

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

**ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Конспект лекцій

з дисципліни

«ДЕТАЛІ МАШИН»

Харків – 2015

Основи конструювання деталей машин: Конспект лекцій / В.І. Мороз, В.В. Захарченко, О.В. Надтока, К.В. Астахова, С.В. Бобрицький. – Харків: УкрДАЗТ, 2015. – 149 с.

Розглянуто основні принципи розрахунку та конструювання деталей машин загального призначення: роз'ємних і нероз'ємних з'єднань, механічних передач, валів та осей, підшипників ковзання та кочення, муфт.

Рекомендований для студентів всіх форм навчання з дисципліни «Прикладна механіка» та «Деталі машин».

Іл. 88, табл. 4, бібліогр.: 6 назв.

Конспект лекцій розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 25 листопада 2011 р., протокол № 5.

Рецензент

проф. О.В. Братченко

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Конспект лекцій

з дисципліни
«ДЕТАЛІ МАШИН»

Відповідальний за випуск Захарченко В.В.

Редактор Ібрагімова Н.В.

Підписано до друку 26.12.13 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 6,25. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Механічний факультет
Кафедра «Механіка і проектування машин»

В.І. Мороз, В.В. Захарченко, О.В. Надтока

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Конспект лекцій
з дисципліні
«ДЕТАЛІ МАШИН»

Харків, 2013

Основи конструювання деталей машин: конспект лекцій / В.І. Мороз, В.В. Захарченко, О.В. Надтока. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – 149 с.

Розглянуто основні принципи розрахунку та конструювання деталей машин загального призначення: роз'ємних і нероз'ємних з'єднань, механічних передач, валів та осей, підшипників ковзання та кочення, муфт.

Рекомендований для студентів всіх форм навчання з дисципліни «Прикладна механіка» та «Деталі машин».

Іл. 88, табл. 4, бібліогр.: 6 назв.

Конспект лекцій розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 25 листопада 2011 р., протокол № 5.

Рецензент

проф. О.В. Братченко

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Загальні питання конструювання деталей машин	5
1.1 Критеріальні вимоги до деталей машин.....	6
1.2 Матеріали для виготовлення деталей машин.....	10
1.3 Основи попередньо проектних і перевірочних розрахунків деталей машин.....	16
2 З'єднання деталей машин	19
2.1 Роз'ємні з'єднання.....	20
2.2 Нероз'ємні з'єднання.....	55
3 Механічні передачі	62
3.1 Загальні відомості.....	62
3.2 Зубчасті передачі.....	64
3.3 Механізми з гнучкими ланками.....	105
4 Вали та осі	125
4.1 Загальні відомості.....	125
4.2 Проектний розрахунок валів.....	126
4.3 Перевірочний розрахунок валів.....	127
5 Підшипники	130
5.1 Призначення і класифікація.....	130
5.2 Підшипники ковзання.....	130
5.3 Підшипники кочення.....	135
6 Муфти	142
Список літератури	149

ВСТУП

Подальший розвиток самостійної роботи студентів визначає необхідність розроблення і ефективного використання відповідного методичного забезпечення до вивчення усіх передбачених діючими навчальними планами дисциплін. Особливого значення набуває розв'язання цієї задачі для загальноінженерних дисциплін, типові і робочі програми яких містять значну кількість складних для самостійного вивчення тематичних модулів.

За діючими в академії навчальними планами до основних загальноінженерних дисциплін належать дисципліна “Деталі машин” (ДМ) і її скорочена версія “Основи конструювання деталей машин” (ОКДМ) – один з головних розділів дисципліни “Прикладна механіка”. Вони містять і формують у майбутніх інженерів науково-практичну базу для проектувальних розрахунків і конструювання складових частин сучасних технічних засобів (ТЗ) – відповідних деталей, збірних одиниць, агрегатів та ін. Тому вивчення типажу, конструкції і критеріїв працездатності деталей машин, збірних одиниць (вузлів) і агрегатів з урахуванням умов їхньої сумісної роботи в транспортних технічних засобах, придбання навичок практичного використання отриманих знань при розв'язанні інженерних задач з використанням сучасної комп'ютерної техніки складають основні задачі для студентів при засвоєнні цих дисциплін.

Складність самостійного вивчення дисциплін, що розглядаються, визначається їхньої теоретичною багатокomпонентністю, яка відображається у відповідних підручниках. Вони базуються на математичному апараті досліджень з математики; методах аналізу сил, напружень і деформацій з теоретичної механіки і опору матеріалів; урахуванні властивостей і механічних характеристиках конструкційних матеріалів з матеріалознавства; загальних методах проектування різних технічних засобів з теорії механізмів і машин; методах прогнозування ресурсу деталей і вузлів машин з теорії надійності, трибомеханіки, механіки руйнування та ін.

Це визначило доцільність розроблення і використання в навчальному процесі методичного забезпечення самостійної роботи – даного конспекту лекцій з дисципліни «Деталі машин». Він містить стисле висвітлення необхідного теоретичного матеріалу за виділеними тематичними модулями, а також рекомендації до його практичного використання та поглибленого вивчення за допомогою відповідних літературних джерел і засобів систем автоматизованого проектування (САПР).

1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Усі вироби машинобудівних підприємств – різноманітні технічні засоби, окремі агрегати, механізми, прилади та інші конструкції – складаються з деталей. При цьому **деталь** визначають як елемент конструкції, який виготовлено з матеріалу однієї марки без використання складальних операцій (наприклад, деталями є болт, гайка, шайба та ін.).

Сукупність деталей, які з'єднані на підприємстві-виробникові з використанням складальних операцій (зварюванням, згвинчуванням, клепанням, паянням та ін.) з забезпеченням певної сумісної роботи, називається **складальною одиницею** (наприклад, шатун тепловозного дизеля, підшипники кочення і ковзання, насоси, компресори, редуктори та ін.). В інженерній практиці досить широко використовуються поняття «комплекси», під якими розуміють сукупності складальних одиниць, які виготовлені на підприємстві і забезпечують виконання певних функцій у складі відповідної конструкції після складання її на місці призначення (наприклад, насосні станції, дизель-генераторні станції, автоматизовані верстатні лінії та ін.), а також «комплекти», наприклад комплекти запасних частин.

Слід мати на увазі, що основою розроблення різноманітних конструкцій сучасних технічних засобів є використання в основному (за винятком спеціальних) однакових деталей і складальних одиниць – типових, нормальних і стандартних: роз'ємні та нероз'ємні з'єднання деталей, механічні передачі, вали, опори, ущільнення, муфти та ін. Це визначило необхідність

виділення їх у класифікаційні групи, розроблення відповідних інженерних методів для їх розрахунків і конструювання.

1.1 Критеріальні вимоги до деталей машин

Критеріальні вимоги до деталей машин визначаються відповідними вимогами до технічних засобів, у конструкції яких вони використовуються. До основних з них належать: **працездатність, надійність, технологічність, економічність**, а також **естетичність і екологічність**.

Під працездатністю розуміють такий стан технічного засобу, при якому він здатний виконувати задані функції (функціонувати), зберігаючи значення основних параметрів у межах, встановлених відповідними нормативними документами.

Основними критеріями працездатності технічного засобу і його деталей є міцність, жорсткість, стійкість, вібростійкість, зносостійкість, теплостійкість, стійкість проти корозії і старіння.

З перерахованих критеріїв головним є **міцність** – спроможність деталей, елементів конструкції не руйнуватися при діючих (у визначених межах) навантаженнях.

У багатьох випадках порушення вимог працездатності при експлуатації обумовлюється надмірними пружними деформаціями сполучених деталей внаслідок їхньої недостатньої **жорсткості**, під якою розуміють спроможність деталей чинити опір деформаціям (зміні форми і розмірів) під дією навантажень. Тому для ряду деталей (наприклад, довгі вали, осі та ін.) одним з основних видів проектувальних розрахунків є розрахунки на жорсткість.

Цілий ряд відповідальних деталей технічних засобів (наприклад, штанги механізму привода клапанів тепловозного дизеля, елементи конструкцій мостів, естакад, фермових конструкцій) виконується у вигляді довгих і відносно тонких брусків (стержнів), на які діють поздовжні стискальні навантаження. Найважливішою вимогою збереження їх працездатності є забезпечення в процесі експлуатації їхньої **стійкості** – спроможності зберігати первісну (прямолінійну) форму рівноваги (уникання раптового переходу до криволінійної

форми рівноваги у вигляді випинання під дією навіть незначних поперечних навантажень).

Збільшення швидкостей руху транспортних засобів, їх деталей при відповідному до цієї тенденції зниженні маси конструкції, як правило, призводить до підвищення рівня **віброактивності** (прояву механічних коливань у рухомих системах) сучасних технічних засобів. Це свідчить про істотну роль у забезпеченні працездатності **вібростійкості** – здатності працювати на експлуатаційних режимах без неприпустимих рівнів вібрацій. Важливість цього критерію визначається і тим, що поряд із шкідливими технічними проявами (порушення заданих законів руху деталей, додаткові інерційні навантаження, проблема «відбудування» від резонансу) вібрації становлять небезпеку і для людини (притуплення зору, слуху, анемія кінцівок, порушення біохімічного складу крові внаслідок руйнування кровотворної системи). Тому для забезпечення вібростійкості більшості транспортних технічних засобів використовуються сучасні віброзахисні системи, вибір чи проектування яких здійснюється при розробленні технічних засобів за результатами відповідних розрахунків параметрів вимушених коливань системи.

Виконання вимог працездатності нерозривно пов'язане із забезпеченням **зносоустійкості** – опору деталей, всіх елементів конструкції, які рухомо контактують, зношуванню (руйнуванню поверхневих шарів при терті, поступовій зміні розмірів, форми, маси і стану поверхонь, що контактують). Результатом (кількісною оцінкою) процесу зношування є знос.

У загальному плані проектувальні розрахунки деталей на знос орієнтовані або на визначення умов тертя з наявністю мастильного матеріалу (наприклад, гідродинамічний розрахунок підшипників ковзання), або на виявлення для конкретних вузлів тертя допустимих навантажень (наприклад, при проектуванні підшипників ковзання контроль величини середнього тиску на вкладиш, обмеження нагрівання і зносу за величиною питомої роботи тертя).

Працездатність багатьох технічних засобів значною мірою залежить від ступеня задоволення критерію **теплостійкості** – здатності деталей зберігати працездатність у заданих межах зміни

температурного режиму, обумовленого робочим процесом (характерно для двигунів внутрішнього згорання, газотурбінних двигунів, газотурбінних і паротурбінних установок, електричних машин, ливарних машин та ін.) і проявом тертя в механізмах і вузлах. Це пов'язано з тим, що надмірне нагрівання деталей може викликати зниження міцності матеріалу, появу додаткових деформацій і напружень, порушення нормальних умов змащення (підвищений знос), зміну зазорів у сполучених деталях (наприклад, значне зменшення зазора між поршнем і гільзою циліндра тепловозного дизеля може призвести до аварійного зносу – задиру). Тому для забезпечення нормальних теплових режимів роботи технічного засобу в експлуатації при його проектуванні в ряді випадків виконують спеціальні розрахунки.

Розрахунки, спрямовані на забезпечення і контроль працездатності, виконуються з наростаючою точністю на всіх основних етапах проектування, у процесі детальної пророблення його конструкції.

Найважливішою критеріальною вимогою до нового технічного засобу є його **надійність** – властивість виконувати задані функції (зберігати працездатність) протягом необхідного часу (або необхідного наробітку – мотогодин для двигуна, кілометражу пробігу для автомобіля та ін.). Для різних технічних засобів, умов їхньої експлуатації надійність може містити в собі такі поняття, як безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, збереженість. Для непризначених до тривалого збереження засобів надійність визначається **безвідмовністю** - зберіганням працездатності протягом заданого часу. Для багатьох технічних засобів найважливіша роль приділяється їх **довговічності** - збереженню працездатності до граничного стану (при якій подальша експлуатація або неможлива, або недоцільна) при відповідних системах технічного обслуговування і ремонту. Однією з головних експлуатаційних вимог є **ремонтпридатність** – пристосованість до відновлення працездатності на основі попередження відмов, виявлення та усунення несправностей при технічному обслуговуванні і ремонті (вихід якоїсь деталі з ладу повинний виправлятися при ремонті із забезпеченням подальшої експлуатації). Характерною вимогою до технічного засобу тривалого збереження є

збереженість – забезпечення працездатності протягом і після встановлених термінів збереження і транспортування.

Слід зазначити, що надійність складних технічних систем залежить не тільки від надійності її елементів, а і від характеру їхніх взаємних зв'язків.

Технологічність деталей і складальних одиниць характеризується мінімальними витратами засобів, часу і праці при їх виробництві, експлуатації і ремонті. До основних напрямків забезпечення технологічності деталей слід віднести: окреслювання при конструюванні форм деталей простими поверхнями (циліндричними, конічними та ін.), найбільш зручними для обробки механічними і фізичними методами; використання для виготовлення деталей конструкційних матеріалів, які забезпечують використання маловідходних і ресурсозберігаючих технологій обробки (тиском, точні ливарні, лазерні, вибухом, зварюванням та ін.); раціональне використання системи допусків і посадок, обґрунтоване завдання технічних умов на виготовлення деталей.

При проектуванні і конструюванні технічних засобів одну з головних ролей відіграє забезпечення їх **економічності** – досягнення високої **економічної ефективності**, яка формується при проектуванні, виробництві та експлуатації. Тому проектування нового технічного засобу повинно бути **економічно спрямованим** – урахувати увесь комплекс чинників, які визначають економічну ефективність, правильно оцінювати їх питому вагу. Таке проектування базується на **техніко-економічному аналізі**, який передбачає порівняння різних варіантів проектно-конструкційних рішень не тільки з чисто технічного, а і з економічного боку.

Для техніко-економічного аналізу необхідно проводити техніко-економічні розрахунки, у яких, крім технічних, беруть участь і економічні категорії (такі, як витрати матеріалів, енергії, праці та інших ресурсів). Це пояснюється тим, що взяті окремо технічні критерії (наприклад, критерії працездатності), як правило, не можуть визначити конструкцію деталей, вузлів і агрегатів технічного засобу, яка б забезпечувала його високу економічну ефективність.

На завершення слід зазначити, що досконалість і привабливість форм, зовнішнього вигляду деталей, складальних одиниць і технічного засобу в цілому визначають рівень його **естетичності**, а відсутність шкідливих проявів до зовнішнього середовища, природи та людини – рівень **екологічності**.

1.2 Матеріали для виготовлення деталей машин

У машинобудуванні для виготовлення деталей машин застосовують чорні та кольорові метали, їх сплави, комбіновані та неметалічні матеріали. До чорних металів належать **сталі та чавуни**. До кольорових – **сплави на основі міді (латуні, бронзи), сплави на основі олова (бабіти), алюмінієві сплави, титанові сплави**. До комбінованих – **композитні, армовані, металокерамічні** тощо. До неметалічних матеріалів належать насамперед **пластмаси, гума**.

Вибір того чи іншого матеріалу визначається функціональним призначенням деталі, умовами її роботи, конструктивними, технологічними та економічними вимогами. При цьому до основних показників, які забезпечують головні властивості матеріалів, належать границя міцності σ_B , границя плинності σ_T , границя витривалості σ_R , модуль повздовжньої пружності E , коефіцієнт Пуассона ν , відносне видовження δ , твердість (оцінюється числом твердості за Брінелем HB , Роквелом HRC , Вікерсом HV), щільність ρ .

Сталі – це залізовуглецеві сплави, у яких вміст вуглецю не перевищує 2,14 %.

Сталі поділяються на **вуглецеві та леговані сталі**.

Вуглецеві сталі поділяються на **низьковуглецеві** ($C < 0,25$ %), **середньовуглецеві** ($C = 0,25 \dots 0,6$ %) та **високовуглецеві** ($C > 0,6$ %). У позначеннях вуглецевих сталей (починаючи від сталі Ст.7) цифри вказують на вміст вуглецю в сотих частках відсотка (наприклад, сталь марки 40 – містить 0,40 % C).

Вуглецеві сталі поділяються на **сталі звичайної якості та сталі якісні конструкційні**. Якщо сталь містить у собі малу кількість вуглецю, вона характеризується високою пластичністю і зварюваністю; зі збільшенням вмісту вуглецю підвищується міцність, зменшується пластичність і погіршується зварюваність. Вуглецеві сталі звичайної якості (ДСТУ 2651 – 94) марок Ст.0,

Ст.1, ..., Ст.6 використовують для виготовлення корпусних і кріпильних деталей, допоміжних, невідповідальних, що працюють під незначним навантаженням і без відносного руху в з'єднанні. Якісні конструкційні сталі (ГОСТ 1050 – 88) марок 7, ..., 10 застосовують для деталей, які працюють при постійних напруженнях; марок 15, ..., 20 – для деталей, які зазнають незначних динамічних навантажень (застосовують термічну та хіміко-термічну обробку); марок 30, ..., 55 – для навантажених деталей (застосовують термічну обробку).

Леговані сталі отримують на основі вуглецевих шляхом введення в них легуючих елементів (Х – хром, Н – нікель, В – вольфрам, Ю – алюміній, Г – марганець, М – молібден та ін.) з метою підвищення показників міцності, текучості, ударної в'язкості та ін. Наприклад, хром підвищує міцність; нікель – опір крихкому руйнуванню, пластичність, в'язкість; молібден і вольфрам – твердість після цементації. Залежно від кількості легуючих елементів розрізняють **низьколеговані** (легуючих елементів менше 3%), **середньолеговані** (3,0 ÷ 5,5%) і **високолеговані** (більше 5,5%) сталі, а за видом основних елементів – хромисті, марганцевисті та ін. У позначеннях марки легованої сталі вміст легуючих елементів (%) позначається цифрами за відповідними буквами. Наприклад, сталь 38Х2Ю (0,38% - С, 2% - хрому, 1% - алюмінію).

Леговані сталі поділяються на **якісні** та **високоякісні** – додається буква А в позначенні марки сталі (наприклад, сталь 12Х2Н4А – 0,12% С, 2% Х, 4% Н, А – високоякісна).

З метою надання матеріалам (головним чином сталевим деталям) окремих властивостей, покращення їх робочих характеристик виконується **термічна і хіміко-термічна обробка** деталей, а також **механічне зміцнення активних поверхонь**.

Основними термічними операціями є **відпал**, **нормалізація (Н)**, **загартування (З)** і **відпускання (В)**.

Відпал (нагрівання і поступове охолодження) поковок і відливок використовують для одержання необхідних механічних властивостей. При **нормалізації** зменшуються внутрішні напруги; її використовують для вуглецевої сталі з метою підготовки структури матеріалу перед механічною обробкою.

Загартування готових деталей дозволяє зберегти нестійку структуру при кімнатній температурі, що відзначається підвищеною міцністю і твердістю. Після загартування здійснюють **відпускання** – нагрівання й охолодження за певного режиму. При низькому відпусканні знижуються внутрішні напруги, але зберігається висока твердість (59...61 HRC) і стійкість проти зношування. Середнє відпускання (для пружин, ресор) дозволяє при підвищеній твердості (37...46 HRC) досягти підвищення міцності, пружності, витривалості та опору дії ударного навантаження. Під час високого відпускання-поліпшення (500...600 °C) одержують найбільшу в'язкість при порівняно достатній твердості (207...281 HB), міцності та пружності (використовують для болтів, осей та ін.).

Поверхнєве загартування – нагрівання поверхневого шару до температури загартування, а потім швидке охолодження – призводить до підвищення твердості поверхні, границі витривалості та опору зношуванню при збереженні в'язкої серцевини. Таким способом обробляють шийки колінчастих валів, розподільні вали, різні втулки, деталі зубчастих з'єднань, зубці великих зубчастих коліс та ін.

За допомогою хіміко-термічної обробки – **цементациї, азотування, ціанування** – досягається зміцнення поверхневих шарів. Під час **цементациї** деталей із низьковуглецевих сталей поверхневий шар на глибину 1...2 мм насичують вуглецем. Після цементациї деталі піддають загартуванню і низькому відпусканню, після чого на поверхні виникають напруги стиску, що сприяє збільшенню границі витривалості, а твердість поверхні досягає (61...64 HRC). Таким чином обробляють зубчасті колеса, черв'яки, деталі великих підшипників кочення та ін.

Під час **азотування** поверхневий шар глибиною 0,3...0,6 мм насичується азотом. Ця операція проводиться після остаточної механічної обробки та загартування з високим відпусканням, застосовується для легованих сталей (частіше для марок 38ХМЮА та 35 ХМЮА): збільшується твердість (до 1000....1200 HV) – стійкість проти зношування і корозії. Звичайно азотуванню піддаються зубці зубчастих коліс, циліндри роторів та ін.

Під час **ціанування** поверхня насичується одночасно вуглецем і азотом. Після високотемпературного ціанування (800...950 °С) деталі піддають загартуванню з низьким відпусканням. Низькотемпературне ціанування (540...560 °С), як і азотування, застосовують до деталей, які пройшли термічну обробку: підвищується твердість, міцність проти втомлюваності, стійкість проти зношування та корозії.

З метою підвищення стійкості проти зношування та корозії застосовують **дифузну металізацію** – насичення поверхні частіше за все хромом, титаном, бором та ін. При цьому підвищуються твердість від 1200...1500 HV (хромування) до 1600...2000 HV (титанування) і термостійкість.

Механічне зміцнення активних поверхонь. Поліпшити опірність деталей руйнуванню можна створенням на їх поверхні напружень стиску. Цього домагаються за допомогою наклепу, який здійснюється шляхом дробоструминної обробки, накатуванням роликми або шариками тощо. Дробоструминна обробка полягає в пластичній деформації поверхневого шару деталі на глибину 0,15...0,30 мм за допомогою сталевого або чавунного дробу, який із силою ударяє по поверхні. Внаслідок наклепу підвищується твердість поверхні, міцність при втомленості (границя витривалості пружин підвищується на 50 %, зубців зубчастих коліс зі сталі 40Х – на 20 %). З тією ж метою деталі, які мають циліндричну поверхню, піддають обкатці роликми під тиском (осі транспортного рухомого складу, колінчасті вали).

З метою підвищення міцності зі збереженням пластичності застосовують термомеханічну обробку: перед загартуванням проводять пластичну деформацію, внаслідок чого отримують дрібнозернисту структуру, зростає міцність.

Чавуни – це залізовуглецеві сплави, в яких змістовність вуглецю перевищує 2,14 %. Залежно від структури вони поділяються на **білі**, **ковкі** та **сірі** чавуни. **Білий чавун** характеризується високою твердістю і крихкістю (використовується для виготовлення гальмових колодок транспортних технічних засобів). **Ковкий чавун** (КЧ) характеризується високою міцністю (σ_{Br} до 630 МПа) і високою пластичністю. Використовується для деталей-відливок, що

оброблюються тиском. Найбільшого розповсюдження в якості ливарного конструкційного матеріалу для деталей у машинобудуванні отримав **сірий чавун (СЧ)**. При гарних ливарних властивостях він характеризується відносно високою міцністю (σ_{Br} до 400 МПа), зносостійкістю та демпфуючою здатністю (віброгашенням), добре оброблюється різанням (порівняно з КЧ вартість виготовлення деталей з СЧ знижується в 1,3 ÷ 2,0 рази).

Серед **сплавів на основі міді** найбільшого використання для виготовлення втулок, кріпильних деталей, сепараторів підшипників кочення, корпусів та ін. отримали **латуні та бронзи**. Вони характеризуються високими антифрикційними, ливарними і антикорозійними властивостями. Для виготовлення деталей використовують **подвійні латуні** марок Л59, Л62, Л90 (сплави міді і цинку з відповідним вмістом міді – 59, 62, 90 %) і багатокomпонентні латуні (наприклад: марки ЛКС 80-3-3 – 80 % - мідь, 3 % - кремній, 3 % - свинець; ЛМцС 58-2-2 – 58 % - мідь, 2 % - марганець, 2 % - свинець). У доповнення до наведених вище властивостей латуні мають достатню міцність, але їх вартість вища, наприклад, сталі 45 приблизно в 5 разів.

Для виготовлення різноманітної арматури та деталей, що в парі з іншими повинні мати низький коефіцієнт тертя, використовують **бронзи**, які за компонентами, що доповнюють мідь, називаються **олов'яними та безолов'яними**. Наприклад, бронзи марок: олов'яно-фосфориста БрОНФ 10-1-1 (основа – мідь, 10 % - олово, 1 % - нікель, 1 % - фосфор); алюмінієво-залізіста БрАЖ9-4 (9 % - алюміній, 4 % - залізо). Вартість бронз вища від вартості сталі 45 у середньому в 10 разів.

Найкращі умови приробки і антифрикційні характеристики забезпечуються при використанні у вкладишах підшипників ковзання **бабітів**, легкоплавких сплавів на основі олова або свинцю. (Наприклад, бабіт марки Б83 має 83 % олова). Але їх вартість у кілька разів вища від вартості бронзи.

В якості ливарного матеріалу для виготовлення деталей складної конфігурації, а також різноманітних корпусів, кожухів, основин, шасі, ємностей, трубопроводів та ін., які мають достатню міцність, а питому вагу більш як у 3 рази меншу

порівняно зі сталлю (важливо для транспортних технічних засобів), використовуються **сплави на основі алюмінію**.

Для виготовлення корпусів і деталей складної конструкції використовують **ливарні сплави** (АЛ2, АЛ4, АЛ9 та ін.), сплави алюмінію з кремнієм – **силуміни**, які мають відносно малу міцність ($\sigma_B = 170 \div 250$ МПа). Для виготовлення більш навантажених деталей транспортних технічних засобів використовують **деформовані сплави на основі алюмінію** (з міддю, магнієм) з термічним зміцненням – **дюралюміні** (Д1, Д16 та ін. мають $\sigma_B = 350 \div 430$ МПа). Їх вартість суттєво перевищує вартість сталі.

Для виготовлення відповідальних деталей з високою міцністю, жароміцністю, корозійною стійкістю, але з невисокими антифрикційними властивостями, низькою теплопровідністю та модулем повздовжньої пружності використовують **титанові сплави** ВТ3-1, ВТ5, В22 та ін. За питомою вагою вони в 1,7 разу легші порівняно зі сталлю, а за міцністю мають вищий рівень міцності легованих сталей ($\sigma_B = 800 \div 1500$ МПа). Застосовуються головним чином в авіації, ракетній техніці (для виготовлення роторів, лопаток газотурбінних двигунів, кріпильних деталей) і хімічному машинобудуванні.

Все більшого використання для виготовлення деталей отримують **неметалічні матеріали** – пластмаси, гума та ін.

Пластмаси за характеристиками міцності можуть наближатися до деяких металів, а за корозійною стійкістю – перевершувати їх. До матеріалів середньої міцності ($\sigma_B = 300$ МПа, $\sigma_{B.зг.} = 280$ МПа) належать шаруваті пластмаси – гетинакс, текстоліт, лігнофоль. Із пластмас високої міцності – склопластів ($\sigma_B = 400$ МПа) – виготовляють труби, резервуари, кузови автомобілів та ін. Пластики відрізняються від сталей меншою міцністю у (10...30 разів), жорсткістю (у 20...200 разів), твердістю (у 10...100 разів), теплопровідністю (у 100...400 разів).

Гума характеризується високою еластичністю, стійкістю проти впливу зовнішнього середовища, амортизаційними властивостями. Відносне подовження до руйнування може досягати 500...1000 %. Модуль пружності гуми $E = 2,4...9$ МПа залежно від твердості. Під дією постійних навантажень внаслідок релаксації деформація гумових деталей змінюється. Під дією

змінних навантажень внаслідок внутрішнього тертя гума нагрівається, відбуваються необоротні процеси, погіршується еластичність. Гума використовується для пасів, упорів, підвісок, мембран, трубопроводів, захисних покриттів.

Для порівняння основних механічних характеристик деяких розглянутих вище матеріалів може бути використана таблиця 1.1.

Таблиця 1.1 – Механічні характеристики та питомі показники деяких матеріалів

Марка матеріалу. Термічна і хімікотермічна обробка	σ_B	σ_T	σ_{-1}	$E \cdot 10^{-5}$	Твердість НВ (HRC)	δ , %	ρ , г/см ³
	МПа						
Сталь:							7,8
Ст5	500	260	220	2,0...	285	17	-/-
45	880	635	390	2,1	270	6	-/-
Н.З.В.	1300	1100	550	-/-	(40...51)	10	-/-
40X	700	500	315	-/-	(63)	12	-/-
Н.З.В.	1000	800	650	-/-	(63)	9	-/-
15X Ц.З.	1150	950	450	-/-	(63)	10	-/-
18ХГТ Ц.З.В.	2200	1700	660	-/-	(63)	-	-/-
12Х2Н4А Ц.З.В.	550	300	235	-/-	153	14	-/-
ШХ15 З.В.				-/-			
45Л З.В.							
Чавун:				0,8...			7,2
СЧ20	200	-	100	1,5	240	-	-/-
СЧ35	350	-	150	-/-	270	-	-/-
				-/-			
Алюмінієві сплави	180...360	200	-	0,8	50...100	3...5	2,3
Сплави титану	800...1500	1000	300	1,1	-	-	4,5
Бронза	440...620	-	-	1,1	60...100	5...10	8,9
Латунь	200...600	-	-	1,1	100	7...15	8,5
Бабіт (при стискуванні)	100	-	-	-	30	6	7,4
Текстоліт	100	-	-	0,06	-	1,0	1,4
Гума	-	-	-	-	-	300	1,2

1.3 Основи попередньо проектних і перевірочних розрахунків деталей машин

До найголовніших умов ефективної роботи технічних засобів належать працездатність і надійність їх деталей. При експлуатації порушення цих умов (відмови) відбувається внаслідок руйнування (втрати міцності) і зношування (зміни геометричних форм і розмірів) деталей. Тому загальну надійність при конструюванні деталей і вузлів характеризують рядом розрахункових критеріальних показників, до головних з яких належать міцність, жорсткість, зносостійкість, вібростійкість та ін.

У методичному плані розроблення конструкції деталей виконується у такій послідовності:

1 Проводяться відповідні **попередньо проектні розрахунки**.

2 Виконується конструювання деталі.

3 Проводяться **перевірочні розрахунки** на відповідність умовам працездатності і надійності.

Головною метою **попередньо проектних розрахунків** є визначення початкових (граничних) основних розмірів деталей з певних матеріалів за умов забезпечення загальних вимог з точки зору міцності та зношування (триботехнічних вимог). Початкові головні розміри деталей призначаються на основі контролювання найбільших значень відповідних критеріальних показників k_{\max} , які не повинні перевищувати встановлені з досвіду проектування та експлуатації допустимі значення для цих показників $[k]$. Тобто контролюються умови $k_{\max} \leq [k]$. Наприклад, в якості критеріальних оцінок міцності більш часто розглядаються відповідні нормальні, дотичні та контактні напруження, тобто умови

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad \tau_{\max} \leq [\tau], \quad \sigma_H \leq [\sigma_H]. \quad (1.1)$$

В якості узагальнених триботехнічних показників k найчастіше розглядаються тепловий потік, температура, робота тертя. При оцінюванні вібростійкості – співвідношення частот власних і вимушених частот деталі.

При проведенні попередньо проектних розрахунків використовуються, як правило, наближені розрахункові схеми

деталей. Сучасні підходи до побудови наближених і уточнених розрахункових схем розглянуто в роботах [1-3].

При визначених основних розмірах (наприклад, довжини вала, довжин окремих ділянок, їх діаметрів та ін.) виконується конструювання деталей (повна проробка їхньої конструкції).

Після розроблення конструкції деталей проводяться **перевірочні розрахунки** на міцність, жорсткість, нагрівання та ін., в яких працездатність і надійність відповідних уточнених конструкцій контролюється на основі співставлення фактичних коефіцієнтів запасу s з їхніми допустимими значеннями $[s]$ за умови

$$s \geq [s]. \quad (1.2)$$

При проведенні таких розрахунків використовують вже уточнені за конструктивними особливостями і навантаженнями розрахункові схеми. Слід підкреслити взаємопов'язаність вибору (побудови) таких розрахункових схем з методами розрахунків напружень і коефіцієнтів запасу міцності. Наприклад, більш точна розрахункова схема, достатньо визначені механічні характеристики матеріалів деталей машин і точні значення розрахункових напружень дозволяють отримати більш точні значення коефіцієнтів запасу s і результати контролю умови $s \geq [s]$. У кінцевому рахунку це дозволяє конструювати деталі за умов зниження матеріалоемності.

Для установлення значень $[s]$ використовується так званий нормативний метод, при якому коефіцієнти $[s]$ і допустимі напруження чітко регламентуються.

В окремих випадках допустимі коефіцієнти запасів міцності визначаються як добуток за формулою

$$[s] = [s_1] \cdot [s_2] \cdot [s_3], \quad (1.3)$$

де $[s_1]$ – коефіцієнт, який враховує надійність матеріалу (однорідність механічних властивостей, наявність внутрішніх дефектів та ін.). На основі обробки результатів багаточисельних випробувань для деталей, які виготовлені з поковок і прокату, $[s_1] = 1,05 \div 1,1$, для литих деталей – $[s_1] = 1,15 \div 1,2$;

$[s_2]$ – коефіцієнт урахування міри відповідальності деталі, призначається за умови роботи відповідних деталей у межах $[s_2] = 1,0 \div 1,3$;

$[s_3]$ – коефіцієнт, який ураховує ступінь відповідності розрахункових схем фактичним умовам роботи деталей. Приймається $[s_3] = 1,2 \div 1,3$.

З аналізу наведених даних видно, що найбільші значення коефіцієнта запасу міцності деталей (добуток більших значень складових коефіцієнтів) сталевих деталей $[s] = 2,0$. Якщо забезпечити при проектуванні більш точне урахування властивостей матеріалів, умов навантаження в експлуатації, розрахункове визначення діючих напружень, можна приймати коефіцієнти запасу $[s] = 1,2 \div 1,5$.

Разом з тим при проектуванні деталей за наближеними розрахунковими схемами з використанням наближених методів розрахунку і механічних характеристик конструкційних матеріалів приймають $[s] > 2$. Наприклад, при проектуванні складних багатоелементних деталей (наближені характеристики якості матеріалів, особливостей їх виготовлення та збирання, неточність розрахункових методик діючих напружень та ін.) приймають $[s] = 10$ і більше.

2 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Деталі, що складають конструкцію технічного засобу, поєднуються між собою відповідними способами, які отримали назву **зв'язки**. Вони поділяються на **рухомі** і **нерухомі**. Наявність рухомих зв'язків у механізмах і машинах (кінематичні пари – наприклад, різні шарніри, зубчасте зачеплення) обумовлена їхніми кінематичними схемами. Формування нерухомих зв'язків визначається необхідністю розділення загальної конструкції технічного засобу на вузли і деталі для спрощення виробництва, полегшення складання, ремонту і транспортування. Нерухомі зв'язки мають назву **з'єднання**.

З'єднання є важливими елементами машинобудівних конструкцій. Досвід експлуатації транспортних технічних засобів підтверджує, що велика кількість відмов у їх роботі пов'язана з незадовільною якістю з'єднань. Тому основним критерієм

працездатності з'єднань (а також відповідних розрахунків) є міцність.

За ознакою роз'ємності всі види з'єднань можна розділити на **роз'ємні і нероз'ємні**.

До роз'ємних з'єднань, які можуть розбиратися без руйнування деталей, що їх складають, належать різьбові з'єднання; шпонкові з'єднання; шліцьові з'єднання; профільні з'єднання; штифтові з'єднання; клинові з'єднання.

До нероз'ємних з'єднань, які не можуть розбиратися без руйнування деталей, що з'єднуються, або їхніх поверхонь належать зварні з'єднання; заклепкові з'єднання; з'єднання з натягом; паяні з'єднання; клейові з'єднання.

Нижче наводиться огляд конструкції різних видів роз'ємних і нероз'ємних з'єднань, а також висвітлюються основні методи їхніх розрахунків (численні уточнені методи розрахунків з'єднань наведені в джерелах [3–5]).

2.1 Роз'ємні з'єднання

Різьбові з'єднання

Різьба (рисунки 2.1) – це виступи та западини, утворені на основній поверхні гвинтів або гайок і розташовані за гвинтовою лінією.

Різьбові з'єднання є одними з найбільш поширених роз'ємних з'єднань, які здійснюються за допомогою деталей, що мають зовнішню (болти, гвинти, шпильки та ін.) і внутрішню (гайки, різьбові отвори в корпусних деталях) різьбу.

До **переваг** різьбових з'єднань слід віднести високу надійність, зручність складання та розбирання, можливість утворення великих осьових навантажень, відносно невелику вартість, що обумовлюється стандартизацією та масовим виробництвом кріпильних різьбових деталей. **Недоліком** слід вважати концентратори напружень у западинах різьби, що знижує втомлену міцність різьбового з'єднання, а також необхідність застосування в багатьох випадках засобів стопоріння (для запобігання саморозгвинчування з'єднання).

За формою основної поверхні розрізняють циліндричні та конічні різьби. У машинобудуванні найбільш поширені

циліндричні різьби. Конічну різьбу застосовують для щільних з'єднань труб, пробок тощо.

За формою профілю різьби розрізняють трикутну

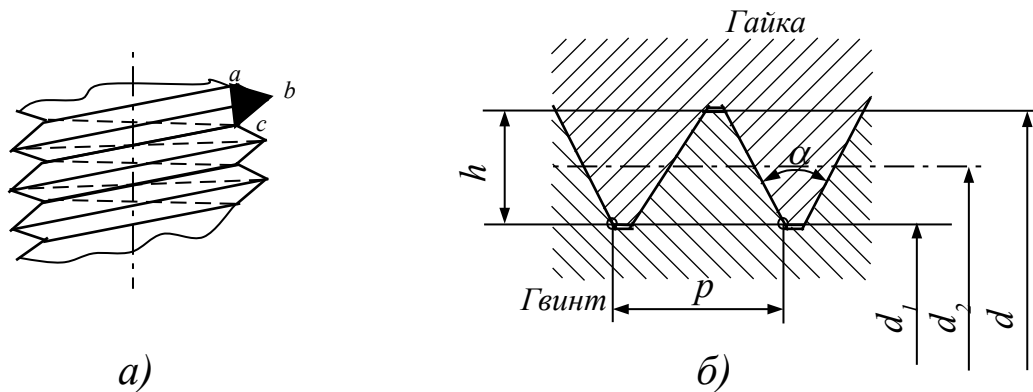


Рисунок 2.1

(відповідний контур *abc* на рисунку 2.1, *a*), прямокутну, трапецеїдальну, круглу та інші різьби.

За напрямком гвинтової лінії розрізняють праву (найбільш поширену) і ліву різьби.

За кількістю заходів відрізняють однозахідну (найбільш поширену), двозахідну та інші різьби. Багатозахідні різьби застосовуються у гвинтових механізмах.

До основних геометричних параметрів різьби (рисунку 2.1, б) належать d – зовнішній діаметр; d_1 – внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр; h – робоча висота профілю; p – крок різьби; p_1 – хід різьби ($p_1 = p \cdot n$, де n – кількість заходів); α – кут профілю; ψ – кут підйому гвинтової лінії за середнім діаметром,

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot d_2}. \quad (2.1)$$

Усі геометричні параметри різьб і допуски на їхні розміри регламентуються відповідними стандартами.

За призначенням розрізняють різьби кріпильні і різьби ходові (для гвинтових механізмів). До **кріпильних різьб** належать різьба **метрична** з трикутним профілем ($\alpha=60^\circ$) – основна кріпильна різьба; **трубна** ($\alpha=55^\circ$) – із округленими вершинами і западинами (ГОСТ 6357-73); **кругла** (ГОСТ 6042-71) та ін. Основними вимогами до кріпильної різьби є міцність,

технологічність, відносно великі сили тертя в різьбі, які запобігають самовідгвинчування.

До **ходових різьб** належать трапецеїдальна симетрична (ГОСТ 9484-73) і упорна (ГОСТ 10177-62), прямокутна різьби.

Вимогами до ходової різьби є малі сили тертя, щоб збільшити ККД, зменшити знос, міцність, технологічність.

Виготовлення різьби проводиться нарізанням вручну мітчиками чи плашками, нарізанням на токарно-гвинторізних верстатах і спеціальних верстатах, фрезеруванням, накаткою, литтям (для деталей з пластмаси, скла, металокераміки) і видавлюванням (для деталей з жерсті, пластмаси).

Різьбові з'єднання здійснюються з застосуванням кріпильних деталей, до яких належать болти (рисунок 2.2, а), гвинти (рисунок 2.2, б) і шпильки з гайками (рисунок 2.2, в). За необхідності різьба нарізується на сполучених поверхнях деталей, які з'єднуються.

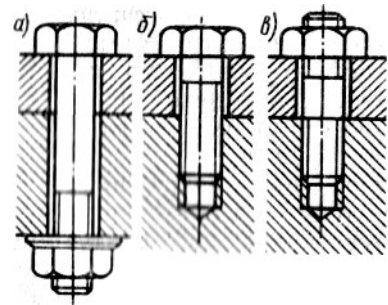


Рисунок 2.2

Перевагою болтового з'єднання є те, що не потрібно нарізувати різьбу в деталях, які з'єднуються. Це особливо важливо в тих випадках, коли матеріал деталі не може забезпечити достатню міцність різьби.

Недоліки болтового з'єднання полягають в тому, що обидві з'єднані деталі повинні мати місця для розташування гайки чи головки гвинта; при загвинчуванні та відгвинчуванні гайки необхідно утримувати головку гвинта від провертання; порівняно з гвинтовим, болтове з'єднання трохи збільшує масу виробу та більше спотворює його зовнішні обриси.

Гвинти і шпильки застосовують у тих випадках, коли застосування болту неможливе або нераціональне. Наприклад, немає місця для розміщення гайки (головки), немає доступу до гайки (головки), при великій товщині деталі необхідні глибоке свердління і довгий болт і т. п.

Якщо при експлуатації деталь часто знімають і потім знову ставлять на місце, то її варто закріплювати болтами або шпильками, тому що гвинти при багаторазовому загвинчуванні можуть пошкодити різьбу в деталі. Ушкодження різьби більш

імовірно при маломіцних крихких матеріалах, наприклад з чавуну, дюралюмінію тощо.

Підкладну шайбу ставлять під гайку або голівку гвинта для зменшення зминання деталі гайкою, якщо деталь виготовлена із менш міцного матеріалу (пластмаси, алюмінію, дерева тощо); для запобігання чистих поверхонь деталей від подряпин при загвинчуванні гайки (гвинта); для перекриття великого зазору отвору. В інших випадках підкладну шайбу ставити недоцільно. Крім підкладних шайб застосовують стопорні або запобіжні шайби, що запобігають самовідгвинчуванню.

Механічні властивості кріпильних деталей нормуються. Відповідно до ГОСТ 1759-70 на болти, гвинти і шпильки встановлено 12 класів міцності, кожний з яких позначається двома числами. При цьому перше число, перемножене на 100, означає границю міцності необхідного матеріалу σ_B (МПа), а друге, перемножене на 10 (у відсотках), – відношення границі плинності до границі міцності (σ_T / σ_B). На гайки встановлено 7 класів міцності при позначенні кожного одним числом, яке, перемножене на 100, дає значення механічних напружень від дослідного навантаження F .

Теорія гвинтової пари

Якщо гвинт навантажити осьовою силою F (рисунок 2.3), то для загвинчування гайки до ключа треба прикласти момент T_3 , а до стрижня гвинта – реактивний момент T_p .

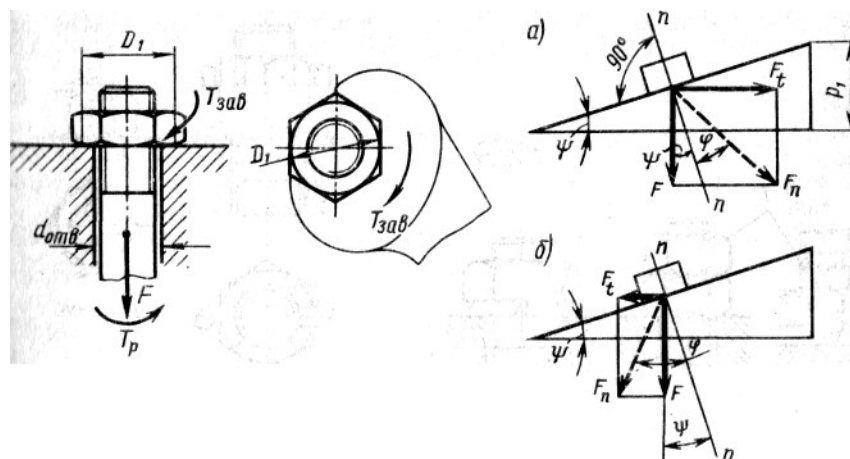


Рисунок 2.3

Тоді момент загвинчування

$$T_3 = T_T + T_P, \quad (2.2)$$

де T_T – момент сил тертя на опорному торці гайки;

T_P – момент сил тертя в різьбі.

Приймаючи, що зведений радіус сил тертя на опорному торці гайки дорівнює середньому радіусу цього торця, момент сил тертя на опорному торці гайки дорівнює

$$T_T = \frac{FfD_{cp}}{2}, \quad (2.3)$$

де

$$D_{cp} = \frac{D_1 + d_{омв}}{2}, \quad (2.4)$$

де D_1 – зовнішній діаметр опорного торця гайки;

$d_{омв}$ – діаметр отвору під гвинт;

f – коефіцієнт тертя на торці гайки.

Момент сил тертя в різьбі визначимо, розглядаючи гайку як повзун, що підіймається по нахиленій площині. Повзун знаходиться в рівновазі, якщо рівнодійна F_n системи зовнішніх сил відхилена від нормалі на кут тертя φ . Зовнішні сили: осьова сила F і колова сила $F_t = \frac{2T_P}{d_2}$.

Активний момент з боку ключа (рисунок 2.3, а).

$$T_P = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (2.5)$$

де ψ – кут підйому різьби;

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p_1}{\pi d_2}, \quad (2.6)$$

φ – кут тертя,

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f_{np}), \quad (2.7)$$

де f_{np} – приведений коефіцієнт тертя у різьбі, який враховує кут профілю.

Підставивши значення моментів, знайдемо:

$$T_3 = 0,5Fd_2 \left(\frac{D_{cp}}{d_2} f + tg(\psi + \varphi) \right). \quad (2.8)$$

Стрижень гвинта не тільки розтягується силою F , але і закручується моментом T_P .

При відгвинчуванні гайки (рисунок 2.3, б) колова сила F_t і сила тертя змінюють напрямок, при цьому

$$F_t = Ftg(\varphi - \psi). \quad (2.9)$$

Момент відгвинчування з урахуванням тертя на торці гайки

$$T_{від} = 0,5Fd_2 \left(\frac{D_{cp}}{d_2} f + tg(\varphi - \psi) \right). \quad (2.10)$$

Самогальмування і ККД гвинтової пари

Умова самогальмування

$$T_{від} > 0. \quad (2.11)$$

Розглядаючи самогальмування тільки в різьбі без врахування тертя на торці гайки, одержимо $tg(\varphi - \psi) > 0$ або

$$\psi < \varphi. \quad (2.12)$$

Для кріпильних різьб значення кута підйому ψ лежить у межах $2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, а кут тертя φ змінюється залежно від коефіцієнта тертя в межах від 6° (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$). Таким чином, усі кріпильні різьби – самогальмуючі. Ходові різьби виконують як самогальмуючими, так і несамогальмуючими.

При змінних навантаженнях і особливо при вібраціях унаслідок взаємних мікрозміщень поверхонь тертя (наприклад, у результаті радіальних пружних деформацій гайки і стрижня гвинта) коефіцієнт тертя істотно знижується (до 0,02 і нижче). Умова самогальмування порушується. Відбувається самовідгвинчування.

ККД гвинтової пари η становить інтерес головним чином для гвинтових механізмів. Його можна обчислити відношенням роботи, витраченої на загвинчування гайки без врахування тертя, до тієї ж роботи з урахуванням тертя. Робота загвинчування дорівнює добуткові моменту загвинчування на кут повороту гайки. Внаслідок того, що кути повороту рівні в обох випадках, то відношення робіт дорівнює відношенню моментів:

$$\eta = \frac{T'_3}{T} = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\frac{D_{cp}}{d} f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (2.13)$$

де T'_3 — момент загвинчування при $f=0$ і $\varphi = 0$.

Враховуючи втрати тільки в різьбі ($T_T = 0$), ККД власне гвинтової пари дорівнює

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}. \quad (2.14)$$

У самогальмуючій парі, в якій $\psi < \varphi$, $\eta < 0,5$. Внаслідок того, що більшість гвинтових механізмів самогальмуючі, їх ККД менше 0,5.

ККД зростає зі збільшенням ψ і зменшенням φ . Для збільшення кута підйому різьби ψ у гвинтових механізмах застосовують багатозахідні гвинти. У практиці рідко використовують гвинти, у яких ψ більше $20\dots25^\circ$, тому що подальший приріст ККД незначний, а виготовлення різьби ускладнене. Крім того, при більшому значенні ψ стає малим вигравш у силі або передаточне відношення гвинтової пари.

Для підвищення ККД гвинтових механізмів використовують також різні засоби, що знижують тертя в різьбі: антифрикційні метали, ретельну обробку і змащення тертьових поверхонь,

встановлення підшипників під гайку або упорний торець гвинта, застосування кулькових гвинтових пар та ін.

Розподілення осевого навантаження гвинта по витках різьби

Осьове навантаження передається через різьбу гайці та врівноважується реакцією її опори. Кожен виток навантажується відповідною силою таким чином, що найбільш навантаженими є нижні витки гайки, а останні мало навантажені. Тому недоцільно збільшувати кількість витків гайки. Також при постійній висоті гайки недоцільно застосовувати мілкі різьби.

Конструкції спеціальних гайок (висячі гайки, гайка з кільцевою виточкою, зі зрізаними вершинами нижніх витків) дозволяють вирівнювати розподілення навантаження в різьбі. Доцільним є використання спеціальних гайок при змінних навантаженнях, при цьому динамічна міцність збільшується до 20–30 %.

Розрахунок різьби на міцність

Основними видами руйнування кріпильних різьб є зрізання витків, ходових – зношення витків.

Тому основними критеріями працездатності і розрахунку для кріпильних різьб є міцність, пов'язана з напруженнями зрізання τ , для ходових різьб – зносостійкість, пов'язана з напруженнями зминання $\sigma_{зм}$ (рисунок 2.4).

Умова міцності різьби по напруженнях зрізання:

$$\text{- для гвинта} \quad \tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau], \quad (2.15)$$

$$\text{- для гайки} \quad \tau = \frac{F}{\pi d H K K_m} \leq [\tau], \quad (2.16)$$

де H – висота гайки чи глибина загвинчування гвинта в деталь;

K – коефіцієнт повноти різьб, $K = \frac{ab}{p} = \frac{ce}{p}$ (рисунок 2.4), для трикутної різьби приймають $K \approx 0,87$, для прямокутної $K \approx 0,5$;

K_m – коефіцієнт нерівномірності навантаження по витках різьби, $K_m \approx 0,6 \dots 0,7$ (більші значення при $\frac{\sigma_{b_{2\theta}}}{\sigma_{b_2}} > 1,3$, де $\sigma_{b_{2\theta}}$ – границя міцності матеріалу гвинта, σ_{b_2} – границя міцності

матеріалу гайки). Це пов'язане з тим, що збільшення відносної міцності матеріалу гвинта дозволяє використати пластичні деформації в різьбі для вирівнювання розподілення навантаження по витках різьби.

При однаковому матеріалі гвинта і гайки по напруженнях зрізання розраховують тільки різьбу гвинта.

Умова зносостійкості ходової різьби по напруженнях зминання для гвинта і гайки:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.17)$$

де z – кількість робочих витків, $z = \frac{H}{p}$ (наприклад, кількість витків гайки).

Висота гайки та глибина загвинчування

Рівноміцність різьби і стрижня гвинта є однією з умов призначення висоти стандартних гайок.

Вважаючи граничними напруженнями границі плинності матеріалу на розтяг та зсув і враховуючи $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$, умова рівноміцності різьби на зрізання і стрижня гвинта на розтяг

$$\frac{F}{\pi d_1 H K K_m} = 0,6 \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}. \quad (2.18)$$

При $K \approx 0,87$ і $K_m \approx 0,6$ висоту для стандартних нормальних гайок приймають

$$H \approx 0,8d. \quad (2.19)$$

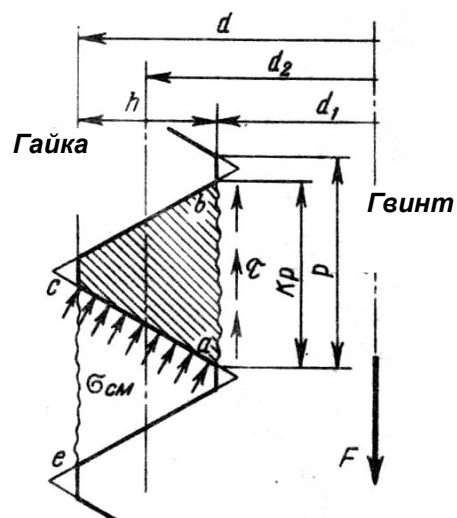


Рисунок 2.4

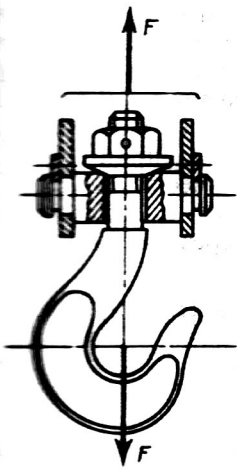


Рисунок 2.5

Крім нормальних, стандартом передбачені високі $H \approx 1,2d$ і низькі $H \approx 0,5d$ гайки.

Оскільки $d > d_1$, міцність різьби для нормальних і високих гайок перевищує міцність стрижня гвинта. З тих самих міркувань встановлюють глибину загвинчування гвинтів і шпильок у деталі: у сталеві деталі $H_1 \approx d$, у чавунні та силумінові $H \approx 1,5d_1$.

Стандартні висоти гайок і глибина загвинчування виключає необхідність розрахунку на міцність різьби стандартних кріпильних деталей.

Розрахунок на міцність стрижня гвинта у різних випадках навантаження

Стрижень гвинта навантажений тільки зовнішньою силою, яка його розтягує (рисунок 2.5).

Небезпечним перерізом є переріз, послаблений різьбою. Площу перерізу оцінюють приблизно за внутрішнім діаметром d_1 різьби.

Умова міцності по напруженнях розтягу в стрижні:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (2.20)$$

Допустимі напруження приймають $[\sigma] = 0,6\sigma_T$.

Болт затягнутий, зовнішнє навантаження відсутнє

Прикладами такого виду з'єднання можуть бути болти для кріплення ненавантажених герметичних кришок і люків корпусів машин. Стрижень болта розтягується осьовою силою $F_{зам}$, яка виникає від затягування болта, і закручується моментом сил у різьбі T_p .

Напруження розтягу від $F_{зам}$

$$\sigma = \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (2.21)$$

Напруження кручення від моменту T_p

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0,5F_{зам}d_2tg(\psi + \varphi)}{0,2d_1^3}. \quad (2.22)$$

Потрібне значення сили затягування

$$F_{зам} = A\sigma_{зм}, \quad (2.23)$$

де A – площа стику деталей, яка припадає на один болт;

$\sigma_{зм}$ – напруження зминання у стику деталей, значення обирають з умови герметичності.

Міцність болта визначається за еквівалентними напруженнями:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.24)$$

Для стандартних метричних різьб $\sigma_e \approx 1,3\sigma$.

Умова міцності затягнутого болта за відсутності зовнішнього навантаження:

$$\sigma_e = \frac{1,3F_{зам} \cdot 4}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (2.25)$$

Внаслідок того, що болти можуть руйнуватися при погано кваліфікованому затягуванні, наприклад болти М6 руйнується при силі на ключі 45Н, М12 – при силі 180Н, у середньому і важкому машинобудуванні не рекомендовано застосовувати болти менше М8.

Болтове з'єднання навантажене силами, які зсувають деталі

Умовою надійності з'єднання є відсутність зсуву деталей у стику. Конструкція такого з'єднання може бути виконана у двох варіантах.

Болт поставлений із зазором

У цьому випадку зовнішнє навантаження F врівноважується силами тертя у стику, які утворюються від затягування болта (рисунок 2.6).

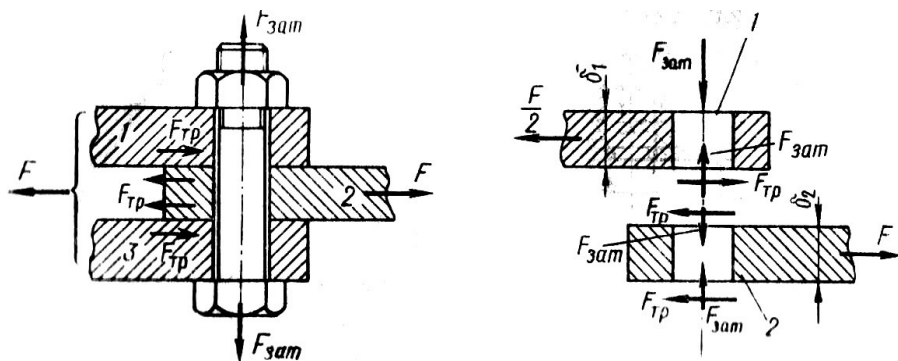


Рисунок 2.6

Умова відсутності зсуву деталей з умови рівноваги деталі 2:

$$F \leq iF_{тр} = iF_{зат}f$$

чи

$$F_{зат} = \frac{KF}{i \cdot f}, \quad (2.26)$$

де i – кількість площин стику деталей;

f – коефіцієнт тертя в стику, для сухих чавунних і сталевих поверхонь приймають $f \approx 0,15 \dots 0,20$;

K – коефіцієнт запасу, при статичному навантаженні приймають $K = 1,3 \dots 1,5$, при змінному навантаженні $K = 1,8 \dots 2$.

Умова міцності болта розраховується за формулою (2.25).

У з'єднанні, у якому болт поставлений із зазором, зовнішнє навантаження не передається на болт. Тому болт розраховується тільки на статичну міцність за силою затягування навіть при змінному навантаженні, при цьому вплив змінного навантаження враховується підвищенням коефіцієнтів запасу.

Болт поставлений без зазора

У цьому випадку отвір калібрують розгорткою, а діаметр стрижня болта виконують з допуском, який забезпечує посадку без зазора. При розрахунку сили тертя в стику не враховують,

тому що затягування болта не обов'язкове (болт можна замінити штифтом). Стрижень болта розраховують за напруженнями зрізання та зминання (рисунок 2.7).

Умова міцності за напруженнями зрізання:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau], \quad (2.27)$$

де i – кількість площин зрізу.

Розрахунок на зминання проводять за умовними напруженнями.

Умова міцності за напруженнями зминання:

- для середньої деталі $\sigma_{зм} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{зм}];$

- для крайньої деталі $\sigma_{зм} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.28)$

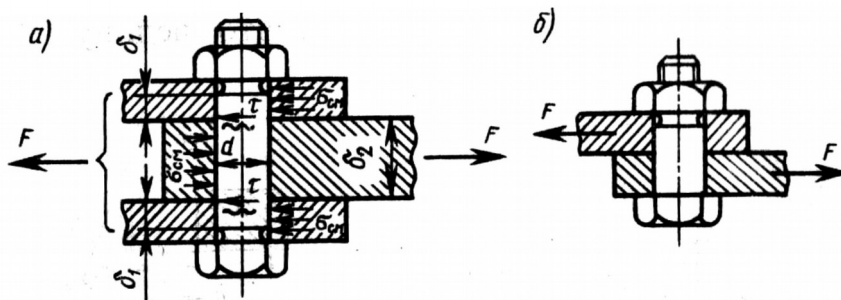


Рисунок 2.7

Розрахунок виконують за найбільшим $\sigma_{зм}$, а допустиме напруження визначають за найбільш слабким матеріалом болта чи деталі.

Встановлення болта із зазором більш дешево внаслідок того, що не потребує точних розмірів болта та отвору, однак умови роботи гірше, оскільки розрахункове навантаження перевищує зовнішнє навантаження, а також робота з'єднань з зазором при навантаженні зсуву недостатньо надійна внаслідок нестабільності коефіцієнта тертя і важкості контролю затягування.

Болт затягнутий, зовнішнє навантаження розкриває стик деталей

Прикладом такого з'єднання можуть бути болти для кріплення кришок резервуарів, навантажених тиском рідини або газу (рисунок 2.8). Затягування болтів повинно забезпечувати герметичність з'єднання чи нерозкриття стику під навантаженням.

Після прикладення зовнішнього навантаження до затягнутого з'єднання болт додатково розтягується на деяку величину Δ , а деформація стику деталей зменшується на ту саму величину.

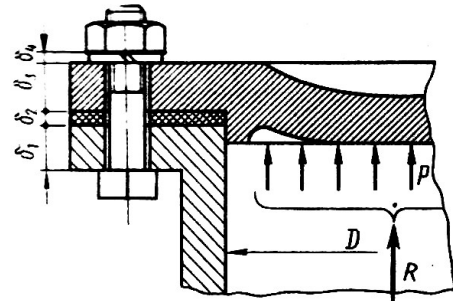


Рисунок 2.8

Розрахункове (сумарне) навантаження на болт:

$$F_p = F_{зат} + F_{\sigma}, \quad (2.29)$$

де $F_{зат}$ – сила затягування болта;

F_{σ} – прирощення навантаження на болт,

$$F_{\sigma} = \chi F, \quad (2.30)$$

де F – зовнішнє навантаження з'єднання, яке припадає на один болт $F = \frac{R}{z}$;

χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, який враховує прирощення навантаження болта, частка сили F ,

$$\chi = \frac{\lambda_{\sigma}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\sigma}}, \quad (2.31)$$

де λ_{σ} – податливість болта, яка дорівнює його подовженню при одиничному навантаженні;

λ_{σ} – сумарна податливість деталей (методика розрахунку податливості болта і деталей наведена в роботі [2]).

Остаточне затягування стику від одного болта:

$$F_{cm} = F_{зам} - (1 - \chi) F. \quad (2.32)$$

Достатнє попереднє затягування $F_{зам}$, яке забезпечує нерозкриття стику деталей, є умовою надійності і герметичності з'єднання. Крім того, застосування пружних болтів запобігає руйнуванню від втоми.

Умова нерозкриття стику:

$$F_{cm} > 0. \quad (2.33)$$

Чинники, які впливають на нерозкриття стику:

- якість обробки поверхні (для відповідальних з'єднань рекомендують шліфування);
- кількість поверхонь стику (збільшення поверхонь погіршує роботу);
- якість поверхні і точність різьби (груба різьба більше зминається і зменшує силу затягування);
- надійність способу стопоріння;
- якість прокладок (пружні прокладки в стику краще зберігають затягування).

Таким чином, доцільно застосовувати високе затягування з'єднань, особливо при змінних навантаженнях. Приймають

$$F_{зам} = K_{зам} F, \quad (2.34)$$

де $K_{зам}$ – коефіцієнт затягування, з умови нерозкриття стику при постійному навантаженні приймають $K_{зам} = 1,25 \dots 2$, при змінному $K_{зам} = 2,5 \dots 4$; з умови герметичності при м'якій прокладці приймають $K_{зам} = 1,3 \dots 2,5$, при металевій фасонній прокладці $K_{зам} = 2 \dots 3,5$, при металевій плоскій прокладці $K_{зам} = 3 \dots 5$.

Міцність болта при статичному навантаженні розраховується за формулою (2.25), при цьому коефіцієнт 1,3 враховує напруження кручення.

Розрахунок міцності болта при змінному навантаженні проводиться за запасом міцності за змінними напруженнями. Коефіцієнт запасу дорівнює

$$s = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [s], \quad (2.35)$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу болта;

K_σ – коефіцієнт концентрації напружень у різьбі;

ψ_σ – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу напружень,
 $\psi_\sigma \approx 0,1$;

σ_m – постійне напруження в болті,

$$\sigma_m = \frac{F_{зам} + \frac{F_\sigma}{2}}{A_\sigma}, \quad (2.36)$$

де A_σ – площа поперечного перерізу болта,

$$A_\sigma = \frac{\pi d_1^2}{4};$$

σ_a – амплітуда змінного навантаження,

$$\sigma_a = \frac{F_\sigma}{2A_\sigma}. \quad (2.37)$$

На практиці значення затягування болтів не контролюють і для приблизного розрахунку приймають $\chi = 0,2 \dots 0,3$. Тоді

$$F_\sigma = (0,2 \dots 0,3) F; \quad (2.38)$$

$$F_p = F_{зам} + (0,2 \dots 0,3) F. \quad (2.39)$$

При високих температурах і в разі, коли температурні коефіцієнти лінійного розширення матеріалів болта і деталей різні, можуть виникнути додаткові температурні навантаження. У цьому разі рекомендують застосовувати болти і деталі з близькими температурними коефіцієнтами, використовувати пружні прокладки, шайби тощо.

Для легких сплавів при температурі більше 150°C і конструкційних сталей при температурі більше 300°C в

затягнутих з'єднаннях спостерігаються явище релаксації та заїдання. Для зменшення релаксації рекомендується підвищувати пружну податливість деталей з'єднання, застосовувати матеріали з високою границею повзучості, знижувати напруження для болтів. Для запобігання заїданню виготовляють гайки з матеріалу, який має більш високі температурні коефіцієнти лінійного розширення порівняно з матеріалом гвинта, застосовують обміднення та хромування різьби, а також крупні різьби із зазором по середньому діаметру.

Ефект ексцентричного болта

Ексцентричне навантаження (рисунок 2.9) виникає у випадках непаралельності опорних поверхонь деталі та гайки чи головки болта. Крім напружень розтягу, виникають напруження

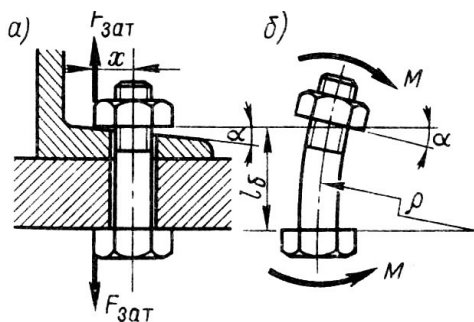


Рисунок 2.9

згину, і ексцентричне навантаження може значною мірою зменшити міцність болта.

При розробленні та виготовленні з'єднань необхідно вживати заходів, які дозволяють усунути ексцентричне навантаження, наприклад планування нерівних поверхонь, підкладання під гайку косої шайби

тощо.

Розрахунок з'єднань, які включають групу болтів

Розрахунок зводиться до визначення розрахункового навантаження для найбільш навантаженого болта. При цьому приймаються такі припущення:

- поверхні стику залишаються плоскими;
- поверхні стику мають мінімум дві осі симетрії, а болти розташовані симетрично відносно цих осей;
- всі болти однакові і однаково затягнуті.

Рівнодійне навантаження перпендикулярне до площини стику і проходить через його центр ваги

Такий випадок є типовим для з'єднання круглих і прямокутних кришок, навантажених тиском рідини чи газу (рисунок 2.10). При цьому болти затягують, щоб забезпечити щільність з'єднання. Усі болти з'єднання навантажені однаково.

Зовнішнє навантаження, яке припадає на один болт:

$$F = \frac{R}{z},$$

де z – кількість болтів.

Розрахункове навантаження болтів визначається за формулами (2.29) та (2.34) чи приблизно за формулами (2.38) та (2.39).

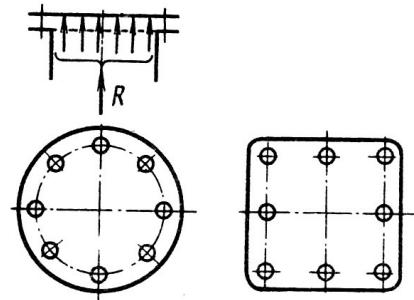


Рисунок 2.10

Навантаження з'єднання зсуває деталі в стику

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення кронштейну (рисунок 2.11). При розрахунках силу R замінюють на таку саму, яка прикладена в центрі ваги стику, і моментом $T = R \cdot l$, який намагається зсунути і повернути кронштейн. Навантаження від сили R розподіляється по болтах рівномірно

$$F_R = \frac{R}{z}.$$

Навантаження F_T від моменту розподіляється по болтах пропорційно їх деформаціям при повороті кронштейна, які пропорційні відстаням болтів від центра ваги стику r , що є центром повороту.

Сумарне навантаження кожного болта дорівнює геометричній сумі сил \bar{F}_R і \bar{F}_T .

За розрахункове приймають найбільше із сумарних навантажень. У конструкції болти можуть бути поставлені з зазором і без зазора.

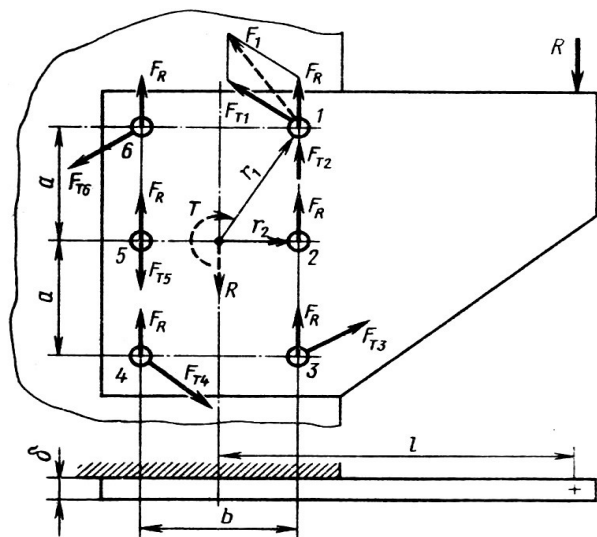


Рисунок 2.11

Болти поставлені без зазора

Навантаження сприймається безпосередньо болтами. Міцність болтів і деталей розраховується за напруженнями зрізання та зминання за формулами (2.27) та (2.28).

Болти поставлені з зазором

Навантаження сприймається силами тертя у стику, для утворення яких болти затягують. Приблизно вважають, що рівнодійна сил тертя прикладена до центра відповідного отвору.

З'єднання буде міцним і деталі не будуть зсуватися, якщо рівнодійна сил тертя під кожним болтом не менш, ніж відповідна рівнодіюча сил F_R і F_T . Загальне затягування визначають за найбільш навантаженим болтом.

Болти затягують однаково з затягуванням:

$$F_{зат} = \frac{KF_{max}}{f}, \quad (2.40)$$

де $K = 1,3 \dots 2$ – коефіцієнт запасу;

F_{max} – сила, яка припадає на найбільш навантажений болт;

f – коефіцієнт тертя в стику деталей.

Міцність болтів визначається за формулою (2.21).

Фланцеве з'єднання валів

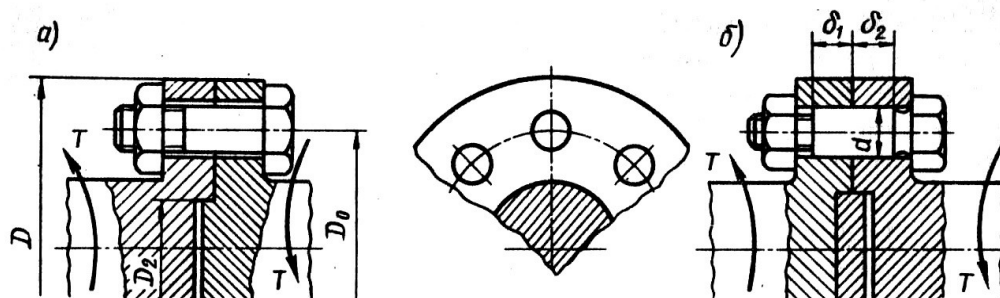


Рисунок 2.12

У конструкціях з'єднань груп болтів при навантаженні, яке викликає зсув, зазвичай передбачають центруючі виступи (рисунок 2.12, а) чи центруючі шайби (рисунок 2.12, б), які водночас розвантажують з'єднання від поперечних навантажень.

Розрахункове навантаження на болтах, поставлених без зазора,

$$F = \frac{2T}{zD_0}. \quad (2.41)$$

Необхідна сила затягування поставлених з зазором:

$$F_{зам} = \frac{2KT}{zD_0f}. \quad (2.42)$$

Навантаження в з'єднанні розкриває стик деталей

Такий випадок навантаження виникає при кріпленні кронштейнів, стійок тощо.

У такому разі силу R розкладаємо на складові R_1 і R_2 . цих складових замінюють дією R_2 , прикладених до центра стику, моменту $M = R_2l_2 - R_1l_1$.

R_1 і M розкривають стик, R_2 деталі. Можливість розкриття зсуву деталей усувається затягуванням болтів з силою $F_{зам}$.

Розрахунок з умови нерозкриття

До прикладення навантаження R сила затягування утворює в стику напруження змінання:

$$\sigma_{зам} = \frac{F_{зам}z}{A_{см}}, \quad (2.43)$$

де z – кількість болтів;

$A_{см}$ – площа стику.

Сила R_1 розтягує болти і зменшує $\sigma_{зам}$ на величину

$$\sigma_{R_1} = \frac{R_1}{A_{см}}(1 - \chi) \approx \frac{R_1}{A_{см}}, \quad (2.44)$$

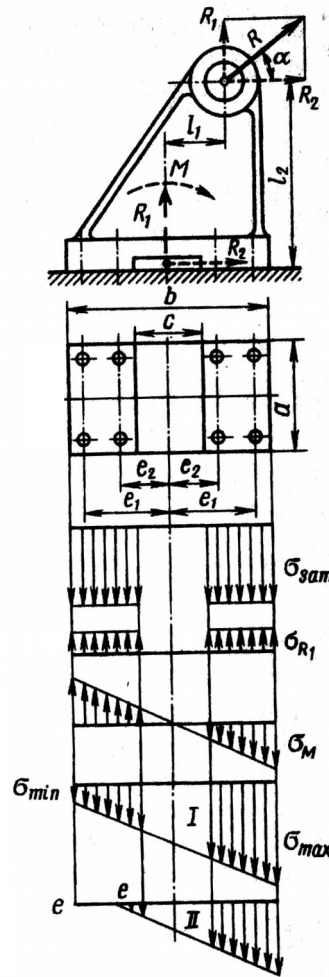


Рисунок 2.13

болтів,

Дію сил R_1 і дією

зсуває стик і

стики

де $R_1(1-\chi)$ – частка зовнішнього навантаження, яке припадає на розвантаження стику, на практиці χ мале, і приймають $\chi = 0$.

Для з'ясування, як змінюються напруження стику, треба встановити, навколо якої осі здійснюється поворот деталі. При достатньо великому затягуванні болтів поворот здійснюється навколо осі симетрії. При розкриванні стику вісь повороту зміщується від осі симетрії до кромки стику. Якщо затягування відсутнє, віссю повороту буде кромка стику.

З умови нерозкриття стику:

$$\sigma_{зам} = K(\pm\sigma_{R_1} + \sigma_M), \quad (2.45)$$

де K – коефіцієнт запасу по нерозкриттю стику, $K \approx 1,3...2$.

Для визначення сили затягування застосовують формулу (2.43).

У випадках, коли матеріал основи маломіцний порівняно з матеріалом болтів, необхідно перевіряти умову міцності основи за максимальними напруженнями зминання.

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.46)$$

Якщо ця умова не виконується, зазвичай змінюють розміри стику.

Розрахунок з умови відсутності зсуву деталей стику (перевірочний)

У разі відсутності розвантажувальних пристроїв сила R_2 врівноважується силами тертя. Умова відсутності зсуву у стику:

$$(F_{зам}z \pm R_1) f \geq K'R_2, \quad (2.47)$$

де f – коефіцієнт тертя в стику;

K' – коефіцієнт запасу, приймають $K' \approx 1,3...2$.

Якщо умова відсутності зсуву не виконується, це означає, що умова нерозкриття стику не є вирішальною і затягування потрібно визначати з умови відсутності зсуву чи ставити болти без зазора.

Умова відсутності зсуву:

$$F_{зам} = \frac{K'R_2 \mp R_1 f}{fz}. \quad (2.48)$$

При великих навантаженнях зсуву застосовують спеціальні пристрої, які розвантажують стик, наприклад штифти, втулки, шпонки, упори. Болти ставляться із зазором і сприймають тільки навантаження, яке розкриває стик.

Розрахунок міцності болтів враховує найбільшу силу затягування $F_{зам}$.

Сумарне зовнішнє навантаження

$$F = F_M \pm F_{R_1}, \quad (2.49)$$

де F_{R_1} – зовнішнє навантаження, яке припадає на один болт від сили R_1 ,

$$F_{R_1} = \frac{R_1}{z};$$

F_M – зовнішнє навантаження від моменту M ,

$$F_M = \frac{Me_1}{i(2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2)}. \quad (2.50)$$

Матеріали та допустимі напруження

Для виготовлення різьбових з'єднань відповідно використовуються сталі Ст3; для стандартних кріпильних деталей, виготовлених методом холодної висадки чи штампування з наступним накатуванням різьби – низьковуглецеві сталі марок 10 ... 35; для високонавантажених деталей при змінних чи ударних навантаженнях, високих температурах, в агресивних середовищах – леговані сталі (35Х, 30ГСА та інші).

Для підвищення міцності, корозійної стійкості, жароміцності застосовують спеціальні види термічної і хіміко-термічної обробки, нанесення гальванічних покриттів, наприклад

поліпшення, цинкове чи кадмієве хромування, хромове чи мідне покриття тощо.

Шпонкові з'єднання

Шпонкові з'єднання служать для закріплення деталей на осях і валах. Такими деталями є шків, зубчасті колеса, муфти, маховики, кулачки і т. д. З'єднання навантажуються в основному обертальним моментом.

Шпонкове з'єднання (рисунок 2.14) здійснюється за допомогою спеціальної деталі – **шпонки**, яка закладається у відповідні пази, що виконані на сполучених поверхнях деталей, що з'єднуються. Воно забезпечує нерухоме скріплення деталей для передачі крутного моменту.

Призматичні шпонки широко застосовують у всіх галузях машинобудування.

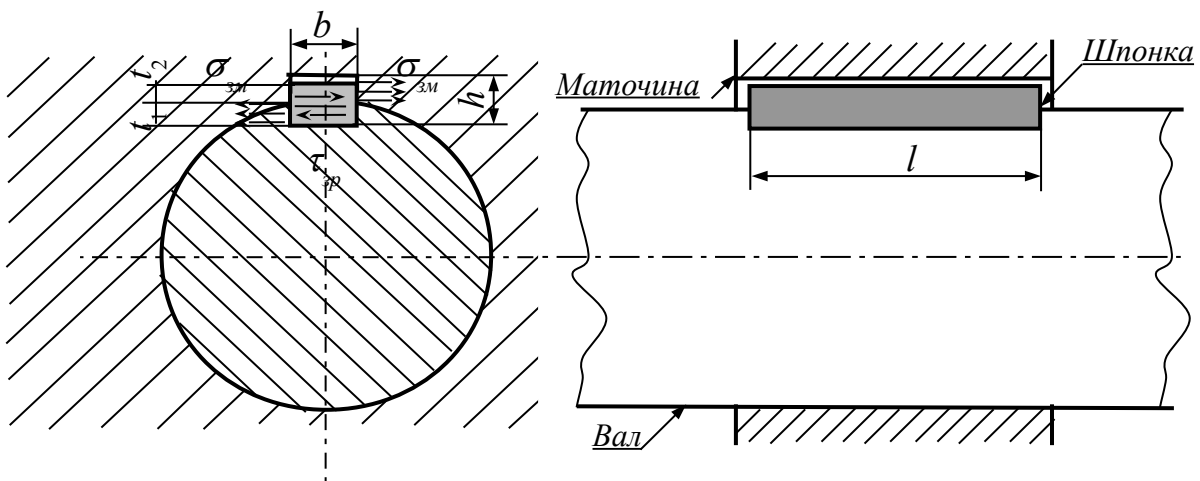


Рисунок 2.14

До **переваг** шпонкових з'єднань слід віднести простоту і надійність конструкції, зручність складання і розбирання, невисоку вартість.

Недоліками з'єднання є ослаблення суцільних перерізів сполучених деталей; наявність концентраторів напружень; при

перехідних посадках або посадках із зазором міцність з'єднання нижче від міцності вала і маточини; труднощі забезпечення їхньої взаємозамінності, яка полягає в необхідності припасування або підбору шпонки по пазу, що обмежує їх застосування у крупносерійному і масовому виробництві.

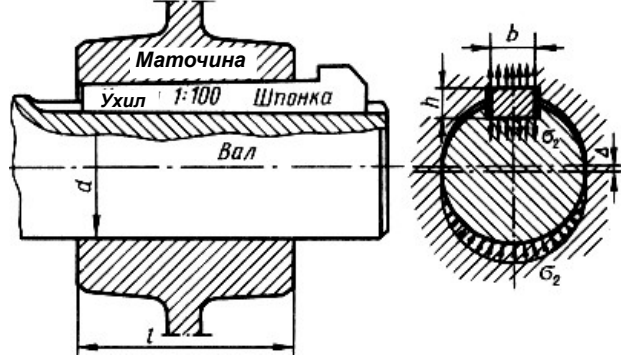


Рисунок 2.16

Найбільш поширені в машинобудівних конструкціях такі типи шпонок (рисунок 2.15):

– призматична звичайна з округленими кінцями (ГОСТ 8789-68), сприймає навантаження бічними гранями (рисунок 2.15, б);

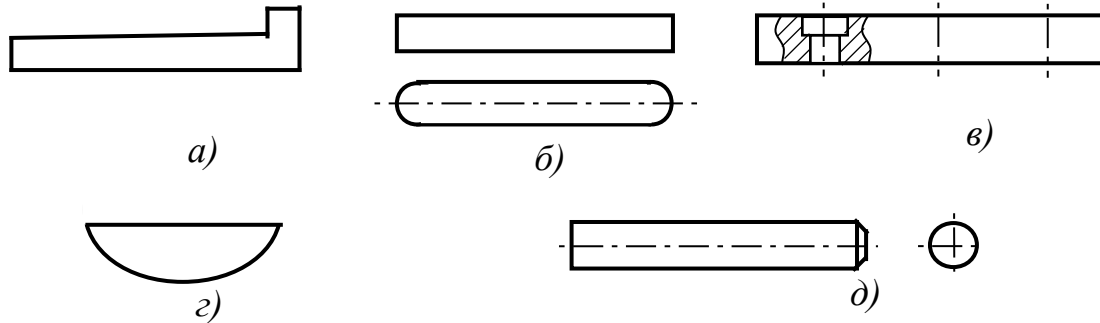


Рисунок 2.15

– призматична напрямна врізна із закріпленням на валу (ГОСТ 8790-68), допускає переміщення маточини вздовж осі вала (рисунок 2.15, в);

– сегментна (ГОСТ 8794-68) (рисунок 2.15, з);

– клинова врізна (ГОСТ 8791-68), створює напружений стан за верхньою та нижньою гранями шпонки і передає крутний момент за рахунок сил тертя на них (рисунок 2.15, а);

– кругла (не стандартизована) (рисунок 2.15, д).

З'єднання **клиновими шпонками** (наприклад, урізною клинковою шпонкою (рисунок 2.16)) характеризується вільною посадкою маточини на вал (із зазором); розташуванням шпонки в пазу з зазорами по бічних гранях, пов'язаним з технологічними труднощами (робочими є широкі грані шпонки); передачею обертального моменту від вала до маточини силами тертя, що утворюються в з'єднанні від запресовування шпонки.

Запресовування шпонки зміщує центри вала і маточини на деяке значення Δ , що дорівнює половині зазору посадки і деформації деталей. Це зміщення викликає дисбаланс і несприятливо позначається на роботі механізму при великих частотах обертання.

Клинова форма шпонки може викликати перекіс деталі, при якому її торцева площина не буде перпендикулярна до осі вала. Обробка паза в маточині з ухилом, що дорівнює ухилові шпонки, створює додаткові технологічні труднощі і часто вимагає індивідуального припасування шпонки по пазу. Таке припасування зовсім неприпустимий в умовах масового виробництва. Ці недоліки стали причиною того, що застосування клинових шпонок різко скоротилося в умовах сучасного виробництва.

З'єднання **призматичними шпонками** ненапружене. Воно вимагає виготовлення вала та отвору з великою точністю. У багатьох випадках посадка маточини на вал здійснюється з натягом.

Момент передається з вала на маточину бічними вузькими гранями шпонки. При цьому на них виникають напруження зминання $\sigma_{зм}$, а в повздовжньому перерізі шпонки — напруження зрізу $\tau_{зр}$ (рисунок 2.14).

Для спрощення розрахунку припускають, що шпонка врізана у вал на половину своєї висоти, напруження $\sigma_{зм}$ розподіляються рівномірно по висоті та довжині шпонки, плече рівнодіючої цих напружень дорівнює $\frac{d}{2}$. Розглядаючи рівновагу вала або маточини при цих допущеннях, одержуємо умови міцності.

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (2.51)$$

умова міцності на зрізання:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.52)$$

де $[\sigma_{зм}]$, $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження зминання і зрізання.

У стандартних шпонок розміри b і h підібрані таким чином, що навантаження з'єднання обмежують не напруження зрізу; а напруження зминання. Тому при розрахунках звичайно використовують тільки умову міцності на зминання.

Шпонку вибирають залежно від діаметра вала за ГОСТ 23360-78, визначають розміри поперечного перерізу шпонки b і h . З умови міцності на зминання визначають розрахункову довжину шпонки l , округляють до стандартного розміру, узгоджуючи її з розміром маточини.

Паралельність граней призматичної шпонки дозволяє в осьовому напрямку здійснювати рухливі з'єднання маточини з валом (коробки швидкостей та ін.). Сили тертя, які виникають при переміщенні маточини в рухливому з'єднанні, можуть порушити правильне положення шпонки, тому доцільно її кріпити до валу гвинтами (рисунок 2.17, а).

У деяких конструкціях доцільно застосовувати короткі шпонки, прикріплені до маточини (рисунок 2.17, б).

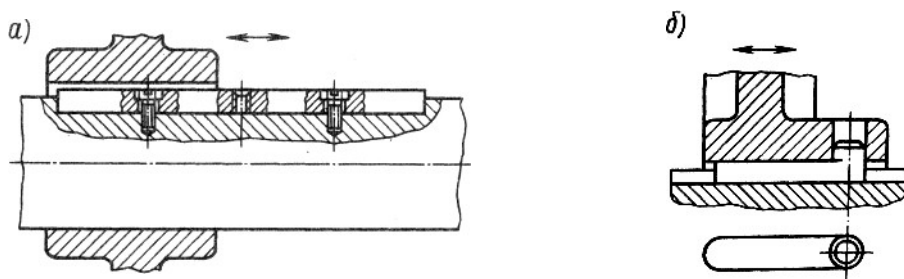


Рисунок 2.17

Сегментна і циліндрична шпонки є різновидами призматичної шпонки, тому що принцип роботи цих шпонок подібний до принципу роботи призматичної шпонки.

У з'єднанні за допомогою **сегментної шпонки** (рисунок 2.18) глибока посадка шпонки забезпечує їй більш стійке положення, ніж у простій призматичної шпонки. Однак глибокий паз значно послабляє вал, тому сегментні шпонки застосовують, головним чином, для закріплення деталей на

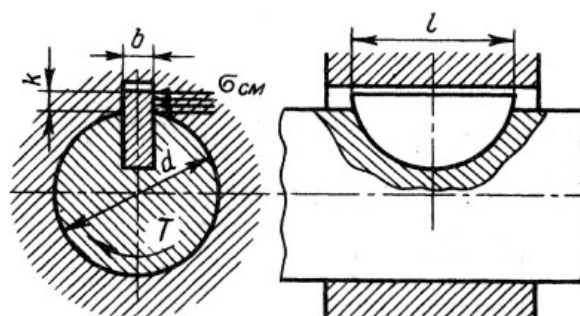


Рисунок 2.18

малонавантажених ділянках вала, наприклад на кінцях валів. Аналогічно з'єднанню з призматичною шпонкою для сегментної шпонки умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} \approx \frac{2T}{kld} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.53)$$

При довгих маточинах можна ставити в ряд по осі вала дві сегментні шпонки.

Циліндричну шпонку (рисунок 2.19) використовують для закріплення деталей на кінці вала. Отвір під шпонку свердлять і обробляють розгорненням після посадки маточини на вал. При великих навантаженнях ставлять дві або три циліндричні шпонки, розташовуючи їх під кутом 180° або 120°. Циліндричну шпонку встановлюють в отвір з натягом. У деяких випадках шпонці надають конічної форми.

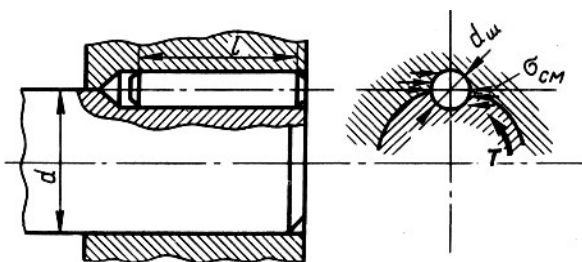


Рисунок 2.19

Умова міцності з'єднання циліндричною шпонкою за напруженнями зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш}ld} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.54)$$

Стандартні шпонки виготовляють з чистотянутих сталевих прутків вуглецевої (за ГОСТ 380-71 та ГОСТ 1050-74) або легованої сталі з границею міцності σ_{σ} не нижче 500 МПа. Значення допустимих напружень залежить:

- від режиму роботи;
- міцності матеріалу вала та втулки;
- типу посадки втулки на вал.

Допустимі напруження на зминання при сталевій маточині для нерухомих з'єднань при перехідних посадках рекомендують $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 150$ МПа, при посадках з натягом $[\sigma_{зм}] = 110 \dots 200$ МПа; при чавунній маточині приймається $[\sigma_{зм}] = 45 \dots 55$ МПа.

Менші значення приймають для чавунних маточин і при різких змінах навантаження.

У рухливих (в осьовому напрямку) з'єднаннях допустимі напруження значно знижують з метою попередження задиру та обмеження зношення. При цьому приймають $[\sigma_{зм}] = 20...30$ МПа.

Значення $[\tau_{зр}]$ залежить від характеру навантаження, для спокійного навантаження приймається $[\tau_{зр}] = 120$ МПа, для помірних поштовхів $[\tau_{зр}] = 85$ МПа, для ударного навантаження $[\tau_{зр}] = 50$ МПа.

Зубчасті (шліцьові) з'єднання

Шліцьове з'єднання (рисунок 2.20) можна умовно уявити як багатошпонкове, у якого шпонки виготовлені безпосередньо на валу. Призначається для передачі значних крутних моментів. За допомогою шліцьового з'єднання кріпляться шківи, зубчасті колеса, муфти, маховики, кулачки і т. д. За допомогою шліцьового з'єднання забезпечується як нерухоме, так і рухоме (з відносним осьовим переміщенням сполучених поверхонь) скріплення деталей.

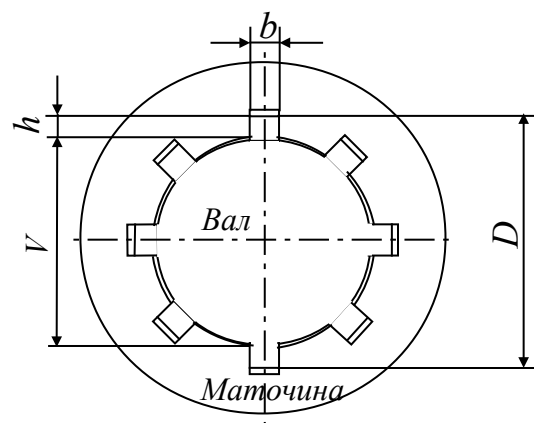


Рисунок 2.20

До **переваг** шліцьових з'єднань слід віднести більшу міцність шліцьових валів порівняно зі шпонковими, краще центрування деталей, меншу кількість деталей у з'єднанні, меншу довжину маточини.

Недоліком слід вважати складність виготовлення шліцьових валів і збільшення концентраторів напружень.

Широке застосування шліцьові з'єднання отримали у високонавантажених машинах (автотранспорт, верстатобудування, авіабудування тощо); у якості нерухомих з'єднань для жорсткого з'єднання маточини з валом; для з'єднання з компенсуванням

невеликої співвісності для рухомого з'єднання під навантаженням (свердлильні шпинделі, карданні вали) і без навантаження (рухомі зубчасті колеса в коробках передач).

Зубці на валах одержують фрезеруванням, струганням або накочуванням, зубці в отворах – протяганням або довбанням. Для обробки поверхонь використовують шліфування, дорнування тощо.

Шліцьові з'єднання стандартизовані. Залежно від висоти і кількості зубців шліцьові з'єднання бувають легкої, середньої і важкої серії.

Основними типами шліцьових з'єднань є прямобічні (ГОСТ 1139-58), евольвентні (ГОСТ 6033-51) і трикутні (регламентовані відповідними нормами) з'єднання.

З'єднання з **прямобічними зубцями** центруються:

- за зовнішнім діаметром (рисунок 2.21, б), таке центрування забезпечує високу співвісність вала і маточини;
- внутрішнім діаметром (рисунок 2.21, в), що забезпечує високу співвісність вала і маточини;
- бічними гранями (рисунок 2.21, а), що забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження по зубцях, застосовують при тяжких умовах роботи (ударні і реверсивні навантаження та ін.).

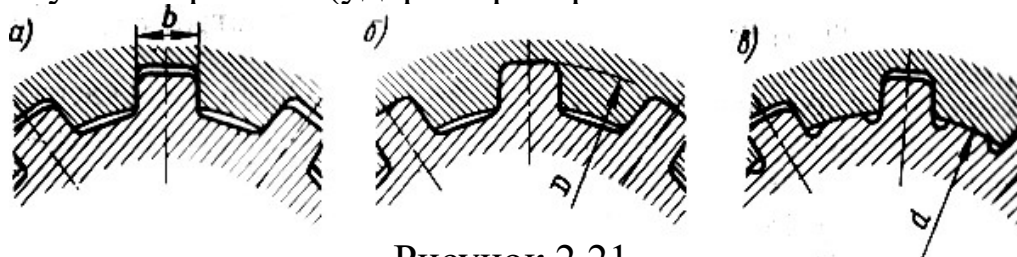


Рисунок 2.21

За яким з діаметрів проводити центрування, вибирають з технологічних умов. Якщо твердість матеріалу втулки дозволяє проводити обробку протяганням (при твердості <350 НВ), то рекомендують центрування за зовнішнім діаметром. При цьому поверхні отвору калібрують і протягують, а поверхню вала шліфують. При високій твердості втулки рекомендують центрування за внутрішнім діаметром. У цьому випадку поверхні отвору і вала можна обробляти шліфуванням.

З'єднання з **евольвентними зубцями** кращі при великих діаметрах валів, коли для нарізування зубців в отворі і на валу

можуть бути використані досить досконалі технологічні способи. Для порівняно малих і середніх діаметрів переважно застосовують з'єднання з прямобічними зубцями, тому що евольвентне протягування дорожче за прямобічне. Відповідно до цього стандарти на зубчасті з'єднання передбачають діаметри валів до 500 мм із евольвентними зубами і тільки до 125 мм із прямобічними.

З'єднання з евольвентними зубцями виконують з центруванням по бічних гранях (рисунок 2.22, а) або зовнішньому діаметру вала (рисунок 2.22, б). Найбільш розповсюдженим є перший спосіб.

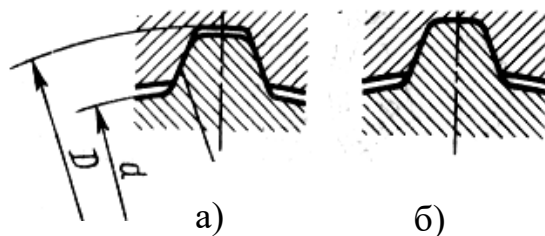


Рисунок 2.22

На відміну від зубчастих коліс, кут профілю евольвентних зубців з'єднання збільшений до 30° , а висота зменшена до $0,9...1$ модуля. Евольвентні зубці менше послабляють вал внаслідок радіусних галтелей у ніжок зубців. Так само як і прямобічні, їх можна застосовувати в з'єднаннях, рухливих уздовж осі вала.

Основними критеріями працездатності і розрахунку зубчастих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та опір зношуванню від фретинг-корозії. Зношування при фретинг-корозії — це корозійно-механічне зношування при малих відносних коливальних переміщеннях поверхонь, що стикаються. У зубчастих з'єднаннях такі переміщення пов'язані з деформаціями і зазорами, при цьому циклічні деформації згину вала розповсюджуються в отвір маточини і супроводжуються відносними мікропереміщеннями. Деформації кручення також супроводжуються мікроссувами, але, на відміну від згину, вони циклічні тільки при змінному обертовому моменті.

Корозійно-механічне зношування можна зменшити шляхом скорочення зазорів у з'єднанні і розташуванням зубчастого вінця

симетрично відносно маточини. Для підвищення навантажувальної здатності з'єднання використовують також підвищення точності виготовлення і твердості робочих поверхонь.

Якщо з'єднання навантажене тільки крутним моментом, наприклад при з'єднанні муфти з валом, то не буде відносних коливальних переміщень, а отже, і зносу. Такі з'єднання на знос не розраховують.

Спрощений розрахунок за узагальненим критерієм

Змінання і зношення робочих поверхонь зубців пов'язані з тим самим параметром $\sigma_{зм}$. Це дозволяє розглядати $\sigma_{зм}$ як узагальнений критерій розрахунку і на змінання, і на зношення, якщо допустимі значення $[\sigma_{зм}]$ призначати на основі досвіду експлуатації подібних конструкцій. Такий розрахунок називається спрощеним розрахунком за узагальненим критерієм.

У спрощеній розрахунковій моделі прийняте рівномірне розподілення навантаження по довжині зубців. При цьому одержують

$$\sigma_{зм} \approx \frac{2T}{K_3 z h l d_{cp}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.54)$$

де T – номінальний крутний момент;

K_3 – коефіцієнт нерівномірності навантаження по зубцях
 $K_3 = 0,7 \dots 0,8$;

z – кількість зубців;

l – робоча довжина зубів;

d_{cp} – середній діаметр з'єднання;

h – робоча висота зубів:

- для прямобічних зубців

$$h = \frac{D-d}{2} - 2f, \quad d_{cp} = \frac{D+d}{2};$$

- для евольвентних зубців

$$h \approx m, \quad d_{cp} = zm,$$

де f – висота фаски зубця;

m — модуль зубців;

$[\sigma_{зм}]$ — допустимі напруження, для термообробленої сталі, для якої границя міцності не нижче 500 МПа, приймається для нерухомих з'єднань $[\sigma_{зм}] = 100...140$ МПа, а для рухомих під навантаженням — $[\sigma_{зм}] = 5...15$ МПа.

Розрахунок за ГОСТ 21425-75

Розрахунок передбачає роздільний розрахунок на зминання і зношення з урахуванням терміну служби, режиму навантаження тощо.

Цей уточнений розрахунок розроблений тільки для прямобічних зубчастих з'єднань валів із зубчастими колесами, муфтами та іншими деталями, за винятком шківів, паразитних шестірень і спеціальних з'єднань для компенсації перекосу або неспіввісності валів. З'єднання шківів і паразитних шестірень мають іншу схему навантаження і великі радіальні сили.

При цьому розрахунку враховують нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців, припрацьовування робочих поверхонь, термін служби та інше.

Навантажувальна здатність з'єднання визначається як найменше з двох значень, отриманих з розрахунку на зминання і на зношення.

Розрахунок на зминання попереджає пластичні деформації робочих поверхонь зубців при перевантаженнях.

Прийнято всі коригувальні коефіцієнти враховувати при розрахунку допустимих напружень. При цьому

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{zhld_{cp}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.55)$$

де $[\sigma_{зм}]$ — допустимі напруження зминання

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_T}{sK_3K_{np}K_nK_\delta}, \quad (2.56)$$

де σ_T – границя плинності матеріалу робочих поверхонь зубців деталі меншої твердості;

s – коефіцієнт запасу міцності, $s = 1,25 \dots 1,4$;

K_3 — коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями;

K_{np} – коефіцієнт повздовжньої концентрації навантаження;

K_n — коефіцієнт концентрації навантаження від похибок виготовлення;

K_d — коефіцієнт динамічності навантаження.

Розрахунок на зношення

Розрізняють розрахунки, коли зношення допускається при деякому обмеженому терміні служби і коли зношення не допускається чи дуже мале при необмеженому терміні служби. З'єднання, які навантажені тільки крутним моментом, на знос не розраховуються.

Умова зношення при обмеженому терміні служби:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{zhld_{cp}} \leq [\sigma_{зм}]_{зн}, \quad (2.57)$$

де $[\sigma_{зм}]_{зн}$ – допустиме напруження по зношенню,

$$[\sigma_{зм}]_{зн} = \frac{[\sigma_{зм}]_{умов}}{K'_3 K_{np} K_n K_\psi K_c K_{oc}}, \quad (2.58)$$

де $[\sigma_{зм}]_{умов}$ – допустиме напруження при кількості циклів $N = 10^8$ та постійному режимі навантаження;

K'_3 – коефіцієнт нерівномірності навантаження та різного ковзання на зубцях;

K_{np} – коефіцієнт повздовжньої концентрації навантаження;

K_n – коефіцієнт змінності навантаження;

K_ψ — коефіцієнт кількості циклів мікрозсувів у з'єднанні за повний термін служби;

K_c — коефіцієнт умов змащення рухомих з'єднань;

K_{oc} — коефіцієнт осьової рухливості в з'єднанні.

Умова роботи без зношення при необмежено великому терміні служби:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{zhld_{cp}} \leq [\sigma_{зм}]_{бз}, \quad (2.59)$$

де $[\sigma_{зм}]_{бз}$ – допустимий тиск на робочих поверхнях за умови роботи без зношення.

Профільні з'єднання

У профільному з'єднанні охоплююча та охоплювана поверхні деталей мають некруглий профіль перерізу (рисунок 2.23), внаслідок чого забезпечується передача великих крутних моментів без використання додаткових деталей (наприклад, з'єднання корабельного гребного гвинта з кінцевим валом).

Порівняно зі шпонковими та шліцьовими з'єднаннями профільне відрізняється меншою концентрацією напружень і кращим centruванням. **Недолік** з'єднання полягає в складності виготовлення профільних сполучених поверхонь.

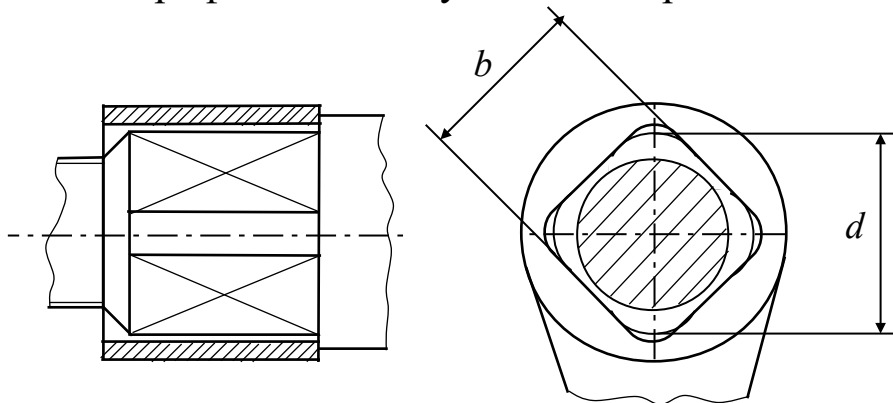


Рисунок 2.23

Профільне з'єднання зі складним контуром розраховується за напруженнями зминання на робочих поверхнях. Для з'єднання на квадраті (рисунок 2.23) рекомендовано приймати $b=0,75d$. Максимальний крутний момент визначається за формулою

$$T_{\max} = \frac{b^2 \cdot l}{3} [\sigma_{зм}]. \quad (2.60)$$

Рекомендується приймати довжину з'єднання $l = d \dots 2d$, а також для термообробленої сталі $[\sigma_{зм}] = 140 \text{ МПа}$.

Штифтові з'єднання

Штифтове з'єднання (рисунок 2.24), яке досить поширене в машинобудуванні, здійснюється за допомогою додаткової деталі – штифта.

З'єднання використовується для передачі осьового навантаження або крутного моменту, а також для забезпечення точного взаємного розташування деталей, що з'єднуються.

Перевагами

штифтових з'єднань є простота конструкції, зручність монтажу. До **недоліків** слід віднести послаблення основних деталей отворами під штифти, нетехнологічність конструкції та обмеження навантажень, що передаються.

Штифти розраховуються на зрізання та зминання. При передачі крутного моменту T

$$\tau = \frac{4T}{\pi \cdot d_1 \cdot d^2} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.61)$$

$$\sigma = \frac{2T}{d_1 \cdot d \cdot (D - d_1)} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.62)$$

Для виготовлення штифтів використовуються сталі 30, 35, 45, 50. Відповідно до цього приймаються $[\sigma_{зм}] = 140 \text{ МПа}$ і $[\tau_{зр}] = 80 \text{ МПа}$.

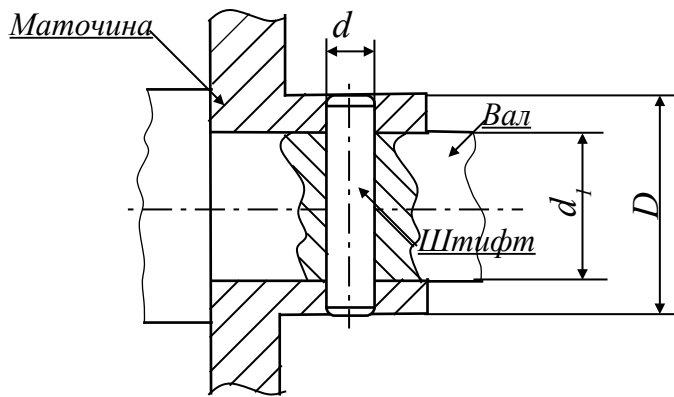


Рисунок 2.24

2.2 Нероз'ємні з'єднання

Зварні з'єднання

З'єднання деталей при зварюванні супроводжується місцевим нагріванням поверхонь, що з'єднуються, до розплавленого або пластичного стану. Зварюванням можна з'єднувати як металічні, так і неметалічні деталі.

Зварне з'єднання вважається найбільш досконалим нероз'ємним з'єднанням. До його **переваг** належать рівномірність щодо сполучених поверхонь, економія матеріалів і зменшення маси порівняно з заклепковими з'єднаннями, висока продуктивність і технологічність процесу зварювання. **Недоліками** з'єднання вважаються поява температурних напружень і їх концентрація, а також жолоблення тонкостінних деталей.

Найбільш поширеними способами зварювання є електродугове, електроконтактне та газове (хімічне). Також застосовують нові способи зварювання – тертям, вибухом, ультразвуком та ін.

При **електродуговому зварюванні** під дією тепла електричної дуги оплавляються сполучені поверхні і їх метал разом з металом електрода, який обмазується захисним покриттям або під шаром флюсу, утворюють міцний шов. Таким способом зварюються конструкційні сталі будь-яких марок. Електродугове зварювання високолегованих сталей, а також сплавів на основі алюмінію, міді, молібдену проводиться в середовищі захисного газу – аргону або гелію. Метал практично необмеженої товщини дозволяє зварювати **електрошлакове зварювання**.

При невеликій товщині зварюваних деталей застосовують **контактне зварювання**, засноване на використанні підвищеного омичного опору в стику деталей. Контактне зварювання – високопродуктивний спосіб зварювання, який широко застосовується в масовому виробництві кузовів автомобілів, металевої обшивки залізничних вагонів, корпусів літаків, арматури, зварних труб, тонкостінних резервуарів тощо. До видів контактного зварювання належать стикове, точкове та шовне зварювання.

При газовому зварюванні розігрівання поверхонь, що з'єднуються, і прутка присаджувального матеріалу забезпечується згорянням газу (ацетилену) у струмені кисню. Таке зварювання застосовується для герметичного з'єднання деталей відносно малої товщини.

При електродуговому зварюванні залежно від взаємного розташування деталей відрізняються з'єднання встик (рисунок 2.25, а), внапустку (рисунок 2.25, б), таврові із стиковим швом (рисунок 2.25, в) і таврові із кутовим швом (рисунок 2.25, г). При цьому збільшення товщини деталей потребує додаткової обробки поверхонь.

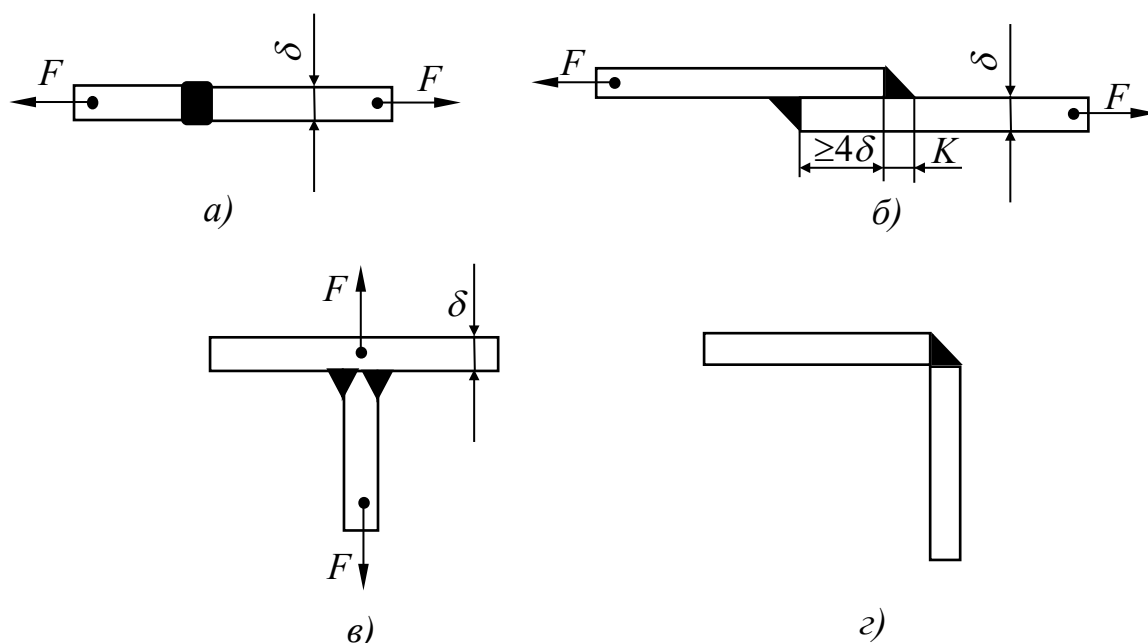


Рисунок 2.25

При розрахунках для з'єднань **встик** контролюється умова міцності: при навантаженні стискаючою (розтягуючою) силою F :

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma'], \quad (2.63)$$

де δ – товщина зварюваних деталей;

l – довжина зварювального шва;

$[\sigma']$ – допустиме нормальне напруження зварювального шва,

$$[\sigma'] = \varphi \cdot [\sigma],$$

де $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження для матеріалу деталей;

$\varphi = 0,9 \dots 1$ залежно від виду деформації та виду зварювання при навантаженні згинальним моментом M :

$$\sigma = \frac{6M}{b\delta^2} \leq [\sigma'], \quad (2.64)$$

де b – ширина деталей, що з'єднуються, або довжина шва.

З'єднання **внапустку** виконується за допомогою кутових швів. Залежно від поперечного перерізу розрізняють кутові шви: нормальні (рисунок 2.26, 1), увігнуті (рисунок 2.26, 2), опуклі (рисунок 2.26, 3). Найбільш розповсюджені нормальні шви. Увігнуті зменшують концентрацію напружень і застосовуються при змінних навантаженнях.

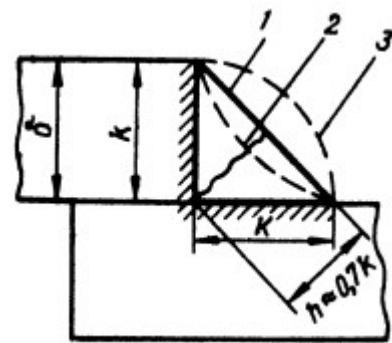


Рисунок 2.26

Залежно від розташування розрізняють: лобові, флангові, косі шви. Лобові шви розташовані перпендикулярно до лінії дії сили, яка навантажує з'єднання, флангові розташовані паралельно.

При розрахунках для з'єднань внапустку, навантажених силою F , контролюється умова міцності

$$\tau = \frac{F}{0,7K \cdot l} \leq [\tau'], \quad (2.65)$$

де K – катет зварювального шва;

l – довжина шва;

$[\tau']$ – допустиме дотичне напруження зварювального шва, $[\tau'] \approx 0,5 \dots 0,65[\sigma]$.

При навантаженні моментом умова міцності:

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{6M}{0,7Kb^2} \leq [\tau']. \quad (2.66)$$

При тавровому з'єднанні елементи розташовані у взаємно перпендикулярних площинах, зварювання виконується стиковим швом з обробленням кромки і кутовими швами без оброблення кромки.

Для з'єднання деталей з тонколистового матеріалу застосовують точкове контактне зварювання. З'єднання при **точковому зварюванні** розраховують на зрізання:

$$\tau = \frac{4F}{zi\pi d^2} \leq [\tau'], \quad (2.67)$$

де z – кількість зварних точок;

i – число площин зрізання;

d – діаметр точки.

При точковому зварюванні спостерігається велика концентрація напружень, тому такі з'єднання погано працюють при змінних навантаженнях.

Умова міцності на зрізання при **шовному зварюванні**:

$$\tau = \frac{F}{bl} \leq [\tau'], \quad (2.68)$$

де b – ширина шва;

l – довжина шва.

Порівняно з точковим шовне зварювання має меншу концентрацію напружень і більшу герметичність.

Заклепкові з'єднання

Заклепкове з'єднання найчастіше використовують для з'єднання листів або профілів. Вони розповсюджені в машинобудуванні, будівельних конструкціях і приладах.

Заклепкове з'єднання здійснюється з використанням додаткової деталі – **заклепки** (рисунок 2.27, *a*). Форма та розміри заклепок стандартизовані. Для зменшення маси малонавантажених з'єднань використовують пустотілі заклепки – пістони. Для виготовлення заклепок застосовуються сталі марок 2, 3, 10, а також алюмінієві і мідні сплави.

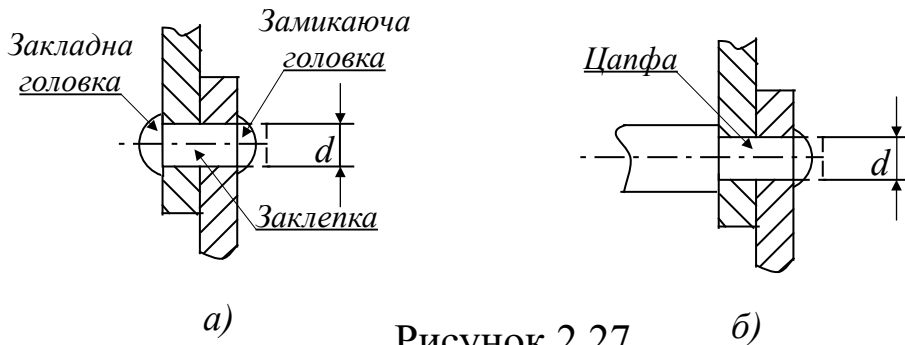


Рисунок 2.27

Порівняно зі зварними з'єднаннями **переваги** заклепкових полягають у можливості з'єднання незварюваних деталей, менших руйнуваннях деталей при розбиранні, а також меншій концентрації напружень. **Недоліки** їх визначаються малою продуктивністю технологічного процесу, великими витратами металу, значною вартістю, підвищеним рівнем негативного впливу вібрацій на робітників.

До основних типів заклепкових з'єднань належать з'єднання внапустку (рисунок 2.28, а), з одною (рисунок 2.28, б) і двома накладками. Також застосовуються однорядні, дворядні та інші типи заклепкових з'єднань. При конструюванні з'єднань слід розташовувати заклепки симетрично відносно діючого навантаження.

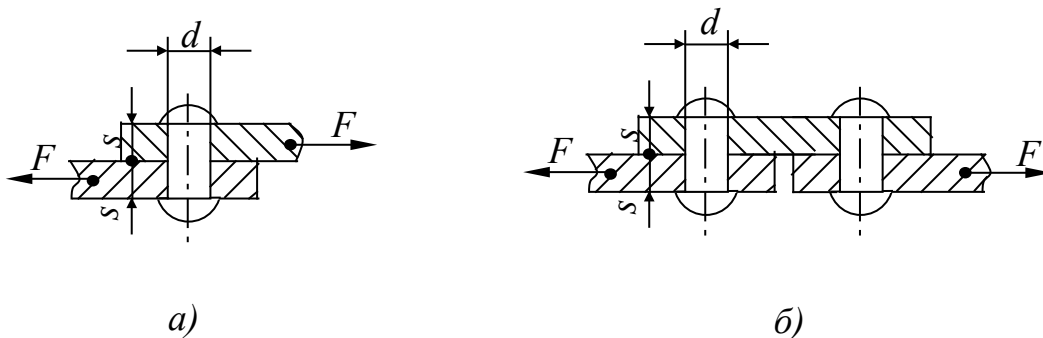


Рисунок 2.28

Заклепки в з'єднаннях, що підлягають осьовому навантаженню, розраховуються на зрізання і перевіряються на зминання.

Умова міцності при розрахунках **на зрізання** перевіряється за формулою

$$\tau = \frac{4F_1}{i \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.69)$$

де F_1 – навантаження на одну заклепку;

i – кількість площин зрізання;

d – діаметр заклепки.

Умова міцності при розрахунках на зминання перевіряється за формулою

$$\sigma = \frac{F_1}{\delta_{\min} \cdot d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.70)$$

де δ_{\min} – мінімальна товщина деталей, що з'єднуються.

Величини допустимих напружень призначаються залежно від матеріалу заклепок і способу обробки отворів під них. Наприклад, для сталених заклепок (сталі марок 2, 3) при отворах, що отримують свердленням, приймаються $[\tau_{зр}] = 140 \text{ МПа}$ і $[\sigma_{зм}] = 300 \text{ МПа}$.

З'єднання з натягом

З'єднання цього типу забезпечує нерухоме скріплення деталей за рахунок сил тертя, що виникають між охоплюючою та охоплюваною поверхнями при складанні деталей за групою посадок з натягом. Такий спосіб з'єднання застосовують для складання деталей, навантажених значними зусиллями, або тих, що підлягають при роботі впливу вібрацій та ударів – для з'єднання валів із зубчастими колесами або бандажів черв'ячних коліс з маточинами. Окрім гладких, у таких з'єднаннях застосовують накатані деталі. Надійність з'єднання при цьому забезпечується за рахунок вдавнення зубців накатки в циліндричну поверхню сполученої деталі.

Паяні з'єднання

При паянні деталі (з чавуну, сталі, кольорових металів і сплавів) з'єднуються розплавленим припоєм. Такі з'єднання широко застосовуються в електричних машинах, приладах, радіоапаратурі.

Перевагами паяних з'єднань є їх герметичність, відносна простота і технологічність процесу, малі остаточні деформації.

До **недоліків** слід віднести невисоку механічну і термічну міцність, високу вартість припоїв і флюсів.

Відрізняють легкоплавкі (м'які) припої з температурою плавлення до 300 °С і тугоплавкі (тверді) припої з температурою плавлення більше 500 °С.

Поширеними м'якими припоями є сплави олова та свинцю – ПОС (з вмістом олова 18...90 %; наприклад, припій ПОС-60 містить 60 % олова і близько 40 % свинцю); олова, свинцю та кадмію – ПОСК; олова, свинцю та вісмуту – ПОСВ. Такі припої застосовують для паяння міді, сплавів, сталі.

Тверді припої застосовуються для паяння міді, сталей, нержавіючих сталей. До складу твердих припоїв можуть входити такі складові: срібло, мідь, кадмій (ПСр50Кд34); мідь і нікель (ПН25) та ін. Такі припої забезпечують шви з відносно високою механічною та термічною міцністю.

Для отримання якісних паяних з'єднань поверхні деталей очищують від окисних плівок шляхом застосування флюсів – каніфолі, розчину спирту, а також хімічно активних флюсів – бури, хлористого цинку та ін.

Клейові з'єднання

З'єднання конструкційних матеріалів склеюванням широко використовується в різних галузях машинобудування. Основною **перевагою** цього з'єднання є їх герметичність, можливість склеювання різнорідних металічних і неметалічних матеріалів у різноманітних сполученнях. **Недоліком** є низька теплостійкість (60 °С для більшості клеїв і 250 °С для теплостійких клеїв), а також невисока міцність.

Вибір клею здійснюється залежно від виду матеріалів, що склеюються, і робочих температур. Так, клеї марок БФ-2 і БФ-4 (розчини синтетичних смол у спирті або ацетоні) застосовуються для склеювання металів і сплавів між собою та неметалічними матеріалами. Епоксидні клеї ЭД-5, ЭД-6 використовуються для склеювання сталі, міді, алюмінію та його сплавів, пластмас. В електро- та приладобудуванні використовуються епоксидний К-8 і феноло-вінілацетатний ВК-20 струмопровідні клеї.

3 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Загальні відомості

Механічна передача – механізм, що перетворює задані кінематичні та енергетичні параметри двигуна на потрібні параметри руху робочих органів машин і призначений для погодження режиму роботи двигуна з режимом роботи виконавчих органів. Класифікація механічних передач наведена в таблиці 3.1.

Основні і похідні параметри механічних передач

Незалежно від типу та конструкції в будь-якій механічній передачі можна виділити два вали, які називають у напрямку передачі потужності **вхідним** (ведучим) і **вихідним** (веденим) (рисунок 3.1).

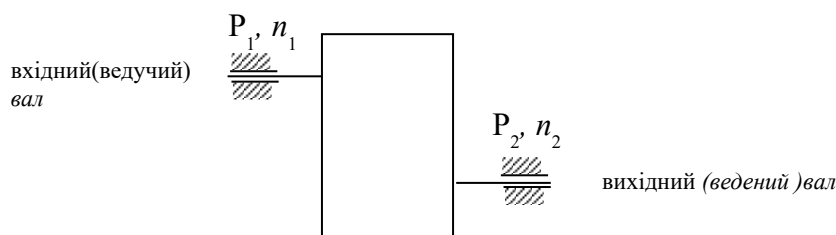


Рисунок 3.1

Цим валам приписують **основні параметри** – потужність P (kWt) і частота обертання n (xv^{-1}). Параметри вхідного (ведучого) вала мають індекс 1, параметри вихідного (веденого) вала – 2.

Крім основних параметрів, роботу механічної передачі характеризують **похідні параметри**:

– передаточне число

$$u = \frac{n_1}{n_2}; \quad (3.1)$$

– коефіцієнт корисної дії

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (3.2)$$

– кутова швидкість обертання вала, c^{-1} ,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \quad (3.3)$$

Таблиця 3.1 – Класифікація механічних передач та їх порівняльна оцінка

Спосіб передачі руху	Тип передачі	Взаємне розташування валів	Вид передачі	Передана потужність Р, кВт	Колова швидкість V, м/с	ККД η	Передаточне число в одному ступені
Зачепленням	Зубчасті	Паралельне	циліндричні, із зубчастою рейкою	1000	150	0,92...0,98	3...6 1
		Осі валів перетинаються	конічні			0,91...0,97	3...5
		Осі валів перехрещуються	черв'ячні, конічні, гіпоїдні, циліндричні гвинтові	50	15	0,7...0,92 0,8...0,9 0,8...0,9	8...80 3...5 1...3
	Ланцюгові	Паралельне	з роликowymi, втулковими, зубчастими ланцюгами	100	15 35	0,91...0,97	2...6
	Із зубчастим пасом	Паралельне			30	0,91...0,97	2...4
Терттям	Пасові	Паралельне	плоскопасові, клинопасові, круглопасові	50	30	0,94...0,97	2...4
	Фрикційні	Паралельне	плоскопасові, круглопасові	300	30	0,7...0,8	3...6
		Осі валів перетинаються	$u = const$ $u = var$ $u = const$ $u = var$				

парциціпом За гвинтові	Гвинт- гайка	Співвісні		100	5	0,3...0,4	до 1000
---------------------------	-----------------	-----------	--	-----	---	-----------	---------

При відомій потужності і частоті обертання на валу можна визначити крутний момент ($H \cdot m$).

$$T = \frac{P}{\omega}; \quad (3.4)$$

$$T = 9550 \frac{P}{n}. \quad (3.5)$$

Залежно від співвідношення параметрів вхідного і вихідного валів передачі поділяються:

- на **редуктори** (знижуючі передачі) – від вхідного вала до вихідного зменшують частоту обертання ($n_1 > n_2$) і збільшують крутний момент ($T_1 < T_2$); передаточне число передачі $u > 1$;
- **мультиплікатори** (підвищуючі передачі) – від вхідного вала до вихідного збільшують частоту обертання ($n_1 < n_2$) і зменшують крутний момент ($T_1 > T_2$); передаточне число передачі $u < 1$.

3.2 Зубчасті передачі

Переваги і недоліки

До **переваг** зубчастих передач належать:

- компактність;
- найбільші передані потужності;
- найбільші колові швидкості;
- постійне передаточне число;
- найбільший ККД.

Недоліками слід вважати:

- складність передачі руху на значні відстані;
- жорсткість передачі;
- шум під час роботи;
- потрібність у змащенні.

Основні геометричні розміри

Менше з пари зубчастих коліс називається шестернею, більше – колесом. Термін «зубчасте колесо» є загальним. Параметрам зубчастих коліс приписуються індекси, які відповідно належать:

1 – до шестерні;

2 – колеса;

w – початкової поверхні чи кола;

b – основної поверхні чи кола;

a – поверхні чи кола вершин;

f – поверхні чи кола западин.

Параметри прямозубого колеса:

z – кількість зубців;

p – крок зубців;

$\alpha = 20^{\circ}$ – кут зачеплення;

$m = \frac{p}{\pi}$ – коловий модуль (основна характеристика розмірів

зубців), стандартизований за ГОСТ 9563-80;

$d = mz$ – ділительний діаметр (діаметр кола, по якому обкочується інструмент при нарізуванні зубців);

a – міжосьова відстань.

Інші геометричні параметри наведені в роботі [2].

Точність виготовлення та її вплив на якість передачі

Якість роботи передачі пов'язана з помилками виготовлення зубчастих передач і деталей (корпус, підшипники, вали), які визначають їх взаємне розташування. Деформація деталей під навантаженням теж впливає на якість передачі.

Основні помилки при виготовленні:

– помилки кроку та форми профілю зубців, які викликають порушення кінематичної точності, плавності роботи (коливання та додаткові динамічні навантаження, удари, шум при роботі);

– помилки у напрямку зубців відносно утворюючих ділительних поверхонь, які викликають нерівномірне розподілення навантаження по довжині зубця.

Точність виготовлення регламентується ГОСТ 1643-81, який передбачає 12 ступенів точності. Кожний ступінь точності характеризується трьома показниками:

– **нормою кінематичної точності**, яка регламентує найбільшу похибку передаточного відношення чи повну похибку кута повороту зубчастого колеса у межах одного обороту (у зачепленні з еталонним колесом);

– **нормою плавності роботи**, яка регламентує циклічні помилки передаточного відношення чи кута повороту зубчастого колеса у межах одного обороту, які багаторазово повторюються;

– **нормою контакту зубців**, яка регламентує помилки виготовлення зубців і складання передачі, що впливають на розміри плями контакту в зачепленні (розподілення навантаження по довжині зубців).

Ступінь точності обирають залежно від призначення передачі. Найбільш поширені 5, 6, 7, 8 ступені точності.

Для того щоб виключити заклинювання передачі у зачепленні, повинен бути боковий зазор. Розмір зазора регламентується видом сполучення зубчастого колеса. Існує 6 видів сполучень А, В, С, D, Е, Н і 8 видів допуску на бічний зазор x, y, z, a, b, c, d, h . Видам сполучень Н і Е відповідає вид допуску на бічний зазор h , а видам сполучень D, С, В і А – види допуску – d, c, b і a відповідно. Таким чином, сполучення дають:

- H* – нульовий зазор;
- E* – малий зазор;
- C, D* – зменшений зазор;
- B* – нормальний зазор;
- A* – збільшений зазор.

Сполучення *H, E, C* потребують підвищеної точності виготовлення, застосовуються для реверсивних передач при високих вимогах до кінематичної точності, а також при існуванні крутильних коливань валів.

Приклад позначення на робочих кресленнях точності циліндричної передачі зі ступенем 8 за нормами кінематичної точності, 7 – за нормами плавності, 6 – за нормами контакту зубців, з видом сполучення В, видом допуску на бічний зазор a :

8–7–6–*Ba* ГОСТ 1643–81.

Загальні підходи до проектування зубчастих передач

Проектування будь-якої зубчастої передачі може бути подано в узагальненій формі у вигляді такого алгоритму:

- 1) складання кінематичної схеми;
- 2) вибір матеріалу зубчастих коліс і виду термообробки;
- 3) визначення величини критеріальних показників працездатності передачі; допустимих контактних $[\sigma_H]$ і згинальних $[\sigma_F]$ напружень, максимальних допустимих контактних $[\sigma_H]_{max}$ і згинальних $[\sigma_F]_{max}$ напружень при короткочасних перевантаженнях;
- 4) визначення основних геометричних параметрів передачі (a – міжосьова відстань, b – ширина зубчастого вінця, d – ділильні діаметри зубчастих коліс, z – кількість зубців коліс, m – модуль зачеплення тощо);
- 5) визначення сил у зачепленні;
- 6) перевірка виконання умов міцності зубців спроектованої передачі ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_H]_{max}$, $\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_F]_{max}$).

Критерії розрахунку закритих і відкритих передач

Вирішальний вплив на працездатність зубців коліс у зубчастих передачах здійснюють контактні напруження σ_H та напруження згину σ_F , які носять циклічний характер.

Основні причини втрати працездатності передач:

- 1 Полонка зубів, пов'язана з напруженнями згину:
 - полонка внаслідок великих перевантажень;
 - полонка від втоми.
- 2 Ушкодження поверхні зубів:
 - викришування від втоми, пов'язана з контактними напруженнями;
 - абразивне зношення, якому сприяє погане змащення та забруднення;
 - заїдання, яке спостерігається у високонавантажених і високошвидкісних передачах;
 - пластичні зрушення, які спостерігаються у високонавантажених тихохідних коліс, виконаних з м'яких сталей;
 - відшаровування твердого поверхневого шару зубців, підданих зміцненню.

Контактні напруження σ_H виникають у місці контакту зубців і викликають викришування поверхонь зубців поблизу

полюса зачеплення в області ніжок зубців. **Напруження згинання** σ_F виникають в області ніжок і викликають руйнування зубців від втоми.

Заходи з запобігання викришування зубців:

- визначення розмірів зубців із розрахунку на втомленість за допустимими контактними напруженнями $[\sigma_H]$;
- підвищення твердості робочих поверхонь зубців шляхом термообробки;
- підвищення ступеня точності за нормою контакту зубців.

Заходи з запобігання поломки зубців:

- визначення розмірів зубців із розрахунку на втомленість за допустимими напруженнями згину $[\sigma_F]$;
- збільшення модуля;
- позитивне зміщення зуборізного інструменту при виготовленні коліс;
- термообробка;
- наклеп.

Заходи з уникнення руйнування при перевантаженнях (ударних і статичних) або концентрації напружень:

- захист передач від перевантажень;
- збільшення жорсткості валів;
- використання зубців зі зрізаними кутами та бочкоподібних зубців.

Проектувальний розрахунок на міцність закритих швидкохідних зубчастих передач виконується за допустимими контактними напруженнями $[\sigma_H]$. Потім виконується перевірочний розрахунок за допустимими напруженнями згинання $[\sigma_F]$.

Проектувальний розрахунок відкритих тихохідних високонавантажених передач виконується за допустимими напруженнями згинання $[\sigma_F]$. Потім виконується перевірочний розрахунок за допустимими контактними напруженнями $[\sigma_H]$.

Вибір матеріалу і термообробки

Основними матеріалами при виготовленні зубчастих коліс силових передач є сталі та чавуни.

Для виготовлення зубчастих коліс високонавантажених і високошвидкісних передач найчастіше використовуються сталі: 40, 45, 40Х, 45Х, 40ХН.

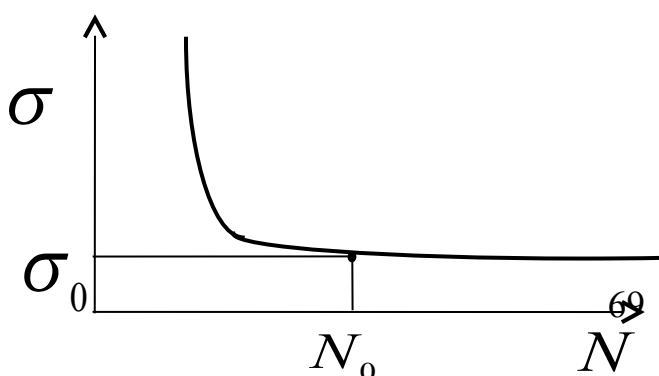
Навантаження, яке допустиме по контактній міцності зубців, в основному визначається твердістю матеріалу. Залежно від твердості сталеві колеса поділяють на дві групи:

1) з твердістю $H \leq 350HB$, яка досягається нормалізацією та поліпшенням і дозволяє виконувати чистове нарізування зубців без застосування дорогих операцій обробки поверхонь. Такі колеса добре припрацьовуються і не піддаються крихкому руйнуванню при динамічних навантаженнях, застосовуються в індивідуальному і дрібносерійному виробництві. Для кращого припрацьовування рекомендують твердість шестерні на 10...15 одиниць вище, ніж твердість колеса;

2) з твердістю $H > 350HB$, яка досягається об'ємним загартуванням, загартуванням ТВЧ, цементацією, азотуванням і т. п. При цьому підвищується навантажувальна здатність, зносостійкість, стійкість проти заїдання, зменшуються габарити передачі. Однак це потребує підвищеної точності виготовлення, жорсткості опор і валів, а також застосування додаткових операцій з обробки поверхонь. Колеса з такою твердістю застосовуються в умовах масового та крупносерійного виробництва.

Чавуни використовуються для виготовлення крупногабаритних, тихохідних коліс і коліс відкритих передач. Як правило, для виготовлення зубчастих коліс використовується сірий і модифікований чавун, а також магнієвий чавун з кулеподібним графітом.

Пластмаси використовуються для слідкуючих механізмів приладів і для малонавантажених високошвидкісних передач. Для виготовлення зубчастих коліс застосовують текстоліт, лігнофоль, а також поліаміди типу капрону.



Розрахунок допустимих напружень

Розрахунок на втому при циклічних контактних напруженнях базується на

Рисунок 3.2

кривих втоми (рисунок 3.2), на якому σ_0 – границя витривалості, N_0 – базова кількість циклів навантаження, яка залежить від твердості матеріалу, N – циклічна довговічність (кількість циклів до руйнування).

Розрахунок допустимих контактних напружень

Допустимі контактні напруження розраховуються за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL}, \quad (3.6)$$

де σ_{H0} – границя витривалості по контактних напруженнях, яка залежить від марки сталі і твердості зубців (за таблицею А.2 [5]);

S_H – коефіцієнт безпеки (за таблицею А.2 [5]);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який враховує вплив терміну служби і режиму навантаження передачі,

$$K_{HL} = 6 \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1 \leq 2,4, \quad (3.7)$$

де N_{H0} – базова кількість циклів навантаження, що залежить від твердості матеріалу (за рисунком А.1 [5]);

N_{HE} – еквівалентна кількість циклів навантажень,

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma}, \quad (3.8)$$

де K_{HE} – коефіцієнт, що враховує режим навантаження (за таблицею 3.2);

N_{Σ} – сумарна кількість циклів навантаження за розрахунковий термін служби передачі,

$$N_{\Sigma} = 60nct, \quad (3.9)$$

де n – частота обертання зубчастих коліс;

c – кількість зачеплень зубця за один оборот, яка дорівнює кількості коліс, що знаходяться в зачепленні;

t – час роботи зубчастого колеса, год.

Таблиця 3.2

Режим роботи	Розрахунок на контактну утому		
	Термообробк а	m/ 2	K_{HE}
0 – постійний	Будь-яка	3	1,0
I – тяжкий (горні машини)			0,50
II – середній рівноймовірний			0,25
III – середній нормальний (транспортні машини)			0,18
IV – легкий (універсальні металообробні верстати)			0,12
V – особливо легкий (універсальні металообробні верстати)			5
			0,06
			3

Для прямозубих і косозубих передач з невеликою різницею твердості зубців шестірні і колеса за розрахункове приймається менше з двох допустимих $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}. \quad (3.10)$$

Для косозубих передач зі значною різницею твердості зубців шестірні і колеса (шестірні $\geq 400HB$, колеса $\geq 320HB$) при $HB_1 - HB_2 \geq 70$

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25 [\sigma_H]_{\min} & \text{– циліндричні} \\ 1,15 [\sigma_H]_{\min} & \text{– конічні,} \end{cases} \quad (3.11)$$

де $[\sigma_H]_{\min}$ – менше з $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$.

Розрахунок допустимих напружень згину

Допустимі напруження при згині розраховуються за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL} \cdot K_{FC}, \quad (3.12)$$

де σ_{F0} – границя витривалості по напруженнях згину (за таблицею А.2 [5]);

S_F – коефіцієнт безпеки (за таблицею А.2 [5]);

K_{FC} – коефіцієнт, який враховує вплив двостороннього навантаження, при однобічному навантаженні приймається $K_{FC} = 1$, при реверсивному навантаженні $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності:

$$\text{- при твердості } HB \leq 350 \quad K_{FL} = 6 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1 \leq 2; \quad (3.13)$$

$$\text{- при твердості при } HB > 350 \quad K_{FL} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1 \leq 1,6, \quad (3.14)$$

де $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – базова кількість циклів навантаження при згині для всіх сталей,

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}, \quad (3.15)$$

де K_{FE} – коефіцієнт, що враховує режим навантаження (за таблицею 3.3).

Таблиця 3.3

Режим роботи	Розрахунок на згинальну утому					
	Термообробк а	<i>m</i>	K_{FE}	Термообробк а	<i>m</i>	K_{FE}
0 – постійний			1,0			1,0
I – тяжкий			0,30			0,20
II – середній рівноймовірний	Поліпшення, нормалізація, азотування	6	0,14	Загартування Об’ємна, поверхнева цементация	9	0,10
III – середній нормальний			0,06			0,04
IV – легкий			0,03			0,01
V – особливо легкий			8			6
			0,01			0,00
			3			4

Розрахунок напружень при перевантаженнях

Після визначення розмірів передачі необхідно перевірити статичну міцність при перевантаженнях.

Максимальні контактні напруження:

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{нук}}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_{H_{\max}}], \quad (3.16)$$

де σ_H , T_{\max} – розрахункові значення;

$T_{\text{нук}} = kT_{\max}$, k – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження (за таблицею 0.1 [2]);

$[\sigma_{H_{\max}}]$ – граничні допустимі контактні напруження (за таблицею А.2 [5] залежно від матеріалу і виду термообробки).

Максимальні напруження при згині:

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \frac{T_{\text{нук}}}{T_{\max}} \leq [\sigma_{F_{\max}}], \quad (3.17)$$

де σ_F – розрахункове значення;

$[\sigma_{F_{\max}}]$ – граничні допустимі напруження згину (за таблицею А.2 [5] залежно від матеріалу і виду термообробки).

Проектування прямозубих циліндричних передач

Розрахункове навантаження

За розрахункове навантаження приймають максимальне значення питомого навантаження, розподілене по лінії контакту зубців:

$$q = \frac{F_n \cdot K}{l}, \quad (3.18)$$

де F_n – нормальна сила в зачепленні;

l – довжина лінії контакту зубців;

K – коефіцієнт розрахункового навантаження,

$$K = K_\beta \cdot K_v, \quad (3.19)$$

де K_β – коефіцієнт концентрації навантаження, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубця внаслідок деформації валів, корпусів, опор та самих зубчастих коліс, а також неточність виготовлення та монтажу; залежить від точності монтажу і жорсткості валів, корпусних деталей і підшипників. При всіх рівних умовах концентрація напружень збільшується зі збільшенням ширини колеса b_w . Концентрація навантаження збільшує контактні напруження і напруження згину. Якщо колеса виготовляються з матеріалів, що припрацьовуються ($HB < 350$), то концентрація поступово зменшується внаслідок підвищеного місцевого зносу. K_β вибирається з графіків Б.1 в роботі [5] на підставі схеми редуктора залежно від коефіцієнта ширини колеса відносно діаметра шестерні $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$ і твердості матеріалу HB ;

K_v – коефіцієнт динамічного навантаження, враховує внутрішні динамічні навантаження, що виникають у передачах внаслідок помилок основного кроку p_b при нарізанні коліс. Залежить від ступеня точності виготовлення коліс (помилки кроку), колової швидкості, приєднаних мас, пружності зубців та ін. Вибирається за таблицею Б.6 в роботі [5].

Розрізняють:

K_H , $K_{H\beta}$, K_{Hv} – при розрахунках по контактних напруженнях;

K_F , $K_{F\beta}$, K_{Fv} – при розрахунках по напруженнях згину.

Сили в зачепленні

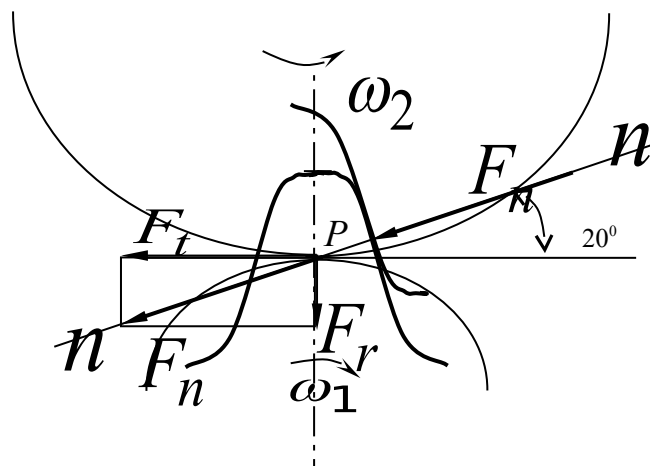


Рисунок 3.3

F_n – нормальна сила, спрямована по лінії зачеплення як загальної нормалі до поверхонь зубців. При розрахунках зубчастих передач силу F_n переносять у полюс і розкладають на складові (рисунок 3.3):

F_t – колова сила,

F_r – радіальна сила.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (3.20)$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.21)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}. \quad (3.22)$$

Розрахунок міцності зубців по контактних напруженнях

Найбільшу контактну втому має біляполюсна зона, де спостерігається однопарне зачеплення. Тому розрахунок контактних напружень виконують при контакті в полюсі зачеплення. Контакт зубців можна розглядати як контакт двох циліндрів з радіусами ρ_1 та ρ_2 . Контактні напруження визначають за формулою

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{3\phi}}{\rho_{3\phi}}}, \quad (3.23)$$

де $\rho_{3\phi}$ – приведений радіус кривизни,

$$\rho_{3\phi} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2},$$

$E_{3\phi}$ – зведений модуль пружності матеріалів шестірні і колеса,

$$E_{3\phi} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}.$$

Врахувавши залежності між крутними моментами, силами та геометричними параметрами передачі, отримують розрахункові формули.

Умова міцності по контактних напруженнях:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{3\phi} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_2 \cdot \sin 2\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (3.24)$$

де T_1 – крутний момент на ведучому валу;
 u – передаточне число;
 d_1 – ділительний діаметр шестірні;
 b_2 – ширина колеса;
 α – кут зачеплення.

У формулі (3.24) знак «+» використовують при зовнішньому зачепленні коліс, «-» – при внутрішньому. Цю формулу використовують для перевірочних розрахунків, коли відомі всі необхідні геометричні розміри і параметри передачі.

При проектному розрахунку визначаються розміри передачі за заданими основними характеристиками: крутними моментами T_1 і T_2 та передаточним числом u . Насамперед визначають міжосьову відстань як розмір, який визначає габарити передачі, чи ділительний діаметр шестерні.

Міжосьова відстань:

$$a = 0,85 \cdot (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{зв} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.25)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані (визначається за таблицею Б.1 [5] залежно від розташування коліс відносно опор і твердості поверхонь зубців),

$$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a}. \quad (3.26)$$

Ділительний діаметр шестірні:

$$d_1 = 1,35 \sqrt[3]{\frac{E_{зв} \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd} \cdot u}}, \quad (3.27)$$

де ψ_{bd} – коефіцієнт ширини шестірні відносно діаметра,

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}. \quad (3.28)$$

Залежність між ψ_{bd} і ψ_{ba} :

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u \pm 1). \quad (3.29)$$

Далі згідно з методикою, викладеною в роботі [5], визначаються необхідні геометричні розміри передачі.

Вибір модуля і кількості зубців

Значення контактних напружень σ_H не залежить від модуля або кількості зубців окремо, а залежить від їх добутку – діаметра.

Зазвичай значення m вибирають, орієнтуючись на рекомендації, вироблені на практиці, а потім перевіряють зубці на згин. Визначають модуль таким чином: залежно від твердості зубців і навантаження передачі вибирають значення коефіцієнта ширини колеса відносно модуля (за таблицею Б.3 [5]).

$$\psi_m = \frac{b_2}{m} \quad (3.30)$$

З урахуванням коефіцієнта ψ_m визначають модуль, при цьому його узгоджують з ГОСТ 9563-80 (таблиця Б.4 [5]).

Дрібномодульні колеса з великою кількістю зубців забезпечують плавність ходу передачі та її економічність.

Переваги дрібномодульних коліс:

- зменшуються втрати на тертя внаслідок зменшення ковзання;

- скорочується витрати матеріалу внаслідок зменшення діаметра вершин d_a ;

- заощаджується верстатний час нарізування зубців, оскільки зменшується обсяг матеріалу, що зрізується.

Недоліки:

- чутливість до перевантажень;

- чутливість до неоднорідності матеріалу.

Крупномодульні колеса з великою кількістю зубців довше протистоять зносу, можуть працювати тривалий час після початку викришування, менш чутливі до перевантажень і неоднорідності матеріалу.

При відомому модулі визначають і уточнюють параметри передачі. При виборі z_1 для запобігання підризування зубців

повинна виконуватись умова $z_1 \geq z_{\min} = 17$, для зменшення шуму у швидкохідних передачах рекомендується приймати $z_1 \geq 25$.

Перевірочний розрахунок міцності зубів за напруженнями згину

Зубці мають складний напружений стан. Найбільш небезпечні напруження згину σ_F утворюються в корені зубця в зоні переходу евольвенти в галтель (рисунок 3.4). Тут же спостерігається концентрація напружень.

При розрахунку на міцність за напруженнями згину приймаються такі припущення:

1 Усе навантаження в зачепленні передається однією парою зубців і прикладене до вершини зубця.

2 Зубці розглядаються як консольні балки, для яких справедливий метод перетинів.

Фактично зубці подібні до виступів, у яких розміри поперечного перерізу порівнянні з розмірами висоти. Точний розрахунок напружень у таких елементах виконують методами теорії пружності, результати точного розрахунку використовують для виправлення наближеного розрахунку шляхом уведення коефіцієнта концентрації напружень.

За розрахункове напруження приймається напруження на розтягнутому боці зубця σ_F (для сталей розтягання небезпечніше за стиск).

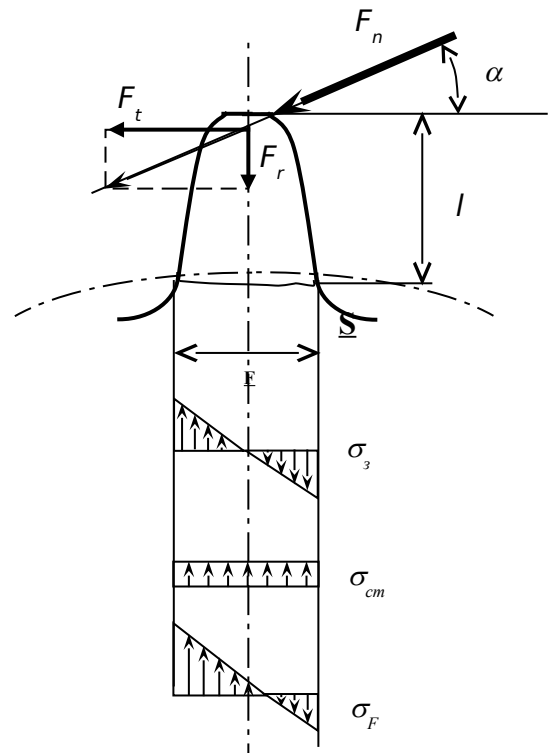


Рисунок 3.4

Умова міцності за напруженнями згину

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (3.31)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, який враховує концентрацію напружень і залежить від кількості зубців і зміщення різального інструменту, визначається з графіків Б.2 [5].

Методика розрахунку циліндричних зубчастих передач викладена в роботі [5].

Розрахунок відкритих прямозубих циліндричних передач

Для відкритих передач, які працюють у несприятливих умовах, без змащення, проектним є розрахунок за напруженнями згину.

Задаючи ψ_m , $z_1 \geq z_{\min} = 17$ і $K_{F\beta} = 1,15$, з умови міцності за напруженнями згину визначають модуль:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}. \quad (3.32)$$

Далі визначають інші геометричні параметри і проводять перевірочні розрахунки.

Особливості розрахунку косозубих циліндричних передач

Геометричні параметри

Косозубі циліндричні передачі нарізуються тим самим різальним інструментом, на тих самих верстатах, за тією самою технологією, що і прямозубі. При цьому заготівлю повертають на кут β , тому зубці розташовуються не по утворюючій ділильного циліндра, а складають з нею кут β . Профіль косоного зубця в нормальному перетині $n-n$ збігається з профілем прямого зубця. Модуль у цьому перетині повинний бути стандартним. У торцевому перетині $t-t$ параметри косоного зуба змінюються залежно від кута β (рисунки 3.5):

– коловий крок

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}; \quad (3.33)$$

– коловий модуль

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad (3.34)$$

– ділительний діаметр

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}. \quad (3.35)$$

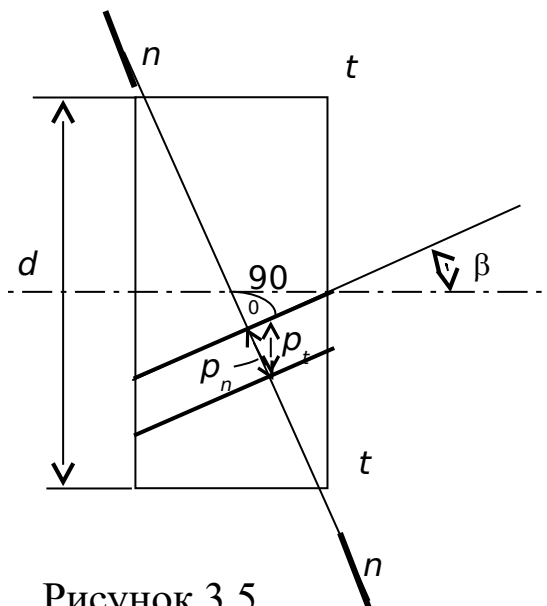


Рисунок 3.5

Міцність зубців визначають його розміри і форма в нормальному перетині. Форму косою зубця в нормальному перетині прийнято визначати через параметри еквівалентного прямозубого колеса.

Ділительний діаметр еквівалентного прямозубого колеса

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}. \quad (3.36)$$

Кількість зубців еквівалентного прямозубого колеса

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (3.37)$$

Збільшення еквівалентних параметрів зі збільшенням кута β є однією з причин підвищення міцності косозубих передач. Унаслідок нахилу зубців виходить ніби колесо більших розмірів або при тому самому навантаженні зменшуються габарити

передачі. Тому в сучасних передачах косозубі колеса одержали переважне поширення.

Багатопарність і плавність зачеплення

На відміну від прямих, косі зубці входять у зачеплення не відразу по всій довжині, а поступово. Зачеплення поширюється у напрямку від точки 1 до точки 2 (рисунок 3.6 а).

На відміну від прямозубого зачеплення, косозубе не має зони однопарного зачеплення. У прямозубій передачі навантаження на зубці прикладається миттєво. У косозубих передачах зубці навантажуються поступово з заходом їх у зону зачеплення g_a , і в зачепленні завжди знаходиться як мінімум дві пари (рисунок 3.6, б). Зазначене визначає плавність роботи косозубого зачеплення, зниження шуму і додаткових динамічних навантажень порівняно з прямозубим зачепленням.

Косозубі колеса можуть працювати без порушення зачеплення навіть при коефіцієнті торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha < 1$, якщо забезпечене осьове перекриття.

Коефіцієнт осьового перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta}{p_{bt}} \approx \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n} \quad (3.38)$$

Рекомендують приймати $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$.

Сили в зачепленні

У косозубій передачі нормальну силу F_n розкладають на три складові (рисунок 3.7):

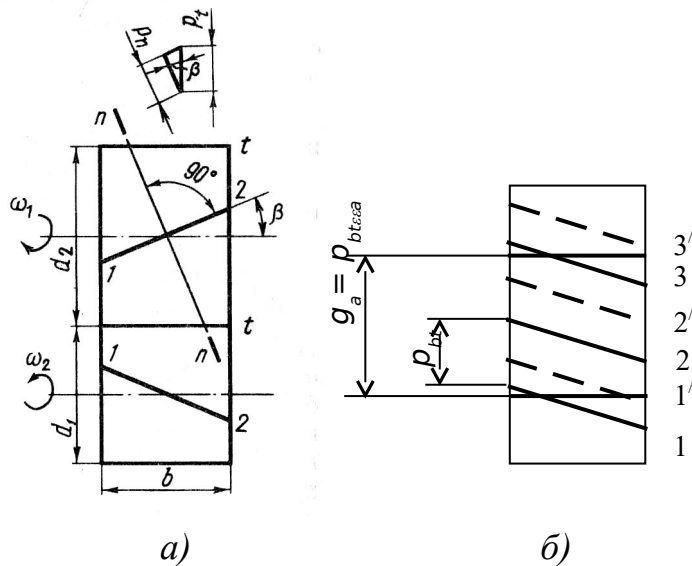


Рисунок 3.6

КОЛОВУ СИЛУ

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (3.39)$$

ОСЬОВУ СИЛУ

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (3.40)$$

РАДІАЛЬНУ СИЛУ

$$F_r = F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta}. \quad (3.41)$$

У свою чергу

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_\omega} = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega \cos \beta}. \quad (3.42)$$

Наявність у косозубій передачі осьових сил, що додатково навантажують опори, є недоліком. Цей недолік усунутий у **шевронній** передачі (рисунок 3.8).

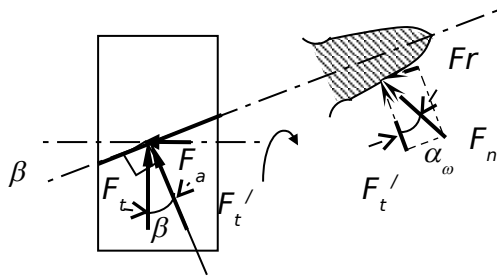


Рисунок 3.7

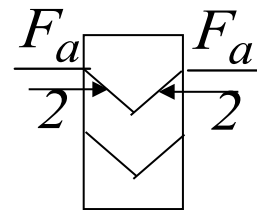


Рисунок 3.8

У високонавантажених редукторах для передачі крутного моменту з вала на вал використовують подвоєний ступінь з рознесеними на валах шестірнях і колесах.

При збільшенні β зростає осьова сила F_a , що викликає додаткове навантаження на вали, тому рекомендують приймати в косозубих передачах $\beta = 8 \dots 20^\circ$, у шевронних – $\beta = 30 \dots 40^\circ$.

Розрахунок міцності косозубої передачі за контактними напруженнями

Умова міцності за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{3\beta} T_1 K_H}{d_1^2 b_\omega \sin 2\alpha_\omega} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (3.43)$$

де $Z_{H\beta}$ – коефіцієнт підвищення міцності за контактними напруженнями,

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (3.44)$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження пар зубців, визначається за таблицею Б.7 [5] залежно від ступеня точності і коллової швидкості;

ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (3.45)$$

При проектному розрахунку визначають

$$d_1 \approx 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (3.46)$$

$$a = 0,75(u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{bd}}}. \quad (3.47)$$

Розрахунок міцності косозубої передачі за напруженнями згину

Умова міцності за напруженнями згину:

$$\sigma_F = \frac{Y_F Z_{F\beta} F_t K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F], \quad (3.48)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, визначається за рисунком Б.2 [5] залежно від еквівалентної кількості зубців;

$Z_{F\beta}$ – коефіцієнт підвищення міцності за напруженнями згину,

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}, \quad (3.49)$$

де Y_β – коефіцієнт, який враховує підвищення міцності косозубих передач внаслідок нахилу контактної лінії до основи зуба і нерівномірності розподілу навантаження,

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}. \quad (3.50)$$

Розрахунок відкритих косозубих циліндричних передач

Для відкритих передач проектний розрахунок починається з визначення модуля зачеплення

$$m = \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Z_{F\beta}}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}. \quad (3.51)$$

Після цього визначають усі інші геометричні параметри.

Передачі з зачепленням Новикова

У 1954 р. М.Л. Новиковим було розроблено зубчасте зачеплення з коловим профілем зубців. До переваг передач Новикова належать підвищена навантажувальна спроможність і контактна міцність порівняно з евольвентною косозубою передачею. Недоліками є чутливість до зміни міжосьової відстані, складний вихідний контур різального інструменту; низька зламна міцність.

Принцип зачеплення

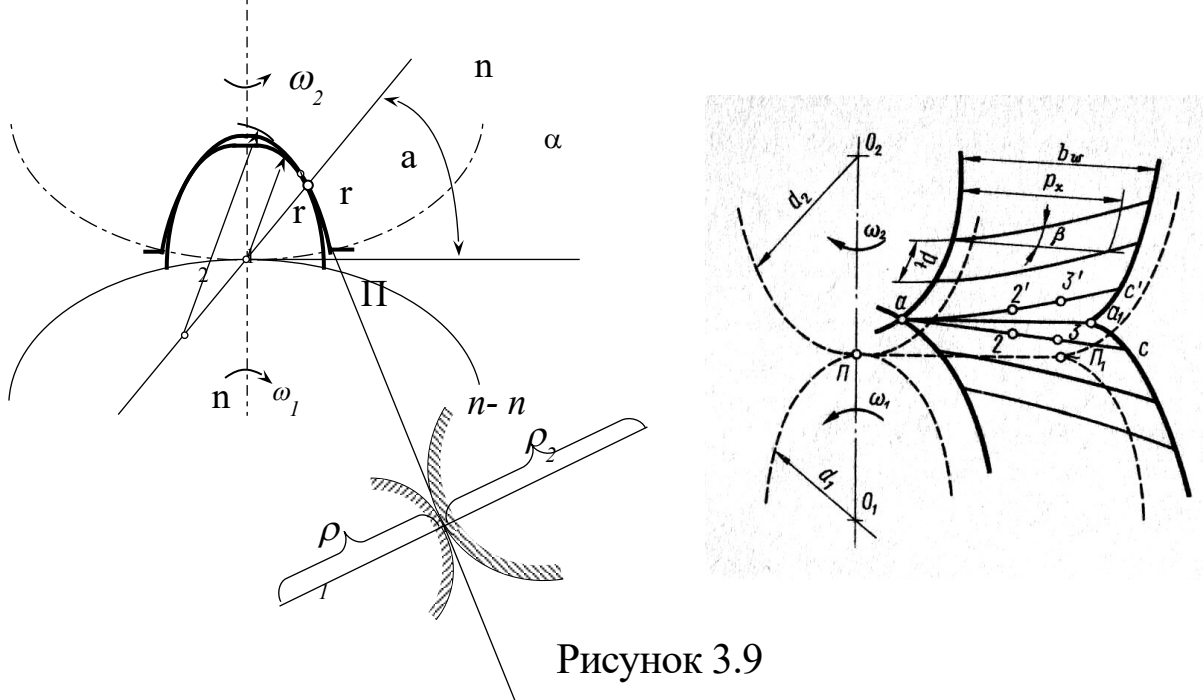


Рисунок 3.9

Відомо, що прямозубі колеса з круговим профілем зубців є несполученими, і така передача працювати не може. Для зберігання безперервності зачеплення передачі Новикова виконують косозубими з осьовим коефіцієнтом перекриття $\varepsilon_\beta > 1$.

При обертанні коліс косі зубці перекочуються у площині $n-n$ як циліндри (рисунок 3.9). Точка контакту a переміщується вздовж зубців від одного кінця до другого. Лінія дотику циліндрів називається полюсною лінією. Лінія, по якій переміщується точка контакту a , називається лінією зачеплення.

Якщо лінія зачеплення розташована за полюсною лінією (у напрямку обертання ведучого колеса), то зачеплення має назву заповлюсне. Якщо до полюса – доповлюсне. Одна й та сама пара коліс може мати заповлюсне і доповлюсне зачеплення залежно від того, яке колесо є ведучим.

Ознакою заповлюсного зачеплення є випуклий профіль ведучого зуба та увігнутий веденого. Доповлюсного – увігнутий профіль у ведучого та випуклий у веденого.

Очевидно, можливо виконувати колеса таким чином, що одна частина профілю буде випуклою, а друга – увігнутою. Такі колеса зможуть зачіплюватись і за полюсом, і перед полюсом, таке зачеплення називається дозаповлюсним (рисунок 3.10).

Дозаповлюсне зачеплення має дві лінії зачеплення, відповідно у

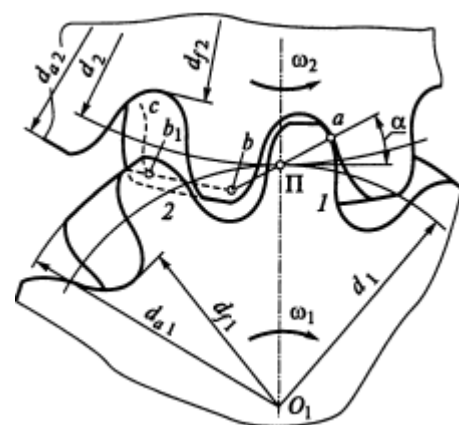


Рисунок 3.10

два рази більше і кількість точок контакту зубців. У таких передачах зубці шестерні і колеса мають однаковий профіль: випуклий біля головки й увігнутий біля ніжки.

Колеса передач Новикова виконуються з тих самих матеріалів, що і евольвентні колеса, найчастіше оброблюються до твердості $\leq 350HB$.

Для нарізування зубців шестерні і колеса використовується один інструмент. Колеса Новикова нарізують, як правило, без зміщення.

Основні геометричні параметри

Для дозаполюсного зачеплення:

$$\begin{aligned} d &= m_t z \\ d_a &= d + 2m_n h_a^* \\ d_f &= d - 2m_n (h_a^* + c^*) \\ a &= \frac{(z_1 + z_2) m_t}{2} \\ m_t &= \frac{m_n}{\cos \beta} \end{aligned} \quad (3.52)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зубця, $h_a^* = 0,9$;

c^* – коефіцієнт радіального зазора, $c^* = 0,15$.

Кут нахилення зубців у передачах Новікова приймається $\beta = 10..22^\circ$.

Розрахунок на міцність

Без урахування деформацій і припрацьовування коліс контакт зубців у передачах Новикова відбувається в точці. Однак мала різниця радіусів кривизни опуклих і увігнутих поверхонь і великі радіуси кривизни косих зубців призводить до того, що контакт у точці стає контактом по плямі. У дозаполюсному зачепленні буде дві плями контакту. Контакт у точці сприяє тому, що колеса Новикова менш чутливі до перекосів, але більш чутливі до зміни міжосьової відстані, а також призводить до зниження зламної міцності.

Основним критерієм працездатності і розрахунку передач Новикова є міцність за контактними напруженнями та напруженнями згину.

Засоби підвищення міцності:

1) збільшення кількості плям контакту шляхом застосування дозаполюсного зачеплення та збільшення коефіцієнта перекриття ε_β ;

2) збільшення площі плям контакту шляхом зменшення різниці r_1 та r_2 ;

3) застосування коліс з малою кількістю зубців.

Умови контакту зубців у передачах Новикова значно відрізняються від умов контакту за Герцем (мала різниця r_1 та r_2). Розміри площ контакту відповідні розміру зубців, а контактні напруження наближаються до напружень зминання. Тому розрахунок передач Новикова за контактними напруженнями, які визначаються залежностями Герца, умовний.

Діаметр шестірні з умови міцності за контактними напруженнями:

$$d_1 = 0,623 \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{HV} \cdot K_B \cdot z_1 (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \varepsilon'_\beta \cdot u \cdot \cos \beta}}, \quad (3.53)$$

де K_B – коефіцієнт, який залежить від кута β , визначається за графіком Б.5 [5];

ε'_β – ціла частина величини ε_β ;

інші параметри такі самі, як і для евольвентної передачі.

Умова міцності за згинальними напруженнями:

$$\sigma_F = \frac{T_1 \cdot K_{FV} \cdot K_u \cdot \psi}{m_n^3 \cdot z_1 \cdot \varepsilon_\beta \cdot Y_F} \leq [\sigma_F], \quad (3.54)$$

де K_u – коефіцієнти, які залежать від кута β , визначаються за графіком Б.5 [5];

ψ – коефіцієнт, який залежить від $\Delta\varepsilon = \varepsilon_\beta - \varepsilon'_\beta$, визначається за графіком Б.5 [5];

Y_F – коефіцієнт форми зубця, визначається за таблицею Б.10 [5];

Конічні передачі

Загальні відомості та характеристики

Конічні зубчасті передачі застосовують у тих випадках, коли осі валів перетинаються під деяким кутом Σ , найчастіше $\Sigma=90^\circ$ (рисунок 3.10).

Конічні передачі більш складні у виготовленні та монтажі, ніж циліндричні, внаслідок таких причин:

- 1) для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати;
- 2) необхідно витримувати допуски на кути при вершині ділительних конусів δ_1 та δ_2 ;
- 3) при монтажі потрібно забезпечувати збіг вершин конусів;
- 4) складніше виконувати колеса тієї самої точності, що і циліндричні;
- 5) перетинання валів ускладнює розташування опор внаслідок того, що одне з конічних коліс розташовується, як правило, консольно;
- 6) у конічному зачепленні діють осьові сили, що ускладнює конструкцію опор.

Навантажувальна спроможність конічної прямозубої передачі складає приблизно 85 % циліндричної при однакових розмірах.

Конічні передачі отримали широке розповсюдження внаслідок того, що за умови компоновання необхідно розташовувати вали під кутом.

Геометричні параметри

Аналогом початкових і ділительних циліндрів є початкові та ділительні конуси.

Конуси, твірні яких перпендикулярні до твірних ділительних конусів, мають назву додаткові конуси.

Переріз зубця додатковим конусом має назву торцевий переріз. Розрізняють зовнішній (e), внутрішній і середній (m) перерізи. Розміри по зовнішньому торцю зручніші для замірів, їх вказують на кресленнях. Розміри у середньому перерізі використовують у розрахунках на міцність.

Залежності розмірів у нормальному і торцевому перерізах (для прямозубих коліс нормальний (n) і торцевий (t) перерізи збігаються) (рисунок 3.11):

- зовнішня конусна відстань

$$R_e = R_m + 0,5b, \quad (3.55)$$

- ділительний діаметр колеса

$$d_e = d_m \frac{R_e}{R_m} \quad (3.56)$$

- торцевий модуль у зовнішньому перерізі

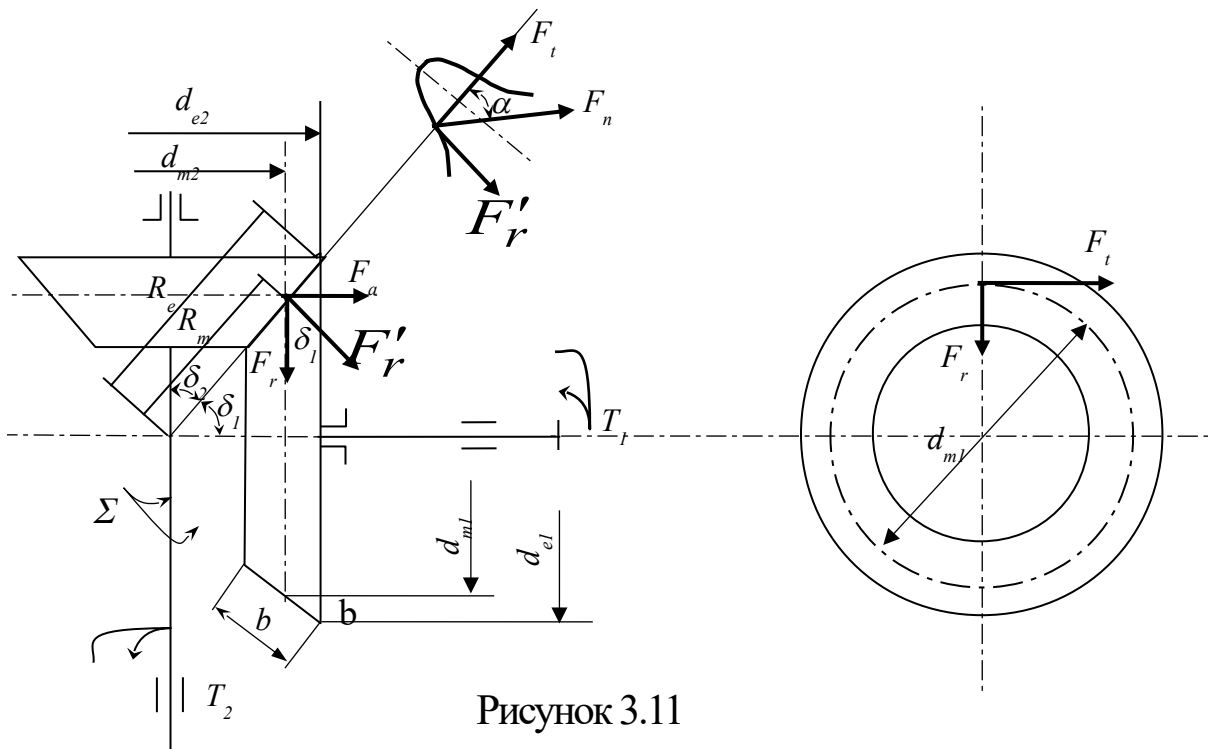


Рисунок 3.11

$$m_{te} = m_{tm} \frac{R_e}{R_m}. \quad (3.57)$$

Для прямозубих передач нормальний і торцевий перерізи співпадають, тому $m_{te} = m_{ne}$ округляють по ГОСТ 9563-80 (таблиця Б.4 [5]).

Передаточне число

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad (3.58)$$

Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі

У зачепленні прямозубої конічної передачі діють колова F_t , радіальна F_r та осьова F_a сили (рисунок 3.11).

Для шестірні:

$$F_t = \frac{2T}{d_{m1}}$$

$$F_r = F_r' \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$$

$$F_a = F_r' \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad (3.59)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

Для колеса напрямок сил протилежний, при цьому

$$F_{r2} = -F_{a1}$$

$$F_{a2} = -F_{r1} \quad (3.60)$$

Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного колеса

У розрахунках на міцність застосовують параметри еквівалентних коліс. Форма зубця конічного колеса в нормальному перерізі додатковим конусом φ_1 така сама, як і циліндричного колеса (рисунок 3.12). Еквівалентне циліндричне колесо можна отримати як розгортку додаткового конуса, яка обмежена кутом φ_2 .

Діаметри еквівалентних коліс

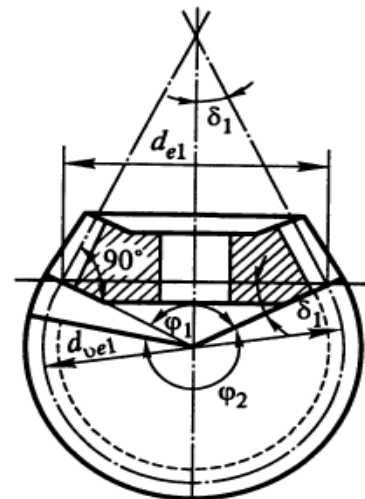


Рисунок 3.12

$$\begin{aligned} d_{ve1} &= \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}, \\ d_{ve2} &= \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \end{aligned} \quad (3.61)$$

Кількість зубців

$$\begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \end{aligned} \quad (3.62)$$

Розрахунок прямозубої конічної передачі за контактними напруженнями

Умова міцності за контактними напруженнями

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{зв} \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (\sqrt{u^2 + 1})}{\vartheta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin 2\alpha \cdot u}} \leq [\sigma_H], \quad (3.63)$$

де ϑ_H – коефіцієнт зниження міцності конічних передач порівняно з циліндричною, $\vartheta_H \approx 0,85$;

K_H – розрахунковий коефіцієнт,

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV},$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, визначається за рисунком Б.3 [5] на підставі схеми редуктора залежно від коефіцієнта ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані K_{be} і твердості матеріалу $HВ$;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження, вибирається за таблицею Б.6 в роботі [5] зі зниженням на один ступінь точності.

При проектному розрахунку визначають ділительний діаметр колеса:

$$d_{e2} = 1,7 \cdot 3 \sqrt{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}, \quad (3.64)$$

де K_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані,

$$K_{be} = \frac{b}{R_e}. \quad (3.65)$$

Для коліс із середньою твердістю $K_{be} = 0,285$, тоді

$$d'_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H [\sigma_H]^2}}. \quad (3.66)$$

Розрахунок прямозубої конічної передачі за напруженнями згину

Розміри поперечних перерізів зубця конічного колеса змінюються пропорційно відстані цих перерізів від вершини конуса (рисунок 3.13, а). При цьому питоме навантаження розподіляється нерівномірно по довжині зубця, воно змінюється залежно від деформації і жорсткості зубця. Навантаження розподіляється за законом трикутника, вершина якого співпадає з вершиною ділального конуса (рисунок 3.13, б). Таким чином, напруження згину однакові по всій довжині зубця. Це дозволяє проводити розрахунок по будь-якому перерізу. На практиці за розрахунковий приймають середній переріз зубця.

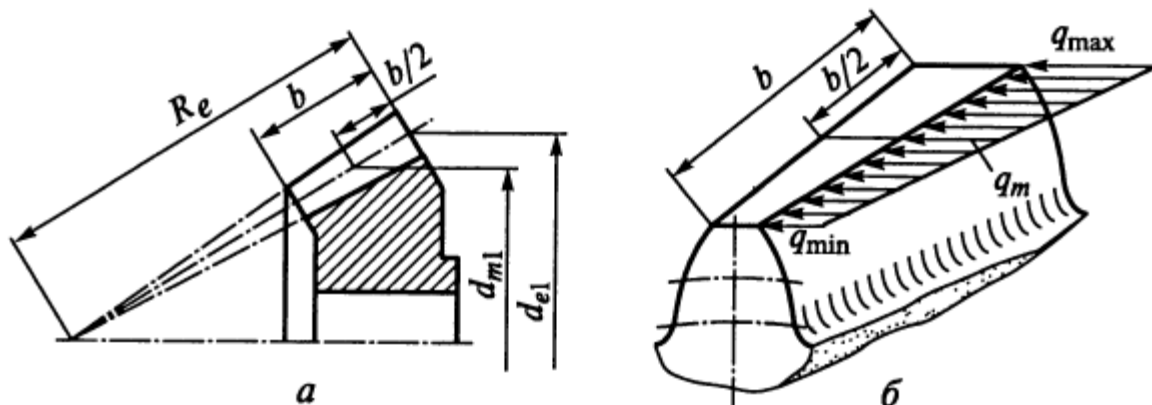


Рисунок 3.13

Умова міцності за напруженнями згину:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_{nm} \cdot \vartheta_F} \leq [\sigma_F], \quad (3.67)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, визначається за рисунком Б.2 [5] залежно від еквівалентної кількості зубців;

m_{nm} – модуль у середньому нормальному перерізі зубця;

ϑ_F – коефіцієнт зниження міцності конічних передач порівняно з циліндричною, $\vartheta_F \approx 0,85$;

K_F – розрахунковий коефіцієнт,

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по довжині зубця,

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1); \quad (3.68)$$

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження, вибирається за таблицею Б.6 в роботі [5] зі зниженням на один ступінь точності.

Методика розрахунку конічних зубчастих передач викладена в роботі [5].

Конічні передачі з непрямыми зубцями

На практиці найбільш розповсюджені конічні колеса з тангенціальними (рисунок 3.14, а) і коловими (рисунок 3.14, б) зубцями.

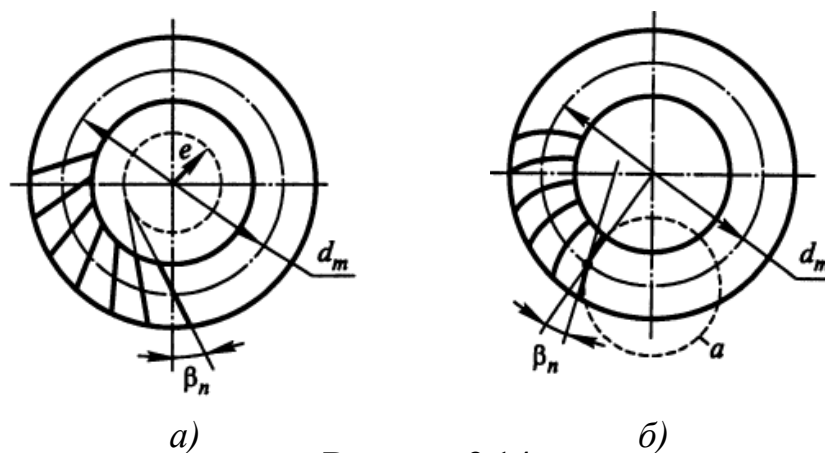


Рисунок 3.14

Тангенціальні зубці спрямовані по дотичній до деякого уявного кола радіусом e та складають з твірними конуса кут $\beta_n = 25..30^\circ$.

Колові зубці розташовуються по дузі кола a , по якій рухається інструмент при нарізуванні зубців. Кут нахилу зубців змінний, за розрахунковий приймають кут на колі середнього діаметра колеса, як кут між дотичною до кола та твірною конуса в даній точці. Кут β_n сягає 35° .

Найчастіше застосовуються колеса з коловими зубцями, які менш чутливі до порушення точності взаємного розташування коліс і простіші у виготовленні.

Навантажувальна спроможність коліс з непрямыми зубцями вище в 1,4...1,5 разу порівняно з прямими.

Сили в зачепленні

Колова сила

$$F_t = \frac{2T}{d_{m1}}, \quad (3.69)$$

радіальна сила

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (tg \alpha \cdot \cos \delta_1 \mp \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1), \quad (3.70)$$

осьова сила

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (tg \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1). \quad (3.71)$$

Знак «+» у разі збігу напрямку крутного моменту та гвинтової лінії зубця при спостереганні з зовнішнього торця.

Приведення непрямозубого конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного колеса

Розрахунки на міцність конічних коліс з непрямозубими зубцями проводять за параметрами біеквівалентних циліндричних прямозубих коліс, тобто з подвійним приведенням спочатку до параметрів прямозубого конічного, а потім до прямозубого циліндричного колеса.

Діаметр біеквівалентного колеса

$$d_{v_n} = \frac{d_e}{\cos \delta \cos^2 \beta_n} \quad (3.72)$$

Кількість зубців біеквівалентного колеса

$$z_{v_n} = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta_n} \quad (3.73)$$

Розрахунок на міцність

Розрахунок на контактну та згинальну міцність аналогічний розрахунку конічного прямозубого колеса. Коефіцієнти \mathcal{Y}_H , \mathcal{Y}_F вибирають за таблицею Б.8 [5]. Методику розрахунку наведено в роботі [5].

Коефіцієнт зміщення

У конічних передачах з $u > 1$ для підвищення опору заїдання рекомендують виконувати шестірню з додатним зміщенням ($x_1 > 1$), а колесо з рівним за абсолютним значенням від'ємним зміщенням ($x_2 = -x_1$).

Вибір x за ГОСТ 19624-74 та 19326-73 чи за формулою

$$x_1 = x_{n_1} = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^2 \beta_n}{z_1}} \quad (3.74)$$

Черв'ячні передачі

Черв'ячні передачі (рисунок 3.15) застосовують для передачі руху між осями, які перехрещуються. Кут перехрещування, як правило, становить 90° . Рух у черв'ячних

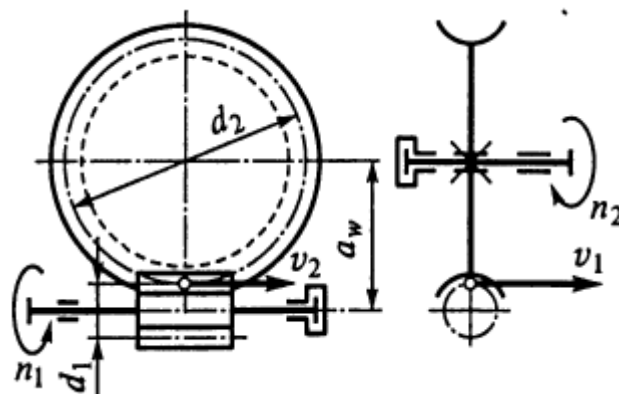


Рисунок 3.15

передачах перетворюється за принципом гвинтової пари чи за принципом нахиленої площини.

Переваги і недоліки

Переваги:

- велике передаточне відношення;
- плавність та безшумність роботи;
- висока кінематична точність;
- самогальмування.

Недоліки:

- низький ККД;
- знос, заїдання;
- використання дорогих матеріалів;
- висока точність складання.

Геометричні параметри та виготовлення черв'ячних передач

У черв'ячній передачі, так само як і в зубчастій, розрізняють діаметри початкових (d_{w1} , d_{w2}) і ділільних (d_1 , d_2) циліндрів. У передачах без зміщення $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$.

Черв'яки розрізняють:

1) за формою поверхні, на якій утворюються витки:

- циліндричні (рисунок 3.16, а);
- глобоїдні (рисунок 3.16, б);

2) за формою профілю витків:

- прямолінійний (трапецеїдальний, архимедів – найбільш поширений, при $HV \leq 350$, нешліфований, виконуються на звичайних верстатах);
- криволінійний (евольвентний – $HRC > 45$, шліфований, на спеціальних верстатах).

Черв'ячне колесо нарізують черв'ячними фрезами.

Основні геометричні параметри черв'яка і колеса показані на рисунку 3.17, де $\alpha = 20^\circ$ – профільний кут; $m = \frac{p}{\pi}$ – осьовий модуль, стандартизований; z_1 – кількість заходів черв'яка,

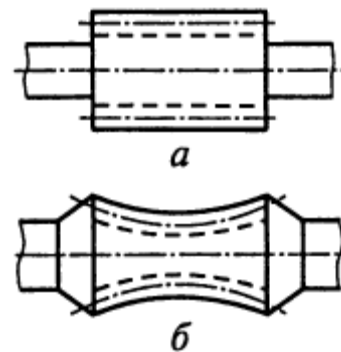


Рисунок 3.16

вибирають за таблицею Б.11 [5]; z_2 – кількість зубців колеса, за умови непідрізування зубців рекомендують приймати $z_2 \geq 28$; $q = \frac{d_1}{m}$ – коефіцієнт діаметра черв'яка, стандартизований;

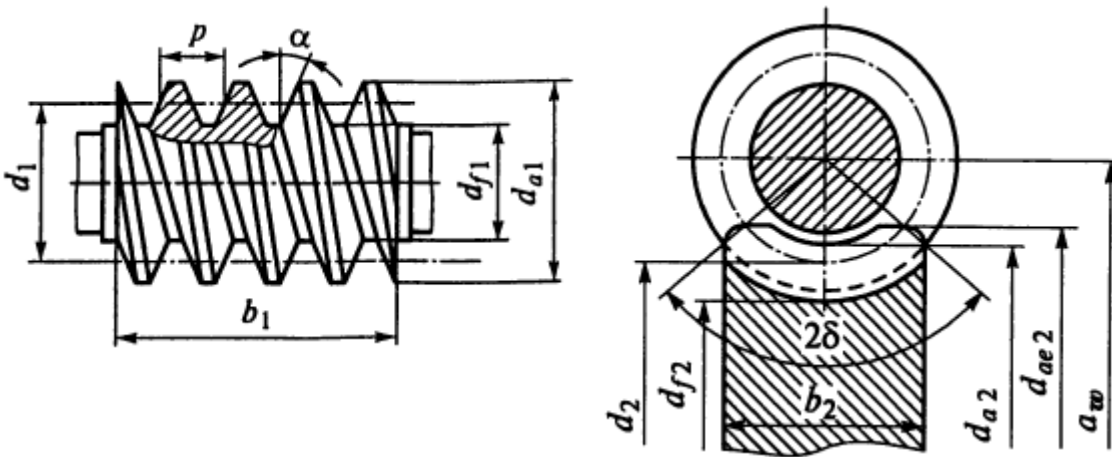


Рисунок 3.17

$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$ – кут підйому гвинтової лінії.

Ділильні діаметри:

черв'яка $d_1 = qm$;

колеса $d_2 = z_2 m$. (3.75)

Діаметр вершин $d_a = d + 2m$. (3.76)

Діаметр западин $d_f = d - 2,4m$. (3.77)

a_w – міжосьова відстань

$$a_w = 0,5(q + z_2) m . \quad (3.78)$$

Передачі зі зміщенням

Для нарізування коліс зі зміщенням і без зміщення на практиці використовують один і той самий інструмент. Черв'як завжди нарізують без зміщення.

При заданій міжосьовій відстані коефіцієнт зміщення дорівнює

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) . \quad (3.79)$$

Діаметри вершин і западин у черв'ячного колеса зі зміщенням

$$d_{a_2} = (z_2 + 2 + 2x) m, \quad (3.80)$$

$$d_{f_2} = (z_2 - 2,4 + 2x) m. \quad (3.81)$$

За умови непідрізування та незагострення зубців значення x на практиці допускають у межах $\pm 0,7$ (іноді ± 1).

Точність виготовлення

ГОСТ 3675-81 встановлює на черв'ячні передачі 12 ступенів точності: ступені 3, 4, 5, 6 для високоточних кінематичних передач, ступені 5, 6, 7, 8, 9 – для силових.

Особливе значення приділяють нормам точності при монтажі, тому що черв'ячні передачі більш чутливі до зміни міжосьової відстані.

Кінематичні параметри черв'ячної передачі

У черв'ячній передачі, на відміну від зубчастої, колові швидкості V_1 та V_2 не співпадають (рисунк 3.18). Вони спрямовані під кутом 90° та відрізняються за значенням. У відносному русі початкові циліндри ковзають. При одному обороті черв'яка колесо повернеться на кут, яких охоплює кількість зубців колеса, що дорівнює кількості заходів черв'яка.

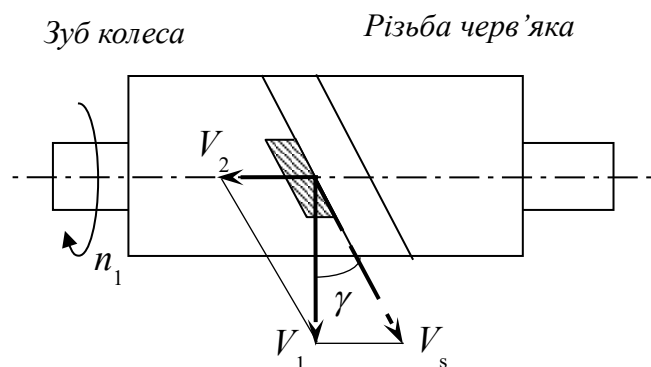


Рисунок 3.18

Передаточне відношення черв'ячної передачі

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.82)$$

Основною перевагою черв'ячної передачі є великі передаточні відношення: у силових передачах $i = 10 \dots 80$, у кінематичних передачах до 300.

При русі витки черв'яка ковзають по зубцях колеса, як у гвинтовій парі. Швидкість ковзання V_s спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка:

$$\begin{aligned}\vec{V}_s &= \vec{V}_1 - \vec{V}_2, \\ V_s &= \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma},\end{aligned}\tag{3.83}$$

де γ – кут нахилу гвинтової лінії черв'яка.

$$\begin{aligned}V_1 &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \\ V_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_1}{60}, \\ \frac{V_1}{V_2} &= \operatorname{tg} \gamma.\end{aligned}$$

Велике ковзання є причиною зниження ККД, підвищеного зносу та заїдання.

ККД черв'ячної передачі

ККД зачеплення при ведучому черв'яку

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},\tag{3.84}$$

де φ – кут тертя,

$\operatorname{tg} \varphi = f$ – коефіцієнт тертя.

ККД підвищується у разі збільшення кількості заходів черв'яка і знижується зі зменшенням коефіцієнта тертя чи кута тертя. Коефіцієнт тертя знижується зі збільшенням швидкості ковзання V_s . Крім того, значення коефіцієнта тертя залежить від шорсткості поверхні тертя, а також якості мастила.

При $\gamma \leq \varphi, \eta = 0$ передача руху у зворотному напрямку стає неможливою. Отримуємо самогальмуючу пару. Властивість

самогальмування застосовується у вантажопідйомних механізмах. ККД самогальмуючої пари, як правило, менший 0,5. Для надійності самогальмування рекомендують приймати $\gamma \leq 0,5\varphi$.

Сили в зачепленні

Сили в зачепленні черв'ячної передачі показані на рисунку 3.19.

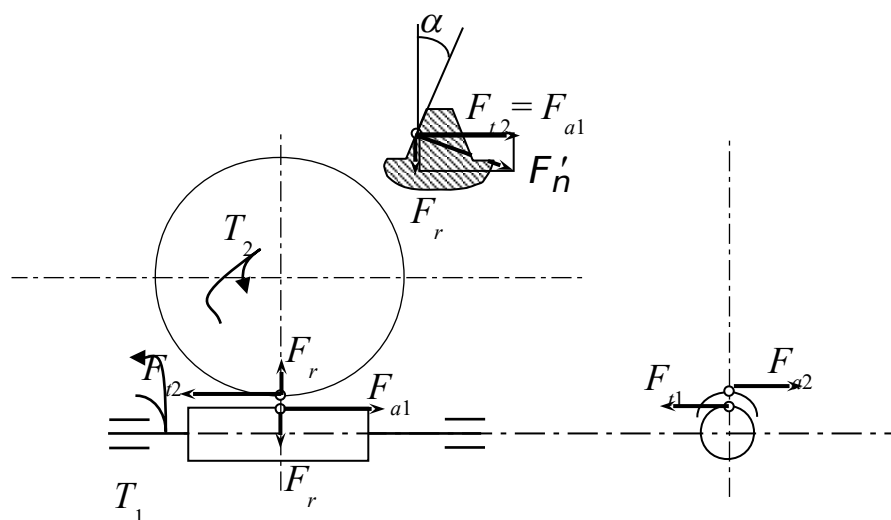


Рисунок 3.19

Колова сила на черв'яку $F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} .$ (3.85)

Колова сила на колесі $F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} .$ (3.86)

Радіальна сила $F_r = F_{t2} \cdot \text{tg} \alpha .$ (3.87)

Нормальна сила $F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma} .$ (3.88)

Розрахунок на міцність черв'ячної передачі

На відміну від зубчастих передач, у черв'ячних найбільш поширене зношення та заїдання замість викришування, що пов'язане з великими швидкостями ковзання та несприятливим напрямком ковзання відносно лінії контакту. Для попередження заїдання обмежують значення контактних напружень і застосовують спеціальні антифрикційні пари матеріалів: черв'як – сталь, колесо – бронза чи чавун.

Основний розрахунок на міцність – розрахунок за контактними напруженнями, розрахунок за напруженнями згину виконують як перевірочний.

Розрахунок на міцність за контактними напруженнями

Умова контактної міцності:

$$\sigma_H = 1,8 \sqrt{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (3.89)$$

де δ – кут охоплення черв'яка черв'ячним колесом;

$\xi \approx 0,75$ – коефіцієнт зменшення довжини контактної лінії;

ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття,

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17z_2 + 2,9}{2,95}. \quad (3.90)$$

При проектному розрахунку визначають міжосьову відстань

$$a_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \left(\frac{q}{z_2} \right)}} \quad (3.91)$$

чи дільний діаметр колеса

$$d_2 = 1,25 \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \left(\frac{q}{z_2} \right)}}. \quad (3.92)$$

При проектному розрахунку задаються відношенням $\frac{q}{z_2}$.

При цьому враховують, що нерівномірність розподілу навантаження у зачепленні суттєво залежить від прогину черв'яка, який, у свою чергу, залежить від діаметра черв'яка та відстані між опорами. Діаметр черв'яка пропорційний q , а відстань між опорами пропорційна діаметру колеса чи z_2 . Однак зі збільшенням q зменшуються γ та ККД, а також збільшуються

габарити передачi. Тому для силових передач рекомендують $\frac{q}{z_2} = 0,22 \dots 0,4$.

Розрахунок на мiцнiсть за напруженнями згину

За напруженнями згину розраховують лише зубцi колеса, як менш мiцнi. Черв'ячне колесо уявляють як косозубе, при цьому вводять додатковi поправки:

1 Зуб черв'ячного колеса мiцнiше, нiж зуб косозубого, приблизно на 40 %.

2 Черв'ячна пара добре припрацьовується.

Умова мiцностi за напруженнями згину:

$$\sigma_F = 0,7Y_F \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (3.93)$$

де Y_F – коефiцiєнт форми зубця, приймається за таблицю Б.13 [5] залежно вiд еквiвалентної кiлькостi зубцiв;

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}; \quad (3.94)$$

K_F – коефiцiєнт розрахункового навантаження, для черв'ячної передачi приймають

$$K_H = K_F = K_V \cdot K_\beta, \quad (3.95)$$

де K_V – коефiцiєнт динамiчного навантаження, $K_{HV} = 1$ при $V_s \leq 3$ м/с; $K_{HV} = 1 \dots 1,3$ при $V_s > 3$ м/с;

K_β – коефiцiєнт концентрацiї навантаження, при постiйному навантаженнi приймають $K_\beta \approx 1$, при змiнному навантаженнi $K_\beta = 1,05 \dots 1,2$.

Матерiали та допустимi напруження

У зв'язку з високими швидкостями ковзання та несприятливими умовами змащування матерiали черв'ячної пари

повинні мати антифрикційні властивості, зносостійкість і знижену схильність до заїдання.

Черв'яки виготовляють з вуглецевих чи легованих сталей. Найбільшу навантажувальну здатність мають пари, у яких витки черв'яка термооброблені до високої твердості (загартування, цементация тощо) з наступним шліфуванням.

Черв'ячні колеса виготовляють переважно з бронзи, рідше з латуні чи чавуну:

1 Олов'яні бронзи типу ОФ10-1, ОНФ та інші вважаються найкращими матеріалами для черв'ячних коліс, але вони дорогі, їх застосовують у передачах з великими швидкостями ковзання $V_s = 5...25\text{ м/с}$.

2 Безолов'яні бронзи, наприклад алюмінієво-залізисті типу БрАЖ9-4 та інші, мають підвищені механічні характеристики, але знижені протизадирні властивості. Їх застосовують у парі з твердими ($> 45\text{ HRC}$) шліфованими та полірованими черв'яками для передач зі швидкостями $V_s \leq 5\text{ м/с}$.

3 Чавун сірий чи модифікований застосовують при $V_s \leq 2\text{ м/с}$ переважно у ручних приводах.

Допустимі контактні напруження вибираються за таблицею Б.12 [5].

Методика розрахунку черв'ячної передачі наведена у роботі [5].

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Механічна енергія, загублена у передачі, перетворюється на теплову та нагріває передачу. Якщо відвід теплоти недостатній, передача перегрівається та виходить з ладу.

Теплова потужність передачі кількість теплоти, що виділяється у передачі за секунду,

$$W = P_1(1 - \eta), \quad (3.96)$$

де P_1 – потужність на вхідному валу, Вт;

η – ККД передачі.

Потужність тепловіддачі (кількість теплоти, що віддається навколишньому повітрю через стінки корпусу за секунду)

$$W_1 = K(t_1 - t_0) A, \quad (3.97)$$

де A – площа поверхні охолодження, m^2 (тільки та частина поверхні корпусу редуктора, яка з середини омивається мастилом чи його бризками, а зовні – вільно циркулюючим повітрям, якщо корпус має ребра охолодження, враховують тільки 50 % площі їх поверхні);

t_1 – внутрішня температура редуктора чи мастила, $^{\circ}C$ (допустиме значення залежить від сорту мастила, його здатності зберігати мастильні властивості при підвищенні температури);

t_0 – температура навколишнього середовища, $^{\circ}C$;

K – коефіцієнт теплопередачі, при роботі без вентиляції приймають $K \approx 8...10 \text{ Вт}/m^2 \cdot ^{\circ}C$, з інтенсивною вентиляцією $K \approx 14...17 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$.

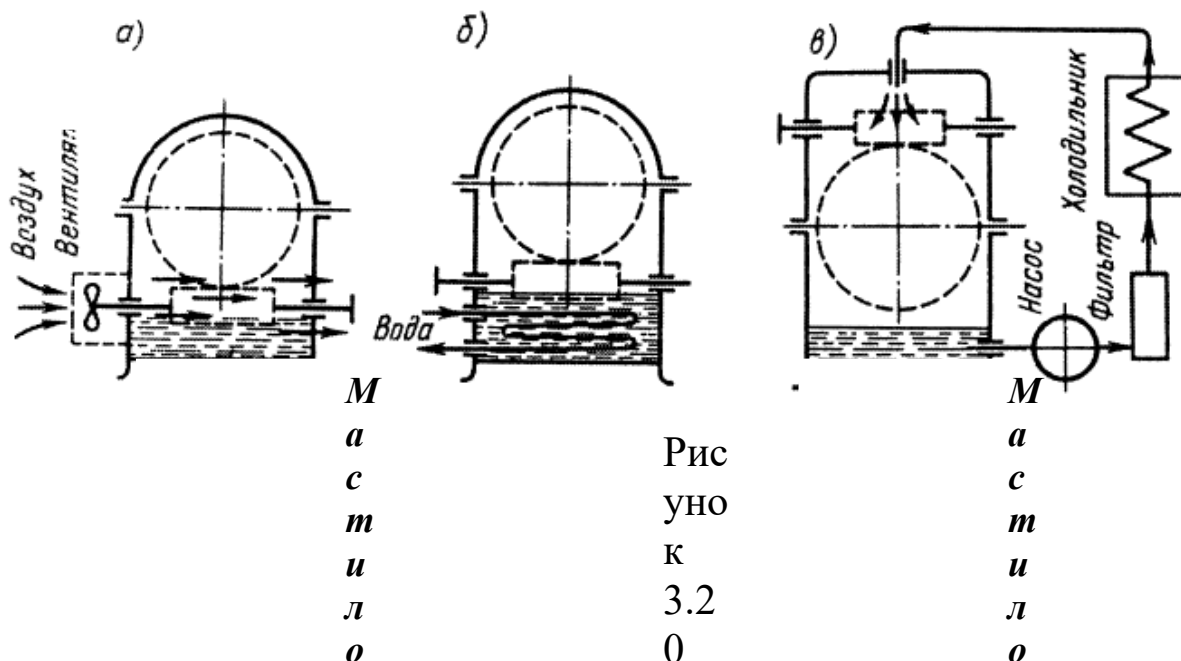
Умова достатнього природного охолодження

$$W \leq W_1. \quad (3.98)$$

Способи штучного охолодження:

1 Обдув корпусу за допомогою вентилятора (рисунок 3.20, а), при цьому поверхня, яка обдувається, забезпечується ребрами, K збільшується до $20...28 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$.

2 Устаткування в корпусі водяних порожнин чи змішувиків з проточною водою (рисунок 3.20, б), при цьому K збільшується до $90...200 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ при швидкості води до 1 м/с .



3 Застосування циркуляційних систем змащування зі спеціальними холодильниками (рисунок 3.20, в).

У перших двох випадках, а також при природному охолодженні змащування здійснюється шляхом часткового занурення одного з коліс або черв'яка у мастильну ванну. Для запобігання великих втрат на розбризкування та змішування мастила, а також щоб мастило не спінювалось, глибина занурення коліс не повинна перевищувати висоти зубця для швидкохідних коліс або витка черв'яка та $1/3$ радіуса для тихохідних коліс. Кількість мастила у ванні, що рекомендується, $0,35...0,7$ л на 1 кВт потужності, що передається.

3.3 Механізми з гнучкими ланками

Область застосування

Для передачі руху між порівняно далеко розташованими одна від одної ланками застосовують механізми, у яких зусилля від ведучої ланки до веденої передається **гнучкими ланками**. Передачі з гнучкими ланками застосовуються в якості силових у машинах загального і спеціального машинобудування (для потужностей до 50 кВт, передаточних чисел до 10, при кових швидкостях до 30 м/с), а також у приладах і апаратах точної

механіки (для креслення, реєструючих пристроїв, шкальних механізмів і т. п.).

Як гнучкі ланки застосовуються паси, шнури, канати, дрiт, сталева стрічка, ланцюги різних конструкцій.

Передачі з гнучкими ланками можуть забезпечувати постійне і змінне передатне відношення зі східчастою або плавною зміною його величини.

Для збереження сталості натягу гнучких ланок у механізмах застосовуються натяжні пристрої: натяжні ролики і пружини, противаги і т. п.

Види передач

1 За способом з'єднання гнучкої ланки з іншими:

- фрикційні;
- з безпосереднім з'єднанням;
- з зачепленням.

2 За взаємним розташуванням валів і напрямком їх обертання:

- відкриті;
- перехресні;
- напівперехресні.

Пасові передачі

Принцип дії і класифікація

Схема пасової передачі зображена на рисунку 3.21.

Передача складається з двох шківів, закріплених на валах, і паса, що охоплює шківів. Навантаження передається силами тертя, що виникають між шківів і пасом унаслідок натягу останнього.

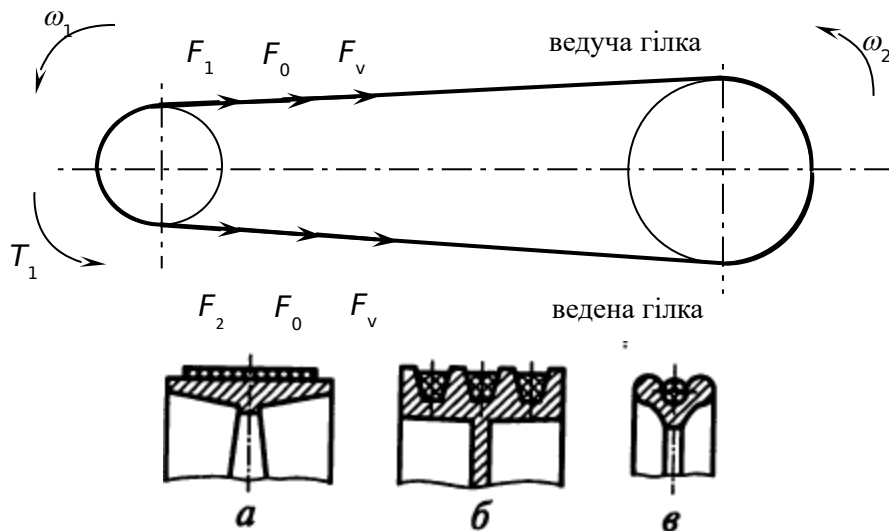


Рисунок 3.21

Залежно від форми поперечного перерізу паса розрізняють передачі:

- плоскостасову (рисунок 3.21, а);
- клинопасову (рисунок 3.21, б);
- круглостасову (рисунок 3.21, в).

Переваги і недоліки

Переваги:

- можливість передачі руху на значні відстані (до 15 м і більше);
- плавність і безшумність роботи;
- захист механізмів від коливань навантаження внаслідок пружності паса;
- захист механізмів від перевантаження за рахунок можливого просковзання паса;
- простота конструкції й експлуатації (передача не вимагає змащення).

Недоліки:

- підвищені габарити (при рівних умовах діаметри шківів у 5 разів більше від діаметрів зубчастих коліс);
- мінливість передатного відношення через просковзання паса;

- підвищене навантаження на вали та їхні опори, пов'язане з великим попереднім натягом паса (у 2-3 рази більше, ніж у зубчастих передачах);
- низька довговічність пасів (1000-5000 год).

Сфера застосування

Пасові передачі застосовують переважно в тих випадках, коли за умовами конструкції вали розташовані на значних відстанях. Передача передає потужність до 50 кВт. У комбінації з зубчастою передачею пасову передачу встановлюють на швидкохідний ступінь, як менш навантажену.

У сучасному машинобудуванні найбільше поширення мають клинові паси. Застосування плоских пасів старої конструкції скоротилося. Плоскі паси нової конструкції (плівкові з пластмас) одержують поширення у високошвидкісних передачах. Круглі паси застосовуються тільки для малих потужностей: у приладах, побутових машинах і т. п.

Геометричні параметри пасової передачі

Геометричні параметри пасової передачі показані на рисунку 3.22.

$$\alpha = 180^\circ - \beta,$$

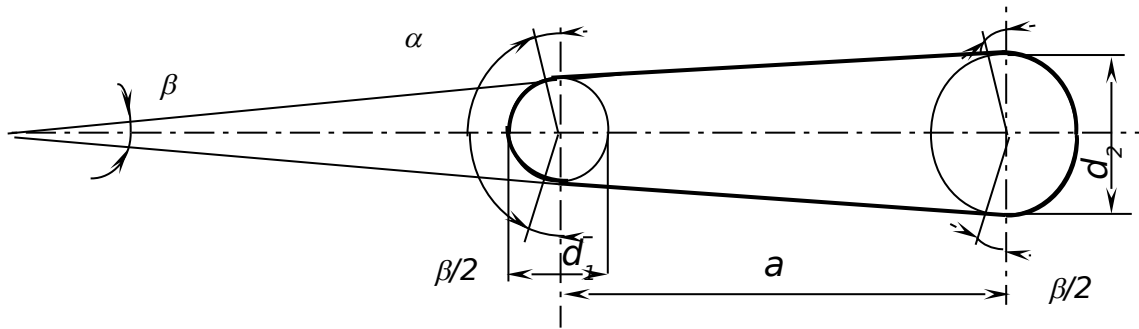
$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a},$$

оскільки $\beta < 15^\circ$, то $\frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$, де β у радіанах, тоді

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^\circ. \quad (3.99)$$

Довжина паса

$$l \approx 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (3.100)$$



- α – кут охоплення пасом меншого шківів;
- β – кут нахилу гілок пасової передачі;
- a – міжосьова відстань;
- d_1, d_2 – діаметри шківів;
- l – довжина паса

Рисунок 3.22

Міжосьова відстань

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (3.101)$$

Кінематичні параметри

Колові швидкості на шківів

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}. \quad (3.102)$$

У разі відсутності пристрою автоматичного натягу пас витягується, виникає просковзання. З урахуванням пружного ковзання $V_2 < V_1$:

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon), \quad (3.103)$$

де ε – коефіцієнт ковзання, $\varepsilon = 0,01..0,2$.

Передаточне відношення

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} - \text{var}. \quad (3.104)$$

Сили в пасовій передачі

У пасовій передачі діють (рисунок 3.22):

F_1 – сила натягу робочої гільки;

F_2 – сила натягу холостої гільки;

F_t – колова сила;

F_0 – сила попереднього натяжіння;

F_V – відцентрова сила;

F_u – сила від згину паса.

Колова сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (3.105)$$
$$F_t = F_1 - F_2.$$

Щоб забезпечити передачу руху, пас попередньо натягують (створюють силу F_0).

Мінімальне значення сили попереднього натяжіння визначається за формулою Ейлера

$$F_{0 \min} = 0,5F_t \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (3.106)$$

де f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

Умова відсутності буксування

$$F_0 > F_{0 \min}. \quad (3.107)$$

Унаслідок руху паса по колу разом зі шківом виникають доцентрові прискорення і, як наслідок, відцентрові сили F_V , що відтягають пас від шківа.

$$F_V = qV^2, \quad (3.108)$$

де q – маса 1 пог. м паса.

Вплив відцентрової сили враховують при $V > 20$ м/с.

Сила від згину паса F_u враховується при розрахунку напружень у пасі, виникає в точці набігання його на шків, де виникають найбільші напруження.

$$F_u = E \frac{\delta}{d}, \quad (3.109)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса;
 δ – товщина паса.

Напруження в пасі

Найбільші напруження створюються у робочій гілці (рисунок 3.23):

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_u, \quad (3.110)$$

де σ_1 – напруження від натягу робочої гілки,

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + 0,5 \frac{F_t}{A} = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t, \quad (3.111)$$

де σ_t – корисне напруження,

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2;$$

A – площа поперечного перерізу паса;

σ_0 – напруження від попереднього натягу, $\sigma_0 = 1,2..1,8$ МПа, для клинопасових $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа;

σ_v – напруження від відцентрової сили,

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho V^2; \quad (3.112)$$

σ_u – напруження згину (у частині паса, яка обгинає шків),

$$\sigma_u = \frac{F_u}{A}. \quad (3.113)$$

Сумарне максимальне напруження у ведучій гілці в місці набігання паса на шків

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t + \sigma_v + \sigma_u. \quad (3.114)$$

Епюра напружень по довжині паса зображена на рисунку 3.23.

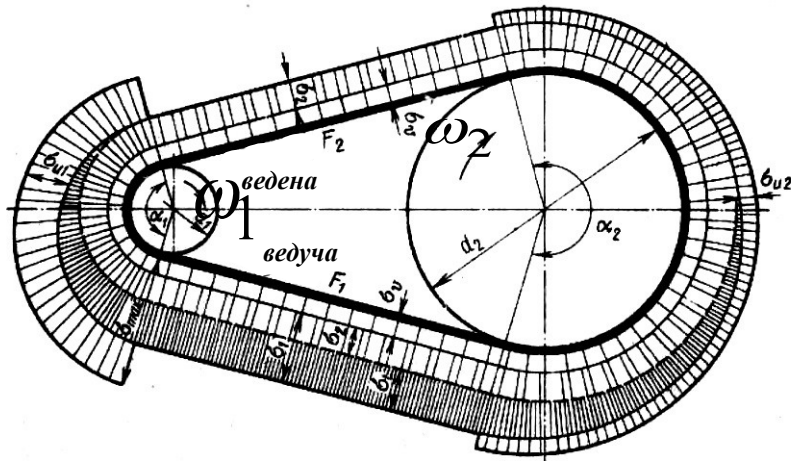


Рисунок 3.23

Критерії працездатності та розрахунку пасових передач:

- 1) тягова спроможність, обумовлена силою тертя між пасом і шківом;
- 2) довговічність ремня, що обмежується руйнуванням паса від втоми.

Основним розрахунком пасових передач є розрахунок за тяговою спроможністю. Довговічність паса враховується при розрахунках шляхом вибору основних параметрів передачі згідно з рекомендаціями.

Тягова спроможність передачі характеризується значенням максимально допустимої колової сили F_t чи корисного напруження σ_t . Допустиме за умови відсутності буксування напруження σ_t збільшується зі збільшенням напруження попереднього натягу σ_0 , однак на практиці це призводить до зниження довговічності паса.

Вплив напруження від відцентрових сил σ_v для найбільш розповсюджених на практиці середньошвидкісних ($V < 20$ м/с) і тихохідних ($V < 10$ м/с) передач незначний.

Збільшення σ_u не сприяє підвищенню тягової спроможності передачі, більш того, σ_u , періодично змінюється, що є головною причиною руйнування пасів від втоми. Тому на практиці обмежуються мінімально допустимими значеннями відношення $\frac{d}{\delta}$.

Довговічність паса залежить також від характеру та частоти циклу зміни напружень.

Частота циклу напружень дорівнює частоті пробігів паса

$$U = \frac{V}{l}, \quad (3.115)$$

де V – колова швидкість;

l – довжина паса.

Чим більше U , тим менша довговічність, тому введені обмеження:

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

– для клинових $U \leq 10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$.

Зниження довговічності при збільшенні частоти пробігів пов'язане не тільки з утомою, але й з термостійкістю паса. У результаті гістерезисних втрат при деформації пас нагрівається тим більше, чим більша частота пробігів. Перегрів паса призводить до зниження міцності.

Практика експлуатації установлює, що при дотриманні рекомендацій з вибору основних параметрів передачі середня довговічність пасів становить 2000...3000 год.

Ковзання у пасовій передачі

Дослідження М.Є. Жуковського показали, що у пасових передачах два види ковзання:

– пружне ковзання, яке має місце при будь-якому навантаженні;

– буксування, яке виникає при перевантаженні.

Якщо до кінців паса на загальмованому шківі підвісити рівні ваги G (рисунок 3.24), то під дією них між шківом і пасом виникне деякий тиск і відповідні йому сили тертя. Якщо до однієї з гілок додати вагу G_1 , більшу за силу

Сили тертя, що зрівноважують вагу G_1

Дуга пружного ковзання

Дуга спокою

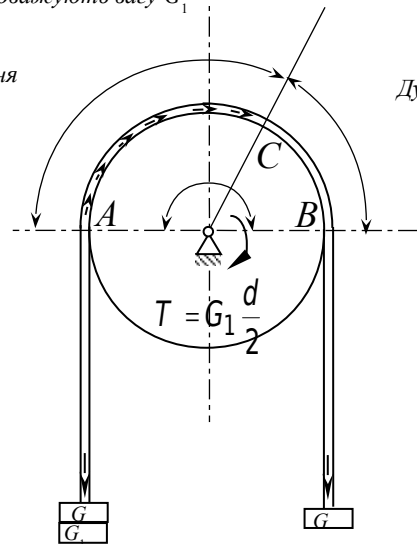


Рисунок 3.24

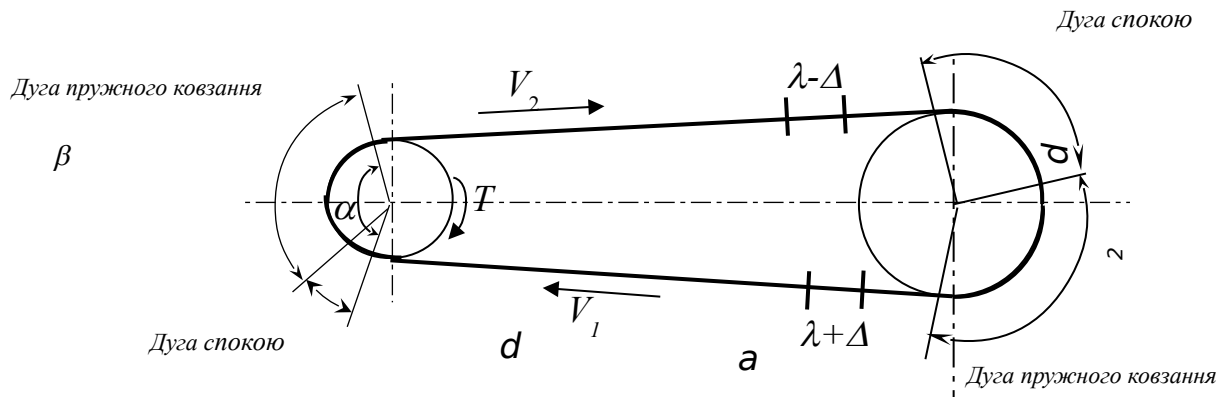
тертя, то рівновага порушиться і пас зісковзне зі шківів. Якщо G_1 менше за силу тертя – рівновага збережеться. Однак при будь-якій малій вазі G_1 гілка, на яку додана ця вага, отримає деяке додаткове подовження. Значення відносного подовження, постійне для вільної гілки, буде поступово зменшуватись по дузі обхвату та стане дорівнювати нулю в деякій точці C . Положення точки C визначається з умови рівності ваги G_1 та сумарної сили тертя, яка прикладена до паса по дузі AC . Додаткове пружне подовження паса супроводжується його ковзанням по шківу – пружним ковзанням. Дуга AC – дуга пружного ковзання. Дуга BC – дуга спокою.

$$\overset{\cup}{AC} + \overset{\cup}{BC} = \alpha \cdot (3.116)$$

Чим більше G_1 , тим більше AC і менше BC . При збільшенні G_1 до значення, яке дорівнює запасу сил тертя, дуга BC дорівнюватиме нулю, а дуга пружного ковзання розповсюдиться на весь кут обхвату α – рівновага порушиться, почнеться буксування.

На працюючій пасовій передачі роль ваги G виконує сила натягу веденої гілки F_2 , а роль додаткової ваги G_1 – колова сила F_1 . Різниця натягу веденої та ведучої гілок, яке утворюється навантаженням, викликає пружне ковзання. При цьому дуги пружного ковзання розташовуються з боку гілок, що збігаються.

При проходженні ведучою гілкою ділянка λ збільшиться на $\lambda + \Delta$, а веденою зменшиться на $\lambda - \Delta$ (рисунок 3.25).



¹Рисунок 3.25

Визначаючи колові швидкості шківів за сумісним переміщенням з пасом на ділянках дуг спокою, отримаємо:

– для ведучого шківів $V_1 = \frac{\lambda + \Delta}{t}$;

– для веденого шківів $V_2 = \frac{\lambda - \Delta}{t}$, тобто $V_2 < V_1$.

Зі збільшенням навантаження збільшується Δ , збільшується різниця швидкостей, тобто передаточне відношення змінюється.

Пружне ковзання є причиною мінливості передаточного відношення та збільшує витрати на тертя.

Клинопасова передача

Клинопасова передача має переважне застосування через збільшення тягової спроможності внаслідок підвищення тертя, зчеплення зі шківом збільшується приблизно в 3 рази. Пас має клинову форму поперечного перерізу та розташовується у відповідних канавках (рисунок 3.26). Для зменшення напружень згину застосовують декілька пасів з меншою площею поперечного перерізу, тобто менш

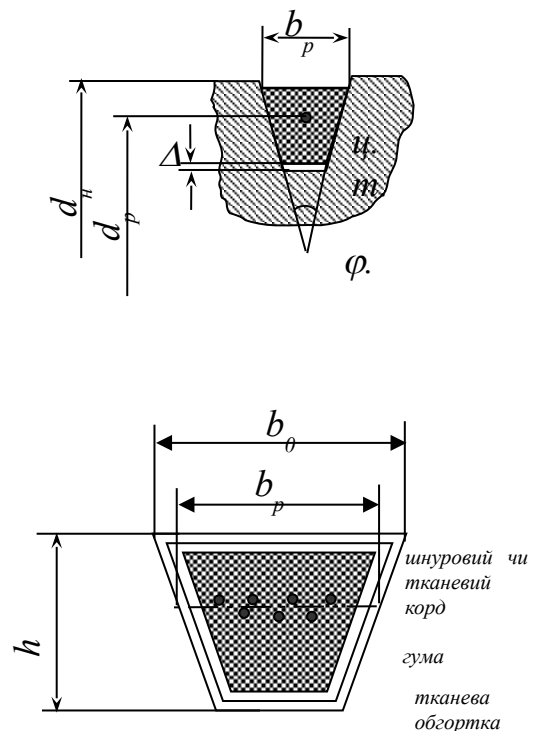


Рисунок 3.26

жорсткі. Клинові паси виготовляють у вигляді замкнутої нескінченної стрічки.

Робочі поверхні бокові. Пас не повинен виступати за межу зовнішнього діаметра d_n , інакше пас швидко виходить з ладу. Кут $\varphi = 40^\circ$. Відомо, що зі зменшенням φ збільшується тертя.

Приведений коефіцієнт тертя

$$f' = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f. \quad (3.117)$$

Конструкція паса повинна бути достатньо гнучкою для зменшення напружень згину, мати значну поздовжню та поперечну жорсткість.

Методика розрахунку пасової передачі наведена в роботі [5].

Способи натягнення пасів

Величина сили попереднього натягнення пасів F_0 суттєво впливає на довговічність, тягову спроможність і ККД передачі. Більшість пасових передач працюють при змінному навантаженні, розрахунок при цьому виконується за максимальним значенням навантаження, що при постійному значенні F_0 знижує довговічність і ККД в періоди недовантаження передачі. У цьому разі доцільна конструкція, у якій натягнення паса автоматично змінюється зі зміною навантаження (рисунк 3.27, а).

Постійне натягіння паси підтримується в конструкції, у якій натягіння забезпечується масою електродвигуна, встановленого на хитній плиті (рисунок 3.27, б), а також при застосуванні натяжних роликів (рисунок 3.27, в).

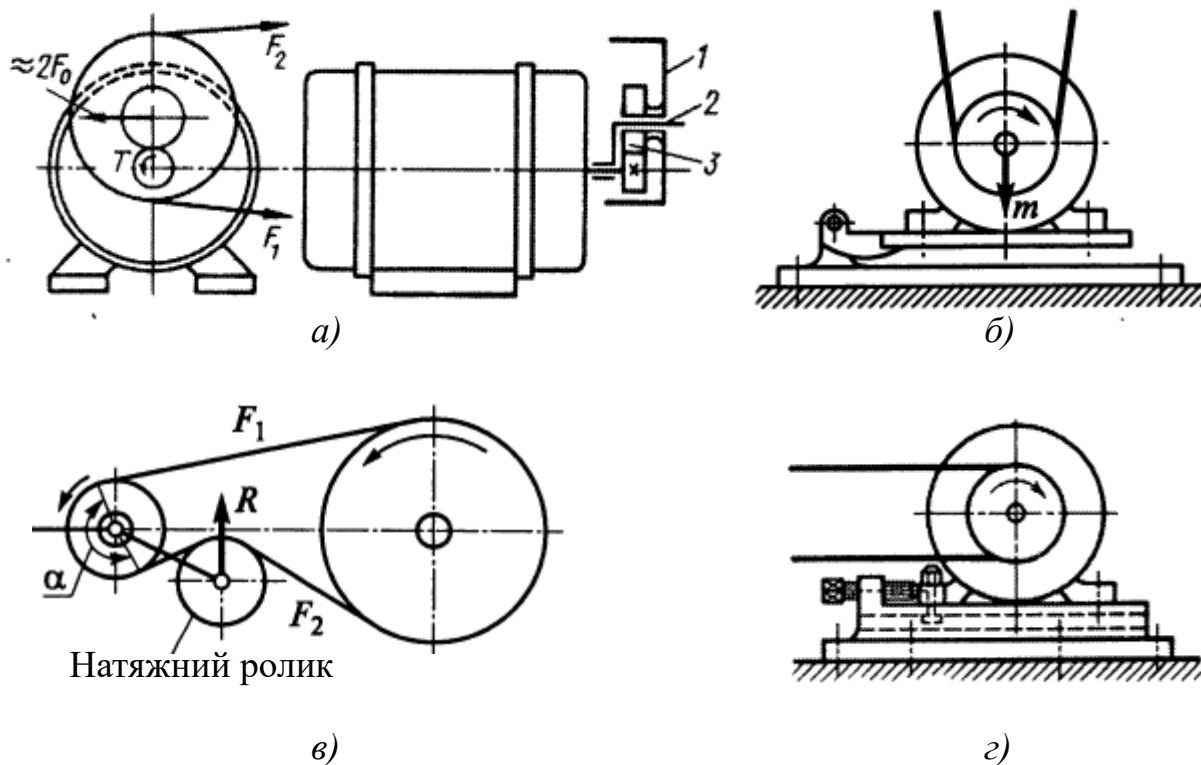


Рисунок 3.27

Періодичне підтягування пасів може забезпечуватись за допомогою гвинта чи подібного пристрою, здатного переміщувати двигун по полозках плити (рисунок 3.27, г).

Ланцюгові передачі

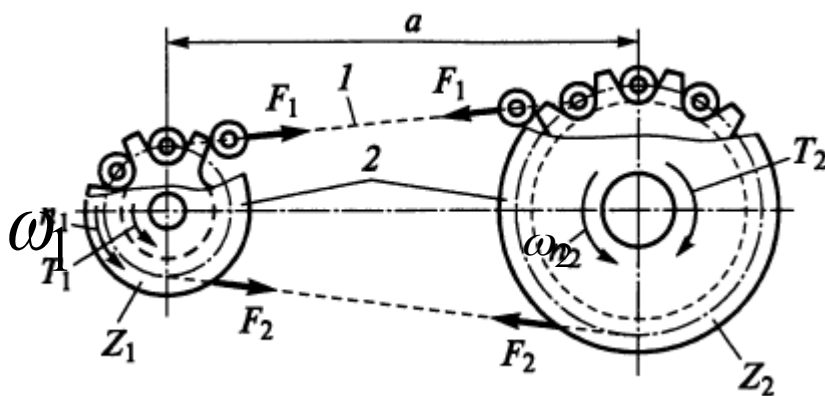


Рисунок 3.28

Ланцюгова передача заснована на зачепленні ланцюга 1 і зірочок 2 (рисунок 3.28).

Переваги і недоліки

Принцип зачеплення та висока міцність сталевого ланцюга забезпечують більшу навантажувальну спроможність ланцюгової передачі порівняно з пасовою передачею. Відсутність ковзання і буксування забезпечує сталість передаточного відношення (середнього за оборот) і можливість роботи при короткочасних перевантаженнях.

Принцип зачеплення не вимагає попереднього натягу ланцюга, що зменшує навантаження на опори. Ланцюгові передачі можуть працювати при менших міжосьових відстанях і при великих передаточних відношеннях, а також передавати потужність від одного ведучого вала декільком веденим.

Основною причиною недоліків ланцюгової передачі є те, що ланцюг, який складається з окремих жорстких ланок, розташовується на зірочці не по колу, а по багатокутнику. Звідси виникає зношення шарнірів ланцюга, шум і додаткові динамічні навантаження. Ланцюгові передачі потребують організації системи змащення.

Сфера застосування

Ланцюгові передачі застосовують:

- при значних міжосьових відстанях, при швидкостях менше 15-20 м/с, при швидкостях до 35 м/с застосовують пластинчасті ланцюги (набір пластин із двома зубоподібними виступами, принцип внутрішнього зачеплення);
- передачі від одного ведучого вала декільком веденим;

– коли зубчасті передачі незастосовні і пасові ненадійні.

Порівняно з пасовими ланцюгові передачі більш гучні, а в комбінаціях з зубчатими передачами їх застосовують на тихохідних ступенях.

Основні характеристики ланцюгової передачі

Потужність

$$P = F_t \cdot V . \quad (3.118)$$

Сучасні ланцюгові передачі можуть працювати в досить широкому діапазоні: від часток до декількох тисяч кіловат. Але при великих потужностях зростає собівартість передачі, тому найбільш розповсюджені ланцюгові передачі до 100 кВт.

Колова швидкість

$$V = \frac{n \cdot z \cdot p_{\text{ц}}}{60} , \quad (3.119)$$

де z – кількість зубців зірочки;

n – частота обертання зірочки;

$p_{\text{ц}}$ – крок ланцюга.

Зі зростанням швидкості та частоти обертання збільшуються зношення, динамічні навантаження та шум.

Передаточне число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} . \quad (3.120)$$

Передаточне число ланцюгової передачі обмежується до 6 внаслідок збільшення габаритів.

ККД передачі

Втрати в ланцюговій передачі складаються з втрат на тертя в шарнірах ланцюга, на зубцях зірочок і в опорах валів. При змащенні зануренням у мастильну ванну враховуються втрати на перемішування мастила. Середнє значення ККД $\eta \approx 0,96 \dots 0,98$.

Міжосьова відстань і довжина ланцюга

Мінімальне значення міжосьової відстані обмежується мінімально допустимим зазором між зірочками (30...50 мм). Для

забезпечення довговічності залежно від передаточного числа рекомендують приймати

$$a = (30 \dots 50) p_{\text{ц}}. \quad (3.121)$$

Довжина ланцюга в кроках чи кількості ланок ланцюга

$$L_p = \frac{2a}{p_{\text{ц}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \cdot \frac{p_{\text{ц}}}{a}. \quad (3.122)$$

Величину L_p округляють до цілого, бажано парного.

Після визначення довжини ланцюга уточнюють міжосьову відстань

$$a = \frac{p_{\text{ц}}}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (3.123)$$

Для забезпечення провисання холостої гілки зменшують міжосьову відстань на $(0,002 \dots 0,004)a$. Довжина ланцюга збільшується по мірі зношення шарнірів, тому в конструкціях передбачаються спеціальні пристрої для регулювання провисання ланцюга.

Типи приводних ланцюгів

Всі ланцюги стандартизовані і виготовляються на спеціальних підприємствах.

Роликовий ланцюг (рисунок 3.29) застосовується при швидкостях до 20 м/с. Використовують одно-, двох-, три-, чотирирядні ланцюги.

У роликовому ланцюзі валик 3 запресований в отвір зовнішньої ланки 2, а втулка 4 – в отвір внутрішньої ланки 1.

Втулка на валику та ролик 5 на втулці можуть

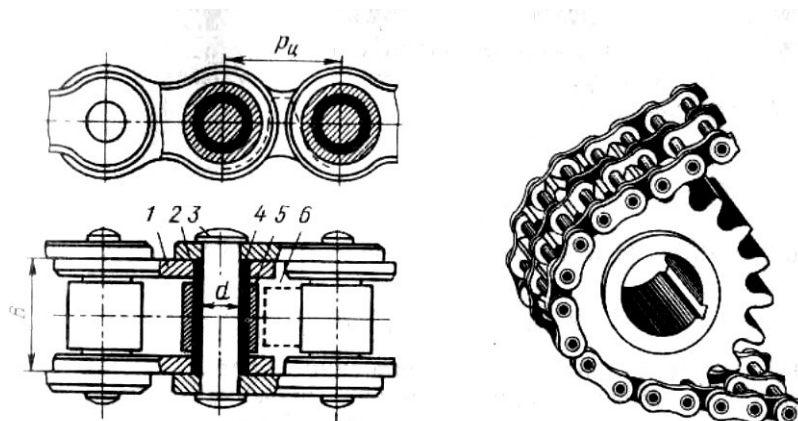


Рисунок 3.29

спокійно повертатися. Зачеплення ланцюга з зубцем зірочки 6 здійснюється через ролик, втулка розподіляє навантаження по усій довжині валика, чим зменшує знос шарнірів. Ролик перекочується по зубцю, при цьому тертя ковзання замінюється на тертя кочення, що знижує знос зубців. Ролик вирівнює зосереджений тиск зубця на втулку, чим зменшує її знос.

Втулковий ланцюг аналогічний до роликового, але не має ролика, внаслідок чого зношення ланцюга та зірочок збільшується, але знижується маса та вартість ланцюга.

Зубчасті

ланцюги

(рисунок 3.30)

застосовуються при швидкостях до 35 м/с, можуть бути широкими та передавати більші навантаження.

Вони складаються з набору пластин з

двома зубоподібними виступами. Пластини зачіплюються з зубцями зірочки своїми торцевими поверхнями (кут вклинювання $\beta = 60^\circ$). Розрізняються за конструкцією шарнірів:

– шарніри ковзання (рисунок 3.31, а). Вкладиші 1 та 2 пронизують пластину по всій ширині. Шарнір дозволяє поворот пластини на кут φ_{max} (як правило, 30°), який обмежує число зубців

зірочки за умови $z_{min} = \frac{360}{\varphi_{max}} = 12$;

– шарніри кочення (рисунок 3.31, б) не мають валика, їх виготовляють з двома сегментними вкладишами 1 та 2. При повороті ланки не ковзають, а перекочуються, що дозволяє підвищити ККД передачі та довговічність ланцюга.

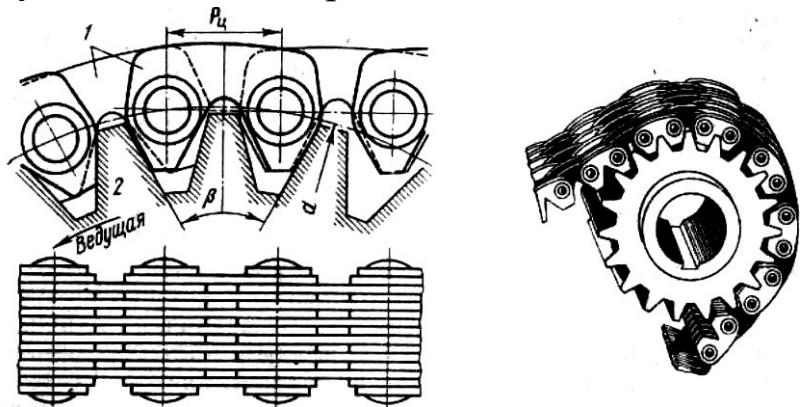


Рисунок 3.30

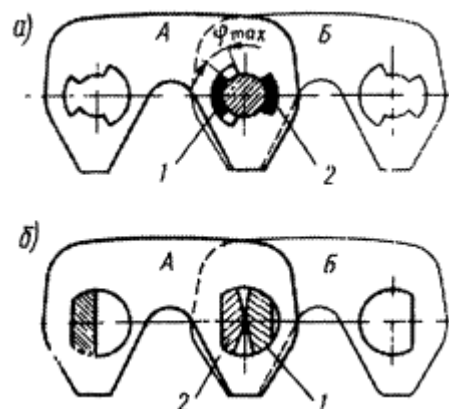


Рисунок 3.31

Зірочки приводних ланцюгів

Зірочки подібні до зубчастих коліс (рисунок 3.32). Ділильне коло проходить через центри шарнірів ланцюга.

Діаметр ділильного кола зірочки

$$d = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}. \quad (3.124)$$

Профіль зубців роликів і втулкових ланцюгів може бути випуклий, прямолінійний та увігнутий, в якому тільки основна нижня ділянка профілю увігнута, у вершини форма випукла, у середній частині є невелика прямолінійна перехідна ділянка. Увігнутий профіль найбільш поширений.

Якість профілю визначається кутом профілю γ , який для увігнутого та випуклого профілів змінюється по висоті зуба. Зі збільшенням γ зменшується зношення зубців і шарнірів, однак це призводить до посилення ударів шарнірів при вході в зачеплення, а також до збільшення натягу холостої гілки ланцюга.

Матеріали

Ланцюги та зірочки повинні бути стійкими проти зношення та ударних навантажень. Більшість ланцюгів і зірочок виготовляють з вуглецевих і легованих сталей з подальшою термообробкою (поліпшення, загартування).

Зірочки, як правило, виготовляють зі сталей 45, 40Х та ін., пластини ланцюгів – зі сталей 45, 50 тощо, валики та ролики – зі сталей 15, 20, 20Х та ін.

Деталі шарнірів цементують для підвищення зносостійкості при зберіганні ударної міцності.

У перспективі передбачається виготовлення зірочок з пластмас, які дозволяють зменшити зношення, динамічні навантаження та шум передачі.

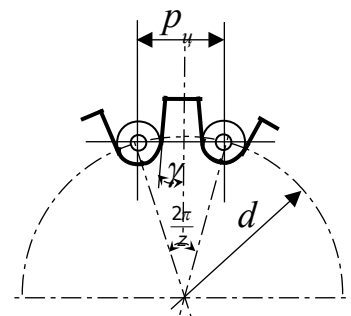


Рисунок 3.32

Сили в зачепленні

У ланцюговій передачі розрізняють: сили натяжіння ведучої та веденої гілок (рисунок 3.28), колову силу F_t , силу попереднього натяжіння F_0 , відцентрову силу F_V .

Колова сила

$$F_t = \frac{P}{V}, \quad F_t = F_1 - F_2. \quad (3.125)$$

Сила попереднього натягу

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g, \quad (3.126)$$

де K_f – коефіцієнт, який залежить від розташування передачі відносно горизонту та стріли провисання ланцюга (визначається за таблицею Г.6 [5];

a – довжина вільної гілки ланцюга, яка дорівнює міжосьовій відстані;

q – маса одного погонного метра ланцюга (за таблицею Д.4 [5];

g – прискорення вільного падіння.

Якщо в пасовій передачі сила попереднього натяжіння є необхідною умовою роботи передачі, то в ланцюгових передачах вона не перевищує $\sim 4\%$, тому ланцюгові передачі при малих швидкостях можна не натягувати.

Відцентрова сила

$$F_V = qV^2, \quad (3.127)$$

де V – колова швидкість.

Натяжіння у веденій гілці дорівнює більшому з F_0 та F_V . У ланцюговій передачі $F_2 + F_0 + F_V < 4\%$ від F_1 , отже, можна приймати $F_t \approx F_1$, $F_2 \approx 0$.

Кінематика та динаміка ланцюгових передач

Рух веденої зірочки визначається швидкістю V_2 (рисунок 3.33), періодичні зміни якої супроводжуються мінливістю

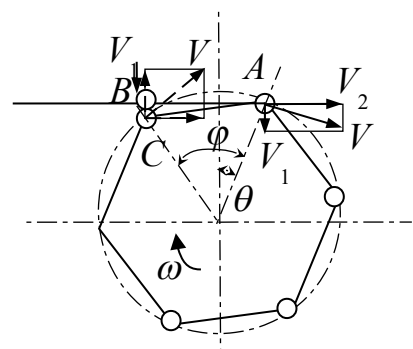


Рисунок 3.33

передаточного відношення та додатковими динамічними навантаженнями. Зі швидкістю V_1 пов'язані поперечні коливання гілок ланцюга та удари шарнірів ланцюга по зубцях зірочки, які викликають додаткові динамічні навантаження.

$$V_2 = V \cos \theta, \quad V_1 = V \sin \theta.$$

Зі зменшенням кількості зубців z_1 погіршуються динамічні властивості передачі.

Удари викликають шум при роботі передачі та є однією з причин виходу з ладу ланцюга. Для обмеження шкідливого впливу ударів розроблені рекомендації з вибору кроку ланцюга залежно від швидкохідності передачі. При деякій n_k може виникнути явище резонансу коливань ланцюга.

Умова відсутності резонансу:

$$n < n_k = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{\frac{F_1}{q}}, \quad (3.128)$$

де a – міжосьова відстань;

F_1 – натяг ведучої гілки;

q – маса 1 пог. м ланцюга.

У ході роботи виникає знос шарнірів ланцюга за рахунок збільшення зазорів між валиком і втулкою, у результаті ланцюг витягується.

Термін служби ланцюга зі зношення залежить від міжосьової відстані, кількості зубців малої зірочки z_1 , тиску в шарнірі p , умов змащування, зносостійкості матеріалу ланцюга,

допустимого відносного зносу $\Delta = \frac{\Delta p_{\text{ц}}}{p_{\text{ц}}}$.

Зі збільшенням $L_{\text{л}}$ збільшується термін служби. При меншій кількості зубців зірочки динаміка погіршується. Збільшення кількості зубців веде до збільшення габаритів, зменшується допустимий відносний зазор, який

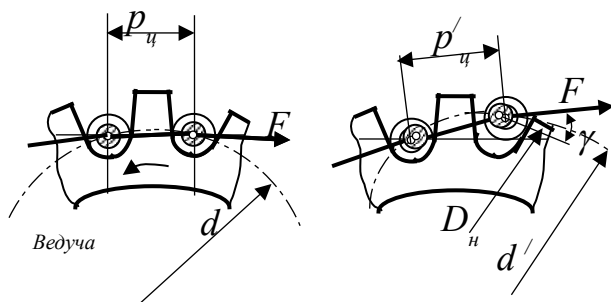


Рисунок 3.34

обмежується можливістю втрати зачеплення ланцюга з зірочкою, а також зменшенням міцності ланцюга.

Крок зношеного ланцюга (рисунок 3.34)

$$p'_y = p_y + \Delta p_y . \quad (3.129)$$

Зношений ланцюг розташовується на новому діаметрі зірочки

$$d' = \frac{p'_y}{\sin \frac{\pi}{z}} = \frac{p_y}{\sin \frac{\pi}{z}} + \frac{\Delta p_y}{\sin \frac{\pi}{z}} \approx d + \frac{\Delta p_y \cdot z}{\pi} . \quad (3.130)$$

Зачеплення можливе тільки за умови

$$d' \leq D_H + d_p \sin \gamma = const . \quad (3.131)$$

Таким чином, зі збільшенням кількості зубців зірочки z_1 зменшується допустимий відносний знос шарнірів Δ , і, як наслідок, зменшується термін роботи ланцюга до втрат зачеплення із зірочкою.

Максимальний термін служби з урахуванням міцності та спроможності до зачеплення забезпечується вибором оптимальної кількості зубців зірочки.

Критерії працездатності ланцюгової передачі

Основною причиною втрати працездатності є зношення шарнірів ланцюга. Основний розрахунковий критерій зносостійкості шарнірів:

$$p = \frac{F_t}{Bd} \leq [p] , \quad (3.132)$$

де p – тиск у шарнірі;

d – діаметр валика;

B – ширина ланцюга, яка дорівнює довжині втулки.

Допустимий тиск у шарнірах ланцюга

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_e} , \quad (3.133)$$

де $[p_0]$ – допустимий тиск шарнірах ланцюга типової передачі;

K_e – коефіцієнт експлуатації,

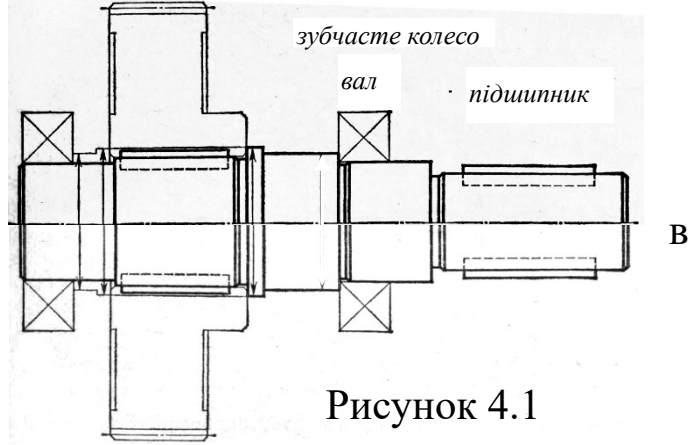


Рисунок 4.1

$$K_{\varepsilon} = K_{\partial} \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_{рег} \cdot K_c \cdot K_{реж} , \quad (3.78)$$

де K_{∂} – коефіцієнт динамічного навантаження;

K_a – коефіцієнт міжосьової відстані або довжини ланцюга;

K_H – коефіцієнт нахилу ланцюга до горизонту;

$K_{рег}$ – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга;

K_c – коефіцієнт змащення і забруднення передачі;

$K_{реж}$ – коефіцієнт режиму або тривалості роботи протягом доби.

Термін служби ланцюга за зносом залежить:

- від міжосьової відстані (збільшується довжина ланцюга і зменшується кількість пробігів ланцюга в одиницю часу, тобто зменшується кількість поворотів у кожному шарнірі ланцюга);
- кількості зубців малої зірочки (зі збільшенням z_1 зменшується кут повороту в шарнірах).

Методика практичного розрахунку ланцюгової передачі наведена у роботі [5].

4 ВАЛИ ТА ОСІ

4.1 Загальні відомості

Обертові деталі механічних передач розміщують на валах та осях, які забезпечують постійне положення осі обертання цих деталей. Вали та осі призначені для підтримування закріплених на них деталей і забезпечення їх постійного положення відносно інших частин машини (рисунок 4.1). **Осі** не передають крутного моменту і працюють тільки на згин. Вісь може бути рухомою і нерухомою. **Вали** передають обертовий момент і тому працюють на згин і кручення.

Залежно від форми повздожньої осі вали поділяють на *прямі* (рисунок 4.2, а), *колінчасті* (рисунок 4.2, б), *гнучні* (рисунок 4.2, г).

Колінчасті і гнучні вали належать до спеціальних деталей.

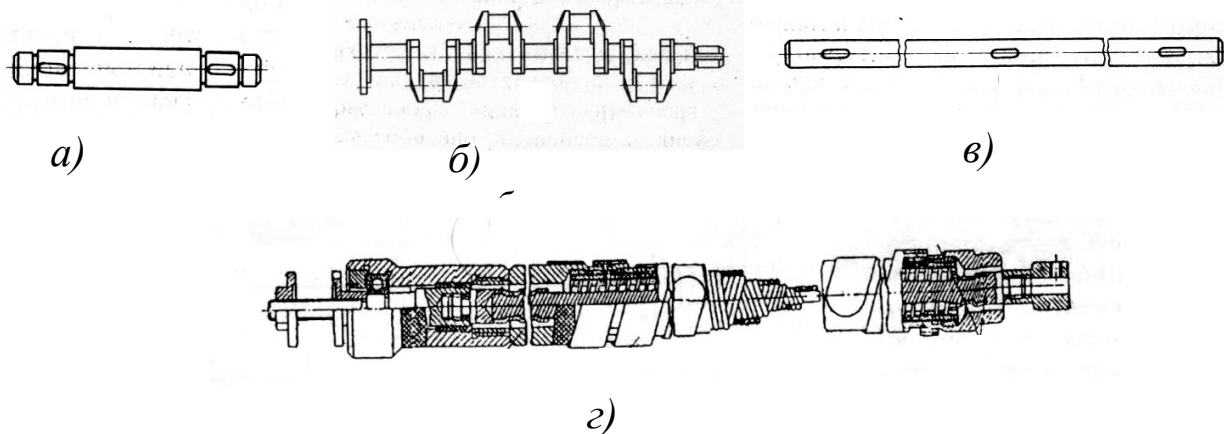


Рисунок 4.2

За конструкцією розрізняють вали й осі: *гладкі* (рисунок 4.2, в) і *ступінчасті* (рисунок 4.2, а) (фасонні). Ступінчасті вали роблять для фіксації деталей в осьовому напрямку, а також для монтажу деталей при посадці з натягом.

Для зменшення маси, а також для підведення змащення проектують пустотілі вали.

Вздож вала чи осі розрізняють такі ділянки: опорні ділянки – *цапфи*, які спираються на підшипники, несучі ділянки, на яких закріплюють обертові деталі (зубчасті колеса, шків, зірочки ланцюгових передач тощо), перехідні ділянки, які з'єднують опорні ділянки з несучими. Цапфи поділяються на *шипи*, які знаходяться на кінцях вала, *шийки* – проміжні цапфи та *п'яти* – кінцеві або проміжні ділянки, які сприймають тільки осьові сили.

Вали та осі найчастіше виконуються з таких матеріалів:

- Ст5, Ст4 та інші для валів без термообробки;
- сталь 45, 40Х та інші для валів з термообробкою (поліпшення);
- сталь 20, 20Х для швидкохідних валів на підшипниках ковзання з цементацією цапф;
- сталь 20, 30, Ст3, Ст4 та інші для осей.

Задачами розрахунку валів та осей є забезпечення втомної міцності, обмеження деформації згину та кручення, можливих поперечних і крутильних коливань. Розрахунок і конструювання

валів – взаємопов’язані процеси, тому розрахунок валів складається з двох етапів: **проектного** та **перевірочного розрахунку**.

При проектному розрахунку валів, як правило, відомі навантаження, розміри основних деталей, розташованих на валові. Потрібно вибрати матеріал і визначити розміри вала.

4.2 Проектний розрахунок валів

Порядок проведення проектного розрахунку.

1 Попередньо оцінюють середній діаметр вала з розрахунку тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях (згинальний момент невідомий, тому що невідомо розташування опор і місця прикладення навантаження).

Визначають напруження кручення:

$$\tau = \frac{T}{W_{\rho}} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau], \quad (4.1)$$

звідси

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}. \quad (4.2)$$

Як правило, приймають $\tau = 20 \dots 30$ МПа для трансмісійних валів; $\tau = 12 \dots 15$ МПа для редукторних валів.

Діаметр вхідного кінця вала редуктора можна прийняти рівним або близьким до діаметра вихідного кінця електродвигуна.

2 Розробляють конструкцію вала (компонування).

3 Виконують перевірочний розрахунок вала.

4.3 Перевірочний розрахунок валів

Порядок проведення перевірочного розрахунку валів.

1 Вибирають розрахункову схему і визначають розрахункові навантаження.

2 Знаходять небезпечні перерізи, обумовлені найбільшим згинальним та крутним моментами, ослаблені концентраторами напружень: галтель, виточка, шпонковий паз, різьба тощо.

3 Проводять розрахунок на статичну міцність. Наприклад, при використанні енергетичної теорії міцності еквівалентні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\max}, \quad (4.3)$$

де допустимі напруження

$$[\sigma]_{\max} = 0,6 \dots 0,8 \sigma_T, \quad (4.4)$$

σ_T – границя плинності,

напруження згину
$$\sigma_u = \frac{M}{W_z}; \quad (4.5)$$

напруження кручення
$$\tau = \frac{T}{W_\rho}. \quad (4.6)$$

4 Проводять розрахунок на витривалість за запасом опору втоми:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \approx 1,5, \quad (4.7)$$

де s_σ – запас опору втоми при згині,

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (4.8)$$

s_τ – запас опору втоми при крученні,

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m}, \quad (4.9)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при згині;

τ_{-1} – границя витривалості при крученні;

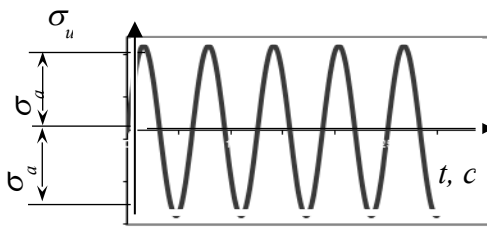


Рисунок
4.3

σ_a – амплітуда циклів напружень при згині (внаслідок обертання вала напруження згину у різних точках його поперечного перерізу змінюються по симетричному циклу (рисунок 4.3)), $\sigma_a = \sigma_u$;

σ_m – середнє напруження циклу, $\sigma_m = 0$;

τ_a – амплітуда циклів напружень при крученні (напруження кручення змінюються за віднульовим циклом (рисунок 4.4)),

$$\tau_a = \frac{\tau}{2};$$

τ_m – середнє напруження циклу (постійна складова циклу),

$$\tau_m = \frac{\tau}{2};$$

ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти, що коректують вплив постійної складового циклу напружень за опором втоми (таблиця Г.1 [6]);

K_σ – коефіцієнт концентрації напружень при згині, що залежить від концентратора напружень (таблиця Г.2 [6]);

K_τ – коефіцієнт концентрації напружень при крученні, що залежить від концентратора напружень (таблиця Г.1 [6]);

K_d – масштабний фактор (рисунок Г.2 [6]);

K_F – фактор шорсткості поверхні (рисунок Г.3 [6]).

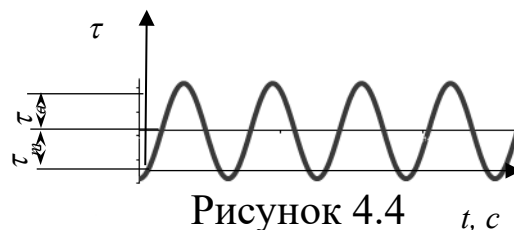


Рисунок 4.4

Концентраторами напружень є галтелі, фаски, виточки, проточки, шпонкові пази, шліці, пресові посадки, різьба тощо.

5 Перевіряють жорсткості вала за умовами жорсткості при згині:

$$y < [y], \quad (4.10)$$

де y – прогин вала;

$[\varphi]$ – допустимий прогин,
і при крученні

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_{\rho}} \leq [\varphi], \quad (4.11)$$

де G – модуль пружності другого роду;

J_{ρ} – полярний момент інерції;

φ – кут закручення вала;

$[\varphi]$ – допустимий кут закручення вала, значення якого залежить від вимог, що висуваються до механізму.

6 Проводять розрахунок на коливання з умови попередження обертання в критичній зоні:

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_{ст}}}, \quad (4.12)$$

де g – прискорення вільного падання;

$y_{ст}$ – статичний прогин.

5 ПІДШИПНИКИ

5.1 Призначення і класифікація

Підшипники служать опорами для валів і осей, вони підтримують їх у просторі, забезпечуючи можливість обертання і кочення, і сприймають і передають на корпус прикладені до них радіальні й осьові навантаження. Від якості підшипників значною мірою залежать працездатність і довговічність машин. Щоб уникнути зниження ККД механізму, втрати в підшипниках повинні бути мінімальними.

Підшипники класифікують за видом тертя та сприйманим навантаженням.

За видом тертя розрізняють:

– **підшипники ковзання**, у яких опорна ділянка вала ковзає по поверхні підшипника;

– **підшипники кочення**, у яких тертя ковзання заміняють тертям кочення за допомогою установалення шариків або роликів між опорними поверхнями підшипника і вала.

За
сприйманим
навантаженням
розрізняють
підшипники:

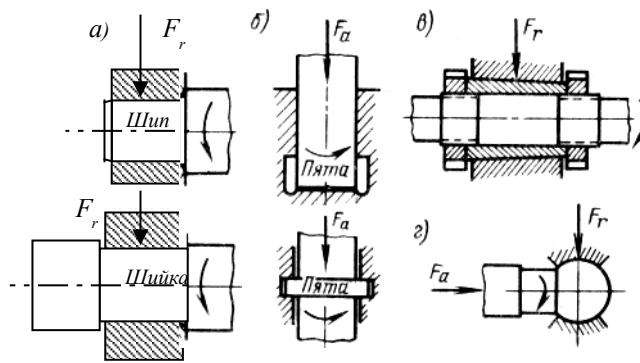


Рисунок 5.1

– **радіальні**,
сприймають
навантаження;

– **упорні**, які сприймають осьові навантаження;

– **радіально-упорні**, які сприймають радіальні й осьові навантаження.

які
радіальні

5.2 Підшипники ковзання

Загальні відомості

Підшипники ковзання – це опори обертових деталей, які працюють в умовах ковзання поверхні цапфи по поверхні підшипника.

Форма робочої поверхні підшипника ковзання (рисунок 5.1) так само, як і форма цапфи вала, може бути циліндричною (а), плоскою (б), конічною (в) або сферичною (г). Опору, що передає осьове навантаження, називають *підп'ятником*.

Підп'ятники працюють, як правило, у парі з радіальними підшипниками. Більшість радіальних підшипників можуть сприймати також і невеликі осьові навантаження.

Для фіксування вала в осьовому напрямку його виготовляють ступінчастим з галтелями, а кромки підшипника закругляють. Підшипники з конічною поверхнею (в) застосовують рідко. Їх використовують при невеликих навантаженнях у тих випадках, коли необхідно систематично усувати зазор від зносу підшипника з метою збереження точності механізму. Так само рідко застосовують і сферичні підшипники. Ці підшипники допускають перекіс осі вала, тобто мають властивість самовстановлення. Їх застосовують переважно як шарніри в підйомних механізмах з періодичним поворотом у межах обмежених кутів.

Основним елементом підшипника (рисунок 5.2) є вкладиш 1 з антифрикційного матеріалу. Вкладиш встановлюють у спеціальному корпусі підшипника 2 або безпосередньо в корпусі машини (станині, рамі і т. д.)

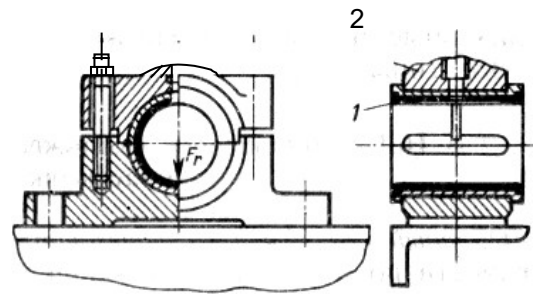


Рисунок 5.2

Сфера застосування підшипників ковзання в сучасному машинобудуванні скоротилася у зв'язку з поширенням підшипників кочення. Однак значення підшипників ковзання в сучасній техніці не знизилася. Їх застосовують дуже широко, і в цілому ряді конструкцій вони незамінні. До таких підшипників належать:

- 1) роз'ємні підшипники, необхідні за умовами складання, наприклад для колінчастих валів;
- 2) високошвидкісні підшипники ($V > 30$ м/с), в умовах роботи яких довговічність підшипників кочення різко скорочується (вібрації, шум, великі інерційні навантаження на тіла кочення);
- 3) підшипники прецизійних машин, від яких потрібний особливо точний напрямок валів і можливість регулювання зазорів;
- 4) підшипники, що працюють в особливих умовах (вода, агресивне середовище і т. п.), у яких підшипники кочення непрацездатні через корозію;
- 5) підшипники дешевих тихохідних механізмів і деякі інші.

Умови роботи і види руйнування підшипників ковзання

Обертання цапфи в підшипнику протидіє момент сил тертя. Робота тертя нагріває підшипник і цапфу. Від поверхні тертя теплота виділяється через корпус підшипника і вал, а також несеться зі змащувальною рідиною. З підвищенням температури знижується в'язкість мастила і збільшується імовірність заїдання цапфи в підшипнику. У кінцевому результаті заїдання призводить до виплавлення вкладиша. Перегрів підшипника є основною причиною його руйнування.

Робота підшипника супроводжується зношенням вкладиша і цапфи, що порушує правильну роботу механізму і самого

підшипника. Інтенсивність зношення, пов'язана також з роботою тертя, визначає довговічність підшипника.

При дії змінних навантажень (наприклад, у поршневих двигунах) поверхня вкладиша може викришуватись внаслідок втоми. Викришування від втоми властиве підшипникам з малим зносом і спостерігається порівняно рідко.

У випадку дії великих короточасних перевантажень ударного характеру вкладиші підшипників можуть крихко руйнуватися. Крихкому руйнуванню піддаються маломіцні антифрикційні матеріали, такі як бабіти і деякі пластмаси.

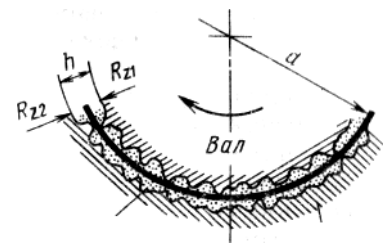


Рисунок 5.3

Тертя і змащення підшипників ковзання

Робота тертя є основним показником працездатності підшипника. Тертя визначає знос і нагрів підшипника, а також його ККД. Для зменшення тертя підшипники ковзання змазують. Залежно від режиму роботи підшипника в ньому може бути **напіврідинне** або **рідинне** тертя.

При рідинному терті робочі поверхні вала і вкладиша розділені шаром мастила, товщина h якого більше від суми висот R_z жорсткостей поверхонь (рисуюнок 5.3):

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (5.1)$$

При цій умові мастило сприймає зовнішнє навантаження, запобігаючи безпосередньому стиканню робочих поверхонь, тобто зносу. Опір руху в цьому випадку визначається тільки внутрішнім тертям у масляній рідині. Значення коефіцієнта рідинного тертя знаходиться в межах 0,001...0,005 (що може бути менше від коефіцієнта тертя кочення).

При напіврідинному терті умова не дотримується, у підшипнику буде змішане тертя — одночасно рідинне і граничне. **Граничним** називають тертя, при якому поверхні покриті найтоншою плівкою змащення, що утворилася в результаті дії молекулярних сил і хімічних реакцій активних молекул змащення і матеріалу вкладиша. Спроможність змащення до утворення граничних плівок (адсорбції) називають **маслянистістю**. Граничні плівки стійкі і витримують великі тиски. Однак у

місцях зосередженого тиску вони руйнуються, відбувається стикання чистих поверхонь металів, їхнє схоплювання і відрив часток матеріалу при відносному русі. Напіврідинне тертя супроводжується зношенням тертьових поверхонь навіть без влучення зовнішніх абразивних часток. Значення коефіцієнта напіврідинного тертя залежить не тільки від якості мастила, але також і від матеріалу тертьових поверхонь. Для розповсюджених антифрикційних матеріалів коефіцієнт напіврідинного тертя дорівнює 0,008...0,1.

Для роботи підшипника найсприятливішим режимом є режим рідинного тертя. Утворення режиму рідинного тертя є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання. При цьому одночасно забезпечується працездатність за критеріями зносу і заїдання.

Для утворення режиму рідинного тертя необхідно дотримуватись таких основних умов:

- 1) між поверхнями, що ковзають, повинен бути зазор клинової форми;
- 2) мастило відповідної в'язкості повинно безперервно заповнювати зазор;
- 3) швидкість відносного руху поверхонь повинна бути достатньою для того, щоб у мастильному шарі утворився тиск, який може врівноважити зовнішнє навантаження.

Матеріали

До матеріалу вкладиша висуваються такі умови:

- 1) малий коефіцієнт тертя і високий опір заїданню в періоди відсутності режиму рідинного тертя (пуски, гальмування і т. п.);
- 2) достатня зносостійкість поряд зі спроможністю до припрацьовування; зносостійкість вкладиша повинна бути нижче від зносостійкості цапфи, тому що заміна вала обходиться значно дорожче, ніж заміна вкладиша;
- 3) досить високі механічні характеристики й особливо високий опір крихкому руйнуванню при дії ударних навантажень.

Вкладиші виготовляють з найрізноманітніших матеріалів: бронзи, чавуну, бабіту, пластмаси, металокераміки тощо. З метою підвищення міцності підшипників, особливо при змінних і ударних навантаженнях, застосовують так називані біметалічні

вкладиші, у яких на сталеву основу наплавляють тонкий шар антифрикційного матеріалу — бронзи, срібла, сплаву алюмінію тощо. Біметалічні підшипники мають високу навантажувальну спроможність.

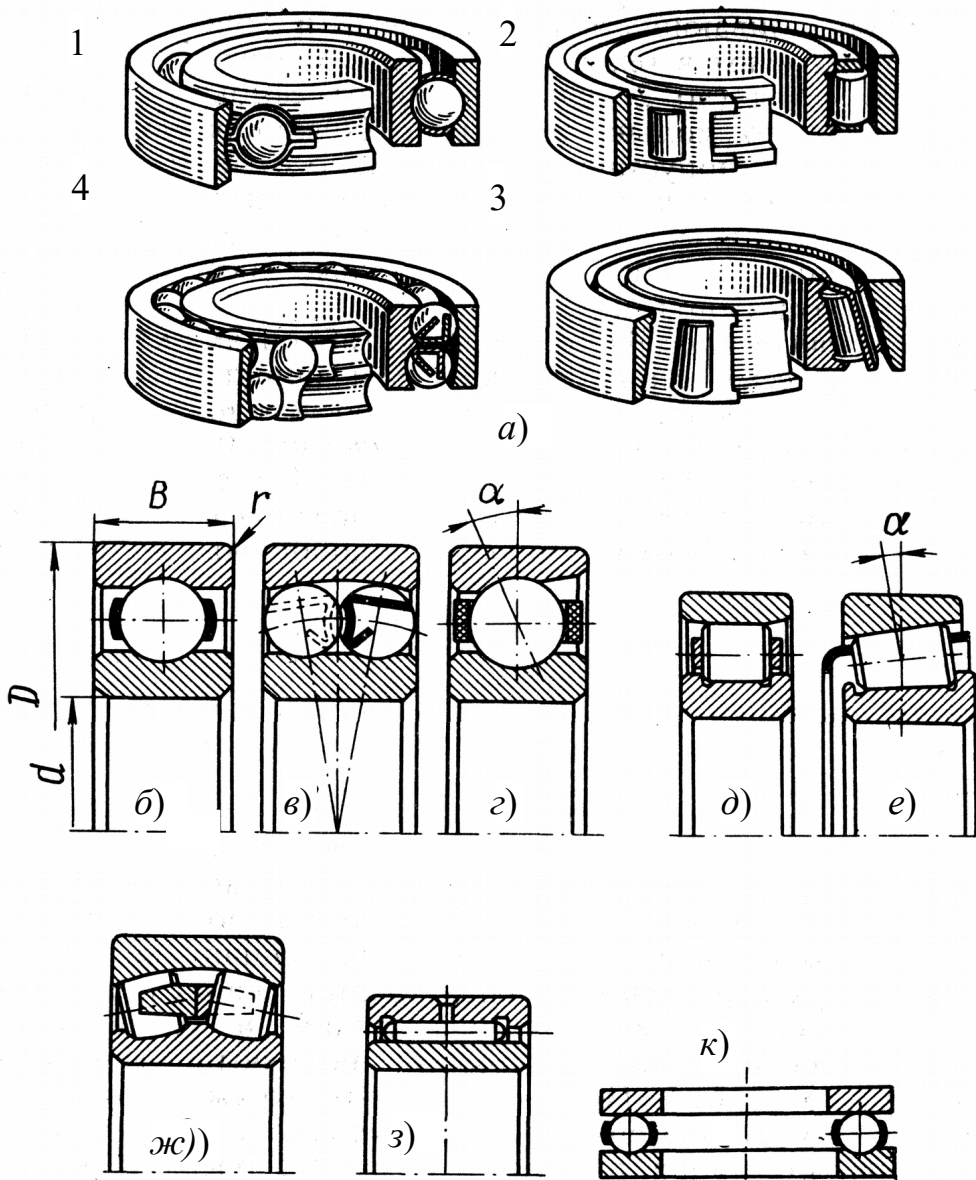


Рисунок 5.4

5.3 Підшипники кочення

Загальні відомості

Застосування підшипників кочення (рисунок 5.4) дозволяє замінити тертя ковзання на тертя кочення, яке менш суттєво залежить від змащування (умовний коефіцієнт тертя близький до коефіцієнта рідинного тертя $f \approx 0,0015...0,006$). При цьому спрощується система змащування та обслуговування підшипника.

Конструкція підшипників кочення дозволяє виготовляти їх у масових кількостях як стандартну продукцію, що значно зменшує вартість виробництва.

Підшипники кочення складаються з внутрішнього 1 (рисунок 5.4, а) і зовнішнього 2 кілець з доріжками кочення, тіл кочення 3 (шариків чи роликів), сепараторів 4, які розділяють і направляють тіла кочення.

До недоліків підшипників кочення належать: складність роз'ємних конструкцій, порівняно великі радіальні габарити, обмежена швидкохідність, низка працездатність при вібраційних та ударних навантаженнях і в агресивних середовищах.

За формою тіл кочення підшипники поділяються на шарикові та роликові.

За напрямком навантаження, яке сприймається, – радіальні, упорні, радіально-упорні, упорно-радіальні.

Радіальні шарикові підшипники (рисунок 5.4, б) – найбільш прості та дешеві. Допускають невеликі перекоси вала (до $1/4^\circ$) і можуть сприймати осьові навантаження, але менші від радіальних. Ці підшипники широко поширені в машинобудуванні.

Радіальні роликові підшипники (рисунок 5.4, д) завдяки збільшеній контактній поверхні допускають значно більші навантаження, ніж шарикові. Однак вони не сприймають осьові навантаження і погано працюють при перекосах вала. У роликових циліндричних і конічних підшипниках з комбінованими (бочкоподібними) роликами концентрація навантаження від неминучого перекошу вала істотно знижується. Аналогічне порівняння можна провести і між **радіально-упорними шариковими** (рисунок 5.4, з) і **роликовими** (рисунок 5.4, е) підшипниками.

Самоустановлювальні шарикові (рисунок 5.4, в) і **роликові** (рисунок 5.4, ж) підшипники застосовують у тих випадках, коли допускають значний перекіс вала (до $2...3^\circ$). Вони мають сферичну поверхню зовнішнього кільця і ролики бочкоподібної форми. Ці підшипники допускають невеликі осьові навантаження,

Застосування **голчастих підшипників** (рисунок 5.4, и) дозволяє зменшити габарити (діаметр) при значних навантаженнях. Упорний підшипник (рисунок 5.4, к) сприймає тільки осьові навантаження і погано працює при перекосі осі.

За навантажувальною спроможністю (або за габаритами) підшипники розділяють на п'ять серій діаметрів (надлегка,

особливо легка, легка, середня, важка) і чотири серії ширини (особливо вузька, вузька, нормально широка, особливо широка).

За класами точності: 0 (нормальний клас), 6 (підвищений), 5 (високий), 4 (особливо високий), 2 (надвисокий). Від точності виготовлення значною мірою залежить працездатність підшипника, але одночасно зростає його вартість.

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

Великий вплив на працездатність підшипника має якість сепаратора. Установлення сепаратора значно зменшує втрати на тертя. Більшість сепараторів виконують штампованими зі сталеві стрічки. При підвищених колових швидкостях (більше 10...15 м/с) застосовують масивні сепаратори з латуні, бронзи, дюралюмінію або пластмаси.

Основні причини втрати працездатності підшипників кочення:

– **викришування від втоми**, яке спостерігається в підшипниках після тривалого часу їхньої роботи в нормальних умовах;

– **зношення**, що спостерігається при недостатньому захисті від абразивних частинок (пилу і бруду);

– **руйнування сепараторів**, яке дає значний відсоток виходу з ладу підшипників кочення, особливо швидкохідних;

– **розколювання кілець і тіл кочення**, яке пов'язано з ударними і вібраційними перевантаженнями, неправильним монтажем, що викликає перекося кілець, заклинювання тощо;

– **залишкові деформації** на бігових доріжках і вигляді лунок і вм'ятин, які спостерігаються у важконавантажених тихохідних підшипників.

Розрахунок підшипників кочення

Розрахунок підшипників кочення базується на двох критеріях:

1 Розрахунок на ресурс (довготривалість) з викришування від втоми.

2 Розрахунок на статичну вантажопідйомність за остаточними деформаціями.

При проектуванні підшипники підбирають з числа стандартних. Розрізняють підбір підшипників за динамічною вантажопідйомністю C для запобігання руйнування від втоми (викришування) (при $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$) і за статичною вантажопідйомністю C_0 для запобігання остаточним деформаціям.

Розрахунок на ресурс

Умова підбора за динамічною вантажопідйомністю:

$$C_{\text{потріб}} \leq C_{\text{паспорт}}. \quad (5.2)$$

Паспортна динамічна вантажопідйомність – це таке постійне навантаження, яке підшипник може витримати протягом 1 млн обертів без виявлення ознак втоми не менш ніж у 90 % із визначеної кількості підшипників (наведена в каталозі).

Під навантаженням приймають радіальне для радіальних та радіально-упорних підшипників (нерухоме зовнішнє кільце), осьове – для упорних та упорно-радіальних (при обертанні одного з кілець).

Динамічна вантажопідйомність

$$C = Pp \sqrt{\frac{L}{a_1 a_2}}, \quad (5.3)$$

де P – еквівалентне навантаження;

$p = 3$ (для шарикових), $p \approx 3,33$ (для роликкових);

a_1 – коефіцієнт надійності (таблиця Д.9 [6]);

a_2 – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу та умов експлуатації (таблиця Д.9 [6]);

L – ресурс підшипника, млн обертів,

$$L = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}, \quad (5.4)$$

де L_h – сумарний час роботи підшипника, год;

n – частота обертання підшипника.

Еквівалентне навантаження для радіальних і радіально-упорних підшипників – це таке умовне постійне навантаження,

яке при прикладенні його до підшипника, в якому обертається внутрішнє кільце, забезпечує ту саму довговічність, яку підшипник має при дійсних умовах навантаження та обертання:

$$P_r = (XVF_r + YF_a) K_\sigma K_T, \quad (5.5)$$

де F_r, F_a – радіальне та осьове навантаження;

X, Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження (таблиця Д.5 [6]);

V – коефіцієнт обертання, залежить від того, яке кільце обертається (при обертанні внутрішнього $V=1$, зовнішнього $V=1,2$);

K_σ – коефіцієнт безпеки, який враховує характер навантажень: при спокійному навантаженні $K_\sigma = 1$, при помірних поштовхах $K_\sigma = 1,3 \dots 1,5$, при сильних ударах $K_\sigma = 2,5 \dots 3$;

K_T – температурний коефіцієнт (при t до 100°C $K_T = 1$, при $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05 \dots 1,4$).

Для упорних і радіально-упорних підшипників постійне центральне осьове навантаження при обертанні одного з кілець

$$P_a = (XF_r + YF_a) K_\sigma K_T. \quad (5.6)$$

Значення X та Y залежать від відношення $\frac{F_a}{VF_r}$, що пояснюється тим, що в деяких межах ($\leq e$) додаткове осьове навантаження не погіршує умови роботи підшипника, воно зменшує радіальний зазор у підшипниках і вирівнює розподілення навантаження по тілах кочення.

При змінних навантаженнях враховують еквівалентну довговічність

$$L_{hE} = K_{HE} L_h, \quad (5.7)$$

де L_h – сумарний час роботи підшипника, год;

K_{HE} – коефіцієнт режиму навантаження.

Розрахунок на статичну вантажопідйомність

Умова перевірки чи підбору за статичною вантажопідйомністю:

$$P_0 \leq C_0, \quad (5.8)$$

де P_0 – еквівалентне статичне навантаження;

C_0 – статична вантажопідйомність.

Статична вантажопідйомність – таке статичне навантаження, якому відповідає загальна остаточна деформація тіл кочення та кілець у найбільш навантаженій точці контакту (0,0001 діаметра тіл кочення).

Еквівалентне статичне навантаження

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (5.9)$$

де X_0, Y_0 – коефіцієнти радіального та осьового навантаження:

$X_0 = 0,6, Y_0 = 0,5$ – радіальні шарикопідшипники однорядні і дворядні;

$X_0 = 0,5, Y_0 = 0,47 \dots 0,28$ (при $\alpha = 12 \dots 36^\circ$ відповідно) – радіально-упорні шарикопідшипники;

$X_0 = 0,5, Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ – конічні та самоустановлювальні шарикопідшипники та роликотопідшипники.

Методику розрахунку радіальних шарикопідшипників наведено в роботі [6].

Особливості розрахунку радіально-упорних підшипників

Радіальні навантаження підшипників F_{r1} і F_{r2} (рисунок 5.5) визначають за двома рівняннями рівноваги: $\Sigma Y = 0$ і $\Sigma M = 0$, при цьому F_{r1} і F_{r2}

а) прикладені в точках перетину контактних нормалей з віссю вала. Відстань між цими точками залежить від схеми розташування підшипників і значення кута α .

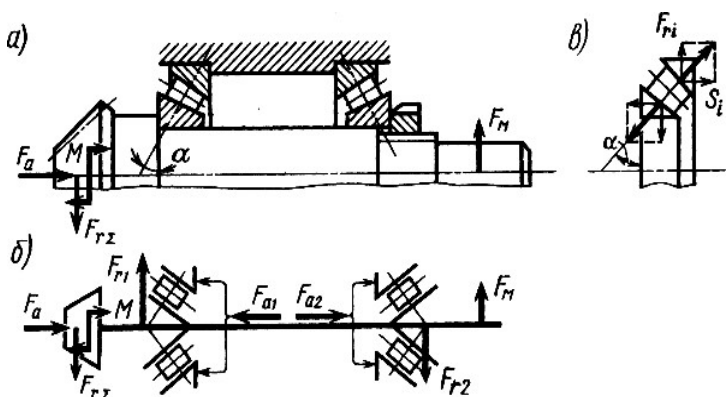


Рисунок 5.5

Для визначення двох осьових навантажень F_{a1} і F_{a2} маємо тільки одне рівняння $\Sigma X = 0$, або

$$F_a - F_{a1} + F_{a2} = 0. \quad (5.10)$$

Тіла кочення переміщуються по бігових доріжках, які нахилені під деяким кутом до осі вала. Реакція у підшипнику розкладається на дві складові F_r та S_i .

S_i – додаткове внутрішнє осьове навантаження, яке намагається розсунути кільця в осьовому напрямку. Якщо не ставити упорні кришки на верхні кільця, утворюється зазор, який призводить до руйнування підшипника. Цьому перешкоджають упорні буртики вала та корпусу з відповідними реакціями F_{a1} та F_{a2} . Щоб запобігти розсуненню кілець, повинні виконуватись умови

$$F_{a1} \geq S_1, F_{a2} \geq S_2. \quad (5.11)$$

Крім того, приймають, що в одному з підшипників осьова сила дорівнює мінімально можливій за умови нерозсунення кілець, тобто $F_a = S$.

Оскільки в рівнянні (5.10) два невідомих, задачу виконання цієї умови розв'язують методом спроб. Спочатку приймають, що $F_{a1} = S_1$, тоді $F_{a2} = S_1 - F_a$ і якщо при цьому виконується умова $F_{a2} \geq S_2$, то осьові сили визначені правильно. Якщо умова не виконується, тобто $F_{a2} < S_2$, то приймають $F_{a2} = S_2$ і знаходять $F_{a1} = S_2 + F_a$.

Приймають $S_i = eF_{ri}$ – для радіально-упорних шарикових;

$S_i = 0,83eF_{ri}$ – для конічних роликових.

6 МУФТИ

Муфти служать для з'єднання кінців валів. Також муфти використовують для вмикання та вимикання виконавчого органу при безперервній роботі двигуна (керовані муфти), запобігання машини від перевантажень (запобіжні муфти), компенсації шкідливого впливу неспіввісності вала (компенсуючі муфти), зменшення динамічних коливань (пружні муфти) тощо.

Широко застосовувані муфти стандартизовані. Основною паспортною характеристикою муфти є значення обертового моменту, на передачу якого вона розрахована.

Класифікація муфт:

1) **некеровані** (постійної дії):

- глухі;
- компенсуючі пружні;
- компенсуючі жорсткі;

2) **керовані**:

- кулачкові;
- зубчасті;
- фрикційні;

3) **самокеровані автоматичні**:

- відцентрові (самокеруються за частотою обертання);
- запобіжні (самокеруються за моментом);
- вільного ходу (самокеруються за напрямком обертання).

Глухі муфти утворюють тверде і нерухоме з'єднання валів (глухе з'єднання). Вони не компенсують помилки виготовлення і монтажу, вимагають точного центрування валів. До глухих муфт належать ***втулкова муфта*** (рисунок 6.1), яка відрізняється простотою конструкції і малими габаритами та застосовується у легких машинах при діаметрах валів до 60...70 мм, та ***фланцева муфта*** (рисунок 6.2), яка дуже поширена в машинобудуванні та застосовується для з'єднання валів діаметром до 200 мм і більше.

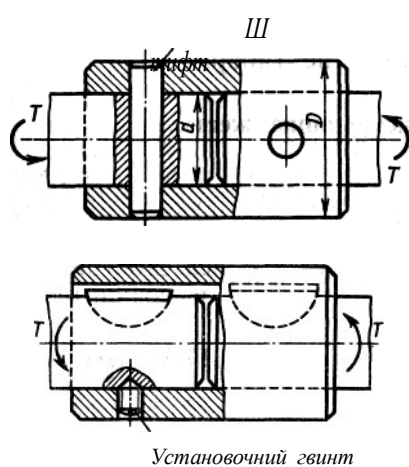


Рисунок 6.1

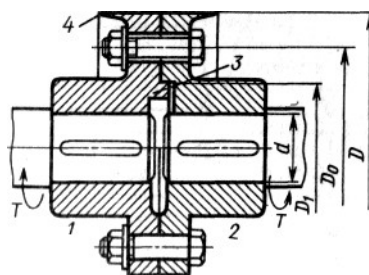


Рисунок 6.2

При з'єднанні глухими муфтами неспіввісні вали в місці установлення муфти приводять до однієї загальної осі шляхом деформування валів і опор. Опори і вали додатково навантажуються. Тому при з'єднанні глухими муфтами потрібна висока точність розташування валів. Для зниження цих вимог і зменшення шкідливих навантажень на вали й опори застосовують компенсуючі муфти. Розрізняють три види відхилень від номінального розташування валів (рисунок 6.3): *повздожній зсув* Δ_a (може бути викликаний також температурним подовженням валів); *радіальний зсув* Δ_r , або *ексцентриситет*; *кутовий зсув* Δ_α , або *перекіс*. На практиці найчастіше зустрічається комбінація зазначених відхилень, що надалі будемо називати загальним терміном «*неспіввісність валів*».

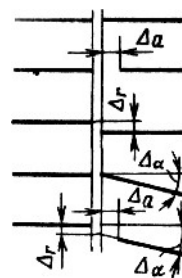


Рисунок 6.3

Компенсація шкідливого впливу неспіввісності валів досягається: унаслідок рухливості практично жорстких деталей – у *жорстких компенсуючих муфтах*; за рахунок деформації пружних деталей – у *пружних муфтах*.

Найбільше поширення з груп **жорстких компенсуючих муфт** одержали **кулачково-дискова** (рисунок 6.4), яку рекомендують застосовувати в основному для компенсації ексцентриситету: Δ_r до $0,04d$; Δ_a до $0^\circ 30'$, і **зубчаста** (рисунок 6.5), яка компенсує усі види неспіввісності валів.

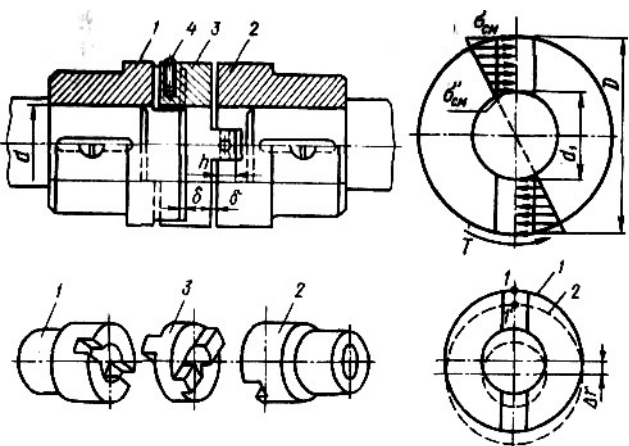


Рисунок 6.4

Широке поширення мають також малогабаритні шарнірні муфти (шарнір Гука). На відміну від муфт, що компенсують помилки монтажу, хрестоподібно-шарнірні муфти використовують для з'єднання валів з великою кутовою неспіввісністю (до $35...40^\circ$), передбаченою конструкцією машини.

У пружній муфті півмуфти мають пружний зв'язок, який дозволяє

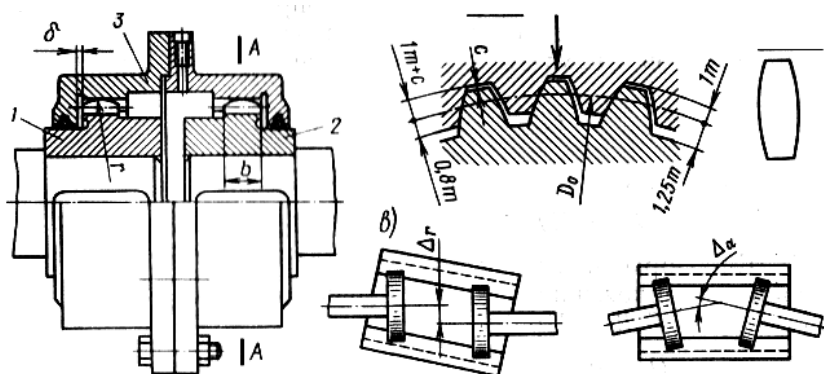


Рисунок 6.5

компенсувати неспіввісність валів; змінити жорсткість системи з метою усунення резонансних коливань; знизити ударні навантаження.

Однією з основних характеристик пружної муфти є її жорсткість. Змінну жорсткість мають муфти з неметалевими пружними елементами, матеріали яких (гума, шкіра тощо) не підкоряються закономірі Гука, а також муфти з металевими пружними елементами, умови деформування яких задаються конструкцією. Від характеристики жорсткості пружної муфти значною мірою залежить спроможність машини переносити різкі зміни навантаження (удари) і працювати без резонансу та коливань. Важливою властивістю пружної муфти є її демпфуюча спроможність, яка характеризується енергією, що незворотно поглинається муфтою, за один цикл. Енергія в муфтах витрачається на внутрішню і зовнішню тертя при деформуванні пружних елементів. Демпфуюча спроможність

пружних муфт сприяє зниженню динамічних навантажень і затуханню коливань.

До пружних муфт належать: **муфта з циліндричними пружинами** (рисунок 6.6), яку доцільно застосовувати як пружну ланку в системі з'єднання валів із зубчастими колесами або ланцюговими зірочками, у цьому випадку обід є зубцюватим

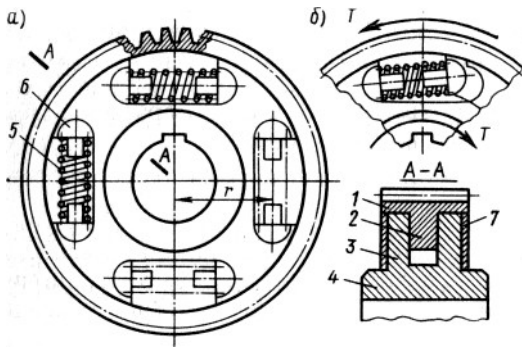


Рисунок 6.6

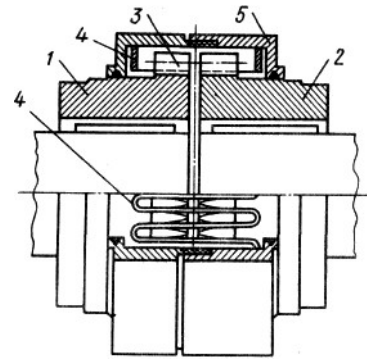


Рисунок 6.7

вінцем, а муфта ніби вбудовується в конструкцію зубчастого колеса; **зубчасто-пружинна (зі змієподібними пружинами)** (рисунок 6.7), яка може компенсувати неспіввісність валів Δ_a до 4...20 мм, Δ_r до 0,5...3 мм, Δ_α до $1^\circ 15'$ та застосовується у важкому машинобудуванні (прокатні стани, турбіни, поршневі двигуни і т. п.);

з **гумовою зірочкою** (рисунок 6.8), яка компактна і надійна в експлуатації, широко використовуються для з'єднання швидкохідних валів (до $3000..6000 \text{ хв}^{-1}$ при крутному моменті до $3..120 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і діаметрах валів до 12...45 мм відповідно), допускає радіальний зсув осей до 0,2 мм; перекіс осей до $1^\circ 30'$; **втулково-пальцева МУВП** (рисунок 6.9), яка завдяки легкості виготовлення і заміні гумових елементів отримала поширення, особливо в приводах від електродвигунів з малими і середніми крутними моментами і застосовується в основному для компенсації неспіввісності валів у невеликих межах ($\Delta_a \approx 1..5 \text{ мм}$; $\Delta_m \approx 0,3..0,6 \text{ мм}$; Δ_α до 1°); **муфта з тороподібною гумово-кордовою оболонкою** (рисунок 6.10), яка має велику енергоємність, високі пружні і компенсуючі властивості $\Delta_r \approx 2..6 \text{ мм}$, $\Delta_\alpha \approx 2..6^\circ$, кут закручування до $5..30^\circ$.

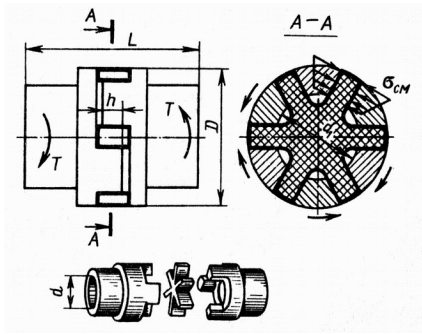


Рисунок 6.8

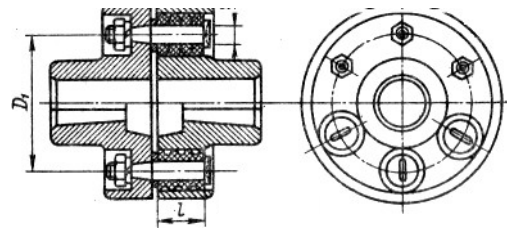


Рисунок 6.9

Основним матеріалом неметалічних пружних елементів є гума, яка має такі позитивні якості:

- 1) висока еластичність;
- 2) висока демпфіруюча спроможність;
- 3) електроізоляційна спроможність;
- 4) простота і дешевизна.

Недоліками гумових елементів є:

- 1) менша довговічність, ніж у сталевих;
- 2) менша міцність.

Муфти з гумовими пружними елементами застосовують при передачі малих і середніх крутних моментів.

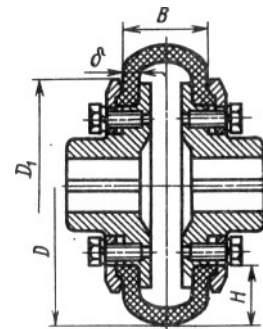


Рисунок 6.10

Керовані або зчіпні муфти дозволяють з'єднувати або роз'єднувати вали за допомогою механізму керування. За принципом роботи всі ці муфти можна розділити на дві групи: муфти, які засновані на зачепленні (кулачкові або зубчасті), і муфти, які засновані на терті (фрикційні).

На торцях півмуфт **кулачкової муфти** (рисунок 6.11) є виступи (кулачки). У робочому положенні виступи однієї півмуфти

у западини

Для

вмикання і

вимикання

одну з

встановлю

валу

в осьовому

напрямку.

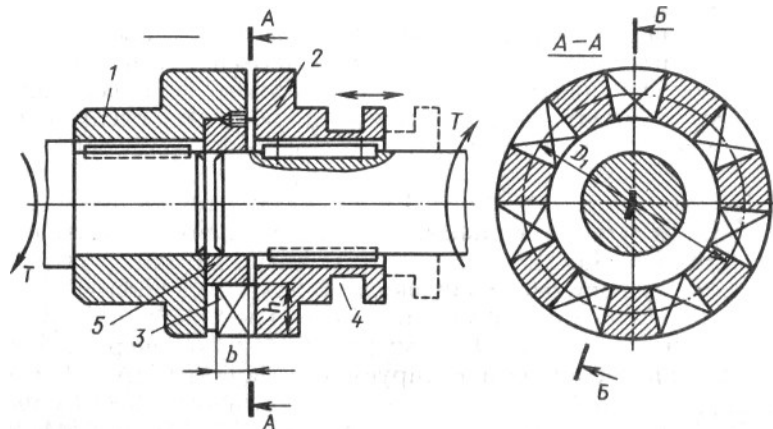


Рисунок 6.11

входять
іншої.

муфти
півмуфт
ють на
рухливо

Рухливу

півмуфту переміщують за допомогою спеціального приладу — відведення. Вилку відведення розташовують у пазі.

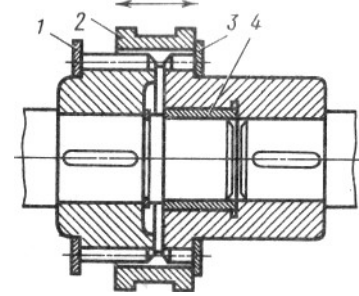


Рисунок 6.12

Зубчаста зчінна муфта (рисунок 6.12)

подібна до зубцюватої компенсуючої муфти, з тією різницею, що тут обойма виготовляється рухливою і керується за допомогою відведення. Застосовують також зубцюваті муфти без обойми, у яких одна півмуфта має внутрішні, а інша — зовнішні зубці.

Найчастіше кулачкові і зубчасті зчінні муфти розташовують на одному валу і використовують для перемикавання швидкостей у коробках передач.

Переваги зубчастої муфти порівняно з кулачковою — можливість виготовлення на широко розповсюдженому зуборізальному устаткуванні, одержуючи при цьому більш високу точність.

При вмиканні **фрикційних муфт** крутний момент зростає поступово в міру зі збільшенням сили натискання на поверхні тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і з великою різницею початкових кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін відомого вала відбувається плавно, без удару. Відрегульована на передачу безпечної для міцності машини граничного крутного моменту, фрикційна муфта виконує одночасно функції запобіжного пристрою. Усі фрикційні муфти залежно від форми робочої поверхні можна розділити на три групи: муфти **дискові** (рисунок 6.13); муфти **конічні** (рисунок 6.14); муфти **колодкові, стрічкові** тощо. Муфти фрикційні, так само як і кулачкові, не допускають неспіввісності. Центрування півмуфт досягається розташуванням їх на одному валу або за допомогою спеціальних центруючих кілець.

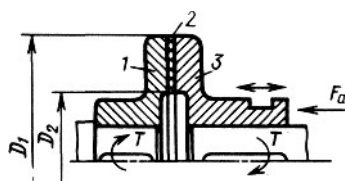


Рисунок 6.13

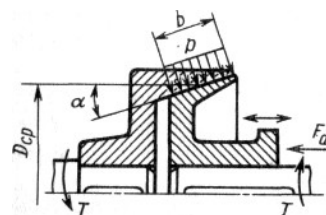


Рисунок 6.14

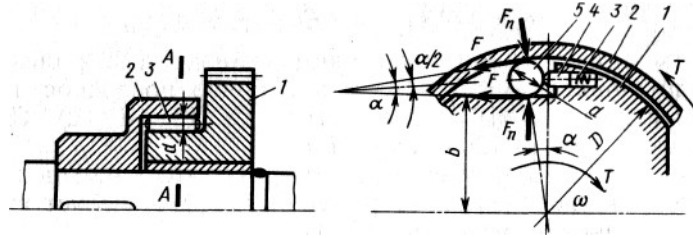


Рисунок 6.17

Автоматичні, або самокеровані, муфти призначаються для автоматичного роз'єднання валів у тих випадках, коли параметри роботи машини стають неприпустимими з тих або інших показників. До автоматичних муфт належать **запобіжні муфти**,

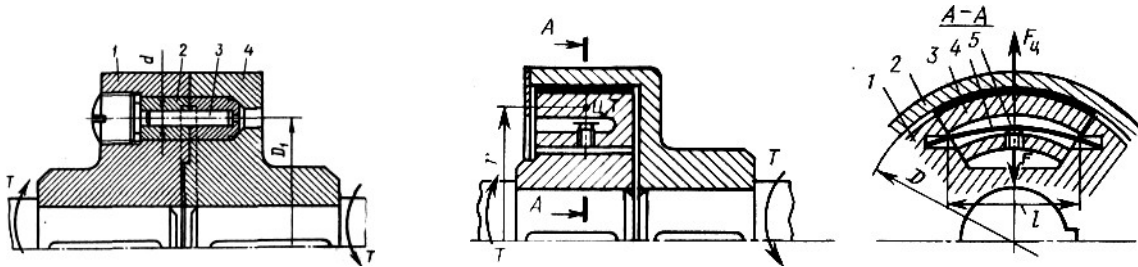


Рисунок 6.15

Рисунок
6.16

які служать для захисту машин від перевантаження (на рисунку 6.15 зображена запобіжна муфта зі спеціальним елементом, що руйнується); **відцентрові муфти** (рисунку 6.16), які є самокерованими за кутовою швидкістю та використовуються для автоматичного вмикання і вимикання виконавчого механізму за допомогою регулювання кутової швидкості двигуна; **муфти вільного ходу** (рисунку 6.17), які передають крутний момент тільки в одному заданому напрямку та застосовуються у верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах тощо.

Вибір муфти проводиться за моментом, який діє на муфту:

$$T = KT_H, \quad (6.1)$$

де T_H – номінальний момент тривалої дії;

K – коефіцієнт режиму роботи (при спокійній роботі та невеликих масах $K=1,1...1,4$, при змінному навантаженні та середніх масах $K=1,5...2,0$, при ударних навантаженнях і великих масах $K=2,5...3,0$).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Заблонський К.І. Деталі машин. – Одеса: «АстроПринт», 1999. – 404 с.

2 Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: «Высшая школа», 2008. – 408 с.

3 Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

4 Мороз В.І., Братченко О.В., Ліньков В.В. Основи конструювання і САПР: Навч. посібник. – Харків: «Нове слово», 2003. – 194 с.

5 Надтока О.В., Фомін О.В. Завдання, методичні рекомендації та довідкові матеріали до виконання розрахунково-графічних та контрольних робіт з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання». – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – 67 с.

6 Захарченко В.В., Надтока О.В., Павшенко А.В. Методичні рекомендації до виконання курсового проекту з дисципліни „Деталі машин і основи конструювання”. – Харків: УкрДАЗТ, 2011 –72 с.

