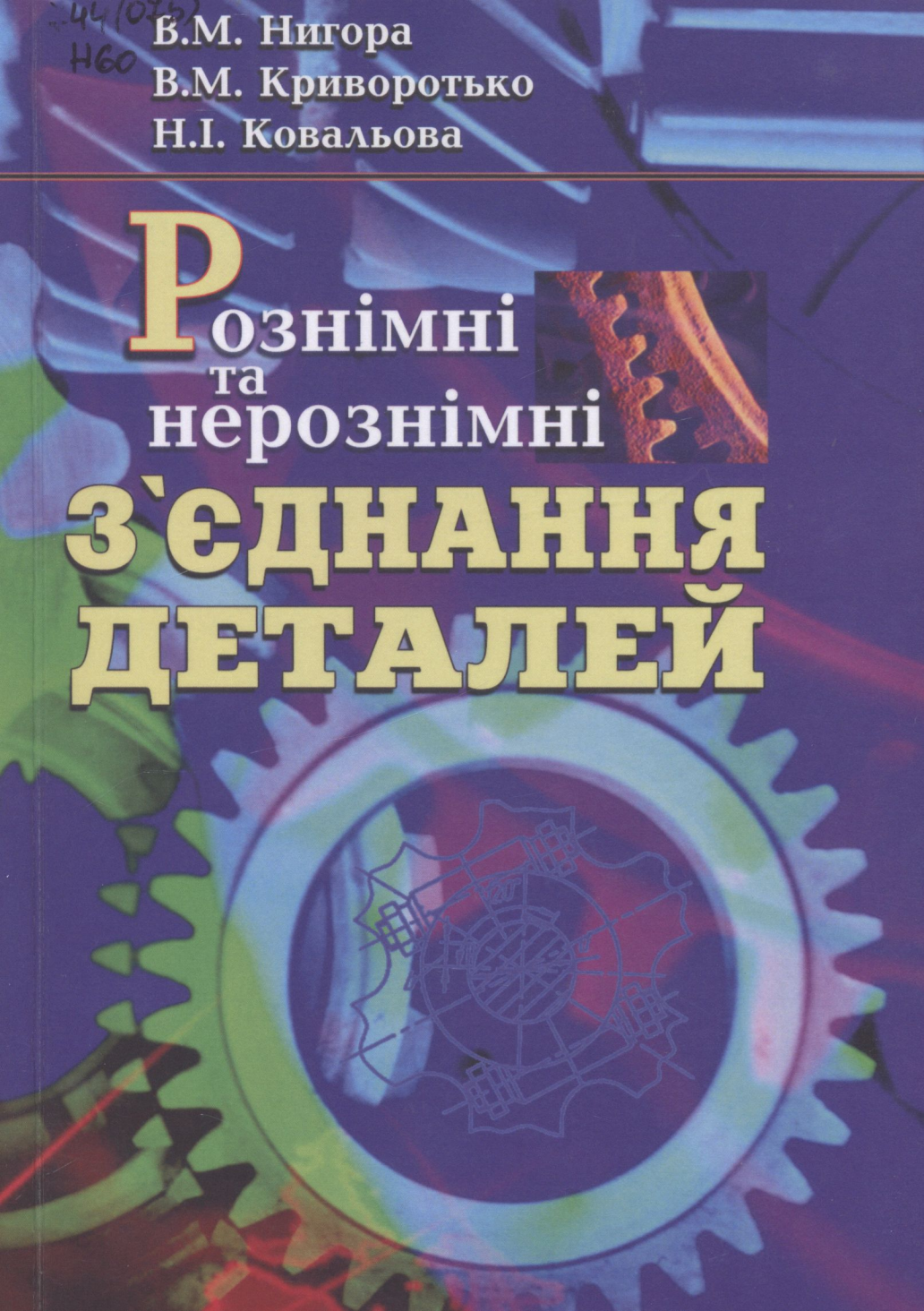


44(025)
H60
В.М. Нигора

В.М. Криворотько

Н.І. Ковальова



Рознімні
та
нерознімні
**З'єднання
ДЕТАЛЕЙ**

744(075)
Н60

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

В.М. Нигора, В.М. Криворотько,
Н.І. Ковальова

РОЗНІМНІ ТА НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Навчальний посібник



467956

744(075) Н60 2014

Нигора В.М. Рознімні та нерознімні з'єднання

Київ НУХТ 2014

УДК 744:004(075.8)

Рекомендовано вченою
радою НУХТ
Протокол № 7 від 23.02.2012 р.

Рецензенти: **Ю.М. Ковальов**, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри «Прикладна геометрія та комп'ютерна графіка» Національного авіаційного університету; **П.Л. Носко**, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри «Машинознавство» Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

Нигора В.М., Криворотько В.М., Ковальова Н.І. Рознімні та нерознімні з'єднання деталей: Навч. посіб. — К.: НУХТ, 2014. — 219 с.

ISBN 978-966-612-145-8

467956

Розглянуто відомості щодо призначення, конструкції, порівняльних характеристик і правил розроблення креслеників деталей основних видів рознімних і нерознімних з'єднань відповідно до вимог державних (ДСТУ) та міжнародних (ISO) стандартів.

Для студентів вищих навчальних закладів машинобудівних спеціальностей.

ISBN 978-966-612-145-8

УДК 744:004(075.8)

НТБ ВНТУ
м. Вінниця

© В.М. Нигора, В.М. Криворотько,
Н.І. Ковальова, 2014
© НУХТ, 2014

ВСТУП

Мета розділу «Машинобудівне креслення» дисципліни «Інженерна графіка» — формування у студентів умінь і необхідних навичок читання креслеників складальних одиниць та виконання і оформлення різних креслеників машинобудівних конструкцій.

Цей розділ містить багато необхідної інформації, але, на погляд авторів, його доцільно доповнити даними щодо рухомих з'єднань підшипникових опор валів механічних передач, які є невід'ємним компонентом складальних креслеників багатьох об'єктів машинобудування, за якими студенти розробляють кресленики деталей.

У посібнику розглянуто основні види з'єднань деталей машин, що використовуються в машинобудуванні, — нерухомі рознімні і нерознімні та рухомі рознімні (підшипникові опори валів).

Особливу увагу приділено конструктивно-інформаційному забезпеченню розроблення креслеників, яке містить дані щодо конструктивних особливостей деталей різних видів з'єднань та спрощені залежності для визначення їх геометричних параметрів.

Це дає можливість студентам уже на ранніх етапах розроблення креслеників обґрунтовано вибирати раціональну форму та розміри елементів деталей з'єднань.

Практичному засвоєнню матеріалу та виконанню графічних робіт сприятимуть наведені приклади вибору конструктивних параметрів і розроблення креслеників деталей з'єднань згідно з вимогою стандартів СКД та інформація, наведена в додатках посібника.

Навчальний посібник відповідає робочій програмі дисциплін «Інженерна графіка», «Інженерна та комп'ютерна графіка», «Машинобудівне креслення» і призначений для вивчення розділу «З'єднання деталей» цих дисциплін і виконання графічних робіт

та індивідуальних завдань студентами вищих навчальних закладів машинобудівних спеціальностей, а також може бути використаний під час виконання графічної частини курсових робіт і проектів студентами відповідних спеціальностей.

Автори висловлюють щире подяку рецензентам: д-ру техн. наук, проф. Ю.М. Ковальову і д-ру техн. наук, проф. П.Л. Носко, критичні зауваження яких сприяли поліпшенню якості навчального посібника.



КОНСТРУЮВАННЯ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

1.1. ЗАСТОСУВАННЯ ОСНОВНИХ ТИПІВ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ

Деталі і складальні одиниці машин для передавання зусиль і рухів від одного елемента до іншого з'єднуються між собою тим чи іншим способом. З'єднання деталей машин поділяються на дві групи: нерухомі та рухомі (рис. 1.1.1).

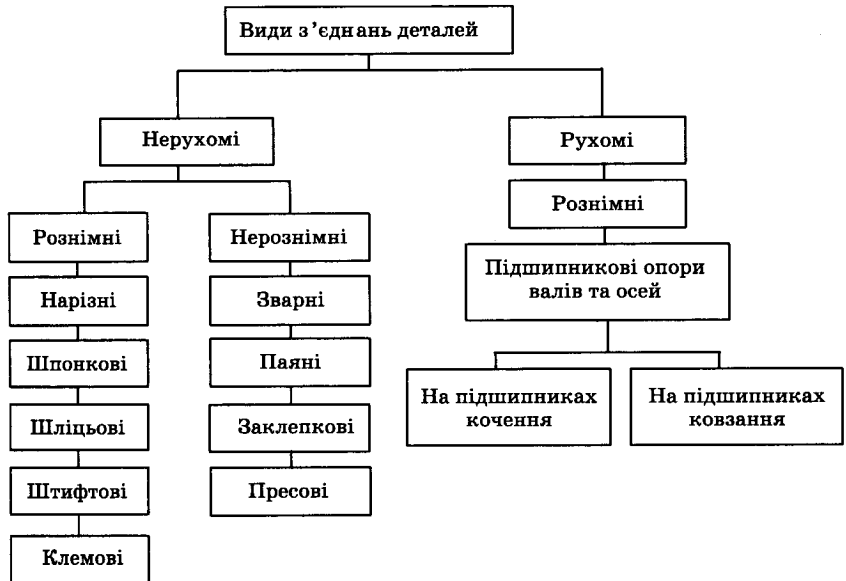


Рис. 1.1.1

Нерухомі з'єднання деталей поділяють на рознімні та нерознімні. Рознімні нерухомі з'єднання (нарізні, шпонкові, шліцьові та штифтові) допускають розбирання з'єднаних деталей без руйнування або пошкодження елементів з'єднання.

Найбільший клас нерухомих рознімних з'єднань становлять *нарізні з'єднання*, які утворюються за допомогою деталей, що мають нарізь (болти, гвинти, шпильки, гайки тощо).

Широке використання в машинобудуванні нарізних з'єднань зумовлене високою несучою здатністю, надійністю, зручністю з'єднання та роз'єднання деталей.

Одна з переваг нарізних з'єднань — наявність значної номенклатури спеціальних кріпильних нарізних деталей, пристосованих до різних конструктивних варіантів з'єднань, їх широка стандартизація і мала вартість, особливо в умовах масового виробництва.

Недоліками нарізних з'єднань є концентрація напружень на поверхнях нарізних деталей, що зменшує їх міцність під дією змінних циклічних навантажень.

Обов'язковою особливістю нарізних з'єднань є забезпечення певного рівня щільності та надійності, що зумовлює працездатність як з'єднання, так і складальної одиниці і машин у цілому.

Шпонкові та шліцьові (зубчасті) з'єднання служать для закріплення деталей, що передають крутний момент від вала до маточини деталі (зубчастого колеса, зірочки тощо) або, навпаки, від маточини до вала.

Завдяки простоті конструкції, зручності складання і розбирання вузла, низькій вартості шпонкові з'єднання широко застосовуються в мало навантажених з'єднаннях у всіх галузях машинобудування.

Основні типи шпонок мають стандартизовані розміри, що залежать від діаметра вала.

Залежно від характеру навантаження розрізняють ненапружені (призматичні і сегментні) та напружені (клинові) шпонкові з'єднання.

До недоліків шпонкових з'єднань треба віднести ослаблення вала і маточини шпонковими пазами, що утворюють значну концентрацію напружень, які знижують опір вала утомлюваності.

У передаванні великих навантажень застосовують шліцьові (зубчасті) з'єднання, що утворюються виступами вала шліцями (зубцями), які входять у відповідні впадини — пази в маточині. У порівнянні зі шпонковими з'єднаннями шліцьові мають ряд переваг: точніше центрування спряжених деталей; кращий напрямок під час переміщення маточини по валу; більшу міцність вала завдяки меншій концентрації напружень в основі шліців і рівномірному розподілу тиску по поверхні вала.

Штифтові з'єднання застосовують для точного взаємного фіксування спряжених деталей і передавання невеликих навантажень, а також як запобіжники та шпонки. Штифти вставляють в отвір деталей, що спрягаються із натягом і утримуються від випадання силами тертя.

Нерознімні з'єднання (зварні, паяні, заклепкові, пресові) не дають можливості виконувати розбирання без руйнування з'єднаних елементів і деталей. Такі з'єднання здійснюються силами молекулярного зчеплення (зварні і паяні) або силами механічної дії (заклепкові і пресові).

Зварювання — це процес отримання нерознімного з'єднання двох або більше деталей із твердих матеріалів (металів) їх місцевим сплавленням або спільним деформуванням з нагріванням та одержанням на межі їх розподілу міцних міжатомних зв'язків. Зварюванням з'єднуються різні марки сталей, чавуну, міді, латуні, бронзи, алюмінієвих сплавів і термопластичної пластмаси (вінілпласт, капрон, полістирол тощо). Для реалізації міжатомної взаємодії атоми слід наблизити на відстань, рівну параметру кристалічної решітки металу з'єднаних деталей (цьому заважають різні нерівності, які є на поверхні деталей, забруднення окислами тощо). Таке наближення досягається розплавленням кромки зварюваних деталей або їх спільним пластичним деформуванням за рахунок тиску. Отже, усі види зварювання можна поділити на дві основні групи: зварювання плавленням і тиском.

Паяні з'єднання утворюються в результаті хімічних зв'язків матеріалу деталей і присаджувального матеріалу, який називається припоєм. Температура плавлення припою нижче температури плавлення матеріалу деталей, тому в процесі паяння з'єднані деталі залишаються твердими, а розплавлений припій розтікається по нагрітих поверхнях стику деталей. Поверхні деталей знежирюють, очищають від окислів та інших сторонніх частинок. Без цього не можна забезпечити добру змочуваність поверхонь припоєм і заповнення зазору у стику.

Міцність паяного з'єднання значною мірою залежить від розміру зазору між з'єднуваними деталями. Оптимальний зазор залежить від типу припою і матеріалу деталей.

Заклепкові з'єднання застосовуються:

— в особливо відповідальних конструкціях, що зазнають дії різко вираженого вібраційного навантаження; надійність зварних з'єднань за такого навантаження ще недостатньо вивчена (у будівництві мостів, у літакобудуванні);

— у з'єднаннях, нагрівання яких під час зварювання неприпустиме через небезпеку відпуску термооброблених деталей або короблення остаточно оброблених точних деталей;

— для з'єднання незварюваних деталей (наприклад, кріплення обкладок із фрикційного матеріалу в гальмах і фрикційних муфтах різних машин).

У заклепкових з'єднаннях деталей з'єднувальними елементами служать заклепки — стрижні круглого поперечного перерізу з головками на кінцях, невставлена заклепка має одну головку.

Під час клепаання заклепкових швів між з'єднуваними деталями виникають сили тертя, що утримують останні від зсуву. Оскільки заклепки виготовляють з високопластичних матеріалів, їхньому руйнуванню передують значні залишкові деформації, які можуть сигналізувати про небезпеку руйнування, що дає змогу вжити запобіжних заходів.

Рознімні з'єднання підшипникових опор валів та осей. Зубчасті колеса, шківів, зірочки та інші обертові деталі машин установлюють на валах або осях, що фіксуються у підшипникових опорах, до яких належать корпус, підшипники, кришки, ущільнення та ін.

Вали та осі — це деталі, за допомогою яких ланки механізму утворюють обертальні пари. Вони розрізняються тим, що осі (обертові і нерухомі) реалізують тільки геометричну вісь обертання, а вали, крім того, передають крутний момент.

Конструкції валів і осей досить різноманітні й визначаються в процесі конструювання механізму з урахуванням його призначення, умов роботи, оброблення, складання, змащення та інших факторів. Вибір форми вала полягає у відшуканні варіанта, найраціональнішого для даного випадку. Щоб зменшити кількість факторів, що впливають на форму вала, конструкцію останнього розробляють після вирішення таких питань: який тип опор для даного вала найдоцільніший, які обертові деталі будуть на них посаджені, якою системою сил і моментів вал навантажений, як і в якій послідовності складатиметься вал зі сполученими з ним деталями.

Підшипники служать опорами валам та обертальним осям. Вони сприймають радіальні та осьові навантаження, прикладені до вала.

Для того щоб обраний типорозмір стандартного шарикопідшипника залишався працездатним протягом визначеного терміну служби (L_h , год), опори із шарикопідшипниками повинні

задовольняти певним конструктивним, монтажним і експлуатаційним вимогам. Під час їх конструювання потрібно враховувати призначення, характер навантаження, кутову швидкість, стан зовнішнього середовища. З урахуванням цих умов складальні одиниці із підшипниками кочення розробляють у певній послідовності. Спочатку komponують опору, складають її ескіз, визначають діючі в ній навантаження. Після цього вибирають тип підшипника, його розмір і клас точності; призначають посадки зовнішніх і внутрішніх кілець, способи їх кріплення на валу та в отворі корпусу; добирають змащення й тип ущільнень.

У виборі опор точних механізмів одним з основних показників їх якості є момент сил тертя M_T і його стабільність. У шарикопідшипниках M_T залежить від ряду факторів: тертя кочення кульок по кільцях, тертя ковзання кульок по сепаратору, тертя кульок і кілець по мастильному матеріалу. Ці фактори залежать від матеріалів кілець і кульок, якості змащування, навантаження, розмірів підшипника, кутової швидкості, радіального й осьового зазорів. Зі збільшенням навантаження момент тертя збільшується за лінійною залежністю, а зі збільшенням частоти обертання він майже не змінюється. Проте, якщо підшипник перебуває в масляній ванні, то M_T збільшується разом зі швидкістю. За повної відсутності змащування момент тертя підвищений, а у разі подавання в підшипник мінімальної кількості мастила (до 20 крапель на годину) M_T різко знижується.

Така множинність незалежних факторів, що впливають на момент тертя в підшипниках кочення, не дає можливості одержувати достовірні значення M_T аналітично. Це завдання вирішується або експериментально в кожному конкретному випадку, або за допомогою наближених залежностей, у яких використовуються емпіричні дані.

1.2. ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ ДЕТАЛЕЙ З'ЄДНАНЬ ТА ВИБІР КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Сутність конструювання деталей полягає в тому, щоб правильно вибрати конструктивні параметри деталей (форму, розміри, матеріал, граничні відхилення розмірів) з урахуванням технологічності конструкції. У процесі конструювання деталей можна виділити кілька етапів їх вибору: форми деталі, розмірів

деталі, матеріалу деталі, точності та якості оброблення поверхонь деталі й точності їх взаємного розташування, інших параметрів. Отже, під час конструювання деталей конструктор повинен уміти правильно вибирати й позначати на кресленнях зазначені конструктивні параметри.

Вибір форми деталей — це вибір їх поверхонь, які можуть бути плоскими, циліндричними, конічними, сферичними, фасонними. Основним критерієм для вибору форми поверхонь є їх технологічність. Найтехнологічніші циліндричні поверхні, які можуть бути отримані безперервним процесом точіння. Плоскі поверхні менш технологічні, тому що формуються дискретним процесом (фрезеруванням, струганням, плоским шліфуванням). Фасонні поверхні нетехнологічні і їх оброблення різанням слід уникати. Тільки у разі штампування, пресування та інших методів формоутворення без додаткового механічного оброблення фасонні поверхні можуть бути технологічними.

Іншим критерієм вибору форми деталей є їх естетичність — конструктивна й декоративна (для зовнішніх поверхонь деталей). Найгармонічнішою комбінацією розмірів деталей вважається така, в якій деталі вписуються в прямокутник з відношенням сторін 0,62. Це так зване «правило золотого перерізу».

У машинобудуванні основні розміри деталей вибирають із розрахунку на міцність. Критерієм для вибору розмірів деталей є точність функціонування, тому що існує функціональний зв'язок між розмірами й точністю. Основні номінальні розміри деталей (діаметри й довжини) потрібно округляти до найближчого нормального розміру із рядів нормальних лінійних (дод., табл. Д 1.1) і кутових (дод., табл. Д 1.2) розмірів.

Під технологічністю конструкції деталі розуміють таку сукупність їх конструктивних параметрів, що дає можливість виготовити деталь найменшої собівартості за заданого обсягу випуску й умов даного виробництва. Сукупність конструктивних параметрів деталі визначає економічні показники технологічного процесу виготовлення цієї деталі: витрата матеріалу на деталь, трудомісткість оброблення, витрати на експлуатацію устаткування й амортизацію технологічного оснащення. Ці показники впливають на собівартість деталі й дають можливість вибрати найраціональніший технологічний варіант конструкції.

Технологічність конструкції деталі тісно пов'язана з типом виробництв. Для масового й крупносерійного виробництва деталі виготовляють прогресивними технологічними методами (литтям

під тиском, холодним штампуванням, пресуванням), для одиночного і дрібносерійного, як правило, — обробкою різанням.

Вибір конструкційних матеріалів деталей з'єднань

Номенклатура матеріалів, що використовуються для виготовлення деталей різних видів з'єднань, охоплює такі основні групи матеріалів, як сталі та сплави кольорових металів.

Сталь — залізовуглецевий сплав із вмістом вуглецю до 2 %. У складі сталі може бути до 1 % природних домішок (сірка, фосфор, марганець, кремній). Для підвищення якісних показників або надання сталям спеціальних властивостей до них додають легуючі елементи (хром, нікель, молібден, титан та ін.).

Різноманітність сталей за їх застосуванням і практичним використанням, за хімічним складом чи за характерними спеціальними властивостями дуже велика. Для виготовлення різних деталей з'єднань машин найширше застосовують вуглецеві і леговані конструкційні сталі.

В у г л е ц е в і к о н с т р у к ц і й н і с т а л і поділяють на дві категорії: звичайної якості та якісні.

Сталі вуглецеві звичайної якості (ДСТУ 2651–94) поділяють на групи А, Б і В. Сталі групи А постачають за механічними властивостями без уточнення хімічного складу, групи Б — з гарантованим хімічним складом, групи В — за механічними властивостями і за додатковими вимогами до хімічного складу. Ці сталі маркують цифрами в порядку зростання вмісту вуглецю і підвищення характеристик міцності — Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6. Сталі звичайної якості, як найдешевші, широко застосовуються для виготовлення таких деталей, як заклепки, болти, гайки, шпильки, шпонки тощо.

Сталі всіх груп з номерами марок 1, 2, 3, 4 залежно від ступеня розкиснення виготовляють киплячі (кп), спокійні (сп) і напівспокійні (пс), з номерами марок 5 і 6 — спокійні і напівспокійні. Сталь марки 0 за ступенем розкиснення не розподіляється.

Приклад умовного позначення: В Ст3 кп ДСТУ 2651–94 — сталь групи В, марки 3 (умовний номер залежно від хімічного складу і механічних властивостей) кипляча.

Сталі вуглецеві якісні конструкційні (ГОСТ 1050–88) групи I з нормальним вмістом марганцю і групи II з підвищеним вмістом марганцю здебільшого використовують в термообробленому стані. Їх маркують двозначним числом, яке відповідає середньому вмісту вуглецю в сотих частках відсотка (сталі марок 08, 10, 15, 20...75), а також сталі 20Г, 30Г, 40Г, 50Г (літера Г означає

підвищений вміст марганцю). Якісну сталь постачають із гарантованими хімічним складом і механічними властивостями. Сталь із підвищеним вмістом марганцю характеризується кращими показниками міцності і стійкості проти спрацювання, але має меншу в'язкість. Якісні вуглецеві сталі застосовують для виготовлення валів і осей, важелів, зубчастих коліс, шпонок та інших деталей, що працюють із середнім навантаженням.

Приклад умовного позначення: Сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Леговані конструкційні сталі (ГОСТ 4543-88) поділяють на якісні і високоякісні. Залежно від основних легуючих елементів леговані сталі бувають 14 груп: хромисті (30X, 30ХРА, 45X), хромонікелеві (40ХН, 50ХН), хромомарганцевисті (25ХГТ, 40ХГТР), хромомолібденові (30ХМА, 35ХМ), хромонікельмолібденові (20ХН2М, 30ХН2МА), хромомарганцевонікелеві (20ХГНР, 38ХГН) та ін. У марках сталей літери означають: Х — хром, Н — нікель, В — вольфрам, Ф — ванадій, Г — марганець, С — кремній, Ю — алюміній, М — молібден, Т — титан, К — кобальт, Р — бор та ін. Двозначне число перед літерним позначенням вказує на вміст вуглецю в сотих частках відсотка, а цифри, що стоять біля літер — вміст цього елемента у відсотках (якщо він менше або близько 1 %, то цифра не ставиться). Для високоякісної сталі наприкінці позначення марки ставлять літеру А.

Леговану сталь використовують для особливо відповідальних деталей з'єднань, які повинні мати високу міцність при малих розмірах або виявляти особливі фізико-механічні властивості (корозійну стійкість, жароміцність та ін.).

Конструкційну сталь постачають згідно зі встановленим сортаментом таких розмірів, мм: круглу — діаметром 5 ... 250, квадратну — зі стороною 5 ... 250, шестигранну — діаметром 8 ... 100, кутову — зі стороною 20 ... 250, двотаврові балки і швелери — із висотою перерізу 100 ... 700; листову, прутки, гнутий профіль, фасований прокат, труби тощо.

В умовному позначенні сортаменту, крім характеристики матеріалу, зазначають розмірну характеристику (діаметр, товщину та ін.) профілю, спосіб подальшого оброблення, термічне оброблення та відповідний стандарт.

Приклади умовних позначень сортаменту:

1) сталь гарячекатана квадратного профілю (ГОСТ 2591-88) звичайної точності прокатки (В) зі стороною квадрата 36 мм, марки 45Х (ГОСТ 4543-88), термічно оброблена (Т):

Квадрат $\frac{B36 \text{ ГОСТ } 2591 - 88}{45X-T \text{ ГОСТ } 4543 - 88}$;

2) сталь гарячекатана круглого профілю (ГОСТ 2590-88) звичайної точності прокатки (В) діаметром 20 мм, марки 30 ХРА (ГОСТ 4543-88) без термічного оброблення:

Круг $\frac{B20 \text{ ГОСТ } 2590 - 88}{30ХРА \text{ ГОСТ } 4543 - 88}$;

3) сталь гарячекатана штабова завтовшки 20 мм, завширшки 75 мм, (ГОСТ 103-76), марки 25ХГТ (ГОСТ 4543-88), термічно оброблена (Т):

Штаба $\frac{20 \times 75 \text{ ГОСТ } 103 - 76}{25ХГТ - Т \text{ ГОСТ } 4543 - 88}$.

Для виготовлення деталей машин також можуть використовуватись виливки з вуглецевої та легованої сталей. Ці матеріали умовно позначають так: 45Л, 50Л, 35ХНЛ, 30ХГСЛ.

Для підвищення механічних та інших властивостей сталей застосовують термічне і хіміко-термічне оброблення, а також механічне зміцнення.

Термічне оброблення — процес нагрівання і охолодження металу у певних температурних режимах. До основних видів термооброблення належать: відпалювання, нормалізація, гартування, відпускання. Гартування з високотемпературним відпусканням називають поліпшенням.

Сплави кольорових металів. *Мідні сплави* — латуні і бронзи — різняться великою антикорозійною стійкістю і високими антифрикційними властивостями. Тому їх використовують для виготовлення деталей, які працюють в корозійному середовищі, та деталей вузлів тертя. Ці матеріали добре піддаються обробленню різанням, деталі з них можуть бути виготовлені способом лиття або обробленням тиском.

Латуні — сплави міді з цинком, подвійні або складні, з добавками легуючих елементів, таких як алюміній, кремній, залізо, марганець, олово, свинець.

Латуні ливарні (ГОСТ 17711-93) випускаються марок ЛЦ40С, ЛЦ40Сд, ЛЦ40Мц1,5, ЛЦ40Мц3Ж, ЛЦ40Мц3А, ЛЦ37Мц2С2К, ЛЦ30А3, ЛЦ25С2, ЛЦ16К4, ЛЦ14К3С3. Після літерного позначення основного легуючого елемента (цинк) і кожного наступного

ставляться цифри, що вказують на його вміст у сплаві. Наприклад, латунь ЛЦ23А6ЖЗМц2 містить цинку 23 %, алюмінію — 6, заліза — 3, марганцю 2 %. Ливарні латуні застосовуються для фасонного лиття втулок, а також для корозієстійких деталей арматури, що працює в агресивному середовищі.

Латуні, оброблювані тиском (ГОСТ 15527–80), випускаються марок Л90, Л85, Л80, Л70, Л68, Л63, Л60, ЛА77-2, ЛАЖ60-1-1, ЛЖМц59-1-1, ЛН65-5, ЛМц58-2, ЛМцА57-3-1. Число після літери Л вказує на вміст міді у відсотках (наприклад, у латуні Л68 міститься 68 % міді та 32 % цинку). Якщо крім міді й цинку є інші елементи, то ставляться їх початкові літери (О — олово, С — свинець, Ж — залізо, Ф — фосфор, Мц — марганець, А — алюміній, Ц — цинк). Вміст цих елементів позначається цифрами після числа, що вказує на вміст міді (наприклад, сплав ЛАЖ60-1-1 містить міді 60 %, алюмінію — 1, заліза — 1 та цинку — 38 %). Ці латуні постачаються на підприємства у вигляді прутків, дроту, стрічок, які використовують для деталей, отримуваних механічним обробленням або штампуванням. Наприклад, кріпильні деталі, фітінги, сепаратори підшипників, що використовуються в суднобудуванні.

Вартість латуні приблизно у 5 разів вища за вартість якісної сталі.

Бронзи — сплави міді з оловом або іншими металами (алюмінієм, свинцем, фосфором та ін.). Олов'яні бронзи — найвищоякісніші, але дорогі і дефіцитні. Дешевими і менш дефіцитними є безолов'яні бронзи на основі свинцю й алюмінію. Саме їх найчастіше і використовують для виготовлення деталей машин.

Бронзи олов'яні, оброблювані тиском (ГОСТ 5017–2006), випускаються марок БрОФ8,0-0,3, БрОФ7-0,2, БрОФ6,5-0,15, БрОФ4-0,25, БрОЦ4-3 та ін. У маркуванні бронз, оброблюваних тиском, на першому місці ставляться літери Бр, потім літери, що вказують, які елементи крім міді входять до складу сплаву. Цифри після літер вказують на вміст компонентів у сплаві. Наприклад, марка БрОФ7-0,2 означає, що бронза містить 7 % олова, 0,2 % фосфору, решта — мідь.

Бронзи безолов'яні, оброблювані тиском (ГОСТ 18175–78), випускаються марок БрАМц10-2, БрБНТ1,9Мг, БрАЖНМц9-4-4-1, БрМг0,3 та ін. Бронзові прутки, штаби і дріт такого самого сортаменту, що й латунні.

Основні галузі застосування бронзи — деталі обладнання харчової та легкої промисловості, що працюють у рідинних

середовищах, а також деталі арматури, що експлуатується в середовищі рідкого палива та пари за температур до 250 °С.

Алюмінієві сплави мають алюмінієву, магнієву або титанову основу з добавками міді, марганцю, кремнію, заліза, нікелю та ін. Ці сплави широко використовують в авіації, а також у загальному машинобудуванні. Основна перевага цих сплавів — мала густина (не більше як 3,5 г/см³) за достатньо високих показників міцності.

Найпоширеніші алюмінієві сплави з основними компонентами (основою): силумін (алюміній-кремній), дуралюмін (алюміній-мідь-марганець). Залежно від призначення вони поділяються, як латуні і бронза, на ливарні та оброблювані тиском (деформівні).

Сплави алюмінієві ливарні (ДСТУ 2839-94, ГОСТ 1583-93) випускаються марок АК12(АЛ2), АК12П, АК13, АК9ч(АЛ4), АК5М(АЛ5), АМг5Мц(АЛ28) та ін. Застосовуються для виготовлення корпусних деталей, кронштейнів, фланців і деталей арматури приладів.

Сплави алюмінієві деформівні (ГОСТ 4784-97) випускаються марок АД0, АД1, АК6, АК8, АМг2, АМг3, АМг4, АМг5, Д1, Д16 та ін. Постачаються на підприємства у вигляді прутків, стрічок, штаб. Застосовуються для виготовлення кріпильних нарізних деталей турбогвинтових двигунів фітінгів для з'єднань труб тощо.

Основні механічні характеристики матеріалів

Основні механічні характеристики машинобудівних матеріалів потрібні конструктору для виконання розрахунків працездатності деталей машин, а деякі з них використовують для визначення технології виготовлення деталей. Механічні характеристики матеріалів визначають лабораторними випробуваннями зразків матеріалів і наводять у відповідній довідковій літературі.

Основні механічні характеристики матеріалів:

границя міцності σ_b , МПа, — напруження в зразку матеріалу за найбільшого розтягального навантаження, якому передують руйнування зразка;

границя текучості σ_t , МПа, — найбільше напруження, за якого зразок деформується без значного збільшення розтягального навантаження;

відносне видовження δ , %, — відношення приросту розрахункової довжини зразка після розриву до його початкової розрахункової довжини;

модуль пружності для розтягнення E , МПа, або зсуву G , МПа, — відношення напруження до відповідної йому відносної деформації зразка в границях справедливості закону Гука;

коефіцієнт Пуассона ν — відношення відносної поперечної деформації зразка до відносної його поздовжньої деформації (в абсолютному значенні);

твердість (НВ — за Брінеллем; НРА, НRB, НRC — за Роквеллом; НV — за Віккерсом) — умовна величина, виміряна відповідними приладами (твердомірами), яка характеризує опір заглиблювання в поверхню матеріалу стандартного індентора (сталеві кульки, вершин алмазних конуса чи піраміди).

Твердість матеріалу — дуже важливий показник, оскільки багато механічних характеристик можуть бути обчислені через твердість, а визначення твердості не потребує руйнування виробу і може бути легко виконане за допомогою стандартних приладів.

У табл. 1.2.1 та 1.2.2 наведено деякі механічні характеристики основних конструкційних матеріалів

Таблиця 1.2.1. Механічні характеристики деяких сталей

Сталь	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	НВ	НRC
Вуглецева звичайної якості:					
Ст2	320...410	215	33	—	—
Ст3	360...460	235	27	—	—
Ст4	400...510	255	25	—	—
Ст5	490...630	285	20	—	—
Вуглецева якісна:					
30	490	294	21	175	—
35	529	314	20	203	—
40	568	321	19	183	—
45	598	363	16	193	—
50	627	373	14	203	—
55	647	382	13	212	—
Легована термооброблена:					
50 Г	648	392	13	230...250	—
45Г2	686	402	11	270...300	—
40Х	980	786	10	210...230	—
40ХН	980	588	11	240...270	—
40ХС	1225	1080	12	—	40...45
35ХГСА	1616	1280	9	—	42...48

Таблиця 1.2.2. Механічні характеристики деяких сплавів кольорових металів

Сплав	Марка сплаву	НВ	σ_B , МПа	
Алюмінієвий: деформівний	АД31	50	235	
	АК6	98	411	
	Д16	103	441	
	ливарний	АЛ2	49	147
		АЛ5	64	157
		АЛ8	59	285
		АЛ23	59	216
Латунь: деформівна	Л63	67	441	
	Л70	64	343	
	Л90	59	275	
	ливарна	ЛЦ16К4	98	294
		ЛЦ30А3	78	294
		ЛЦ40С	68	215
Бронза: деформівна	БрОФ7-0,2	83...93	372...442	
	БрОФ6,5-0,15	54...68	295...372	
	БрАЖ9-4	98...118	392...488	
	ливарна	БрО4Ц7С5	58	176
		БрО10Ф1	88	245
		БрО10С10	73	196

1.3. МЕТАЛЕВІ ТА НЕМЕТАЛЕВІ НЕОРГАНІЧНІ ПОКРИТТЯ ДЕТАЛЕЙ З'ЄДНАНЬ

Для захисту деталей з'єднань (кріпильних нарізних, заклепових, штифтових тощо) від дії агресивних середовищ, наприклад кислот і лугів, та підвищення їх зносостійкості на поверхні наносять різні види захисних покриттів.

Покриття — це шар або кілька шарів матеріалу певного складу і структури, які штучно створюються на поверхні, що покривається, і служать для функціональних і декоративних цілей.

Підвищення надійності і довговічності машин унаслідок зменшення інтенсивності їх зносу, зокрема й через застосування зносостійких покриттів, — одне з центральних завдань у сучасному розвитку техніки. В більшості випадків вихід їх з експлуатації на 85...90 % відбувається через знос деталей, що спричиняє великі матеріальні витрати.

Нанесення зносостійких покриттів може суттєво знизити витрати матеріальних, енергетичних і трудових ресурсів для забезпечення експлуатації машин і механізмів, скоротити простій

НТБ ВІНТУ
м. Вінниця

обладнання, збільшити випуск продукції, поліпшити її якість. Крім того, застосування зносостійких покриттів дає можливість значно зменшити витрати легованих сталей і сплавів.

Тип покриття вибирають за умови експлуатації напилюваного виробу та інших специфічних вимог. За функціональним призначенням покриття поділяють на захисні, конструкційні, технологічні і декоративні. Найбільшу групу становлять захисні покриття. Із цієї групи відокремлюють типи покриттів: зносо-, корозіє- і жаростійкі, теплозахисні тощо.

Металеві неорганічні покриття

Серед багатьох видів металевих покриттів найширшого застосування в машинобудуванні набули електролітичні (гальванічні) покриття. Ці покриття наносяться такими способами, як цинкування, хромування, кадмування, нікелювання та ін.

Цинкування. Антикоровізне цинкове покриття створюється осадженням цинку на поверхню деталі у кислих або лужних електролітах. При цьому цинк утворює із залізом гальванічний елемент, в якому залізо служить катодом і тому не руйнується. Таким чином цинкове покриття захищає сталі не тільки механічно, а й електрохімічно. Тобто у разі місцевого руйнування шару цинку корозії основного металу не буде або відбуватиметься досить повільно.

Цинкування широко застосовується для захисту поверхонь крипильних нарізних деталей (болти, гвинти, шпильки, гайки тощо).

Кадмування. Це покриття також застосовується для антикорозійного захисту деталей, але на відміну від цинкового покриття характер захисту поверхонь (механічний чи електрохімічний) значною мірою залежить від особливостей середовища, в якому вони експлуатуються. Кадмування ефективно застосовують в деталях нарізних з'єднань, які працюють у вологій атмосфері та морській воді. При цьому, крім захисту від корозії, використовують пластичні властивості кадмію, чим забезпечують гарантований натяг і відповідно герметизацію нарізних з'єднань, наприклад трубопроводів, насосів тощо.

Хромування. Такі властивості хромового покриття, як висока твердість, низький коефіцієнт тертя, хімічна стійкість електролітичного хрому сприяють його високій зносостійкості. Міцність зчеплення хромового покриття з основою визначається якістю очищення поверхні та режимом електролізу. В результаті ретельного очищення поверхні та вибору режиму хромування можна отримати міцність зчеплення хромового покриття із сталлю, ви-

щу за міцність хрому. Випробування на міцність покриття показали, що частіше відбувається руйнування хрому, а не відшарування покриття від основного металу по межі хром-сталь.

Недоліки хромового покриття: зниження міцності сталі (основи) від утомлюваності та водневої крихкості. Зміцнення поверхні деталі перед хромуванням одним із методів поверхневої пластичної деформації (віброзміцнення, наклепування дробом тощо) може значно підвищити витривалість сталей в умовах циклічних навантажень. Для запобігання водневій крихкості під час хромування рекомендується виконувати їх термооброблення за температури 200...220 °С, що забезпечує видалення водню з хромованих деталей.

Нікелювання. Це покриття добре полірується і має високу стійкість проти атмосферних впливів і дії лугів. У гальванічній парі залізо-нікель останній є катодом відносно заліза і відповідно електрохімічно не може захищати залізо від корозії. Нікелювання застосовують як антикорозійне покриття у тому разі, якщо поверхні деталі потрібно надати привабливого декоративного вигляду.

Неметалеві неорганічні покриття

Ці покриття утворюються формуванням на поверхні неорганічних захисних плівок хімічним або електрохімічним способом оброблення в спеціальних розчинах.

Анодно-оксидне покриття. Це покриття застосовується для захисту деталей із алюмінію і його сплавів оксидуванням у розчинах сірчаної, хромової та щавлевої кислот. Сірчано-кислий спосіб оксидування рекомендується для захисту виробів із усіх алюмінієвих сплавів, за винятком виробів, що мають зварні або клепані з'єднання, оскільки в зазорах можуть бути залишки електроліту, що призводить до корозії металу. Для таких з'єднань застосовують оксидування у хромово-вокислому електроліті, який має менш агресивну дію на метал.

Оксидування у щавлевокислому електроліті рекомендується для отримання анодно-оксидного покриття, що має електроізоляційні властивості.

Анодно-оксидні покриття завтовшки 25 ... 100 мкм (тверді покриття) досить зносостійкі, а також мають тепло- і електроізоляційні властивості, деталі з таким покриттям піддаються механічному обробленню.

Розміри оксидованих деталей дещо збільшуються, приблизно на 1/3 товщини оксидного шару, тому для деталей з

малими допусками це треба враховувати під час попереднього механічного оброблення.

Хімічне оксидування створює тонкі оксидні шари мікропористої структури, що мають високу адсорбційну здатність, а це уможлиблює нанесення лакофарбових покриттів високої стійкості і довговічності.

Оксидні покриття наносяться на деталі із вуглецевих і легуваних сталей способами вороніння і фосфатування.

Вороніння — це оксидування термічним способом, його використовують для декоративного покриття дрібних деталей.

Фосфатування забезпечує твердість фосфатної плівки вищу, ніж твердість міді і латуні, але має незначну стійкість проти стирання. Деталі з цим покриттям витримують короткочасне нагрівання та піддаються електрозварюванню.

Ці способи покриття деталей в основному мають захисно-декоративне призначення.

Умовні позначення покриттів у конструкторській документації

Правила нанесення на креслениках виробів позначень покриттів, а також показників властивостей матеріалів, які отримують в результаті термічного та інших видів оброблення поверхонь, встановлено ГОСТ 2.310–80, а структуру позначень покриття — ГОСТ 9.306–85.

В умовному позначенні покриття зазначаються:

- спосіб оброблення основного металу (табл. 1.3.1) (у разі потреби);
- спосіб отримання покриття (табл. 1.3.2);
- матеріал покриття (для металевих матеріалів — за табл. 1.3.3, а неметалевих неорганічних — за табл. 1.3.4);
- мінімальна товщина покриття в мікрометрах;
- функціональні або декоративні властивості покриття — за табл. 1.3.5 і 1.3.6 (у разі потреби);
- додаткове оброблення (табл. 1.3.7) (у разі потреби).

Таблиця 1.3.1. Позначення способів оброблення основного металу

Спосіб оброблення основного металу	Позначення	Спосіб оброблення основного металу	Позначення
Кварцювання	крц	Алмазне оброблення	алм
Штампування	штм	Механічне полірування	мп
Вібронакатування	вбр	Хімічне полірування	хп
Матування	мт	Електрохімічне полірування	еп

Таблиця 1.3.2. Позначення способів отримання покриття

Спосіб оброблення основного металу	Позначення	Спосіб оброблення основного металу	Позначення
Катодне відновлювання	–	Термічне напилювання	За ГОСТ 9.304–87
Анодне окиснювання	Ан	Контактно-механічний	Км
Хімічний	Хім	Контактний	Кт
Гарячий	Гор	Катодне розпилювання	Кр
Дифузійний	Диф	Емалювання	Ем

Таблиця 1.3.3. Позначення металевих покриттів

Метал покриття	Позначення	Метал покриття	Позначення
Алюміній	А	Нікель	Н
Вісмут	Ви	Олово	О
Вольфрам	В	Платина	Пл
Залізо	Ж	Свинець	С
Золото	Зл	Срібло	Ср
Кадмій	Кд	Титан	Ти
Кобальт	Ко	Хром	Х
Мідь	М	Цинк	Ц

Таблиця 1.3.4. Позначення неметалевих неорганічних покриттів

Неметалеве неорганічне покриття	Позначення
Окисне	Окс
Фосфатне	Фос

Таблиця 1.3.5. Позначення функціональних властивостей покриттів

Функціональна властивість	Позначення
Тверде	тв
Електроізоляційне	еіз
Електропровідне	е

Таблиця 1.3.6. Позначення декоративних властивостей покриттів

Декоративна властивість	Декоративна ознака	Позначення
Блиск	Дзеркальне	зк
	Блискуче	б
	Напівблискуче	пб
	Матове	м
	Гладке	гл
Шорсткість	Злегка шорстке	сш
	Шорстке	ш
	Дуже шорстке	вш
Колір	–	Назва кольору

Таблиця 1.3.7. Позначення додаткового оброблення

Додаткове оброблення	Позначення
Нанесення лакофарбового покриття	лкп
Оксидування	окс
Просочення маслом	прм
Термооброблення	т
Тонування	тн
Фосфатування	фос
Хроматування	хр

Матеріал покриття, який складається зі сплаву, позначають символами компонентів, що входять до складу сплаву, відокремлюючи їх дефісом, а в дужках зазначають максимальну масову частку першого або першого і другого (у разі трикомпонентних сплавів) компонентів у сплаві, відокремлюючи їх крапкою з комою. Наприклад, покрив зі сплаву мідь-цинк із масовою часткою міді 50...60 % і цинку 40...50 % позначають МЦ (60), а зі сплаву мідь-олово-свинець із масовою часткою міді 70...78 %, олова 10...18 %, свинцю 4...20 % — М-О-С (78; 18).

Колір покриття позначають повною назвою, за винятком чорного — ч. Групи літер і цифр, що складають позначення покриття, записують у рядок, відокремлюючи одну від одної крапками, за винятком матеріалу і товщини. Товщину покриву, що дорівнює або менша як 1 мкм, не зазначають (крім дорогоцінних металів).

Приклади позначень покриттів: Ц6.окс.ч — цинкове завтовшки 6 мкм, оксидований у чорний колір; Н9.КдЗ.т.хр — кадмієве завтовшки 3 мкм, з підшаром нікелю завтовшки 9 мкм, з подальшим термообробленням, хроматоване.

Запитання для самоконтролю

1. Загальна характеристика різних з'єднань деталей (нарізних, шпонкових, шліцьових і клемових).
2. Галузі застосування зварних, паяних і заклепкових з'єднань.
3. Загальна характеристика з'єднань підшипникових опор валів та осей.
4. Сутність поняття технологічності конструкції деталей з'єднань.
5. Які показники вказуються в умовному позначенні вуглецевих конструкційних і легованих сталей?
6. Навести приклади умовних позначень сортаменту.

7. Галузі застосування сплавів кольорових металів.
8. Основні механічні характеристики конструкційних матеріалів.
9. Застосування металевих неорганічних покриттів.
10. Способи формування на поверхні деталей неметалевих неорганічних покриттів.
11. Умовні позначення способів формування металевих покриттів основного металу деталі.
12. Умовні позначення неметалевих неорганічних покриттів.
13. Умовні позначення функціональних і декоративних властивостей покриттів.



РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

2.1. НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ

2.1.1. Загальні відомості про нарізь

У машинобудуванні, приладобудуванні та інших галузях виробництва досить поширені рознімні з'єднання деталей машин, які здійснюються за допомогою нарізі різного профілю (трикутного, трапецієподібного, прямокутного, напівкруглого та ін.). Нарізь трикутного профілю зазвичай нарізають на деталях, призначених для скріплення, а тому її називають кріпильною. Нарізь інших профілів, переважно трапецієподібного і прямокутного, належить до ходових нарізей (нарізь на валу для руху супорта токарного верстата, нарізь на гвинті домкратів та ін.). *Гвинтова нарізь* — це поверхня виступу, утворена гвинтовим рухом довільного плоского контуру на бічній поверхні циліндра чи конуса.

Нарізнi з'єднання поділяються на два типи: з'єднання за рахунок нарізі, виконаної на з'єднуваних деталях, без застосування стандартних кріпильних виробів (болтів, гвинтів, гайок та ін.); з'єднання, утворені за допомогою стандартних кріпильних виробів.

Нарізь розрізняють:

- за формою профілю — *трикутна, трапецієподібна, прямокутна, напівкругла* та ін.;
- за формою поверхні, на якій виконано нарізь, — *циліндрична*, утворена на поверхні прямого кругового циліндра, та *конічна*, утворена на поверхні прямого кругового конуса;
- за розташуванням на поверхні — *зовнішня*, утворена на зовнішній поверхні циліндра або конуса, *внутрішня*, утворена на поверхні циліндричного або конічного отвору;
- за напрямком нарізі — *права*, утворена контуром, що обертається за годинниковою стрілкою та переміщується вздовж осі нарізі в напрямку від спостерігача, *ліва*, утворена

контуром, що обертається проти годинникової стрілки та переміщується вздовж осі нарізі в напрямку від спостерігача;

– за кількістю заходів — *однозахідна*, утворена однією гвинтовою лінією, *багатозахідна*, утворена кількома гвинтовими лініями;

– за експлуатаційним призначенням — *кріпильні*, *кріпильно-ущільнювальні*, *ходові та спеціальні*.

Елементи профілю нарізі показано в осьовому перерізі на рис. 2.1.1.

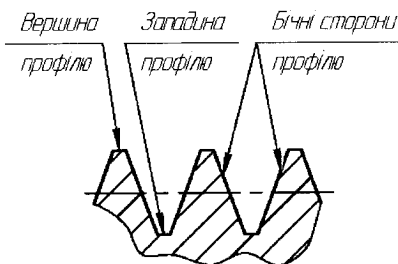


Рис. 2.1.1

Розглянемо основні параметри нарізі за ДСТУ 2497–94 (рис. 2.1.2, 2.1.3).

Зовнішній діаметр циліндричної нарізі (D, d) — це діаметр уявного прямого колового циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої або западин внутрішньої циліндричної нарізі.

Внутрішній діаметр циліндричної нарізі (D_1, d_1) — це діаметр уявного прямого колового циліндра, вписаного в западини зовнішньої або вершини внутрішньої циліндричної нарізі.

Середній діаметр нарізі (D_2, d_2) — діаметр уявного циліндра, поверхня якого перетинає нарізь у місці, де ширина виступу дорівнює ширині западини.

Крок нарізі (P) — це відстань між двома відповідними точками двох сусідніх витків, виміряна вздовж осі нарізі.

Хід нарізі (t) — це відстань між двома відповідними точками двох витків однієї гвинтової лінії, виміряна вздовж осі нарізі. Хід нарізі дорівнює осьовому переміщенню гайки вздовж гвинта за один повний оберт (360°).

$$t = nP,$$

де n — кількість заходів нарізі.

Кут профілю нарізі α — кут між суміжними бічними сторонами профілю.

Висота вихідного трикутника (H) — це відстань між його вершиною і основою в напрямку, перпендикулярному до осі нарізі.

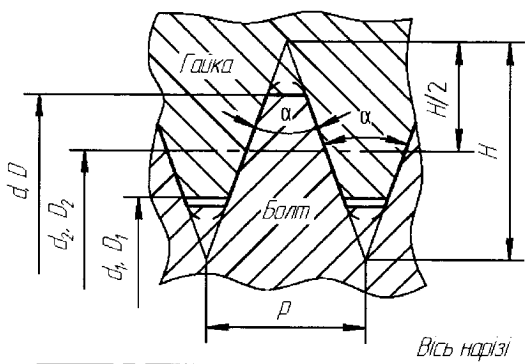


Рис. 2.1.2

Довжина нарізі — це довжина частини деталі, на якій утворено нарізі, включаючи збіг нарізі та західну фаску (рис. 2.1.3).

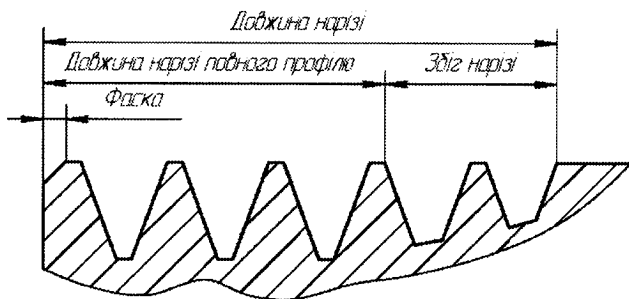


Рис. 2.1.3

Довжина нарізі повного профілю — це довжина ділянки, на якій вершини і западини відповідають номінальному профілю нарізі.

Збіг нарізі — це ділянка переходу від ділянки повного профілю до гладкої частини деталі, де нарізі має неповний профіль.

Всі параметри для основних видів нарізей (крім нестандартних) стандартизовані. Основні параметри для метричної нарізі наведено в додатку (табл. Д2.1).

Нарізь метрична з модифікованим профілем MJ за ГОСТ 30892–2002 (ISO 5855-1–99...ISO 5855-3–99)

ГОСТ 30892–2002 поширюється на метричну нарізь з профілем MJ , призначену для застосування в умовах, що потребують підвищеної утомлюваної міцності нарізних з'єднань, насамперед для виробів авіакосмічної техніки, та встановлює профіль нарізі, діаметри та кроки, допуски та граничні відхилення, а також умовні позначення для цієї нарізі.

Терміни та позначення параметрів за ГОСТ 30892–2002:

d — номінальний діаметр нарізі, номінальний зовнішній діаметр зовнішньої нарізі;

d_{\max} , d_{\min} — відповідно граничний найбільший і найменший зовнішній діаметр зовнішньої нарізі;

d_1 — номінальний внутрішній діаметр зовнішньої нарізі (по точці переходу бічної сторони до западини);

d , $d_{2\max}$, $d_{2\min}$ — відповідно номінальний, граничний найбільший і найменший середній діаметр зовнішньої нарізі;

d , $d_{3\max}$, $d_{3\min}$ — відповідно номінальний, граничний найбільший і найменший внутрішній діаметр по дну западини зовнішньої нарізі;

D_3 , $D_{3\max}$, $D_{3\min}$ — відповідно номінальний, граничний найбільший і найменший зовнішній діаметр внутрішньої нарізі;

D_1 , $D_{1\max}$, $D_{1\min}$ — відповідно номінальний, граничний найбільший і найменший внутрішній діаметр внутрішньої нарізі;

D_2 , $D_{2\max}$, $D_{2\min}$ — відповідно номінальний, граничний найбільший і найменший середній діаметр внутрішньої нарізі;

H — висота вихідного трикутника нарізі;

P — крок нарізі;

R , R_{\max} , R_{\min} — відповідно номінальний, граничний найбільший і найменший радіус западини зовнішньої нарізі;

T_d , T_{d_2} , T_{d_3} — допуск відповідно діаметрів d , d_2 , d_3 зовнішньої нарізі;

T_{D_1} , T_{D_2} — допуск відповідно діаметрів D_1 , D_2 внутрішньої нарізі;

ΔP — граничне відхилення кроку нарізі;

$\Delta\alpha$ — граничне відхилення кута нахилу бічної сторони профілю нарізі.

Основний і номінальний профілі нарізі та розміри їх елементів повинні відповідати зазначеним у дод., табл. Д2.2. Профіль нарізі *MJ* є модифікацією профілю метричної нарізі за ГОСТ 9150–81 та відрізняється від нього збільшеним зрізом по внутрішньому діаметру та збільшеним радіусом заокруглення западини *R*.

Діаметри та кроки нарізей з профілем *MJ* є в основному обмеженням діаметрів і кроків за ГОСТ 8724–81 (дод., табл. Д2.3).

Поля допусків для діаметрів нарізі з профілем *MJ* кріпильних деталей і фітингів гідросистем наведено в дод., табл. Д2.4.

Стандартом (ГОСТ 16093–81) відповідно до поля допуску нарізі передбачено допуски для середнього діаметра T_{D1} , T_{D2} зовнішньої і внутрішньої нарізі та зовнішнього діаметра T_d зовнішньої нарізі і внутрішнього діаметра T_{D1} внутрішньої нарізі. Допуски на діаметри d_1 та D нарізі не встановлено.

Граничні діаметри нарізі болтів, гайок і фітингів для гідравлічних систем, для полів допусків, які рекомендовані для застосування в авіакосмічній техніці, наведено в дод., табл. Д2.5 і Д2.6.

Умовні позначення нарізі за ГОСТ 30892–2002:

- літера *M* — метрична нарізь;
- літера *J* — тип профілю нарізі;
- номінальний діаметр нарізі та крок нарізі;
- поля допуску нарізі — за правилами, встановленими ГОСТ 16093–81;

– літери *LH* — для лівої нарізі.

Приклади. Зовнішня нарізь з номінальним діаметром 6 мм, кроком 1 мм і полем допуску *4h6h* позначається

$MJ6 \times 1 - 4h6h$;

те саме, для внутрішньої нарізі з полем допуску *4H5H*

$MJ6 \times 1 - 4H5H$;

те саме, для зовнішньої лівої нарізі з полем допуску *4h6h*

$MJ6 \times 1 - 4h6h - LH$.

2.1.2. Зображення і позначення нарізі на креслениках

Правила зображення і позначення нарізі на креслениках встановлені ГОСТ 2.311–68 «Изображение резьбы». Нарізь на кресленнях зображують так:

а) на стрижні — суцільними основними лініями по зовнішньому діаметру нарізі та суцільними тонкими — по внутрішньому діаметру.

На зображеннях, отриманих проєціюванням на площину, паралельну осі стрижня, суцільну тонку лінію проводять на всю довжину нарізі без збігу, а на видах, отриманих проєціюванням на площину, перпендикулярну до осі стрижня, по внутрішньому діаметру нарізі проводять дугу, приблизно на $3/4$ кола, розімкнену в будь-якому місці (рис. 2.1.4).

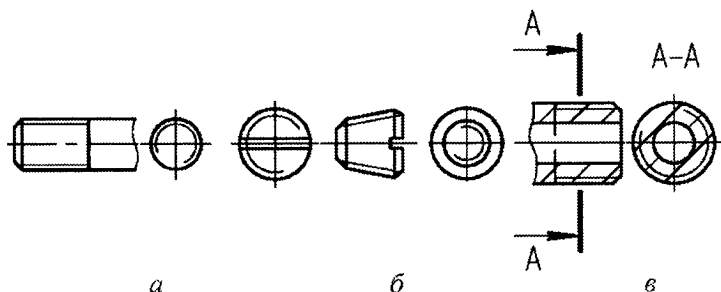


Рис. 2.1.4

б) в отворі — суцільними основними лініями по внутрішньому діаметру нарізі і суцільними тонкими лініями — по зовнішньому діаметру.

На розрізах, паралельних осі отвору, суцільну тонку лінію по зовнішньому діаметру нарізі проводять на всю довжину нарізі без збігу, а на зображеннях, отриманих проєціюванням на площину, перпендикулярну до осі отвору, по зовнішньому діаметру нарізі проводять дугу завдовжки приблизно $3/4$ кола, розімкнену в будь-якому місці (рис. 2.1.5).

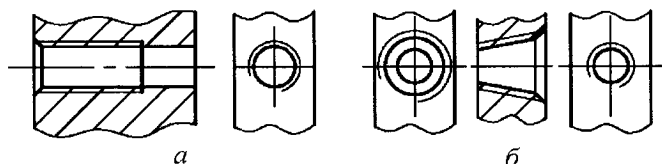


Рис. 2.1.5

Суцільну тонку лінію на зображенні нарізі наносять на відстані не менш як 0,8 мм від основної лінії і не більшу за величину кроку нарізі.

Нарізь, що на кресленнику показана як невидима, зображується штриховою лінією по зовнішньому та внутрішньому діаметрах (рис. 2.1.6).

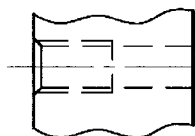


Рис. 2.1.6

Лінію, що визначає довжину нарізі, наносять на стрижні та в отворі з нарізкою у кінці повного профілю нарізі (до початку збігу). Межу нарізі проводять до лінії зовнішнього діаметра нарізі та зображують суцільною основною лінією або штриховою, якщо нарізь зображено як невидиму (див. рис. 2.1.4, а, 2.1.5, а, 2.1.6).

Штриховку в розрізах і перерізах роблять до суцільної основної лінії (до лінії зовнішнього діаметра нарізі на стрижнях і до лінії внутрішнього діаметра нарізі — в отворах) (див. рис. 2.1.4, 2.1.5).

Фаски на стрижні з нарізкою і в отворі з нарізкою, що не мають спеціального конструктивного призначення, в проекції на площину, перпендикулярну до осі стрижня або отвору, не зображують (див. рис. 2.1.4, 2.1.5).

На розрізах нарізного з'єднання в зображенні на площину, паралельну його осі, в отворі показують тільки частину нарізі, що не закрита нарізкою стрижня (рис. 2.1.7, 2.1.8).

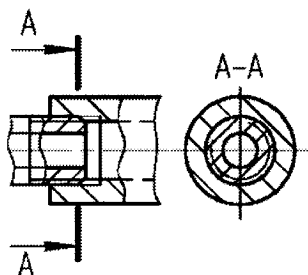


Рис. 2.1.7

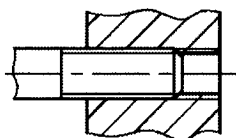


Рис. 2.1.8

Позначення нарізей указують за відповідними стандартами на розміри та граничні відхилення і відносять їх для всіх нарізей, крім конічних і трубної циліндричної, до зовнішнього діаметра (рис. 2.1.9, 2.1.10).

Позначення конічних нарізей та трубної циліндричної нарізі наносять, як показано на рис. 2.1.11 та рис. 2.1.12.

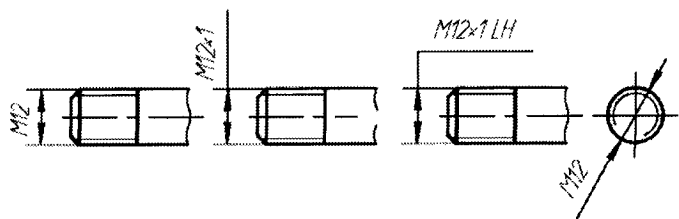


Рис. 2.1.9

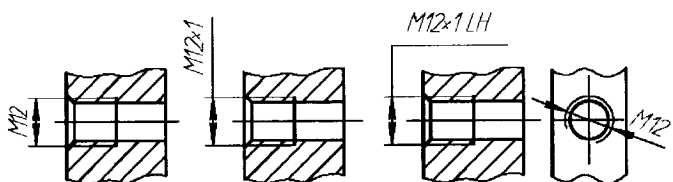


Рис. 2.1.10

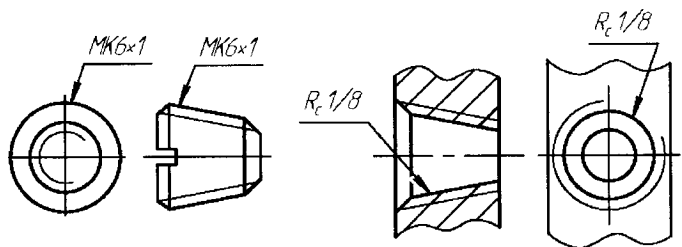


Рис. 2.1.11

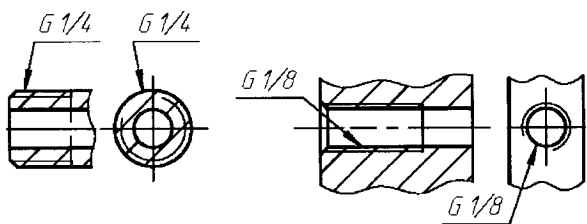


Рис. 2.1.12

Технічні вимоги до кріпильних нарізних деталей (ГОСТ 1759.0-87). Стандарт встановлює вимоги до механічних

властивостей кріпильних деталей, види і умовні позначення покриттів для них.

Матеріали кріпильних деталей. Для виготовлення нарізних деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Механічні властивості сталевих кріпильних деталей нормуються за ГОСТ 1759.4–87, згідно з яким болти, гвинти та шпильки поділяють на 12 класів міцності, а гайки — на сім класів.

Деякі класи міцності та механічні властивості болтів, гвинтів і шпильок із вуглецевих та легованих сталей наведені в табл. 2.1.1.

Таблиця 2.1.1. Механічні властивості кріпильних деталей (ГОСТ 1759.4–87)

Клас міцності*	Марка сталі	Межа міцності σ_B^{**} , МПа		Межа текучості σ_T , МПа	Твердість за Бринеллем НВ**, МПа	
		min	max		min	max
3.6	Ст3; Ст5	300	400	180	900	1500
4.6	Сталь 10; Сталь 20	400	550	240	1100	1700
5.6	Сталь 30; Сталь 35	500	700	300	1400	2150
6.6	Сталь 40; Сталь 45	600	800	360	1700	2400
8.8	Сталь 35Х; Сталь 35 ХА	800	1000	640	2200	3100
10.9	Сталь 40Х; Сталь 45Г	1000	1200	900	2800	3600
12.9	Сталь 35ХГСА	1200	1350	1080	3300	4200
14.9	Сталь 40ХНМА	1400	1250	1260	3750	—

*Наведено обмежений витяг із стандарту.

**Діапазон значень σ_B та НВ пов'язаний з умовами випробування матеріалів. Значення НВ, що надруковані жирним шрифтом, наведено як довідкові.

Клас міцності болтів, гвинтів і шпильок позначається двома числами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення межі міцності σ_B , МПа, матеріалу болта, а друге число, помножене на σ_B і поділене на 10, дає межу текучості матеріалу болта, наприклад, для болта класу міцності 5,6 маємо: $\sigma_{B \min} = 5 \times 100 = 500$ МПа; $\sigma_T = 6 \times 500 / 10$ МПа.

Болти всіх видів виконань виготовляють таких класів точності: нормальної (В), підвищеної (А) та грубої (С).

Умовні позначення покриттів кріпильних нарізних деталей

Для збереження заданого рівня якості нарізних деталей засобами і методами захисту від корозії і старіння застосовують різні види захисних і захисно-декоративних металевих покриттів (табл. 2.1.2).

Таблиця 2.1.2. Умовні позначення видів покриття кріпильних деталей

Вид покриття	Умовне позначення	
	за ГОСТ 9.306-85	цифрове
Цинкове хроматоване	Ц. хр.	01
Кадмієве хроматоване	Кд. хр.	02
Багатошарове:		
мідь-нікель	М.Н.	03
мідь-нікель-хром	М.Н.Х.	04
Окисне, просочене мастилом	Хім. Окс. прм	05
Фосфатне, просочене мастилом	Хім. Фос. прм	06
Олов'яне	О	07
Мідне	М	08
Цинкове	Ц	09
Цинкове гаряче	Гар-Ц	09
Окисне, наповнене хроматами	Ан. Окс. нхр	10
Окисне, з кислих розчинів	Хім. пас.	11
Срібне	Ср	12
Нікелеве	Н	13

2.1.3. З'єднання болтові

Серед нарізних з'єднань найбільшого поширення набули болтові, шпилькові та гвинтові. Деталі цих з'єднань — болти, гвинти, шпильки, гайки і шайби — мають встановлені стандартом форму, розміри і умовні позначення. Користуючись цими позначеннями, можна відшукати розміри кріпильних деталей у таблицях стандартів.

Умовні позначення кріпильних нарізних деталей

Згідно з ГОСТ 1759.0-87 умовні позначення в текстових документах болтів, гвинтів, шпильок з вуглецевих сталей класів міцності 3.6 ... 6.8, гайок з вуглецевих сталей класів міцності 4...8 і 04 та кріпильних виробів із кольорових металів виконуються за такою схемою:

Болт 2 М20×1,5-6g×50.109.С.016 ГОСТ...

Назва
деталі

Виконання

Діаметр нарізі, мм

Малий крок нарізі, мм

Позначення поля допуску

(діаметра нарізі)

Довжина деталі, мм

Клас міцності

Застосування спокійної сталі

(ступінь розкиснення)

Вид покриття

(із зазначенням розміру товщини в мкм)

Номер розмірного стандарту

Читати цей запис слід так: болт виконання 2, діаметр нарізі $d = 20$ мм, з дрібним кроком нарізі $p = 1,5$ мм, поле допуску нарізі 6g, довжина болта $l = 50$ мм, клас міцності 10,9, С — спокійна сталь з покриттям 01 завтовшки 6 мкм.

У позначенні не вказують: виконання 1, великий крок нарізі, грубий клас точності нарізі, вид покриття 00 (без покриття).

Умовні позначення болтів, гвинтів, шпильок класів міцності 8.8; 9.8; 10.9; 12.9; 14.9 і гайок класів міцності 9; 10; 12; 05 і кріпильних виробів із корозіє-, жаро-, теплостійких і жароміцних сталей відповідають розглянутій схемі, тільки замість вказівки щодо використання спокійної сталі зазначають марку сталі або сплаву.

Приклад умовного позначення болта:

Болт В.М24-6g×80.88.35Х.026 ГОСТ 7798-70, де В — клас точності; М — позначення метричної нарізі; $d = 24$ мм — зовнішній діаметр нарізі; 6g — поле допуску нарізі; $l = 80$ мм — довжина болта; 8.8 — клас міцності; 35Х — марка сталі (хромиста); 02 — покриття (кадмієве хроматоване); 6 мкм — товщина покриття.

Деталі болтового з'єднання — болт, шайба та гайка. Болт — це стрижень, який має головку на одному кінці і нарізь — на

іншому. Головка болта може мати різну форму, але найпоширенішою є шестигранна форма.

З'єднання утворюється так. У деталях, що підлягають з'єднанню, просвердлюють отвір, діаметр якого більший за зовнішній діаметр нарізи болта, в отвір вставляють болт, на нього надівають шайбу та нагвинчують гайку. Діаметр болта визначають розрахунком на міцність болтового з'єднання.

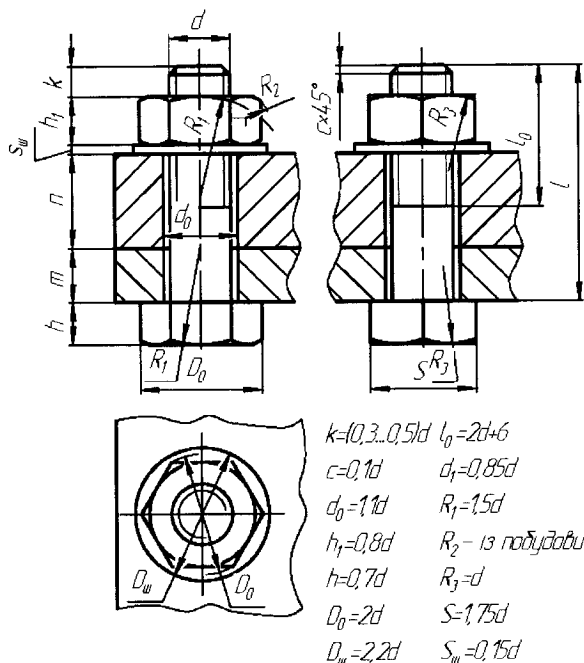


Рис. 2.1.13

На складальних креслениках болтове, шпилькове та гвинтове з'єднання креслять за відносними розмірами. Це означає, що величину окремих елементів визначають залежно від зовнішнього діаметра нарізи (рис. 2.1.13). В результаті значно прискорюється виконання креслення.

Довжину болта визначають $l = m + n + h + h_1 + k + S_{ш.}$. Розрахункову довжину болта округляють до ближчого числа стандартних лінійних розмірів (дод., табл. Д2.1).

На креслениках головку болта та гайку зображують спрощено, дуги гіпербол, які утворюються на перетині фаски гранями головки болта та гайки, замінюють дугами кіл, зазор між якими та торцем, як правило, не показують. Болт, гайку, шайбу показують нерозсіченими.

На складальних креслениках загальних виглядів кріпильні деталі дозволяється зображувати спрощено (ГОСТ 2.315-68). Фаски, зазор між отвором і болтом не зображують, наріз зображують по всій довжині болта (рис. 2.1.14).

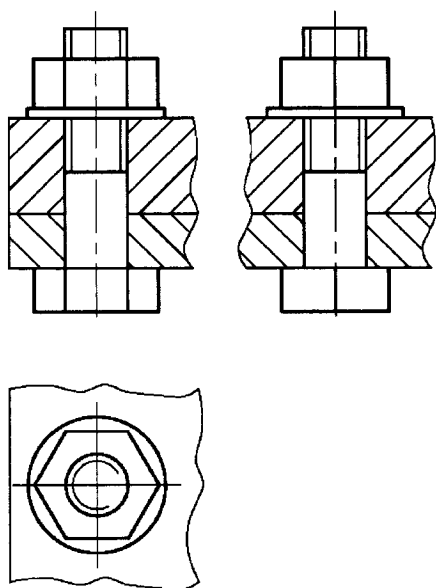


Рис. 2.1.14

Для конструктивного зображення кріпильних деталей розміри їх елементів вибирають і креслять за відповідними стандартами. Конструкцію і параметри болтів, гайок і шайб круглих, що найчастіше використовуються в з'єднаннях деталей загального застосування, наведено в додатку, табл. Д2.7 — Д2.9.

2.1.4. З'єднання шпилькові

Шпилька — це деталь у формі циліндричного стрижня з наріззю на обох кінцях. Конструкція і розміри шпильок

загального застосування визначаються ГОСТ 22032-76 ... ГОСТ 22043-76, шпильок для фланцевих з'єднань — ГОСТ 9066-76. Шпильки виготовляють двох класів точності: В — нормальної і А — підвищеної. Клас точності шпильки визначається класом чистоти (шорсткості) нарізної поверхні, гладкої поверхні стрижня та торцевих поверхонь.

Для шпильок виконання 1 номінальний діаметр нарізі (d) збігається із діаметром (d_1) гладкої частини стрижня, а для виконання 2 діаметр (d_2) гладкої частини стрижня менше діаметра (d) нарізі.

Таке конструктивне виконання шпильки пов'язане із технологією виготовлення нарізі: в першому випадку нарізь виконується нарізуванням, а в другому — накатуванням.

На рис. 2.1.15 показано конструкцію шпильок виконання 1 і 2, класу точності А для з'єднання деталей з нарізними (а, б) та гладкими (в, г) отворами.

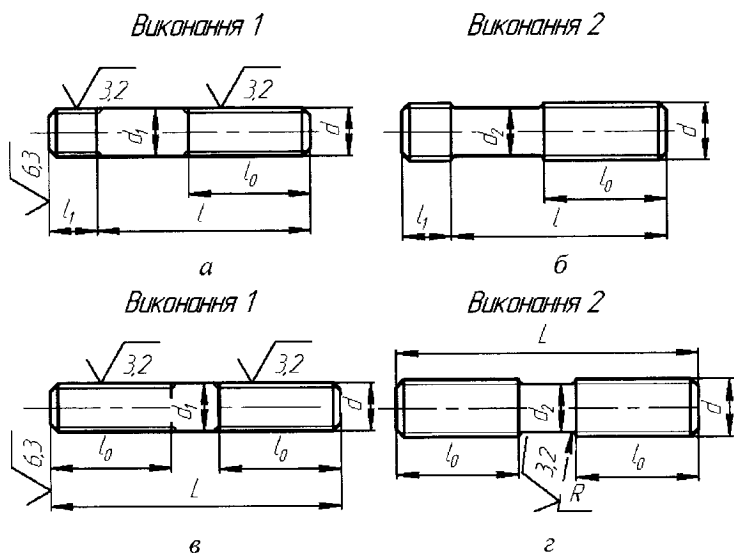


Рис. 2.1.15

Рекомендації щодо застосування шпильок наведено в табл. 2.1.3, граничні відхилення розмірів — в табл. 2.1.4.

Таблиця 2.1.3. Приклади застосування шпильок

Довжина загвинчуваного нарізного кінця	ГОСТ		Характеристика з'єднаних деталей
	Шпилька нормальної точності (В)	Шпилька підвищеної точності (А)	
$l_1 = d$	22032-76	22033-76	Для нарізних отворів у сталевих, бронзових і латунних деталях і деталях із титанових сплавів
$l_1 = 1,25d$	22034-76	22035-76	Для нарізних отворів у деталях із ковкого та сірого чавуну
$l_1 = 1,6d$	22036-76	22037-76	Для нарізних отворів у деталях із ковкого та сірого чавуну. Допускається застосування в сталевих і бронзових деталях
$l_1 = 2d$	22038-76	22039-76	Для нарізних отворів у деталях із легких сплавів. Допускається застосовувати в сталевих деталях
$l_1 = 2,5d$	22040-76	22041-76	Шпильки з двома однаковими за довжиною нарізними кінцями для деталей з гладкими отворами
-	22042-76	22043-76	

Таблиця 2.1.4. Граничні відхилення розмірів шпильок загального застосування (див. рис. 2.1.15, а, б)

Розмір	Поля допусків	
	Шпилька нормальної точності (В)	Шпилька підвищеної точності (А)
Діаметр стрижня d_1, d_2	$h14$	$h12$
Довжина загвинчуваного нарізного кінця l_1	$+IT17$	$+IT16$
Довжина шпильки l	j_s16	j_s15

Розміри шпильок загального застосування наведено в табл. 2.1.5, а довжини шпильок — в дод., табл. Д2.10.

Шпильки за стандартами виготовляють: з великим кроком нарізі на загвинчуваному (l_1) та гайковому (l_0) кінцях; з малим кроком на обох кінцях; з комбінацією великого та малого кроків на протилежних кінцях.

Таблиця 2.1.5. Основні розміри, мм, шпильок загального застосування (див. рис. 2.1.15, а, б) класів точності В і А (ГОСТ 22032-76 ... ГОСТ 22041-76)

d		3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Крок p	великий	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
	малий	-	-	-	-	1	1,25	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Довжина загвинчуваного нарізно-го кінця l_1	d	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
	$1,25d$	4	5	6,5	7,5	10	12	15	20	25	30	38	45	52	60
	$1,6d$	5	6,5	8	10	14	16	20	25	32	38	48	56	68	76
	$2d$	6	8	10	12	16	20	24	32	40	48	60	72	84	95
	$2,5d$	7,5	10	12	16	20	25	30	40	50	60	75	88	100	120

В умовному позначенні шпильки зазначають: найменування деталі («шпилька»); виконання (цифру 2 тільки для другого виконання); номінальний діаметр (d) нарізі; крок (p) нарізі (лише для нарізі з малим кроком); поле допуску (лише для шпильок підвищеної точності — 6g); довжину (l) шпильки; клас міцності; марку сталі або сплаву (лише для класу міцності понад 8.8 та для виробів з корозіє- і теплостійких сталей); вид покриття і його товщину у мкм; позначення стандарту на шпильки.

Приклади умовного позначення шпильок для деталей з нарізними отворами:

- шпилька з загвинчуванням кінцем довжини $l = 1,25d$, класу точності А, виконання 1, з діаметром нарізі $d = 16$ мм і великим кроком $p = 2$ мм, полем допуску 6g, завдовжки $l = 120$ мм, класу міцності 6.8, без покриття:

Шпилька M16-6g × 120.68 ГОСТ 22035-76;

- шпилька з загвинчуванням кінцем довжини $l_1 = d$, класу точності В, виконання 2, з діаметром нарізі $d = 24$ мм, з малим кроком $p = 2$ мм на загвинчуваному кінці; з великим кроком $p = 3$ мм на гайковому кінці, з полем допуску 6g, завдовжки $l = 170$ мм, класу міцності 10.9, із сталі марки 40X, з покриттям 02 завтовшки 6 мкм:

Шпилька 2M24×2/3-6g × 170.109.40X.026 ГОСТ 22032-76.

Приклади умовного позначення шпильок для деталей з гладкими отворами:

- шпилька з діаметром нарізі $d = 12$ мм, класу точності А, виконання 1, з малим кроком нарізі $p = 1,25$ мм, полем допуску 6g, завдовжки $L = 80$ мм, класу міцності 5.8, без покриття:

Шпилька $M12 \times 1,25-6g \times 80.58$ ГОСТ 22043-76;

- шпилька з діаметром нарізи $d = 8$ мм, класу точності В, виконання 2, з великим кроком нарізи $p = 1,25$ мм, полем допуску $6g$, завдовжки $L = 90$ мм, класу міцності 8.8, зі сталі марки 35Х, з покриттям 09 завтовшки 8 мкм:

Шпилька $2M8-6g \times 90.88.35X.098$ ГОСТ 22042-76.

З'єднання шпилькою застосовують тоді, коли одна із з'єднуваних деталей має велику товщину. Таке з'єднання виконують за допомогою шпильки, шайби та гайки.

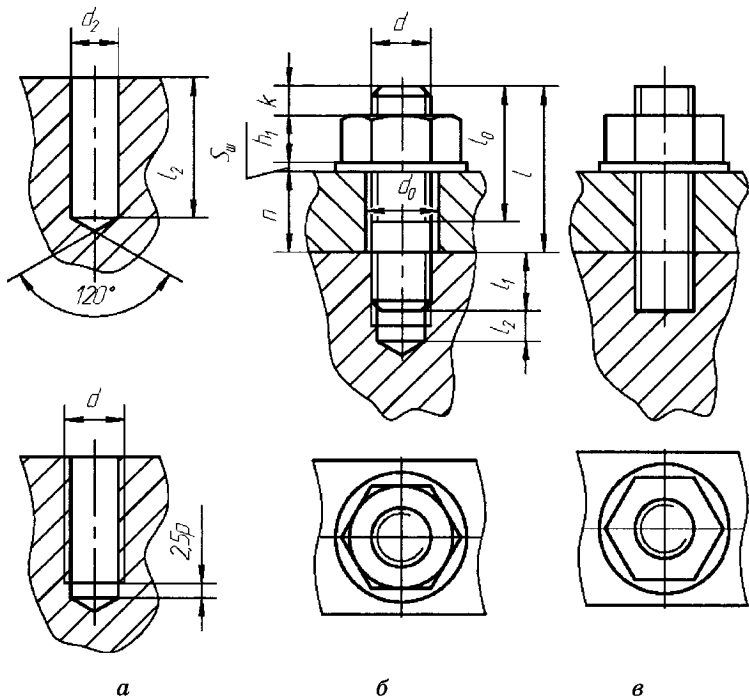


Рис. 2.1.16

В одній із з'єднуваних деталей свердлять глухий отвір $d_2 \approx 0,85d$, де d — номінальний діаметр шпильки. В отворі виконують наріз (рис. 2.1.16, а). Шпильку посадочним кінцем загвинчують у нарізний отвір і на інший кінець вільно надягають другу скріплювану деталь, в якій просверделено

отвір діаметром $d_0 = (1,1 \dots 1,2)d$ під шпильку. Зверху деталі на шпильку надягають шайбу та нагвинчують гайку.

На рис. 2.1.16, б показано конструктивне зображення шпилькового з'єднання, а на рис. 2.1.16, в — спрощене.

Для розрахунку параметрів конструктивного зображення використовують ті ж самі співвідношення (залежно від номінального діаметра нарізі шпильки), що і для болтового з'єднання. Довжину шпильки l визначають за співвідношенням

$$l = n + S_{\text{ш}} + h_1 + k.$$

Довжину нарізного (посадочного) кінця l_1 , який загвинчується в глухий нарізний отвір, вибирають рівною d , $1,25d$, $1,6d$, $2d$ та $2,5d$, залежно від матеріалу деталі, в яку загвинчується шпилька (див. табл. 2.1.3).

Розрахункову довжину l шпильки округляють до найближчого стандартного числа із рядів нормальних лінійних розмірів (дод., табл. Д2.10). Різницю між довжиною l_1 загвинчуваного кінця шпильки та глибиною нарізного гнізда беруть $l_2 = (5 \dots 6)P$.

Спрощене зображення шпилькового з'єднання (див. рис. 2.1.16, в) відрізняється від конструктивного так: нарізь зображують на всій довжині шпилькового стрижня; на кінцях стрижня та гайки не зображують фаски; між поверхнею шпильки та отвором з'єднуваної деталі зазор не зображують; в деталі нижче кінця шпильки не показують частину гнізда.

Для запобігання самовідгвинчуванню гайок у з'єднанні шпилькою та болтом використовують прорізні й корончасті гайки та пружинні шайби. Прорізні та корончасті гайки шплінтують.

Основні розміри гайок шестигранних прорізних і корончастих наведено в дод., табл. Д2.11, шайб пружинних — в дод., табл. Д2.12, а шплінтів — в дод., табл. Д2.13.

2.1.5. З'єднання гвинтові

Гвинтом називається нарізний виріб, що має вигляд стрижня з головкою та нарізною для загвинчування в одну із з'єднуваних деталей. За призначенням гвинти поділяються на кріпильні та встановлювальні. *Кріпильні* гвинти застосовують для рознімного з'єднання деталей, а *встановлювальні* — для взаємного фіксування деталей.

Кріпильні гвинти мають циліндричну, напівкруглу, потайну та напівпотайну головки або головку під гайковий ключ. Встановлювальні гвинти мають повністю нарізані стрижні та плоску, циліндричну або конічну форму кінця. Залежно від форми кінця стрижня свердлять отвір в спряженій деталі. Форма та розміри цих отворів встановлені у відповідних стандартах.

Гвинтові з'єднання та окремі його елементи можуть бути накреслені за розмірами, взятими із відповідних стандартів, або за умовними співвідношеннями. На складальних креслениках рекомендується креслити з'єднання за умовними співвідношеннями залежно від діаметра нарізі гвинта d та кроку нарізі p .

На рис. 2.1.17 зображено гвинт з різною формою головки та наведено умовні співвідношення, за якими креслять окремі елементи цих гвинтів. Спрощені зображення гвинтових з'єднань показано на рис. 2.1.18.

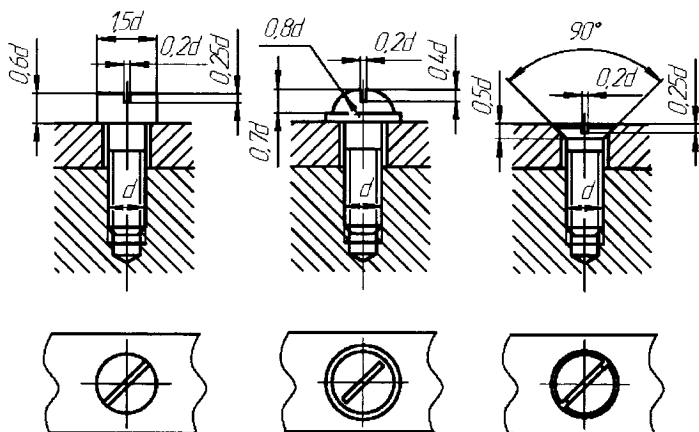


Рис. 2.1.17

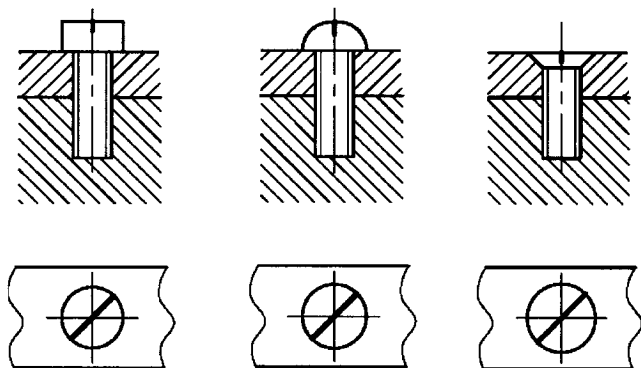


Рис. 2.1.18

Конструкцію та розміри деяких видів кріпильних гвинтів наведено в дод., табл. Д2.14.

2.1.6. Розрахунок на міцність нарізних з'єднань

З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження (рис. 2.1.19). Потрібну силу затягування болта $F_{зат}$ (рис. 2.1.19) вибирають із умови забезпечення герметичності стику деталей (наприклад, кріплення різних кришок, люків та ін.).

У процесі затягування з'єднання стрижень болта розтягується осьюовою силою $F_{зат}$ і одночасно скручується моментом сил тертя в нарізі $T_{тр}$. Від дії сили $F_{зат}$ напруження розтягу

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}. \quad (2.1.1)$$

При скручуванні стрижня болта моментом напруження

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{16T_p}{\pi d_1^3} = \frac{16 \cdot 0,5F_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{\pi d_1^3}, \quad (2.1.2)$$

де ψ — кут підйому витків нарізі ($\psi = 1,5 \dots 4^\circ$ — для самогальмівних нарізних з'єднань); ρ' — зведений кут тертя між витками нарізі.

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau}{\sigma_p} \right)^2} \leq [\sigma]. \quad (2.1.3)$$

Після підстановки σ_p та τ отримаємо

$$\sigma_e = \sigma_p \sqrt{1 + 4 \left[\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{d_1} \right]^2} = \beta \sigma_p, \quad (2.1.4)$$

де β — коефіцієнт, що враховує скручування болта під час затягування.

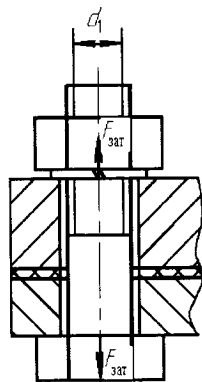


Рис. 2.1.19

Розрахунки показують, що для стандартних метричних нарізей $\beta \approx 1,3$. Тому болт, затягнутий у такому з'єднанні, можна розраховувати тільки на розтяг, але не за дійсною, а за збільшеною на 30 % силою затягування.

Згідно з цим потрібний внутрішній діаметр нарізі болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\beta F_{\text{зат}}}{\pi(\sigma)_p}}. \quad (2.1.5)$$

Значення d_1 узгоджують зі стандартним і вибирають номінальний діаметр d нарізі болта.

Болтове з'єднання деталей, навантажених силами зсуву. У такому з'єднанні основною умовою надійності є відсутність відносного зсуву деталей. Розглянемо два варіанти виконання з'єднання:

1. Болт встановлено в отвори деталей із зазором (рис. 2.1.20, а).

Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має вигляд

$$F_{\text{тр}} = fF_{\text{зат}}iz \geq F, \quad (2.1.6)$$

де F — зовнішня сила, що діє на деталі; $F_{\text{тр}}$ — сила тертя в одній парі площин стикання деталей; $F_{\text{зат}}$ — сила затягування болта; i — кількість пар площин стикання; f — коефіцієнт тертя ковзання в стиках деталей (для сталевих поверхонь $f = 0,15 \dots 0,2$); z — кількість болтів.

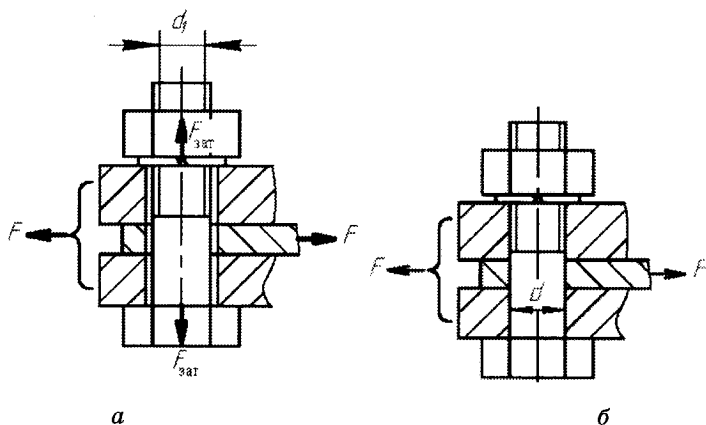


Рис. 2.1.20

Якщо ввести коефіцієнт надійності з'єднання k , то можна визначити потрібну силу затягування болта:

$$F_{\text{зат}} = k \frac{F}{if}. \quad (2.1.7)$$

Значення k вибирають: за статичного навантаження з'єднання $k = 1,3 \dots 1,5$; за дії змінного навантаження $k = 1,8 \dots 2,0$.

Сила $F_{\text{зат}}$ дає змогу визначити потрібний внутрішній діаметр нарізі d_1 із умови міцності болта на розтягнення:

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (2.1.8)$$

Після підстановки дістаємо

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\beta F_{\text{зат}} k}{\pi if [\sigma]_p}}. \quad (2.1.9)$$

Значення d_1 узгоджують зі стандартним і вибирають номінальний діаметр d нарізі болта.

2. Болт встановлено в отвори деталей без зазору (рис. 2.1.20, б).

Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя між деталями не враховуються, а затягування болта не обов'язкове.

Болт у цьому з'єднанні розраховують за умовою міцності на зріз

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{зр}}} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq [\tau]_{\text{зр}}. \quad (2.1.10)$$

Тут зріз болта відбувається у двох площинах, тому

$$A_{\text{зр}} = 2 \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}. \quad (2.1.11)$$

Потрібний діаметр стрижня болта може бути визначений за виразом

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi [\tau]_{\text{зр}}}}. \quad (2.1.12)$$

Порівнюючи два варіанти з'єднання болта (із зазором і без зазору), слід зазначити, що перший варіант дешевший, ніж другий, оскільки він не потребує точних розмірів болта й отвору. Проте за тієї самої зовнішньої сили F на з'єднання потрібний діаметр болта, встановленого із зазором, суттєво більший (за умовою міцності), ніж діаметр болта, встановленого без зазору.

Приклад розрахунку нарізного з'єднання

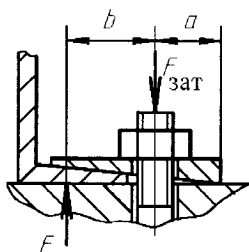


Рис. 2.1.21

Визначити діаметр болтів, за допомогою яких швелерна балка кріпиться до основи (рис. 2.1.21). Потрібне зусилля притискання підкладки $F = 15$ кН; розміри $b = 45$ мм, $a = 60$ мм.

Матеріал болта — сталь 20. Навантаження стале, затягування болта не контролюється.

Розв'язання. З умови рівноваги $F(a + b) = F_{\text{зат}}a$ знайдемо потрібне зусилля затягування:

$$F_{\text{зат}} = F(a+b)/a = 15 \cdot 10^3(60+55)/60 = 26250.$$

З умови міцності болта на розтягнення визначимо внутрішній діаметр d_1 нарізі болта. Візьмемо коефіцієнт надійності $k = 1,3$, допустимі напруження для сталі 40 на розтягнення з запасом міцності у разі неконтрольованого затягування $n = 2,5$:

$$[\sigma] = \sigma_T / n = 240 / 2,5 = 96 \text{ МПа.}$$

Тоді розрахункове навантаження болта становитиме

$$F_p = kF_{\text{зат}} = 1,3 \cdot 26250 = 34125 \text{ Н.}$$

Внутрішній діаметр нарізі болта за формулою (2.1.5)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_p}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 34125}{3,14 \cdot 96}} = 26,752 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 24705–81 візьмемо нарізь М30 з кроком $p = 3$ мм, внутрішній діаметр якої становить $d_1 = 26,752$ мм.

Працездатність нарізних з'єднань. Згвинчуваність — це властивість нарізних деталей утворювати після складання працездатне рознімне з'єднання. Вона характеризує схильність до скручування стрижня болта (шпильки) в процесі затягування, до заїдання (місцевого дифузійного зварювання) в

з'єднанні під час затягування або після деякого часу роботи, а також стійкість до корозії під час тертя.

Згвинчуваність з'єднань заведено оцінювати за коефіцієнтами тертя в нарізі і на торці гайки.

В табл. 2.1.6 наведено значення коефіцієнтів тертя в нарізі і на торці гайки залежно від способу отримання покриття, наявності та марки мастильного матеріалу, кількості попередніх затягнень. Як бачимо, коефіцієнт тертя в нарізі більший за коефіцієнт тертя на торці гайки.

Таблиця 2.1.6. Середні значення коефіцієнтів тертя в нарізі f_p і на торці гайки f_τ залежно від виду покриття і кількості попередніх затягнень

Спосіб отримання покриття болта і гайки	Мастильний матеріал (ММ)	Затягнення			
		перше		друге	
		f_p	f_τ	f_p	f_τ
Кадміювання		0,160	0,130	0,150	0,100
Цинкування	МК	0,156	0,080	0,230	0,080
Лудження	МК	0,220	0,165	0,215	0,165
Міднення	—	0,320	0,220	0,325	0,200
Нікелювання	НК-50	0,330	0,240	0,352	0,275
Оксидування		0,420 _м	0,330	0,470	0,470

У разі оксидування, цинкування, міднення, нікелювання поверхонь зростає коефіцієнт тертя зі збільшенням числа затягувань. Це слід враховувати у процесі експлуатації для запобігання недотягування або перетягування нарізних з'єднань.

Зі збільшенням контактного тиску (сили затягування F_0) коефіцієнт тертя в незмащеній нарізі або збільшується несуттєво (якщо немає заїдання), або дещо знижується. Проте за звичайних напружень затягування можна вважати, що коефіцієнт тертя не залежить від сили F_0 .

Зі збільшенням швидкості загвинчування коефіцієнти тертя в нарізі і на торці зменшуються. Це слід враховувати під час ручного затягування тарованим інструментом (насамперед граничними ключами) нарізних з'єднань з $d \geq 10$, тому що через нерівномірне обертання інструмента в процесі затягування (перехват ключа, затягування ривками) можливі недотягування або перетягування нарізних з'єднань. Перехід з ручного складання нарізних з'єднань на механізоване може спричинити суттєве перетягування нарізних з'єднань.

Змащуванням поверхонь тертя, що зменшує коефіцієнти тертя та стабілізує їх, вдається забезпечити пропорційність між моментом на ключі та силою попереднього затягування (водночас, якщо її немає, контролювати силу затягування за $M_{кл}$ вкрай важко). Змащування значно зменшує зношування нарізі, що важливо враховувати під час експлуатації з'єднань.

Мастильні матеріали (ММ), наприклад дисульфід молібдену MoS_2 без графітових присадок та інші речовини, є ефективними засобами для зниження коефіцієнтів тертя в нарізі та (завдяки цьому) уповільнення корозії нарізі під час тертя, яка спричиняє руйнування з'єднань з високоміцними та надвисокоміцними болтами. Зазвичай ММ наносять після оброблення поверхні (кадміювання, покриття алюмінієм, анодне оксидування та ін.).

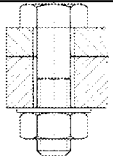
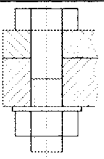
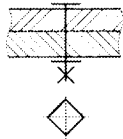
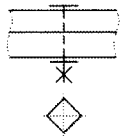


Основною вимогою, що ставиться до ММ, є високі протизадирні характеристики. Такі властивості мають графітові мастильні матеріали (типу НК-59 та ін.), MoS_2 , масла з присадками жирних кислот або деяких сполук сірки, хлору та фосфору, які добре зчеплюються з молекулами металу, різняться міцністю мономолекулярних шарів і здатністю самовідновлюватись, що дуже важливо за високих питомих тисків на поверхні витків.

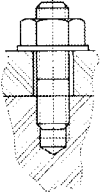

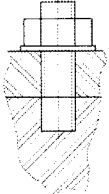

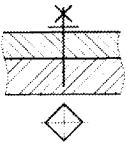
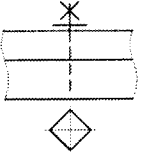
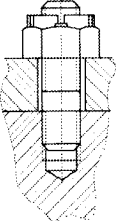

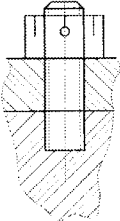

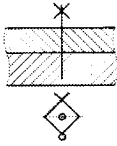
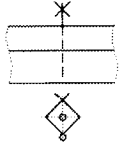
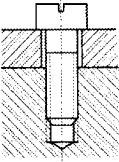

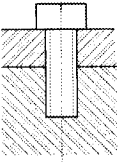

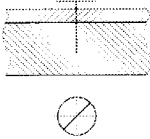
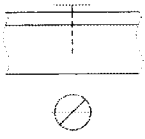
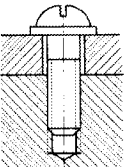

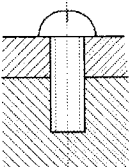

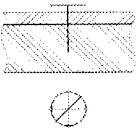
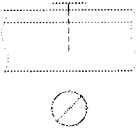
На складальних креслениках і креслениках загальних видів зображення кріпильних виробів (спрочене або умовне) вибирають залежно від призначення та масштабу кресленника.

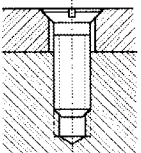
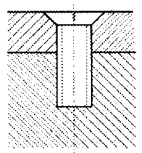
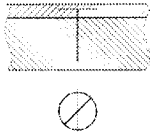
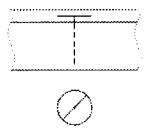
Кріпильні вироби, у яких на кресленнику в масштабі діаметри стрижнів менші як 2 мм, зображують умовно. Розмір зображення повинен давати повне уявлення про характер з'єднання.

Спрочені та умовні зображення кріпильних деталей повинні відповідати наведеним у табл. 2.1.7.

Таблиця 2.1.7. Спрочені та умовні зображення кріпильних деталей у з'єднаннях

Вид з'єднання	Спрочене зображення	Умовне зображення	
		в перерізах	на видах
			
			

Вид з'єднання	Спрощене зображення	Умовне зображення	
		в перерізах	на видах
 	 		
 	 		
 	 		
 	 		

Вид з'єднання	Спрощене зображення	Умовне зображення	
		в перерізах	на видах
			

2.1.7. Клемові з'єднання

Клемові з'єднання застосовуються для закріплення на валах і інших круглих стрижнях різних деталей (кривошипів, важелів і т. ін.), якщо потрібні подальші часті перестановки. Такі з'єднання передають зовнішні навантаження за рахунок сил тертя, створюваних відповідним затягуванням болтів чи гвинтів.

За конструктивною ознакою клемове з'єднання може бути з нерознімною (рис. 2.1.22) і з рознімною (рис. 2.1.23) маточинами. Рознімна маточина частково збільшує вагу та вартість з'єднання, але при цьому є можливість встановлювати кlemу в будь-якій частині вала незалежно від форми сусідніх ділянок і від інших деталей, розміщених на цьому валу.

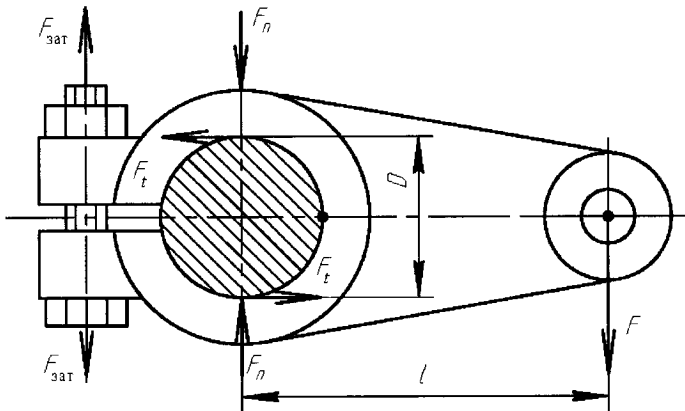


Рис. 2.1.22

Перевагою клемового з'єднання є простота монтажу та демонтажу, самозапобігання перевантаженню, а також можливість перестановки та регулювання взаємного розміщення деталей як в осьовому, так і в коловому напрямках. При цьому вал не послабляється шпонковою канавкою. Недоліком є ненадійність передавання навантаження силами тертя і дисбаланс насаджених на вал деталей. Тому клемові з'єднання не застосовуються для передавання великих навантажень, а також за великих швидкостей обертання.

У клемових з'єднаннях використовують сили тертя, що виникають від затягування болтів і дають можливість навантажувати з'єднання як моментом $T = Fl$, так і осьовою силою F_a .

Залежно від конструкції з'єднання для розрахунку можна розглянути два граничних випадки (рис. 2.1.23).

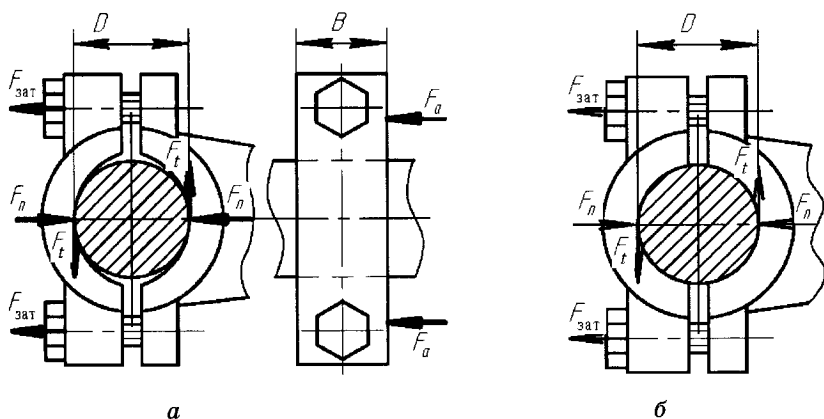


Рис. 2.1.23

Перший випадок. Клема має велику жорсткість, а посадка виконана з великим зазором (рис. 2.1.23, а). При цьому можна припустити, що контакт деталей відбувається по лінії. Запишемо відповідно умови міцності під час навантаження з'єднання моментом T або осьовою силою F_a :

$$F_t D = F_a f D = T \text{ або } 2F_n f = F_a, \quad (2.1.13)$$

де F_t — сила тертя, $F_t = F_n f$; F_n — реакція в зоні контакту; f — коефіцієнт тертя.

За умовою рівноваги половини клеми $F_n = 2F_{\text{зат}}$, де $F_{\text{зат}}$ — сила затягування болтів.

Підставляючи значення F_n у формули (2.1.13), отримаємо

$$2F_{\text{зат}}fD = r; \quad 4F_{\text{зат}}f = F_a. \quad (2.1.14)$$

Другий випадок. Клема досить гнучка, форма деталей, що стикаються, строго циліндрична, зазор у з'єднанні близький до нуля (рис. 2.1.23, б).

Для такої конструкції можна взяти, що тиск p розподілений рівномірно по поверхні стику деталей. У цьому випадку умови міцності з'єднання під час навантаження моментом T або осьювою силою F_a відповідно мають вигляд:

$$\begin{aligned} pf\pi DBD/2 &\geq T; \\ pf\pi DB &\geq F_a. \end{aligned} \quad (2.1.15)$$

Із умови рівноваги клеми $2F_{\text{зат}} = pDB$ отримаємо:

$$p = 2F_{\text{зат}} / (DB). \quad (2.1.16)$$

Підставляючи значення p із формули (2.1.16) у рівняння (2.1.15), знаходимо:

$$\begin{aligned} \pi F_{\text{зат}}f &\geq T; \\ 2\pi F_{\text{зат}} &\geq F_a. \end{aligned} \quad (2.1.17)$$

Із зіставлення рівнянь (2.1.16) і (2.1.17) випливає, що навантажувальні спроможності клемового з'єднання для цих двох граничних випадків відносяться як $2/\pi$. Тому з умови потрібного затягування болтів перший випадок найнесприятливіший, а другий найсприятливіший (потрібна найменша сила затягування болтів). Крім того, наявність великих зазорів у з'єднанні може призвести до руйнування клеми від напруження згину. Конструкції з великими зазорами недосконалі і практично не застосовуються.

У сучасному машинобудуванні розміри деталей клемового з'єднання виконують під посадку, яка забезпечує вільне складання деталей без зайвих зазорів. Це дає підставу розглядати умови роботи практично виконуваних клемових з'єднань як середні між двома розглянутими крайніми випадками і розраховувати їх на міцність за формулами

$$2,5\pi F_{\text{зат}}fD \geq T,$$

$$5F_{\text{зат}}f \geq F_a. \quad (2.1.18)$$

де 2,5 і 5 — коефіцієнти, приблизно рівні середньому значенню коефіцієнтів у формулах (2.1.14) і (2.1.17).

Розрахунок клемового з'єднання з однобічним розміщенням болтів (див. рис. 2.1.22) також виконують за формулами (2.1.18). При цьому умовно вважають, що функції другого болта з'єднання виконує сам матеріал важеля.

Використовуючи формули (2.1.18), визначимо потрібну силу затягування болта $F_{\text{зат}}$. Під час дії моменту T

$$F_{\text{зат}} = kT / (2,5zfD); \quad (2.1.19)$$

під час дії осьової сили

$$F_{\text{зат}} = kF_a / (2,5zfD), \quad (2.1.20)$$

де k — коефіцієнт запасу, $k = 1,3 \dots 1,8$; z — кількість болтів, розміщених з одного боку вала.

Під час спільної дії T і F_a зсувною силою на поверхні контакту буде рівнодійна осьової і колової сил

$$F_{\text{зат}} = k\sqrt{F_t^2 + F_a^2} / (5zf), \quad (2.1.21)$$

Після визначення сили $F_{\text{зат}}$ болти розраховують на міцність за формулою

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3F_{\text{зат}} / (\pi[\sigma_p])}. \quad (2.1.22)$$

2.1.8. Опорні поверхні та засоби стопоріння нарізних з'єднань

Конструкції опорних поверхонь під кріпильні нарізні деталі. З'єднання фланців агрегатів зазвичай виконуються рознімними за допомогою стандартних нарізних кріпильних виробів: болтів, гайок, гвинтів, шпильок. Опорні поверхні фланців під гайки, головки болтів, гвинтів не повинні залишатися «чорними», необробленими після лиття або штампування, а повинні бути піддані механічному обробленню до шорсткості $R_a = 3,2 \dots 1,6$.

Опорні поверхні під головки гвинтів виконують відповідно до ГОСТ 12876–67. Опорні поверхні під головки гвинтів, болтів, гайки треба піддати механічному обробленню для зняття притаманних литтю поверхневих дефектів і виключення

можливої неперпендикулярності опорної поверхні до осі отвору. Останнє уможливить запобігти перекосу осі нарізної деталі щодо осі отвору і забезпечити надійне прилягання поверхонь деталей. Різноманітні форми опорних поверхонь під головки болтів, гайки та плоскі пружинні шайби показано на рис. 2.1.24 та 2.1.25. Під час торцювання фланець послаблюється, тому там, де розміщені опорні поверхні під нарізні вироби, його посилюють бобишками (рис. 2.1.26). Розміри опорних поверхонь під головки болтів, гайки та шайби стандартизовані, їх значення наведено в табл. 2.1.8, а під головки гвинтів — в табл. 2.1.9.

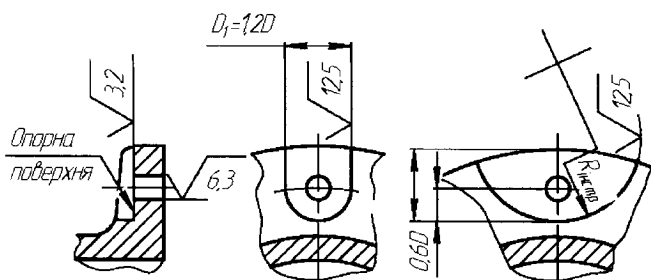


Рис. 2.1.24

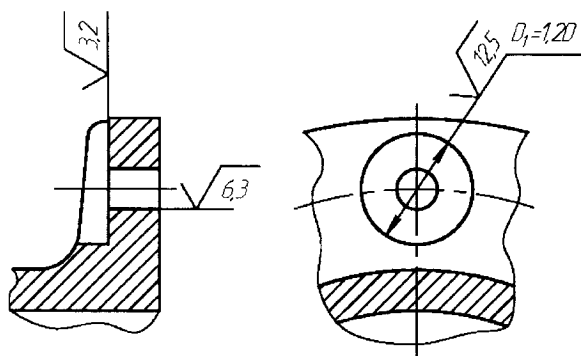


Рис. 2.1.25

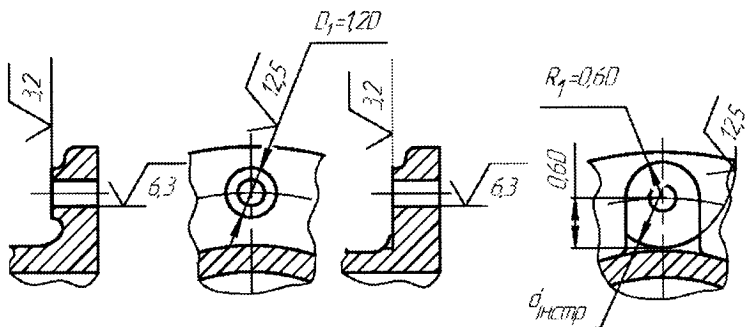
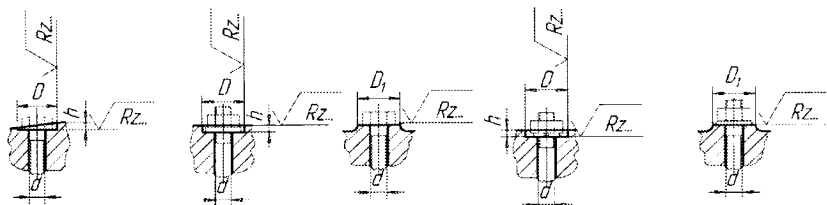


Рис. 2.1.26

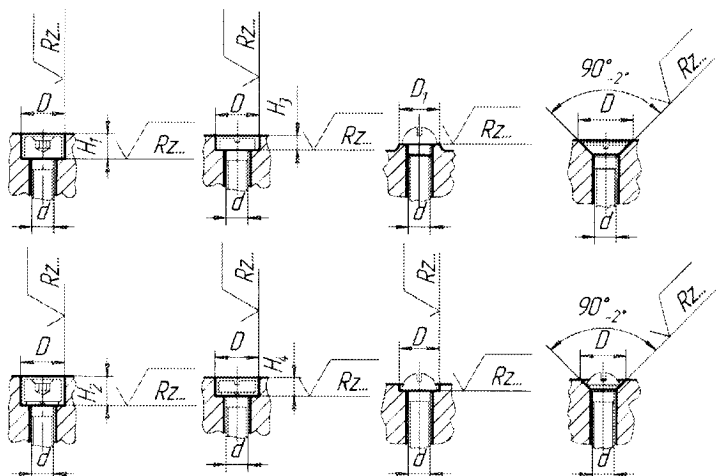
Таблиця 2.1.8. Розміри, мм, опорних поверхень під головки болтів, гайки та шайби плоскі і пружинні (ГОСТ 12896–80)



Номинальний діаметр d	1-й ряд		2-й ряд	
	D	D_1	D	D_1
1,6	5	8	5	8
2	6	8	6	8
2,5	7	10	8	10
3	8	10	10	12
4	10	14	12	14
5	12	16	12	16
6	14	18	14	18
8	20	24	20	24
10	24	28	26	30
12	26	30	28	34
14	30	34	32	36
16	32	38	34	40
18	36	42	38	42
20	40	45	40	45
22	42	48	42	48
24	45	52	50	55
27	52	60	55	60
30	60	65	60	65
36	70	80	70	80
42	80	90	85	90
48	95	100	95	100

Примітка. Розмір h встановлює конструктор. Перевагу слід надавати розмірам із 1-го ряду.

Таблиця 2.1.9. Розміри, мм, опорних поверхонь під головки гвинтів (ГОСТ 12876-80)

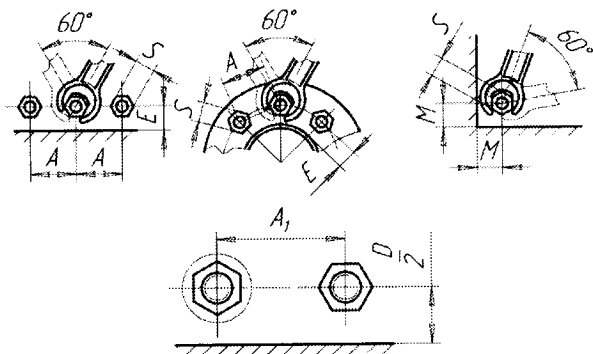


Номінальний діаметр нарізі d	D		D_1	H_1	H_2	H_3	H_4	Гвинти з потайною головкою D
	1-й ряд	2-й ряд						
1	2,3	—	—	—	—	0,7	—	2,5
1,2	2,6	—	—	—	—	0,8	—	2,8
1,4	2,9	—	—	—	—	1	—	3,2
1,6	3,3	—	—	—	—	1,2	—	3,8
2	4,3	—	—	—	—	1,4	2	4,6
2,5	5	—	—	—	—	1,7	2,5	5,6
3	6,5	—	—	—	—	2	3	6,5
3,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	8	—	12	4	5,5	2,8	4	8,3
5	10	—	15	5	7	3,5	5	10,3
6	11	12	18	6	8	4	6	12,3
8	14	15	20	8	11	5	7,5	16,5
10	17	18	24	10	13	6	9	20
12	19	20	26	12	16	7	11	24
14	22	24	30	14	18	8	12	28
16	26	28	34	16	20	9	13	31
18	28	30	36	18	23	10	15	35
20	32	34	40	20	25	11	16	39
22	36	38	—	22	28	—	—	—
24	38	40	—	24	30	—	—	—
27	42	45	—	27	34	—	—	—
30	48	50	—	30	38	—	—	—

Примітка. Розміри H_2 і H_4 наведено для гвинтів у разі застосування їх з нормальними і легкими пружинними шайбами за ГОСТ 6402-70.

Розміри місць під гайкові ключі на опорних поверхнях деталей для одиничних і групових нарізних з'єднань наведено в табл. 2.1.10.

Таблиця 2.1.10. Розміри, мм, місць під гайкові ключі



S	A	E	M	L	L ₁	R	D	A ₁	S	A	E	M	L	L ₁	R	D	A ₁
5,5	12	5	7	20	16	10	-	-	30	58	20	30	98	75	48	48	45
7	14	6	8	26	20	13	-	-	32	62	22	32	100	80	50	52	48
8	17	7	9	30	24	15	20	16	36	68	24	36	110	85	55	60	52
10	20	8	11	36	28	18	22	18	41	80	26	40	120	90	60	63	60
12	24	10	13	45	34	22	26	20	46	90	30	45	140	105	68	70	65
13	26	10	14	45	34	23	-	-	50	95	32	48	150	110	72	75	70
14	28	11	15	48	36	24	26	22	55	105	36	52	160	120	80	85	78
17	34	13	17	52	38	26	30	26	60	110	38	55	170	130	85	-	-
19	36	14	19	60	45	30	32	30	65	120	42	60	185	145	92	-	-
22	42	15	24	72	55	36	36	32	70	130	45	65	200	160	98	-	-
24	48	16	25	78	60	38	40	36	75	140	48	70	210	170	105	-	-
27	52	19	28	85	65	42	45	40									

Засоби стопоріння кріпильних нарізних з'єднань. Зусилля в затягнутих нарізних з'єднаннях під дією змінних (вібраційних чи ударних) навантажень з часом зменшується або навіть зовсім зникає, що призводить до розладу з'єднання та часто є причиною серйозних аварій усієї машини або окремих її вузлів. Зменшення зусилля затягування з часом виникає через остаточне видовження болтів і остаточне стиснення стягнутих елементів, змінання поверхонь стикування деталей, опорних поверхонь витків нарізі та ін. Тому, як правило, такі з'єднання потребують додаткового підтягування. Крім того, послаблення напружених болтових з'єднань часто

виникає внаслідок самовідгвинчування гайок, вигвинчування шпильок і гвинтів.

Для запобігання самовідгвинчуванню слід використовувати стопорні засоби, робота яких базується або на створенні додаткових сил тертя, або на використанні спеціальних замкових засобів.

Засоби, що базуються на створенні додаткових сил тертя на опорних поверхнях головок болтів, гвинтів та гайок, показано на рис. 2.1.27.

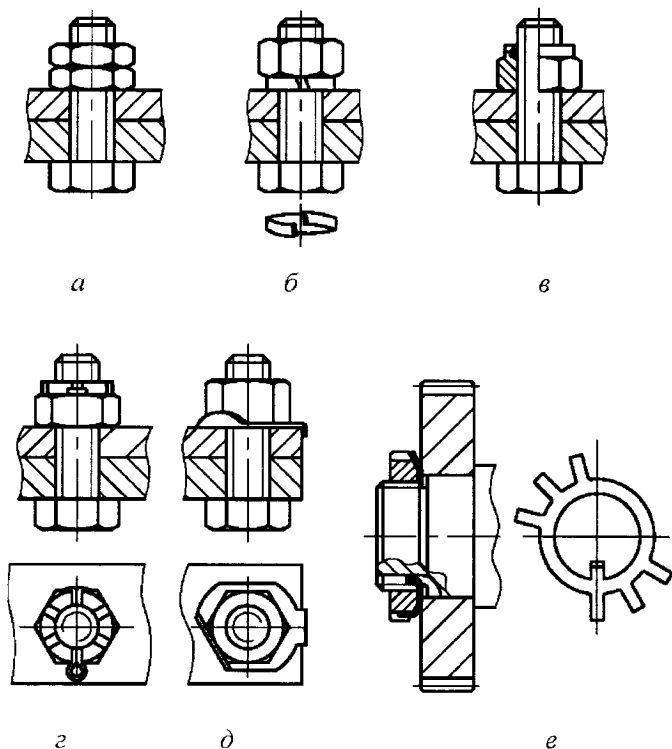


Рис. 2.1.27

Контргайка (рис. 2.1.27, а) створює додатковий натяг і додаткові сили тертя в нарізі. Цей спосіб стопоріння досить поширений. Недоліком його є потреба збільшувати довжину нарізної частини болта та використовувати дві гайки на один

болт, а також недостатня надійність під час використання в сучасних високошвидкісних машинах.

Використовується на нарізних з'єднаннях від М2 до М48 у тому разі, якщо треба часто розбирати або регулювати з'єднання, а також за обмежених вібрацій. Висоту контргайки визначають залежно від величини навантаження.

Пружинна шайба (рис. 2.1.27, б) підтримує натяг і створює додаткові сили тертя в нарізі на деякій ділянці опорної поверхні. Кільцева пружинна шайба має косий розріз, гострі загартовані кромки якого скоблять опорну поверхню гайки під час її руху в напрямку самовідгвинчування. Цей вид стопоріння зручний під час монтажу і застосовується за обмежених вібрацій. У кресленні цього з'єднання треба враховувати, що для забезпечення стопоріння нахил розрізу шайби виконується лівим для правої нарізі, і навпаки.

У гайках із завальцьованим кільцем з поліаміду (рис. 2.1.27, в) додаткове стопоріння здійснюється за рахунок сил зачеплення zdeформованого під час загвинчування гайки кільця та витків нарізі гвинта.

У замкових засобах для запобігання самовідгвинчуванню використовують стопоріння шплінтами (рис. 2.1.27, г) та стопорними шайбами з лапкою (рис. 2.1.27, д).

Спосіб стопоріння *шплінтами* застосовується для фіксування болтів, гвинтів і шпильок, що мають отвори під шплінт, відносно *прорізних* (ГОСТ 5918–73, ГОСТ 5932–73) та *корончастих* (ГОСТ 5919–73, ГОСТ 5933–73) гайок. Після встановлення шплінта в проріз гайки і отвір стрижня кінці його розводять в різні боки. Розміри шплінтів встановлює ГОСТ 397–79 (дод., табл. Д2.13).

В умовному позначенні шплінта вказують найменування деталі, умовний діаметр шплінта d_0 , довжину шплінта l , марку матеріалу, вид і товщину покриття, позначення стандарту.

Приклади умовного позначення шплінта:

Шплінт 5×28.3.036 ГОСТ 397–79,

де $d_0 = 5$ мм — умовний діаметр шплінта (дійсний діаметр шплінта — 4,5 мм), мм; $l = 28$ мм — довжина шплінта; 3 — умовне позначення групи матеріалу (латунь Л63); 03 і 6 — відповідно вид і товщина покриття, мкм.

Стопоріння *шайбами стопорними з лапкою* (ГОСТ 13466–77) характеризується простотою та надійністю, але має обмежене застосування через конструктивні особливості опорної поверхні (треба передбачити уступ для створення фіксації шайби).

Шайба стопорна багатоланчаста (ГОСТ 11872-73) широко застосовується у з'єднанні «вал-кінцева гайка» для осьової фіксації маточин зубчастих коліс, підшипників кочення та ін. (рис. 2.1.27, *е*).

Стопорна шайба затягується між гайкою та валом, при цьому одну із її лапок, що запобігає провертанню шайби на валу, заводять у паз вала, іншу лапку відгинають у паз гайки.

Як метод стопоріння шпилькового з'єднання (особливо для корпусів і кришок із м'яких сплавів) найширше застосовується на шпильках туга нарізь (ГОСТ 4608-81), яка виконується на посадочному кінці шпильки.

У процесі загвинчування шпильок на тугій нарізі у виріб з легких сплавів нерідко відбувається спучення матеріалу (рис. 2.1.28, *а*), що призводить до втрати герметичності стику через порушення прилягання фланців. Для запобігання цьому явищу в нарізному отворі під шпильку знімають глибоку фаску (рис. 2.1.28, *б*).

Крім того, у разі загвинчування шпильок по тугій нарізі в отворі під шпилькою опиняється «замкнений» під тиском об'єм повітря. Під час нагрівання цей тиск може ще збільшитись і утворити тріщини в бобишці.

Для запобігання появі тріщин намагаються створити достатній об'єм повітря під шпилькою поглибленням отвору під нарізь (див. рис. 2.1.28, *в*) або забезпечити вихід повітря через спеціально висвердлений отвір (див. рис. 2.1.28, *г*).

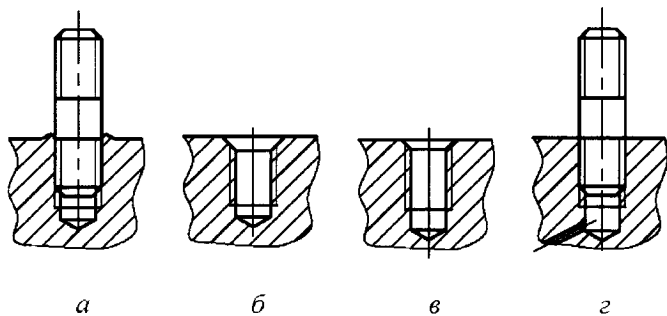


Рис. 2.1.28

Запитання для самоконтролю

1. Наведіть класифікацію нарізі: за формою профілю; за формою поверхні; за напрямом нарізі; за числом заходів; за експлуатаційним призначенням.
2. Основні параметри нарізі.
3. Особливості метричної нарізі з модифікованим профілем *MJ*.
4. Позначення нарізі на креслениках кріпильних деталей і з'єднань.
5. Умовні позначення кріпильних деталей (болтів, гвинтів, шпильок, гайок) у текстових документах.
6. Відносні розміри для виконання на креслениках болтового, шпилькового та гвинтового з'єднань деталей.
7. Визначення довжини загвинчуваного нарізного кінця шпильки залежно від матеріалу деталі, в якій виконано глухий нарізний отвір.
8. Особливості розрахунку на міцність болтового з'єднання у разі, якщо болт встановлено в отворі деталі із зазором і без зазору.
9. Назвіть фактори, що впливають на працездатність нарізних з'єднань.
10. Особливості спрощеного та умовного зображень кріпильних деталей у з'єднаннях.
11. Назвіть переваги та недоліки клемового з'єднання деталей порівняно зі шпонковим.
12. Особливості розрахунку клемових з'єднань на міцність.
13. Засоби стопоріння кріпильних деталей.

2.2. ШПОНКОВІ, ШЛІЦЬОВІ (ЗУБЧАСТІ) ТА ШТИФТОВІ З'ЄДНАННЯ

2.2.1. Шпонкові з'єднання

Шпонкові з'єднання служать для передавання крутного моменту від вала до маточини деталі (шків, зубчатого колеса, напівмуфти, кулачка тощо) або, навпаки, від маточини до вала. Ці з'єднання використовують у разі, якщо до точності центрування з'єднуваних деталей не ставляться особливі умови. Залежно від характеру навантаження шпонкові з'єднання можуть бути *ненапружені*, що здійснюються за допомогою призматичних і сегментних шпонок, і *напружені* — за допомогою клинових шпонок.

Форма і розміри перерізів шпонок і пазів стандартизовані і залежать від діаметра вала; вид шпонкового з'єднання визначається умовами роботи з'єднуваних деталей.

Матеріалом для виготовлення шпонок є чистотягнена сталь з тимчасовим опором розриву не нижче як 590 МПа.

З'єднання призматичними шпонками. За призначенням і конструкцією призматичні шпонки поділяються на три типи:

– звичайні і високі без кріпильних отворів (ГОСТ 23360–78 і ГОСТ 10748–79), призначені для рухомого з'єднання маточин з валами;

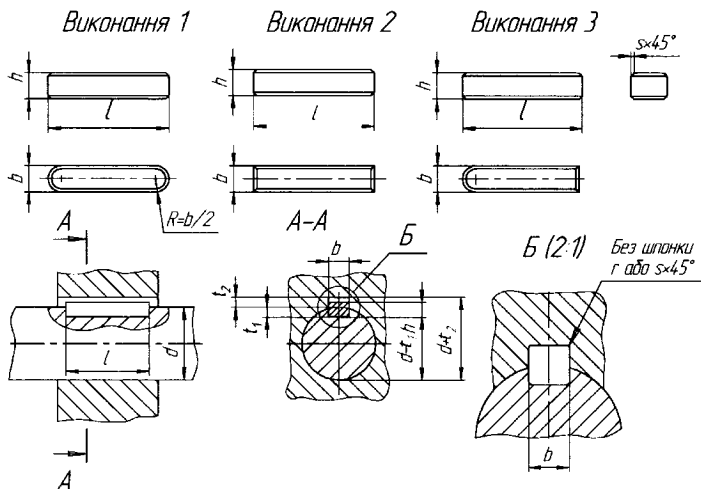
– напрямні з кріпленням на валу (ГОСТ 8790–79), що використовуються для спрямування деталі, яка переміщується вздовж осі вала;

– ковзні складальні (ГОСТ 12208–66), які з'єднуються з маточиною або пазом верстатного стола за допомогою пальця і переміщуються вздовж вала (верстатного стола) разом із маточиною.

Призматичні шпонки без кріпильних отворів (табл. 2.2.1) бувають таких виконань: 1 — із закругленими торцями; 2 — з плоскими торцями; 3 — з одним закругленим, а іншим — плоским торцем.

Довжина шпонкових пазів на валу дорівнює довжині шпонки. Шпонкові пази на валу виготовляють пальцевою або дисковою фрезою, а в маточині — довбанням або протягуванням одношліцевою протяжкою.

Таблиця 2.2.1. Розміри, мм, призматичних шпонок і шпонкових пазів (ГОСТ 23360–78)



d	b	h	t_1	t_2	l	s	s_1
6...8	2	2	1,2	1,0	6...20	0,16...0,25	0,08...0,16
8...10	3	3	1,8	1,4	6...36		
10...12	4	4	2,5	1,8	8...45		
12...17	5	5	3	2,3	10...56	0,25...0,4	0,16...0,25
17...22	6	6	3,5	2,8	14...70		
22...30	8	7	4	3,3	18...90		
30...38	10	8	5	3,3	22...110		
38...44	12	8	5	3,3	28...140	0,4...0,6	0,25...0,04
44...50	14	9	5,5	3,8	36...160		
50...58	16	10	6	4,3	45...180		
58...65	18	11	7	4,4	50...200		
65...75	20	12	7,5	4,9	56...200		
75...85	22	14	9	5,4	63...250	0,6...0,8	0,4...0,6
85...95	25	14	9	5,4	70...280		
95...110	28	16	10	6,4	80...320		
110...130	32	18	11	7,4	90...360		
130...150	36	20	12	8,4	100...400	1,0...1,2	0,7...1,0
150...170	40	22	13	9,4	400...400		
170...200	45	25	15	10,4	110...450		
200...230	50	28	17	11,4	125...500		
230...260	56	32	20	12,4	140...500	1,6...2,0	1,2...1,6
260...290	63	32	20	12,4	160...500		
290...330	70	36	22	14,4	180...500		

Примітка. Довжину шпонок вибирають з ряду 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

Стандартом встановлено поля допусків розмірів шпонок: ширина b — $h9$; висота h — $h9$ при $h = 2...6$ мм і $h11$ — при $h > 6$ мм; довжина l — $h14$.

Поля допусків розмірів пазів встановлено залежно від характеру шпонкового з'єднання (табл. 2.2.2).

Таблиця 2.2.2. Умовні позначення полів допусків на ширину паза призматичного шпонкового з'єднання (ГОСТ 23360-78)

Характер шпонкового з'єднання	Поле допусків ширини паза	
	на валу	у втулці
Вільне	$H9$	$D10$
Нормальне	$N9$	I_s9
Щільне	$P9$	$P9$

Примітка: 1. Для ширини паза на валу і маточині допускається використувати будь-які поєднання полів допусків, зазначених у цій таблиці. 2. Для термооброблених деталей допускаються граничні відхилення ширини паза на валу за $H11$.

Граничні відхилення глибини t_1 пазів на валу і t_2 — в маточині або розмірів $d - t_1$ і $d + t_2$ наведено в табл. 2.2.3. Для довжини l шпонкового паза встановлено поле допуску $H15$.

Граничні відхилення, що відповідають полям допусків $h9$, $h11$, $h14$, $H9$, $N9$, $D10$, I_S9 і $H15$ на розміри елементів шпонкового з'єднання, регламентуються ГОСТ 25347–82.

Умовне позначення призматичних шпонок складається зі слова «шпонка», позначення виконання (виконання 1 не вказують), розмірів перерізу $b \times h$ і довжини l шпонки та позначення стандарту.

Приклади умовних позначень: призматична шпонка виконання 1 з розмірами $b = 14$ мм, $h = 9$ мм та $l = 80$ мм :

– шпонка 14×9×80 ГОСТ 23360–78;

те саме, виконання 2:

– шпонка 2–14×9×80 ГОСТ 23360–78.

Таблиця 2.2.3. Граничні відхилення, мм, глибини паза і розмірів, пов'язаних з глибиною паза (ГОСТ 23360–78)

Висота шпонки, h	Відхилення розмірів		
	t_1	$d - t_1$	t_2 або $d + t_2$
2...6	+0,1	0	+0,1
	0	-0,1	0
6...18	+0,2	0	+0,2
	0	-0,2	0
18...50	+0,3	0	+0,3
	0	-0,3	0

Примітки: 1. Замість розмірів t_1 і t_2 допускається контролювати розміри $d - t_1$ і $d + t_2$. 2. Граничні відхилення розміру h — за $h11$.

Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бокові вужчі грані. Для спрощення та полегшення складання шпонкових з'єднань між звичайною або напрямною шпонкою та маточиною, а також між ковзною шпонкою та валом передбачають радіальний зазор (по висоті шпонки).

Найпоширеніші призматичні звичайні шпонки, які порівняно із клиновими шпонками забезпечують більшу точність посадки маточини на валу, а порівняно із сегментними вони врізаються у вал на меншу глибину і відповідно менше ослабляють вал у поперечному перерізі. Розміри ($b \times h$) перерізу шпонки вибирають за відомим діаметром вала, а довжину l беруть на 5...10 мм меншу за довжину маточини.

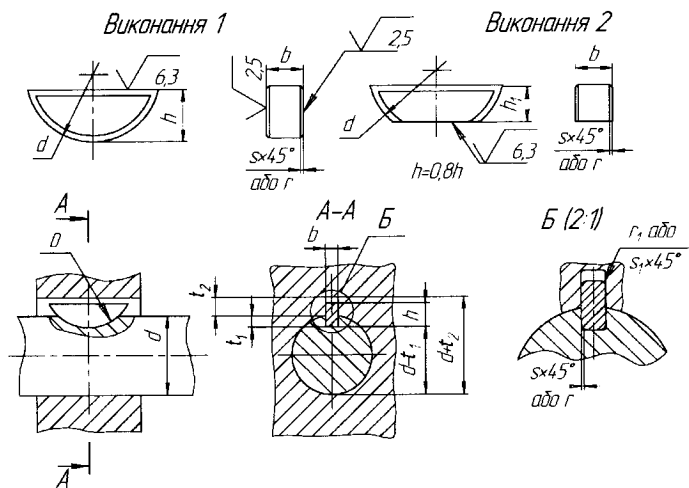
З'єднання сегментними шпонками. За призначенням сегментні шпонки аналогічні призматичним і використовуються у коротких маточинах зубчастих коліс, шківів тощо. Шпонки виконують у вигляді сегмента, що забезпечує технологічність виготовлення шпонкового паза на валу фрезеруванням дисковою фрезою, а також зручність складання шпонкового з'єднання.

За принципом роботи сегментні шпонки аналогічні призматичним.

Суттєвим недоліком сегментних шпонок є потреба у виконанні глибоких шпонкових пазів у валах, що зменшує міцність останніх. Тому ці шпонки застосовують для передавання невеликих крутних моментів або тільки для фіксації елементів з'єднання.

ГОСТ 24071-80 регламентує два виконання сегментних шпонок. Розміри перерізів ($b \times h$) сегментних шпонок і пазів, а також їхні діаметри D залежно від діаметра d вала наведено в табл. 2.2.4.

Таблиця 2.2.4. Розміри, мм, сегментних шпонок і шпонкових пазів (ГОСТ 24071-80)



d		$b \times h \times D$	t_1	t_2	s або $г$ шпонки	r_1 або s_1 паза
для передавання крутного моменту	для фіксації елементів					
3...4	3...4	1×1,4×4	1	0,6	0,16...0,25	0,08...0,16
4...5	4...6	1,5×2,6×7	2	0,8		
5...6	6...8	2×2,6×7	1,8	1		
6...7	8...10	2×3,7×10	2,9	1		
7...8	10...12	2,5×3,7×10	2,7	1,2		
8...10	12...15	3×5×13	3,8	1,4		
10...12	15...18	3×6,5×16	5,3	1,4		

<i>d</i>		<i>b × h × D</i>	<i>t</i> ₁	<i>t</i> ₂	<i>s</i> або <i>г</i> шпонки	<i>r</i> ₁ або <i>s</i> ₁ паза
для передавання крутного моменту	для фіксації елементів					
12...14	18...20	4×6,5×16	5	1,8	0,25...0,4	0,16...0,25
14...16	20...22	4×7,5×19	6	1,8		
16...18	22...25	5×6,5×16	4,5	2,3		
18...20	25...28	5×7,5×19	5,5	2,3		
20...22	28...32	5×9×22	7	2,3		
22...25	32...36	6×9×22	6,5	2,8		
25...28	36...40	6×10×25	7,5	2,8		
28...32	> 40	8×11×28	8	3,3		
32...38		10×13×32	10	3,3	0,4...0,6	0,25...0,4

Примітка. У технічно обґрунтованих випадках (порожнисті та ступінчасті вали, передавання знижених крутних моментів тощо) допускається використовувати на валах більших діаметрів (за винятком вихідних кінців валів) стандартні шпонки менших, ніж наведено в таблиці, перерізів.

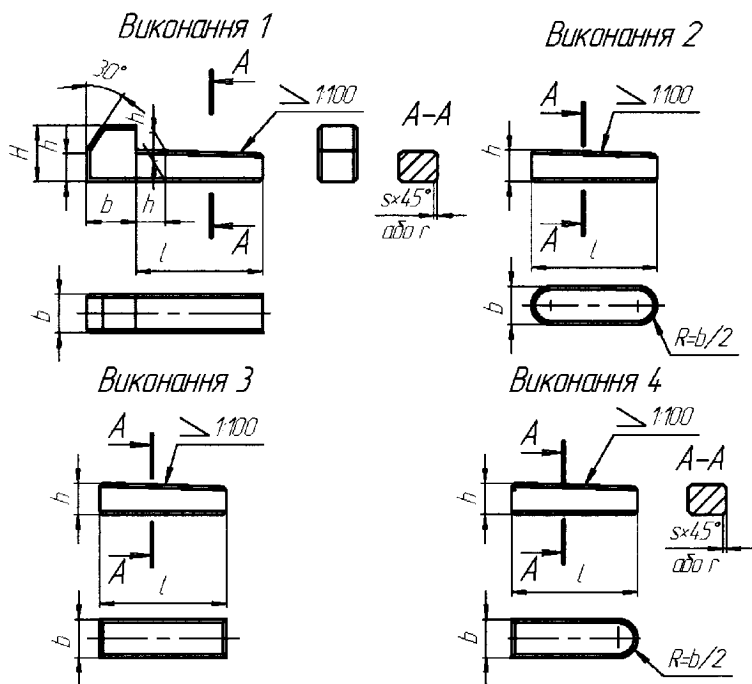


Рис. 2.2.1

Стандартом встановлено такі поля допусків для розмірів шпонок: ширини b — $h9$, висоти (h, h_1) — $h11$, діаметра D — $h12$.

Умовне позначення сегментних шпонок складається з тих самих елементів, що й умовне позначення призматичних.

Приклади умовних позначень: сегментна шпонка виконання 1 з розмірами $b = 6$ мм, $h = 11$ мм:

– шпонка 6×11 ГОСТ 24071–80;

те саме, виконання 2, $h = 8,8$ мм:

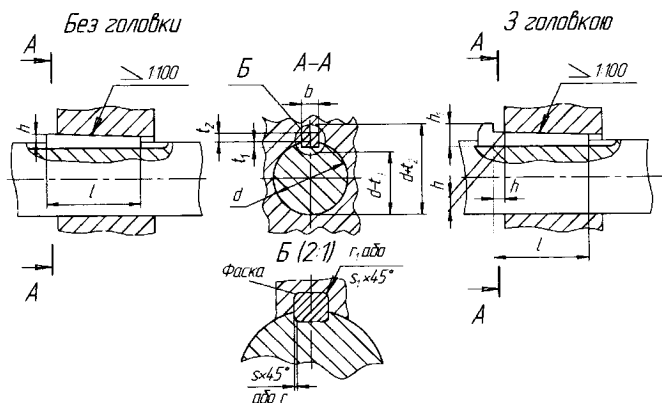
– шпонка 2–6×8,8 ГОСТ 24071–80.

З'єднання клиновими шпонками. Клинові шпонки за способом розміщення на валах поділяються на врізні, тангенціальні і фрикційні.

ГОСТ 24068–80 встановлює чотири виконання клинових врізних шпонок (рис. 2.2.1): 1 — з головкою; 2 — без головки з закругленими торцями; 3 — без головки з плоскими торцями; 4 — без головки з одним закругленим торцем, а іншим — плоским.

Розміри перерізів клинових врізних шпонок і шпонкових пазів, а також довжину шпонок залежно від діаметра d наведено в табл. 2.2.5.

Таблиця 2.2.5. Розміри, мм, клинових врізних шпонок і шпонкових пазів (ГОСТ 24068–80)



d	b	h	t_1	t_2	l	s або r	r_1 або s_1	h_1
6...8	2	2	1,2	0,5	6...20	0,16...0,25	0,08...0,16	–
8...10	3	3	1,8	0,9	6...36			–
10...12	4	4	2,5	1,2	8...45			7
12...17	5	5	3	1,7	10...56	0,25...0,4	0,16...0,25	8
17...22	6	6	3,5	2,2	14...70			10
22...30	8	7	4	2,4	18...90			11

d	b	h	t_1	t_2	l	s або r	r_1 або s_1	h_1
30...38	10	8	5	2,4	22...110	0,4...0,6	0,25...0,4	12
38...44	12	8	5	2,4	28...140			12
44...50	14	9	5,5	2,9	36...160			14
50...58	16	10	6	3,4	45...180			16
58...65	18	11	7	3,4	50...200			18
65...75	20	12	7,5	3,9	56...200	0,6...0,8	0,4...0,6	20
75...85	22	14	9	4,4	63...250			22
85...95	25	14	9	4,4	70...280			22
95...110	28	16	10	5,4	80...320			25
110...130	32	18	11	6,4	90...360			28
230...260	56	32	20	11,1	140...500	1,6...2,0	1,2...1,6	50
260...290	63	32	20	11,1	160...500			50
290...330	70	36	22	13,1	180...500			56
330...380	80	40	25	14,1	200...500	2,5...3,0	2,0...2,5	63
380...440	90	45	28	16,1	220...500			70
440...500	100	50	31	18,1	250...500			80

Примітка. Довжину шпонок вибирають з ряду 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

Довжина паза на валу для врізної шпонки (виконання 2, 3 і 4) дорівнює довжині шпонки, тому що спочатку шпонку закладають у паз, а потім маточину насувають на вал і шпонку. Довжина паза на валу для клинової врізної шпонки з головкою (виконання 1) дорівнює двом довжинам шпонки, оскільки цю шпонку встановлюють тоді, коли маточину вже насаджено на вал. Клинові врізні шпонки на відміну від призматичних створюють напружене шпонкове з'єднання.

Граничні відхилення розмірів b , h і l для клинових врізних шпонок такі самі, як і для призматичних (ГОСТ 23360-78).

Граничні відхилення кута похилу верхньої грані шпонки і паза $\pm AT_{10}/2$ (ГОСТ 8909-81). Поле допусків для ширини паза на валу і маточині — D_{10} , для довжини l паза на валу — H_{15} . Граничні відхилення глибини t_1 і t_2 пазів або розмірів, які їх замінюють, $(d - t_1)$ і $(d + t_2)$ мають відповідати наведеним у табл. 2.2.3.

Умовні позначення клинових врізних шпонок мають ті самі елементи, що й умовні позначення призматичних шпонок.

Приклади умовних позначень: клинова врізна шпонка виконання 1 з розмірами $b = 10$ мм, $h = 8$ мм, $l = 60$ мм:

– шпонка 10×8×60 ГОСТ 24068-80;

те саме, виконання 2:

– шпонка 2-10×8×60 ГОСТ 24068-80.

Клинові врізні шпонки мають верхню грань з похилом 1:100, такий самий похил повинен мати і паз маточини. Подібно до призматичних шпонок приблизно половина висоти клинових врізаних шпонок розміщується в пазу вала, а інша половина — в пазу маточини.

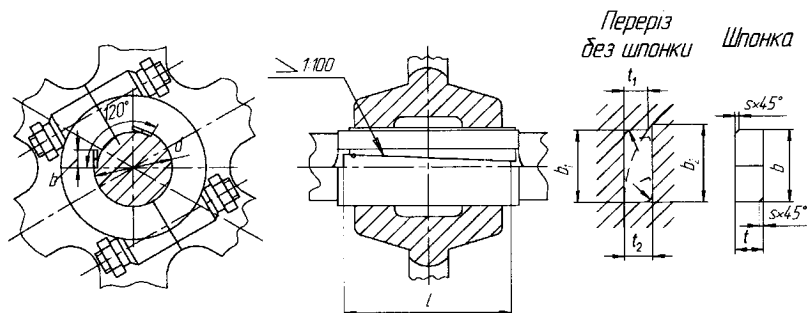
На відміну від призматичних у клинових врізних шпонках верхня та нижня грані робочі, а по бокових гранях передбачено зазори. Таким чином, напружене з'єднання у разі використання цих шпонок виникає внаслідок натягу між валом і маточиною в радіальному напрямку.

Клинові врізні шпонки використовують обмежено, оскільки вони спричиняють переміщення осі маточини відносно осі вала, а в коротких маточинах можуть спричинити перекид з'єднаних деталей. У разі, якщо перекид насадженої на вал деталі не допускається (наприклад, точні зубчасті передачі), клинові врізні шпонки не застосовуються.

Клинові тангенційні шпонки застосовують переважно для передавання реверсивних рухів і вони відрізняються від інших клинових шпонок тим, що натяг між валом і маточиною створюється ними не в радіальному, а в дотичному (тангенціальному) напрямку.

Розміри тангенційних шпонок і шпонкових пазів наведено в табл. 2.2.6. Довжина шпонки вибирається на 10...15 % більша, ніж довжина маточини.

Таблиця 2.2.6. Розміри, мм, тангенційних клинових шпонок і шпонкових пазів (ГОСТ 24069–80)



Діаметр вала d	Шпонка				Шпонковий паз					
	Товщина t	Розрахункова ширина b	Фаска $s \times 45^\circ$		Глибина		Розрахункова ширина		Радіус r	
			не менше	не більше	Маточина t_1	Вал t_2	Маточина b_1	Вал b_2	не менше	не більше
60	7	19,3	0,6	0,8	7	7,3	19,3	19,6	0,4	0,6
63		19,8					20,2			
65		20,1					20,5			
70		21,0					21,4			
71	8	22,5	0,6	0,8	8	8,3	22,5	22,8	0,4	0,6
75		23,2					23,5			
80		24,0					24,4			
85		24,8					25,2			
90		25,6					26,0			
95	9	27,8	0,6	0,8	9	9,3	27,8	28,2	0,4	0,6
100		28,6					29,0			
110		30,1					30,6			
120	10	33,2	1,0	1,2	10	10,3	33,2	33,6	0,7	1,0
125		33,9					34,4			
130		34,6					35,1			
140		37,7					38,3			
150	11	39,1	1,0	1,2	11	11,4	39,1	39,7	0,7	1,0
160	12	42,1			42,8					
170		43,5			44,2					
180		44,9			45,6					
190		14	49,6	50,3						
200	51,0		51,7							

Для проміжних значень діаметрів беруть ті розміри шпонок і пазів, які відповідають наступному діаметру вала. Граничні відхилення товщини шпонки і глибини пазів наведено в табл. 2.2.7.

Взаємне положення шпонок одна щодо одної після збирання повинно бути зафіксовано, наприклад, за допомогою штифта. Допускається шпонкові пази на валу і у втулці розміщувати один відносно одного під кутом 180° . Конструктивно кожна тангенціальна шпонка виконується із двох прямобічних клинів з похилом 1:100. Тангенціальні шпонки працюють здебільшого на стискання, що забезпечує їм більшу міцність і надійність, але з'єднання цими шпонками складніше. Тангенціальні шпонки використовують переважно за великих навантажень, наприклад, у транспортному машинобудуванні.

Таблиця 2.2.7. Граничні відхилення, мм, глибини пазів для тангенційних шпонок (ГОСТ 24069–80)

Інтервал значень t	Граничні відхилення глибини пазів		Інтервал значень t	Граничні відхилення глибини пазів	
	t_1	t_2		t_1	t_2
Від 7 до 11	0 -0,2	+0,2 0	Вище 11	0 -0,3	+0,3 0

Примітки: 1. Граничні відхилення товщини шпонки по h_{11} . 2. Граничні відхилення кута похилу $\pm AT_{10}/2$.

Фрикційними шпонками виконують з'єднання маточини із гладким циліндричним валом. Поверхня шпонки, що контактує з валом, виконується циліндричною, її радіус дорівнює радіусу вала. Ці шпонки передають крутний момент тільки силами тертя, що і зумовляє їхню назву. Фрикційні шпонки зовсім не послаблюють вал, але вони потребують товстих стінок маточин і менш надійні.

Фрикційні шпонки використовують для з'єднань, що передають невеликі крутні моменти, для закріплення деталей на поверхнях порожнистих тонкостінних валів у разі частих перестановок маточин по валу в кутовому або осьовому напрямках.

Розрахунок шпонок з'єднань

Матеріалом для шпонок служать вуглецеві якісні конструкційні сталі (ГОСТ 1050–88) марок 0,8, 10, 15, ..., 60, а також 65Г і 70Г. Цифри вказують на середній вміст вуглецю в сотих частках відсотка, літера Г — підвищений вміст марганцю. Границя міцності цих сталей не нижча як 600 МПа.

Під час проектування шпонок з'єднання ширину та висоту шпонок беруть за відповідним стандартом залежно від діаметра вала, довжину — залежно від довжини маточини і погоджують зі стандартом для шпонки. Правильність обраних розмірів шпонки перевіряють розрахунками з'єднання на міцність. Отже, розрахунок шпонок з'єднань на міцність виконують як перевірний.

Призматичні шпонки розраховують на зминання та на зріз. Для спрощення розрахунків беруть плече сил, що діють на шпонку відносно осьової лінії вала, що дорівнює радіусу вала. Відповідно перевірний розрахунок призматичної шпонки виконують за такими формулами:

– на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{dl_p k} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (2.2.1)$$

– на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{dl_p b} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.2.2)$$

де T — крутний момент; d — діаметр вала; b і $l_p = l - b$ — ширина та робоча довжина шпонки відповідно; $k = (h - t_1)$ — довідковий розмір для розрахунку на зминання; $\sigma_{зм}$ і $[\sigma_{зм}]$ — розрахункове і допустиме напруження на зминання для шпонкового з'єднання; $\tau_{зр}$ і $[\tau_{зр}]$ — розрахункове та допустиме напруження на зріз для шпонок.

Перевірний розрахунок *сегментної шпонки* виконують так само, як і для *призматичної шпонки*, на зріз і на зминання.

Для спрощення розрахунку *клинових врізних шпонок* вважають, що під час передавання шпонковим з'єднанням крутного моменту T напруження зминання по ширині поверхні контакту робочих граней шпонки з валом і маточиною розподіляються за законом трикутника. У цьому разі крутний момент T , що передається маточиною, складається із моменту нормальної сили F_n між маточиною і шпонкою та моменту сили тертя fF_n між маточиною і шпонкою, де f — коефіцієнт тертя між ними та моментом сили тертя $f'F_n$ між маточиною та валом, де f' — коефіцієнт тертя між ними. Приблизно можна взяти, що плече сили fF_n дорівнює радіусу вала та $f' = f$ (насправді $f' = 1,3 f$).

За такої умови

$$T = \frac{F_n b}{6} + fF_n d, \quad (2.2.3)$$

звідки

$$F_n = \frac{6T}{b + 6}. \quad (2.2.4)$$

Із закону розподілу напруження зминання по ширині шпонки маємо, що

$$F_n = \frac{0,5b}{\sigma_{зм}}. \quad (2.2.5)$$

Перевірний розрахунок *клинової врізної шпонки* виконують на зминання за формулою, що витікає із залежностей

$$\sigma_{зм} = \frac{2F_n}{lb} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (2.2.6)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{12F_n}{lb(b+6fd)} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.2.7)$$

Допустимі напруження в нерухомих шпонкових з'єднаннях загального машинобудування за спокійного навантаження рекомендується вибирати: на змінання для сталюї маточини $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 150$ МПа, для чавунної — $[\sigma_{зм}] = 60 \dots 80$ МПа, на зріз — $[\tau_{зр}] = 60 \dots 90$ МПа. Ці значення допустимих напружень знижують під час роботи із слабкими поштовхами на 1/3, а за ударного навантаження — на 2/9.

Якщо в результаті розрахунку шпонки виявиться, що вона перевантажена, то рекомендується встановлювати дві або три шпонки. Дві призматичні шпонки встановлюють під кутом 180° , а три призматичні або дві клинові шпонки — під кутом 120° .

Нанесення розмірів і граничних відхилень на кресленнях шпонкових з'єднань. На кресленнях деталей шпонкових з'єднань з призматичними шпонками (рис. 2.2.2) наносять такі розміри: довжину l_1 шпонкового паза, яку беруть на 0,5...1,0 мм більшу за довжину шпонки (рис. 2.2.2, а); ширину b шпонкового паза на валу і маточині; глибину пазів: на валу — t_1 (найкращий варіант) та на маточині — $(d + t_2)$ (рис. 2.2.2, б); діаметри вала і отвору маточини.

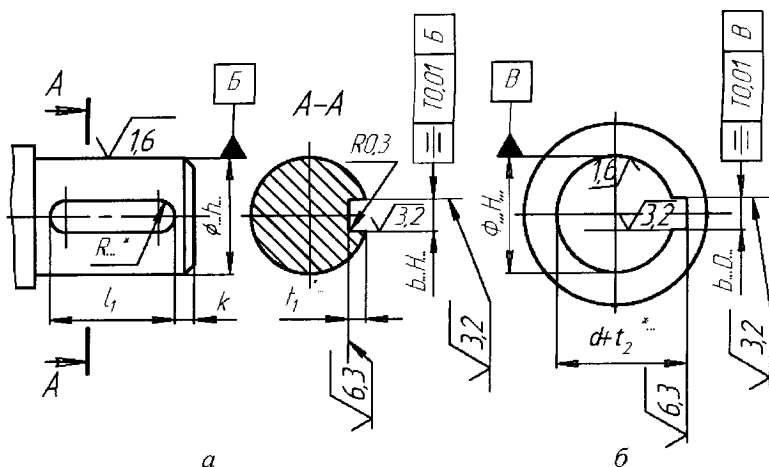


Рис. 2.2.2

Радіус закруглення паза допускається показувати як довідковий розмір (для вибору радіуса фрези). Радіус спряження дна паза з бічними гранями вказують тільки для відповідальних шпонкових з'єднань.

Пази не доводять до торця вала (рис. 2.2.2, *a*) на відстань $k = 3 \dots 5$ мм при $d \leq 30$ мм і $k = 5 \dots 7$ мм при $d \geq 30$ мм. Якщо на ступінчастому валу є кілька шпонкових пазів, то їхні осі рекомендується розміщувати в одній площині.

Граничні відхилення розмірів наносять безпосередньо після номінальних розмірів згідно з ГОСТ 2.307–68. Допуски симетричності розташування шпонкового паза відносно посадочних (базових) циліндричних поверхонь вала (рис. 2.2.2, *a*) і отвору маточини (рис. 2.2.2, *b*) показують відповідно до ГОСТ 2.308–79.

Шорсткість поверхонь вибирають залежно від полів допусків для розмірів шпонкового з'єднання.

Кресленики клинових і сегментних шпонкових з'єднань виконують аналогічно кресленикам призматичних з'єднань з урахуванням конструктивних особливостей цих типів шпонок.

У виконанні креслеників шпонкових з'єднань на поздовжні розрізи усі типи шпонок умовно зображують прямобічними.

2.2.2. Шліцьові (зубчасті) з'єднання

Для з'єднання маточини з валом замість шпонок часто використовують виступи (шліці) на валу, які входять у відповідні впаддини-пази маточини. Таке з'єднання маточини із валом називається шліцьовим, або зубчастим.

Шліцьові з'єднання бувають *нерухомі* для нерухомого закріплення маточини і вала та *рухомі*, що забезпечують можливість осьового переміщення маточини по валу, наприклад, зубчасті колеса коробок передач автомобілів, супортів верстатів тощо.

Переваги шліцьових з'єднань над шпонковими:

1. Можливість передавання більших моментів завдяки значній поверхні контакту з'єднаних деталей та рівномірному розподілу тиску по цій поверхні.

2. Точніше центрування маточини по валу.

3. Кращий напрямок переміщення маточини по валу.

4. Велика міцність вала.

Найпоширеніше в машинобудуванні з'єднання з прямобічною та евольвентною формою профілю зубців.

Прямобічне шліцьове з'єднання (ГОСТ 1139–80)

Шліцьові з'єднання розрізняють за способом центрування отвору маточини відносно шліцьового вала. Способи центрування отвору:

- по зовнішньому діаметру D шліців, радіальний зазор утворюється по внутрішньому діаметру d (рис. 2.2.3, а);
- по внутрішньому діаметру d шліців, радіальний зазор утворюється по зовнішньому діаметру D (див. рис. 2.2.3, б);
- по бічних поверхнях b зубців, радіальні зазори утворюються по обох діаметрах D і d (див. рис. 2.2.3, в).

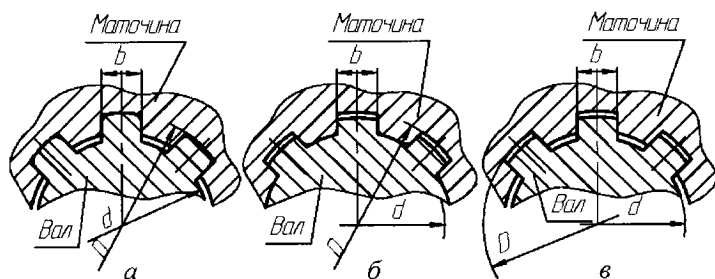


Рис. 2.2.3

Спосіб центрування прямобічних шліцьових з'єднань вибирають виходячи з конструктивних і технологічних міркувань.

Центрування на бічних поверхнях b сприяє найрівномірнішому розподілу тиску на шліці, але не забезпечує точної співвісності маточини та вала. Тому його використовують у передаванні великих моментів, коли до точності центрування не ставлять жорстких вимог, наприклад у шліцьових з'єднаннях карданних валів автомобілів. Центрування за діаметрами D і d точніше (особливо за d), тому ці види з'єднань використовують у тому разі, якщо потрібна висока точність збігу геометричних осей з'єднаних деталей.

За ГОСТ 1139-80 прямобічні шліцьові з'єднання залежно від передаваного навантаження поділяються на легку, середню та важку серії, що різняться висотою і кількістю зубців (дод., табл. Д 2.15).

Таблиця 2.2.8. Поля допусків для шліцьових валів (ГОСТ 1139-80)

Квалітет	Основні відхилення							
	d	e	f	g	h	I_s	k	n
5				$g5$		I_{s5}		
6				$g6$	$(h6)$	I_{s6}		$n6$
7			$f7$		$h7$	I_{s7}	$k7$	
8	$d8$	$e8$	$f8$		$h8$			
9	$(d9)$	$e9$	$f9$		$h9$			
10	$d10$				$(h10)$			

Примітка. В дужки взято поля допусків, які по можливості не слід використовувати.

Поля допусків для центрувальних діаметрів d або D і розміру b наведено в табл. 2.2.8 і 2.2.9, а посадки, що рекомендуються для шліцьових з'єднань за різних способів центрування, — в табл. 2.2.10.

Таблиця 2.2.9. Поля допусків для шліцьових маточин (ГОСТ 1139–80)

Квалітет	Основні відхилення			
	D	F	H	I_s
6			$H6$	
7			$H7$	
8		$F8$	$H8$	
9	$D9$			
10	$D10$	$F10$		I_{s10}

Таблиця 2.2.10. Рекомендовані посадки прямобічних шліцьових з'єднань для центрування по діаметрах (ГОСТ 1139–80)

Поле допуску для маточини	Основне відхилення для вала					
	e	f	g	h	I_s	n
Центрування по d						
$H6$			$\frac{H6}{g5}$		$\frac{H6}{I_s5}$	
$H7$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h5}; \frac{H7}{h7}$	$\frac{H7}{I_s6}; \frac{H7}{I_s7}$	$\frac{H7}{n6}$
$H8$	$\frac{H7}{e8} \left(\frac{H8}{e9} \right)$					
$H7$		$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{I_s6}$	$\frac{H7}{n6}$
$H8$	$\frac{H8}{e8}$			$\frac{H8}{h7}$		

В умовному позначенні на креслениках шліцьового прямобічного з'єднання, вала і маточини мають бути (ГОСТ 1139–80): літера, що позначає поверхню центрування; кількість зубців і номінальні розміри d , D і b з'єднання, вала і маточини; позначення допусків або посадок по діаметрах (d і D) та по ширині b .

Приклади умовного позначення шліцьового прямобічного з'єднання з кількістю зубців $z = 8$, внутрішнім діаметром $d = 36$ мм, зовнішнім діаметром $D = 40$ мм, шириною зубця $b = 7$ мм:

– у разі центрування по внутрішньому діаметру d з посадкою по центрувальному діаметру $\frac{H7}{e8}$ і по ширині зубця $\frac{D9}{f8}$

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8};$$

– у разі центрування по зовнішньому діаметру D з посадкою по центрувальному діаметру $\frac{H8}{h7}$ і по ширині зубця $\frac{F10}{h9}$

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H8}{h7} \times 7 \frac{F10}{h9};$$

– у разі центрування по бічних поверхнях зубців

$$b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h8}.$$

Умовне позначення отвору маточини того самого з'єднання у разі центрування по внутрішньому діаметру

$$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9.$$

Умовне позначення вала того самого з'єднання у разі центрування по зовнішньому діаметру

$$D - 8 \times 36 e8 \times 40 a11 \times 7 h8.$$

Евольвентні шліцьові з'єднання (ГОСТ 6033–80)

Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем зубців, розміщених паралельно осі з'єднання, з кутом профілю 30° порівняно з прямобічними мають такі переваги: вищу міцність на згин та зминання внаслідок потовщення профілю зубця біля основи; вищу точність і технологічність виготовлення завдяки використанню зубонарізних верстатів; краще центрування спряжених деталей. Але зважаючи на те, що протяжки, використовувані для виготовлення евольвентних шліців у маточинах малих і середніх діаметрів занадто дорогі, то шліцьові евольвентні з'єднання застосовують у тому разі, якщо потрібна висока міцність і точність з'єднання.

Вихідний контур і форма зубців шліцьових з'єднань залежно від способу центрування маточини відносно вала показано на рис. 2.2.4.

У евольвентних шліцьових з'єднаннях центрування виконують по зовнішньому діаметру (див. рис. 2.2.4, а) або по бічних поверхнях зубців (див. рис. 2.2.4, б). Допускається також використовувати центрування по внутрішньому діаметру. У разі центрування по бічних поверхнях зубці виконують з плоскою або закругленою формою дна западини.

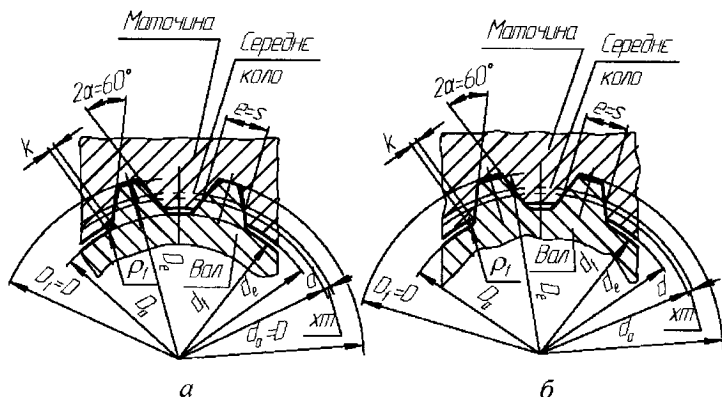


Рис. 2.2.4

Залежності для визначення параметрів евольвентних шліцьових з'єднань (табл. 2.2.11) та значення модулів регламентуються ГОСТ 6033–80. Стандартом встановлено такі модулі евольвентних з'єднань, мм:

1-й ряд — 0,5; 0,8; 1,25; 2; 3; 5; 8;

2-й ряд — 0,6; 1; 1,5; 2,5; 3,5; 4; 6; 10.

При виборі модулів перевагу слід віддавати 1-му ряду.

При centruванні по бічних поверхнях зубців граничні відхилення ширини e западини маточини і товщини s зубця вала відраховують від їх загального номінального розміру на дузі ділильного кола.

Таблиця 2.2.11. Основні залежності для визначення параметрів (див. рис. 2.2.4) евольвентних шліцьових з'єднань (ГОСТ 6033–80)

Параметри	Розрахункова залежність або значення параметрів
Модуль m	—
Кут профілю зубця α	30
Кількість зубців z	—
Діаметр ділильного кола d	$d = mz$
Радіус кривизни перехідної кривої зубця ρ_f	$\rho_{f\min} = 0,15m$
Номінальна ділильна колова товщина $s(e)$ зубця вала (ширина западини маточини)	$s = e = \frac{\pi}{2}m + 2xmtg\alpha$
Номінальний діаметр з'єднання D	$D = mz + 2xm + 1,1m$

Параметри	Розрахункова залежність або значення параметрів
Діаметр кола западин маточини D_f за форми дна: плоскої закругленої	$D_f = D$ $D_{f\min} = D + 0,44 m$
Діаметр кола вершин зубців маточини D_{α} Зміщення вихідного контура xm	$D_{\alpha} = D - 2m$ $xm = 0,5 (D - mz - 1,1m)$
Діаметр кола западин вала d_f за форми дна: плоскої закругленої	$d_{f\max} = D - 2,2 m$ $d_{f\max} = D - 2,76m$
Діаметр кола вершин зубців вала d_{α} у разі центрування: по бічних поверхнях зубців по зовнішньому діаметру	$d_{\alpha} = D - 0,2m$ $d_{\alpha} = D$
Діаметра кола граничних точок: зубця втулки D_1 зубця вала d_1	$D_{1\min} = d_{\alpha} + F_r$ $d_{1\max} = D_{\alpha} - F_r$
Фаска (притуплення) k поздовжньої кромки зубця втулки	$k = 0,15 m$

Примітка. Радіальне биття зубчастого вінця F_r — за ГОСТ 6033–80.

Стандартом встановлено ступені точності елементів з'єднання, які визначають допуски для маточини і вала: 7, 9, 11 — для ширини западини e маточини; 7, 8, 9, 10, 11 — для товщини s зубця вала. Ряди основних відхилень позначаються літерами латинського алфавіту: H — для ширини западини маточини; r , p , n , k , h , g , f , d , c , a — для товщини зубця вала. Поля допусків ширини e западини маточини і товщини s зубця вала, а також посадки по бічних поверхнях зубців наведено в табл. 2.2.12.

Таблиця 2.2.12. Посадки по бічних поверхнях зубців евольвентних шліцьових з'єднань (ГОСТ 6033–80)

Поля допусків ширини e западини маточини	Поля допусків товщини s зубця вала при відхиленні									
	9r	8p	7n	(8k)	7h	(9h)	(9g)	7f	8f	10d
7H	$\frac{7H}{9r}$	$\frac{7H}{8p}$	$\frac{7H}{7n}$	$\frac{7H}{8k}$	$\frac{7H}{7h}$					
9H				$\frac{9H}{8k}$		$\frac{9H}{9h}$	$\frac{9H}{9g}$	$\frac{9H}{7f}$	$\frac{9H}{8f}$	
11H										$\frac{11H}{10d}$

Примітка. Полям допусків, взятим у дужки, слід надавати перевагу для посадок із зазором.

В умовному позначенні на креслениках шліцьових евольвентних з'єднань, валів і маточин (ГОСТ 6033-80) мають бути: номінальний діаметр з'єднання D ; модуль m ; позначення посадки (полів допусків вала і маточини), які розміщують після розмірів центрувальних елементів; позначення стандарту.

Приклади умовних позначень:

— евольвентне шліцьове з'єднання з $D = 40$ мм, $m = 2$ мм у разі центрування по боках зубців та з посадкою $\frac{9H}{9g}$ по бічних поверхнях зубців:

$$40 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ГОСТ 6033-80};$$

— маточини того самого з'єднання — $40 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033-80;
 — вала того самого з'єднання — $40 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033-80;
 — евольвентне шліцьове з'єднання з $D = 40$ мм, $m = 2$ мм у разі центрування по зовнішньому діаметру D_f та з посадкою $\frac{H7}{g6}$ по центрувальному діаметру

$$40 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \text{ГОСТ 6033-80};$$

— маточини того самого з'єднання — $40 \times H7 \times 2$ ГОСТ 6033-80;
 — вала того самого з'єднання — $40 \times g6 \times 2$ ГОСТ 6033-80.

Розрахунок шліцьових з'єднань

Кількість і розміри поперечного перерізу шліців беруть залежно від діаметра вала за відповідним стандартом. Довжина шліців визначається довжиною маточини, а якщо маточина рухома, то за величиною її переміщення. Розрахунок шліцьових з'єднань проводять зазвичай як перевірний. Шліцьові з'єднання розраховують на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_{cp} z h l \psi} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.2.8)$$

де $\sigma_{зм}$ — розраховане напруження зминання на робочих поверхнях шліців (зубців); T — обертальний момент, що передається; $d_{cp} = (d+D)/2$ — середній діаметр шліцьового з'єднання; z — кількість шліців; h — висота поверхні контакту шліців; l — довжина поверхні контакту шліців, яка береться рівною довжині

маточини; ψ — коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження між шліцами ($\psi = 0,7 \dots 0,8$); $[\sigma_{зм}]$ — допустиме напруження на змінання робочих поверхонь шліців.

Розміри діаметра d_{cp} та висоти h знаходять із виразів:

– для прямозубих шліців

$$d_{cp} = 0,5(D+d); h = 0,5(D-d) - 2k; \quad (2.2.9)$$

– для шліців евольвентного профілю із centruванням по стороні s

$$d_{cp} = d = mz; h = m = \frac{d}{z}, \quad (2.2.10)$$

де d — ділильний діаметр; m — модуль зубців;

– для шліців евольвентного профілю із centruванням по діаметру D

$$d_{cp} = d = mz \text{ та } h = 0,9m = \frac{0,9d}{z}. \quad (2.2.11)$$

Допустиме напруження на змінання шліцевого з'єднання за середнього режиму роботи можна взяти: для нерухомого із термічним обробленням шліців $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 140$ МПа та без термічного оброблення $[\sigma_{зм}] = 60 \dots 100$ МПа; для рухомих під навантаженням з термічним обробленням шліців $[\sigma_{зм}] = 10 \dots 20$ МПа; для рухомих з переміщенням без навантаження з термічним обробленням шліців $[\sigma_{зм}] = 30 \dots 60$ МПа та без термічного оброблення шліців $[\sigma_{зм}] = 20 \dots 30$ МПа. У такому режимі роботи значення цих напружень можна збільшити на 20...40 %, а у важкому режимі їх треба знижувати на 30...50 %. Розрахунок прямобічних шліцевих з'єднань регламентований стандартом, яким і потрібно користуватися для точніших розрахунків шліцевих з'єднань.

Умовні зображення зубчастих валів, маточин та їх з'єднань (ГОСТ 2409-74)

Кола і твірні поверхонь виступів на зображеннях зубчастого вала та маточини показують на всьому протязі суцільними товстими (основними) лініями, а кола і твірні поверхонь западин — суцільними тонкими лініями (рис. 2.2.5, 2.2.6). Суцільна тонка лінія поверхні западин на проекції вала на площину, паралельну його осі, повинна перетинати лінію межі фаски. Кола западин у розрізах і перерізах, що перпендикулярні до осі валів і маточин, показують суцільними тонкими лініями.

Ділильні кола і твірні ділильних поверхонь на зображеннях деталей зубчастих з'єднань евольвентного профілю показують штрихпунктирною тонкою лінією (див. рис. 2.2.5, б і 2.2.6, б).

Межу зубчастої поверхні l вала, а також межу між повним профілем l_1 та збігом l_2 зображують суцільною тонкою лінією (див. рис. 2.2.5).

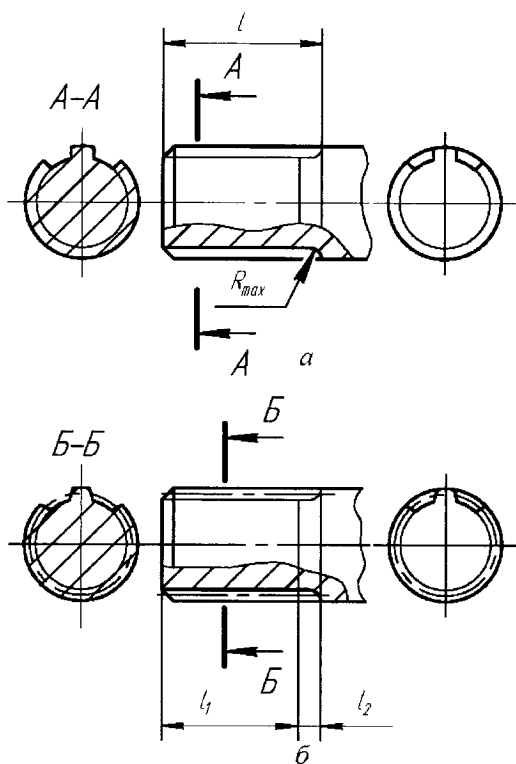


Рис. 2.2.5

На зображеннях, одержаних проєціюванням на площину, перпендикулярну до осі зубчастого вала й отвору, показують профіль одного зубця (виступу) і двох западин без фасок, канавок і закруглень (див. рис. 2.2.5 і 2.2.6). При цьому фаски на кінці вала і в отворі не показують.

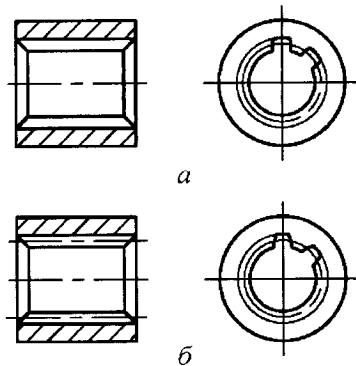


Рис. 2.2.6

Якщо січна площина проходить через вісь зубчастого з'єднання, то в його зображенні на розрізі показують тільки ту частину поверхні виступів отвору, яка не закрита валом (рис. 2.2.7). Радіальний зазор між зубцями й западинами вала й отвору не показують.

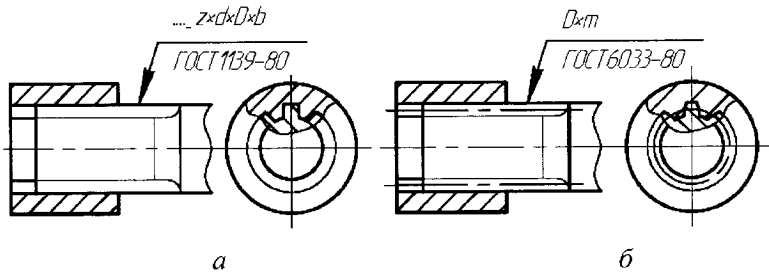


Рис. 2.2.7

На складальних креслениках допускається давати умовне позначення зубчастого з'єднання за відповідним стандартом чи іншим нормативно-технологічним документом. Умовне позначення ставлять на полиці лінії-виноски, проведеної від зовнішнього діаметра вала до прямобічного (див. рис. 2.2.7, а) та евольвентного (див. рис. 2.2.7, б) шліцьових з'єднань.

Виконання креслеників зубчастих валів і отворів (ГОСТ 2.409-74)

На рис. 2.2.8 показано приклад кресленика зубчастого вала з прямобічним профілем зубців. На зображенні вала, отриманого

проеціюванням на площину, паралельну осі, показують довжину l_1 зубців повного профілю до збігу.

Залежно від технології виготовлення та способу контролю параметрів допускається показувати ще один з розмірів: радіус R_ϕ інструмента — фрези (рис. 2.2.8), повну довжину l зубців або довжину l_2 збігу (див. рис. 2.2.5).

Приклад оформлення кресленика зубчастої маточини з прямобічним профілем зубців показано на рис. 2.2.9. Кресленики зубчастих валів і маточин евольвентного профілю виконуються аналогічно кресленикам прямобічних з'єднань.

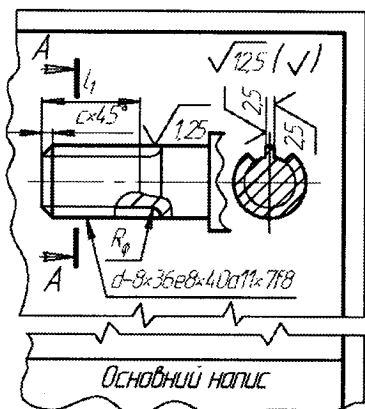


Рис. 2.2.8

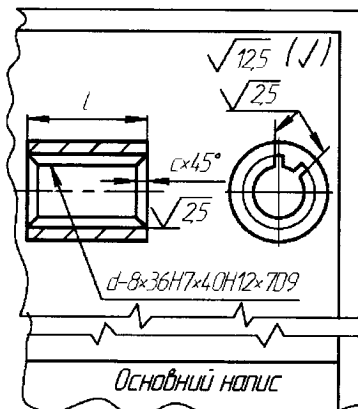


Рис. 2.2.9

Вибираючи параметр шорсткості поверхонь деталей зубчастих з'єднань, перевагу слід віддавати параметру R_a , який інформативніше, ніж R_z , характеризує нерівності профілю, оскільки визначається за досить великою кількістю контрольних точок профілю. Рекомендовані значення параметра шорсткості R_a для деталей зубчастих (шліцьових) з'єднань наведено в табл. 2.2.13.

Таблиця 2.2.13. Рекомендована шорсткість R_a , мкм, поверхонь деталей зубчастих (шліцьових) з'єднань

Характер з'єднання	Западина отвору	Зубець вала	Центрувальні поверхні		Нецентрувальні поверхні	
			Маточина	Вал	Маточина	Вал
Рухоме	2,5...0,63	2,5...0,63	1,25...0,32	1,25...0,32	5,0...1,25	5,0...0,63
Нерухоме	1,25...0,32	0,63...0,16	1,25...0,32	0,63...0,16	2,5...1,25	2,5...0,63

2.2.3. Штифтові з'єднання

Штифти — це стрижні круглого або фасонного перерізу. Вони призначаються для точного взаємного фіксування деталей (наприклад кришки відносно корпусу варіатора), а також для передавання невеликих навантажень (наприклад у системі «зубчасте колесо-вал»). У деяких випадках штифти використовують як запобіжні засоби: зрізаючись під час перевантаження, вони запобігають руйнуванню з'єднаних деталей.

В отворах штифти утримуються силою тертя, яка створюється у процесі монтажу з'єднання з натягом або внаслідок розклепування кінців штифта.

За конструкцією штифти бувають циліндричні (рис. 2.2.10, а), конічні (рис. 2.2.10, б) та насічні, що мають насічені або видавлені поздовжні канавки (рис. 2.2.10, в).

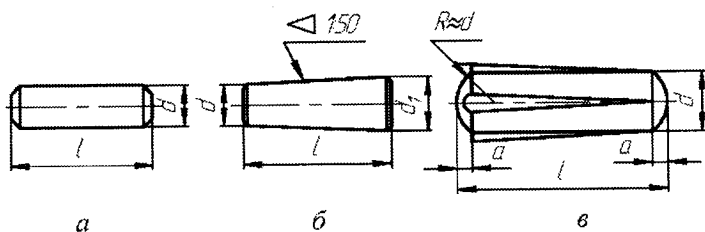


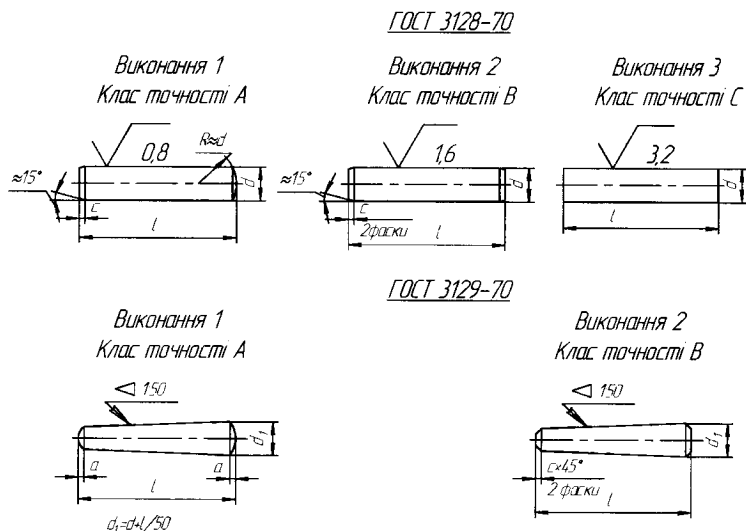
Рис. 2.2.10

Циліндричні штифти ставляться в отвір із натягом і утримуються від випадання силами тертя. Ці штифти прості у виготовленні і дешеві, але мають такий недолік: у разі розбирань і повторних складань ослаблюється посадка в отворі.

Конічні штифти виконуються із конусністю 1:50, що забезпечує надійність самогальмування і точніше базування деталей. Конічні штифти можуть бути поставлені в той самий отвір кілька разів без зменшення якості з'єднання, але вони самі і отвори для них технологічно складніші та мають вищу собівартість, ніж з'єднання циліндричними штифтами.

Конструкція, тип виконання і розміри циліндричних і конічних штифтів обумовлені відповідними стандартами (табл. 2.2.14).

Таблиця 2.2.14. Розміри, мм, штифтів циліндричних (ГОСТ 3128-70) та конічних (ГОСТ 3129-70)



d	α	c ≈		d	α	c ≈	
		ГОСТ 3128-70	ГОСТ 3129-70			ГОСТ 3128-70	ГОСТ 3129-70
0,6	0,08	0,12	0,1	6	0,8	1,2	1,0
0,8	0,10	0,16	0,1	8	1,0	1,6	1,2
1	0,12	0,20	0,2	10	1,2	2,0	1,6
1,2	0,16	0,25	0,2	12	1,6	2,5	1,6
1,5	0,20	0,30	0,3	16	2,0	3,0	2,0
1,6	0,20	0,30	0,3	20	2,05	3,05	2,5
2	0,25	0,35	0,3	25	3,0	4,0	3,0
2,5	0,30	0,40	0,5	30	4,0	5,0	4,0
3	0,40	0,50	0,5	32	4,0	5,0	4,0
4	0,50	0,53	0,6	40	5,0	6,3	5,0
5	0,63	0,80	0,8	50	6,3	8,0	6,3

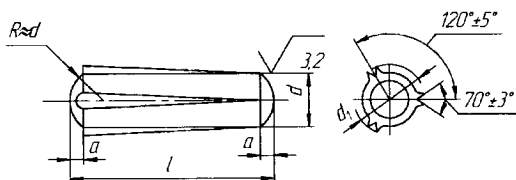
Примітка. Довжину штифтів l слід вибирати з ряду 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200; 250; 280 мм. Згідно з ГОСТ 3128-70 передбачено також довжину 2,5 і 3 мм.

Насічні штифти застосовуються тільки для скріплення, яким не потрібне точне фіксування взаємного положення. У порівнянні з циліндричними та конічними штифтами вони не потребують розверчення отворів і більше захищені від випадання

із отворів з'єднуваних деталей. Ці штифти допускають багаторазове розбирання та складання з'єднань.

Конструкцію та розміри циліндричних штифтів з конічною насічкою за ГОСТ 10773–80 наведено в табл. 2.2.15.

Таблиця 2.2.15. Розміри, мм, циліндричних штифтів з конічними насічками (ГОСТ 10773-80)



d	1,6	2,0	2,05	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
d_1 не менше	1,8	2,25	2,75	3,35	4,40	5,40	6,40	8,45	10,50	12,55	16,70
$a \approx$	0,3		0,5		0,6	0,8	1,0	1,02	1,6		2,0
Діапазон стандартних довжин	4... ...20	4... ...30	5... ...30	6... ...40	8...60		10... ...80	12... ...100	14... ...120	16... ...120	30... ...120

Примітки. 1. Ряд довжин l штифтів: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, 110, 120 мм....2. Граничні відхилення розмірів штифтів: діаметра d до 3 мм — по $h9$, вище 3 мм — по $h11$, діаметра d_1 , описаної окружності насічки — по $h13$, довжини l — по j_8 .

Приклади умовних позначень штифтів:

1) штифт циліндричний виконання 1 з розмірами $d = 12$ мм, $l = 70$ мм, без покриття:

– штифт 12×70 ГОСТ 3128–70;

те саме, виконання 2, $l = 60$ мм:

– штифт 2.12×60 ГОСТ 3128–70;

те саме, виконання 3, $l = 45$ мм:

– штифт 3.12×45 ГОСТ 3128–70;

2) штифт конічний виконання 1 з розмірами $d = 6$ мм, $l = 30$ мм, без покриття:

– штифт 6×30 ГОСТ 3129–70;

3) штифт циліндричний насічний з розмірами $d = 8$ мм, $l = 55$ мм, без покриття:

– штифт 8×55 ГОСТ 10773–80;

те саме, $l = 40$ мм, з хімічним оксидним покриттям:

– штифт 8×40 Хим.Окс. ГОСТ 10773–80.

Штифти виготовляють із сталі Ст4, Ст5, Сталь 35, Сталь 40, Сталь 45. Просічні штифти рекомендується виготовляти із пружинної сталі (сталь 65Г).

Розрахунок на міцність штифтового з'єднання розглянемо на прикладі з'єднання типу «вал-маточина» із циліндричним штифтом (рис. 2.2.11).

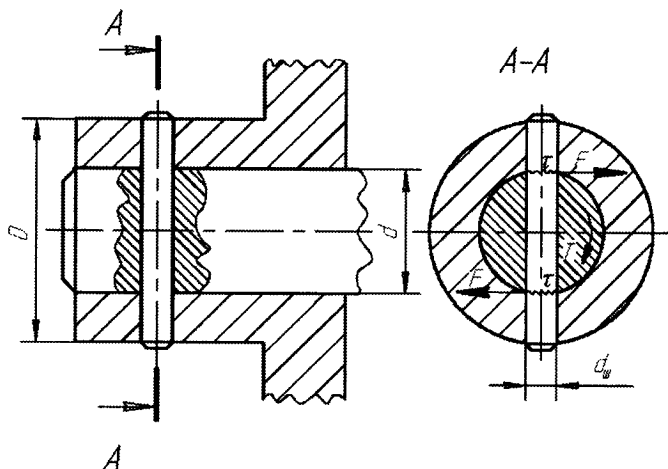


Рис. 2.2.11

За характером навантаження штифтове з'єднання працює на *зріз і зминання*. Умова міцності під дією на штифт сили F , перпендикулярної до його осі:

$$\text{— на зріз} \quad \tau_{зр} = \frac{F}{zA_з} \leq [\tau_{зр}]; \quad (2.2.12)$$

$$\text{— на зминання} \quad \delta_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\delta_{зм}], \quad (2.2.13)$$

де z — кількість площин зрізу; $A_з = \pi d_{ш}^2 / 4$ — площа перерізу штифта на зрізі; $A_{зм} = d_{ш} (D - d)$ — площа поверхні зминання; $[\tau_{зр}]$, $[\sigma_{зм}]$ — допустимі напруження відповідно на зріз та зминання матеріалу штифта.

Діаметр штифтів беруть конструктивно залежно від габаритів і маси з'єднуваних деталей.

2.2.4. Напрями конструктивного підвищення довговічності нарізних і шпонкових з'єднань

У нарізних і шпонкових з'єднаннях з використанням стандартизованих елементів за навантажень, особливо змінних (вібраційних та ударних), виникає концентрація напружень у граничних зонах контакту. Наявність концентраторів напружень на контактних поверхнях деталей зменшує їх утомну міцність і відповідно довговічність з'єднання. Із літературних джерел, наприклад [3], відомі рекомендації щодо компенсації концентрації напружень у нарізних з'єднаннях розробленням нових конструктивних схем деталей, що забезпечують підвищення їх демпфувальних властивостей.

Конструктивні схеми нарізних з'єднань із підвищеними демпфувальними властивостями

Як відомо, найнавантаженішими є крайні витки нарізного з'єднання з боку підведення навантаження від піддатливішої деталі (болта, шпильки, гвинта). Схему розподілу навантаження P між витками нарізі за дослідженням М.Є. Жуковського [6] показано на рис. 2.2.12.

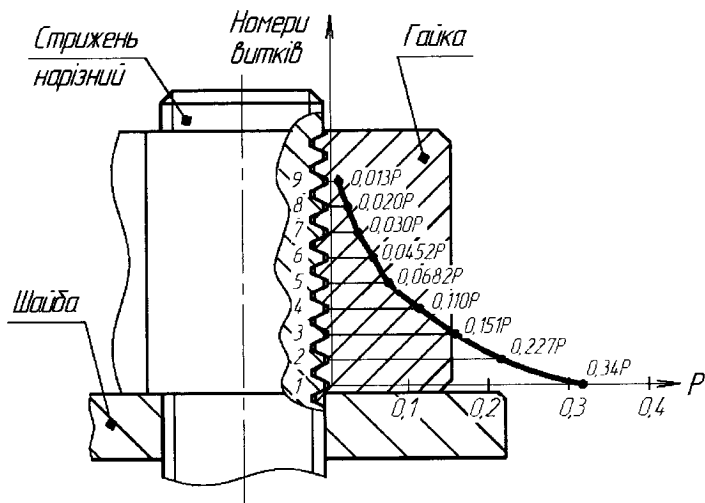


Рис. 2.2.12

Із розподілу навантаження між витками нарізі видно, що нарізний стрижень є піддатливішою деталлю, ніж гайка. Тому незалежно від характеру навантаження P -розтягнення або стиснення, найбільший тиск припадає на крайні витки нарізі.

На наведену схему розподілу навантаження між витками нарізного з'єднання по його довжині впливає підвищений кромковий опір будь-якої деталі зміні її форми під дією навантаження: розтягнення, стиснення, згинання або кручення.

Для зниження високого кромкового тиску від передаваного навантаження та перерозподілу його по довжині з'єднання і таким чином підвищення його довговічності треба створити таку конструкцію нарізного з'єднання, щоб вона повністю або частково задовольняла способи створення демпфівувальних конструкцій.

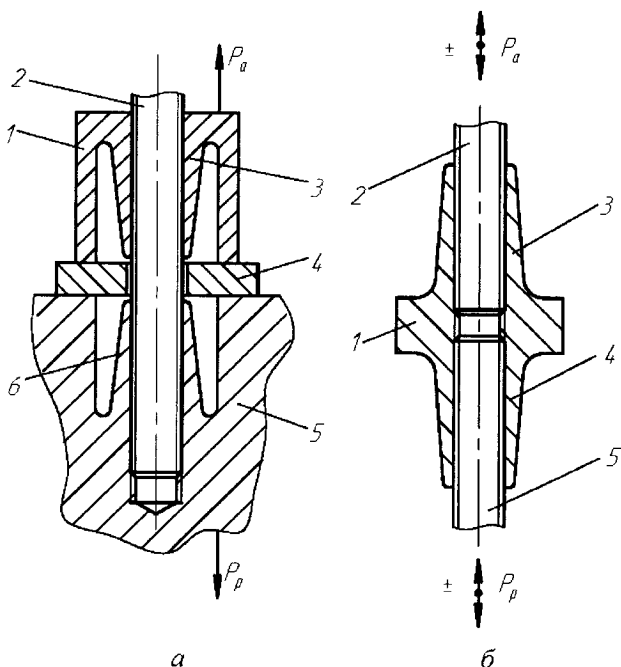


Рис. 2.2.13

Одним із ефективних способів підвищення демпфівувальних властивостей нарізних з'єднань, в основу якого покладено

розподіл навантаження між витками гайки, є зменшення її жорсткості вздовж осі нарізі введенням у конструкцію гайки хвостовика із плавно змінною площею перерізу в напрямку осі. Схеми навантаження нарізного з'єднання, в яких такий спосіб демпфірування буде раціональним, показано на рис. 2.2.13.

На рис. 2.2.13, а показано схему навантаження активним (P_a) і реактивним (P_p) зусиллями розтягу нарізного з'єднання, утвореного гайкою 1, нарізним стрижнем 2, корпусом 5 і шайбою 4. Забезпечення гайки та корпусу демпфірувальними хвостовиками 3 та 6 заниженої змінної жорсткості дає можливість рівномірніше розподілити навантаження вздовж витків нарізі гайки і корпусу і відповідно значно зменшити концентрацію напружень у зонах контакту елементів з'єднання.

У разі прикладання до загальної гайки 1 знакозмінного навантаження $\pm P_a$ та $\pm P_p$ від двох нарізних стрижнів 2 та 5 рівномірний розподіл навантаження вздовж витків нарізі гайки забезпечується двома демпфірувальними хвостовиками 3 та 4 гайки, спрямованими в протилежні боки (рис. 2.2.13, б).

Розглянемо конструктивну схему болтового з'єднання деталей, що має підвищені демпфірувальні властивості і навантажено зусиллями розтягнення P_a, P_p (рис. 2.2.14).

У цій схемі застосовано спосіб демпфірування, показаний на рис. 2.2.13, а. На з'єднуваних деталях 1 і 2 з боку зони контакту навколо отворів діаметром d під стрижень болта 3 виконані канавки у вигляді кільцевих порожнин K . Глибина порожнини l вибирається залежно від товщини H деталі і дорівнює $l = (0,3 \dots 0,8)H$. Зовнішня поверхня хвостовиків з боку кільцевих порожнин утворена плавною кривою S з угнутістю у бік отвору d , при цьому початкова товщина h_0 хвостовика дорівнює $h_0 = (0,05 \dots 0,2)d$.

За силового контакту з'єднуваних деталей, що створюється болтом 3, шайбою 4 і гайкою 5, між торцями протилежних хвостовиків передбачено обов'язковий осьовий зазор δ . Він дає можливість уникнути контактної тиску на торцях хвостовиків і появи тріщин від утомленості.

За умови дії динамічного навантаження вісь стрижня болта пружно згинається разом із хвостовиком за кривою i , що забезпечує гасіння її ударної дії і знижує піки високих напружень, а це дає змогу підвищити довговічність болтового з'єднання. При цьому стрижень болта працює не на зріз, а на згин, що уможливорює допустимі напруження в ньому розглядати як від сил згину і відповідно підвищити їх на 20...30 %.

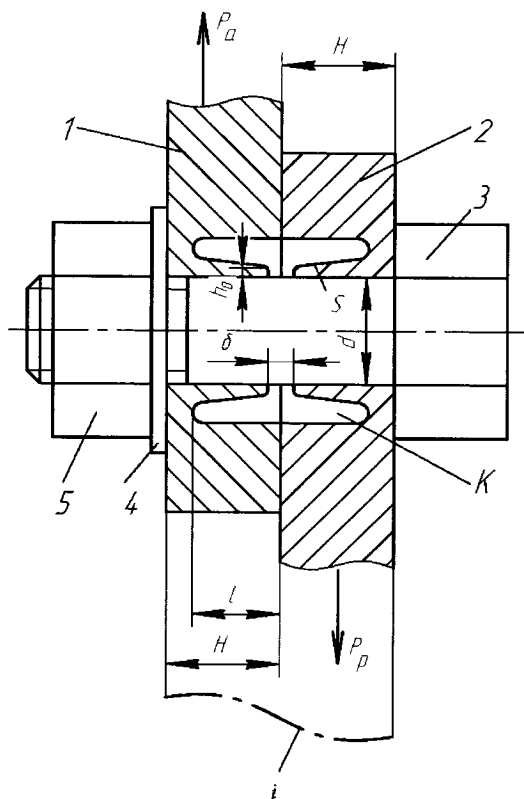


Рис. 2.2.14

Нові конструкції шпонок змінної жорсткості

Відомі шпонкові з'єднання, утворені стандартизованими призматичними, сегментними та клиновими шпонками з поперечним перерізом у формі прямокутника, мають велику жорсткість. А це призводить до того, що обертальний момент від вала до маточини чи навпаки передається миттєво, тобто виникають значні ударні навантаження у з'єднанні. Таке явище негативно впливає на довговічність деталей з'єднання і часто призводить до руйнування шпонкових пазів вала і маточини.

При передаванні великих обертальних моментів вали закручуються на деякий кут, а наявність жорсткого зв'язку між

валом і маточиною (відсутність можливості демпфірування) підвищує контактні напруження, що значно знижує *межу контактної витривалості* і відповідно довговічність передачі та з'єднання.

Прагнення позбутися зазначених недоліків жорстких шпонок з'єднань призвело до створення нових конструкцій шпонок змінної жорсткості: напівпружних, пружних і запобіжних [7].

Напівпружні призматичні шпонки мають кілька конструктивних виконань: з круговими отворами різного діаметра на неробочих гранях (рис. 2.2.15, *а*), з круговими отворами та прямолінійними вирізами на торцях (рис. 2.2.15, *б*), з клиновими вирізами на торцях (рис. 2.2.15, *в*).

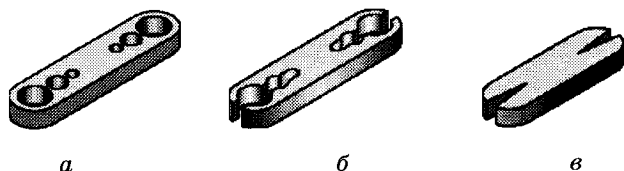


Рис. 2.2.15

Такі конструкції шпонок дають можливість зменшити жорсткість з'єднання в зоні «маточина-вал», розподіляти рівномірно тиск по довжині маточини та знижувати пік навантажень на валу.

Пружні призматичні шпонки характеризуються наявністю порожнистої серединної зони різної форми та збірною конструкцією (рис. 2.2.16).

На рис. 2.2.16, *а* показано призматичну шпонку із скругленими торцями і такою самою за формою порожнистою зоною.

У шпонковому з'єднанні між боковими гранями шпонок пазів із пружною шпонкою зазорів немає.

У пружної шпонки, показаної на рис. 2.2.16, *б*, порожниста зона утворена круговими отворами, концентричними скругленими торцями, з'єднаними прямолінійним вирізом по поздовжній осі симетрії.

Пружна шпонка збірної конструкції має два поздовжніх бруска і дві дугоподібні пружини. В торцях брусків виконано шліци, в які встановлено і зафіксовано кінці дугоподібних пружин (рис. 2.2.16, *в*).

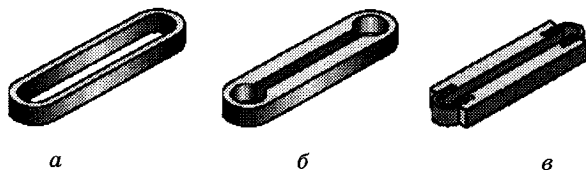


Рис. 2.2.16

Запобіжні шпонки обмеженого крутного моменту, розроблені на базі конструкції напівпружної, пружної порожнистої та збірної шпонок, показано на рис. 2.2.17.

Напівпружна запобіжна шпонка (рис. 2.2.17, а) складається із двох поздовжніх частин, розміри яких відповідають довжині, ширині і половині висоти аналогічної призматичної напівпружної шпонки за рис. 2.2.15, в, що з'єднані між собою по осі штифтами.

Пружна запобіжна шпонка (рис. 2.2.17, б) складається із двох поздовжніх частин, розміри яких відповідають довжині, ширині та половині висоти аналогічної пружної шпонки за рис. 2.2.16, б, що з'єднані між собою двома рядами штифтів.

Пружна запобіжна шпонка збірної конструкції (рис. 2.2.17, в) складається із двох подібних частин за рис. 2.2.16, в, з'єднаних між собою штифтами, а кожна дугоподібна пружина теж складається із двох подібних частин.

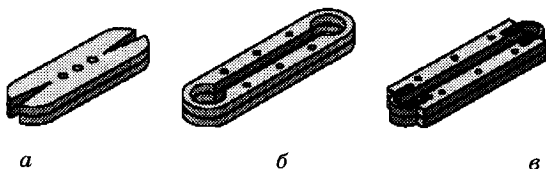


Рис. 2.2.17

Наведені в цьому підпараграфі дані щодо напрямів підвищення довговічності нарізних з'єднань ґрунтуються на авторських свідоцтвах, патентах і спеціальній технічній літературі (монографіях, статтях) і мають в основному інформаційний характер. Але, незважаючи на це, у авторів було прагнення зорієнтувати студентів та інженерних працівників на подальше удосконалення конструкції елементів широкого класу нарізних і шпонкових з'єднань, дослідження і розроблення методів їхнього розрахунку.

Запитання для самоконтролю

1. Призначення шпонкових і шліцьових з'єднань.
2. Класифікація шпонкових з'єднань залежно від характеру навантаження.
3. Конструкції напружених шпонкових з'єднань. Порівняльна характеристика.
4. Конструкції шпонок для утворення ненапружених шпонкових з'єднань.
5. Недоліки шпонкових з'єднань.
6. Можливі пошкодження призматичної шпонки. Умови міцності.
7. Розрахунок сегментних шпонок.
8. Конструкції шліцьових з'єднань за призначенням і за формою профілю шліців.
9. Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими.
10. Способи центрування шліцьових з'єднань. Вибір і перевірка міцності шліцьових з'єднань.
11. Призначення штифтових з'єднань. Конструкції і матеріали штифтів.
12. Умова міцності штифта у разі дії на нього сили, перпендикулярної до його осі.
13. Конструктивні способи підвищення рівномірності розподілу осьового навантаження між витками гайки нарізних з'єднань.
14. Призначення шпонок змінної жорсткості. Особливості конструктивного виконання шпонок змінної жорсткості.

2.3. З'ЄДНАННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ОПОР ВАЛІВ ТА ОСЕЙ

2.3.1. Вали та осі. Конструктивні елементи

Зубчасті колеса, шків, зірочки та інші обертові деталі машин встановлюють на валах або осях.

Вал — деталь, призначена для підтримання встановлених на ній елементів машин обертального руху і для передавання їм обертального моменту.

Вісь — деталь, що тільки підтримує обертальні елементи машин, не передаючи їм обертального моменту. В машинах осі можуть бути нерухомими або ж обертатися разом з насадженими на них деталями.

Існують деякі види валів, наприклад гнучкі дротяні та торсіонні, які не підтримують деталей, а лише передають крутний момент.

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

Вали за формою геометричної осі можуть бути *прямо-лінійними* або *колінчастими*. Колінчасті вали використовують у двигунах внутрішнього згорання, поршневих помпах та ін. Гнучкі і колінчасті вали належать до спеціальних деталей і в цьому посібнику не розглядаються.

Розглянемо вали опор передач, серед яких найпоширеніші прямолінійні вали. За конструкцією вони можуть бути гладкими постійного діаметра (рис. 2.3.1, *а*) або ступінчастими (рис. 2.3.1, *б*) із нарізаними на них зубчастими вінцями та шліцами (рис. 2.3.1, *в*).

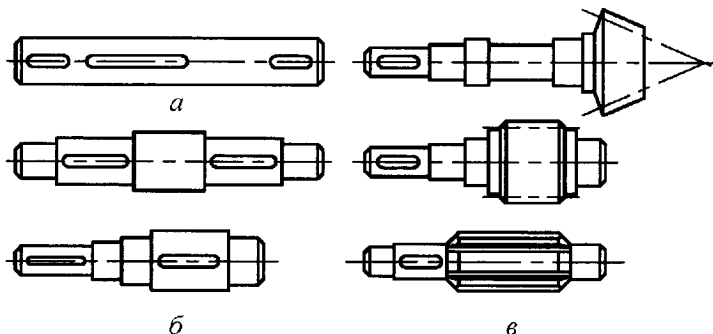


Рис. 2.3.1

Ступінчасті вали дають змогу простіше здійснити різні посадки деталей на окремих ділянках, забезпечують створення упорів і буртиків для осьової фіксації встановлених на валах деталей.

За видом поперечного перерізу вали можуть бути *суцільними* або *порожністими*, а за контуром перерізу гладкими циліндричними із шпонковими пазами або шліцьовими (рис. 2.3.2).

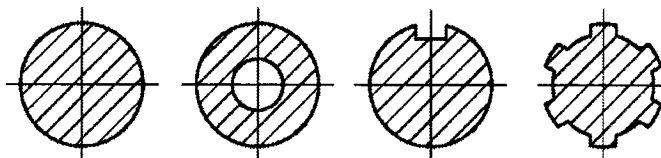


Рис. 2.3.2

На схемі опори (рис. 2.3.3) зображено прямолінійний ступінчастий вал 1, на якому зафіксовано маточину зубчастого колеса 2 з допомогою шпонки 3.

Ділянки вала, що лежать у підшипниках 4 опор, називають цапфами. Вони поділяються на шипи, шийки і п'яти.

Шипом називається цапфа 9, яка розміщена на кінці вала або осі і передає переважно радіальне навантаження.

Шийкою називається цапфа 8, розміщена в середній частині вала.

Шипи і шийки можуть бути циліндричними, конічними і сферичними. Здебільшого застосовують циліндричні цапфи.

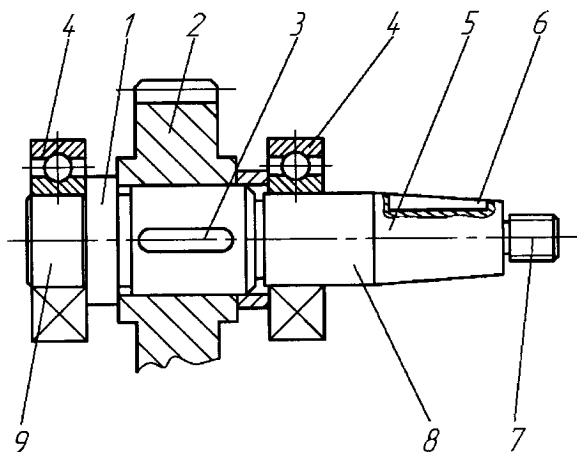


Рис. 2.3.3

П'ятою називають цапфу, що передає осьове навантаження. Опорами для п'ят служать під'ятники. П'яти за формою можуть бути суцільними циліндричними (рис. 2.3.4, а), конічними (рис. 2.3.4, б) та кільцевими (рис. 2.3.4, в).

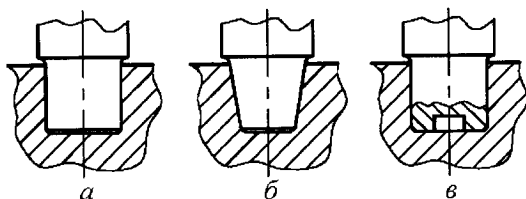


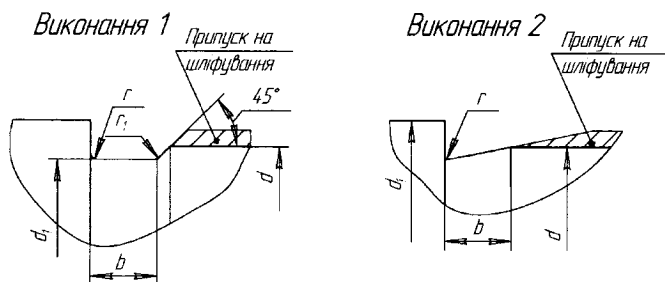
Рис. 2.3.4

Посадочні поверхні валів і осей під маточини насаджуваних деталей виконують циліндричними, рідше — конічними. Для пресових посадок діаметр цих поверхонь беруть приблизно на 5 % більший за діаметр сусідніх ділянок для зручності пресування, а розміри вхідних фасок — залежно від пресових посадок. Діаметри посадочних поверхонь вибирають з ряду нормальних лінійних розмірів (дод., табл. Д 1.1), а діаметри під підшипники кочення — відповідно до ГОСТ на підшипники.

Шорсткість посадочних поверхонь у місцях встановлювання підшипника на валу і у корпусі повинна бути $Ra = 0,4...1,6$ мкм і відповідати ГОСТ 2789–83. Таку шорсткість доцільно отримувати шліфуванням. Для виходу шліфувальних кругів виконують кільцеву канавку. Канавки на валах призводять до підвищеної концентрації напружень і знижують міцність валів за змінних напружень. Тому канавки найчастіше виконують на валах, діаметри яких визначаються за умовами жорсткості. Такими є вали редукторів, коробок передач та ін.

Канавку для виходу шліфувального круга виконують на одній з перехідних ділянок між двома ступенями вала, яка є посадочною поверхнею для підшипника (табл. 2.3.1).

Таблиця 2.3.1. Форма і розміри канавок для виходу шліфувального круга (ГОСТ 8820–69), мм



d	b для виконання 1, 2	r	r_1	d_1
< 10	1,0	0,3	0,2	$d - 0,3$
	1,6	0,5	0,3	$d - 0,3$
	2,0	0,5	0,3	$d - 0,5$
Від 10 до 50	3,0	1,0	0,5	$d - 0,5$
≥ 50 до 100	5,0	1,6	0,5	$d - 1,0$
Понад 100	8,0	2,0	1,0	$d - 1,0$
	10,0	3,0	1,0	$d - 1,0$

Примітки: 1. Для шліфування на одній деталі поверхонь різних діаметрів рекомендується застосовувати канавки одного розміру. 2. За ширини канавки $b \leq 2$ мм дозволяється застосовувати її закруглення з обох боків радіусом r .

Меншою концентрацією напружень характеризується галтель, що є поверхнею плавного переходу від меншого діаметра вала до більшого. Для надійного спряження посадочних поверхонь вала і маточини радіус R галтелі вибирають менший за радіус R_1 закруглення або розмір c_1 фаски внутрішньої поверхні маточини (табл. 2.3.2). З цією ж метою вхідну фаску c на валу беруть меншою за вхідну фаску c_1 спряженої поверхні маточини.

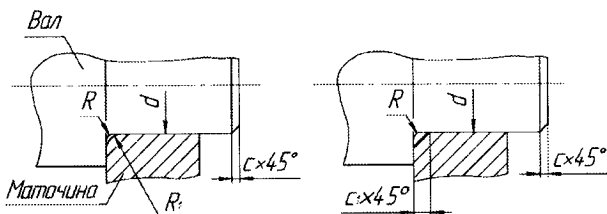
Операція шліфування галтелі надто складна, тому таку форму перехідної поверхні застосовують, як правило, тільки для високонапружених валів.

Для поліпшення центрування і надійнішого осевого кріплення маточин деталей, що насаджуються на вал (див. рис. 2.3.3), наприклад напівмуфт приводів, вихідні кінці валів (поз. 5) виконують конічними з конусністю 1:10.

Вихідні циліндричні та конічні кінці валів закінчуються різьбовими цапфами (поз. 7) або отворами для торцевого кріплення маточин і мають розміри, наведені в дод., табл. Д 2.16, Д 2.17.

У разі складання з'єднання в парі «вал–маточина» утворюється натяг за рахунок осевого зміщення маточини деталі відносно вала з допомогою кріпильних деталей (болтів, гвинтів і гайок). Кінцеві конічні ділянки валів зручні для змінних деталей, що потребують частого розбирання. Як правило, на конічних ділянках валів (див. рис. 2.3.3) шпонкові пази (поз. 6) розміщують паралельно осі вала, а для діаметрів $D > 220$ мм — паралельно твірній конуса. У разі розміщення паза паралельно осі вала його розміри контролюють у середньому перерізі робочої ділянки конуса.

Таблиця 2.3.2. Радіуси галтелей і фасок для деталей, спряжених по діаметру d вала і маточини, мм



d	$R; c$	$R_1; c_1$	d	$R; c$	$R_1; c_1$
Від 3 до 6	0,4	0,6	Від 68 до 100	3	4
> 6 до 10	0,6	1	> 100 до 150	4	5
> 10 до 18	1	1,6	> 150 до 200	5	6
> 18 до 28	1,6	2	> 200 до 250	6	8
> 28 до 46	2	2,5	> 250 до 300	8	10
> 46 до 68	2,5	3			

Згідно з технічними умовами на виготовлення осей і валів їх обробляють зазвичай у центрах. Для цього на торцях кінцевих ділянок валів і осей передбачено центрові отвори, розміри яких регламентовано ГОСТ 14034–74. Центрові отвори виконують функції технологічних баз, які дають можливість підвищити точність і зменшити трудомісткість оброблення співвісних ступінчастих поверхонь валів.

У разі, якщо після оброблення вала потреба в центрових отворах відпадає, застосовують отвори форми *A* (дод., табл. Д 2.18). Якщо центрові отвори використовують як базу для багаторазового використання і вони зберігаються в готових деталях, то використовують отвори форми *B*. За умови підвищеної точності обробки застосовують отвори форми *R* (дод., табл. Д 2.19).

Загальні рекомендації щодо вибору шорсткості поверхонь різних ділянок осей і валів наведено в табл. 2.3.3.

Таблиця 2.3.3. Рекомендовані значення параметра шорсткості R_a для посадочних поверхонь осей і валів, мкм

Поверхня		Параметр R_a		
Для посадки маточини змінних деталей	Квалітет	Діаметр вала, мм		
		до 50	понад 50 до 500	
	5	0,2	0,4	
	6	0,4	0,8	
	7	0,4–0,8	0,8–1,6	
8	0,8	1,6		
Для посадки маточини деталей пресового з'єднання	Квалітет	Діаметр вала, мм		
		до 50	понад 50 до 120	понад 120
	5	0,1–0,2	0,4	0,4
	6–7	0,4	0,8	1,6
	8	0,8	1,6	1,6
Для посадки підшипників кочення	Клас точності підшипника	Діаметр вала, мм		
		до 80	понад 80	
	0	1,25	2,5	
	6 і 5	0,63	1,25	
4	0,32	0,63		
Під ущільнення	Тип ущільнення	Швидкість, м/с		
		до 3	3	понад 5
	Гумове, повстяне, лабіринтне	0,8–1,6	0,4–0,8	0,2–0,4
		0,8–1,6 3,2–6,3	–	

Матеріали валів і осей повинні бути міцними, добре оброблятися і мати високий модуль пружності. Прямолінійні вали й

осі виготовляють переважно з вуглецевих і легованих сталей (прокат, поковки і рідше — сталеве литво).

Для валів і осей без термічного оброблення застосовують сталі 35 і 40, Ст5, Ст6, 30ХНЗА, з термічним обробленням — сталі 45, 50, 40Х, 40ХН та ін. Швидкохідні вали, що працюють у підшипниках ковзання, виготовляють зі сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфи цих валів цементують для підвищення зносостійкості.

Вали й осі обробляють на токарних верстатах з подальшим шліфуванням цапфи і посадочних поверхонь.

Невідповідальні малонавантажені конструкції валів і осей виготовляють із вуглецевої сталі без термічного оброблення.

Для виготовлення валів і осей використовують круглий сортамент (прокат) за діаметра вала, що не перевищує 200 мм, а за діаметра вала понад 200 мм — ковани заготовки.

2.3.2. Загальні відомості, класифікація та вибір підшипників кочення

Широке використання підшипників кочення для опор різних обертових деталей зумовлене деякими їхніми перевагами у порівнянні з іншими видами опор:

– малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,99);

– висока несуча здатність;

– малі габаритні розміри в осьовому напрямку;

– незначні витрати мастильних матеріалів;

– невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів і осей, що розміщуються у підшипниках кочення.

До недоліків підшипників кочення належать:

– значні діаметральні габаритні розміри, що утруднює застосування їх за малих відстаней між осями валів;

– обмежений строк служби, особливо за великих навантажень і швидкостей;

– низька працездатність під дією вібраційних та ударних навантажень.

За формою тіл кочення підшипники поділяються на *кулькові* та *роликові*; за напрямком сприйняття навантаження — на *радіальні*, *упорні*, *радіально-упорні*, *упорно-радіальні*; за кількістю рядів тіл кочення — *одно-*, *дво-* та *чотирирядні*.

Конструкції деяких основних типів підшипників кочення наведено у табл.2.3.4. *Кулькові* підшипники ліпше працюють

за підвищених швидкостей обертання і менш чутливі до перекосів. Роликові підшипники мають вищу вантажопідйомність (приблизно на 70 – 100 %) порівняно з кульковими.

Радіальні кулькові підшипники найпростіші і найдешевші. Вони припускають невеликі перекоси вала (до $1/4^\circ$) і можуть сприймати осьові навантаження. Ці підшипники дуже поширені в різних галузях машинобудування.

Радіальні роликові підшипники завдяки збільшеній контактній поверхні припускають значно більші радіальні навантаження, ніж кулькові. Але вони не сприймають осьові навантаження й погано працюють у разі перекосів вала. В роликових циліндричних і конічних підшипниках з комбінованими (бочкоподібними) роликами концентрація навантаження від неминучого перекосу вала суттєво зменшується.

Упорні підшипники сприймають тільки осьове навантаження і незадовільно працюють навіть за незначних перекосів осі вала.

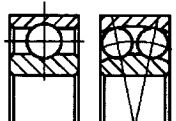
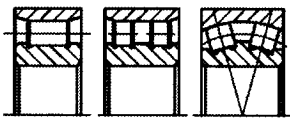
Радіально-упорні підшипники сприймають значні радіальні та осьові навантаження.

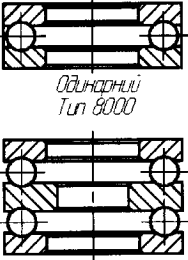

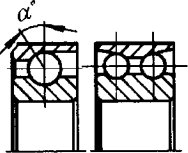
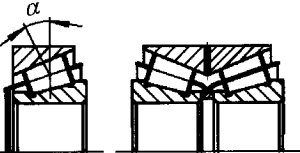
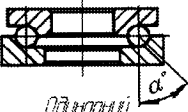

Упорно-радіальні підшипники здатні сприймати значне осьове і незначне радіальне навантаження.

За навантажувальною здатністю (або габаритами) підшипники поділяються на сім серій діаметрів і ширини: надлегка, особливо легка, легка, легка широка, середня, середня широка і важка; за класами точності — 0 (нормальний), 6 (підвищений), 5 (високий), 4 (особливо високий), 2 (надвисокий). Від точності виготовлення значною мірою залежить працездатність підшипника, але водночас зростає його вартість.

Клас точності	0	6	5	4	2
Відносна вартість	1	1,3	2	4	10

Таблиця 2.3.4. Основні типи підшипників кочення

Тип підшипника	Кульковий підшипник	Роликовий підшипник
Радіальний	 <p>Однорядний Тип 0000</p> <p>Дворядний сферичний Тип 1000</p>	 <p>Однорядний Тип 2000</p> <p>Дворядний Тип 82 000</p> <p>Дворядний сферичний Тип 3000</p>

Тип підшипника	Кульковий підшипник	Роликовий підшипник
Упорний	 <p>Однорядний Тип 8000</p> <p>Подвійний Тип 38 000</p>	 <p>Однорядний конічний Тип 9000</p>
Радіально-упорний	 <p>Однорядний Тип 36 000</p> <p>Дворядний Тип 56000</p> <p>Тип 46 000</p>	 <p>Конічний однорядний Тип 7000</p> <p>Конічний дворядний Тип 97000</p>
Упорно-радіальний	 <p>Однорядний Тип 69000</p>	 <p>Сферичний Тип 39 000</p>

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, яке складається з ряду цифр. Дві перші цифри праворуч означають умовно внутрішній діаметр підшипників, до того ж для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч означає фактичний розмір внутрішнього діаметра в міліметрах. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

Третьою цифрою праворуч разом із сьомою позначено серію підшипників усіх діаметрів ($d \geq 10$ мм): основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка — 2, середня — 3, важка — 4, легка широка — 5, середня широка — 6 і т.д.

Четверта цифра праворуч означає тип підшипника: 0 — радіальний кульковий однорядний; 1 — радіальний кульковий дворядний сферичний; 2 — радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 — радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 — роликовий із довгими циліндричними роликами, або голчастий; 5 — роликовий із витими роликами; 6 — радіально-упорний кульковий; 7 — роликовий конічний; 8 — упорний кульковий; 9 — упорний роликовий.

П'ята й шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак тире перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 — найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка не вказується.

Приклади позначення підшипників: 318 — внутрішній діаметр $d = 18 \times 5 = 90$ мм; 3 — середня серія; 0 — радіальний кульковий однорядний підшипник (нулі перед значущими цифрами не вказуються); 7216 — внутрішній діаметр $d = 16 \times 5 = 80$ мм, 2 — легка серія, підшипник роликовий радіально-упорний конічний.

Основні параметри стандартних підшипників — розміри, маса, вантажопідйомність (статична і динамічна), гранична швидкість обертання — наведено у відповідних каталогах і довідниках, наприклад [1].

Параметри деяких типів підшипників кочення, що широко застосовуються в загальному машинобудуванні, наведено в додатках — табл. Д2.20–Д2.24.

Усі підшипники кочення виготовляють із високоміцних підшипникових сталей з термічним обробленням, що забезпечує високу твердість, наприклад підшипникові хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС.

Працездатність підшипника залежить від якості сепаратора. Сепаратори розділяють і спрямовують тіла кочення. Установка сепаратора значно зменшує втрати на тертя, оскільки сепаратор є вільноплаваючим і обертовим елементом. Більшість сепараторів виконують штампованими із сталевієї стрічки. Для високошвидкісних підшипників (колова швидкість понад 10...15 м/с) застосовують масивні сепаратори з латуні, бронзи, дюралюмінію або пластмаси.

Вибір підшипників кочення

Сучасний розрахунок підшипників кочення ґрунтується на двох критеріях: розрахунок на статичну вантажопідйомність за

залишковими деформаціями та розрахунок на ресурс (довговічність) за викришуванням від утомленості.

Кількість типів і розміри підшипників обмежені стандартом. Це дало можливість розрахувати й експериментально встановити вантажопідйомність (працездатність) кожного типорозміру підшипників.

Під час проектування машин підшипники кочення не конструюють і не розраховують, а вибирають з-поміж стандартних за умовними формулами. Методика вибору стандартних підшипників також стандартизована — ГОСТ 18854-73 і ГОСТ 18855-73.

Вибір підшипників розрізняють: за динамічною вантажопідйомністю для запобігання руйнуванню від утомленості (викришування); за статичною вантажопідйомністю для запобігання залишковим деформаціям.

Вибір підшипників за динамічною вантажопідйомністю C (за заданим ресурсом чи довговічністю). У результаті випробувань підшипників кочення на утомленість була встановлена емпірична залежність між довговічністю L , еквівалентним динамічним навантаженням F_e і динамічною вантажопідйомністю C :

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^m \text{ або } C = F_e \sqrt[m]{L}, \quad (2.3.1)$$

де m — показник степені, $m = 3$ для кулькових і $m = 10/3 \approx 3,33$ для роликових підшипників.

Залежності (2.3.1) справедливі за частоти обертання кільця підшипника $n > 10$ об/хв, але яка не перевищує граничної частоти обертання даного підшипника. Якщо $n = 1 \dots 10$ об/хв, розрахунок підшипника виконують для $n = 10$ об/хв.

Паспортна динамічна вантажопідйомність C — це таке стале навантаження, яке підшипник може витримати впродовж одного мільйона обертів без появи ознак утомленості не менш як для 90 % визначеної кількості підшипників, що випробовуються. При цьому під навантаженням розуміють: радіальне — для радіальних і радіально-упорних підшипників (з нерухомим зовнішнім кільцем), осьове — для упорних та упорно-радіальних (під час обертання одного з кілець). Значення C наведено в каталогах.

Номінальна довговічність L (млн. обертів) визначається за заданим терміном служби підшипника L_n :

$$L = 60 n L_h / 10^6. \quad (2.3.2)$$

Терміни служби підшипників встановлюють залежно від призначення машини та особливостей її експлуатації (зазвичай $L_h = 4 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^4$ год).

Підшипники кочення вибирають з каталогу за динамічною вантажопідйомністю C . При цьому повинна виконуватися умова

$$C_p \leq C_n, \quad (2.3.3)$$

де C_p — розрахункове значення динамічної вантажопідйомності, отримане з формули (2.3.1); C_n — паспортне значення вантажопідйомності (наведено в каталозі для певного типу підшипника).

Еквівалентне динамічне навантаження F_e для радіальних і радіально-упорних підшипників є таке умовне стале радіальне навантаження F_r , яке під час прикладання його до підшипника з обертовим внутрішнім кільцем і з нерухомим зовнішнім забезпечує таку саму довговічність, яку підшипник має під час дійсних умов навантаження й обертання. Для упорних та упорно-радіальних підшипників відповідною величиною буде F_a — стале центральне осьове навантаження під час обертання одного з кілець:

$$\left. \begin{aligned} F_{er} &= (XVF_r + YF_a) k_6 k_T; \\ F_{ea} &= (XF_r + YF_a) k_6 k_T \end{aligned} \right\}, \quad (2.3.4)$$

де F_r та F_a — радіальне й осьове навантаження; X , Y — коефіцієнти радіального та осьового навантаження (визначаються за каталогом, наприклад, із табл. 2.3.5); V — коефіцієнт обертання, що залежить від того, яке кільце підшипника обертається (під час обертання внутрішнього кільця $V = 1$, зовнішнього — $V = 4,2$); k_6 — коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження ($k_6 = 1,8 \dots 3,0$); k_T — температурний коефіцієнт (для сталі ШХ15 за температури до 100°C $k_T = 1$, $125 \dots 250^\circ \text{C}$ — $k_T = 1,05 \dots 1,4$ відповідно).

Перевірка і вибір підшипників за статичною вантажопідйомністю. За рівнянням (2.3.4) навантаження F_e зростає зі зменшенням ресурсу й теоретично не має обмеження. Практично навантаження обмежене втратою статичної міцності, або так званої статичної вантажопідйомності. Статичну вантажопідйомність використовують для вибору підшипників з малими частотами обертання $n < 10 \text{ хв}^{-1}$, якщо кількість циклів навантажень мала й не викликає руйнувань від утомленості, а

також для перевірки підшипників, розрахованих за динамічною вантажопідйомністю.

Таблиця 2.3.5. Коефіцієнти радіальних та осевих навантажень

Тип підшипника	α°	F_a/C_0	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		Коефіцієнт e
			X	Y	X	Y	
Радіальний кульковий однорядний, тип 0000	0	0,014	1	0	0,56	8,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
		0,014				1,81	0,30
Радіально-упорний кульковий однорядний, тип 36000, 46000, 66000	12	0,029	1	0	0,45	1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	26	—	1	0	0,14	0,87	0,68
	36	—	1	0	0,37	0,66	0,95

Умова для перевірки і вибору підшипника:

$$F_0 \leq C_0, \quad (2.3.5)$$

де F_0 — еквівалентне статичне навантаження; C_0 — статична вантажопідйомність.

Під статичною вантажопідйомністю C_0 розуміють таке статичне навантаження, що відповідає загальній залишковій деформації тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці контакту, яка дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення. При цьому під навантаженням розуміють радіальне — для радіальних і радіально-упорних підшипників, осьове — для упорних та упорно-радіальних. Значення C_0 надаються в каталогах для кожного типорозміру підшипника.

Еквівалентне статичне навантаження визначається за формулою

$$F_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

але не менше як $F_0 = F_r$, де X_0 та Y_0 — коефіцієнти радіального та осьового статичних навантажень. Наприклад:

$X_0 = 0,6$ і $Y_0 = 0,5$ — для радіальних кулькових підшипників однорядних і дворядних;

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

$X_0 = 0,5$ і $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ — для конічних та самовстановлюваних кулькових і роликів підшипників.

Спрощене зображення підшипників кочення на складальних креслениках

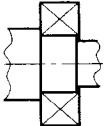
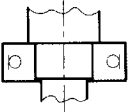
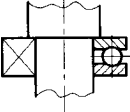
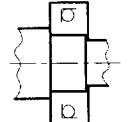
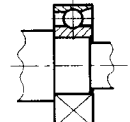
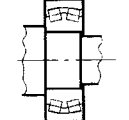
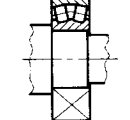
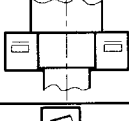
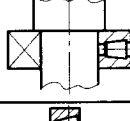

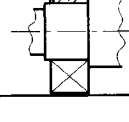
Підшипники кочення є стандартними виробами і на складальних креслениках у розрізах зображаються спрощено відповідно до ГОСТ 2.420–69. У табл. 2.3.6 наведено спрощені зображення найпоширеніших у машинобудуванні підшипників кочення.

Якщо немає потреби зазначити тип підшипника і його конструктивні особливості, то на кресленику зовнішній контур зображають суцільною основною лінією завтовшки $S = 0,5...1,5$ мм, а на зображенні кожної половини підшипника наносять діагоналі суцільними тонкими лініями завтовшки $S/3...S/2$.

У разі, якщо треба зазначити тип підшипника, то в його контурне зображення замість діагоналей наносять умовне позначення типу підшипника. Допускається половину зображення підшипника (відносно осі) в розрізі суміщувати зі спрощеним (умовним) зображенням.

Таблиця 2.3.6. Спрощені зображення підшипників кочення в розрізах (ГОСТ 2.420–80)

Тип підшипника	Спрощене зображення підшипника		Суміщення конструктивного зображення зі спрощеним
	без зазначення типу	із зазначенням типу	
Кульковий радіальний однорядний за ГОСТ 8338–75			
Кульковий радіальний дворядний сферичний (самоустановчий) за ГОСТ 5720–75			

Тип підшипника	Спрощене зображення підшипника		Суміщення конструктивного зображення зі спрощеним
	без зазначення типу	із зазначенням типу	
Кульковий упорний однорядний за ГОСТ 6874-75			
Кульковий радіально-упорний однорядний за ГОСТ 831-75			
Роликовий радіальний дворядний сферичний (самоустановний) за ГОСТ 9942-80			
Роликовий упорний з циліндричними роликами однорядний за ГОСТ 333-79			
Роликовий радіально-упорний з конічними роликами однорядний за ГОСТ 8328-75			

2.3.3. Критерії працездатності та етапи розрахунку валів і осей підшипникових опор

Критерії працездатності та розрахункові схеми валів і осей

Основними критеріями працездатності осей і валів є міцність і жорсткість. В інженерній практиці використовуються два етапи розрахунків — проектний і перевірний.

Проектний розрахунок — це попередній спрощений розрахунок, що виконується в процесі розроблення конструкції вала з метою визначення його розмірів, без яких неможливе перше розроблення конструктивної схеми опори.

Перевірний розрахунок — це уточнювальний розрахунок прийнятої конструкції вала, що виконується з метою перевірки

його міцності. При цьому визначають дійсні напруження, що виникають у матеріалі валів і осей із врахуванням прийнятих під час конструювання розмірів і форм елементів деталі, і зіставляють ці напруження з допустимими. В разі потреби конструктор вносить корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до рекомендованих.

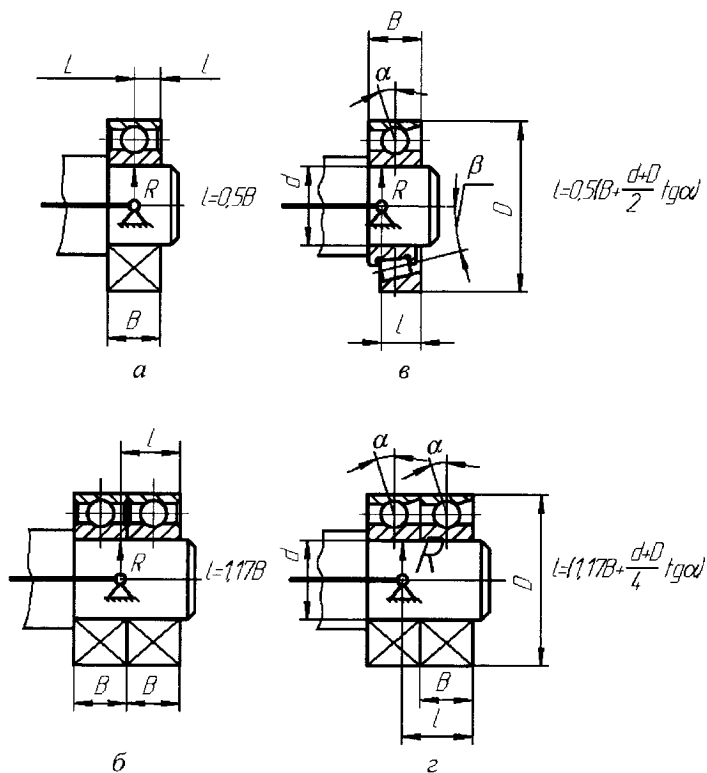


Рис. 2.3.5

Якщо зовнішні навантаження відомі, то для розрахунку внутрішніх силових факторів у певних перерізах вал (або вісь) розглядають як балку, що шарнірно закріплена на опорах із прольотом, рівним відстані L між установлювальними базами підшипників, в яких визначаються реакції R опору вала (див. рис. 2.3.5). Залежно від типу підшипників кочення прив'язка установ-

лювальної бази l до підшипника (бокової поверхні) визначається так. Для кулькових підшипників радіальних однорядних і дворядних сферичних $l = 0,5B$ (див. рис. 2.3.5, а).

При встановленні в опорі здвоєних підшипників більшу частину навантаження буде сприймати внутрішній підшипник, тому реакція на вал і відповідно опора зміщуються відносно площини стикування підшипників.

Для кулькових радіальних здвоєних підшипників $l = 1,17B$ (див. рис. 2.3.5, б).

Для підшипників радіально-упорних кулькових і роликових конічних однорядних, які мають майже однакову ширину $B \cong T$ (в одній і тій самій серії), можна використовувати таку залежність (див. рис. 2.3.5, в):

$$l = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (2.3.6)$$

Для підшипників радіально-упорних здвоєних за умови, що кути контакту α кульок спрямовані в один бік (див. рис. 2.3.5, з), зміщення опори визначається:

$$l = \left(1,17B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (2.3.7)$$

Навантаження від зубчастих коліс, шківів, зірочок та інших подібних деталей передаються на вали через поверхню контакту, що утворюється певним видом з'єднання (шпонкового, шліцьового та ін.). За розрахункове беруть найбільше навантаження, що виникає у процесі експлуатації з урахуванням динамічних збурень. У розрахунку валів ці навантаження для спрощення замінюють зосередженими еквівалентними силами та моментами.

Для складання розрахункових схем валів та осей потрібно з певним наближенням визначити відстань між опорами, місця встановлення деталей, через які передаються на вали та осі зовнішні навантаження.

Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними. Найчастіше — це двохопорні вали та осі як статично визначені системи. Власну масу валів і встановлених на них деталей у розрахунках здебільшого не беруть до уваги, якщо їх розміри невеликі.

Деякі найпоширеніші розрахункові схеми осей і валів зубчастих передач зображено на рис. 2.3.6.

Найпростішою є розрахункова схема осі (рис. 2.3.6, а), навантаженої однією поперечною силою F . Складнішими є розрахункові схеми валів. На рис. 2.3.6, б зображено розрахункову схему вала циліндричної передачі з розміщенням зубчастого колеса між опорами 1 і 2 вала.

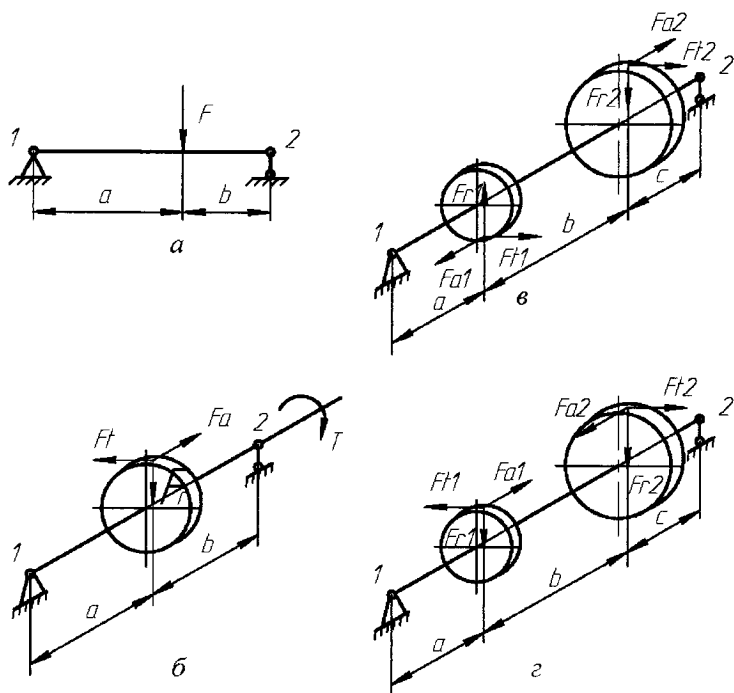


Рис. 2.3.6

У цій схемі вал навантажується крутним моментом T , поперечними та осьовими силами F_t (колова), F_r (радіальна), F_a (осьова), що виникають у зачепленні зубців коліс циліндричної передачі.

Розрахункові схеми проміжних валів багатоступеневих зубчастих передач зображено на рис. 2.3.6, в, г. Ці схеми різняться взаємним розміщенням місць прикладання сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс, розміщених на валу. Аналізуючи такі схеми, навантаження валів слід розглядати окремо від силових факторів у різних площинах, а потім підсумовувати геометрично.

Із розглянутих схем видно, що вали в процесі роботи зазнають деформацій згинання, розтягання або стискання і кручення. Сталість напрямку поперечних сил щодо поздовжньої осі вала спричиняє у обертових валах появу циклічно змінних напружень згинання, а дія осьових сил — виникнення у перерізах валів напружень розтягнення або стискання. Характер зміни дотичних напружень кручення відповідає характеру зміни у часі крутного моменту T .

Отже, різні перерізи валів перебувають під дією змінних у часі нормальних і дотичних напружень. Для більшості валів опор швидкохідних технологічних машин такої критерій міцності, як стійкість валів проти утомного руйнування, має вирішальний вплив на надійність експлуатації. Для валів тихохідних або валів, що перебувають під дією короточасних пікових навантажень, основним розрахунковим критерієм є *статична міцність*.

Вали, що мають значні (порівняно з діаметром) відстані між опорами, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямку, а це спричиняє порушення геометрії зчеплень коліс зубчастих передач і заклинювання валів в опорах. Тому важливим критерієм розрахунку довгих валів є умова достатньої жорсткості.

Етапи розрахунку валів та осей

Вали зазнають дії напружень згинання і кручення, а осі — тільки згинання. Постійні за величиною та напрямком радіальні сили спричиняють у нерухомих осях постійні напруження, а в осях та обертових валах — напруження, що змінюються за знакозмінним симетричним циклом.

На перших етапах проектування вала, якщо невідома його конструкція і відповідно розрахункова схема (точки прикладання зусиль, моментів, розміщення опор тощо), неможливо побудувати епюри згинальних моментів і визначити напруження згинання в різних перерізах вала. Тому на практиці розрахунок вала виконують у такій послідовності:

- на етапі проектного розрахунку попередньо визначають діаметр вала за умови міцності тільки на кручення;
- розробляють попередню конструкцію вала, орієнтовно обираючи його конструктивну форму і розміри ділянок під посадку деталей, які на нього встановлюються;
- складають розрахункову схему валів та осей на основі конструктивної схеми і визначають розрахункові навантаження;
- виконують перевірний розрахунок на міцність обраної конструкції вала.

Проектний (попередній) розрахунок валів. На етапі проектного розрахунку, як правило, відомі обертальний момент T або потужність, частота обертання n , навантаження і розміри деталей, встановлених на валу.

Умова міцності вала на кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}]', \quad (2.3.8)$$

де $\tau_{кр}$ — розрахункове напруження кручення в перерізі вала, МПа; T — відомий уже обертальний (крутний) момент, Н·м; $W_p = 0,2d^3$ — полярний момент опору перерізу круглого вала; $[\tau_{кр}]'$ — знижене допустиме напруження кручення для валів, МПа.

З рівняння (2.3.8) одержимо формулу для попереднього визначення діаметра, мм, вихідної ділянки вала, або ділянки вала під зубчастим колесом

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 [\tau_{кр}]}}. \quad (2.3.9)$$

У попередньому розрахунку валів тільки на кручення наявність неврахованих напружень згинання компенсується зниженими значеннями допустимих дотичних напружень.

Попередньо оцінити діаметр вала можна також, орієнтуючись на діаметр того вала (якщо він відомий), з яким він з'єднується. Наприклад, якщо вал редуктора з'єднується з валом електродвигуна, то діаметр вхідного вала редуктора можна взяти таким, що дорівнює діаметру вихідного вала електродвигуна або близький до нього:

$$d_v = (0,8 \dots 1,2) d_d,$$

де d_d — діаметр вихідного вала електродвигуна.

Розроблення попередньої конструкції вала. Загальні вимоги до конструкції валів та опор наведено в пп 2.3.1.

Знайшовши орієнтовний діаметр вала з урахуванням зручності складання та фіксації деталей на валу в осьовому напрямку, визначають діаметри інших ділянок вала. При цьому слід забезпечувати мінімальні перепади діаметрів сусідніх ділянок вала (2...8 мм), але достатні для створення упорних буртиків, потрібних для осьової фіксації деталей. Якщо вал має

шпонку, то визначений з розрахунку діаметр треба збільшити на 5...10 % для компенсації концентрації напружень.

Остаточні значення діаметрів вала в місцях посадки спряжених деталей (зубчастих коліс, шківів, зірочок) округлюють до найближчих стандартних значень нормальних лінійних розмірів згідно з дод., табл. Д1.1, а діаметри посадкових поверхонь (цапф) під підшипники кочення — відповідно до стандартних діаметрів внутрішніх кілець підшипників.

Після цього виконують ескіз компонування вала разом зі спряженими деталями. Проставляють лінійні розміри довжин ділянок вала, їх діаметри, розміри шпонкових пазів, галтелей та ін.

Розрахунок вала на статичну міцність

Вали здебільшого працюють одночасно на згинання і кручення. Їх розраховують на сумісну дію цих деформацій за величиною приведенного моменту, розрахункове напруження від дії цього моменту порівнюють з допустимим напруженням згинання.

Порядок розрахунку валів на сумісну дію згинання і кручення розглянемо на прикладі двохопороного вала, на якому встановлена шестерня циліндричної зубчастої передачі і муфта на вхідному кінці, що з'єднує цей вал із валом електродвигуна.

Вихідні дані для розрахунку: T — крутний момент, що передається муфтою від електродвигуна до вала; d — дільний діаметр шестерні; b — ширина шестерні; F_a , F_r , F_t — сили, що виникають у зубчастій передачі.

Проектний розрахунок і конструювання вала. Допустиме напруження кручення $[\tau_{кр}]$ беруть заниженим для орієнтовно-го розрахунку вала, і допустиме напруження згинання $[\sigma_{зг}]$ — також заниженим, щоб обмежитись тільки розрахунком вала на статичну міцність і не виконувати досить громіздкий розрахунок на жорсткість. Для валів з вуглецевої сталі (сталь 30, 40, 45) орієнтовно можна взяти $[\tau_{кр}] = 20...30$ МПа, $[\sigma_{зг}] = 50...60$ МПа.

Діаметр вхідного кінця d_v вала орієнтовно визначають із умови міцності на кручення за формулою (2.3.9).

Попередньо вибирають діаметри та довжину ділянок вала під посадку деталей, які на ньому встановлюються (рис. 2.3.7):

d_y — діаметр вала під манжетні та сальникові ущільнення;

d_n — діаметр вала під підшипник;

$d_{ш}$ — діаметр вала під шестерню;

$d_{\text{вд}}$ — діаметр вільної ділянки вала;
 B — ширина підшипника (для заданої схеми навантаження це може бути підшипник типу 36 000 або 46 000);
 e — відстань між підшипником та маточиною шестерні;
 b — ширина шестерні;
 a — довжина вільної ділянки вала (визначається умовами компонування опор вала);
 $l = B + e + b + a$ — відстань між опорами;
 $l_1 = 0,5B + e + 0,5b$ — відстань між лівою опорою і віссю симетрії шестерні (точка прикладання сил у зачепленні);
 $l_2 = l - l_1$ — відстань між правою опорою і віссю симетрії шестерні.
 Ділянка l_3 зазнає тільки деформації кручення, тому її довжину для розрахунку вала на згинання (для даної схеми) можна не враховувати.

Перевірний розрахунок вала

Вибір розрахункової схеми вала. Маючи попередньо розроблену компонувальну схему вала (рис. 2.3.7), уточнюють його розрахункову схему, на якій визначають точки прикладання і напрямки сил зубчастого зачеплення F_a , F_n , F_t і крутний момент T від муфти, що діють на вал. Замінюють дію опор їх реакціями R_A і R_B і будують епюри згинальних моментів на характерних ділянках вала I, II, III (рис. 2.3.8).

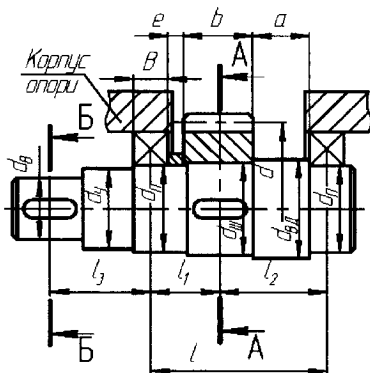


Рис. 2.3.7

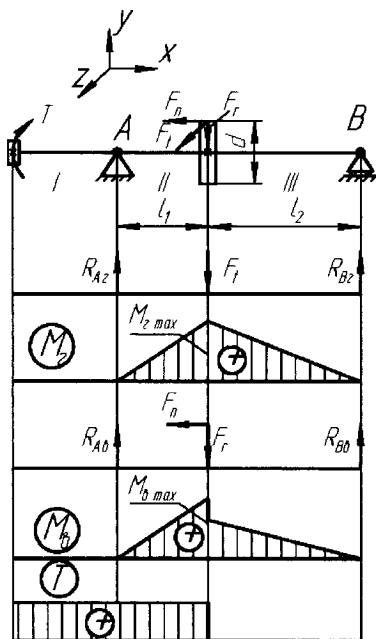


Рис. 2.3.8

Якщо сили, що діють на вал, розташовані не в одній площині, їх розкладають по двох взаємно перпендикулярних площинах. Для горизонтальної та вертикальної площини визначають опорні реакції і згинальні моменти в характерних точках і будують епюри згинальних моментів.

1. Будують епюри згинальних моментів у горизонтальній M_h та вертикальній M_v площинах.

У горизонтальній площині визначають реакції опор із умови статичної рівноваги:

$$\sum M_{A_r} = R_{B_r} (l_1 + l_2) - F_t l_1 = 0.$$

Звідси знаходять реакцію опори B:

$$R_{B_r} = \frac{F_t l_1}{l_1 + l_2};$$

$$\sum M_{B_r} = -R_{A_r} (l_1 + l_2) + F_t l_2 = 0,$$

звідки

$$R_{A_r} = \frac{F_t l_r}{(l_1 + l_2)}.$$

Перевіряють правильність визначення реакцій опор:

$$\sum Z = F_t - R_{A_r} - R_{B_r} = 0.$$

Визначають значення згинальних моментів на ділянках *I*, *II*, *III* та будують їхню епюру:

$$M_{I_r} = 0 \text{ (на цій ділянці діє тільки момент } T\text{);}$$

$$M_{II_r} = R_{A_r} \cdot l_1; \quad M_{III_r} = R_{B_r} \cdot l_2.$$

У вертикальній площині —

$$\sum M_{A_b} = R_{B_b} (l_1 + l_2) - F_r l_1 + F_n 0,5d = 0.$$

Звідси

$$R_{B_b} = \frac{F_r l_1 - F_n 0,5d}{(l_1 + l_2)};$$

$$\sum M_{B_b} = R_{A_b} (l_1 + l_2) - F_r l_2 + F_n 0,5d,$$

звідки

$$R_{A_b} = \frac{F_r l_2 + F_n 0,5d}{l_1 + l_2}.$$

Перевіряють правильність визначення:

$$\sum Y = R_{A_b} - F_r + R_{B_b} = 0.$$

2. Будують епюру згинальних моментів на ділянках *I*, *II*, *III* вала:

$$M_{I_b} = 0; \quad M_{II_b} = R_{A_b} l_1; \quad M_{III_b} = R_{B_b} l_2.$$

Визначають сумарні реакції опор вала:

$$R_A = \sqrt{R_{A_r}^2 + R_{A_b}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{B_r}^2 + R_{B_b}^2}.$$

3. Визначають сумарний згинальний момент у небезпечному перерізі А-А, де діють максимальні згинальні моменти в горизонтальній $M_{\Gamma_{\max}}$ і вертикальній $M_{\text{вmax}}$ площинах:

$$M_{\text{зг}} = \sqrt{M_{\text{вmax}}^2 + M_{\Gamma_{\max}}^2}.$$

4. Будують епюру крутного моменту $T_I = T_{II} = T$, який діє на ділянці від середини посадочної ділянки під муфту (див. рис. 2.3.7, переріз Б-Б) до середини ділянки посадки шестерні (див. рис. 2.3.7, переріз А-А).

5. Визначають приведений момент у перерізі А-А (межа ділянок II-III на рис.2.3.8).

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\text{зг}} + T}.$$

6. Визначають діаметр вала у небезпечному перерізі А-А (див. рис. 2.3.7) з умови його міцності від дії приведенного моменту

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}}{W_o} \leq [\sigma_{\text{зг}}], \quad (2.3.10)$$

де $\sigma_{\text{пр}}$ — приведенне напруження для перерізу вала А-А; $W_o = 0,1d^3$ — осьовий момент опору перерізу; $[\sigma_{\text{зг}}]$ — допустиме занижене значення напруження згинання.

З рівняння (2.3.10) маємо формулу

$$d = d_{\text{ин}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0,1[\sigma_{\text{зг}}]}}. \quad (2.3.11)$$

Враховуючи ослаблення вала шпонковим пазом, необхідно збільшити діаметр вала $d_{\text{ин}}$ на 8 — 10 %.

7. Діаметр вала і довжину його ділянок уточнюють після остаточного вибору підшипників, конструювання підшипникових опор, вибору муфти.

Розрахунок осей на міцність

Конструктивно осі можуть бути виконані обертові або нерухомі. За постійної за модулем і напрямком поперечної сили у нерухомій осі напруження будуть постійними, а в обертовій осі вони будуть змінюватись за симетричним циклом.

Отже, у першому випадку осі розраховують за умови *статичної міцності*, а в другому — за умови *стійкості проти утомного руйнування*. Ці два розрахунки різняться між собою лише вибором допустимих напружень.

Розрахункову схему осі, яка навантажена силою F , зображено на рис. 2.3.9.

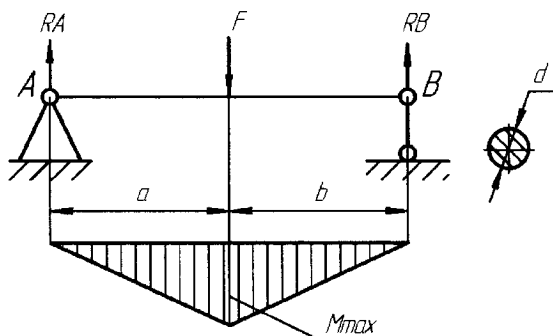


Рис. 2.3.9

Умова міцності осі під час згинання

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\max}}{W_o} \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.3.12)$$

де $[\sigma_{зг}]$ — допустиме напруження матеріалу осі на згинання.

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

$$M_{\max} = R_A a = R_B b = \frac{F a b}{a + b},$$

де R_A , R_B — реакції опор A і B осі, які визначаються за формулами:

$$R_A = \frac{F b}{a + b}, \quad R_B = \frac{F a}{a + b}.$$

Враховуючи осьовий момент опору круглого перерізу осі, одержимо

$$\sigma_{зг} = \frac{32 F a b}{\pi d^3 (a + b)} \leq [\sigma_{зг}]. \quad (2.3.13)$$

Допустиме напруження $[\sigma_{зг}]$ за умови статичної міцності (нерухомі осі) визначається за формулою

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_{\tau}}{[n]}, \quad (2.3.14)$$

а за умови забезпечення стійкості проти утомного руйнування (осі, що обертаються)

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_{-1} K_d}{[n] K_{\sigma}}, \quad (2.3.15)$$

де σ_{τ} — межа текучості матеріалу; $[n] = 1,5 \dots 3,0$ — допустимий коефіцієнт запасу міцності; σ_{-1} — межа витривалості матеріалу; K_d і K_{σ} — коефіцієнти, що враховують вплив розмірів перерізу вала (осі) та концентрацію напружень. Значення K_d і K_{σ} — наведені в ряді джерел, наприклад [5, 12].

Розрахунок валів на жорсткість

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

Умови достатньої жорсткості валів записують у вигляді

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

Допустимі пружні переміщення перерізів вала $[\gamma]$, $[\theta]$, $[\varphi]$ залежать від конкретних вимог до валів і беруть у кожному окремому випадку на основі досвіду експлуатації певних систем. Існують загальні наближені рекомендації щодо вибору допустимих пружних переміщень: $[\gamma] \approx 0,01m$ — для перерізів під циліндричними зубчастими колесами; $[\gamma] \approx 0,05m$ — для валів конічних та черв'ячних глобоїдних передач (тут m — модуль зубів); $[\theta] \leq 0,001$ рад — для підшипників ковзання; $[\theta] \leq 0,01$ рад — для радіальних шарикових підшипників; $[\theta] \leq 0,05$ рад — для сферичних шарикових підшипників.

Розрахункові значення пружних переміщень перерізів валів визначають за відомими методами опору матеріалів, наприклад у праці [5].

2.3.4. Конструювання вузлів підшипникових опор валів та осей

Монтаж підшипників кочення в опорах валів

Вимоги до конструкції опор валів та осей

Складовими елементами опор валів та осей є підшипники кочення, надійність і довговічність роботи яких значною мірою залежать від конструктивних особливостей опор. На вибір конструктивної схеми опори впливають такі фактори: величина і напрямок зусиль навантаження підшипників, частота обертання, заданий ресурс, умови експлуатації та стан навколишнього середовища.

Найзагальніші вимоги до опор з підшипниками кочення — забезпечення співвісності посадочних поверхонь під підшипники, належна жорсткість деталей підшипникового вузла і умови правильного монтажу і демонтажу опор.

Співвісність посадочних поверхонь під підшипники передбачає повну збіжність осей цапф і отворів корпусів після монтажу. Якщо не вжито заходів щодо забезпечення співвісності, робота підшипникової опори буде ненадійною через перекіс кілець і перенавантаження тіл кочення підшипників.

Співвісність може бути забезпечена такими заходами:

- розміщенням підшипникових опор у спільному корпусі або фіксацією окремих корпусів на спільній основі для оброблення отворів під зовнішні кільця підшипників за один прохід різального інструмента;
- обробленням посадочних поверхонь валів за одне встановлення на верстаті;
- застосуванням самоустановлюваних сферичних підшипників.

Жорсткість деталей підшипникового вузла опори забезпечується виконанням таких вимог:

- розміри спряжених з підшипниками деталей повинні бути такими, щоб під дією експлуатаційних навантажень вони не деформувались і не змінювали свою геометричну форму;
- навантаження, що діють на опору, не повинні спричиняти відхилення від співвісності посадочних поверхонь;
- висота і площа буртиків на валах і в корпусах повинна бути достатньою для сприйняття осьових зусиль без деформацій.

Монтаж і демонтаж опор, що забезпечує надійність роботи, здійснюється за таких умов:

- наявність відповідних фасок на поверхнях цапф і в розточках корпусів;
- можливість застосування відповідних пристроїв для на-пресування і випресування підшипників;
- забезпечення технологічності монтажу всіх деталей опори з можливістю регулювання зазорів у зачепленнях передач, а також зазорів у підшипникових вузлах.

Кріплення підшипників кочення в опорах валів

Для осьової фіксації вала опори і забезпечення можливості сприймання опорою осьових навантажень кільця підшипника закріплюють на валах і в корпусах опори.

Деякі найпоширеніші способи кріплення підшипників на валу під час монтажу показано на рис. 2.3.10.

Внутрішні кільця підшипників закріплюють на валах, вико-ристовуючи буртики вала і посадки з натягом (див. рис. 2.3.10, *а*). Крім того, підшипники на валах додатково закріплюють пружинними упорними кільцями (див. рис. 2.3.10, *б*), торцевими шайбами (див. рис. 2.3.10, *в*), круглими шліцьовими гайками зі стопорними багатолопчастими шайбами (див. рис. 2.3.10, *г*). Таке закріплення підшипників використовується здебільшого для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу.

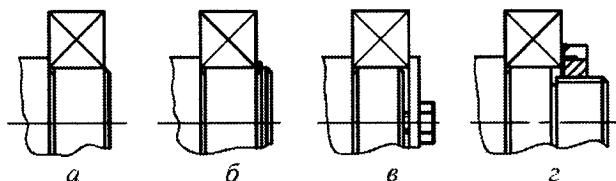


Рис. 2.3.10

Підшипники закріплюються у нерухомому корпусі спосо-бами, показаними на рис. 2.3.11. Для забезпечення осьового переміщення підшипника в гнізді корпусу (наприклад для компенсації температурних деформацій вала) зовнішнє кільце не фіксується в осьовому напрямку (див. рис. 2.3.11, *а*). Однобічна фіксація осьового положення підшипника і вала здійснюється закріпленням зовнішнього кільця з одного боку буртиком у гнізді корпусу або кришкою (див. рис. 2.3.11, *б, в*). Двобічне закріплення зовнішнього кільця у гнізді корпусу

виконується за допомогою буртика у корпусі або пружинного упорного кільця та кришки (див. рис. 2.3.11, з, д).

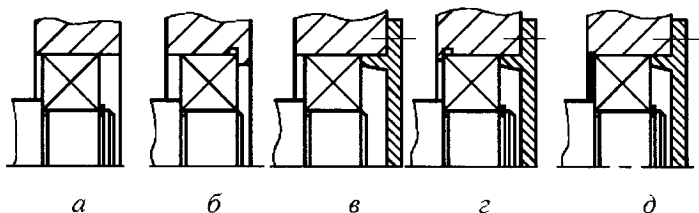


Рис. 2.3.11

Для осьової фіксації внутрішніх і зовнішніх кілець підшипника на валу та корпусі опори пружинними упорними кільцями їх встановлюють у спеціальні кільцеві канавки, виконані відповідно на валу та в розточці корпусу. Форму та розміри пружинних упорних внутрішніх і зовнішніх концентричних кілець наведено в дод. (табл. Д2.25 та Д2.26). Поряд з цими кільцями в умовах вібраційних навантажень для фіксації підшипників застосовують зовнішні (ГОСТ 13942–86) та внутрішні (ГОСТ 13943–86) ексцентричні кільця.

Для фіксації внутрішнього кільця підшипника на валу торцевою шайбою на торці вала виконують два нарізних отвори або центровий нарізний отвір та гладкий для закріплення шайби двома гвинтами чи гвинтом і циліндричним штифтом.

Розміри торцевих шайб наведено в дод., табл. Д 2.27.

Найнадійнішим способом кріплення підшипника на валу є використання круглої шліцьової гайки, яка нагвинчується на нарізну ділянку вала і фіксується від самовідгвинчування стопорною багатопалчастою шайбою. Стопоріння гайки здійснюється за рахунок того, що внутрішній язичок шайби розміщується у пазу, виконаному на нарізній ділянці вала, а один із зовнішніх язичків відгинається у шліц гайки. Такі гайки застосовуються також для регулювання осьового зазору у підшипникових вузлах. Нарізна ділянка на валу повинна закінчуватись проточкою, необхідною для виходу інструмента під час виконання нарізі.

Розміри круглих шліцьових гайок для фіксації внутрішніх кілець підшипників на валу наведено в дод., табл. Д 2.28, стопорних багатопалчастих шайб — в табл. Д 2.29, проточок

для виходу інструмента під час виконання нарізі під шліцьові гайки — в табл. Д 2.30.

Поряд із розглянутими способами закріплення підшипників кочення існують і інші способи їх фіксації на валу та в розточці корпусу опори.

Способи монтажу підшипникових вузлів

Під час конструювання підшипникових вузлів слід завжди дотримуватись того, щоб вал з опорами був статично визначеною системою.

За здатністю фіксувати осьове положення вала опори поділяються на *плаваючі* та *фіксуючі*. Плаваючі опори допускають осьове переміщення вала в будь-якому напрямку. Фіксуючі опори можуть обмежувати переміщення вала в одному або в обох напрямках. Осьові навантаження можуть сприймати тільки фіксуючі опори.

У виборі типів підшипників для плаваючих чи фіксуючих опор слід враховувати їх конструктивні особливості. Зазвичай вал установлюється на двох опорах, причому залежно від конструкції вузла можливі різні комбінації плаваючих і фіксуючих опор.

Схема 1. Обидві опори плаваючі. Застосовується у разі, якщо осьова фіксація вала здійснюється якимись іншими елементами конструкції (наприклад зубцями шевронних коліс).

Схема 2. Одна з опор фіксує і обмежує переміщення вала в обох напрямках, інша опора плаваюча і допускає вільне осьове переміщення вала. У такому вигляді система є статично визначеною і може бути показана у вигляді балки з однією шарнірно-рухомою і однією шарнірно-нерухомою опорами. Цю схему можна застосовувати для встановлення опор на будь-якій відстані, тому що навіть значні теплові деформації будуть компенсуватись осьовим переміщенням плаваючої опори.

Схема 3. Кожна з опор обмежує переміщення вала в одному напрямку. Ця схема широко застосовується у разі малих відстаней між опорами. За великих відстаней між опорами слід враховувати небезпеку порушення нормальної роботи вузла в результаті неоднакового видовження вала і корпусу під час нагрівання.

У конструюванні підшипникових вузлів слід завжди дотримуватись того, щоб вал з опорами був статично визначеною системою.

Розглянемо деякі особливості монтажу підшипників двох опор вала у разі використання радіальних, радіально-упорних та упорних підшипників.

Радіальні підшипники застосовують тільки у разі радіального навантаження опор і деколи під час незначного осьового навантаження (кулькові радіальні підшипники). На рис. 2.3.12, а зображено схему варіанта встановлення вала на радіальних кулькових підшипниках, який використовується для коротких валів (відношення довжини вала до його діаметра $l/d < 4$). Тут підшипники мають однібічну фіксацію зовнішніх кілець у двох опорах. Невеликий зазор $0,2...0,3$ мм між зовнішнім кільцем і кришкою передбачають для запобігання заклинюванню тіл кочення в разі температурного видовження вала.

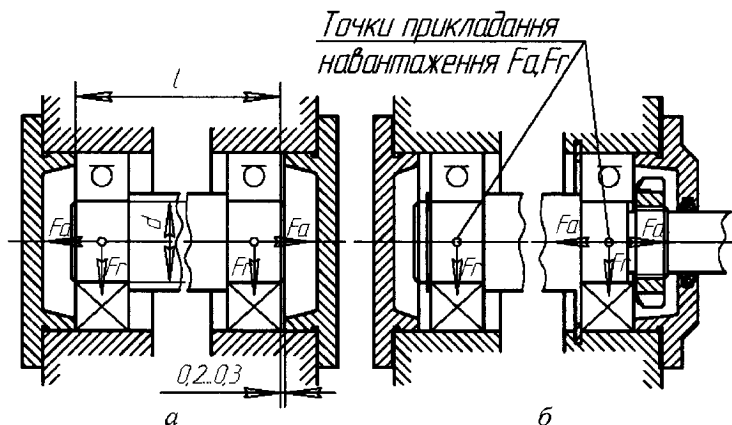


Рис. 2.3.12

Довгі вали розміщують на радіальних кулькових підшипниках за варіантом, показаним на рис. 2.3.12, б. У цьому варіанті внутрішні кільця двох підшипників мають двобічну фіксацію на валу, зовнішнє кільце лівого підшипника має можливість переміщуватись у корпусі в осьовому напрямку. Цим можна запобігти заклинюванню підшипників у разі температурного видовження вала. Фіксований із двох боків на валу та в корпусі підшипник сприймає радіальне і осьове навантаження, а вільно розміщений у гнізді корпусу підшипник (плаваюча опора) — тільки радіальне навантаження (напрямки

навантаження показано стрілками). Підшипник плаваючої опори повинен бути навантажений меншою радіальною силою.

Схеми монтажу роликів радіальних підшипників в опорах валів значною мірою залежать від конструктивних особливостей цих підшипників.

Радіально-упорні підшипники одночасно сприймають радіальне та осьове навантаження. Особливістю цих підшипників є те, що під час радіального їх навантаження виникає осьова сила, яка зумовлена кутотом контакту тіл кочення. Ця осьова сила примушує вал зміститися в осьовому напрямку. Щоб запобігти таким зміщенням, вали здебільшого слід розміщувати на двох радіально-упорних підшипниках, до того ж поставлених так, щоб осьові сили, які в них виникають, були спрямовані в протилежні боки (тобто з протилежним напрямком кутів контакту).

На рис. 2.3.13 показано схеми деяких варіантів монтажу радіально-упорних (кулькових і роликів підшипників в опорах валів). Для коротких валів застосовують варіанти монтажу «урозпір» (див. рис. 2.3.13, а) та «урозтяжку» (див. рис. 2.3.13, б). У цих варіантах кожне кільце двох підшипників має тільки однобічну осьову фіксацію на валу і в гнізді корпусу опори. Довгі вали, що навантажені радіальними та осьовими силами, розміщують на комбінованих опорах (див. рис. 2.3.13, в). Одна опора складається з двох радіально-упорних підшипників, поставлених «урозпір», і сприймає радіальне і двобічне осьове навантаження. Для другої опори вала може бути використаний радіальний підшипник (для сприймання тільки радіального навантаження) із можливістю осьового переміщення (плаваюча опора) у разі температурних видовжень вала.

Радіально-упорні підшипники потребують ретельного регулювання монтажних зазорів. Натяг таких підшипників регулюють за робочої температури за допомогою набору прокладок між корпусом та кришкою (див. рис. 2.3.13, а, в) або за допомогою круглої шліцьової гайки на валу (див. рис. 2.3.13, б).

Упорні підшипники застосовують для сприймання тільки осьових навантажень вала. Одинарні упорні підшипники сприймають осьове навантаження в одному напрямку, а здвоєні підшипники здатні сприймати двобічне осьове навантаження. Варіанти монтажу опор вала з упорними одинарними та здвоєними підшипниками зображено відповідно на рис. 2.3.14, а, б.

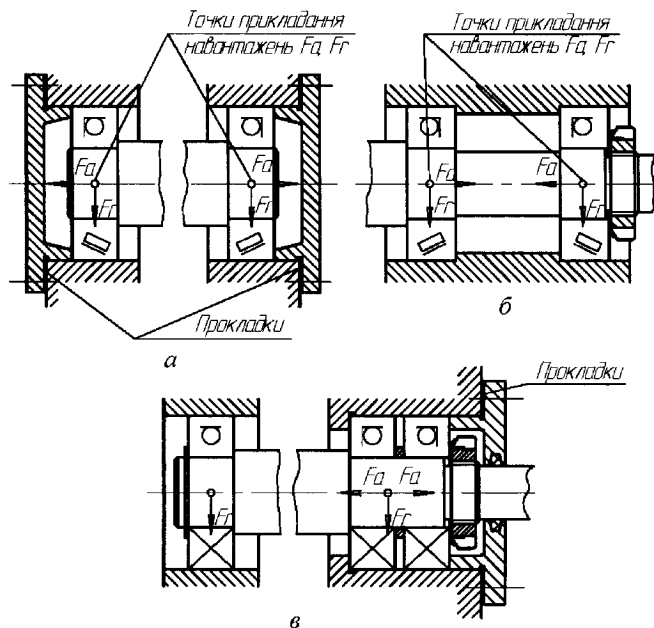


Рис. 2.3.13

Інколи в одній опорі можна використовувати радіальний і упорний підшипники. У цьому разі така комбінована опора вала здатна сприймати як радіальні, так і осьові навантаження. Для цього зовнішнє кільце радіального підшипника встановлюється в корпус без фіксації з обох боків, тобто воно є плаваючим.

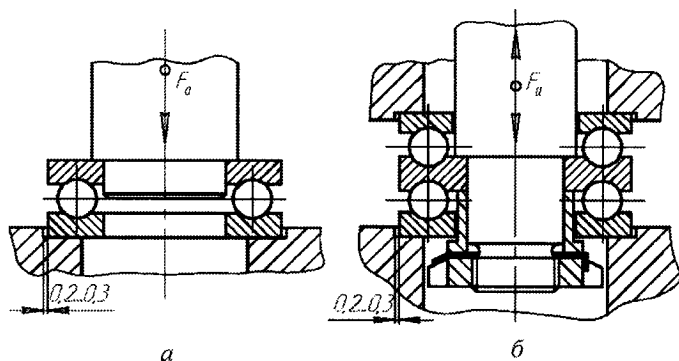


Рис. 2.3.14

Посадки підшипників кочення

Працездатність підшипників значною мірою залежить від характеру з'єднання кілець підшипників з валом і корпусом. При цьому потрібно врахувати надійність кріплення кілець за заданою посадкою, легкість монтажу та демонтажу підшипника, а також можливість переміщення кільця в плаваючій опорі. Надійність кріплення кільця підшипника зумовлена натягом, який вибирають виходячи з режиму роботи підшипника, його розмірів і типу.

Потрібний вид посадки забезпечується вибором відповідних полів допусків вала або отвору корпусу за незмінних полів допусків кілець підшипників.

Стандартні посадки для гладких циліндричних з'єднань деталей (ГОСТ 25347-82) не придатні для з'єднання підшипника з валом, оскільки мають велику величину гарантованого натягу та значне коливання його значення. Тому основна система допусків і посадок для гладких циліндричних з'єднань використовується лише для валів і отворів корпусів підшипника, а для кілець підшипників передбачена спеціальна система допусків і граничних відхилень.

Так, спряження внутрішнього кільця з валом здійснюється також у системі вала, але поле допуску розміщено не до верху («плюс»), а до низу («мінус») від номінального розміру. Це забезпечує під час посадки внутрішнього кільця на цапфу вала нерухоме з'єднання з потрібним натягом, який забезпечує точне центрування вала з підшипником і достатню міцність з'єднання.

Залежно від характеру з'єднання підшипника з валом граничні відхилення валів повинні бути в межах допусків 5-го чи 6-го квалітетів системи допусків. У разі застосування підшипників із закріпленими чи стяжними втулками граничні відхилення валів призначають у межах допусків 9-го чи 10-го квалітетів.

Граничні відхилення отворів корпусів призначають за допусками 6-го чи 7-го квалітетів.

Для підшипників високих класів точності рекомендується застосовувати допуски за 4-м квалітетом — для валів і 5-м — для отворів корпусів.

Залежно від умов роботи вузла чи механізму в цілому розрізняють місцеве, циркуляційне та коливальне навантаження кілець підшипників. За *місцевого навантаження* під

час обертання підшипника навантаження спрямоване та діє на одне й те саме місце в кільці. За циркуляційного навантаження за кожний оберт підшипника послідовно навантажуються всі ділянки кола доріжки кочення кільця. За коливального навантаження воно діє на визначену ділянку доріжки кочення, довжина якої залежить від амплітуди зміни навантаження.

Залежно від виду навантаження кільце для радіальних підшипників рекомендуються поля допусків на вали та отвори корпусів, наведені в табл. 2.3.7, для радіально-упорних підшипників поля допусків на вали та корпуси — в табл. 2.3.8.

Таблиця 2.3.7. Поля допусків на вали та отвори корпусів для радіальних підшипників (ГОСТ 25347-82)

Навантаження кільця	Поле допуску
Місцеве	За посадки внутрішнього кільця на вал <i>f7; g6; h6; j_s6; h5; j_s5</i>
Циркуляційне	
Коливальне	
	За посадки зовнішнього кільця в отвір корпусу
Місцеве	
Циркуляційне	
Коливальне	<i>H7; H6; H8; J_s6; J_s7; G7</i> <i>P7; N7; N6; M7; M6; K7; K6</i> <i>J_s6; J_s7</i>

Таблиця 2.3.8. Поля допусків на вали та корпуси для радіально-упорних підшипників (ГОСТ 25347-82)

Навантаження кільця	Поле допуску
Циркуляційне	За посадки внутрішнього кільця на вал <i>n6; m6; k6; j_s6</i> <i>g6; h6</i> <i>j_s6; h6</i>
Місцеве (регульовані кільця)	
Місцеве (кільця не переміщуються на посадочній поверхні)	
	За посадки зовнішнього кільця в отвір корпусу
Циркуляційне (перерегульовані кільця)	
Місцеве (регульовані кільця)	
Місцеве (кільця не переміщуються на посадочній поверхні)	<i>N7; M7; K7; J_s7; P7</i> <i>H7</i> <i>M7; K7; H7</i>

Для випадку, який часто зустрічається на практиці, коли обертається з валом внутрішнє кільце підшипника, його встановлюють на вал з натягом (посадки *h6, h5, h4*) для запобігання проковзуванню і сильному зносу шийки вала. Зовнішнє кільце

насаджують у розточку корпусу з вільніше рухомою посадкою (Н7, Н6, Н5), що забезпечує можливість вільного обертання і рівномірне зношування доріжки зовнішнього кільця та компенсацію похибок складання вузла опору.

Змащування та ущільнення опор з підшипниками кочення

Мастильні матеріали і способи змащування

Змащування суттєво впливає на довговічність підшипників, оскільки воно зменшує тертя між тілами кочення, кільцями і сепараторами, захищає від корозії, герметизує робочу зону підшипників і сприяє охолодженню підшипників і корпусів опор.

Для змащування підшипників кочення широко застосовуються рідкі мінеральні та пластичні мастила. Наведемо деякі відомості про ці мастичні матеріали.

До *рідких* мінеральних мастил належать: індустриальні (ГОСТ 20791-75) марок І-8А, І-20А, ..., І-50А, І-Л-А27 та ін.; турбінні (ГОСТ 32-74) марок 22(Л), 30(УТ), 46(Т); циліндрові (ГОСТ 6411-76) марок 38, 52; авіаційні (ГОСТ 21743-76) марок МС-14, МС-20, МС-24, МК-22.

Основним показником фізико-хімічних властивостей рідких мінеральних мастил є кінематична в'язкість ν ($\text{м}^2/\text{с}$), яка вказується в числовому позначенні марки мастила.

До *пластичних* мастил, основу яких становлять мінеральні масла та кальцієві або натрієві згущувачі, можна віднести: кальцієві солідоли марки солідол синтетичний С, прес-солідол С (ГОСТ 4366-76); мастила графітові марки УС-2 (ГОСТ 1033-79); літол 24 (ГОСТ 21150-75); мастила універсальні тугоплавкі (ГОСТ 1957-73), марки УТ-1, УТ-2 (консталин жировий) та ін.

За високих температур (до 300 °С) для підшипників кочення застосовують тверді мастильні матеріали, отримані на основі графіту і дисульфіді молібдену. Ці мастила у розпиленому стані наносяться на сепаратори або доріжки кочення кілець підшипника.

Вид і марку мастила вибирають з урахуванням ряду факторів, що зумовлюють надійність підшипників кочення:

1. Розміри підшипника і частота його обертання. Для підшипників, що працюють за колових швидкостей до 4...5 м/с, можна застосовувати як рідкі, так і пластичні мастила. Для більших колових швидкостей рекомендуються рідкі мастила. Чим вища колова швидкість, тим менша повинна бути в'язкість рідкого мастила або консистенція пластичного мастила.

2. Величина навантаження, що діє на підшипник. Стійкість масляної плівки мінеральних масел підвищується зі збільшенням їх в'язкості, а для пластичних — зі збільшенням їх консистенції. Тому для великих навантажень застосовують мастила з більшою в'язкістю (консистенцією).

3. Робоча температура підшипникової опори. В'язкість масел зі збільшенням температури зменшується. Для підшипників, що працюють за низьких температур (нижче 0), потрібно вибирати рідкі мастила з точкою застигання на 15...20 °С нижчою за робочу температуру з мінімальною в'язкістю. Для підшипників, що працюють за температури 70 ... 80 °С, рідкі масла повинні мати підвищену в'язкість, а пластичні — підвищену консистенцію. За робочих температур вище як 80 °С застосовують рідкі мастила з найбільшою в'язкістю.

4. Стан навколишнього середовища. Для роботи підшипників у забрудненому агресивними газами середовищі, в заповнених і забруднених приміщеннях рекомендується використовувати пластичні мастила.

У разі застосування рідких мастил змащування підшипників може здійснюватись такими способами: занурюванням підшипника в масляну ванну (до центра нижнього тіла кочення) — для горизонтальних валів; розбризкуванням мастила обертовими деталями, застосуванням гнітів — для вертикальних валів і тихохідних горизонтальних; подаванням мастил під тиском — для опор, що працюють за високих швидкостей і навантажень тривалий час. В останньому випадку мастило інтенсивно відводить тепло від опори і підшипника.

Пластичні мастильні матеріали придатні для змащування опор, що працюють у забруднених середовищах, в разі недоцільності або неможливості застосування рідких мастил. Робоча температура опори не повинна бути вищою за температуру плавлення пластичного мастила. Пластичні мастильні матеріали закладають під час складання опори і замінюють через визначені терміни. Вони повинні заповнювати 2/3 вільного об'єму внутрішнього простору опори за малих і середніх частот обертання підшипника і 1/2 — за високих частот обертання.

Ущільнення опор з підшипниками кочення

Для захисту підшипників кочення від забруднення та запобігання витіканню мастила з опор застосовують ущільнювальні пристрої.

За принципом дії ущільнювальні пристрої поділяють на такі:

контактні (манжетні та сальникові) — за низьких і середніх швидкостей. Ущільнення забезпечується завдяки щільному контакту деталей пристрою;

лабіринтні та щілинні — у необмеженому діапазоні швидкостей. Ущільнювальна дія забезпечується завдяки підвищеному опору витіканню мастила через вузькі щілини;

відцентрові — за середніх і високих швидкостей. Принцип дії — відкидання відцентровими силами мастила, яке потрапляє в підшипникову опору;

комбіновані, що поєднують два або більше розглянутих вище пристроїв.

Манжетні ущільнення (рис. 2.3.15, а) створюють застосуванням гумових армованих манжет для валів, які встановлюють у розточці кришки опори з натягом. Манжета щільно притискається до вала під дією сил пружності самої манжети та спеціальної пружини. Манжети гумові армовані стандартизовані виготовляються двох типів: I — однокромкові; II — однокромкові з пиловиком (дод., табл. Д 2.31). Манжети типу I використовують для запобігання витіканню ущільнювального середовища, а типу II ще й захищають середовище від проникання пилових забруднень.

Манжети працюють у середовищі рідких мінеральних і пластичних мастил за надлишкового тиску середовища до 0,05 МПа, колової швидкості вала до 20 м/с і температури від — 60 °С до + 170 °С, залежно від групи матеріалу (еластомеру) гуми.

Сальникові ущільнення (див. рис. 2.3.15, б) виконують у вигляді просочених гарячим мастилом повстяних або фетрових кілець, які розміщують з натягом у кільцевих канавках кришок опори. Розміри сальникових повстяних кілець і канавок для них наведено у дод., табл. Д 2.32.

Сальникові ущільнення використовують для рідких і пластичних мастил за колових швидкостей вала до 5 м/с на полірованих під кільцем поверхнях вала.

Лабіринтні ущільнення (див. рис. 2.3.15, в) досконаліші для роботи за високих швидкостей. У цих ущільненнях треба забезпечити відповідне чергування ділянок із малими та збільшеними зазорами. Малі зазори 0,2...0,5 мм під час роботи ущільнень в умовах низьких і середніх швидкостей заповнюють пластичним мастилом.

Щілинні ущільнення (див. рис. 2.3.15, г, д) виконують переважно у вигляді кільцевих щілин із проточками. Щілини заповнюють

пластичним мастилом. Захисна властивість щільних ущільнень незначна, тому їх використовують в основному для підшипникових вузлів, що працюють у чистому та сухому середовищі.

Ущільнення, робота яких базується на дії *відцентрової сили* (рис. 2.3.15, *е*), використовують переважно як внутрішні. Вони прості за конструкцією, але не забезпечують ущільнювальної дії у разі зупину машини.

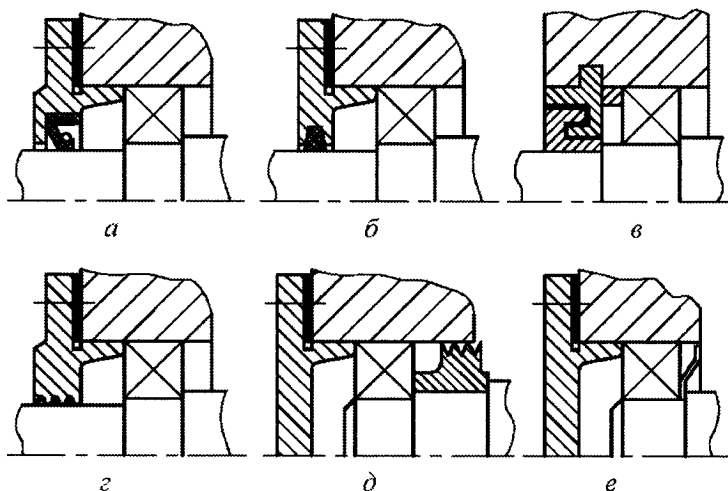


Рис. 2.3.15

Якщо для змащування підшипників застосовують пластичні мастила, а в корпусі механізму — рідке мастило, то для ізоляції підшипників і уникнення вимивання пластичного мастила рідким підшипникові вузли захищають спеціальними шайбами. Такі шайби застосовують для захисту підшипникових вузлів черв'ячних або гвинтових передач, де гвинтова поверхня деталей передач нагнітає рідке мастило в бік напрямку нарізки, підвищуючи його рівень у підшипниковому вузлі вище допустимого і створюючи додатковий опір обертанню.

Комбіновані ущільнення застосовують у разі роботи опор із підшипниками кочення в умовах сильного забруднення або в агресивному середовищі.

Вимоги до конструкції деталей підшипникових опор
Рекомендації щодо вибору технологічних параметрів
спряжених деталей манжетного ущільнення

Схему монтажу манжети в корпус опори вала показано на рис. 2.3.16, а. Конструктивні елементи спряжених деталей (вал-отвір корпусу опори) вузла манжетного ущільнення вибирають, орієнтуючись на дані табл. 2.3.9 і наведені далі рекомендації.

Таблиця 2.3.9. Технологічні параметри спряжених деталей вузла манжетного ущільнення (див. рис. 2.3.16, а)

Параметри спряжених поверхонь	Спряжені деталі	
	Вал	Отвір корпусу опори
Шорсткість поверхонь А і Б за швидкості ковзання, м/с: до 5 від 5 до 20	$Ra=0,63\dots0,32$ мкм $Ra=0,32\dots0,16$ мкм	$Ra=2,5\dots1,25$ мкм Те саме
Шорсткість поверхонь вхідних фасок c_1 і c_2	$Ra = 2,5$ мкм	$Ra = 6,3$ мкм
Твердість поверхні тертя А за швидкості ковзання, м/с: до 5 від 5 до 20	HRC_e 30... 40 HRC_e 40... 50	
Допустиме радіальне биття, мм, поверхні А вала за частоти обертання вала, xv^{-1} : до 1000 від 1000 до 2000 від 2000 до 3000 від 3000 до 4000 ≥ 4000	0,18 0,15 0,12 0,10 0,08	
Допустима неспіввісність, мм, поверхні Б відносно осі обертання вала за його діаметрів, мм: до 55 від 55 до 120 ≥ 120		0,10 0,15 0,20

1. Розміри, мм, фасок c_1 вала залежно від його діаметра d рекомендовано такі (див. рис. 2.3.16, а):

d , мм	До 10	10...20	21...30	32...40	42...50	52...70	71...95	100...130
c_1 , мм	0,8	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

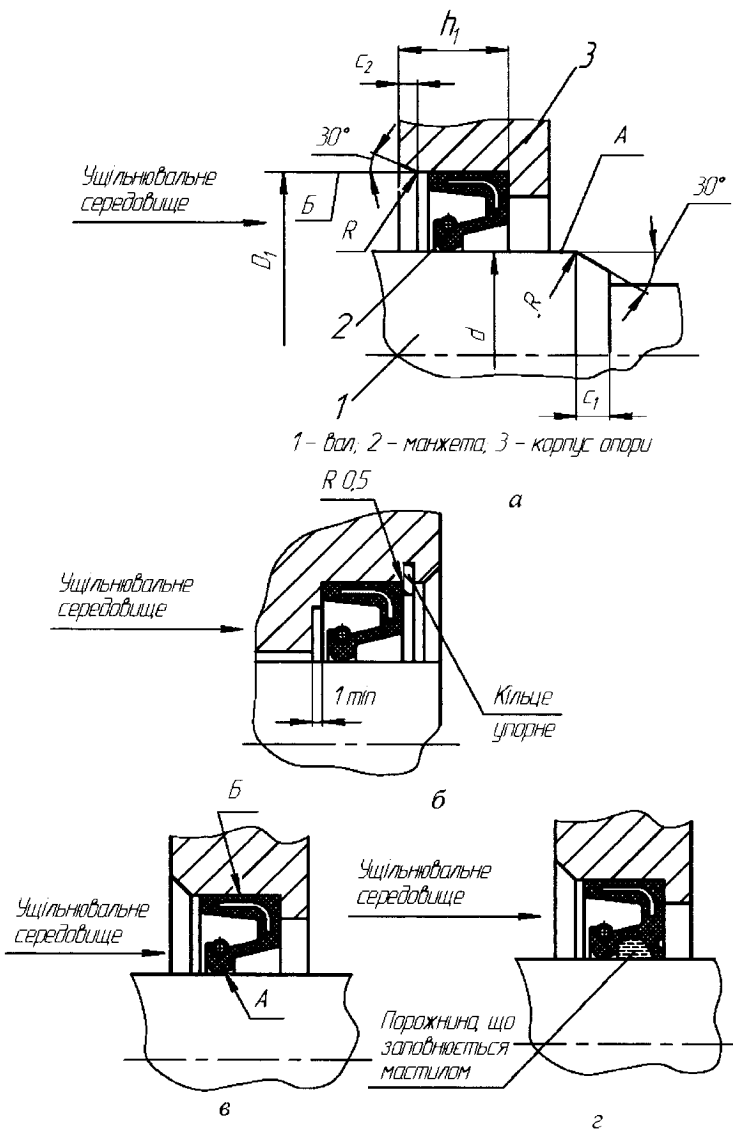


Рис. 2.3.16

2. Глибина посадочного отвору h_1 під манжету та розмір фаски c_2 :

Висота h манжети, мм	7	10	12	15
h_1 (поле допуску $h14$), мм	8,5	12	14,5	18,5
Фаска c_2 , мм	1,0	1,5	2,0	2,5

3. Для запобігання осьовому переміщенню манжети від дії вібраційних навантажень треба передбачити в посадочному отворі корпусу установку зовнішнього упорного кільця за ГОСТ 13940–86 (див. рис. 2.3.16, б).

4. Перед установленням у вузол ущільнення робочі поверхні манжет А і Б, поверхні вала і посадочного отвору (див. рис. 2.3.16, в) очищають від забруднень такими розчинниками, як бензин або уайт-спірит. Під час монтажу манжети з пиловиком порожнину між робочою кромкою і пиловиком на $2/3$ об'єму заповнюють монтажним мастилом (див. рис. 2.3.16, г).

5. Запресовувати манжету в посадочний отвір корпусу треба з допомогою спеціальної оправки рівномірним натиском по всій торцевій поверхні (рис. 2.3.17, а). Діаметр оправки D_2 повинен бути на 1 % менший, ніж діаметр посадочного отвору D_1 під манжету.

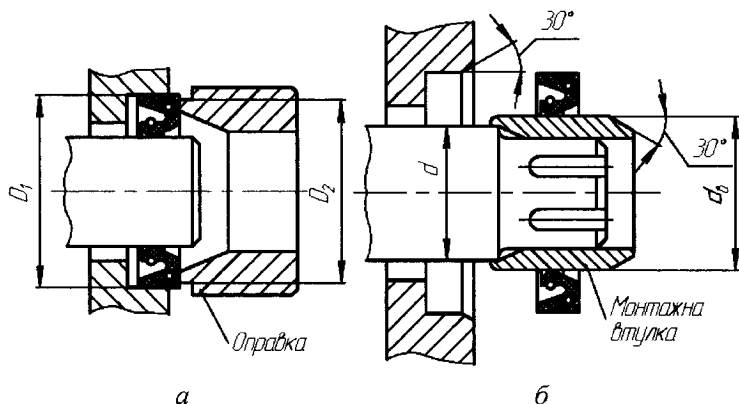


Рис. 2.3.17

6. Якщо манжета під час запресовування буде переміщуватися через шліци, нарізь, пази тощо, то рекомендується застосовувати монтажну втулку (див. рис. 2.3.17, б). Зовнішній

діаметр монтажної втулки d_v повинен бути на 1,5...6 мм більший за діаметр вала d (залежно від розмірів манжети). Монтажну втулку також доцільно застосовувати у разі установа-лення манжети на вал для запобігання підгортанню еластичної робочої кромки під час переміщення манжети вздовж вала.

Вимоги до робочих креслень деталей підшипникових опор валів

Для економного використання матеріалу великі вали або осі виконують зі змінними за довжиною перерізами згідно з епюрами крутних і згинальних моментів. Наприклад, вісь із закріпленою посередині деталлю найдоцільніше виконувати з контурами, що наближаються до форми балки однакового опору згинанню. Використання порожнистих валів призводить до значного зниження їх маси і підвищення жорсткості за тієї самої міцності, тому що внутрішні волокна матеріалу під час кручення та згинання мало навантажені.

Для підвищення міцності від утомленості валів та осей потрібно знизити місцеву концентрацію напружень, використовуючи плавні переходи в перерізах найбільш навантажених ділянок вала.

Найзручнішими для складання вузлів є ступінчасті вали: уступи на них запобігають осьовому зміщенню деталі і фіксують положення вала під час складання (фіксуючі уступи), що забезпечує вільне пересування деталі по валу до місця її посадки (перехідні уступи).

Бажано, щоб висота уступів допускала розбирання вузла без виймання шпонок із паза вала, у противному разі потрібно конструктивно забезпечувати зручне виймання шпонок.

Вали зі значною різницею між діаметрами окремих ділянок і фланцеві часто виконують зварними, приварюючи до заготовок кільця (буртики) і фланці. Подовжені вали з вільною середньою частиною виконують порожнистими з відрізка труби, приварюючи до неї кінцеві частини.

Механічне оброблення валів виконують, як правило, в центрах токарних верстатів, для чого на заготовках передбачають центрові отвори. Проточки (канавки), галтелі та шпонкові пази на одному валу бажано робити однакових розмірів, щоб обробляти їх інструментом одних типорозмірів.

Важливими стандартизованими конструктивними елементами є кінці валів для встановлення муфт, шківів та інших деталей, які передають крутний момент. На рис. 2.3.18 показано схему

вала зі стандартизованими конструктивними елементами, форма та розміри яких регламентовані відповідними стандартами.

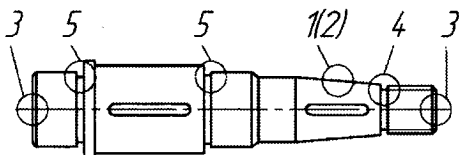


Рис. 2.3.18

Стандартизовані основні конструктивні елементи валів та осей наведено в табл. 2.3.10.

Розміри валів та осей визначають відповідними розрахунками. Кінцеві значення діаметрів і довжин усіх ділянок вала, шпонкових пазів, шліців та інших конструктивних елементів уточнюють під час конструювання передач, опор, муфт та інших деталей, розміщених на валу. Норми точності розмірів, відхилення і допуски форми та розміщення поверхонь, а також шорсткість поверхонь валів і осей вибирають залежно від виду з'єднання деталей, розміщених на них.

На складальних креслениках вузлів підшипникових опор зазначають посадки зовнішнього і внутрішнього кілець підшипника (рис. 2.3.19, а). На робочих креслениках деталей вала (див. рис. 2.3.19, б) та отвору корпусу опори (див. рис. 2.3.19, в) зазначають: номінальні розміри, поля допусків посадочних поверхонь, відхилення форми і розміщення поверхонь і шорсткість згідно зі стандартами СЖД.

Таблиця 2.3.10. Основні конструктивні елементи валів і осей

Номер елемента за рис. 2.3.18	Назва елементів	Ескіз
1	Кінці валів циліндричні (ДСТУ 2744-94): гладкі із зовнішньою наріззю	
2	Кінці валів конічні (ДСТУ 2744-94) з наріззю: зовнішньою внутрішньою	

Номер елемента за рис. 2.3.18	Назва елементів	Ескіз
3	Центрові отвори виконання А, В, R (ГОСТ 14034-80)	
4	Проточки для виходу інструмента під час виконання нарізі (ГОСТ 10549-80)	
5	Канавки для виходу шліфувального круга (ГОСТ 8820-80)	

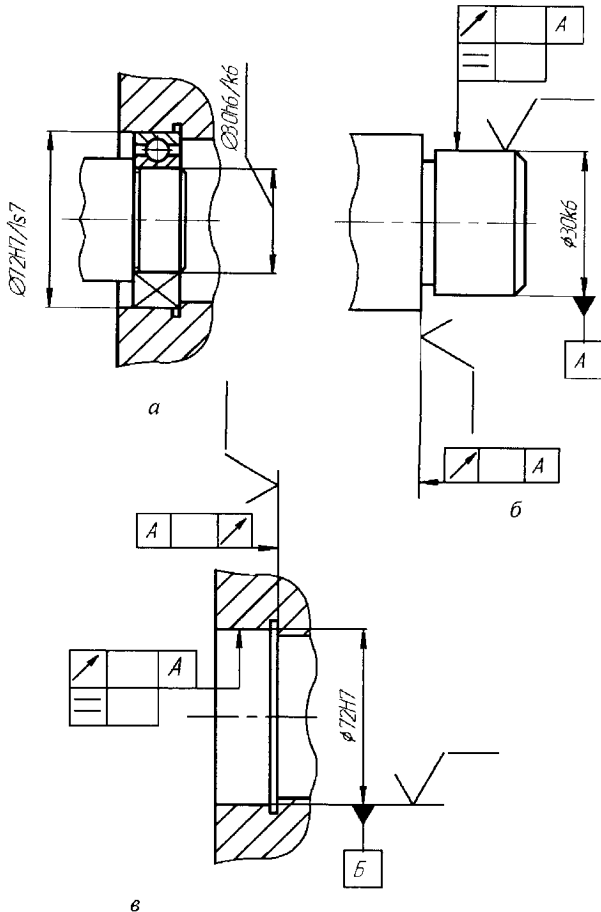


Рис. 2.3.19

Приклад виконання кресленика ступінчастого вала за схемою, на якій зубчасте колесо встановлено між шипом ($\phi 40h6$) та шийкою ($\phi 40d9$), а муфта змонтована на консольній ділянці вала ($\phi 30h6$), показано на рис. 2.3.20.

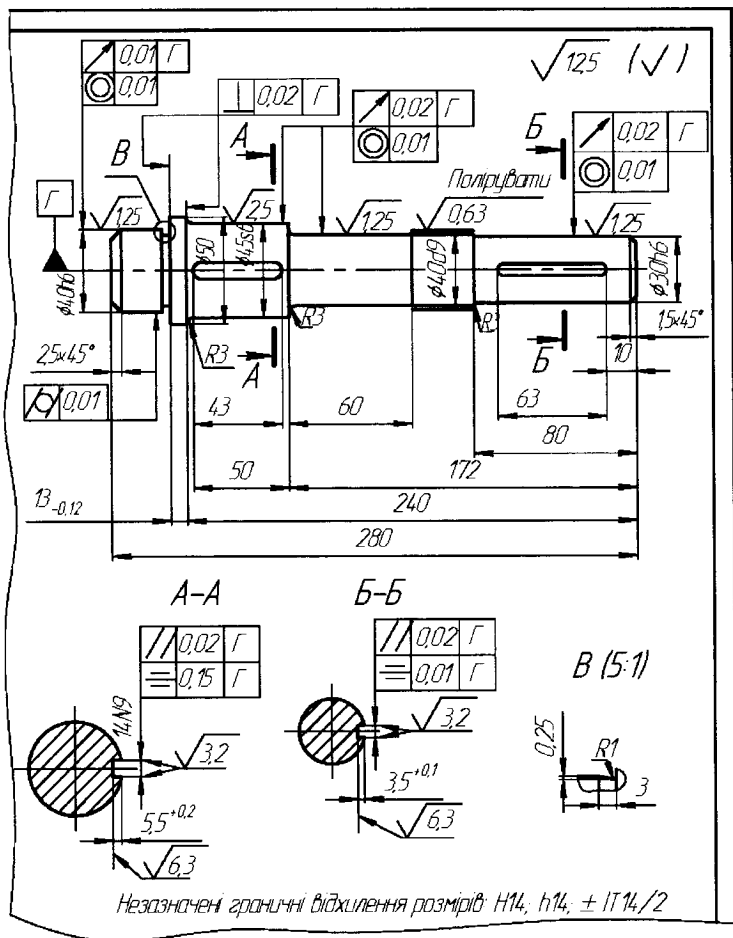


Рис. 2.3.20

Запитання для самоконтролю

1. Чим відрізняється вал від осі?
2. Різновиди валів за конструктивним виконанням.
3. Конструктивні елементи валів та їх призначення.
4. Обґрунтуйте вибір валів ступінчастої конструкції.
5. Характеристика матеріалів для виготовлення валів.
6. Критерії працездатності та етапи розрахунку валів.
7. У яких випадках вал розраховують тільки на кручення?
8. Умова міцності в розрахунку на кручення.
9. Навіщо виконують попередній розрахунок валів на кручення?
10. Умова міцності в розрахунку вала на статичну міцність.
11. Як визначається сумарний згинальний момент, приведений момент?
12. Які фактори враховують у розрахунку вала на опір утомленості?
13. Які параметри характеризують ступінь жорсткості на згинання валів та осей?
14. Область застосування підшипників кочення.
15. Класифікація підшипників кочення за формою та кількістю рядів тіл кочення.
16. Класифікація підшипників кочення за напрямком діючого навантаження.
17. Які навантаження витримують радіальний, радіально-упорний та упорний підшипники?
18. Класи точності підшипників кочення. Який клас точності найвищий і який найнижчий?
19. Умови позначення підшипників кочення.
20. Де проставляється клас точності в умовному позначенні підшипника?
21. Який клас точності підшипників не проставляється в умовному позначенні?
22. Записати умовне позначення радіального кулькового підшипника нульового класу точності легкої серії з внутрішнім діаметром 60 мм.
23. Розшифрувати умовне позначення підшипників: 205; 7215; 101.
24. Що означає встановлення радіально-упорних підшипників «урозпір» та «урозтяжку»? Показати схему навантаження.

25. Які деталі застосовують для кріплення підшипників на валах і в корпусах?

26. Навести особливості плаваючої та фіксуєуючої опор.

27. Мастильні матеріали для змащування підшипників кочення.

28. Які фактори треба враховувати у виборі мастильного матеріалу?

29. Види ущільнень опор з підшипниками кочення.

30. Найзагальніші вимоги до опор валів.

31. Способи забезпечення співвісності посадочних поверхонь.

32. У якому випадку застосовують розрахунок підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю?

33. У якому випадку застосовують розрахунок підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю?

34. Як розраховується номінальна довговічність підшипника?



НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

3.1. ЗВАРНІ ТА ПАЯНІ З'ЄДНАННЯ

3.1.1. Зварні з'єднання

Загальні відомості. Характеристика способів зварювання

Зварне з'єднання утворюється зварюванням з'єднуваних деталей у зоні стиснення і не вимагає ніяких допоміжних елементів. Процес зварювання ґрунтується на використанні сил молекулярного зчеплення з'єднуваних деталей під час сильного місцевого нагрівання їх до розплавленого (зварювання плавленням) або пластичного стану із застосуванням механічного зусилля (зварювання тиском). Затверділий після зварювання метал, що з'єднує зварені деталі, називається *зварним швом*.

Зварювання — один із найпрогресивніших і найпоширеніших способів одержання нерознімних з'єднань. Зварне з'єднання краще за інші наближає складові деталі до цілісних. У зварному з'єднанні простіше забезпечуються умови рівномірності і зменшення маси виробу. Зварювання застосовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, а і як технологічний спосіб виготовлення самих деталей (корпуси машин, рами, зубчасті колеса, шківні великих розмірів і т.ін.). У наш час освоєно зварювання всіх конструкційних сталей, чавуну, алюмінієвих та інших сплавів кольорових металів, а також термопластичних пластмас (вініпласт, полістирол та ін.).

У сучасному машинобудуванні з великої кількості існуючих видів зварювання найбільшого поширення набули ручне дугове зварювання плавким електродом, автоматичне дугове зварювання плавким електродом під флюсом, електрошлакове і контактне зварювання.

Ручне дугове зварювання плавким електродом застосовується для виготовлення конструкцій із короткими і незручно розміщеними зварними швами, у ремонтних процесах, для зварювання дрібних деталей і у невеликому обсязі виробництва.

Способи автоматичного швидкісного зварювання, які розроблені Інститутом електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, широко застосовуються як у нашій країні, так і за кордоном. Автоматичне зварювання забезпечує одержання швів однорідніших і міцніших, ніж під час ручного зварювання, і особливо ефективно у масовому і крупносерійному виробництві.

У порівнянні з клепаними і литими зварні конструкції мають такі основні переваги:

- простіша технологія підготовчих операцій;
- процес зварювання значно продуктивніший і економічніший, ніж процес клепання;
- можливість автоматизації робіт;
- рівномірність шва щодо елементів деталей;
- можливість створення конструкцій великих розмірів і складної форми, здатних конкурувати за складністю з литими деталями;
- зниження маси конструкції та економія матеріалу на 15...20 % (у разі заміни клепаної конструкції на зварну) і на 30...50 % (у разі заміни литої конструкції на зварну).

Недоліки зварних з'єднань такі:

- чутливість до вібраційних навантажень;
- значна концентрація напружень в області зварних швів;
- короблення деталей складної конфігурації;
- знижена стійкість до корозії.

Згідно з ДСТУ 3761.1–98...ДСТУ 3761.5–98 встановлено терміни та визначення основних понять щодо зварювання. За ДСТУ 3761.2–98 зварювання — це технологічний процес отримання нерознімного з'єднання заготовок за допомогою місцевого нагрівання та плавлення або пластичного стану (без застосування або із застосуванням деформування заготовок стисненням).

Серед багатьох способів зварювання, які класифікують за різними ознаками (ГОСТ 19521–74) переважно застосовується таке зварювання: електродугове металевим електродом; газополуменеве; електроконтактне точкове.

Найпоширеніше дугове зварювання, яке здійснюється електричною дугою, що виникає між електродом і зварюваними деталями. Розрізняють такі види цього способу зварювання: ручне дугове (ГОСТ 5264–80), автоматичне і напівавтоматичне дугове під флюсом (ГОСТ 11533–75), дугове в середовищі захисних газів (ГОСТ 14771–76).

Під час автоматичного електродугового зварювання під флюсом електрична дуга горить не на відкритому повітрі, як це відбувається під час ручного зварювання, а під шаром розплавленого флюсу. Гази, що виділяються у процесі плавлення електрода, основного металу і флюсу, утворюють над зварювальною ванною купол, що зверху обмежений рідким шлаком, а знизу — розплавленим металом. Зварювання під флюсом забезпечує високу якість розплавленого металу, оскільки зварювальна дуга і ванна розплавленого металу повністю захищені від шкідливого впливу кисню і азоту навколишнього повітря.

Для електродів використовують спеціальний електродний дріт діаметром 1,5...12 мм, як правило, з матеріалу тієї самої марки, що й зварюваний матеріал (табл. 3.1.1).

Флюси виготовляють із плавлених і керамічних матеріалів у вигляді гранульованої скло- або пемзоподібної структури з розмірами частинок 2,2...3,5 мм.

Швидкість подавання дроту під час зварювання вибирають залежно від діаметра електрода, сили постійного струму (140...260 А) і напруги дуги (25...35 В).

Таблиця 3.1.1. Типи електродів для дугового зварювання конструкційних сталей

Тип електрода	Зварюване з'єднання		
	Марка матеріалу	Межа міцності σ_B , МПа	Характеристика з'єднання
Э 42 Э 42А	Ст 3 кп (кипляча) Ст 3 пс (напівспокійна)	370...430	Конструкції із сталі вуглецевої звичайної якості за статичних навантажень, наприклад балки, рами, ферми та ін.
Э 46	Сталь 10 Сталь 15 Сталь 20	430...470	Конструкції із сталі вуглецевої якісної, наприклад балони, місткості, резервуари, що працюють під тиском
Э 46 А	Сталь 25 Л Сталь 35 Л	440...480	Конструкції на основі відливок із вуглецевої та легованої сталей, що потребують усунення дефектів під час ремонту, наприклад корпусні деталі
Э 50 А Э 55	Сталь 35 Сталь 45 Ст 5 пс	490...530 560...590 510...630	Конструкції із сталі вуглецевої якісної, що працюють в умовах невисоких динамічних навантажень, наприклад важелі, колеса зубчасті та ін.
Э 70 Э 85	Сталь 20 Х Сталь 40 Х	710...860	Конструкції із сталей легованих конструкційних, що працюють в умовах змінних динамічних навантажень, наприклад приводи та рами вібраційної техніки
Э 100 Э 125	Сталь 25 ХГТ Сталь 35ХГСА	960...1100 1250...1520	Конструкції із сталей легованих конструкційних, що працюють в умовах високих динамічних навантажень, наприклад деталі гідротурбін і гідротранспортних систем

Під час зварювання в середовищі захисного (інертного) газу (ГОСТ 14771–76) зона горіння електричної дуги і розплавленого металу захищається від кисню і азоту повітря потоком інертного газу. Як захисний газ використовують суміш аргону з киснем або вуглекислим газом (до 20 %), що значно стабілізує процес зварювання. Силу струму зварювання встановлюють залежно від діаметра електродного дроту в межах 70...220А, а напругу дуги — в межах 18...22В. Швидкість зварювання може бути значно підвищена порівняно зі зварюванням під флюсом.

Газополуменеве зварювання здійснюється полум'ям газу (ацетилену, водню, метану та ін.), який спалюють у струмені кисню, внаслідок чого полум'я нагріває зону зварювання деталей. Найширшого застосування набув *спосіб ацетилено-кисневого зварювання*, за якого для захисту місця зварювання від окиснення також застосовують обмазки і флюси, наприклад марки В 13-6. Флюс наносять на кромки зварюваних деталей зі зворотного боку шва шаром не менше як 0,5 мм і просушують протягом 20...25 хвилин.

Зварювання виконують нейтральним полум'ям, при цьому відстань від кінця ядра полум'я пальника до поверхні деталей має бути 3...5 мм. У разі зварювання металів різної товщини полум'я пальника слід спрямовувати на товщий метал. Режим у такому разі встановлюється за середньою товщиною зварюваних деталей.

Кут нахилу пальника до поверхні зварюваних деталей за товщини металу до 5 мм має бути 30...35°, а за великих товщин — 45...60°. Кут нахилу прутка присадного дроту до поверхні деталей становить 40...50°.

Зварювання треба виконувати, не відриваючи пальник від шва до закінчення зварювання. Повторне проходження пальником по шву для згладжування його поверхні не допускається.

Ацетилено-кисневому зварюванню віддають перевагу перед електродуговим для зварювання кольорових металів, алюмінієвих і магнієвих сплавів і чавунів.

Способи електродугового та газополуменевого зварювання належать до зварювання плавленням.

Електроконтактне точкове зварювання (ГОСТ 15878–79) здійснюється нагріванням локальної зони з'єднуваних деталей до пластичного стану матеріалу і подальшої дії зовнішніх стискальних зусиль. При цьому зона зварювання розм'якшується, метал на стику оплавляється і завдяки контактному стисненню утворюється міцне з'єднання.

Контактне зварювання залежно від конструкції виконавчих органів зварювальних пристроїв буває стикового, точкового та роликowego типів.

Зварювання здійснюється за рахунок імпульсного струму великої сили, що утворюється завдяки пристрою переривання струму, який забезпечує потрібну тривалість імпульсів і пауз між ними. Джерело струму на базі трансформатора забезпечує на виході напругу у межах 1,5...5 В і силу струму 5000...10 000 А. Механізмом зовнішнього навантаження можуть бути гідравлічні циліндри із зусиллям до 1500 Н і пневматичні діафрагмові приводи.

Електроконтактне зварювання має такі особливості:

- високу продуктивність процесу;
- незначні втрати присадного матеріалу;
- невелику зону термічного впливу (до 2 мм);
- можливість автоматизації та створення потокових ліній зварювального виробництва.

Поза увагою цього посібника залишаються спеціальні способи зварювання (електронно-променеве у вакуумі, світлопроменеве (лазерне), плазмове та ін., які поки що не мають широкого застосування у машинобудуванні.

Види зварних з'єднань і типи зварних швів

За призначенням зварні з'єднання поділяються на міцні, що забезпечують достатню міцність з'єднання, і міцнощільні, що застосовуються в тому разі, якщо крім високої міцності шва потрібна і його герметичність.

Залежно від розташування з'єднуваних деталей розрізняють такі види зварних з'єднань: стикові — С (рис. 3.1.1, а), напусткові — Н (рис. 3.1.1, б), кутові — К (рис. 3.1.1, в), таврові — Т (рис. 3.1.1, г).

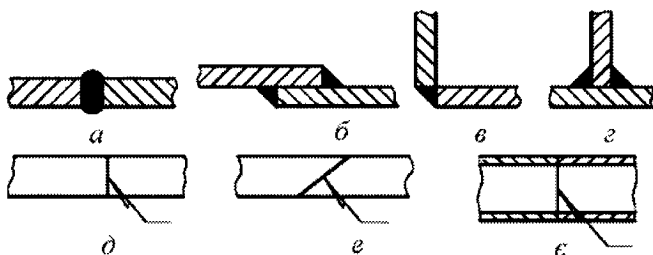


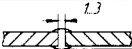
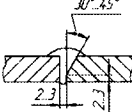
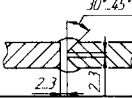
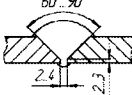
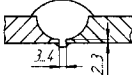
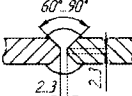
Рис. 3.1.1

Стикове з'єднання. В цих з'єднаннях зварні елементи розташовують в одній площині або на одній поверхні. ГОСТ 5264–80 встановлено 32 види стикових зварних з'єднань, які позначаються С1, С2, С3... та ін. Зварні стикові з'єднання бувають з прямим (рис. 3.1.1, *д*), косим (рис. 3.1.1, *е*) та кільцевим (рис. 3.1.1, *е*) швами. Стикові з'єднання найпоширеніші і використовують їх у виготовленні балок, резервуарів, трубопроводів, газопроводів тощо.

Оскільки зварені встик деталі майже цілком замінюють суцільні і мають мінімальну масу, їх широко застосовують у різних галузях машинобудування.

Для отримання якісного шва підготовляють кромки залежно від товщини зварюваних деталей, технології зварювання і розташування шва. Так, у дуговому зварюванні для стикового з'єднання застосовуються такі види підготовки кромки: без скосу та зі скосом однієї або двох кромки (табл. 3.1.2).

Таблиця 3.1.2. Види підготовки кромки деталей для стикового зварного з'єднання

Форма підготовки кромки	Ескіз зварного з'єднання	Позначення ручного способу зварювання	Діапазон товщин δ деталей, мм
Без скосу кромки		С7	3...6
Зі скосом однієї кромки		С12	4...60
З двома симетричними скосами однієї кромки		С15	8...90
З прямолінійним скосом двох кромки		С21	4...60
З криволінійним скосом двох кромки		С23	15...100
З двома симетричними скосами двох кромки		С25	12...100

Примітка. В умовному позначенні інших способів зварювання до позначення ручного зварювання додається позначення цих способів, наприклад, С7–У4П — дугове зварювання в середовищі захисних газів; С15–АФ — автоматичне і напівавтоматичне дугове зварювання під флюсом.

Напусткове з'єднання. Зварні елементи при цьому розташовуються паралельно і перекривають один одного та зварюються за допомогою кутових швів. Величина перекриття залежить від товщини зварюваних деталей і вибирається в межах 3...200 мм. Це з'єднання деталей умовно позначається Н1, Н2, Н3... та ін.

Залежно від розміщення шва з'єднання відносно лінії дії сили F розтягнення кутові шви бувають лобові (рис. 3.1.2, а), флангові (рис. 3.1.2, б), косі (рис. 3.1.2, в), комбіновані (рис. 3.1.2, г).

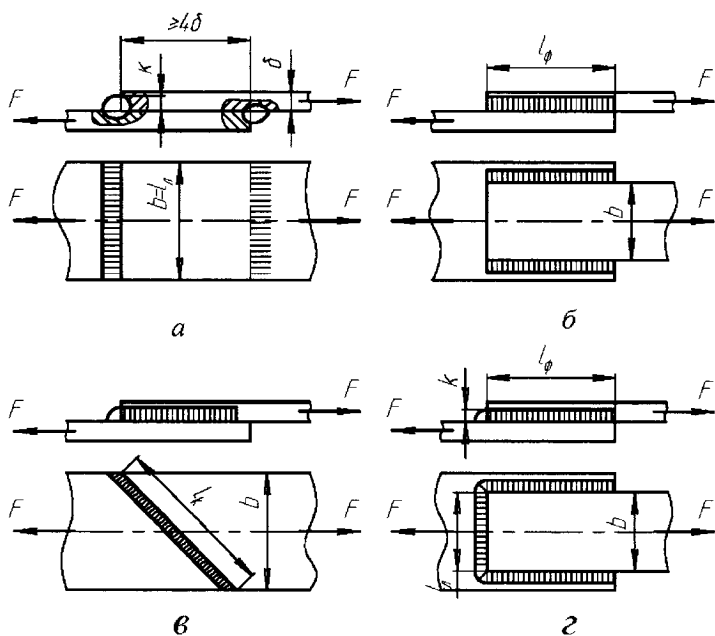


Рис. 3.1.2

Кутові шви за поперечним перерізом можуть мати нормальну (рис. 3.1.3, а), опуклу (рис. 3.1.3, б) та угнуту (рис. 3.1.3, в) форму. Катет поперечного перерізу шва k вибирають, як правило, рівним найменшій товщині δ_1 зварюваних деталей $k \leq \delta_1$ (рис. 3.1.3, а), але не менш як 3 мм за товщини з'єднуваних деталей $\delta_1 \geq 9$ мм. Розрахункову висоту (товщину) h кутового шва вибирають рівною висоті його перерізу А-А по бісектрисі.

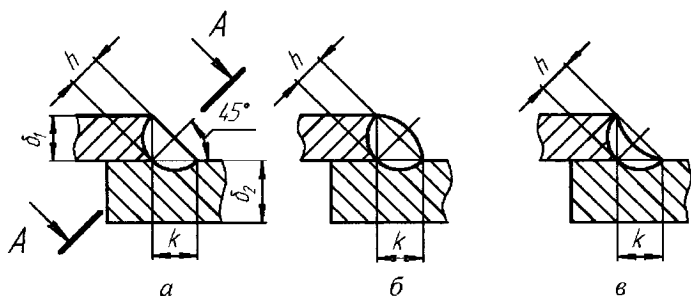


Рис. 3.1.3

Для всіх форм перерізів швів висоту умовно беруть

$$h = k \cdot \cos 45^\circ \approx 0,7k.$$

Довжина лобових швів l_n має бути в межах ширини в деталі $l_n = b$ (див. рис. 3.1.2, а), а довжина флангових швів l_ϕ — не більш як $l_\phi \cong 50 k$ (див. рис. 3.1.2, б, г).

Таврове з'єднання. Використовують при розміщенні з'єднаних деталей у взаємно перпендикулярних площинах (див. рис. 3.1.4), катет k кутових швів не повинен бути більший як $k = 1,2\delta$, де δ — найменша товщина зварюваних деталей.

Кромки однієї із зварюваних деталей підготовляють аналогічно кромкам стикового з'єднання (див.табл. 3.1.2), при цьому з'єднання може бути без скосу (див. рис. 3.1.4, а), з одним скосом (див. рис. 3.1.4, б) та двома симетричними скосами кромки (див. рис.3.1.4, в). Умовне позначення за ГОСТ 5264–80 — Т1, Т2, Т3... та ін.

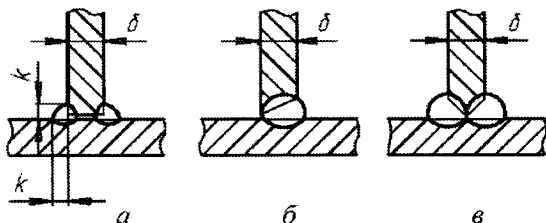


Рис. 3.1.4

Кутове з'єднання. Це зварне з'єднання двох деталей, розташованих під кутом і зварених у місці контакту їх кромки. Для зварювання використовуються кутові шви (див. рис. 3.1.1, в).

Кромки підготовляють так само, як і для таврового з'єднання. Кутове з'єднання малонавантажене і використовується, як правило, для забезпечення щільності з'єднання деталей. Умовне позначення за ГОСТ 5264–80 — У1, У2, У3 та ін.

Розрахунок зварних з'єднань

Основною вимогою під час проектування зварних конструкцій є забезпечення рівномірності шва і з'єднуваних ним деталей. Залежно від конструкції, розмірів і розташування зварних деталей визначають відповідний для даного з'єднання тип шва. Розрахунок зварних з'єднань переважно виконують як перевірний.

У розрахунку на міцність роблять такі припущення: навантаження розподіляється рівномірно по довжині шва, напруження — по площі перерізу шва.

Для *стикових з'єднань* із прямим (рис. 3.1.5, а) та косим (рис. 3.1.5, б) швами умова міцності має такий вигляд:

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_p], \quad (3.1.1)$$

де σ_p — розрахункове напруження розтягнення у шві; l — довжина шва (для прямого шва дорівнює ширині b з'єднуваних деталей); F — сила, що розтягує деталі з'єднання; δ — товщина тоншої із з'єднуваних деталей; $[\sigma'_p]$ — допустиме напруження розтягнення для матеріалу зварного шва.

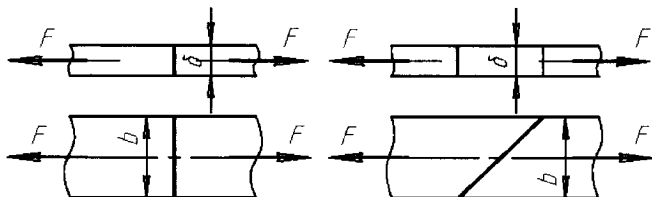


Рис. 3.1.5

Для *напусткових з'єднань* (див. рис. 3.1.2) умова міцності кутових швів визначається так:

$$\tau_3 = \frac{F}{0,7kl_c} \leq [\tau_3^1], \quad (3.1.2)$$

де τ_3 — розрахункове напруження зрізу у шві; F — сила, що навантажує з'єднання; k — катет кутового шва; l_c — сумарна

довжина всіх зварних швів у з'єднанні; $[\tau_3^1]$ — допустиме напруження зрізу для матеріалу зварного шва.

Сумарна довжина швів: для напусткового з'єднання фланговими швами $l_c = 2l_\phi$ (див. рис. 3.1.2, б); для з'єднання лобовими швами $l_c = 2l_n$ (див. рис. 3.1.2, а); для з'єднання комбінованими швами $l_c = 0,28l_n + 1,5l_\phi$ (див. рис. 3.1.2, з). В останньому випадку зменшену сумарну довжину швів беруть у зв'язку з нерівномірністю розподілу навантаження на лобовий і флангові шви.

У зварному з'єднанні з несиметричним розміщенням флангових швів відносно лінії дії сили F , наприклад, у з'єднанні листа з кутником (рис. 3.1.6, а) загальну довжину швів $l_c = l_{\phi 1} + l_{\phi 2}$ визначають за умови міцності. Після цього величини $l_{\phi 1}$ та $l_{\phi 2}$ беруть обернено пропорційно відстаням b_1 і b_2 :

$$l_{\phi 1} = \frac{l_c b_2}{(b_1 + b_2)}; \quad l_{\phi 2} = \frac{l_c b_1}{(b_1 + b_2)}. \quad (3.1.3)$$

Для напусткового з'єднання із кільцевим кутовим швом (рис. 3.1.6, б) напруження зрізу в шві визначають окремо від сили F і від обертового моменту T . Ці напруження спрямовані під прямим кутом і визначаються:

$$\left. \begin{aligned} \tau_F &= \frac{F}{0,7k\pi d}; \\ \tau_T &= \frac{F_1}{A} = \frac{2T}{0,7\pi d^2}; \\ \tau &= \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2} \leq [\tau^1]. \end{aligned} \right\} \quad (3.1.4)$$

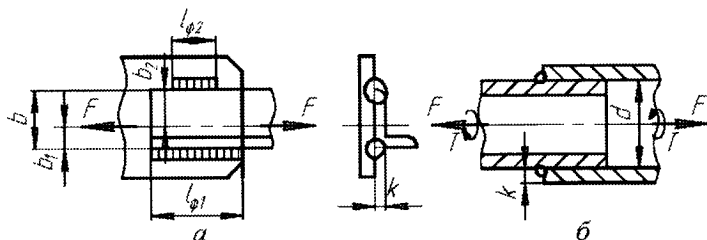


Рис. 3.1.6

Тонкостінні листові конструкції зварюють точковим (контактним) електрозварюванням (рис. 3.1.7). Діаметр d зварних

точок, що утворюються на контактних поверхнях деталей, беруть залежно від їх товщини δ . При $\delta \leq 3$ мм $d = 1,2\delta + 4$ мм, при $\delta > 3$ мм $d = 1,5\delta + 5$ мм. Крок точок зварювання $t = 3d$.

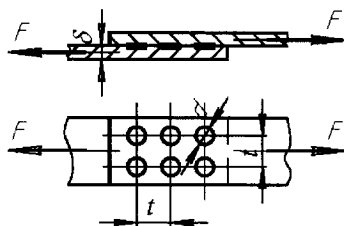


Рис. 3.1.7

Точкові зварні з'єднання розраховують на зріз за умови, що навантаження між точками розподілено рівномірно:

$$\tau_3 = \frac{4F}{\pi d^2 z} \leq [\tau_3^1], \quad (3.1.5)$$

де z — кількість зварних точок.

Допустимі напруження для зварних швів залежать від виду зварювання та типу електрода і визначаються в частках від допустимих напружень $[\sigma_p]$ під час розтягнення металу з'єднуваних деталей (табл. 3.1.3).

Таблиця 3.1.3. Допустимі напруження для зварних швів

Вид зварювання	Під час розтягнення $[\sigma'_p]$	Під час стиснення $[\sigma'_c]$	Під час зрізування $[\tau'_3]$
Автоматичне електродугове електродами Э42А, Э46А	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручне дугове електродами Э42, Э46	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Електроконтактне точкове електродами Э50А, Э55	—	—	$0,5[\sigma_p]$

Під час розрахунку зварного з'єднання деталей кутовим швом можна, задавши величину катета k шва із умови його міцності на розтягнення або зрізування, визначити сумарну довжину l_c швів, а потім розподілити її на довжини окремих елементів швів.

Умовні зображення та позначення швів зварних з'єднань

ГОСТ 2.312–80 установлює правила умовного зображення та позначення на креслениках швів зварних з'єднань.

1. Шов зварного з'єднання, незалежно від способу зварювання, умовно зображують:

видимий — суцільною основною лінією (рис. 3.1.8, а);

невидимий — штриховою лінією (рис. 3.1.8, б).

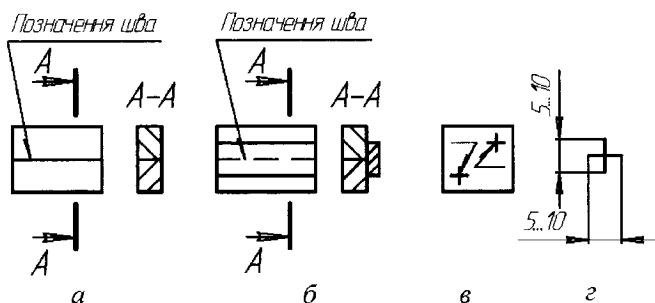


Рис. 3.1.8

Видиму одиночну точку, незалежно від способу зварювання, зображують знаком «+» (рис. 3.1.8, в), який виконують основною суцільною лінією (рис. 3.1.8, з).

Невидимі одиночні точки зварювання не позначають.

2. Від зображення шва або одиночної точки проводять однобічну стрілку з лінією-виноскою, яка закінчується горизонтальною поличкою (див. рис. 3.1.8, а, б, в). Лінію-виноску рекомендується проводити від зображення видимого шва. Якщо стрілка лінії-виноски упирається в лицьовий бік шва, умовне позначення проставляють над поличкою, якщо ж у зворотний — під поличкою (рис. 3.1.9, а, б). За лицьовий бік двобічного шва з несиметричними кромками вибирають той бік, з якого проварюють основний шов (див. рис. 3.1.9, в); за лицьовий бік двобічного шва з симетричними кромками можна вважати будь-який бік.

Розміри конструктивних елементів швів наведено в стандартах, тому на креслениках їх показують лише для нестандартних швів. Межі шва виконують суцільними основними лініями, а конструктивні елементи кромки у межах шва — суцільними тонкими лініями (див. рис. 3.1.9, з).

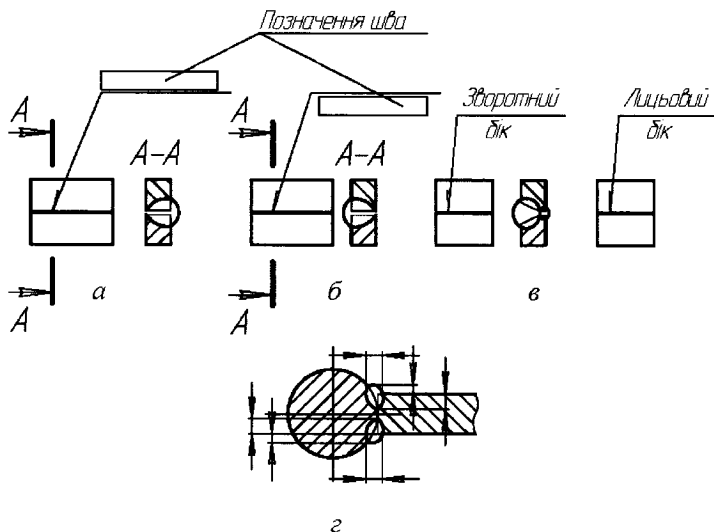


Рис. 3.1.9

Структуру умовного позначення стандартного зварного шва або точки показано на рис. 3.1.10, а.

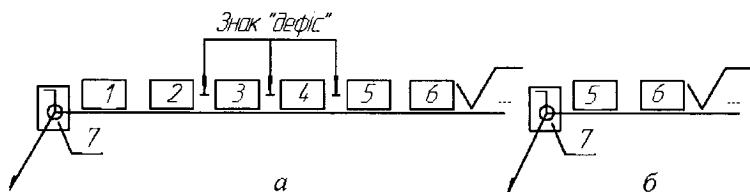


Рис. 3.1.10

На місці зазначених прямокутників записують:

1 — позначення стандарту на типи і конструктивні елементи швів;
 2 — літерно-цифрове позначення шва за стандартом;
 3 — умовне позначення способу зварювання за стандартом (дозволяється не позначати спосіб зварювання);

4 — знак « \triangle » і катет для кутових, таврових швів і для з'єднань внапуск, якщо вони виконані без підготовки кромки (на навчальних креслениках величину катета можна взяти такою, що дорівнює $(0,5-0,7) \delta$, де δ — товщина деталі);

5 — ця позиція стосується позначення переривчастих швів, одиночних зварних точок, точкового і роликового контактного зварювання та електрозаклепкових швів із зазначенням таких даних:

- для переривчастого шва — розмір довжини провареної ділянки, знак 4 чи 5 (табл. 3.1.4) і розмір кроку;
- для шва контактного точкового зварювання — розмір розрахункового діаметра точки, знак 4 або 5 (див. табл. 3.1.4) і розмір кроку;
- для шва контактного шовного зварювання — розмір розрахункової ширини шва;
- для переривчастого шва контактного зварювання — розмір розрахункової ширини шва, знак множення «×», розмір довжини провареної ділянки, знак 4 (див. табл. 3.1.4) і розмір кроку;
- 6 — позначення допоміжних знаків 7, 2, 1 (див. табл. 3.1.4);
- 7 — позначення допоміжних знаків 6 і 3 (див. табл. 3.1.4).

Таблиця 3.1.4. Допоміжні знаки в позначенні зварних швів

Допоміжний знак	Значення допоміжного знака	Розташування допоміжного знака відносно полички лінії-виноски	
		з лицьового боку	зі зворотного боку
1	Посилення шва зняти		
2	Напливи й нерівності шва обробити з плавним переходом до основного металу		
3	Шов виконати під час монтажу виробу, тобто під час встановлення виробу за монтажним креслеником на місці використання		
4 /	Шов переривчастий або точковий з ланцюговим розташуванням (кут нахилу лінії — 60°)		
5 Z	Шов переривчастий або точковий з шаховим розташуванням		
6	Шов по замкненій лінії, діаметр знака — 3...5 мм		
7	Шов по незамкненій лінії (використовують, коли розташування шва зрозуміле з кресленика)		

Після допоміжних знаків, якщо потрібне механічне оброблення зварного шва, вказують позначення шорсткості поверхні обробленого шва (див. рис. 3.1.10, б). Допоміжні знаки виконують суцільними тонкими лініями, висота цих знаків повинна дорівнювати висоті цифр, які входять у позначення шва. Знак катета шва (рівнобічний прямокутний трикутник) виконують суцільною тонкою лінією. Шорсткість поверхонь усіх зварних швів, якщо вона однакова, можна вказати в технічних вимогах над основним написом кресленика, наприклад, «Шорсткість поверхонь оброблених зварних швів $\sqrt{\dots}$ ».

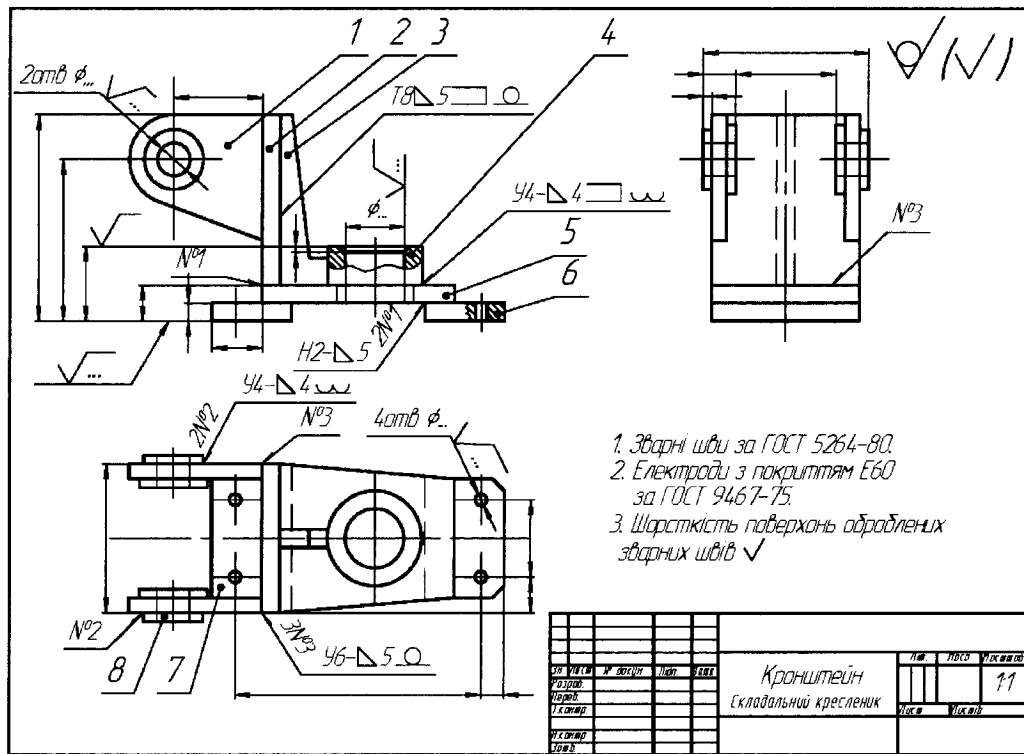


Рис. 3.1.11

Приклади умовного позначення зварних швів на складальному кресленнику зварного виробу та зразок його оформлення показано на рис. 3.1.11. У позначенні швів, що з'єднують деталі виробу «Кронштейн», наведено такі характеристики:

– шов № 1, що з'єднує деталі поз. 5 і 6: шов з'єднання напустковий, двобічний Н2 з катетом 5 мм;

– шов № 2, що з'єднує деталі поз. 1 і 8: шов з'єднання кутового без підготовки кромки К4, однобічний з катетом 4 мм, обробити з плавним переходом до основного металу та виконати по замкненій лінії;

– для з'єднання деталей поз. 4 і 5 застосовується також шов № 2, тільки виконаний по незамкненій лінії;

– шов № 3, що з'єднує деталі поз. 1 і 2 та 2 і 5: шов з'єднання кутового зі скосом однієї кромки К6, однобічний з катетом 5 мм, посилення шва зняти. Для з'єднання деталей поз. 3 і 2 застосовується: шов з'єднання таврового з симетричним скосом кромки Т8, двобічний з катетом 5 мм по незамкненій лінії, посилення шва зняти.

Вид зварювання всіх деталей ручне дугове за ГОСТ 5264–80, тип електродів і шорсткість зварних швів наведено в технічних вимогах.

У позначенні зварних швів і з'єднань допускаються деякі спрощення:

– якщо у виробі всі шви виконують за одним стандартом, то в умовному позначенні кожного шва його не вказують, а записують у технічних вимогах, наприклад «Зварні шви ... за ГОСТ...» або в таблиці;

– якщо на кресленнику виробу є однакові шви, то повне позначення наводять лише на одному з таких швів, а на решті — присвоєний номер, кількість однакових швів вказують на лінії-виносці;

– на кресленнику симетричного виробу відмічати лініями-виносками і позначати шви дозволяється тільки на одній із симетричних частин;

– якщо виріб має кілька однакових складових частин, приварених однаковими швами, умовне позначення допускається проставляти лише одній із складових частин виробу;

– якщо зварну конструкцію зображують на складальному кресленнику разом з іншими деталями, то її показують як єдиний предмет, тобто заштриховують увесь виріб однаково, а межу між деталями зварного виробу виконують суцільними основними лініями.

3.1.2. Паяні з'єднання

Загальні відомості

За конструкцією паяні з'єднання подібні до зварних. Застосування паяння в машинобудуванні зростає в зв'язку з впровадженням нових конструкційних матеріалів (наприклад пластмас) і високоміцних легованих сталей, багато з яких погано зварюються.

Паяння — один з основних видів з'єднань у приладобудуванні, радіоелектроніці, де вони переважно є сполучними, а не силовими з'єднаннями. Паяні з'єднання широко застосовуються в літакобудуванні, легкій промисловості і побуті.

З'єднання утворюються завдяки місцевому нагріванню додаткового легкоплавкого матеріалу — припою, що розтікається по нагрітих з'єднуваних поверхнях деталей і, охолоджуючись, утворює паяний шов, дифузійно та хімічно з'єднаний з матеріалом деталей.

Припій і деталі нагрівають полум'ям газового пальника, у печак, електричним паяльником тощо.

Паяння має ряд переваг у порівнянні зі зварюванням, а саме:

- збереження механічних властивостей, структурного і хімічного складу основного металу з'єднуваних паянням деталей;
- отримання чистого виду з'єднання з незначними деформаціями і внутрішніми напруженнями;
- простота технологічного процесу паяння і можливість його механізації.

До недоліків паяння можна віднести:

- знижену в деяких випадках міцність з'єднання щодо основного матеріалу;
- дефіцитність матеріалів у разі застосування припоїв на основі олова та срібла.

На відміну від зварювання паянням можна з'єднувати деталі не тільки з однорідних, а й з неоднорідних матеріалів. При цьому кромки деталей не розплавляються, що дає можливість точніше витримати їх розміри, а також виконувати повторні ремонтні з'єднання.

Сучасні способи паяння і технологічне обладнання дають змогу паяти конструкції, що працюють в умовах високих температур, високого навантаження та вібрацій.

Найширше застосовуються такі способи паяння:

індукційне, яке виконують на високочастотних установках з ламповими або магнітними перетворювачами, а також на спеціальних індукційних установках;

паяння зануренням — об'єкти паяння вміщують у розплавлені припої, солі. При цьому паяння можна виконувати як у газовому середовищі, так і у вакуумі;

газополуменеве паяння за допомогою пальників з газовим або рідким паливом;

паяння локальними (місцевими) концентрованими джерелами енергії: інфрачервоним випромінюванням, електронним і лазерним променем, електричною дугою, сфокусованим світловим променем;

паяння паяльниками: електричними паяльниками, з непрямим нагріванням, ультразвукове або абразивне.

У різних галузях машинобудування найпоширеніший флюсовий метод паяння високотемпературними припоями. Як припій найчастіше використовують корозійностійкі сплави (алюміній, мідь, кремній), які мають міцність $\sigma_v = 145 \dots 175$ МПа і температуру плавлення $T = 525$ °С.

Для підвищення якості паяних з'єднань потрібно за допомогою спеціальних флюсів якісно очищати поверхні деталей від технічних забруднень та окисних плівок. Як флюси використовують суміші та розчини солей, кислот, органічних сполук, наприклад каніфоль, буру та ін., що ефективно видаляють окисну плівку.

Міцність паяного з'єднання визначається вибором припою, який повинен добре змочувати знежирені поверхні деталей та утворювати міцні і корозійностійкі з'єднання паяних металів. Для припоїв застосовують сплави на основі міді, олова, срібла. Найчастіше застосовують олов'яно-свинцеві безсурм'яні (ПОС 10, ПОС 40, ПОС 61 та ін.) і сурм'яні (ПОССу 10-2, ПОССу 18-2 та ін.) припої, а також срібні (ПСр25, ПСр45 та ін.) і мідно-цинкові (ПМЦ 36, ПМЦ 48, ПМЦ 54) припої. Цифри в позначенні марок припоїв відповідають відсоткам вмісту олова, срібла та міді. Характеристики, межі міцності та призначення деяких марок припоїв наведено в табл. 3.1.5.

Припої виготовляють найчастіше у вигляді дроту та стрічки, що мають усталені розміри для певних марок припою. Так, для олов'яно-свинцевого припою діаметр і довжина дроту, мм, відповідно становить: $d = 0,5 \dots 2,0$; $l = 800 \dots 10\,000$, а розміри стрічки, мм: $\delta = 0,8$ і $1,0$ при $b = 8 \dots 10$ та $\delta = 1,5 \dots 5,0$ при $b = 5 \dots 15$ і довжина $l = 1000$.

Таблиця 3.1.5. Характеристика та призначення припоїв

Назва і марка припою		Матеріал з'єднуваних деталей	Допустимі напруження з'єднань, МПа		Призначення припою
			$[\sigma_p]$	$[\tau_{op}]$	
Олов'яно-свинцеві (ГОСТ 21931-76)	ПОС 90 ПОС 61 ПОС 40 ПОС 10	Сталь Ст3, Ст4, Ст5, Х18Н91	-	33...60	Паяння оцинкованої жерсті, контактних поверхонь деталей електричних приладів
	ПОССу 18-2 ПОССу 15-2 ПОССу 10-2	Мідь М1, М2, Латунь Л 62, Л 63	-	22...28	Паяння радіаторних трубок, оцинкованих деталей холодильних агрегатів
Мідно-цинкові (ГОСТ 23137-78)	ПМЦ 36 ПМЦ 48 ПМЦ 54	Сталь 40ХНМА, 30ХГСА. Бронза БрОЦ4-3, БрА7	210...350	-	Паяння деталей із мідно-цинкових сплавів, бронзи та сталі
Срібні (ГОСТ 19738-74)	ПСр45 ПСр25	Сталь 30ХГСА, 40ХНМА. Латунь ЛМц58-2, ЛО62-1	460...590	180...420	Паяння деталей із титану та його сплавів, із сталі й міді та її сплавів

Приклади умовного позначення припоїв у виробках:

припій у вигляді дроту діаметром 1,5 мм марки ПОС 40:

Припій Др 1,5 ПОС 40 ГОСТ 21931-76;

те саме у вигляді стрічки розміром $\delta = 1,0$ мм, $b = 9,0$ мм:

Припій С1×9 ПОС 40 ГОСТ 21931-76.

Розрахунок на міцність з'єднання паянням

За конструкцією розрізняють стикові (рис. 3.1.12, *a*) та напусткові (рис. 3.1.12, *б*) паяні з'єднання деталей.

Міцність стикового з'єднання підвищується, якщо застосувати ступеневу або косу форму кромки з'єднуваних паянням деталей. Міцність напусткового з'єднання можна підвищити, збільшуючи напуск або застосовуючи одну або дві накладки. Аналогічно виконують паяні з'єднання трубопроводів (див. рис. 3.1.12, *в*).

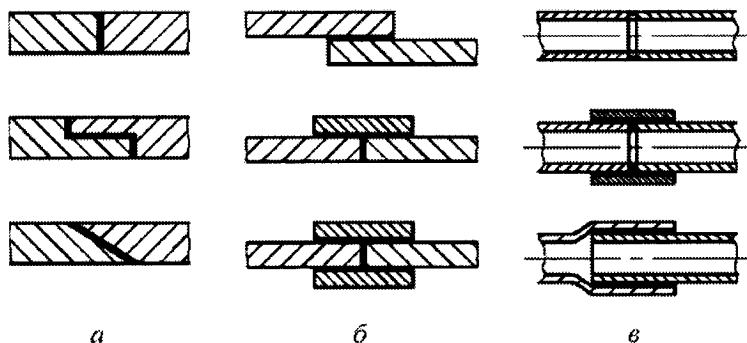


Рис. 3.1.12

Розрахунок на міцність паяних з'єднань виконують аналогічно розрахунку зварних з'єднань. Для стикового з'єднання (див. рис. 3.1.13, а) умову міцності на розтягнення записують у вигляді

$$\sigma_p = F/(b\delta) \leq [\sigma_p]. \quad (3.1.6)$$

Для напусткових з'єднань (див. рис. 3.1.13, б) умова міцності на зріз

$$\tau_{зр} = F/(bt) \leq [\tau_{зр}]. \quad (3.1.7)$$

У наведених формулах позначення розмірів з'єднань відповідають вказаним на рис. 3.1.13. Поверхня напусткового з'єднання, що передає навантаження від однієї деталі до іншої і перебуває під дією зусилля зсуву, дорівнює площі стику деталей.

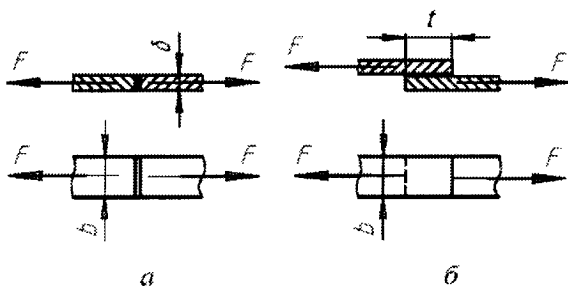


Рис. 3.1.13

Поки що не існує загальних рекомендацій щодо вибору допустимих напружень розтягнення $[\sigma_p]$ та зрізу $[\tau_{зр}]$ для паяних з'єднань. Під час розрахунків на міцність можна орієнтуватися на дані табл. 3.1.5, де наведено границі міцності σ_p та $\tau_{зр}$ (відповідно до розтягнення і зрізу) паяних з'єднань для окремих випадків.

Зі збільшенням площі контакту несуча здатність з'єднання збільшується. При цьому більший ефект можна отримати завдяки збільшенню ширини деталей і менший — завдяки довжині напустка. Це пов'язано з концентрацією напружень на краях з'єднання, як і у зварних з'єднаннях.

Міцність паяних з'єднань істотно залежить від міцності припою й активності взаємодії розплавленого припою та основного металу. За активного розчинення припою в металі міцність з'єднань на 30...60 % вища за міцність припою.

На якість з'єднання істотно впливають величина сполучного зазора й умови розтікання припою в ньому. Під час паяння вуглецевих сталей припоями з міді, латуні й срібла потрібний зазор устанавлюється в межах 0,05...0,15 мм.

Позначення на складальних креслениках з'єднань паянням

Незалежно від способу паяння шви паяних з'єднань зображують на креслениках згідно з ДСТУ 2222-93 потовщеною лінією. Товщина лінії, що зображує припій на видах і в перерізах, дорівнює приблизно $2s$, де s — товщина основної суцільної лінії (рис. 3.1.14).

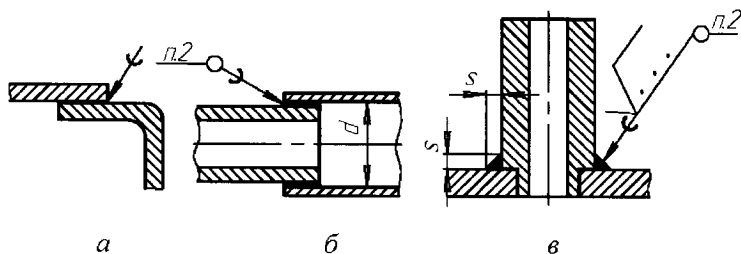


Рис. 3.1.14

На лінії-виносці, що починається від шва двосторонньою стрілкою, розміщують умовний знак паяння, схожий на літеру С, який виконують суцільною основною лінією (див. рис. 3.1.14, а). Шов по замкненій лінії позначають тим самим знаком, що й зварні шви.

Якщо паяний шов виконано по периметру, то лінію-виноску закінчують колом діаметром 3...4 мм (див. рис. 3.1.14, б). У разі потреби на зображеннях паяного з'єднання вказують розміри шва та шорсткість поверхні (див. рис. 3.1.14, в).

У технічних вимогах на кресленнику припій позначають згідно зі стандартом, наприклад, «Припій Др2 ПОС 61 ГОСТ 21931-76». Посилання на номер пункту у вимогах вказують на полиці лінії-виноски (див. рис. 3.1.14, б, в).

Якщо шви на виробі виконують припоями різних марок, то швам, які виконуються одним і тим самим припоєм, надають один порядковий номер, а в технічних вимогах записують: «ПМЦ 48 ГОСТ ...(№ 1), Др 2 ПОС 10 ГОСТ ...(№ 2)» та ін.

3.2. ЗАКЛЕПКОВІ ТА ПРЕСОВІ З'ЄДНАННЯ

3.2.1. Заклепкові з'єднання

Загальні відомості та класифікація з'єднань

Заклепкове з'єднання належить до нерознімних, оскільки під час роз'єднання пошкоджуються деталі і руйнуються заклепки.

У порівнянні зі зварними з'єднаннями клепані конструкції мають ряд переваг:

- висока міцність і надійність з'єднання, особливо в конструкціях, що сприймають інтенсивні вібраційні або ударні навантаження;
- можливість з'єднання деталей із різних матеріалів, наприклад, кріплення обкладок із фрикційних матеріалів у гальмах і фрикційних муфтах;
- незмінність фізико-хімічних властивостей матеріалів з'єднуваних деталей у процесі клепаання;
- з'єднання тонкостінних деталей, нагрівання яких під час зварювання недопустиме через небезпеку короблення уже оброблених деталей.

Недоліки клепаного з'єднання:

- трудність з'єднання деталей складної конфігурації;
- концентрація напружень унаслідок ослаблення з'єднуваних деталей отворами під заклепки;
- складність технологічного процесу виготовлення клепанних конструкцій, що супроводжуються шумом і вібрацією.

У заклепкових з'єднаннях з'єднувальними елементами є заклепки — стрижні круглого поперечного перерізу з головками на кінцях. Невставлена заклепка має одну головку, яка нази-

вається *заставною*. Друга головка, що утворена в процесі клепання, називається *замикальною*. Типи заклепок загального призначення передбачені стандартами: з напівкруглою головкою (*а*); з потайною (*б*) та напівпотайною (*в*) головками; із плоскою головкою (*г*) (рис. 3.2.1). Найчастіше застосовуються заклепки із напівкруглою головкою з діаметром стрижня від 1 до 36 мм.

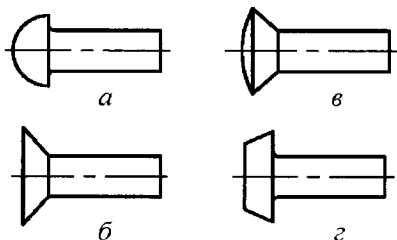


Рис. 3.2.1

Крім зазначених стандартних заклепок із суцільним стрижнем, у машино- і приладобудуванні, машинах і виробках легкої промисловості застосовують трубчасті заклепки або пістони, виготовлені зі сталевих, мідних, латунних і металевих тонкостінних трубок. Їх застосовують для малонавантажених або нещільних з'єднань. Для з'єднання металевих деталей застосовують пістони з фланцями (рис. 3.2.2, *а*), а для з'єднання деталей із еластичних матеріалів (шкіри, гуми, пластмас та ін.) — пістони з загнутими бортами (рис. 3.2.2, *б*).

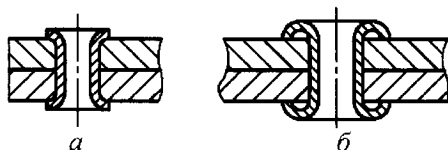


Рис. 3.2.2

Заклепки виготовляють із сталі, алюмінію, латуні, міді та інших матеріалів. Матеріал заклепок повинен бути досить пластичним для забезпечення формування головок. Сталеві заклепки виготовляють із вуглецевих сталей (Ст2, Ст3, Сталь 10 кп, Сталь 20 кп), а в спеціальних випадках — із легованої сталі (09Г2,

X18H9T). Для уникнення хімічної корозії в з'єднаннях застосовують заклепки з того самого матеріалу, що й з'єднувані деталі.

Стрижень заклепки вставляється в заздалегідь підготовлений (свердлуванням або продавлюванням) отвір у з'єднуваних деталях (рис. 3.2.3, а), після чого з виступного кінця заклепки утворюється друга головка — замикальна (рис. 3.2.3, б). Процес утворення замикальної головки називається клепкою. З'єднання деталей машини чи споруди, здійснене групою заклепок, називається *заклепковим швом*.

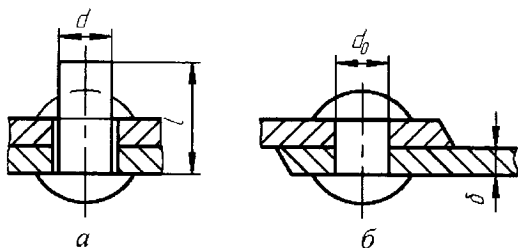


Рис. 3.2.3

Довжина невставленої заклепки l визначається з умови

$$l = \Sigma\delta + (1,5 \dots 1,7)d, \quad (3.2.1)$$

де $\Sigma\delta$ — сумарна товщина з'єднуваних деталей, мм; d — діаметр стрижня заклепки, мм.

Для полегшення вставлення заклепки діаметр отвору d_0 у з'єднуваних деталях виконують трохи більшим (на 0,5...1 мм) за діаметр стрижня невставленої заклепки (див. рис. 3.2.3, а). У результаті клепання стрижень заклепки осідає і щільно заповнює отвір (див. рис. 3.2.3, б). Отже, діаметр стрижня вставленої заклепки дорівнює діаметру отвору під заклепку.

Клепання виконують вручну із застосуванням пневматичних клепальних молотків або на спеціальних клепальних машинах. Машинним клепанням отримують з'єднання підвищеної якості, оскільки забезпечується однорідність посадки заклепок і збільшується сила стиснення деталей.

У разі застосування сталевих заклепок діаметром до 10 мм і заклепок із кольорових металів клепання виконують холодним способом, а у разі застосування заклепок більшого діаметра — гарячим способом (кінець заклепки підігрівають до 1000...1100 °С).

За призначенням заклепкові з'єднання поділяють на такі:

- міцні, що забезпечують достатню міцність з'єднання (вузли машин, конструкції споруд);
- щільноміцні, застосовувані в разі, якщо крім високої міцності шва потрібна і герметичність (парові котли і резервуари з високим тиском);
- щільні, що забезпечують потрібну герметичність з'єднання у разі, якщо не потрібна висока міцність шва (резервуари, що працюють під невеликим внутрішнім тиском і під вакуумом).

За взаємним розташуванням з'єднаних деталей розрізняють шви внапусток (рис. 3.2.4, а) і встик. З'єднання встик виконують за допомогою однієї (див. рис. 3.2.4, б) або двох накладок (див. рис. 3.2.4, в).

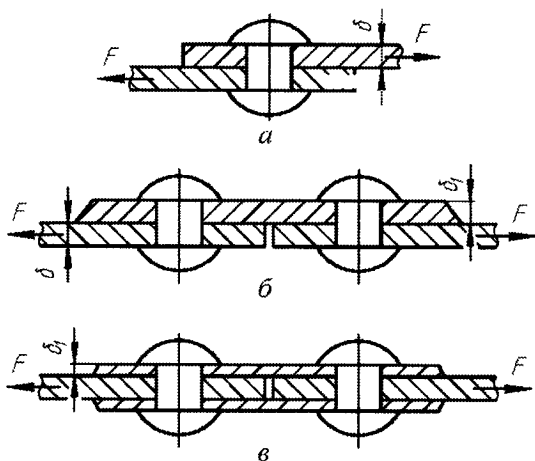


Рис. 3.2.4

Надійніший, хоча й складніший конструктивно, шов із двома накладками. У цьому шві силами, що прагнуть зрушити з'єднані листи, кожна заклепка зрізається по двох поперечних перерізах, тимчасом як у шві внапусток з однією накладкою кожна заклепка зрізається по одному перерізу. Залежно від кількості зрізів шви називають *дво-* й *однозрізними*.

Кожен шов може бути виконаний одним або кількома рядами заклепок. Залежно від цього розрізняють шви *однорядні* (рис. 3.2.5, а), *дворядні* (див. рис. 3.2.5, б, г, д) і *багаторядні* (див. рис. 3.2.5, в). Кількість рядів більше трьох через нерівномірний розподіл навантаження на заклепки зустрічається рідко.

За розташуванням заклепок дворядні і багаторядні заклепкові шви розрізняють із рядовим (див. рис. 3.2.5, а, з) і шаховим (див. рис. 3.2.5, б, д) розташуванням заклепок.

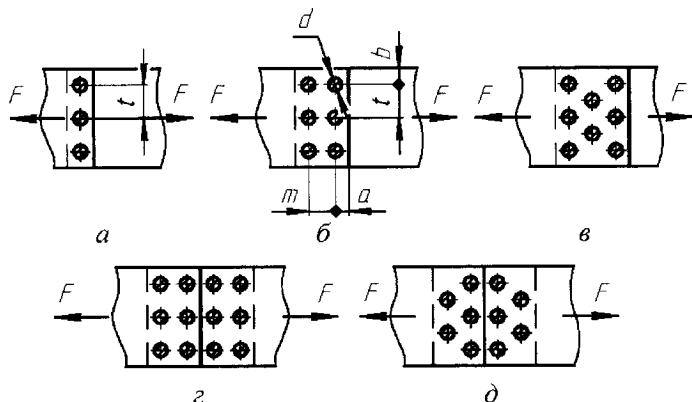


Рис. 3.2.5

Розрахунок заклепкових з'єднань

Незважаючи на складну залежність між силами, напруженнями і деформаціями в заклепковому шві, заклепки розраховують тільки на *зрізування і зминання*, а з'єднувані деталі — тільки на *розтягнення* (стискання по ослабленому отворами перерізу і зминання стінок отворів).

Таблиця 3.2.1. Рекомендовані діаметри отворів під заклепки, мм

Номинальний діаметр заклепки	Діаметри отворів		Номинальний діаметр заклепки	Діаметри отворів	
	Точне складання	Грубе складання		Точне складання	Грубе складання
6,0	6,2	6,8	19,0	21,0	21,0
7,0	7,2	7,8	22,0	23,0	24,0
8,0	8,2	8,8	25,0	26,0	27,0
10,0	10,5	11,0	28,0	29,0	30,0
13,0	13,5	14,0	30,0	31,0	32,0
13,5	14,0	14,5	31,0	32,0	33,0
16,0	16,5	17,0	34,0	35,0	36,0
16,5	17,0	17,5	37,0	38,0	39,0

У розрахунку припускають таке: навантаження рівномірно розподілено між усіма заклепками; концентрацію напружень біля отворів не враховують; навантаження між бічною поверхнею заклепки і стінкою отвору (напруження зминання) вважають розподіленим рівномірно по поперечному перерізу заклепки.

Оскільки в заклепковому шві заклепка практично повністю заповнює отвір, то розрахунки виконують за діаметром отвору під заклепку d_0 , який трохи більший за діаметр заклепки d .

Значення діаметрів d і d_0 наведено в табл. 3.2.1.

Заклепкові шви розраховують:

– на зріз заклепок:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{zA_{зр}} \leq [\tau_{зр}], \quad (3.2.2)$$

де z — кількість заклепок; $A_{зр}$ — сумарна площа зрізу заклепки,

$A_{зр} = \frac{\pi d_0^2}{4} i$; i — кількість площин зрізу заклепки; d_0 — діаметр

отвору під заклепку;

– на зминання бічної поверхні заклепок і стінок отворів у з'єднаних деталях:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{zA_{зм}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (3.2.3)$$

де $A_{зм}$ — площа зминання заклепки або листа, що дорівнює проекції бічної поверхні циліндра заклепки на осевий переріз, $A_{зм} = d_0 \delta_{\min}$; δ_{\min} — найменша товщина з'єднаних деталей (листів);

– на розтяг (стискання) листа:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{нп}} \leq [\sigma_p], \quad (3.2.4)$$

де $A_{нп}$ — розрахункова площа в небезпечному перерізі листа, $A_{нп} = (b - d_0 m) \delta_{\min}$; b — ширина листа; m — крок між рядами заклепок.

Для стикових швів кількість заклепок враховують з одного боку стінки.

У конструюванні заклепкових швів треба дотримуватись співвідношень, що забезпечують рівномірність з'єднання.

Конструктивні співвідношення заклепкового з'єднання (див. рис. 3.2.5, б):

$d \approx (1,8 \dots 2,2) \delta_{\min}$ — діаметр заклепки (округлюють за стандартом, табл. 3.2.1);

$t \approx (3 \dots 6) d$ — крок заклепкового шва;

$a \approx (1,5 \dots 2) d$, $b \approx d$ — відстані від осі заклепки до краю листа;

$m \approx (3 \dots 6) d$ — крок між рядами заклепок.

Товщину δ_1 накладок беруть залежно від товщини δ основного матеріалу деталей: $\delta_1 \approx 1,25\delta$ — для однозрізних заклепок, тобто в швах з однією накладкою; $\delta_1 \approx 0,6(0,6 \dots 0,7)\delta$ — для двозрізних заклепок, тобто в швах з двома накладками.

Заклепки рекомендується розміщувати так, щоб мати якомога меншу кількість отворів у небезпечних перерізах з'єднаних деталей.

Наприклад, у шаховому розміщенні заклепок ряд з найменшою їх кількістю має бути першим від краю листа, оскільки в цьому перерізі виникає найбільша поздовжня сила, яка дорівнює зовнішній силі F .

Заклепки слід розміщувати симетрично відносно осі, яка проходить через центри ваги поперечних перерізів з'єднаних деталей. Якщо одна (або обидві) із з'єднаних деталей несиметрична, наприклад куточок, то заклепки треба розміщувати якомога ближче до її осі.

Для з'єднання деталей заданої конструкції застосовують заклепки одного діаметра, причому менше двох заклепок не ставлять.

Допустимі напруження для розрахунку беруть з табл. 3.2.2 і 3.2.3

Таблиця 3.2.2. Допустимі напруження на зрізання $[\tau_{зр}]$ і зминання $[\sigma_{зм}]$ для заклепок із низьковуглецевих сталей, МПа

Вид напруження	Оброблення отвору	Матеріал заклепки		Вид напруження	Оброблення отвору	Матеріал заклепки	
		Ст0	Ст3			Ст0	Ст3
Зрізання	В	140	140	Зминання	В	280	320
	С	100	100		С	240	270

Примітки: 1. Позначення В і С — відповідно просвердлені і продавлені отвори. 2. Для латуні і дюралюмінію допустимі напруження брати в 1,5 ... 2 рази менші, ніж для сталі Ст3.

Таблиця 3.2.3. Допустимі напруження для з'єднаних деталей конструкцій, МПа

Вид напруження	Матеріал конструкцій		
	Ст0	Ст2	Ст3
Розтягнення $[\sigma_p]$, стиснення $[\sigma_{ст}]$, згинання $[\sigma_{зг}]$	140	140	160
Зрізання $[\tau_{зр}]$	80	90	100
Зминання $[\sigma_{зм}]$	180	210	240

Для з'єднання деталей із кольорових металів і сплавів або фрикційних обкладок із пластмас і стрічки «феродо» з гальмовими колодками або дисками фрикційних муфт застосовують заклепки із сплавів кольорових металів.

3.2.2. Пресові з'єднання

Загальні відомості та технологія складання

З'єднання деталей за допомогою посадок із гарантованим натягом називають *пресовими*. Ці з'єднання займають проміжне положення між рознімними та нерознімними з'єднаннями. За невеликих натягів пресові з'єднання допускають неодноразове складання та розбирання без пошкодження деталей, але при цьому дещо зменшується несуча здатність з'єднання. За великих натягів під час розбирання з'єднань можливі значні пошкодження, а іноді і руйнування деталей з'єднання. Особливістю пресових з'єднань є те, що вони здійснюються без додаткових деталей.

Найпоширенішими є пресові з'єднання типу «вал–маточина», в яких з'єднані поверхні деталей мають циліндричну або конічну форму. Цей дуже поширений, простий, надійний та економічний спосіб з'єднання деталей використовують у відносно нечастих операціях розбирання та складання деталей з'єднання. Пресові з'єднання допускають передавання великих навантажень, у тому числі вібраційних та ударних.

Пресові з'єднання такого типу застосовують для з'єднання бандажа з колесом і колеса з віссю колісної пари залізничного вагона (рис. 3.2.6, а), для з'єднання зубчастих коліс із валами (рис. 3.2.6, б), для закріплення підшипників на валах (рис. 3.2.6, в) та ін. У пресовому з'єднанні на конічних поверхнях потрібний натяг створюється, наприклад, відповідним затягненням гайки на валу (рис. 3.2.6, г).

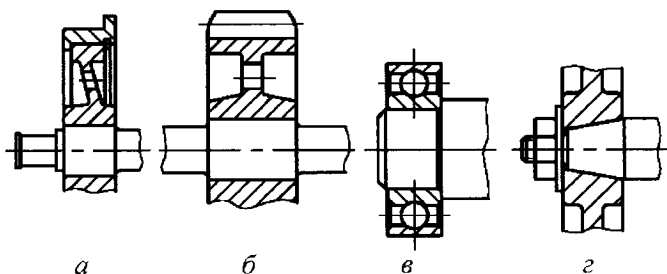


Рис. 3.2.6

У пресових з'єднаннях типу «вал–маточина» навантаження (обертвий момент або осьова сила) передається через сили тертя на спряжених поверхнях деталей. Потрібний нормальний тиск між цими поверхнями створюється силами пружних деформацій деталей, що виникають через натяг під час посадки маточини деталі на вал з діаметром, більшим за діаметр отвору маточини.

Надалі обмежимося розглядом тільки пресових з'єднань типу «вал–маточина», які здійснюються на циліндричних поверхнях. Простота й технологічність такого з'єднання забезпечують його низьку вартість і можливість використання в масовому виробництві. Висока точність центрування деталей і рівномірний розподіл навантаження на всю посадочну поверхню дає змогу застосовувати пресове з'єднання для скріплення деталей сучасних високошвидкісних машин.

Суттєвим недоліком пресового з'єднання є залежність його несучої здатності від ряду факторів, які важко піддаються врахуванню: широкого розсіювання значень коефіцієнта тертя та натягу, впливу робочих температур на міцність з'єднання та ін.

На практиці часто застосовують комбінацію пресового та шпонкового з'єднання. У цьому разі пресове з'єднання може бути основним або допоміжним. Якщо пресове з'єднання основне, то воно сприймає більшу частину навантаження, а шпонка тільки підвищує надійність з'єднання (резервний елемент). Допоміжна роль пресового з'єднання відводиться для часткового розвантаження шпонки та центрування деталей.

Точний розрахунок комбінованого з'єднання достатньо ще не розроблений, оскільки існують труднощі у визначенні тієї частини навантаження, яку передає кожне зі з'єднань. Тому в практичних розрахунках наближено припускають, що все

навантаження сприймається основним з'єднанням — пресовим або шпонковим.

Для пресових з'єднань деталей рекомендують здебільшого такі посадки: $H7/n6$; $H7/p6$; $H7/r6$; $H7/s6$; $N7/h6$; $P7/h6$.

Пресові з'єднання складають двома способами: запресовуванням (напресовуванням) деталей; нагріванням обхоплювальної або охолодженням обхоплюваної деталі.

Великі деталі запресовують на потужних гідравлічних пресах дрібних деталей — на ручних гвинтових або важільних пресах. Швидкість запресовування не повинна перевищувати 5 м/с. Поверхні спряження з'єднуваних деталей рекомендують змащувати свиріповим чи льняним мастилом. Для полегшення центрування та запобігання утворенню задирок деталі повинні мати фаски (рис. 3.2.7, а). Розмір фаски c потрібно вибирати не менш як $c \geq 0,1d$. Інколи на валу за наявності вільної ділянки виконують центрувальне кільце $k = (0,2... 0,3)d$ по одній із посадок із гарантованим зазором (див. рис. 3.2.7, б). Крім полегшення складання з'єднання таке центрувальне кільце зменшує концентрацію напружень біля краю напресованої деталі.

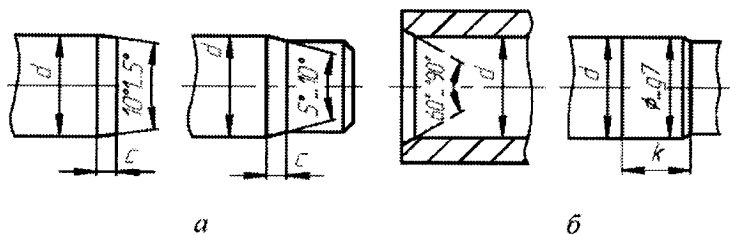


Рис. 3.2.7

Сила, яку слід прикласти до деталі під час її запресовування, зростає пропорційно довжині ділянки пресування, оскільки збільшується площа контакту з'єднуваних деталей. Сила під час випресовування в момент початку відносного руху деталей суттєво більша, ніж під час руху, оскільки коефіцієнт тертя спокою більший за коефіцієнт тертя під час відносного руху. Із зменшенням довжини з'єднання під час випресовування потрібна для рознімання деталей сила зменшується. Максимальна сила для запресовування або випресовування деталей може бути наближено визначена для сталевих деталей з'єднання за такою емпіричною залежністю:

$$F = 2 \cdot 10^4 \delta_{\max} l, \quad (3.2.5)$$

де δ_{\max} — максимальний натяг у з'єднанні, мм; l — довжина ділянки пресування, мм.

Для складання та розбирання пресових з'єднань широко застосовується такий технологічний метод, як підведення до спряжених поверхонь рідкого мастила під високим тиском. Мастило подається спеціальними каналами у кільцеву канавку, звідки витікає між спряженими поверхнями з'єднання. При цьому зменшується сила для випресовування і деталі з'єднання не пошкоджуються. Такий технологічний метод дає змогу неодноразово розбирати та складати пресове з'єднання без суттєвого зменшення його міцності.

Під час складання пресових з'єднань часто використовують ефект зміни розмірів деталей залежно від їх температури. Для складання з'єднання за допомогою нагрівання обхоплювальної або охолодження обхоплюваної деталі треба забезпечити різницю температур деталей, яка визначається за формулою

$$\Delta t = (\delta_{\max} + \Delta) / (\alpha d), \quad (3.2.6)$$

де δ_{\max} — максимальний натяг у з'єднанні, мм; Δ — зазор для зручності складання, $\Delta = 0,10 \dots 0,08$ мм; d — номінальний діаметр поверхонь з'єднання, мм; α — коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталей під час нагрівання, для сталей $\alpha = (10,5 \dots 12) \cdot 10^{-6}, K^{-1}$.

Спосіб складання пресових з'єднань за допомогою нагрівання або охолодження однієї з деталей забезпечує приблизно в 1,5 раза більший опір зміцненню спряжених поверхонь деталей порівняно зі з'єднаннями, виконаними запресовуванням. Це пояснюється тим, що під час запресовування згладжуються нерівності поверхонь і відповідно зменшується натяг у з'єднанні.

Розрахунок пресових з'єднань

У розрахунках на міцність пресових з'єднань передусім треба забезпечити взаємну нерухомість з'єднаних деталей під навантаженням, що досягається встановленням потрібної посадки (натягу в з'єднанні). При цьому слід перевірити міцність спряжених деталей, тому що потрібний натяг може спричинити руйнування або недопустимі деформації деталей з'єднання.

Пресове з'єднання може бути навантаженим осьювою силою F_a , обертовим моментом T або осьювою силою і обертовим моментом одночасно (рис. 3.2.8).

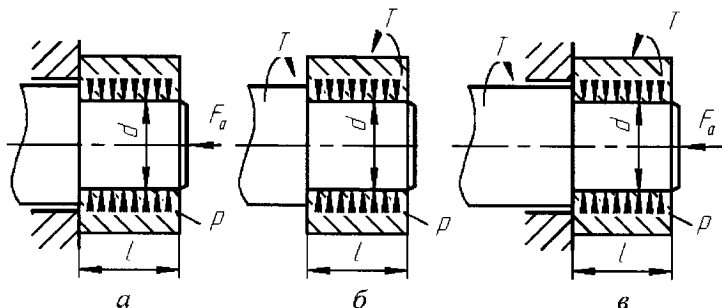


Рис. 3.2.8

Зовнішнє навантаження зрівноважується силами тертя на спряжених поверхнях деталей, які зумовлені нормальним питомим тиском p , що виникає в результаті натягу в з'єднанні.

Умова міцності з'єднання під час його навантаження осьювою силою (див. рис.3.2.8,а)

$$F_a \leq \pi d l p f, \quad (3.2.7)$$

де d — діаметр посадочних поверхонь, мм; l — довжина посадочної поверхні, мм; f — коефіцієнт тертя ($f = 0,06 \dots 0,22$ під час запресування і $f = 0,08 \dots 0,19$ під час складання з нагріванням та охолодженням для сталевих деталей).

Звідси потрібний тиск на спряжених поверхнях

$$p \geq F_a / (\pi d l f). \quad (3.2.8)$$

Умова міцності з'єднання під час його навантаження обертовим моментом (див. рис. 3.2.8, б)

$$T \leq 0,5 \pi d^2 l p f. \quad (3.2.9)$$

З цієї умови визначається потрібний тиск на поверхнях з'єднання

$$p \geq 2T / (\pi d^2 l f). \quad (3.2.10)$$

Умова міцності з'єднання під час одночасного навантаження осьювою силою F_a та обертовим моментом T (див. рис. 3.2.8, в) має вигляд

$$\sqrt{F_a^2 + (T / d)^2} \leq \pi d l p f. \quad (3.2.11)$$

Наведені залежності дають можливість виконати перевірений розрахунок на міцність спряжених деталей пресових з'єднань уже відомої конструкції.

Запитання для самоконтролю

Зварні з'єднання

1. Класифікація зварних з'єднань за призначенням.
2. Класифікація зварних з'єднань:
 - а) за взаємним положенням деталей;
 - б) відносно сили, що діє на шов.
3. Види підготовки кромок зварюваних деталей. З якою метою роблять підготовку кромок?
4. Як розрахувати стиковий зварний шов?
5. Умови міцності кутового зварного шва.

Паяні з'єднання

1. Область застосування паяних з'єднань
2. Як утворюються паяні з'єднання?
3. Види паяних з'єднань.
4. Розрахунок паяних з'єднань.

Заклепкові з'єднання

1. Класифікація заклепкових з'єднань за призначенням.
2. Класифікація заклепкових з'єднань за взаємним положенням деталей, за кількістю рядів заклепок у шві і за положенням заклепок у ряду.
3. Область застосування заклепкових з'єднань.
4. Недоліки заклепкових з'єднань.
5. Типи заклепок. Матеріал для їх виготовлення.
6. Види руйнувань заклепкових швів. Розрахунок міцності заклепкових швів.

З'єднання пресові (з гарантованим натягом)

1. Як утворюються з'єднання з гарантованим натягом?
2. Переваги та недоліки пресових з'єднань.
3. Умова міцності пресового з'єднання під час його навантаження:
 - а) осьовою силою;
 - б) крутним моментом;
 - в) осьовою силою і крутним моментом одночасно.

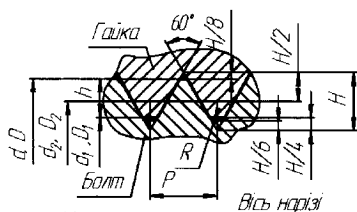
Таблиця Д1.1. Ряди нормальних лінійних розмірів, мм (ГОСТ 6636-81)

Інтервал розмірів, мм	Ряди розмірів														
	Ra 5		Ra 10		Ra 20				Ra 40						
Від 0,010 до 0,095	0,010	0,010	0,012	0,010	0,011	0,012	0,014	—	—	—	—	0,012	0,013	0,014	0,015
	0,016	0,016	0,020	0,016	0,018	0,020	0,022	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020	0,021	0,022	0,024
	0,025	0,025	0,032	0,025	0,028	0,032	0,036	0,025	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034	0,036	0,038
	0,040	0,040	0,050	0,040	0,045	0,050	0,056	0,040	0,042	0,045	0,048	0,050	0,053	0,056	0,060
	0,063	0,063	0,080	0,063	0,071	0,080	0,090	0,063	0,067	0,071	0,075	0,080	0,085	0,090	0,095
Від 0,100 до 0,950	0,100	0,100	0,120	0,100	0,110	0,120	0,140	0,100	0,105	0,110	0,115	0,120	0,130	0,140	0,150
	0,160	0,160	0,200	0,160	0,180	0,200	0,220	0,160	0,170	0,180	0,190	0,200	0,210	0,220	0,240
	0,250	0,250	0,320	0,250	0,280	0,320	0,360	0,250	0,260	0,280	0,300	0,320	0,340	0,360	0,380
	0,400	0,400	0,500	0,400	0,450	0,500	0,560	0,400	0,420	0,450	0,480	0,500	0,530	0,560	0,600
	0,630	0,630	0,800	0,630	0,710	0,800	0,900	0,630	0,670	0,710	0,750	0,800	0,850	0,900	0,950
Від 1,0 до 500	1,0	1,0	1,2	1,0	1,1	1,2	1,4	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5
	1,6	1,6	2,0	1,6	1,8	2,0	2,2	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4
	2,5	2,5	3,2	2,5	2,8	3,2	3,6	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
	4,0	4,0	5,0	4,0	4,5	5,0	5,6	4,0	4,2	4,5	4,8	5,0	5,3	5,6	6,0
	6,3	6,3	8,0	6,3	7,1	8,0	9,0	6,3	6,7	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5
	10	10	12	10	11	12	14	10	10,5	11	11,5	12	13	14	15
	16	16	20	16	18	20	22	16	17	18	19	20	21	22	24
	25	25	32	25	28	32	36	25	26	28	30	32	34	36	38
	40	40	50	40	45	50	56	40	42	45	48	50	53	56	60
	63	63	80	63	71	80	90	63	67	71	75	80	85	90	95
	100	100	125	100	110	125	140	100	105	110	120	125	130	140	150
	160	160	200	160	180	200	220	160	170	180	190	200	210	220	240
	250	250	320	250	280	320	360	250	260	280	300	320	340	360	380
400	400	500	400	450	500	—	400	420	450	480	500	—	—	—	

Таблиця Д1.2. Ряди нормальних кутів, град. (ГОСТ 8908–81)

Ряди											
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
0				6				35	90		
		15'		7			40				100
	30'			8		45					110
		45'			9			50	120		
	1			10				55			135
		1°30'			12	60					150
	2		15					65			165
		2°30'			18			70			180
	3		20				75				270
	4		22					80			360
5			25					85			

Таблиця Д2.1. Основні параметри метричної нарізі, мм



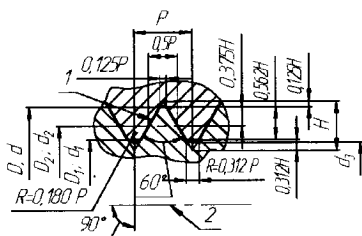
Позначення: $H = 0,86603P$; $h = 0,54125P$; $R = H/6 = 0,144P$; $d(D)$, $d_1(D_1)$, $d_2(D_2)$ — відповідно зовнішній, внутрішній та середній діаметр нарізі; P — крок нарізі; h — висота профілю

Крок нарізі P	Діаметр нарізі				Крок нарізі P	Діаметр нарізі			
	зовнішній	середній	внутрішній	по дну западини		зовнішній	середній	внутрішній	по дну западини
З великим кроком									
0,40	2,0	1,74	1,57	1,51	0,5	20	19,68	19,46	19,39
0,45	(2,2)	1,91	1,71	1,65		22	21,68	21,46	21,39
0,45	2,5	2,21	2,01	1,95	0,75	6	5,51	5,19	5,08
0,50	3,0	2,68	2,46	2,39		8	7,51	7,19	7,08
0,60	(3,5)	3,11	2,85	2,76		10	9,51	9,19	9,08
0,70	4	3,55	3,24	3,14		12	11,51	11,19	11,08
0,75	(4,5)	4,01	3,69	3,58		(14)	13,51	13,19	13,08
0,80	5	4,48	4,13	4,02		16	15,51	15,19	15,08
1	6	5,35	4,92	4,77		(18)	17,51	17,19	17,08
1,25	8	7,19	6,65	6,47		20	19,51	19,19	19,08
1,50	10	9,03	8,38	8,16		(22)	21,51	21,19	21,08
1,75	12	10,86	10,11	9,85		24	23,51	23,19	23,08
2	(14)	12,70	11,84	11,55	(27)	26,51	26,19	26,08	
2	16	14,70	13,84	13,55	30	29,51	29,19	29,08	
2,5	(18)	16,38	15,29	14,93	(33)	32,51	32,19	32,08	
2,5	20	18,38	17,29	16,93	1,0	8	7,35	6,92	6,77
2,5	(22)	20,38	19,29	18,93		10	9,35	8,92	8,77
3	24	22,05	20,75	20,32		12	11,35	10,92	10,77
3	(27)	25,05	23,75	23,32		(14)	13,35	12,9	12,77

Закінчення табл. Д2.1

Крок нарізі P	Діаметр нарізі				Крок нарізі P	Діаметр нарізі			
	зов- ніш- ній	серед- ній	внут- рішній	по дну западини		зов- нішній	серед- ній	внут- рішній	по дну западини
3,5	30	20,73	26,21	25,71	1,0	16	15,35	14,92	14,77
3,5	(33)	30,73	29,21	28,71		(18)	17,35	16,92	16,77
4	36	33,40	31,67	31,09		20	19,35	18,92	18,77
4	(39)	36,40	34,67	34,09		(22)	21,35	20,92	20,77
4,5	42	39,08	37,13	36,48		24	23,35	22,92	22,77
З малим кроком						(27)	26,35	25,92	25,77
0,25	2,0	1,84	1,73	1,69		30	29,35	28,92	28,77
	2,2	2,64	1,93	1,89		(33)	32,35	31,92	31,77
0,35	2,5	2,27	2,12	2,07		36	35,35	34,92	34,77
	3	2,77	2,62	2,57		(39)	38,35	37,92	37,77
	(3,5)	3,27	3,12	3,07	42	41,35	40,92	40,77	
0,5	4	3,68	3,46	3,39	1,25	10	9,19	8,65	8,47
	(4,5)	4,18	3,96	3,89		12	11,19	10,65	10,47
	5	4,68	4,46	4,39		(14)	13,19	12,65	12,47
	6	5,68	5,46	5,39	1,5	12	11,03	10,38	10,16
	8	7,68	7,46	7,39		(14)	13,03	12,38	12,16
	10	9,68	9,46	9,39		16	15,03	14,38	14,16
	12	11,68	11,46	11,39		(18)	17,03	16,38	16,16
	(14)	13,68	13,46	13,39		20	19,03	18,38	18,16
	16	15,68	15,46	15,39		(22)	21,03	20,38	20,16
	(18)	17,68	17,46	17,39		24	23,03	22,38	22,16
1,5	30	29,35	28,38	28,16	(27)	26,03	25,38	25,16	
	36	35,35	34,38	34,16	2,0	(33)	31,70	30,84	30,55
	(39)	38,35	36,38	36,16		36	34,70	33,84	33,55
	42	41,35	40,38	40,16		(39)	37,70	36,84	36,55
2,0	(18)	16,70	15,84	15,55		42	40,70	39,84	39,55
	20	18,70	17,84	17,55	3,0	30	28,05	26,75	26,32
	(22)	20,70	19,84	19,55		(33)	31,05	29,75	29,32
	24	22,70	21,84	21,55		36	34,05	32,75	32,32
	(27)	25,70	24,84	24,55		(39)	37,05	35,75	35,32
	30	28,70	27,84	27,55		42	40,05	38,75	38,32

Таблиця Д2.2. Основний та номінальний профілі нарізі *MJ* та розміри їх елементів, мм



1 — основний профіль; 2 — вісь нарізі

Потовщеною лінією показано основний профіль нарізі

<i>P</i>	0,125 <i>P</i>	$R = 0,312P$	<i>H</i>	0,125 <i>H</i>	0,312 <i>H</i>	0,375 <i>H</i>	0,562 <i>H</i>	$R = 0,180P$
0,2	0,025	0,062	0,17321	0,02165	0,05413	0,06495	0,09743	0,036
0,25	0,0312	0,078	0,21651	0,02706	0,06766	0,08119	0,12179	0,045
0,35	0,04375	0,109	0,30311	0,03789	0,09472	0,11367	0,1705	0,063
0,4	0,05	0,125	0,34641	0,0433	0,10825	0,1299	0,19486	0,072
0,45	0,05625	0,14	0,38971	0,04871	0,12178	0,14614	0,21921	0,081
0,5	0,0625	0,156	0,43301	0,05413	0,13532	0,16238	0,24357	0,09
0,6	0,075	0,187	0,51962	0,06495	0,16238	0,19486	0,29228	0,108
0,7	0,0875	0,218	0,60622	0,7578	0,18944	0,22733	0,341	0,126
0,75	0,09375	0,234	0,64952	0,08119	0,20297	0,24357	0,36536	0,135
0,8	0,1	0,25	0,69282	0,08666	0,216	0,25981	0,38971	0,144
1	0,125	0,312	0,86603	0,10825	0,27063	0,32476	0,48714	0,18
1,25	0,15625	0,39	1,08253	0,13532	0,33829	0,40595	0,60892	0,226
1,5	0,1875	0,468	1,29904	0,16238	0,40595	0,78714	0,73071	0,271
1,75	0,21875	0,546	1,51554	0,18944	0,4736	0,56833	0,8525	0,316
2	0,25	0,625	1,73205	0,21651	0,54127	0,64952	0,97428	0,361
2,25	0,3125	0,781	2,16506	0,27063	0,67658	0,8119	1,21785	0,451
3	0,375	0,937	2,59808	0,32475	0,81189	0,97428	1,46142	0,541
3,5	0,437	1,093	3,03109	0,37888	0,94721	1,1366	1,79499	0,631
4	0,5	1,25	3,4641	0,433	1,08252	1,29904	1,94856	0,722
4,5	0,562	1,406	3,89711	0,48713	1,21784	1,46142	2,19213	0,812
5	0,625	1,562	4,33013	0,54125	1,35315	1,6238	2,4357	0,902

Таблиця Д2.3. Діаметри та кроки нарізей з профілем *MJ*, мм

<i>d</i> × <i>P</i>	<i>d</i> × <i>P</i>	<i>d</i> × <i>P</i>	<i>d</i> × <i>P</i>	<i>d</i> × <i>P</i>	<i>d</i> × <i>P</i>
1,6×0,35	7×1	14×1,25	22×2	30×3	40×2
1,8×0,35	8×0,75	14×1,5	22×2,5	30×3,5	40×3
2×0,4	8×1	14×2	24×1	32×1,5	42×1,5
2,2×0,45	8×1,25	15×1	24×1,5	32×2	42×2
2,5×0,35	9×0,75	15×1,5	24×2	33×1,5	42×3
2,5×0,45	9×1	16×1	24×3	33×2	42×4
3×0,35	9×1,25	16×1,5	25×1	33×3	42×4,5
3×0,5	10×0,75	16×2	25×1,5	33×3,5	45×1,5
3,5×0,35	10×1	17×1	25×2	35×1,5	45×2

$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$
3,5×0,6	10×1,25	17×1,5	26×1,5	35×2	45×3
4×0,5	10×1,5	18×1	27×1	36×1,5	45×4
4×0,7	11×0,75	18×1,5	27×1,5	36×2	45×4,5
4,5×0,5	11×1	18×2	27×2	36×3	48×1,5
4,5×0,75	11×1,25	18×2,5	27м3	36×4	48×2
5×0,5	11×1,5	20×1	28×1	38×1,5	48×3
5×0,8	12×1	20×1,5	28×1,5	39×1,5	48×4
5,5×0,5	12×1,25	20×2	28×2	39×2	48×5
6×0,75	12×1,5	20×2,5	30×1	39×3	50×1,5
6×1	12×1,75	22×1	30×1,5	39×4	50×2
7×0,75	14×1	22×1,5	30×2	40×1,5	50×3

Таблиця Д2.4. Поля допусків для діаметрів нарізі болтів, гайок і фітингів

Характер з'єднання	Зовнішня нарізь	Внутрішня нарізь
	Поле допуску	
Загальний випадок (зазор має дорівнювати нулю)	4h6h	4H5H
Потрібен гарантований зазор	4g6g	4H5H

Таблиця Д2.5. Граничні діаметри зовнішньої нарізі (болтів) з полем допуску 4h6h, мм

Розмір нарізі	Зовнішній діаметр			Середній діаметр			Внутрішній діаметр*		
	d_{\max}	d_{\min}	T_d	$d_{2\max}$	$d_{2\min}$	T_{d2}	$d_{3\max}$	$d_{3\min}$	T_{d3}
MJ1,6×0,35	1,6	1,515	0,085	1,373	1,330	0,040	1,196	1,135	0,061
MJ2×0,4	2,0	1,905	0,095	1,740	1,698	0,042	1,538	1,472	0,066
MJ2,5×0,45	2,5	2,400	0,100	2,208	2,163	0,045	1,980	1,908	0,072
MJ3×0,5	3,0	2,894	0,106	2,675	2,627	0,048	2,423	2,345	0,078
MJ3,5×0,6	3,5	3,375	0,125	3,110	3,057	0,053	2,807	2,718	0,089
MJ4×0,7	4,0	3,860	0,140	3,545	3,489	0,056	3,192	3,094	0,098
MJ5×0,8	5,0	4,850	0,150	4,480	4,420	0,060	4,076	3,968	0,108
MJ6×1	6,0	5,820	0,180	5,350	5,279	0,071	4,845	4,713	0,132
MJ7×1	7,0	6,820	0,180	6,350	6,279	0,071	5,845	5,713	0,132
MJ8×1	8,0	7,820	0,180	7,350	7,279	0,071	6,845	6,713	0,132
MJ10×1,25	10,0	9,788	0,212	9,188	9,113	0,075	8,557	8,406	0,151
MJ12×1,25	12,0	11,788	0,212	11,188	11,103	0,085	10,557	10,396	0,161
MJ14×1,5	14,0	13,764	0,236	13,026	12,936	0,090	12,268	12,087	0,181
MJ16×1,5	16,0	15,764	0,236	15,026	14,936	0,090	14,268	14,087	0,181

Розмір нарізі	Зовнішній діаметр			Середній діаметр			Внутрішній діаметр*		
	d_{\max}	d_{\min}	T_d	$d_{2\max}$	$d_{2\min}$	T_{d2}	$d_{3\max}$	$d_{3\min}$	T_{d3}
<i>MJ</i> 18×1,5	18,0	17,764	0,236	17,026	16,936	0,090	16,268	16,087	0,181
<i>MJ</i> 20×1,5	20,0	19,764	0,236	19,026	18,936	0,090	18,268	18,087	0,181
<i>MJ</i> 22×1,5	22,0	21,764	0,236	21,026	20,936	0,090	20,268	20,087	0,181
<i>MJ</i> 24×2	24,0	23,720	0,280	22,701	22,595	0,106	21,691	21,464	0,227
<i>MJ</i> 27×2	27,0	26,720	0,280	25,701	25,595	0,106	24,691	24,464	0,227
<i>MJ</i> 30×2	30,0	29,720	0,280	28,701	28,595	0,106	27,691	27,464	0,227
<i>MJ</i> 33×2	33,0	32,720	0,280	31,701	31,595	0,106	30,691	30,464	0,227
<i>MJ</i> 36×2	36,0	35,720	0,280	34,701	34,595	0,106	33,691	33,464	0,227
<i>MJ</i> 39×2	39,0	38,720	0,280	37,701	37,595	0,106	36,691	36,464	0,227

*Значення для внутрішнього діаметра d_3 контролю не підлягають і є вихідними у проектуванні інструмента для утворення нарізі.

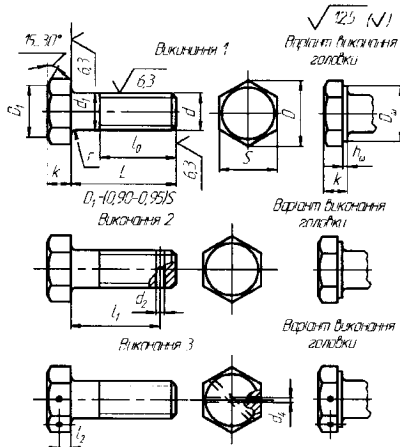
Таблиця Д2.6. Граничні діаметри, мм, внутрішньої нарізі (гайок) з полем допуску 4Н6Н для нарізей з номінальними діаметрами 1,6 ... 5 мм і полем допуску 4Н5Н для нарізей з номінальними діаметрами 6 ... 39 мм

Розмір нарізі	Зовнішній діаметр*	Середній діаметр			Внутрішній діаметр			
		$D_{2\max}$	$D_{2\min}$	T_{D2}	$D_{1\max}$	$D_{1\min}$	T_{D1}	
	$D_{3\max}$						6H	5H
<i>MJ</i> 1,6×0,35	1,704	1,426	1,373	0,053	1,359	1,259	0,100	—
<i>MJ</i> 2×0,4	2,114	1,796	1,740	0,056	1,722	1,610	0,112	—
<i>MJ</i> 2,5×0,45	2,625	2,268	2,208	0,060	2,187	20,620	0,125	—
<i>MJ</i> 3×0,5	3,135	2,738	2,625	0,063	2,653	2,513	0,140	—
<i>MJ</i> 3,5×0,6	3,658	3,181	3,110	0,071	3,075	2,915	0,160	—
<i>MJ</i> 4×0,7	4,176	3,620	3,545	0,075	3,498	3,318	0,180	—
<i>MJ</i> 5×0,8	5,195	4,560	4,480	0,080	4,421	4,221	0,200	—
<i>MJ</i> 6×1	6,239	5,445	5,350	0,095	5,216	5,026	—	0,190
<i>MJ</i> 7×1	7,239	6,445	6,350	0,095	6,216	6,026	—	0,190
<i>MJ</i> 8×1	8,239	7,445	7,350	0,095	7,216	7,026	—	0,190
<i>MJ</i> 10×1,25	10,280	9,288	9,188	0,100	8,944	8,782	—	0,212
<i>MJ</i> 12×1,25	12,292	11,300	11,188	0,112	10,994	10,782	—	0,212
<i>MJ</i> 14×1,5	14,334	13,144	13,026	0,118	12,775	12,539	—	0,236
<i>MJ</i> 16×1,5	16,334	15,144	15,026	0,118	14,775	14,539	—	0,236
<i>MJ</i> 18×1,5	18,334	17,144	17,026	0,118	16,775	16,539	—	0,236
<i>MJ</i> 20×1,5	20,334	19,144	19,026	0,118	18,775	18,539	—	0,236
<i>MJ</i> 22×1,5	22,334	21,144	21,026	0,118	20,775	20,539	—	0,236
<i>MJ</i> 24×2	24,429	22,841	22,701	0,140	22,775	22,051	—	0,300
<i>MJ</i> 27×2	27,429	25,841	25,701	0,140	25,775	25,051	—	0,300
<i>MJ</i> 30×2	30,429	28,841	28,701	0,140	28,775	28,051	—	0,300

Розмір нарізі	Зовнішній діаметр*	Середній діаметр			Внутрішній діаметр			
		$D_{2\max}$	$D_{2\min}$	T_{D2}	$D_{1\max}$	$D_{1\min}$	T_{D1}	
	6H						5H	
MJ33×2	33,429	31,841	31,701	0,140	31,351	31,051	—	0,300
MJ36×2	36,429	34,841	34,701	0,140	34,351	34,051	—	0,300
MJ39×2	39,429	37,841	37,701	0,140	37,351	37,051	—	0,300

*Значення $D_{3\min}$ не встановлено, але воно повинно бути більше за значення D . Значення для зовнішнього діаметра D_3 контролюю і є вихідними у проектуванні інструмента для утворення нарізі.

Таблиця Д2.7. Розміри, мм, шестиграних болтів класу точності В (ГОСТ 7798-70)

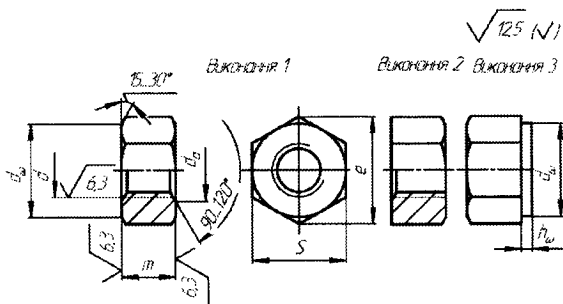


Номінальний діаметр нарізі d	Крок нарізі P		d_1	s	k	h_0	$d_{0\min}$	c_{\max}	d_2	d_4	l_2
	великий	малий									
6	1	—	6	10	4	0,15...0,6	8,7	10,9	1,6	2	2
8	1,25	1	8	13	5,3	0,2...0,8	11,5	14,2	2	2,5	2,8
10	1,5	1,25	10	17	6,7		15,5	18,7	2,5	3,2	3,5
12	1,75	1,25	12	19	7,5		17,2	20,9	3,2	3,2	4
(14)	2	1,5	(14)	22	8,8		20,1	24	3,2	3,2	4,5
16	2	1,5	16	24	10		22	26,7	4	4	5
(18)	2,5	1,5	(18)	27	12		24,8	29,6	4	4	6
20	2,5	1,5	20	30	12,5		27,7	33	4	4	6,5
(22)	2,5	1,5	(22)	32	14		29,5	35	5	4	7
24	3	2	24	36	15		33,2	39,6	5	4	7,5
(27)	3	2	(27)	41	17		38	45,2	5	4	8,5
30	3,5	2	30	46	18,7	42,7	50,9	6,3	4	9,5	
36	4	3	36	55	22,5	51,1	60,8	6,3	5	11,5	
42	4,5	3	42	65	26	≥ 0,25	59,9	71,3	8	5	13
48	5	3	48	75	30		69,4	82,6	8	5	15

Примітка. 1. Довжину l болтів вибирають з ряду: 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100,

(105), 110, (115). Болти з номінальними діаметрами нарізі та довжинами, наведеними в дужках, використовувати не рекомендується. 2. Приклад умовного позначення болта виконання 1, діаметром нарізі $d = 12$ мм, завдовжки $l = 60$ мм, з великим кроком нарізі з полем допуску 6g, класу міцності 5.8, без покриття: Болт М12-6g×60.58 ГОСТ 7798-70. Те саме, виконання 2, з малим кроком нарізі $P = 1,25$ мм, з полем допуску 6g, класу міцності 8.8 зі сталі марки 35Х, з покриттям 01 завтовшки 6 мкм: Болт М12×1,25-6g×60.88.35Х.016 ГОСТ 7798-70.

Таблиця Д2.8. Розміри, мм, шестиграних гайок класу точності В (ГОСТ 5915-70)



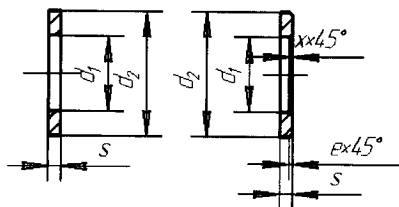
Номінальний діаметр нарізі d	Крок нарізі P		S	e	d_a	$d_{a \min}$	h_0	t
	великий	малий						
1,6	0,35	—	3,2	3,3	1,6...1,84	2,9	0,1...0,2	1,3
2	0,4	—	4	4,2	2...2,3	3,6	0,1...0,2	1,6
2,5	0,45	—	5	5,3	2,5...2,9	4,5	0,1...0,3	2
3	0,5	—	5,5	5,9	3...3,45	5,0	0,1...0,4	2,4
(3,5)	0,6	—	6	6,4	3,5...4	5,4	0,15...0,4	2,8
4	0,7	—	7	7,5	4...4,6	6,3	0,15...0,4	3,2
5	0,8	—	8	8,6	5...5,75	7,2	0,15...0,5	4
6	1	—	10	10,9	6...6,75	9,0	0,15...0,5	5
8	1,25	1	13	14,2	8...8,75	11,7	0,15...0,6	6,5
10	1,5	1,25	17	18,7	10...10,8	15,5	0,15...0,6	8
12	1,75	1,25	19	20,9	12...13	17,2	0,15...0,6	10
(14)	2	1,5	22	23,9	14...15,1	20,1	0,15...0,6	11
16	2	1,5	24	26,2	16...17,3	22,0	0,2...0,8	13
(18)	2,5	1,5	27	29,6	18...19,4	24,8	0,2...0,8	15
20	2,5	1,5	30	33	20...21,6	27,7	0,2...0,8	16
(22)	2,5	1,5	32	35	22...23,8	29,5	0,2...0,8	18
24	3	2	36	39,6	24...25,9	32,2	0,2...0,8	19
27	3	2	41	45,2	27...29,2	38,0	0,2...0,8	22
30	3,5	2	46	50,9	30...32,4	42,7	0,2...0,8	24
36	4	3	55	60,8	36...38,9	51,1	0,2...0,8	29
42	4,5	3	65	71,3	42...45,4	59,9	0,25...0,8	34
48	5	3	75	82,6	48...51,8	69,4	0,25...0,8	38

Примітка. Приклад позначення гайки виконання 1, діаметром нарізі $d = 12$ мм, з великим кроком нарізі, з полем допуску 7H, класу міцності 5, без покриття: Гайка М12.5 ГОСТ 5915-70. Те саме, виконання 2, з малим кроком нарізі $P = 1,25$ мм, з полем допуску 6H, класу міцності 12, зі сталі марки 40Х, з покриттям 01 завтовшки 6 мкм: Гайка 2М×1,25.6H.12.40Х.016 ГОСТ 5915-70.

Таблиця Д2.9. Розміри, мм, шайб плоских

Виконання 1

Виконання 2



Діаметр кріпильної деталі	d_1	Шайби збільшені (ГОСТ 6958-78)		Шайби нормальні (ГОСТ 11371-78)					Шайби зменшені (ГОСТ 10450-78)	
		d_2	s	d_2	s	e		x , не менше	d_2	s
						не менше	не більше			
2	2,2	6	0,8	5	0,3	0,08	0,15	0,15	4,5	0,3
2,5	2,7	8	0,8	6,5	0,5	0,13	0,25	0,25	5	0,5
3	3,2	10	0,8	7	0,5	0,13	0,25	0,25	6	0,5
4	4,3	12	1	9	0,8	0,2	0,4	0,4	8	0,8
5	5,3	16	1,6	10	1	0,25	0,5	0,5	10	0,8
6	6,4	18	1,6	12,5	1,6	0,4	0,8	0,8	12	1
8	8,4	24	2	17	1,6	0,4	0,8	0,8	15	1,6
10	10,5	30	2,5	21	2	0,5	1	1	18	1,6
12	13	36	3	24	2,5	0,6	1,25	1,25	21	2
14	15	42	3	28	2,5	0,6	1,25	1,25	24	2
16	17	48	4	30	3	0,75	1,5	1,5	28	2
18	19	55	4	34	3	0,75	1,5	1,5	30	2,5
20	21	60	5	37	3	0,75	1,5	1,5	34	2,5
22	23	65	5	39	3	0,75	1,5	1,5	37	2,5
24	25	70	6	44	4	1	2	1,5	39	2,5
27	28	80	6	50	4	1	2	1,5	44	2,5
30	31	90	6	56	4	1	2	1,5	50	3
36	37	100	8	66	5	1,25	2,5	1,5	60	3
45	43	120	8	78	7	1,75	3,5	2,1	72	4
48	50	140	8	92	8	2	4	2,4	84	6

Примітка. Приклад умовного позначення шайби нормальної виконання 1 для кріпильної деталі діаметром 12 мм, товщиною, встановленою в стандарті, зі сталі групи 01 марки 08кп, з цинковим покриттям 01 завтовшки 6 мкм:

Шайба 12.01.08кп.016 ГОСТ 11371-78.

Те саме, виконання 2: Шайба 2.12.01.08кп.016 ГОСТ 11371-78.

Таблиця Д2.10. Довжина, мм, шпильок загального застосування (ГОСТ 22032-76 ... ГОСТ 22041-76)

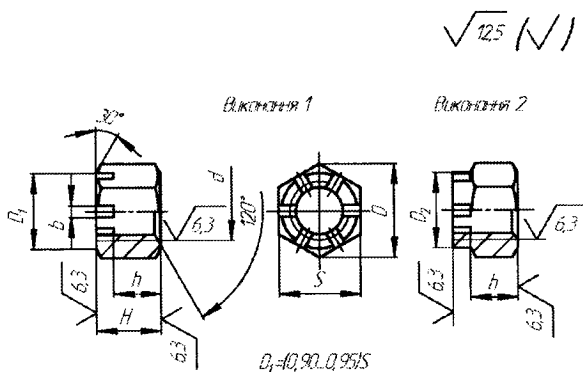
Номінальна довжина шпильки l (без нарізного загвинчуваного кінця l_1)	Довжина нарізного кінця l_0 (без збігу нарізі) при d																			
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
10	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	10	11	12	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16	10	11	12	14	×	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(18)	10	11	12	14	×	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	10	11	12	14	16	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(22)	10	11	12	14	16	18	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	10	11	12	14	16	18	×	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(28)	10	11	12	14	16	18	×	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	10	11	12	14	16	18	22	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(32)	10	11	12	14	16	18	22	26	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
35	10	11	12	14	16	18	22	26	×	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-
(38)	10	11	12	14	16	18	22	26	30	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-	-
40	10	11	12	14	16	18	22	26	30	×	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-
(42)	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	×	×	×	-	-	-	-	-	-	-
45	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	×	×	×	×	-	-	-	-	-	-
(48)	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	×	×	×	×	-	-	-	-	-
50	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	×	×	×	×	-	-	-	-	-
55	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	×	×	×	×	-	-	-	-
60	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	×	×	×	×	-	-	-
65	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	×	×	×	×	-	-
70	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	×	×	×	-	-
75	10	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	×	×	-	-

Номинальна довжина шпильки l (без нарізного загвинчуваного кінця l_1)	Довжина нарізного кінця l_0 (без збігу нарізі) при d																			
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
80	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	×	×	×
(85)	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	×	×	×
90	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	×	×	×
(95)	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	×	×
100	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	×	×
(105)	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	×	×
110	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	×	×
(115)	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	90	×
120	-	11	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	90	×
130	-	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	×
140	-	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	×
150	-	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	108
160	-	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	108
170	-	-	-	-	-	-	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	108
180	-	-	-	-	-	-	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	108
190	-	-	-	-	-	-	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	108
200	-	-	-	-	-	-	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	108
220	-	-	-	-	-	-	-	-	49	53	57	61	65	69	73	79	85	97	109	121
240	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	65	69	73	79	85	97	109	121
260	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	79	85	97	109	121
280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	97	109	121
300	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	97	109	121

Примітки: 1. Шпильки з розмірами в дужках використовувати не рекомендується. 2. Позначкою × відмічено шпильки з довжиною гайкового кінця $l_0 = l - 0,5d$.

Таблиця Д2.11. Розміри, мм, прорізних і корончатих шестиграних гайок

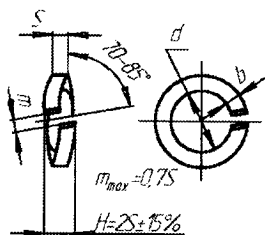
Гайки шестигранні прорізні та корончаті (нормальної точності) (ГОСТ 5918-73), гайки шестигранні прорізні та корончаті (підвищеної точності) (ГОСТ 5932-73).



Нарізь, <i>d</i>	Крок		<i>S</i>	<i>H</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	Кількість прорізів	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>D</i> ₂	Шплінт (ГОСТ 397-79), <i>d</i> × <i>l</i>	
	великий	малий									Виконання 1	Виконання 2
4	0,7	—	7	5	7,7	7,7	6	1,2	3,2	—	1×12	—
5	0,8	—	8	6	8,8	8,8	6	1,4	4	—	1,2×12	—
6	1	—	10	7,5	10,9	11	6	2	5	—	1,6×16	—
8	1,25	1	13	9,5	14,2	14,4	6	2,5	6,5	—	2×20	—
10	1,5	1,25	17	12	18,7	18,9	6	2,8	8	—	2,5×25	—
12	1,75	1,25	19	15	20,9	21,1	6	3,5	10	17	3,2×32	3,2×25
16	2	1,5	24	19	26,5	26,8	6	4,5	13	22	4×36	4×32
20	2,5	1,5	30	22	33,3	33,6	6	4,5	16	28	4×40	4×36
24	3	2	36	27	39,6	40,3	6	5,5	19	34	5×45	5×40
30	3,5	2	46	33	50,9	51,6	6	7	24	42	6,3×63	6,3×50
36	4	3	55	38	60,8	61,7	6	7	29	50	6,3×71	6,3×60
42	4,5	3	65	46	72,1	73	8	9	34	58	8×80	8×71
48	5	3	75	50	83,4	84,3	8	9	38	65	8×90	8×80

Примітка. Приклад позначення гайки нормальної точності, виконання 1, діаметром нарізі *d* = 12 мм, з великим кроком нарізі, з полем допуску 7*H*, класу міцності 5, без покриття: Гайка М12.5 ГОСТ 5918-73. Те саме, підвищеної точності, виконання 2, з малим кроком нарізі *P* = 1,25 мм, з полем допуску 6*H*, з покриттям О1 завтовшки 9 мкм: Гайка 2М12×1,25.6*H*.5.019 ГОСТ 5932-73.

Таблиця Д2.12. Розміри, мм, шайб пружинних (ГОСТ 6402-70)



Діаметр болта, гвинта, шпильки	d	Шайби				
		Легкі (Л)		Нормальні (Н)	Важкі (Т)	Особливо важкі (ОТ)
		s	b	s = b	s = b	s = b
2	2,1	—	—	0,5	0,6	—
2,5	2,6	—	—	0,6	0,8	—
3	3,1	0,6	1,0	0,8	1,0	—
4	4,1	1,0	1,4	1,0	1,4	—
5	5,1	1,2	1,6	1,4	1,6	—
6	6,1	1,4	2,0	1,6	2,0	—
8	8,1	1,6	2,5	2,0	2,5	—
10	10,1	2,0	3,0	2,5	3,0	3,5
12	12,1	2,5	3,5	3,0	3,5	4
14	14,2	3,0	4,0	3,5	4,0	4,5
16	16,3	3,2	4,5	4,0	4,5	5,0
18	18,3	3,5	5,0	4,5	5,0	5,5
20	20,5	4,0	5,5	5,0	5,5	6,0
22	22,5	4,5	6,0	5,5	6,0	7,0
24	24,5	5,0	7,0	6,0	7,0	8,0
27	24,5	5,5	8,0	7,0	8,0	9,0
30	30,5	6,0	9,0	8,0	9,0	10,0
36	36,5	—	—	9,0	10,0	12,0
42	42,5	—	—	10,0	12,0	—
43	43,5	—	—	12,0	—	—

Примітка. Приклад позначення шайби пружинної для болта, гвинта, шпильки з діаметром нарізі $d = 12$ мм, легкої, із бронзи марки БрКМц3-1, без покриття: Шайба 12Л.БрКМц3-1 ГОСТ 6402-70.

Те саме, нормальна, зі сталі марки 65Г, з кадмієвим покриттям завтовшки 9 мкм:

Шайба 12.65Г.02.9 ГОСТ 6402-70.

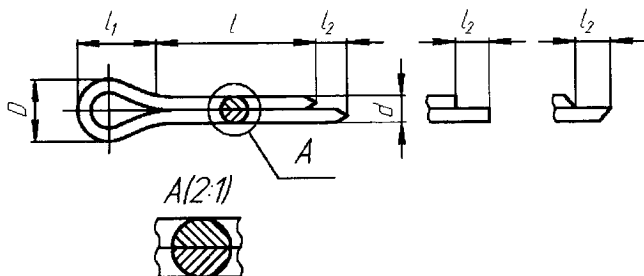
Те саме, важка, зі сталі марки 3Х13.11, з пасивним покриттям:

Шайба 12Т. 3Х13.11 ГОСТ 6402-70.

Те саме, особливо важка, зі сталі марки 65Г, покриття нікелеве завтовшки 3 мкм, з підшаром міді завтовшки 12 мкм:

Шайба 12ОТ.65Г.03.М12Н3 ГОСТ 6402-70.

Таблиця Д2.13. Розміри, мм, шплінтів (ГОСТ 397-79)

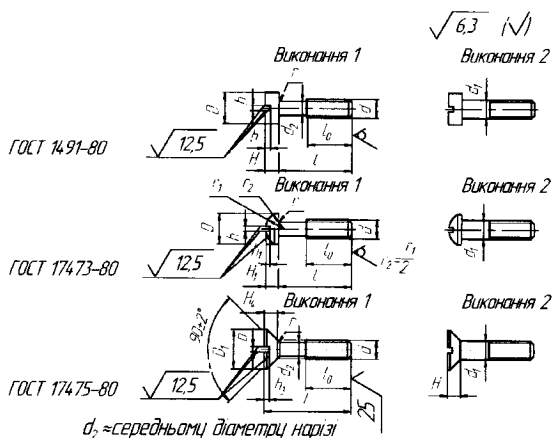


Умовний діаметр шплінта d_0	d		l_2		$l_1 \approx$	D		Рекомендовані діаметри з'єднуваних деталей				l
	від	до	від	до		від	до	Болт		Штифт, вісь		
								від	до	від	до	
	0,6	0,5	0,4	1,6		0,8	2	1	0,9	-	2,5	
0,8	0,7	0,6	1,6	0,8	2,4	1,4	1,2	2,5	3,5	2	3	5...16
1	0,9	0,8	1,6	0,8	3	1,8	1,6	3,5	4,5	3	4	6...20
1,2	1	0,9	2,5	1,3	3	2	1,7	4,5	5,5	4	5	8...25
1,6	1,4	1,3	2,5	1,3	3,2	2,8	2,4	5,5	7	5	6	8...32
2	1,8	1,7	2,5	1,3	4	3,6	3,2	7	9	6	8	10...40
2,5	2,3	2,1	2,5	1,3	5	4,6	4	9	11	8	9	12...51
3,2	2,9	2,7	3,2	1,6	6,4	5,8	5,1	11	14	9	12	14...63
4	3,7	3,5	4,0	2,0	8	7,4	6,5	14	20	12	17	18...80
5	4,6	4,4	4,0	2,0	10	9,2	8	20	27	17	23	22...100
6,3	5,9	5,7	4,0	2,0	12,6	11,8	10,3	27	39	23	29	32...125
8	7,5	7,3	4,0	2,0	16	15	13,1	39	56	29	44	40...160
10	9,5	9,3	6,3	3,2	20	19	16,6	56	80	44	69	45...200
13	12,4	12,1	6,3	3,2	26	24	21,7	80	120	69	110	71...250
16	15,4	15,1	6,3	3,2	32	30,8	27	120	170	110	160	112...280
20	19,3	19	6,3	3,2	40	38,6	33,8	170	-	160	-	160...280

Примітки: 1. Умовний діаметр шплінта d_0 дорівнює діаметру отвору під шплинт. 2. Довжину шплінта l , мм, у вказаних межах вибирають із ряду: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280. Приклад позначення шплінта з умовним діаметром $d_0 = 5$ мм, завдовжки 28 мм, із низьковуглецевої сталі, без покриття: Шплинт 5×28 ГОСТ 397-79.

Таблиця Д2.14. Розміри, мм, гвинтів нормальної точності

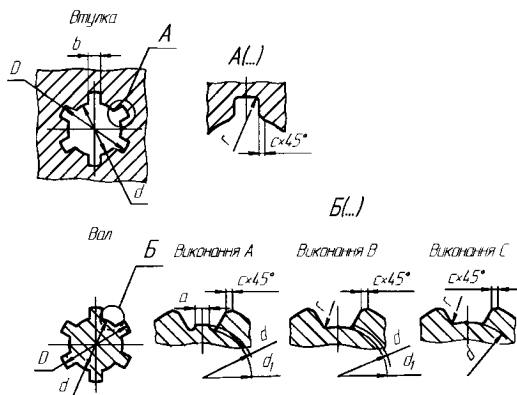
Гвинти з циліндричною головкою (ГОСТ 1491-80), з напівкруглою головкою (ГОСТ 17473-80), з потайною головкою (ГОСТ 17475-80)



Нарізь $d = d_1$	Крок нарізі		D	D_1	H	H_1	H_4	r	r_1	r_2	b	h	h_1	h_3	Довжина гвинта l
	великий	малий													
1	0,25	-	2	1,9	0,7	0,7	0,5	0,2	1,6	0,8	0,32	0,3	0,4	0,3	2...5
1,2	0,25	-	2,3	2,3	0,8	0,8	0,6	0,2	1,9	0,95	0,32	0,4	0,4	0,3	3...7
(1,4)	0,3	-	2,6	2,6	1	0,95	0,7	0,2	2,2	1,1	0,32	0,5	0,5	0,4	3...11
1,6	0,35	-	3	3	1,2	1,1	0,8	0,2	2,6	1,3	0,5	0,6	0,6	0,4	3...14
2	0,4	-	3,8	3,8	1,4	1,4	1	0,3	3,2	1,6	0,5	0,7	0,9	0,5	3...18
2,5	0,45	-	4,5	4,7	1,7	1,7	1,25	0,3	4	2	0,5	0,9	1,1	0,7	3,5...25
3	0,5	-	5,5	5,6	2	2,1	1,5	0,3	4,8	2,4	0,8	1	1,2	0,9	3,5...70
4	0,7	-	7	7,4	2,8	2,8	2	0,35	6,4	3,2	1	1,4	1,8	1,1	7...70
5	0,8	-	8,5	9,2	3,5	3,5	2,5	0,5	8	4	1,2	1,7	2,3	1,2	8...70
6	1	-	10	11	4	4,2	3	0,6	9,6	4,8	1,6	2	2,5	1,5	8...70
8	1,25	1	13	14,5	5	5,6	4	1,1	12,8	6,4	2	2,5	3,5	2	12...70
10	1,5	1,25	16	18	6	7	5	1,1	16	8	2,5	3	4	2,5	20...70
12	1,75	1,25	18	21,5	7	8	5,5	1,6	19	9,5	3	3,5	4,2	2,5	22...85
(14)	2	1,5	21	25	8	9,5	6,5	1,6	25	11	3	3,5	4,5	3	25...90
16	2	1,5	24	28,5	9	11	7	1,6	26	13	4	4	5	3,5	30...95
(18)	2,5	1,5	27	32,5	10	12	8	1,6	28	14,5	4	4,5	5,5	4	35...120
20	2,5	1,5	30	36	11	14	9	2,2	32	16	4	4,5	6	4	38...120

Примітки: 1. Довжину l гвинтів, мм, у вказаних межах вибирають із ряду: 2, (2,5), 3, (3,5), 4, 5, 6, (7), 8, 9, 10, 11, 12, (13), 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, (42), 45, (48), 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100, 110, 120. Гвинти з номінальними діаметрами нарізі та довжинами, наведеними в дужках, використовувати не рекомендується. 2. Приклад умовного позначення гвинта з циліндричною головкою виконання 1, діаметром нарізі $d = 12$ мм, завдовжки $l = 60$ мм, з великим кроком нарізі з полем допуску 8g, класу міцності 5.8, без покриття: Гвинт М12×60.58 ГОСТ 1491-80. Гвинт з напівкруглою головкою, виконання 2, діаметром нарізі $d = 12$ мм, завдовжки $l = 60$ мм, з малим кроком нарізі $P = 1,25$ мм, з полем допуску 6g, класу міцності 10.9 зі сталі марки 40X, з покриттям 01 завтовшки 9 мкм: Гвинт 2М12×1,25-6g×60.109.40X.019 ГОСТ 17473-80.

Таблиця Д2.15. Розміри, мм, прямобічних шліцевих з'єднань (ГОСТ 1139–80)

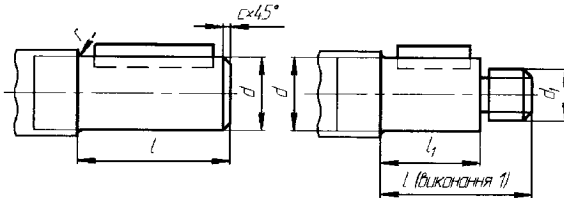


Кількість зубців z	d	D	b	$d_{1 \min}$	a_{\min}	c		r_{\max}
						номінальний	граничні відхилення	
Легка серія								
6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+ 0,2	0,2
6	26	30	6	24,6	3,85			
6	28	32	7	26,7	4,03			
8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+ 0,2	0,3
8	36	40	7	34,5	3,46			
8	42	46	8	40,4	5,03			
8	46	50	9	44,6	5,75			
8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+ 0,3	0,5
8	56	62	10	53,6	6,38			
10	72	78	12	69,6	5,45			
10	82	88	12	79,3	8,62			
10	92	98	14	89,4	10			
Середня серія								
6	21	25	5	19,5	1,95	0,3	+ 0,2	0,2
6	23	28	6	21,3	1,34			
6	26	32	6	23,4	1,65	0,4	+ 0,2	0,3
6	28	34	7	25,9	1,7			
8	32	38	6	29,4	–			
8	36	42	7	33,5	1,02			
8	42	48	8	39,5	2,57			
8	46	54	9	42,7	–	0,5	+ 0,3	0,5
8	52	60	10	48,7	2,44			
8	56	65	10	52,2	2,5			
8	62	72	12	57,8	2,4			
10	72	82	12	67,4	–			
10	82	92	12	77,1	3			
10	92	102	14	87,3	4,5			

Кількість зубців z	d	D	b	$d_{1 \min}$	a_{\min}	c		r_{\max}
						номінальний	граничні відхилення	
Важка серія								
10	26	32	4	23	—	0,4	+ 0,2	0,3
10	28	35	4	24,4	—			
10	32	40	5	28	—			
10	36	45	5	31,3	—			
10	42	52	6	36,9	—			
10	46	56	7	40,9	—	0,5	+ 0,3	0,5
16	52	60	5	47	—			
16	56	65	5	50,6	—			
16	62	72	6	56,1	—			
16	72	82	7	65,9	—			
20	82	92	6	75,6	—			
20	92	102	7	85,5	—			

Примітки: 1. Виконання А рекомендується для виготовлення валів з'єднань легкої й середньої серій способом обкочування. 2. Шліцьові вали виконання А і С виготовляються при центруванні по внутрішньому діаметру d , виконання В — при центруванні по зовнішньому діаметру D і бічних поверхнях b зубців.

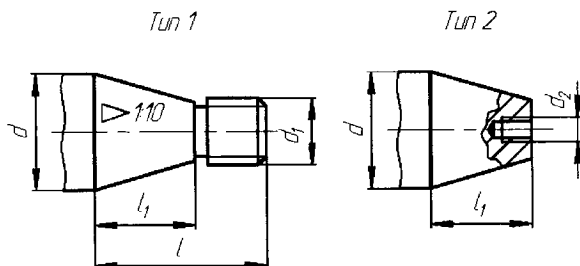
Таблиця Д2.16. Розміри, мм, циліндричних кінців валів (ГОСТ 12080-72)



d	l		r	c	d	l		r	c
	Виконання					Виконання			
	1	2				1	2		
10	23	20	0,4	0,4	36	80	58	2	1,6
11	23	20	0,4	0,4	40	110	82	2	1,6
12	30	25	1	0,6	45	110	82	2	1,6
14	30	25	1	0,6	50	110	82	2,5	2
16	40	28	1	0,6	55	110	82	2,5	2
18	40	28	1	0,6	60	140	105	2,5	2
20	50	36	1,6	1	70	140	105	2,5	2
22	50	36	1,6	1	80	170	130	3	2,5
25	60	42	1,6	1	90	170	130	3	2,5
28	60	42	1,6	1	100	210	165	3	2,5
30	80	58	2	1,6	110	210	165	3	2,5
32	80	58	2	1,6	120	210	165	3	2,5

Примітка. Розміри d_1 і l_1 наведено в табл. Д2.17.

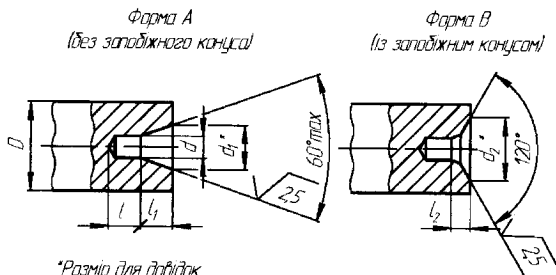
Таблиця Д2.17. Розміри, мм, конічних вихідних кінців валів (ГОСТ 12081-72)



d		l		l_1		d_1	d_2
Ряд 1	Ряд 2	Виконання					
		довге	коротке	довге	коротке		
6; 7	—	16	—	10	—	M4	—
8; 9	—	20	—	12	—	M6	—
10; 11	—	23	—	15	—	M6	—
12; 14	—	30	—	18	—	M8×1	M4
16	—	40	28	28	16	M10×1,25	M4
18	19	40	28	28	16	M10×1,25	M5
20; 22	24	50	36	36	22	M12×1,25	M6
25; 28	—	60	42	42	24	M16×1,5	M8
30; 32; 35	—	80	58	58	36	M20×1,5	M10
36	—	80	58	58	36	M20×1,5	M12
—	38	80	58	58	36	M24×2	M12
40	42	110	82	82	54	M24×2	M12
45	48	110	82	82	54	M30×2	M16
50	—	110	82	82	54	M36×3	M16
55	53; 56	110	82	82	54	M36×3	M20
60; 63	65	140	105	105	70	M42×3	M20
70; 71	75	140	105	105	70	M48×3	M24
80	85	170	130	130	90	M56×4	M30
90	—	170	130	130	90	M64×4	M30
—	95	170	130	130	90	M64×4	M36
100; 105	—	210	165	165	120	M72×4	M36
110	—	210	165	165	120	M80×4	M42
—	120	210	165	165	120	M90×4	M42
125	—	210	165	165	120	M90×4	M48

Примітка. У виборі діаметра d перевагу слід надавати ряду 1.

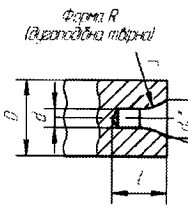
Таблиця Д2.18. Розміри, мм, центрових отворів форми А і В (ГОСТ 14034-74)



D	d	d_1	d_2	l , не менше	l_1	l_2
4	1	2,12	3,15	1,3	0,97	1,27
6	1,6	3,15	5	2	1,52	1,99
10	2	4,25	6,3	2,5	1,95	2,54
14	2,5	5,3	8	3,1	2,42	3,2
20	3,15	6,7	10	3,9	3,07	4,03
30	4	8,5	12,5	5	3,9	5,06
60	6,3	13,2	18	8	5,98	7,36
100	10	21,2	28	12,8	9,7	11,66
120	12	25,4	33	14,6	11,6	13,8

Примітка. Для $D = 4$ мм граничне відхилення розміру l_1 за Н11, для інших випадків граничні відхилення розмірів l_1, l_2 за Н12.

Таблиця Д2.19. Розміри, мм, центрових отворів форми R (ГОСТ 14034-74)



	D	d	d_1	l , не менше	r	
					min	max
	2	(0,5)	1,3	1,3	1,3	1,6
	2,5	(0,63)	1,5	1,5	1,6	2
	3	(0,8)	1,7	1,9	2	2,5
	4	1	2,12	2,3	2,5	3,15
	5	(1,25)	2,65	2,8	3,15	4
	6	1,6	3,35	3,5	4	5
	10	2	4,25	4,4	5	6,3
	14	2,5	5,3	5,5	6,3	8
	20	3,15	6,7	7	8	10
	30	4	8,5	8,9	10	12,5
	40	(5)	10,6	11,2	12,5	16
	60	6,3	13,2	14	16	20
	80	(8)	17	17,9	20	25
	100	10	21,2	22,5	25	31,5

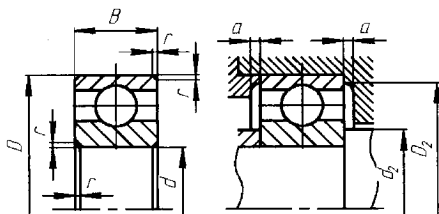
Примітка. Розміри в дужках використовувати не рекомендується.

Умовні позначення центрових отворів:

центровий отвір форми А діаметром $d = 2,5$ мм: Отв. центр. А2,5 ГОСТ 14034-74;

центровий отвір форми R діаметром $d = 4$ мм: Отв. центр. R4 ГОСТ 14034-74.

Таблиця Д2.20. Розміри, мм, підшипників кулькових радіальних однорядних (ГОСТ 8338-75)



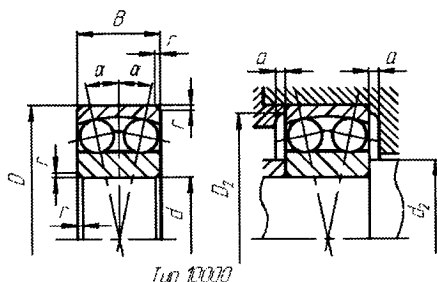
Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Розрахункові параметри			Маса, кг	d _{2min}	D _{2max}	a, не менше
					C	C ₀	n _{ер} , об/хв				
					H						
Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширин 0											
17	7	19	6	0,5	2240	1180	31500	0,007	9	17	1,8
18	8	22	7	0,5	2600	1380	31500	0,012	10	20	1,8
100	10	26	8	0,5	3600	2000	31500	0,019	12	24	1,8
101	12	28	8	0,5	4000	2270	25000	0,022	14	26	2
104	20	42	12	1	7360	4540	16000	0,07	24	38,8	2
105	25	47	12	1	7900	5040	12500	0,08	29	43,8	2
106	30	55	13	1,5	1040	7020	12500	0,12	35	50	2
107	35	62	14	1,5	1250	8660	10000	0,16	40	57	2
108	40	68	15	1,5	1320	9450	10000	0,19	45	63	2
109	45	75	16	1,5	1650	1240	10000	0,24	50	70	2
110	50	80	16	1,5	1630	1240	8000	0,25	55	75	2
111	55	90	18	2	2200	1730	8000	0,39	62	84	3
112	60	100	18	2	2410	1830	6300	0,39	68	88	3
113	65	110	18	2	2400	2000	6300	0,45	72	93	3
114	70	115	20	2	3030	2460	6300	0,60	77	103	3
115	75	125	20	2	3010	2460	6300	0,66	82	108	3
116	80	130	22	2	3740	3190	5000	0,85	87	118	3
117	85	140	22	2	3710	3190	5000	0,91	92	123	3
118	90	145	24	2,5	4110	3570	5000	1,2	98	132	3
119	95	150	24	2,5	4080	3570	4000	1,21	103	137	3
120	100	160	24	2,5	4230	3830	4000	1,29	108	142	3
Легка серія діаметрів 2, серія ширин 0											
23	3	10	4	0,3	500	220	40000	0,001	4,2	8,5	1,8
24	4	13	5	0,4	920	430	40000	0,003	5,5	11,2	1,8
25	5	16	5	0,5	1500	760	40000	0,005	6,5	14	1,8
26	6	19	6	0,5	2210	1180	31500	0,008	8,2	17	1,8
27	7	22	7	0,5	2560	1380	31500	0,013	9,2	19,5	1,8
28	8	24	7	0,5	2620	1380	31500	0,019	10,2	22	1,8
29	9	26	8	1	3570	2000	31500	0,019	12	22,5	1,8
200	10	30	9	1	4690	2660	25000	0,03	14	26	1,8
201	12	32	10	1	4780	2700	25000	0,037	16	28	2
202	15	35	11	1	5970	3540	20000	0,045	19	31	2

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Розрахункові параметри			Маса, кг	d _{2min}	D _{2max}	a, не менше
					C	C ₀	n _{ср} , об/хв				
					H						
203	17	40	12	1	7520	4470	20000	0,06	21	36	2
204	20	47	14	1,5	10000	6300	16000	0,1	25	42	2
205	25	52	15	1,5	11000	7090	12500	0,12	30	47	2
206	30	62	16	1,5	15300	10200	12500	0,2	35	57	2
207	35	72	17	2	20100	13900	10000	0,29	42	65	2
208	40	80	18	2	25600	18100	8000	0,36	46,5	73	2
209	45	85	19	2	25700	18100	8000	0,41	52	78	2
210	50	90	20	2	27500	20200	8000	0,47	57	83	2
211	55	100	21	2,5	34000	25600	6300	0,6	64	91	3
212	60	110	22	2,5	41100	31500	6300	0,8	68	101	3
213	65	120	23	2,5	44900	34700	6300	0,98	73	111	3
214	70	125	24	2,5	48800	38100	5000	1,08	78	116	3
215	75	130	25	2,5	51900	41900	5000	1,18	83	121	3
216	80	140	26	3	57000	45400	5000	1,4	90	129	3
217	85	150	28	3	65400	54100	5000	1,8	95	139	3
218	90	160	30	3	75300	61700	4000	2,2	100	149	3
219	95	170	32	3,5	85300	70900	4000	2,7	106	158	3
220	100	180	34	3,5	95800	80600	4000	3,2	111	168	3
Середня серія діаметрів 3, серія ширин 0											
34	4	16	5	0,5	1480	760	40000	0,005	6,2	13,4	1,8
35	5	19	6	0,5	2170	1180	31500	0,008	7,2	16,4	1,8
300	10	35	11	1	6360	3830	25000	0,05	14	30,8	1,8
301	12	37	12	1,5	7630	4730	20000	0,06	17	31,2	2
302	15	42	13	1,5	8900	5510	20000	0,08	20	36,2	2
303	17	47	14	1,5	10900	6800	16000	0,11	22	41,2	2
304	20	52	15	2	12500	7940	16000	0,14	26,5	45	2
305	25	62	17	2	17600	11600	12500	0,23	31,5	55	2
306	30	72	19	2	22000	15100	10000	0,34	36,5	65	2
307	35	80	21	2,5	26200	17900	10000	0,44	43	71	2
Важка серія діаметрів 4, серія ширин 0											
308	40	90	23	2,5	31900	22700	8000	0,63	48	81	2
309	45	100	25	2,5	37800	26700	8000	0,83	53	91	2
310	50	110	27	3	48500	36300	6300	1,08	60	99	2
311	55	120	29	3	56000	42600	6300	1,35	64,4	111	3
312	60	130	31	3,5	64100	49400	5000	1,7	71	118	3
313	65	140	33	3,5	72700	56700	5000	2,11	76	128	3
314	70	150	35	3,5	81700	64500	5000	2,6	81	138	3
315	75	160	37	3,5	89000	72800	4000	3,1	86	148	3
316	80	170	39	3,5	96500	81700	4000	3,6	91	158	3
317	85	180	41	4	104000	91000	4000	4,3	98	166	3
318	90	190	43	4	112000	101000	4000	5,1	103	176	3
319	95	200	45	4	120000	111000	3150	5,7	109	186	3
320	100	215	47	4	136000	133000	3150	7	113	113	3

Примітка. Приклад умовного позначення підшипника:

Підшипник 315 ГОСТ 8338-75.

Таблиця Д2.21. Розміри, мм, підшипників кулькових радіальних дворядних сферичних (ГОСТ 5720-75)

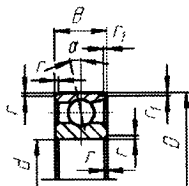


Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	α°	Розрахункові параметри			Маса, кг	$d_{2 \text{ min}}$	$D_{2 \text{ max}}$	a
						C	C_0	$n_{\text{ср}}$, об/хв				
						H						
Легка серія												
1005	5	19	6	0,5	12	1990	540	31500	0,009	7,2	16,4	1,8
1006	6	19	6	0,5	13	1950	540	31500	0,009	8,2	17	1,8
1007	7	22	7	0,5	13	2100	670	31500	0,014	9,2	19,5	1,8
1008	8	22	7	0,5	13	2060	670	31500	0,014	10	20	1,8
1009	9	26	8	1	13	2970	940	31500	0,022	12	22,5	1,8
1200	10	30	9	1	12	4240	1360	25000	0,033	14	26	1,8
1201	12	32	10	1	13	4330	1510	25000	0,04	16	28	2
1202	15	35	11	1	12	5790	2050	20000	0,05	19	31	2
1203	17	40	12	1,5	12	6130	2470	20000	0,07	21	36	2
1204	20	47	14	1,5	10	7720	3240	16000	0,12	25	42	2
1205	25	52	15	1,5	10	9440	4100	16000	0,14	30	47	2
1206	30	62	16	1,5	9	12200	5920	12500	0,22	35	57	2
1207	35	72	17	2	9	12300	6780	10000	0,32	42	65	2
1208	40	80	18	2	8	15100	8720	10000	0,42	46,5	73	2
1209	45	85	19	2	8	17000	9770	8000	0,47	52	78	2
1210	50	90	20	2	8	17700	11000	8000	0,53	57	83	2
1211	55	100	21	2,5	7	21000	13600	6300	0,71	63	91	3
1212	60	110	22	2,5	7	23800	15800	6300	0,88	68	101	3
1213	65	120	23	2,5	7	24400	17500	6300	1,15	74	111	3
1214	70	125	24	2,5	7	27000	19100	5000	1,26	78	116	3
1215	75	130	25	2,5	7	30500	21800	5000	1,36	83	121	3
1216	80	140	26	3	6	31400	24000	5000	1,67	90	129	3
1217	85	150	28	3	6	38700	29000	4000	2,1	5	139	3
1218	90	160	30	3	6	44700	32400	4000	2,5	100	149	3
1220	100	180	34	3,5	7	54400	41200	4000	3,7	111	168	3
Легка широка серія												
1500	10	30	14	1	14	6020	1730	25000	0,04	14	26	3
1506	30	62	20	1,5	15	11900	5810	10000	0,26	35	57	2
1507	35	72	23	2	14	16900	8380	10000	0,4	42	65	2

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	α°	Розрахункові параметри			Маса, кг	$d_{2\text{min}}$	$D_{2\text{max}}$	a
						C	C_0	$n_{\text{ср}},$ об/хв				
						H						
1508	40	80	23	2	13	17500	9640	8000	0,51	46,5	73	2
1509	45	85	23	2	12	18200	10900	8000	0,55	52	78	2
1510	50	90	23	2	11	18200	11500	6300	0,59	57	83	2
1515	75	130	31	2,5	10	34900	24500	4000	1,75	83	121	3
1516	80	140	33	3	10	38300	27400	4000	2	90	129	3
1517	85	150	36	3	10	45700	32100	3150	2,5	95	139	3
Середня серія												
1300	10	35	11	1	12	5690	1840	20000	0,06	14	30,8	1,8
1301	12	37	12	1,5	13	7390	2400	20000	0,07	17	31,2	2
1302	15	42	13	1,5	13	7370	2680	20000	0,09	20	36,2	2
1303	17	47	14	1,5	12	9730	3730	16000	0,13	22	41,2	2
1304	20	52	15	2	11	9760	4090	12500	0,16	26,5	45	2
1305	25	62	17	2	11	14100	6120	10000	0,26	31,5	55	2
1306	30	72	19	2	10	16800	7900	10000	0,39	36,5	65	2
1307	35	80	21	2,5	9	20000	10000	8000	0,5	43	71	2
1308	40	90	23	2,5	10	23300	12400	8000	0,7	48	81	2
1309	45	100	25	2,5	9	30000	16200	6300	0,96	53	91	2
1310	50	110	27	3	9	34100	17800	6300	1,21	55	99	2
1311	55	120	29	3	9	40600	22900	5000	1,58	64,4	111	3
1312	60	130	31	3,5	9	45800	27100	5000	1,96	71	118	3
1313	65	140	33	3,5	9	49200	29900	5000	2,5	76	128	3
1314	70	150	35	3,5	8	58600	35900	4000	3	81	138	3
1315	75	160	37	3,5	8	62400	39100	4000	3,6	86	148	3
1316	80	170	39	3,5	8	69900	43000	4000	4,3	91	158	3
1317	85	180	41	4	8	77200	49500	4000	5,1	98	166	3
1318	90	190	43	4	8	91800	57200	3150	5,7	103	176	3
1320	100	215	47	4	9	113000	73400	3150	8,3	113	202	3
Середня широка серія												
1605	25	62	24	2	17	18900	7600	10000	0,34	31,5	55	2
1606	30	72	27	2	16	24400	10200	10000	0,5	36,5	65	2
1607	35	80	31	2,5	17	30500	13000	8000	0,68	43	71	2
1608	40	90	33	2,5	16	34900	16000	6300	0,93	48	81	2
1609	45	100	36	2,5	16	42300	19800	6300	1,23	53	91	2
1610	50	110	40	3	16	50000	23900	6300	1,64	60	100	2
1611	55	120	43	3	15	58600	28600	5000	2,1	64,4	111	3

Примітка. Приклад умовного позначення підшипника:
Підшипник 1204 ГОСТ 5720-72.

Таблиця Д2.22. Розміри, мм, підшипників кулькових радіально-упорних однорядних (ГОСТ 831-75)



Типи 36000 ($\alpha = 12^\circ$)
46000 ($\alpha = 36^\circ$)

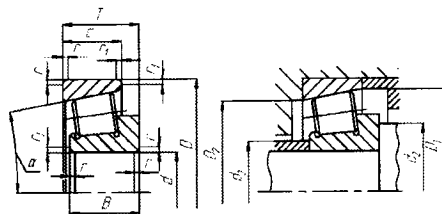
Умовні позначення підшипників для типів		d	D	B	r	r ₁	Розрахункові параметри						Маса, кг
							C		C ₀		n _{гр} , об/хв		
							H						
36000	46000	Тип 36000		Тип 46000		Тип 36000		Тип 46000		Тип 36000	Тип 46000		
Особливо легка серія													
36100	-	10	26	8	0,5	0,3	4170	-	2500	-	40000	-	0,03
36103	-	17	35	10	0,5	0,3	5710	-	3580	-	25000	-	0,04
36104	-	20	42	12	1	0,3	8300	-	5420	-	20000	-	0,068
-	46106	30	55	13	1,5	0,5	-	11200	-	8030	-	12500	0,18
-	46108	40	68	15	1,5	0,5	-	14600	-	11300	-	10000	0,22
-	46109	45	75	16	1,5	0,5	-	17305	-	13700	-	10000	0,28
-	46111	55	90	18	2	1	-	25200	-	21500	-	8000	0,38
-	46112	60	95	18	2	1	-	28800	-	25000	-	8000	0,48
-	46114	70	110	20	2	1	-	35600	-	32300	-	6300	0,72
-	46115	75	115	20	2	1	-	35300	-	32300	-	6300	0,78
-	46116	80	125	22	2	1	-	43200	-	40900	-	6300	0,9
-	46117	85	130	22	2	1	-	44300	-	43000	-	5000	1,04
-	46118	90	140	24	2,5	1,2	-	47400	-	45900	-	5000	1,43
-	46120	100	150	24	2,5	1,2	-	50200	-	48500	-	5000	1,56
Легка серія													
36201	-	12	32	10	1	0,3	5580	-	3400	-	31500	-	0,04
36202	46202	15	35	11	1	0,3	6380	6070	3900	3580	25000	20000	0,045
36203	46203	17	40	12	1	0,3	9430	9000	6240	5730	25000	20000	0,06
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12300	11600	8470	7790	20000	16000	0,1
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	13100	12400	9240	8500	16000	12500	0,12
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	18200	17200	13300	12200	12500	10000	0,19
36207	46207	35	72	17	2	1	24000	22700	18100	16600	12500	10000	0,27
36208	46208	40	80	18	2	1	30600	28900	23700	21700	10000	8000	0,37
36209	46209	45	85	19	2	1	32300	30400	25600	23600	10000	8000	0,42
36210	46210	50	90	20	2	1	33900	31800	27600	25400	8000	8000	0,47
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	41900	39400	34900	32100	8000	6300	0,58
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	48200	45400	40100	36800	6300	6300	0,77
-	46213	65	120	23	2,5	1,2	-	54400	-	46800	6300	6300	0,98
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	63000	-	55900	-	6300	-	1,04
-	46215	75	130	25	2,5	1,2	-	61500	-	54800	5000	5000	1,39
36216	46216	80	140	26	3	1,5	73500	68900	66600	61200	5000	5000	1,68
36217	46217	85	150	28	3	1,5	79000	74000	72200	66400	5000	4000	1,88
36218	46218	90	160	30	3	1,5	92800	87100	84600	77700	4000	4000	2,2

Умовні позначення підшипників для типів d		d	D	B	r	r_1	Розрахункові параметри						Маса, кг
							C		C_0		$n_{тр}$, об/хв		
36000	46000						H						
							Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000	
36219	-	95	170	32	3,5	2	110000	-	104000	-	4000	-	2,6
-	46220	100	180	34	3,5	2	-	116000	-	109000	-	3150	3,2
Середня серія													
-	46303	17	47	14	1,5	0,5	-	12600	-	8150	-	16000	0,11
-	46304	20	52	15	2	1	-	14000	-	9170	-	16000	0,17
-	46305	25	62	17	2	1	-	21100	-	14900	-	10000	0,23
-	46306	30	72	19	2	1	-	25600	-	18700	-	10000	0,35
-	46307	35	80	21	2,5	1,2	-	33400	-	25200	-	8000	0,44
46308	-	40	90	23	2,5	1,2	39200	-	30700	-	8000	-	0,63
46309	-	45	100	25	2,5	1,2	48100	-	37700	-	6300	-	0,83
46310	-	50	110	27	3	1,5	56300	-	44800	-	6300	-	1,08
46311	66311	55	120	29	3	1,5	68900	60600	57400	47400	6300	5000	1,45
46312	-	60	130	31	3,5	2	78800	-	66600	-	6300	-	1,71
46313	-	65	140	33	3,5	2	89000	-	76400	-	5000	-	2,09
46314	66314	70	150	35	3,5	2	100000	93300	87000	78300	4000	4000	3,3
46318	-	90	190	43	4	2	129000	-	125000	-	3150	-	5
46320	-	100	215	47	4	2	167000	-	180000	-	3150	-	8,14

Примітка. Приклад умовного позначення підшипника:

Підшипник 46205 ГОСТ 831-75.

Таблиця Д2.23. Розміри, мм, підшипників роликів радіально-упорних конічних однорядних (ГОСТ 333-79)



Tun 7000

Умовні позначення підшипників	d	D	B	c	T	r	r ₁	α°	Розрахункові параметри			Маса, кг	D _{1 min}	d _{2 min}	D _{2 max}	d _{3 max}	a _{1 min}	a _{2 min}
									C		n _{чр.} об/хв							
									кН									
Особливо легка серія діаметрів 1																		
2007106	30	55	16	14	17	1,5	0,5	9	23,5	19,9	8000	0,169	52	36	49	35	3	4,5
2007107	35	62	17	15	18	1,5	0,5	10	25,6	23	8000	0,224	59	41	56	40	4	4,5
2007108	40	68	18	16	19	1,5	0,5	12	31,9	28,4	6300	0,27	65,5	46	62	45	4	4,5
2007109	45	75	19	16	20	1,5	0,5	11	40	34,8	6300	0,333	72	51	69	50	4	4,5
2007111	55	90	22	19	23	2	0,8	13	49,1	45,2	5000	0,541	86	62	83	61	4	5,5
2007113	65	100	22	19	23	2	0,8	14	52,9	51,3	4000	0,62	96,5	72	92	71	4	5,5
2007114	70	110	24	20	25	2	0,8	11	67,6	65,8	4000	0,834	105	77	102	76	5	6
2007115	75	115	24	20	25	2	0,8	11	68	66,7	4000	0,909	110,5	82	108	82	5	7
2007116	80	125	27	23	29	2	0,8	13	88,4	85,5	3150	1,34	120	87	118	87	6	7
2007118	90	140	30	26	32	2,5	0,8	13	111	111	3150	1,63	134,5	99	130	99	6	8
2007119	95	145	30	26	32	2,5	0,8	13	114	115	3150	1,75	140	104	135	105	6	8
2007120	100	150	30	26	32	2,5	0,8	14	117	120	2500	1,82	145	109	140	109	6	8

Умовні позначення підшипників	d	D	B	c	T	r	r_1	α'	Розрахункові параметри			Маса, кг	$D_{1 \text{ min}}$	$d_{2 \text{ min}}$	$D_{2 \text{ max}}$	$d_{3 \text{ max}}$	$a_1 \text{ min}$	$a_2 \text{ min}$
									C	C_0	$n_{\text{ср}}$ об/хв							
Легка серія діаметрів 2																		
7202	15	35	11	9	11,75	1	0,3	17	8,78	6,14	12500	0,054	32	20	—	19	2	3
7203	17	40	12	11	13,25	1,5	0,5	12	13,8	9,3	12500	0,074	37	23	—	22,5	3	3
7204	20	47	14	12	15,25	1,5	0,5	14	19,1	13,3	10000	0,12	43,5	26	41	26	3	3
7205	25	52	15	13	16,25	1,5	0,5	14	23,9	17,9	10000	0,15	48,5	31	46	31	3	3
7206	30	62	16	14	17,25	1,5	0,5	14	29,8	22,3	8000	0,233	58,5	36	55	37	3	3
7207	35	72	17	15	18,25	2	0,8	14	35,2	26,3	6300	0,327	68,5	42	65	43	4	3
7208	40	80	20	16	19,75	2	0,8	14	42,4	32,7	6300	0,446	75,5	47	72	48	4	3,5
7209	45	85	19	16	20,75	2	0,8	15	42,7	33,4	5000	0,485	81,5	52	78	53	4	4,5
7210	50	90	21	17	21,75	2	0,8	14	52,9	40,6	5000	0,539	86,5	57	82	57	4	4,5
7211	55	100	21	18	22,75	2,5	0,8	15	57,9	46,1	5000	0,709	95	64	90	63	5	4,5
7212	60	110	23	19	23,75	2,5	0,8	13	72,2	58,4	4000	0,895	105,5	69	100	69	5	4,5
7214	70	125	26	21	26,25	2,5	0,8	14	95,9	82,1	4000	1,33	120	79	115	80	6	5
7215	75	130	26	22	27,25	2,5	0,8	15	97,6	84,5	3150	1,42	125	84	120	85	6	5
7216	80	140	26	22	28,25	3	1	16	106	95,2	3150	1,67	134	90	130	90	6	6
7217	85	150	28	24	30,25	3	1	16	109	91,4	3150	2,1	142,5	95	140	96	7	6,5
7218	90	160	31	26	32,5	3	1	14	141	125	2500	2,52	152,5	100	150	102	7	6,5
7219	95	170	32	27	34,5	3,5	1,2	14	145	131	2500	3,2	163	107	155	110	7	7,5
7220	100	180	34	29	37	3,5	1,2	15	162	146	2500	3,81	170	112	165	114	7	8
Легка широка серія діаметрів 5																		
7506	30	62	20,5	17	21,25	1,5	0,5	14	34,9	27,5	8000	0,29	58,5	36	55	37	3	4

7507	35	72	23	20	24,25	2	0,8	13	50,2	40,3	6300	0,449	68,5	42	65	43	4	5
7508	40	80	23,5	19	24,75	2	0,8	14	53,9	44,8	6300	0,576	75,5	47	72	48	4	5,5
7509	45	85	23,5	19	24,75	2	0,8	16	51,6	42,6	5000	0,618	81,5	52	78	53	4	5,5
7510	50	90	23,5	19	24,75	2	0,8	16	59,8	54,5	5000	0,64	86,5	57	82	57	4	7510
7511	55	100	25	21	26,75	2,5	0,8	16	72,2	61,6	5000	0,825	95	64	90	63	5	7511
7512	60	110	28	24	29,75	2,5	0,8	15	84	75,6	4000	1,19	105,5	69	100	69	5	5,5
7513	65	120	31	27	32,75	2,5	0,8	14	109	98,9	4000	1,57	115	74	110	75	6	5,5
7514	70	125	31	27	33,25	2,5	0,8	15	110	101	3150	1,6	120	79	115	80	6	6
7515	75	130	31	27	33,25	2,5	0,8	15	115	108	3150	1,76	125	84	120	85	6	6
7516	80	140	33	28	35,25	3	1	15	133	126	3150	2,15	134	90	130	90	6	7
7517	85	150	36	30	38,5	3	1	15	151	141	3150	2,8	142,5	95	140	96	7	8,5
7518	90	160	40	34	42,5	3	1	15	179	171	2500	3,44	152,5	100	150	102	7	8,5
7519	95	170	45,5	37	45,5	3,5	1,2	14	225	225	2500	4,42	163	107	155	110	7	10
7520	100	180	46	39	49	3,5	1,2	15	232	236	2500	5,14	170	112	165	114	7	10

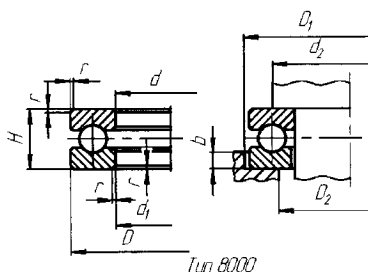
Середня серія діаметрів 3

7304	20	52	16	13	16,25	2	0,8	11	25	17,7	10000	0,17	48,5	27	45	27	3	3
7305	25	62	17	15	18,25	2	0,8	14	29,6	20,9	8000	0,253	58,5	32	55	33	3	3
7306	30	72	19	17	20,75	2	0,8	14	40	29,9	6300	0,458	68	37	65	38	3	4,5
7307	35	80	21	18	22,75	2,5	0,8	12	48,1	35,3	6300	0,496	76	44	71	43	5	4,5
7308	40	90	23	20	25,25	2,5	0,8	11	61	46	5000	0,703	86	49	80	50	5	5
7309	45	100	26	22	27,25	2,5	0,8	11	76,1	59,3	5000	1,01	95	54	90	55	5	5
7310	50	110	29	23	29,25	3	1	12	96,6	75,9	4000	1,33	105	60	100	61	5	6
7311	55	120	29	25	31,5	3	1	13	102	81,5	4000	1,64	114	65	110	67	5	6,5
7312	60	130	31	27	33,5	3,5	1,2	12	118	96,3	4000	2	124	72	118	72	5	7,5
7313	65	140	33	28	36	3,5	1,2	12	134	111	3150	2,54	132	77	128	78	6	8
7314	70	150	37	30	38	3,5	1,2	12	168	137	3150	3,09	142	82	138	83	6	8

Умовні позначення підшипників	d	D	B	c	T	r	r_1	α°	Розрахункові параметри			Маса, кг	D_1^{\min}	d_2^{\min}	D_2^{\max}	d_3^{\max}	a_1^{\min}	a_2^{\min}
									C	C_0	$n_{\text{сп}}$							
									кН									
7315	75	160	37	31	40	3,5	1,2	12	178	148	3150	3,63	152	87	148	91	6	9
7317	85	180	41	35	44,5	4	1,5	12	221	195	2500	5,21	167	99	166	102	7	10,5
7318	90	190	43	36	46,5	4	1,5	12	240	201	2500	5,56	178	104	175	108	7	10,5
7320	100	215	47	39	51,5	4	1,5	12	290	270	2500	7,9	202	114	200	121	7	12,5
Середня широка серія діаметрів 6																		
7604	20	52	21	18,5	22,25	2	0,8	11	29,5	22	10000	0,236	48,5	27	45	27	3	4
7605	25	62	24	21	25,25	2	0,8	11	45,5	36,6	8000	0,366	58,5	32	55	33	4	5
7606	30	72	29	23	28,75	2	0,8	12	61,3	51	6300	0,574	68	37	65	38	5	5,5
7607	35	80	31	27	32,75	2,5	0,8	11	71,6	61,5	6300	0,798	76	44	71	43	5	7,5
7608	40	90	33	28,5	35,25	2,5	0,8	11	80	67,2	5000	1,04	86	49	80	50	5	8
7609	45	100	36	31	38,25	2,5	0,8	11	104	90,5	4000	1,34	95	54	90	55	5	8
7610	50	110	40	34	42,25	3	1	11	122	108	4000	1,81	105	60	100	61	5	9
7611	55	120	44,5	35	45,5	3	1	12	148	140	4000	2,43	114	65	110	67	5	10,5
7612	60	30	47,5	37	48,5	3,5	1,2	12	171	157	3150	3	124	72	118	72	6	11,5
7613	65	140	48	41	51	3,5	1,2	12	178	168	3150	3,63	132	77	128	78	6	12
7614	70	150	51	43	54	3,5	1,2	13	204	186	3150	4,44	142	82	138	83	7	12
7615	76	160	55	46,5	58	3,5	1,2	11	249	235	2500	5,38	152	87	148	91	7	13
7616	80	170	59,5	49	61,5	3,5	1,2	12	294	291	2500	6,4	160	92	158	97	7	13,5
7618	90	190	66,5	53,5	67,5	4	1,5	11	369	363	2000	8,78	178	104	175	108	12	14,5
7620	100	215	73	61,5	77,5	4	1,5	12	451	459	2000	13,2	202	114	200	121	12	17,5

Примітка. Приклад умовного позначення підшипника: Підшипник 7210 ГОСТ 333-79.

Таблиця Д2.24. Розміри, мм, підшипників кулькових упорних одинарних (ГОСТ 6874-75)

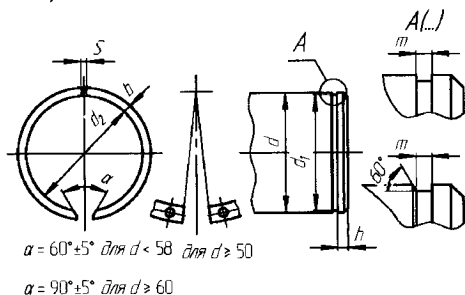


Умовні позначення підшипників	d	D	H	d ₁	r	Розрахункові параметри			Маса, кг	d _{2 min}	D _{2 max}	D ₁	b _{min}
						C	C ₀	n _{сп} , об/хв					
						H							
Особливо легка серія діаметрів 1													
8100	10	24	9	10,2	0,5	6580	11300	8000	0,02	19	15	24,5	2
8101	12	26	9	12,2	0,5	6970	12500	8000	0,02	21	17	26,5	2
8102	15	28	9	15,2	0,5	7430	13600	8000	0,024	23	20	28,5	2
8103	17	30	9	17,2	0,5	8220	15900	6300	0,03	25	22	30,5	2
8104	20	35	10	20,2	0,5	11000	21600	6300	0,04	29	26	35,5	2
8105	25	42	11	25,2	1	12500	26200	6300	0,06	35	32	42,5	3
8106	30	47	11	30,2	1	13800	29300	5000	0,07	40	37	47,5	3
8107	35	52	12	35,2	1	16800	37200	5000	0,084	45	43	52,5	3
8108	40	60	13	40,2	1	23000	51000	5000	0,12	52	48	60,5	3
8109	45	65	14	45,2	1	24300	56100	4000	0,15	57	53	65,5	3
8110	50	70	14	50,2	1	25700	61200	4000	0,16	62	58	70,5	3
8111	55	78	16	55,2	1	34200	83000	4000	0,24	69	64	78,5	3
8112	60	85	17	60,2	1,55	37500	91500	3150	0,29	75	70	85,5	4
8113	65	90	18	65,2	1,5	42800	104000	3150	0,34	80	75	90,5	4
8114	70	95	18	70,2	1,5	46000	113000	3150	0,36	85	80	95,5	4
8115	76	100	19	75,2	1,5	47400	118000	2500	0,42	90	85	101	4
8116	80	105	19	80,2	1,5	48700	122000	2500	0,43	95	90	106	4
8117	85	110	19	85,2	1,5	59000	132000	2500	0,46	100	95	111	4
8119	90	120	22	90,2	1,5	61800	161000	2500	0,68	108	102	121	6
8120	100	135	25	100,2	1,5	81600	218000	2000	1	121	114	136	6
Легка серія діаметрів 2													
8201	12	28	11	12,2	1	8680	15400	6300	0,034	22	18	28,5	3
8202	15	32	12	15,2	1	9870	18600	6300	0,041	25	22	32,5	3
8204	20	40	14	20,2	1	15800	30600	5000	0,08	32	28	40,5	3,5
8205	25	47	15	25,2	1	20400	41000	5000	0,12	38	34	47,5	3,5

Умовні позначення підшипників	d	D	H	d_1	r	Розрахункові параметри			Маса, кг	$d_2 \text{ min}$	$D_2 \text{ max}$	D_1	$b \text{ min}$
						C	C_0	$n_{\text{пр}}, \text{ об/хв}$					
						H							
8206	30	52	16	30,2	1	23000	47200	4000	0,14	43	39	52,5	3,5
8207	35	62	18	35,2	1,5	31600	68000	4000	0,22	52	45	62,5	3,5
8208	40	68	19	40,2	1,5	37500	79900	3150	0,27	57	51	68,5	3,5
8209	45	73	20	45,2	1,5	39500	90500	3150	0,32	62	56	73,5	3,5
8210	50	78	22	50,2	1,5	46000	105000	3150	0,39	67	61	78,5	3,5
8211	55	90	25	55,2	1,5	56600	129000	2500	0,61	76	69	90,5	6
8212	60	95	26	60,2	1,5	65800	155000	2500	0,69	81	74	95,5	6
8213	65	100	27	65,2	1,5	65800	153000	2500	0,75	86	79	101	6
8214	70	105	27	70,2	1,5	65800	161000	2500	0,8	91	82	106	6
8215	75	110	27	75,2	1,5	68400	169000	2000	0,86	96	89	111	6
8216	80	115	28	80,2	1,5	76300	191000	2000	0,95	101	94	116	7
8217	85	125	31	85,2	1,5	94700	239000	2000	1,3	109	101	126	7
8218	90	135	35	90,2	2	112000	290000	1600	1,86	117	108	136	7
8220	100	150	38	100,2	2	132000	335000	1600	2,4	130	120	151	9
Середня серія діаметрів 3													
8305	25	52	18	25,2	1,5	25700	49900	4000	0,18	41	35	52,5	5
8306	30	60	21	30,2	1,5	32900	67900	3150	0,27	48	42	60,5	5
8307	35	68	24	35,2	1,5	40800	85000	3150	0,39	55	48	68,5	6
8308	40	78	26	40,2	1,5	51300	109000	2500	0,55	63	55	78,5	6
8309	45	85	28	45,2	1,5	59200	133000	2500	0,69	69	61	85,5	6
8310	50	95	31	50,2	2	71000	164000	2500	1	77	68	95,5	6
8311	55	105	35	55,2	2	92100	217000	2000	1,34	85	75	106	8
8312	60	110	35	60,2	2	92100	217000	2000	1,43	90	80	111	8
8313	65	115	36	65,2	2	104000	254000	2000	1,57	95	85	116	8
8314	70	125	40	70,2	2	120000	298000	1600	2,1	103	92	126	8
8315	75	135	44	75,2	2,5	138000	346000	1600	2,7	111	99	136	11
8316	80	140	44	80,2	2,5	138000	346000	1600	2,8	116	104	141	11
8318	90	155	50	90,2	2,5	171000	452000	1250	3,9	129	116	156	12
8320	100	170	55	100,2	2,5	184000	490000	1250	5,1	142	128	171	12
Важка серія діаметрів 4													
8420	100	210	85	100,2	4	329000	988000	630	14,9	166	144	212	20
8426	130	270	110	130,3	5	480000	1630000	500	31,8	214	186	272	25

Примітка. Приклад умовного позначення підшипника з умовним позначенням 8210: Підшипник 8210 ГОСТ 6874-75.

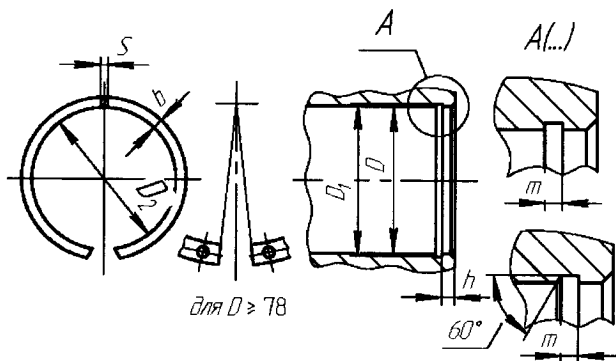
Таблиця Д2.25. Розміри, мм, кільця пружинних упорних зовнішніх концентричних і кільцевих канавок для них (ГОСТ 13940-86)



Діаметр валів d	d_2	S	b	d_1		m по Н13	h , не менше
				Номинал	Відхилення		
10	9,2	1	1,7	9,5	- 0,09	1,2	0,75
12	11		2	11,3			1,2
15	13,8	1,2	2,5	14,1	- 0,11	1,4	1,4
17	15,7			16			1,5
20	18,2		3,2	18,6	- 0,21		2,1
25	23,1		4	23,5			2,3
30	27,8	28,5		2,3			
35	32,2	1,7	5	33	- 0,25	1,9	3
40	36,5			37,5			3,8
45	41,5			42,5			3,8
50	45,8	2	6	47	- 0,3	2,2	4,5
55	50,8			52			
60	55,8			57			
65	60,8			7			
70	65,6	67					
75	70,6	2,5	8	72	2,8		
80	75			76,5			
85	79,5			81,5			
90	84,5	3	8,5	86,5	- 0,35	3,4	5,3
95	89,5			91,5			
100	94,5			96,5			

Примітки: 1. Передбачаються класи точності кільця А, В, С. 2. Приклад умовного позначення пружинного упорного зовнішнього кільця класу точності В з умовним діаметром 30 мм із сталі 60С2А: Кільце В30.60С2А ГОСТ 13940-86.

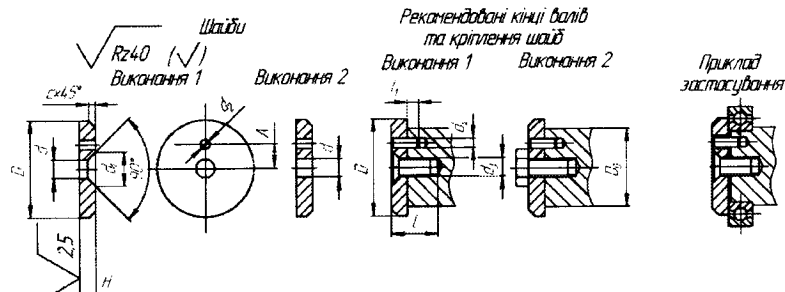
Таблиця Д2.26. Розміри, мм, кільця пружинних упорних внутрішніх концентричних і кільцевих канавок для них (ГОСТ 13941-86)



Діаметр отвору D	D_2	S	b	D_1		m по Н13	h , не менше	
				Номинал	Відхилення			
32	34,5	1,2	3,2	33,8	+ 0,25	1,4	2,7	
35	37,3			37				
37	39,8			39				
40	43,5	1,7	4	42,5		+ 0,3	1,9	3,8
42	45,5			44,5				
47	50,6			49,5				
52	56,2		5	55	+ 0,3	4,5		
62	66,5			65				
72	76,5	2	6	75	+ 0,35	2,2	5,3	
80	85,5			83,5				
85	90,5			88,5				
90	95,5			93,5				
100	105,5			103,5				
110	116	2,5	7	114	+ 0,54	2,8	6	
120	126,5			124				
125	131,5			129				
130	136,5		8	134				+ 0,63
140	146,5	144						
150	157,5	3	8,5	155	+ 0,72	3,4	7,5	
160	167,5			165				
170	177,5		9,5	175				
180	188			185				
190	198			195				
200	208			205				

Примітки: 1. Передбачаються класи точності кільця А, В, С. 2. Приклад умовного позначення пружинного упорного внутрішнього кільця класу точності А з умовним діаметром 100 мм із сталі 65Г: Кільце А100 ГОСТ 13941-86.

Таблиця Д2.27. Розміри, мм, кінцевих шайб (ГОСТ 14734-69)



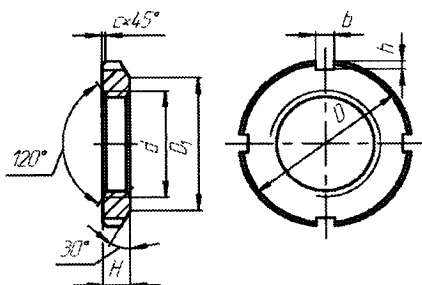
Позначення шайб	Виконання	D	H	A±0,2	d	d ₁	d ₂	c	Маса, кг	D ₀	d ₃	d ₄ (відхилення по Н8)	l	l ₁	Виконання 1	Виконання 2	Штифт ГОСТ 3128-70
															Гвинт ГОСТ 17745-72	Болт ГОСТ 7798-70	
7019-0621	1	28	4	7,5	5,5	10,3	3,5	0,6	0,018	20-24	M5	3	16	10	M5×12-055	-	3×10
0622	1	32	5	9	6,6	12,3	4,5	1	0,029	24-28	M6	4	18	12	M6×16-055	M6×16-055	4×12
0623	2								0,03								
0624	1	36	5	10	6,6	12,3	4,5	1	0,037	28-32	M6	4	18	12	M6×16-055	M6×16-055	4×12
0625	2								0,038								
0626	1	40	5	10	6,6	12,3	4,5	1	0,046	32-36	M6	4	18	12	M6×16-055	M6×16-055	4×12
0627	2								0,047								
0628	1	45	5	12	6,6	12,3	4,5	1	0,059	36-40	M6	4	18	12	M6×16-055	M6×16-055	4×12
0629	2					-			0,06								
0630	1	50	5	16	6,6	12,3	4,5	1	0,074	40-45	M6	4	18	12	M6×16-055	M6×16-055	4×12

Закінчення табл. Д2.27

Позначення шайб	Виконання	D	H	A±0,2	d	d ₁	d ₂	c	Маса, кг	D ₀	d ₃	d ₄ (відхилення по Н8)	l	l ₁	Виконання 1	Виконання 2	Штифт ГОСТ 3128-70	
															Гвинт ГОСТ 17745-72	Болт ГОСТ 7798-70		
0631	2	56				-			0,075	45-50								
0632	1					12,3			0,094									
0633	2					-			0,095									
0634	1	63		20		16,5			0,141	50-55								
0635	2					-			0,143									
0636	1	67		20		16,5			0,16	55-60								
0637	2					-			0,162									
0638	1	71		20		16,5			0,18	60-65								
0639	2					-			0,182									
0640	1	75		25	9	16,5	5,5	1,6	0,202	65-70	M8	5	22	16	M8×20-055	M8×20-055	5×16	
0641	2					-			0,204									
0642	1	85		25		16,5			0,261	70-75								
0643	2					-			0,263									
0644	1	90		25		16,5			0,294	75-80								
7019 — 0645	2					-			0,296									

Примітка. Матеріал — сталь 45. Покриття — Хим.Окс.прм (ГОСТ 9.073—77). Допускається застосування інших видів захисних покриттів. Приклад позначення кінцевої шайби виконання 1, D = 28 мм: Шайба 7019-0621 ГОСТ 14734-69.

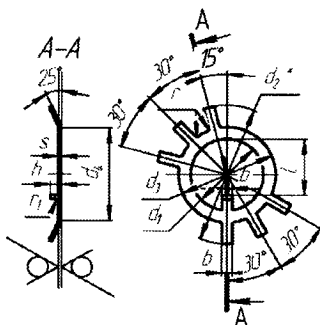
Таблиця Д2.28. Розміри, мм, гайок круглих шліцьових (ГОСТ 11871-80)



d	Крок нарізі	D	D_1	c	H	b	h					
10	1,25	22	15	0,6	8	4	2					
12		26	18									
14		28	20									
16		30	22									
18		32	24									
20	1,5	34	27	1	10	5	2,5					
22		38	30									
24		42	34									
27		45	34									
30		48	39									
33		52	42									
36		55	48									
39		60	48									
42		65	56									
45		70	56									
48		75	64									
52		80	64									
56		2	85					72	1,6	12	8	4
60			90					72				
64			95					80				
68	100		80									
72	105		90									
76	110		90									
80	115		100									
85	120		105									
90	125		110									
96	130		110									
100		135	120		15	10	5					
					18	12	6					

Примітка. Приклад умовного позначення круглої шліцьової гайки нормальної точності з діаметром нарізі $d = 64$ мм і кроком нарізі 2 мм, з полем допуску 6H зі сталі 35X: Гайка М64×2.6H.35X ГОСТ 11871-80.

Таблиця Д2.29. Розміри, мм, шайб стопорних багатолучистих (ГОСТ 11872-80)



*Розмір d_2 в розгортці
 $d_2 = d_1 \cdot r_1 = s$

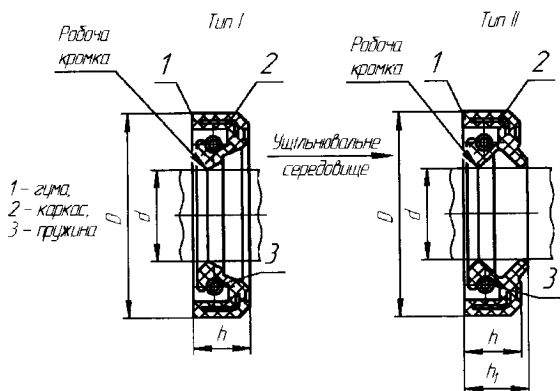
Діаметр нарізі	d_1	d_2	d_3	b	h	l	r	s	
10	10,5	26	16	3,5	3	7	0,2	1	
12	12,5	28	18	3,8		9			
14	14,5	30	20			11			
16	16,5	32	22	4,8	13	0,5			
18	18,5	34	24		4		15		
20	20,5	37	27				17		
22	22,5	40	30				19		
24	24,5	44	33		5,8		21		0,5
27	27,5	47	36	5		24			
30	30,5	50	39			27			
33	33,5	54	42			30			
36	36,5	58	45	7,8		33	0,8	1,6	
38	38,5	62	48			5			
42	42,5	67	52		39				
45	45,5	72	56		42				
48	48,5	77	60		6	45			0,8
52	52,5	82	65	6		49			
56	57	87	70			53			
60	61	92	75	7		57			
64	65	97	80		6	61			
68	69	102	85			65			
72	73	107	90			9,5	69		
76	77	112	95		73				
80	81	117	100	76					
85	86	122	105	7	81	0,8			
90	91	127	110		7		86		
95	96	132	115				91		
100	101	137	120	11,5	96	1	2		

Примітка. Приклад умовного позначення спеціальної шайби для круглої шпильової гайки з діаметром нарізі 64 мм: Шайба 64 ГОСТ 11872-80.

Таблиця Д2.30. Розміри, мм, проточок для метричної зовнішньої нарізі під гайки круглі шліцьові

	Крок нарізі	$f_{1 \min}$	$f_{2 \max}$	d_f	R
	1	2,1	3,5	$d - 1,6$	0,5
	1,5	3,2	5,2	$d - 2,3$	0,75
	2	4,5	7	$d - 3$	1
	2,5	5,6	8,7	$d - 3,6$	1,25
	3	6,7	10,5	$d - 4,4$	1,5

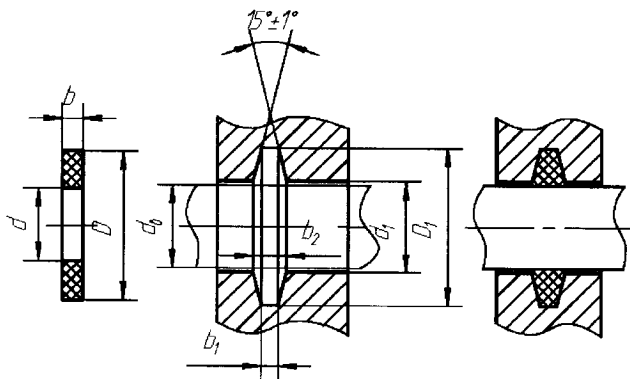
Таблиця Д2.31. Розміри, мм, манжет гумових армованих для валів (ГОСТ 8752-79)



Діаметр вала d	D	h	h_1	Діаметр вала d	D	h	h_1	Діаметр вала d	D	h	h_1
12	28	7	10	32	52	10	14	75	100	12	16
14				35	58			80	105		
15				38	60			85	110		
16				40	62			90	120		
18	35			42	62	10	14	100	125	15	20
20				45	65			105	130		
22	40	10	14	48	70	10	14	110	135	15	20
24				50	80			115	145		
25				55	85			120	150		
26				60	90			125	155		
28	50			65	90	10	14	130	160	15	20
30				70	95			140	170		

Примітка. Приклад умовного позначення манжети типу I для вала діаметром 40 мм із зовнішнім діаметром 60 мм: Манжета 40×60-1 ГОСТ 8752-79.

Таблиця Д2.32. Розміри, мм, сальникових повстяних кілець і канавок для них



Вал d_n	Кільце			Канавка			
	d	D	b	D_1	d_1	b_1	b_2
10	9	18	2,5	19	11	2,0	3,0
12	11	20		21	13		
15	14	23		24	16		
18	17	28	3,5	29	19	3,0	4,3
20	19	30		31	21		
22	21	32		33	23		
25	24	37		38	26		
28	27	40		41	29		
30	29	42	5,0	43	31	4,0	5,5
32	31	44		45	33		
35	34	48		48	36		
38	37	50		51	39		
40	39	52		53	41		
42	41	54		55	43		
45	44	57		58	46		
48	47	60	61	49			
50	49	66	6,0	67	51	5,0	7,1
55	54	71		72	56		
60	59	76		77	61		
65	64	81		82	66		
70	69	88		89	71		
			7,0			6,0	8,3

Примітки: 1. Сальникові кільця виготовляються із повсті грубошерстої (ГОСТ 6418–67), напівгрубошерстої (ГОСТ 6308–71), тонкошерстої (ГОСТ 288–72).
2. Приклад позначення кільця із грубошерстої повсті $D = 52$ мм, $d = 39$ мм, $b = 5$ мм (для ущільнення $d_n = 40$ мм): Кільце СГ 52–39–5 ГОСТ 6418–70.

ЛІТЕРАТУРА

До розділу 1

1. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. — М.: Машиностроение, 1982.

2. *Справочное руководство по черчению* / В.Н. Богданов, И.Ф. Малезик, А.П. Верхола, В.Н. Нигора и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 864 с.

До розділу 2

3. *Інженерна графіка: креслення, комп'ютерна графіка: Навч. посіб.* / А.П. Верхола, В.М. Богданов, Б.Д. Коваленко та ін.; За ред. А.П. Верхоли. — К.: Каравела, 2006. — 304 с.

4. *Інженерна графіка: Довід.* / А.П. Верхола, Б.Д. Коваленко, В.М. Богданов та ін.; За ред. А.П. Верхоли. — К.: Техніка, 2001. — 268 с.

5. *Козяр М.М., Фещук Ю.В.* Машинобудівні кресленики: Навч. посіб. — Рівне: НУВГП, 2011. — 196 с.

6. *Левицкий В.С.* Машиностроительное черчение. — М.: Высш.шк., 1994. — 383 с.

7. *Михайленко В.Є., Ванін В.В., Ковальов С.М.* Інженерна графіка: Підруч. / За ред. В.Є. Михайленка. — К.: Каравела, 2004. — 288 с.

8. *Подшипники качения: Справ.-каталог* / Под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.

9. *Попова Г.Н., Алексеев С.Ю.* Машиностроительное черчение: Справ. — Л.: Машиностроение, 1986. — 447 с.

До розділу 3

10. *Заплетохин В.А.* Конструирование соединений в приборостроении: Справ. — Л.: Машиностроение. Ленинград.отд., 1985. — 223 с.

11. *Биковський О.Г., Паньковський І.В.* Довідник зварника. — К.: Техніка, 2002. — 335 с.

12. *Николаев Г.А., Винокуров В.А.* Сварные конструкции. Расчет и проектирование: Учеб. — М.: Высш.шк., 1990. — 446 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. Конструювання з'єднань деталей. Загальні відомості	5
1.1. Застосування основних типів з'єднань деталей	5
1.2. Технологічність конструкції деталей з'єднань та вибір конструкційних матеріалів.....	9
1.3. Металеві та неметалеві неорганічні покриття деталей з'єднань.....	17
2. Рознімні з'єднання	24
2.1. Нарізні з'єднання.....	24
2.1.1. Загальні відомості про нарізь.....	24
2.1.2. Зображення і позначення нарізи на креслениках	28
2.1.3. З'єднання болтові.....	33
2.1.4. З'єднання шпилькові.....	36
2.1.5. З'єднання гвинтові	41
2.1.6. Розрахунок на міцність нарізних з'єднань.....	43
2.1.7. Клемові з'єднання	50
2.1.8. Опорні поверхні та засоби стопоріння нарізних з'єднань	53
2.2. Шпонкові, шліцьові (зубчасті) та штифтові з'єднання ...	61
2.2.1. Шпонкові з'єднання	61
2.2.2. Шліцьові (зубчасті) з'єднання.....	74
2.2.3. Штифтові з'єднання	85
2.2.4. Напрями конструктивного підвищення довговічності нарізних і шпонкових з'єднань.....	89
2.3. З'єднання підшипникових опор валів та осей	95
2.3.1. Вали та осі. Конструктивні елементи	95
2.3.2. Загальні відомості, класифікація та вибір підшипників кочення	101
2.3.3. Критерії працездатності та етапи розрахунку валів і осей підшипникових опор.....	109
2.3.4. Конструювання вузлів підшипникових опор валів та осей.....	122

3. Нерознімні з'єднання	144
3.1. Зварні та паяні з'єднання	144
3.1.1. Зварні з'єднання	144
3.1.2. Паяні з'єднання	160
3.2. Заклепкові та пресові з'єднання	165
3.2.1. Заклепкові з'єднання.....	165
3.2.2. Пресові з'єднання.....	172
ДОДАТКИ	178
ЛІТЕРАТУРА	217

Навчальне видання

Нигора Володимир Миколайович
Криворотько Володимир Михайлович
Ковальова Наталія Ігорівна

РОЗНІМНІ ТА НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Навчальний посібник

Редактор *Т.П. Хоменко*
Художнє оформлення *Є.В. Чурія*
Комп'ютерна верстка *О.В. Компанієць*

Підп. до друку 10.06.14 р. Ум. друк. арк. 12,79.
Обл.-вид.арк. 13,5. Формат 60×84¹/₁₆. Наклад 150 пр.
Вид. № 18/12. Зам. № 14-14

НУХТ. 01601 Київ-33, вул. Володимирська, 68
Свідоцтво про реєстрацію серія ДК № 1786 від 18.05.04 р.