довжина шва; $[\tau']$ – допустиме напруження матеріалу шва на зріз. Для напускного з'єднання з лобовими швами (див. рис. 15.3, а) $l_{\Sigma} = 2l_{\text{л}}$; для напускного з'єднання з фланговими швами (див. рис. 15.3, б) $l_{\Sigma} = 2l_{\text{ф}}$; для напускного з'єднання з комбінованими швами (див. рис. 15.3, в) $l_{\Sigma} = 2l_{\text{ф}} + l_{\text{л}}$.

Довжини флангових швів напускних з'єднань при проектуванні вибирають так, щоб шви були однаково навантажені. На прикладі напускного з'єднання листа з кутком, навантаженим у центрі тяжіння (рис. 15.5), показано вибір величин $l_{1\text{ф}}$ та $l_{2\text{ф}}$.

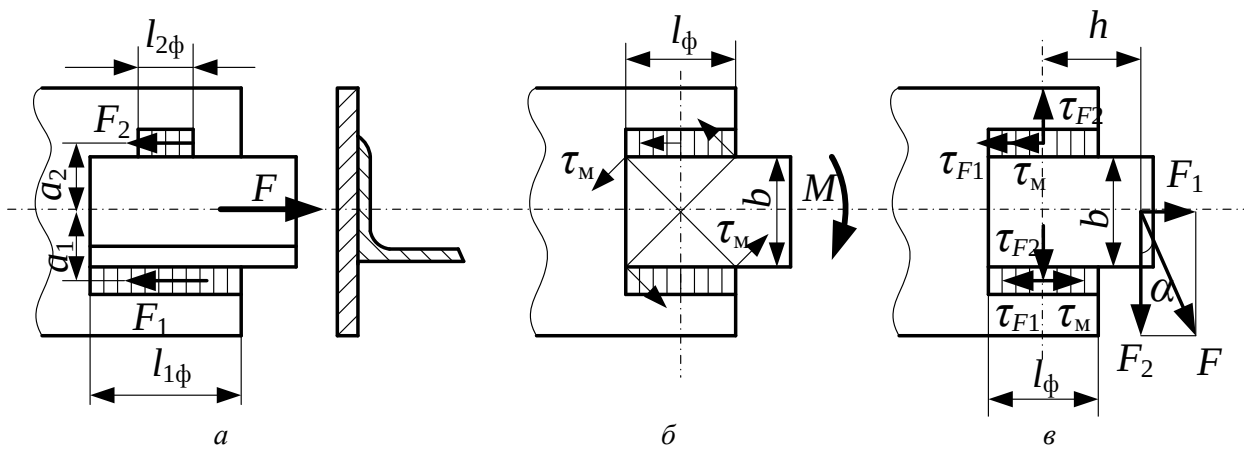


Рис. 15.5. Розрахункова модель з'єднання листа з кутком:
а – розтягування; б – згин; в – комбіноване навантаження

З умови рівноваги з'єднання (див. рис. 15.5, а):

$$\begin{cases} F_1 + F_2 = F, \\ F_1 \cdot a_1 - F_2 \cdot a_2 = 0 \end{cases}$$

визначають сили F_1 та F_2 : $F_1 = F \frac{a_2}{a_1 + a_2}$; $F_2 = F \frac{a_1}{a_2 + a_1}$.

Для однакових перерізів швів їх довжини повинні бути пропорційні навантаженням чи обернено пропорційні відстаням до лінії навантаження з'єднання, тобто: $F_1 / F_2 = a_2 / a_1 = l_{1\text{ф}} / l_{2\text{ф}}$.

Розрахунок швів під дією моменту в площині з'єднання

У цьому випадку навантаження швів (див. рис. 15.5, б) напруження зрізу розподіляється нерівномірно по довжині шва, а їх величини на кінцях шва визначаються формулою:

$$\tau_m = M / W_p, \quad (15.3)$$

де W_p – полярний момент опору перерізу шва.

Для порівняно коротких швів ($l_\phi < b$), поширених на практиці, припускають, що напруження зрізу розподіляються вздовж шва рівномірно і спричиняються силою $F = M / b$. Тоді, згідно з виразом (15.2), умова міцності шва має вигляд:

$$\tau_m = M / (0,7k \cdot l_\phi \cdot b) \leq [\tau']. \quad (15.4)$$

Розрахунок швів під дією довільно розташованої сили

У цьому з'єднанні (див. рис. 15.5, в) більш навантаженим є верхній шов, для якого умова міцності має вигляд:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F1} + \tau_m)^2 + \tau_{F2}^2} \leq [\tau'], \quad (15.5)$$

де $\tau_{F1} = F \cos \alpha / (2 \cdot 0,7k \cdot l_\phi)$; $\tau_{F2} = F \sin \alpha / (2 \cdot 0,7k \cdot l_\phi)$; $\tau_m = F \cos \alpha / (0,7k \cdot l_\phi)$.

15.3.3. Розрахунок кутових швів таврових з'єднань

Згідно зі схемою навантаження таврового з'єднання (рис. 15.6) максимальне напруження зрізу виникає в точках верхньої границі шва:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F1} + \tau_m)^2 + \tau_{F2}^2} \leq [\tau'], \quad (15.6)$$

де $\tau_{F1} = F_1 / (2 \cdot 0,7k \cdot b)$; $\tau_{F2} = F_2 / (2 \cdot 0,7k \cdot b)$;

$\tau_m = M / 2W = M / (2 \cdot 0,7k \cdot b^2 / 6) = 3M / 0,7k \cdot b^2$; $M = (F \sin \alpha) \cdot h$.

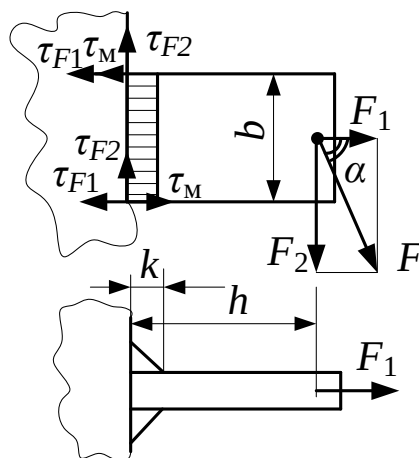


Рис. 15.6. Розрахункова модель навантаження таврового з'єднання

15.4. Допустимі напруження матеріалу швів дугового зварювання

Різноманітність факторів, що впливають на міцність швів дугового зварювання (дефекти, характер навантаження, навколишнє середовище), а також наближеність розрахункових формул обумовлюють потребу визначення допустимих напружень з урахуванням досвіду експлуатації з'єднань. При статичному навантаженні допустимі напруження матеріалу шва визначають як частку допустимого напруження при розтягуванні для основного металу залежно від виду дугового зварювання (ручне чи автоматичне) та типу електрода (звичайні чи спеціальні). Допустимі напруження при циклічному навантаженні з'єднань додатково враховують характеристику циклу навантаження та концентрацію напружень.

Наведені вказівки для визначення допустимих напружень у зварних швах справедливі при якісному виконанні зварювання, що задовольняє вимоги стандартів.

15.5. Схема розрахунків деталей з'єднань

Упорядкуванню здобутих знань щодо нарізних, шпонкових, шліцьових з'єднань та з'єднань з натягом і зварюванням допоможе наведена схема розрахунків їх основних параметрів (рис. 15.7).



Рис. 15.7. Схема розрахунків деталей з'єднань

Контрольні запитання

1. Які існують основні способи з'єднання деталей зварюванням?
2. Які бувають види зварних з'єднань?
3. Що таке зварний шов і які бувають види швів?
4. Чому виникають дефекти зварних швів?
5. За яких умов міцності розраховують стикові шви?
6. Як розраховують кутові шви напускних з'єднань?
7. Від яких факторів залежать допустимі напруження для зварних швів?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Деталі машин. Розрахунок та конструювання : підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробйов, В. С. Гапонов, О. І. Дубинець, О. І. Пилипенко, А. В. Гайдамака, С. Л. Панов, А. С. Столбовий. – Київ : Талком, 2014. – 684 с.
2. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник / В. Т. Павлище. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 11-е изд., перераб. – М. : Высш. шк., 2007. – 408 с.
4. Детали машин : учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич и др.; под ред. О. А. Ряховского, 2-е изд. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 520 с.
5. Детали машин и основы конструирования. Основы теории и расчёта : учебник / П. Н. Учаев, С. Г. Емельянов, С. П. Учаева, Е. В. Павлов; под общ. ред. проф. П. Н. Учаева. – Старый Оскол : ТНТ, 2015. – 344 с.
6. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Кудрявцев В. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1980. – 464 с.
8. Иосилевич Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
9. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / под. общ. ред. Д. Н. Решетова. М. : Машиностроение, 1995. – 864 с.
10. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение. Т.1 – 2001. – 920 с.; Т.2 – 912 с.; Т.3 – 864 с.
11. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения : справочник / О. П. Леликов. – М. : Машиностроение. – 2006. – 640 с.
12. Перель Л. Я. Подшипники качения : расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель, А. А. Филатов. – М. : Машиностроение, 1992. – 606 с.
13. Биргер И. А. Расчёт на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1966. – 616 с.
14. Решетов Д. Н., Надёжность машин : учебное пособие для вузов / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев – М. : Высш. шк., 1988. – 238 с.

15. Большаков В. П., Бочков А. Л., Лячек Ю. Т. Твердотельное моделирование деталей в САД-системах. – Питер, 2014. – 304 с.
16. Реклейтис Г. Оптимизация в технике : в 2-х кн. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсдел. – М. : Мир, 1986. – Кн. 1. – 349 с.; Кн. 2. – 320 с.
17. Шпур Г. Автоматизированное проектирование в машиностроении / Г. Шпур, Ф. Краузе. – М. : Машиностроение, 1988. – 647 с.
18. Устиненко В. Л. Основы проектирования деталей машин / В. Л. Устиненко, Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Выща школа, 1983. – 184 с.
19. Киркач Н. Ф. Расчёт и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.
20. Гайдамака А. В. Деталі машин : Текст лекцій для студентів машинобудівних спеціальностей / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2002. – 128 с.
21. Гайдамака А. В. Підшипники кочення : навч. посібник / А. В. Гайдамака. – Харків : Видавництво «Форт», 2009. – 246 с.
22. Курмаз Л. В. Основы конструювання деталей машин : навч. посібник / Л. В. Курмаз. – Харків : Видавництво «Підручник НТУ ХПІ», 2010. – 532 с.
23. Герасименко В. В. Моделювання зубчастих коліс та валів : навч. посібник / В. В. Герасименко, Д. Ю. Бородин, І. М. Бєлих. – Харків : ТОВ «ПЛАНЕТА-ПРІНТ», 2019. – 164 с.

ДОДАТОК

Позначення	Найменування	Стор.
1	2	3
ЗАГАЛЬНІ		
ДСТУ БА.1.1-11-94. ССНБ	Показники якості і методи оцінки рівня якості продукції. Терміни та визначення	7
ДСТУ ГОСТ 2.001:2006	Єдина система конструкторської документації. Загальні положення	8
ГОСТ 4.23-83	Смазки пластичные. Номенклатура показателей	28
ГОСТ 4.24-84	Масла смазочные. Номенклатура показателей	28
ДСТУ 8277:2015	Двигатели асинхронные. Общие технические условия	31
ГОСТ 6636-69	Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры	36, 38
ПЕРЕДАЧІ ПАСОВІ		
ГОСТ 17383-73	Шкивы для плоских приводных ремней	43
ДСТУ ISO 5292:2007	Пасові приводи. Паси клинові і поліклинові. Розрахунок навантажувальної здатності.	49
ДСТУ ISO 9980:2008	Пасові приводи. Шків з канавками для клинових пасів (система, базована на ефективній ширині). Контроль геометрії канавок	43
ГОСТ 1284.1-89	Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля	43
ГОСТ 23831-79	Ремни плоские приводные резинотканевые. Технические условия	43
ТУ 17-21-598-87	Ремни приводные плоские из синтетических материалов	43
ГОСТ 3805114-76	Ремни приводные зубчатые	52
ПЕРЕДАЧІ ЛАНЦЮГОВІ		
ДСТУ ГОСТ 13568:2006	Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови	59, 60
ГОСТ 591-69	Звездочки для приводных роликовых и втулочных цепей. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента	61
ГОСТ 13552-81	Цепи приводные зубчатые. Технические условия	59, 60
ГОСТ 13576-81	Звездочки для приводных зубчатых цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. Предельные отклонения	61
ПЕРЕДАЧІ ЗУБЧАСТІ		
ДСТУ ISO 54-2001	Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі	77
ДСТУ 3423-96	Передачи зубчатые. Погрешности и допуски. Термины и определения	85
ГОСТ 380-2005	Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки	107
ГОСТ 12344-2003	Стали легированные и высоколегированные. Методы определения углерода	107
ДСТУ EN 1561:2010	Литье. Серый чугун. Технические условия	108

1	2	3
ПЕРЕДАЧІ ЗУБЧАСТІ ЦИЛІНДРИЧНІ		
ДСТУ ISO 53-2001	Передачи зубчатые цилиндрические для общего и тяжелого машиностроения. Стандартный исходный контур	82
ГОСТ 16531-83	Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения	76
ГОСТ 16532-70	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии	76, 83
ГОСТ 19274-73	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии	76
ГОСТ 21354-87	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность	13, 100
ПЕРЕДАЧІ ЗУБЧАСТІ КОНІЧНІ		
ДСТУ ISO 677:2007	Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Вихідний контур	82
ДСТУ ISO 10300-1:2006	Розрахування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу	93
ГОСТ 19325-73	Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения	88, 90
ГОСТ 19326-73	Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии	89
ПЕРЕДАЧІ ХВИЛЬОВІ		
ДСТУ 2452-94	Передачі хвильові. Вихідний контур	120
ДСТУ 2454-94	Передачі хвильові. Типи. Основні параметри та розміри	117
ПЕРЕДАЧІ НОВІКОВА		
ГОСТ 15023-76	Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур	122
ГОСТ 17774-72	Передачи Новикова с двумя линиями зацепления. Расчет геометрии	121
ПЕРЕДАЧІ ЧЕРВ'ЯЧНІ ЦИЛІНДРИЧНІ		
ДСТУ 2455-94	Передачі черв'ячні циліндричні. Вихідний черв'як та вихідний виробний черв'як.	145, 147
ДСТУ 3523-97	Передачі черв'ячні циліндричні. Розрахунок геометрії	147
СТ СЭВ 267-76	Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка	152, 153
ГОСТ 3675-81	Передачи червячные цилиндрические. Допуски	157
ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА		
ГОСТ 24738-81	Резьба трапецеидальная. Диаметры и шаги	166
ГОСТ 25329-82	Станки металлорежущие. Передачи винт-гайка качения. Основные размеры	166

1	2	3
ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ		
ДСТУ ГОСТ 520-2003	Подшипники качения. Общие технические условия	194
ГОСТ 3189-89	Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений	194
ГОСТ 3395-89	Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения	193
ГОСТ 18854-2013 (ISO 76:2006)	Подшипники качения. Статическая грузоподъемность	209
СТ 18855-2013 (ISO 281:2007)	Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс	206
Типи підшипників		
ДСТУ ГОСТ 520:2014	Подшипники качения. Общие технические условия	194
ДСТУ ГОСТ 8338:2008	Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры	194
ГОСТ 831-75	Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры	194
ГОСТ 29241-91	Подшипники упорно-радиальные шариковые одинарные с углом контакта 60°. Технические условия	194
ГОСТ 7872—89	Подшипники упорные шариковые одинарные и двойные. Технические условия.	194
ДСТУ ГОСТ 24696:2008	Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные с симметричными роликами. Основные размеры	194
Ущільнення підшипникових вузлів		
ГОСТ 8752-79	Манжеты резиновые армированные для уплотнения валов	198
МУФТИ		
ДСТУ 2278-93	Муфты механічні. Терміни та визначення	215
ГОСТ 19107-97	Муфты механические. Ряды номинальных крутящих моментов	215
ДСТУ 3173-95 (ГОСТ 24246-96)	Муфты втулкові. Параметры, конструкция і розміри	216
ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96)	Муфты фланцеві. Параметры, конструкция і розміри	216
ДСТУ 2128-93 (ГОСТ 21423-93)	Муфты пружні втулково-пальцеві. Параметры та розміри	218
ДСТУ 2742-94	Муфты зубчасті. Технічні умови	219
ДСТУ 2130-93 (ГОСТ 15620-93)	Муфты запобіжні кулачкові. Параметры та розміри	220
ДСТУ 3174-95 (ГОСТ 15622-96)	Муфты запобіжні фрикційні. Параметры. конструкция і розміри	220
ДСТУ 2134-93 (ГОСТ 15621-93)	Муфты запобіжні кулькові. Параметры та розміри	222
ГОСТ Р 50895-96	Муфты зубчатые. Технические условия	220

1	2	3
РІЗІ. КРІПІЛЬНІ ВИРОБИ		
ГОСТ 9150-2002 (ИСО 68-1-98)	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль	227
ГОСТ 8724-2002 (ИСО 261-98)	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги	227
ГОСТ 24705-2004 (ИСО 724:1993)	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры	227
ДСТУ ISO 225-2001	Кріпильні вироби Болти, гвинти, шпильки і гайки Символи і позначення розмірів	227
ГОСТ 1759.4-87	Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний	228
ШПОНКОВІ І ШЛИЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ		
ГОСТ 23360-78	Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки	241
ГОСТ 24071-97 (ИСО 3912-77)	Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы	241
ГОСТ 24068-80	Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки	242
ГОСТ 26862-86	Штифты. Общие технические условия	242
ГОСТ 1139-80	Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобоочные. Размеры и допуски	243
ГОСТ 6033-80	Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30 град. Размеры, допуски и измеряемые величины	243
ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ		
ГОСТ 2601-84	Сварка металлов. Термины и определения основных понятий	251
ГОСТ 5264-80	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры	252

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЗЧИК

А

Агрегатування 8
Антифрикційні властивості 153

Б

Безвідмовність 24
Буксування 44
Болт 227
Бронза 153

В

Вал 170
Взаємозамінність 8
Вузол 5
– підшипниковий 195
Виконавчий орган 6
Викришування 18, 96, 204
– обмежене 97
– прогресуюче 98
Вібростійкість 24
Відмова 25
Відшаровування 98
Вихідний контур 81
Витривалість
– в контакті 93, 108
– при згині 93, 110
Вкладиш підшипника 186
Водило 116

Г

Гайка 227
Галтель 172
Гвинт 227
Генератор хвиль 118

Д

Деталь та її види 5, 11
Діаметр
– початкового кола 76
– ділильного кола 76
– основного кола 76
– кола вершин зубців 76
– кола западин зубців 76
Двигун 6, 31
Динамічна вантажність 206, 210
Деформація
– контактна 20

– матеріалу деталі 20
Довговічність 24
Диференціал 116

Е

Економічність 7
Еквівалентна кількість циклів 16
Евольвентний профіль 73
Ескізний проект 9

Ж

Жорсткість 20

З

Зачеплення
– внутрішнє 72
– зовнішнє 72
– некориговане, кориговане 78
– однопарне 78
Залишкові деформації 204
Заход черв'яка 146
Зношування 18
Заїдання 18, 99
Задирка 19, 99
Зносостійкість 21
Знос 21
Збережуваність 25
Зварні шви
– стикові 252
– кутові 252
Зварювання
– дугове 251
– електрошлакове 251
– контактне 251
Змашування 28
– неперервне 28
– струмінне 28
Зірочка 58
Зубець
– зірочки 63
– зубчастого колеса 77
З'єднання
– рознімні, нерознімні 225
– нарізні 226
– метричні 226
– шпонкові 240
– шліцові 240

- зварні 250
- – стикові 252
- – напускні 252
- – кутові 252
- – таврові 252
- пресові 246

I

Імовірністю руйнування 17
 Імовірність безвідмовної роботи 25
 Інтенсивність відмов 25
 Інструментальна рейка 81, 84

K

Конструювання 9
 Комп'ютерне моделювання 10
 Коефіцієнт корисної дії 33
 Критерії працездатності 9

- пасових передач 49
- ланцюгових передач 64
- зубчастих передач 99
- черв'ячних передач 149

 Криві ковзання 48
 Крок

- ланцюга 62
- зубчастого колеса
 - – основний 76
 - – ділильний 76
 - – торцевий 86
 - – нормальний 86
 - – осьовий 86

 Колесо зубчасте 114

- ведуче 71
- ведене 71
- прямозубе 72
- косозубе 72, 86
- еквівалентне 87
- гнучке 118

 Конусна відстань

- середня 91
- зовнішня 91

 Коефіцієнт

- розподілу навантаження 101, 105
- концентрації навантаження 101, 105
- динамічного навантаження 101,
- кута нахилу зубців 105
- властивостей матеріалу 101
- форми зубців 101
- торцевого перекриття 101
- діаметра черв'яка 148

- безпеки 207
- перекриття
 - – торцеве 79
 - – осьове 88
 - – загальне 88
- податливості 232
- тертя ковзання 233
- тяги 48
- корисної дії передач
 - – пасової 48
 - – черв'ячної 150

Кут зачеплення 77

L

Ланцюг 58

- втулковий 60
- роликів 60
- зубчастий 60

 Лінія зачеплення 77

M

Машина і її види 5
 Матеріали

- машинобудівні 27, 107
- мастильні 28

 Механізм 5
 Міжосьова відстань 45, 63, 76, 148
 Міцність 14

- запас 15
- умова 15

 Мастило 18
 Мастильна плівка 18
 Мехатронні вузли 167
 Мікротріщина 19
 Модифікування 94
 Момент

- зведений 175
- обертальний 34
- опору осьовий 180, 185
- опору полярний 179, 217, 231

 Модель 2D, 3D 10

- моделювання комп'ютерне 10
- моделювання твердотільне 10

 Модуль 77

- зовнішній коловий 91, 106
- нормальний 106

 Мультиплікатор 74
 Муфта

- Пружна втулково-пальцева 173, 218
- класифікація 215

Н

Навантажувальна здатність 49

Надійність 7

Навантаження 11

- розподілене на поверхні 12
- розподілене в об'ємі 12
- постійні 12
- повільно змінне 12
- питоме 93, 102
- динамічне 12
- – стаціонарне, нестационарне 12
- – випадкове 13

Напрацювання 26

Напруження

- контактні 17, 92
- згину 92
- допустимі 15, 107, 256
- нормальні, дотичні 16
- – амплітудні, середні 16

Норми точності 85

О

Опора 172

Оптимізація 10

Охолодження 156

П

Пас та його види 42

Параметри

- кінематичні 35
- навантаження 35

Проект

- технічний, ескізний 9

Проектування 4, 6

- підходи 9

Передавальний механізм 6

Привід 6

Потужність 34

Працездатність 7

Передача

- механічна 30
- пасова 39
- ланцюгова 58
- черв'ячна 143
- – самогальмівна 151
- гіпоїдна 74
- гвинтова 74
- гвинт-гайка 161
- – козання 162
- – кочення 167

- планетарна 115
- хвильова 117
- із зачепленням Новікова 120
- – запольною 121
- – допольною 121
- – дозапольною 121
- зубчаста
- – циліндрична 86
- – конічна 89
- – відкрита 73
- – закрита 73
- – кінематична 73
- – силова 73

Передаточне

- відношення 33
- число 78

Перекося кілець 203, 210

Перекриття у зачепленні 78, 87

Проточка 172

Пружне ковзання 44

Підшипник

- гнучкий 118
- ковзання 186
- – гідродинамічний 186
- – гідростатичні 187
- кочення 191
- – радіальний 193
- – радіально-упорний 193
- – упорно-радіальний 193
- – упорний 193

Попередня зтяжка 230

Поле зачеплення 79

Поліс зачеплення 81

П'ята 171

Р

Розрахунки

- проектний 9
- перевірний 10

Резонанс 24

Ремонтопридатність 24

Ресурс

- середній 26
- гамма-процентний 26
- паса 49
- підшипника кочення 206

Редуктор 74

Робоча документація 9

Руйнування

- ланцюга 64
- зубчастого колеса 98

— деталей підшипників 205

— комбіновані 198

С

Сателіт 115

Самовідгвинчування 228

Сепаратор 192

Спрацьовування

- абразивне 22, 98, 204
- від утомленості 22
- молекулярно-механічне 22

Сила

- колова 33, 94
- радіальна 94
- осьова 94
- попереднього натягу 46
- нормальна 92
- тертя 92

Спосіб

- копіювання 84
- обкочування 84

Сталь 107, 153

Стандартизація 8

Статична вантажність 206, 210

Т

Технічний рівень 7

Технічне завдання 9

Технічна пропозиція 9

Технічний проект 9

Твердість зубців 107

Тиск у контакті деталей 22

Тіла кочення 192

Теплонапруженість 23

Теплостійкість 23

Тепловий баланс 23

Термін служби 26, 109

Тертя

- за напіврідинного мащення 189, 150
- за рідинного мащення 189

Точність передачі 85

Трибологія 21

У

Уніфікація 8

Утома

- малоциклова 15
- багатоциклова 15

Ущільнення

- манжетні 198
- лабіринтні 198

Ф

Фретинг-корозія 22

Фланк 82

Фреза

- дискова 84
- пальцева 84

Формула Герца 18

Ц

Цапфа 171

Циклограма 12

Цикл зміни напруження 15

Ч

Чавун 157

Частота обертання 34

Черв'ячна фреза 81

Черв'як

- архімедов 145
- евольвентний 145
- конволютний 145

Ш

Шайба

- плоска 227
- пружня 227

Швидкість

- колова 33
- кутова 33

Шків 42

Шийка 171

Шип 171

Шпилька 227

Шпонка

- призматична 241
- сегментна 241
- клинова 242

Щ

Щілина

- бічна 76
- радіальна 76

Я

Якість 6

- показники 7
- — технічні, економічні 7

ЗМІСТ

Передмова	3
Вступ	4
Розділ 1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ КУРСУ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	5
1.1. Відомості про складові елементи машин.....	5
1.2. Проєктування: основні поняття.....	7
1.3. Механічні навантаження.....	11
1.4. Критерії працездатності.....	14
1.5. Надійність: складові і показники.....	25
1.6. Машинобудівні матеріали.....	27
1.7. Мастильні матеріали.....	28
Контрольні запитання.....	29
Розділ 2. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	30
2.1. Загальні відомості.....	30
2.2. Відомості про двигуни та їх вибір.....	31
2.3. Класифікація механічних передач.....	32
2.4. Характеристики механічних передач.....	33
2.5. Комплексний приклад проєктування механічного приводу.....	35
Контрольні запитання.....	39
Розділ 3. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ	39
3.1. Загальні відомості.....	39
3.2. Особливості конструкцій плоско- і клинопасових передач.....	41
3.3. Кінематичні та геометричні параметри.....	44
3.4. Сили та напруження в пасі.....	46
3.5. Визначення допустимого корисного напруження паса.....	48
3.6. Розрахунки пасових передач.....	49
3.7. Відомості про передачі з зубчастими пасами.....	52
3.8. Приклад розрахунку плоскопасової передачі.....	52
3.9. Приклад розрахунку клинопасової передачі.....	54
3.10. Приклад розрахунку поліклинопасової передачі.....	56
Контрольні запитання.....	57
Розділ 4. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ	58
4.1. Загальні відомості.....	58
4.2. Деталі приводних ланцюгових передач.....	60
4.3. Кінетостатика та геометрія передач.....	61
4.4. Критерії працездатності та розрахунку.....	64
4.5. Розрахунки ланцюгових передач.....	65
4.6. Приклад розрахунку ланцюгової роликової передачі.....	67
4.7. Приклад розрахунку ланцюгової зубчастої передачі.....	69
4.8. Схема розрахунків передач гнучким зв'язком.....	70
Контрольні запитання.....	70

Розділ 5. ЦИЛІНДРИЧНІ ТА КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ....	71
5.1. Загальні відомості про зубчасті передачі.....	71
5.2. Відомості про геометрію циліндричних передач.....	76
5.3. Основи теорії зубчастого зачеплення.....	80
5.4. Особливості утворення профілів зубців.....	81
5.5. Відомості про виготовлення зубчастих коліс.....	84
5.6. Особливості геометрії циліндричних передач із косими зубцями	86
5.7. Геометрія конічних передач.....	88
5.8. Сили в зачепленні.....	92
5.9. Складові нормальної сили.....	94
5.10. Види відмов та критерії розрахунку.....	96
5.11. Розрахунки зубців на міцність при змінному навантаженні.....	100
5.12. Матеріали та допустимі напруження.....	106
5.13. Розрахунки зубців на міцність при короточасному переванта- женні	111
5.14. Порядок розрахунків циліндричних та конічних передач.....	112
5.15. Відомості про конструкції зубчастих коліс.....	114
5.16. Планетарні передачі.....	115
5.17. Хвильові передачі.....	117
5.18. Передачі із зачепленням Новікова.....	120
5.19. Приклад розрахунку конічної передачі з прямими зубцями в редукторі.....	123
5.20. Приклад розрахунку конічної передачі з круговими зубцями в редукторі.....	129
5.21. Приклад розрахунку відкритої конічної передачі з прямими зубцями.....	130
5.22. Приклад розрахунку циліндричної передачі з косими зубцями в редукторі.....	134
5.23. Приклад розрахунку циліндричної передачі з прямими зубцями в редукторі.....	140
Контрольні запитання.....	142
Розділ 6. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ.....	143
6.1. Загальні відомості.....	143
6.2. Класифікація та основні параметри.....	145
6.3. Кінематика та статика.....	148
6.4. Критерії працездатності.....	150
6.5. Розрахунки на міцність.....	152
6.6. Матеріали та допустимі напруження.....	154
6.7. Розрахунок черв'яка.....	155
6.8. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.....	157
6.9. Конструкції деталей та їх виготовлення.....	158
6.10. Приклад розрахунку черв'ячної передачі.....	158

Контрольні запитання.....	161
Розділ 7. ПЕРЕДАЧА ГВИНТ-ГАЙКА.....	162
7.1. Загальні відомості.....	162
7.2. Особливості конструкції передач гвинт-гайка ковзання.....	163
7.3. Механіка передачі.....	164
7.4. Види пошкоджень передач та матеріали деталей.....	166
7.5. Розрахунок передачі.....	166
7.6. Передача гвинт-гайка кочення.....	167
7.7. Схема розрахунків передач зачепленням.....	170
Контрольні запитання.....	170
Розділ 8. ВАЛИ ТА ОСІ.....	171
8.1. Загальні відомості.....	171
8.2. Розрахункові схеми валів. Критерії розрахунку.....	173
8.3. Розрахунки вала.....	175
8.4. Приклад розрахунку вала черв'яка.....	177
8.5. Приклад розрахунку вала черв'ячного колеса.....	182
Контрольні запитання.....	187
Розділ 9. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ.....	187
9.1. Загальні відомості.....	187
9.2. Умови роботи та критерії працездатності.....	189
9.3. Розрахунки підшипників ковзання.....	191
Контрольні запитання.....	192
Розділ 10. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ.....	193
10.1. Загальні відомості.....	193
10.2. Підшипникові вузли. Способи установа вала.....	196
10.3. Ущільнення вузлів.....	199
10.4. Статика та кінематика підшипника.....	201
10.5. Контактні напруження у підшипниках.....	203
10.6. Види руйнувань та критерії розрахунку.....	205
10.7. Практичний розрахунок (підбір) підшипників	208
10.8. Приклад розрахунку підшипників.....	213
Контрольні запитання.....	216
Розділ 11. МУФТИ.....	217
11.1. Загальні відомості.....	217
11.2. Некеровані муфти.....	218
11.3. Керовані муфти.....	222
11.4. Самокеровані та комбіновані муфти.....	224
11.5. Схема розрахунків деталей, що обслуговують обертовий рух	226
Контрольні запитання.....	227

Розділ 12. З'ЄДНАННЯ. НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ.....	227
12.1. Різи, нарізні деталі та їх з'єднання	228
12.2. Навантаження витків різи та види руйнувань нарізних з'єднань	231
12.3. Розрахунки одиничного болтового з'єднання при постійному навантаженні.....	232
12.4. Розрахунок одиничного болтового з'єднання при змінному навантаженні.....	236
12.5. Розрахунок групи болтових з'єднань.....	237
12.6. Приклад розрахунку групи болтових з'єднань.....	240
Контрольні запитання.....	242
Розділ 13. ШПОНКОВІ, ШЛІЦОВІ, ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ	242
13.1. Шпонкові з'єднання.....	243
13.2. Шліцеві з'єднання.....	245
13.3. Профільні з'єднання.....	247
13.4. Приклад розрахунку шпонкового з'єднання.....	247
Контрольні запитання.....	248
Розділ 14. З'ЄДНАННЯ З НАТЯГОМ.....	248
14.1. Загальні відомості.....	248
14.2. Розрахунки з'єднань.....	250
Контрольні запитання.....	252
Розділ 15. ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ.....	253
15.1. Загальні відомості.....	253
15.2. Види зварних з'єднань та типи швів.....	254
15.3. Розрахунок швів дугового зварювання.....	256
15.4. Допустимі напруження матеріалу швів дугового зварювання...	259
15.5. Схема розрахунків деталей з'єднань.....	259
Контрольні запитання.....	260
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	261
ДОДАТОК.....	263
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЗЧИК.....	267