

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

А. К. Скуратовський, Д. А. Лесик, О. М. Степура

З'єднання деталей машин

Навчальний наочний посібник

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний наочний посібник для студентів, які навчаються
за спеціальностями 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування»*



Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2021

З'єднання деталей машин [Електронний ресурс] : навчальний наочний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальностями 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / А. К. Скуратовський, Д. А. Лесик, О. М. Степура – Електронні текстові дані (1 файл: 4,62 Мбайт).–Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 80 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 2 від 09.12.2021 р.)
за поданням Вченої ради ІМЗ ім. Є.О. Патона (протокол № 13/21 від 05.11.2021 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Навчальний наочний посібник

Укладачі: *Скуратовський Анатолій Кирилович*, канд. техн. наук, доц.
Лесик Дмитро Анатолійович, канд. техн. наук, доц.
Степура Олександр Миколайович, ст. викл.

Відповідальний редактор *Головко Леонід Федорович*, д-р. техн. наук, проф.

Рецензенти *Полешко Олександр Пантелійович*, канд. техн. наук, доц.,
КПІ ім. Ігоря Сікорського
Даниленко Олександр Васильович, канд. техн. наук, доц.,
КПІ ім. Ігоря Сікорського

УДК 621.81(075.8)

Викладено основні відомості про з'єднання деталей машин. Наводиться огляд різних видів рознімних і нерознімних з'єднань, проаналізовані їхні переваги та недоліки, описана область використання. Висвітлено основні методи їх розрахунків на міцність.

Основну увагу в посібнику приділено ілюстраціям їх реальних зображень як у окремому виконанні, так і в конкретних конструкціях. Наведені деякі нові конструкції з'єднань, які мають ряд експлуатаційних та технологічних переваг, а їх несуча спроможність у декілька разів більша, ніж звичайних.

Для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальностями: 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування».

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021

© А. К. Скуратовський, Д. А. Лесик, О. М. Степура, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. Рознімні з'єднання.....	5
1.1. Клемові з'єднання	5
1.2. Різьбові з'єднання	10
1.3. Шліцьові (зубчасті) з'єднання	24
1.4. Шпонкові з'єднання	30
1.5. Штифтові з'єднання	36
1.6. Профільні (безшпонкові) з'єднання	43
2. Нерознімні з'єднання	47
2.1. Зварні з'єднання	47
2.2. Заклепкові з'єднання	57
2.3. Паяні з'єднання	66
2.4. Клейові з'єднання	70
Перелік використаної літератури.....	79

ВСТУП

Деталі, що складають конструкцію технічного засобу, пов'язуються між собою відповідними способами, які отримали назву зв'язки. Вони розділяються на рухомі і нерухомі. Рухомі зв'язки допускають вільне взаємне зміщення з'єднувальних елементів без деформування і порушення цілісності зв'язків за певним числом ступенів свободи (утворюють кінематичні пари).

Формування нерухомих зв'язків визначається необхідністю розділення загальної конструкції технічного засобу на вузли і деталі для спрощення виробництва, полегшення складання, ремонту та транспортування. З'єднання є важливими елементами машинобудівних конструкцій. Досвід експлуатації транспортних технічних засобів виявив, що велика кількість відмов у їх роботі пов'язана з незадовільною якістю з'єднань. Тому основним критерієм роботоздатності з'єднань є міцність. За ознакою роз'ємності всі види з'єднань можна розділити на рознімні і нерознімні.

До рознімних з'єднань, які можуть розбиратися без руйнування деталей, що їх складають, належать: різьбові з'єднання; шпонкові з'єднання; шліцьові з'єднання; профільні з'єднання; штифтові з'єднання; клемові з'єднання.

До нерознімних з'єднань, які не можуть розбиратися без руйнування деталей, що з'єднуються, або їх поверхонь, належать: зварні з'єднання; заклепкові з'єднання; паяні з'єднання; клейові з'єднання.

В посібнику наводиться огляд різних видів рознімних і нерознімних з'єднань, які проілюстровані їх реальними зображеннями як в окремому виконанні, так і в конкретних конструкціях, а також висвітлюються основні методи їх розрахунків на міцність.

1. РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

1.1. КЛЕМОВІ З'ЄДНАННЯ

Клемові з'єднання (від нім. Klemme – «затискач») застосовують для закріплення на елементах циліндричної форми деталей, які при необхідності вимагають подальших перестановок та регулювань (рис. 1).



Рисунок 1 – Виготовлення клемового з'єднання

У з'єднаннях за допомогою клем використовуються сили тертя, що виникають від затягування болтами кріпильних деталей та дозволяють навантажувати з'єднання як моментом $T = F \cdot l$, так і осьовою силою F_a , тому даний вид з'єднання ще називають фрикційно-гвинтовим.

До переваг клемового з'єднання відносяться простота монтажу, самозапобігання від перевантаження, а також можливість перестановки і регулювання взаємного розташування деталей як в осьовому, так і в коловому напрямках. При цьому також виключається послаблення вала шпонковою канавкою. Недоліком є складність точного встановлення маточини відносно вала (тиск p повинен розподілятися рівномірно по поверхні стику деталей, щоб запобігати дисбалансу насаджених на вал деталей), а також обмеження граничних навантажень силами тертя між поверхнями, що контактують. У

сучасному машинобудуванні розміри деталей клемового з'єднання виконують під посадку, при якій забезпечується вільна збірка деталей без зайвих зазорів. За конструктивними ознаками розрізняють клемові з'єднання з маточиною (рис. 2), що має прорізь, та з рознімною маточиною (рис. 3).

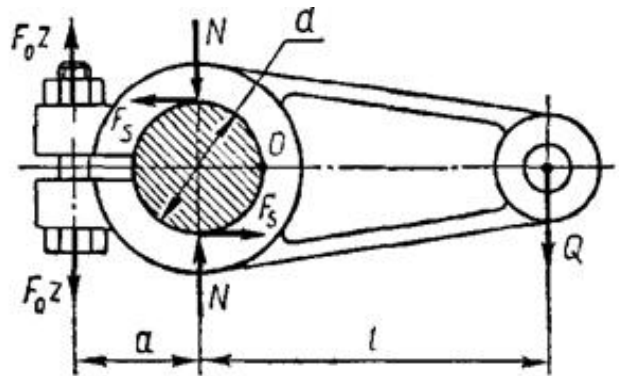


Рисунок 2 – З'єднання сидла велосипеда з рамою (маточина має прорізь)



Рисунок 3 – Клемове з'єднання кабеля з акумуляторною батареєю (маточина має прорізь)

Клемові з'єднання з маточиною, що має прорізь, застосовуються для закріплення на циліндричних валах та стержнях різних важелів і т.п. з можливістю осьових і кутових переміщень.

Клемові з'єднання із рознімною маточиною дещо збільшують масу і вартість з'єднання, але при цьому є можливість встановлювати клему незалежно від сусідніх ділянок та інших деталей, розташованих на валу (рис. 4).



Рисунок 4 – Клемові з'єднання із рознімною маточиною

У двигуні внутрішнього згоряння для з'єднання поршнів з колінчастим валом для передачі поступальних рухів поршнів і перетворення цих рухів в обертання колінчастого вала використовують деталь кривошипно-шатунного механізму, яка має назву шату́н (рис. 5).



Рисунок 5 – Зовнішній вигляд шатуна у зборі з поршнем

Він складається з верхньої та нижньої голівок, які з'єднуються між собою силовим стрижнем. Верхня голівка шатуна – це та частина, що має отвір для поршневого пальця. У цей отвір після установки поршня запресовують палець. Конструкція верхньої голівки цілісна. Форма її повністю визначається тим, як

зроблено кріплення поршневих пальців. Нижня голівка шатуна з'єднується з шатунною шийкою на колінчастому валу, утворюючи клемове з'єднання із нерознімною маточиною (рис. 6).

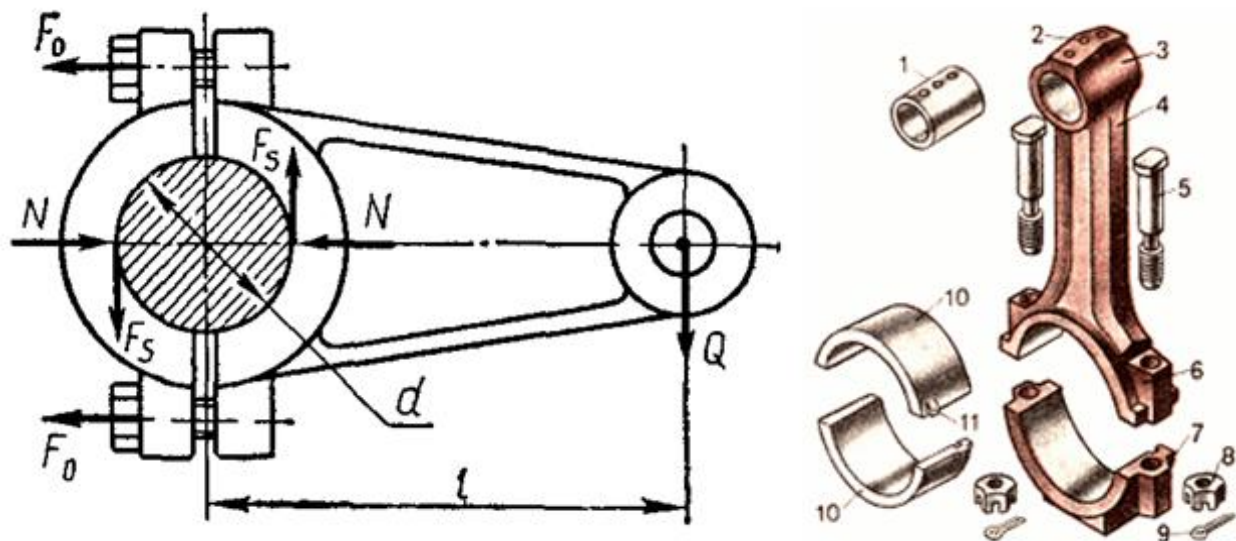


Рисунок 6 – Конструкція шатуна

Вона складається з двох частин – верхньої частини, яка являє з шатуном єдине ціле і кришки, які з'єднуються між собою за допомогою болтового з'єднання. На заводі отвір в нижній голівці розточується разом з кришкою, кожна з них може використовуватися тільки зі своїм шатуном. Нижня голівка шатуна може виконуватися з прямим, або косим роз'ємом.

Розрахунок клемових з'єднань

Розрахунок полягає у визначенні необхідної сили затяжки болтів F_0 , яка може за рахунок сил тертя в з'єднанні забезпечити передачу зовнішнього навантаження. У клемовому з'єднанні з нерознімною маточиною за допомогою сили затяжки болтів $F_0 \cdot z$ (z – кількість болтів) створюються сили N тиску на вал, а сили тертя $F_s = N \cdot f$ забезпечують передачу зовнішнього навантаження від важеля до вала.

Момент сил тертя повинен зрівноважити зовнішній момент, тобто:

$$N \cdot f \cdot d = k \cdot Q \cdot l \quad (1)$$

де $k = 1,2...1,3$ – коефіцієнт надійності з'єднання, що вводиться в розрахунок для компенсації нестабільності коефіцієнта тертя f .

Силу N визначимо за умови рівності моментів сил N та $F_0 \cdot z$ щодо точки O , яку умовно можна взяти за шарнірне з'єднання верхньої та нижньої частин клеми:

$$F_0 \cdot z(a + 0,5d) = 0,5N \cdot d \quad \text{або} \quad N = F_0 \cdot z(2a/d + 1) \quad (2)$$

Після підстановки сили N у рівність (1) знайдемо потрібну силу затяжки F_0 одного болта в клемовому з'єднанні з нерознімною маточиною:

$$F_0 = k \cdot Q \cdot l / [z \cdot f(2a + d)] \quad (3)$$

Враховуючи скручування болтів при затяжці, запишемо розрахункову силу для болта:

$$F_{\text{б.п.}} = F_0 \cdot \beta = k \cdot Q \cdot l \cdot \beta / [z \cdot f(2a + d)] \quad (4)$$

У клемовому з'єднанні з рознімною маточиною зовнішній момент $M = Q \cdot l$ також урівноважується моментом сил тертя $T_s = N \cdot f \cdot d$, тобто $N \cdot f \cdot d = k \cdot Q \cdot l$.

Якщо сила $N = 2F_0$ (при наявності двох гвинтів у з'єднанні), то відповідно матимемо потрібну силу затяжки для одного гвинта:

$$F_0 = k \cdot Q \cdot l / (2f \cdot d) \quad (5)$$

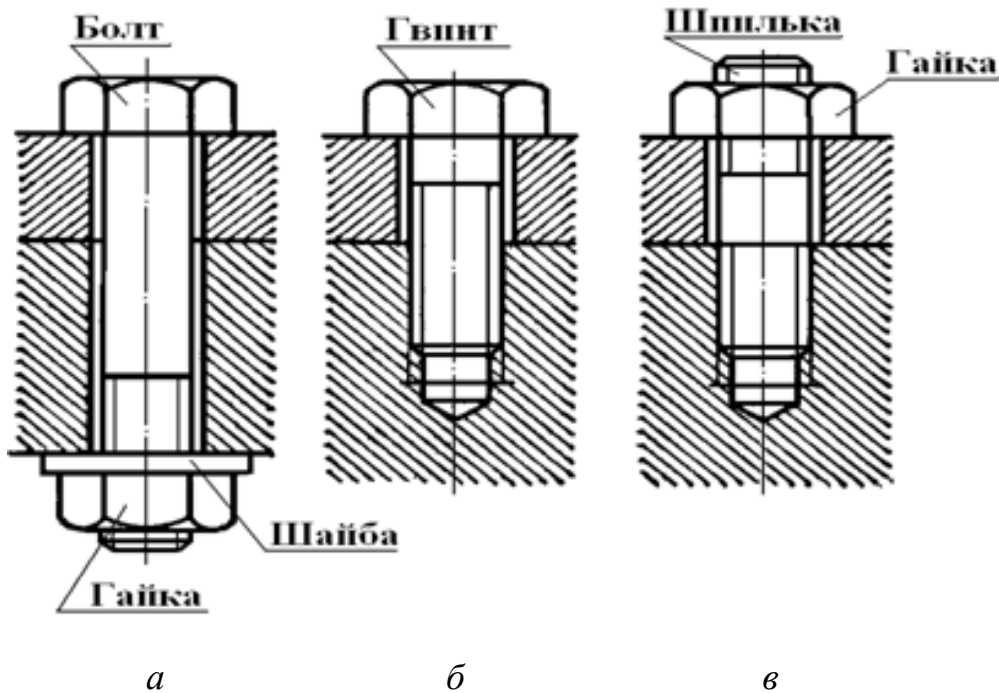
Для гвинта клемового з'єднання з рознімною маточиною розрахункова сила:

$$F_{\text{б.п.}} = k \cdot Q \cdot l \cdot \beta / (2f \cdot d) \quad (6)$$

За виразами (4) для розрахункових сил двох варіантів клемового з'єднання визначаємо внутрішні діаметри болтів d_1 за умови міцності їх на розтяг. Згідно із значенням d_1 назначаємо стандартний діаметр різьби болта.

1.2. РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

Різьбові з'єднання – це з'єднання складових частин виробу, які здійснюються за допомогою спеціальних кріпильних деталей, що мають зовнішню різьбу (болти, гвинти, шпильки) та внутрішню різьбу (гайки, різьбові отвори в корпусних деталях). Різьбові з'єднання є одними з найбільш поширених різноманітних з'єднань.



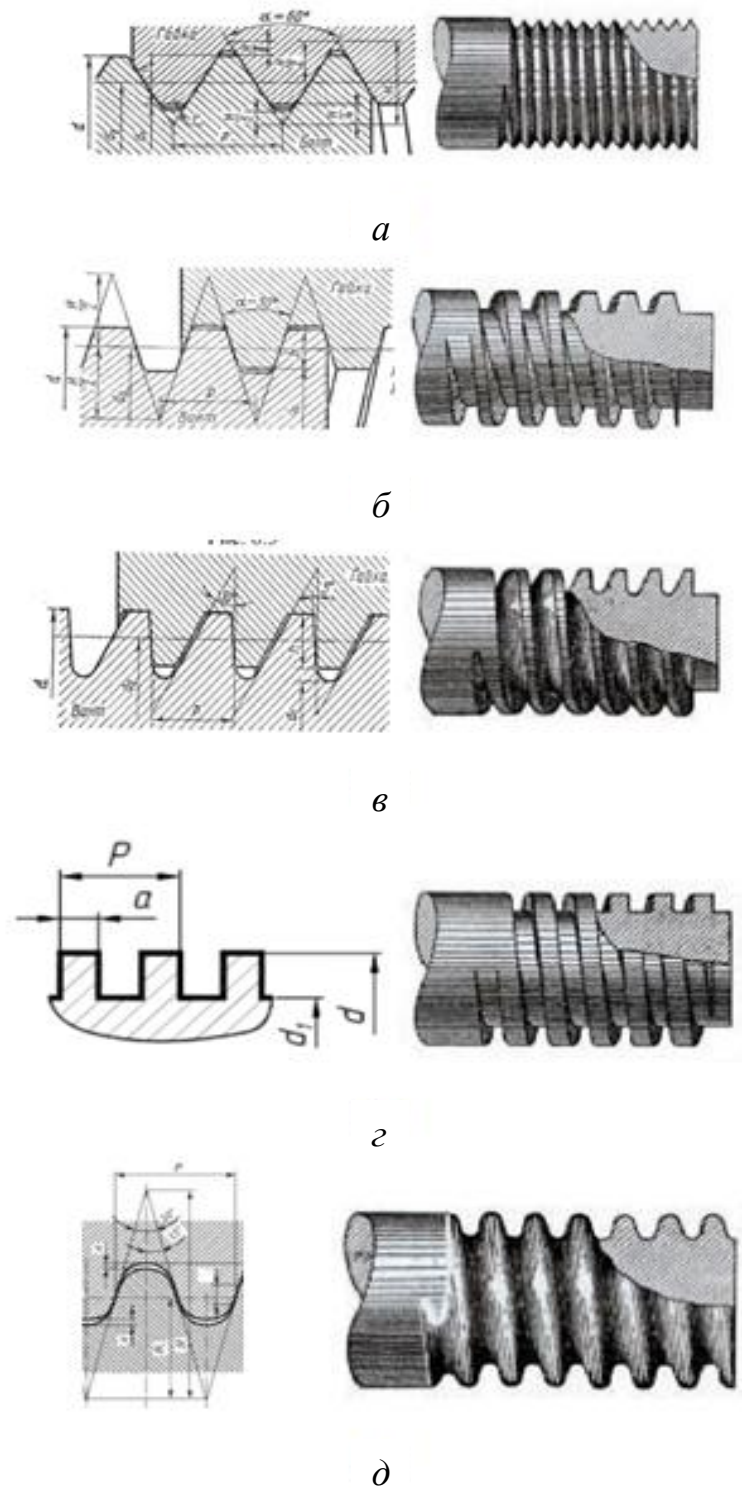
а – болтове; б – гвинтове; в – шпилькове

Рисунок 7 – Основні види різьбових з'єднань

Перевагами різьбових з'єднань є простота, зручність складання та розбирання, широка номенклатура, стандартизація і масовий характер виробництва кріпильних різьбових деталей, взаємозамінність, відносно невисока вартість і висока надійність.

Недоліками різьбових з'єднань є наявність концентрації напружень у западинах різьби, що знижує міцність з'єднань, особливо при циклічних навантаженнях; чутливість до вібраційних і ударних впливів, які можуть призвести до самовідгвинчування.

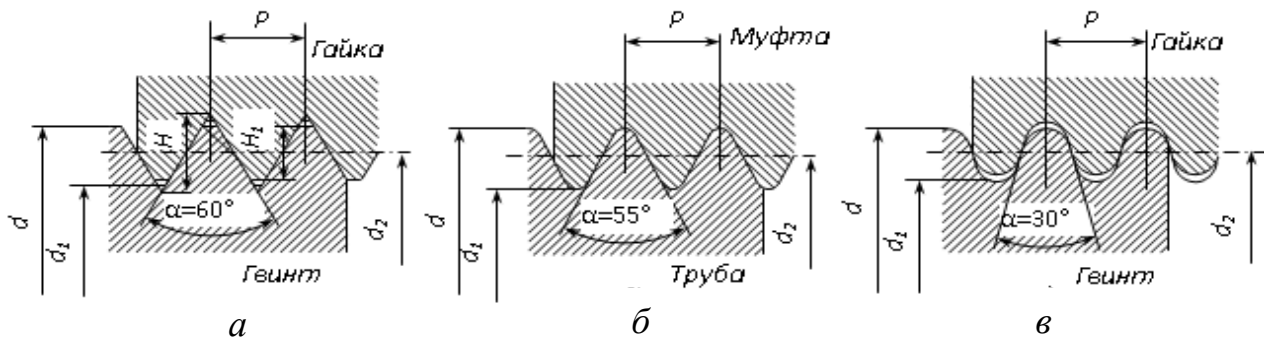
Основним елементом різьбового з'єднання є **різьба** (виступи на основній поверхні гвинтів або гайок по гвинтовій лінії) (рис. 8).



а – трикутна; б – трапецеїдальна симетрична; в – трапецеїдальна несиметрична (упорна); г – прямокутна (нестандартна); д – кругла

Рисунок 8 – Види різьб за геометричною формою профілю

За призначенням різьби поділяються на *кріпильні* та *ходові*. Кріпильні різьби застосовують для з'єднання деталей, а ходові – в передавальних механізмах. Крім того, всі різьби поділяють на дві групи: стандартизовані та не стандартизовані (наприклад, прямокутна різьба). Кріпильні різьби бувають метричні, трубні та круглі (рис. 9). Найбільш широко застосовується метрична різьба.



а – метрична; б – трубна; в – кругла

Рисунок 9 – Кріпильні різьби

Метрична різьба (кут профілю витків $\alpha = 60^\circ$) стандартом передбачена з нормальним і малим кроком. Різьбу з нормальним кроком позначають, наприклад, М10 (М – метрична, зовнішній діаметр 10 мм). Для різьби з малим кроком додатково вказують значення кроку, наприклад, М6 × 0,75; М8 × 1.

Трубна різьба (кут профілю витків $\alpha = 55^\circ$) використовується для герметичного з'єднання труб, оскільки в ній відсутній зазор між вершинами та западинами, що забезпечує високу щільність. За номінальний діаметр трубної різьби беруть внутрішній діаметр труби. Зовнішній діаметр трубної різьби більший номінального на дві товщини стінки труби. Трубна різьба позначається: Труб. 2''кл.2 – трубна різьба із номінальним діаметром 2 дюйми за другим класом точності, а на конічній поверхні (для досягнення більш високої щільності) позначається: К 3/4''.

Кругла різьба (кут профілю витків $\alpha = 30^\circ$) використовується для деталей, які часто відгвинчуються. Вона зручна для виготовлення литтям на чавунних,

скляних, пластмасових та інших виробих, а також накатуванням і видавлюванням на тонкостінних металевих і пластмасових деталях.

Основні деталі різьбових з'єднань

Загальний вид деталей різьбових з'єднань приведено на рисунку 10.



Рисунок 10 – Загальний вид деталей для різьбових з'єднань

Болт – кріпильна різьбова деталь у вигляді циліндричного стержня з голівкою на одному кінці і різьбою на іншому кінці, яка призначена для нагвинчування гайки (рис. 11, рис. 13).



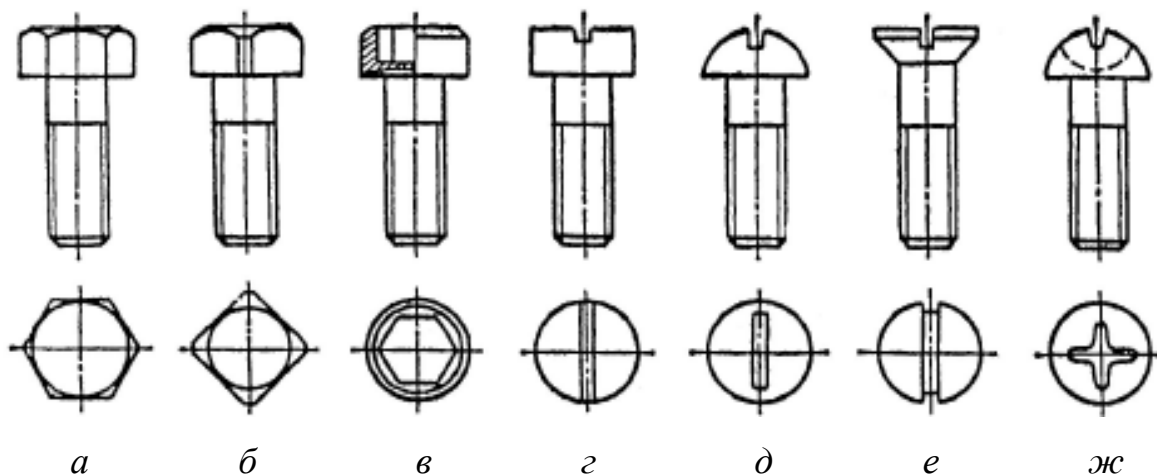
Рисунок 11 – Загальний вид болтів з шестигранними голівками

Конструкції болтів дуже різноманітні і залежать від призначення болтового з'єднання. Болти можуть мати як особливу конструкцію, так і відповідати вимогам, обумовленим стандартом. В останньому випадку вони відносяться до стандартних виробів.

Гвинт – кріпильна різьбова деталь у вигляді стержня з різьбою на одному кінці і конструктивного елемента (голівки) на другому (рис. 12, рис. 13). Голівка гвинта служить для притиснення деталей, що з'єднуються, і захоплення гвинта викруткою, гайковим ключем, або іншим інструментом. Відмінність гвинта від болта в застосуванні полягає в тому, що болт проходить через спільний отвір деталей, що з'єднуються, на його виступаючий кінець нагвинчується гайка і деталі стискаються, а гвинт проходить через отвір однієї із деталей, які з'єднуються, і вкручується безпосередньо в іншу деталь.



Рисунок 12– Загальний вид гвинтів



а – шестигранна; б – квадратна; в – циліндрична із заглибленням під ключ;
г – циліндрична; д – напівкругла; е – потайна; ж – з хрестовим шліцом

Рисунок 13 – Форми голівок болтів та гвинтів

Шпилька різбова – кріпильна деталь у вигляді циліндричного металевго стержня з різьбою на обох кінцях (рис. 14). Кінець шпильки угвинчується в одну з деталей, що з'єднуються (як правило, в корпусну) деталь), а інші деталі притискаються до першої при нагвинчуванні гайки на інший кінець шпильки.



Рисунок 14 – Загальний вид шпильок

Гайка – деталь різбового з'єднання, що має центральний отвір з різьбою і призначена для нагвинчування на болт, шпильку або іншу деталь із зовнішньою різьбою (рис. 15).



Рисунок 15 – Загальний вид гайки

Шайба – деталь, що має центральний отвір і підкладається під гайку для збільшення площі опори з метою рівномірного розподілу осьового навантаження на опорну поверхню під гайкою для попередження зминання поверхонь деталей, або з метою запобігання самовідгвинчування різбових деталей завдяки силам пружності стиснутої шайби (рис. 16).



а – плоска; б – пружинна

Рисунок 16 – Загальний вид шайб

Болти, гвинти, шпильки, гайки виготовляють з вуглецевих і легованих сталей. Кріпильні деталі загального застосування виготовляються найчастіше із сталі марок Ст3, Ст4, Ст5 без наступної термообробки. Більш відповідальні деталі виготовляються з сталей 35, 45, 40Х, 40ХН з поверхневою або загальною термообробкою. Дрібні гвинти виконують з латуні ЛС59-1, дюралюмінію Д1, Д16. Для захисту поверхні кріпильних деталей від корозії, надання їм необхідного кольору, застосовують цинкування, хромування, кадміювання.

Стопоріння різьбових з'єднань

Під час роботи різьбове з'єднання не повинно самовідгвинчуватися. Всі кріпильні різьби задовольняють умову самогальмування навіть без урахування додаткового тертя на торці гайки чи голівці гвинта, оскільки кут підйому цих різьб значно менший кута тертя. Однак, досвід експлуатації машин показав, що при вібрації, динамічних і транспортних впливах спостерігається ослаблення різьбових з'єднань, тобто самовідгвинчування. Для надійної роботи з'єднань виконують їх стопоріння. Існує багато способів стопоріння (рис. 17–19), наприклад: створення по поверхні контакту додаткового тертя контргайками; використання корончастих гайок, закріплених шплінтом; постановка різьби на фарбу, введення замикаючих елементів (пружинних або стопорних шайб).

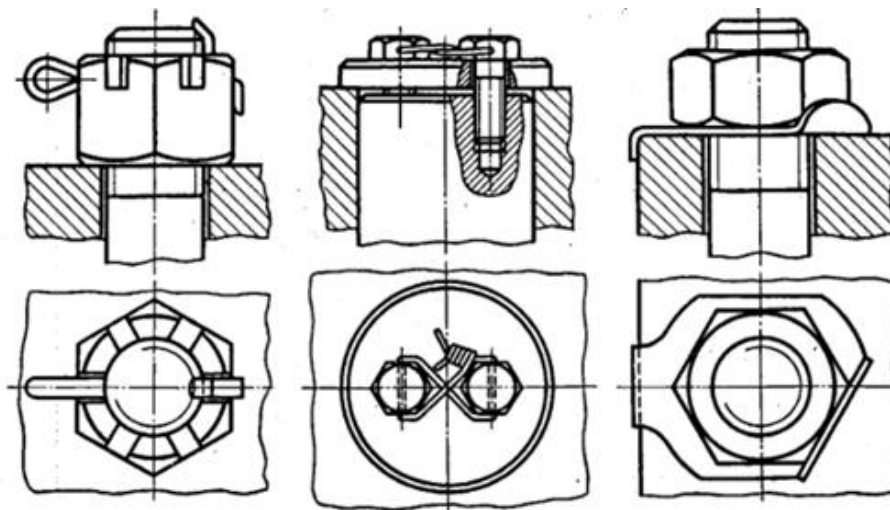
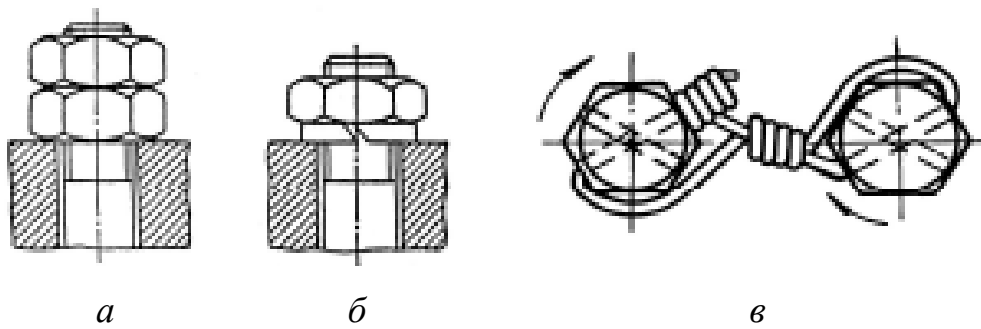


Рисунок 17 – Стопоріння різьбових з'єднань фіксуєчими деталями



а – контргайкою; б – пружинною шайбою; в – обв'язуванням дротом

Рисунок 18 – Стопоріння різьбових з'єднань

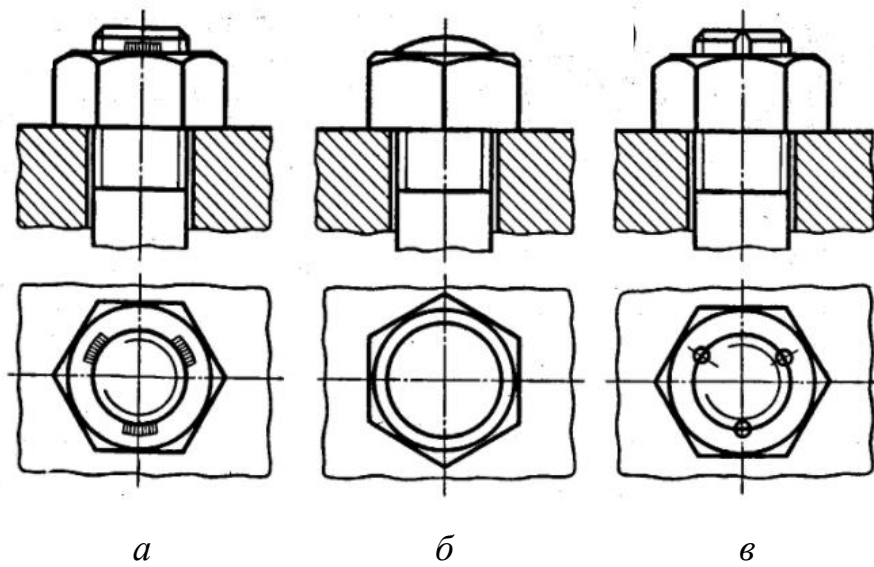


Рисунок 19 – Стопоріння різьбових з'єднань приварюванням та пластичним деформуванням

Розподіл осьової сили, що діє на болт, на витках різьби

Витки різьби навантажуються нерівномірно (рис. 20). Причиною нерівномірного розподілу навантаження на витках різьби є те, що стрижень болта розтягується – крок збільшується, а гайка стискається – крок зменшується.

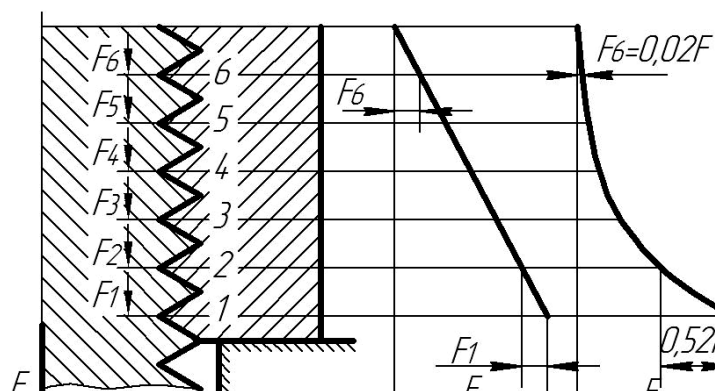


Рисунок 20 – Схема навантаження витків різьби

У стандартній гайці з шістьма витками перший виток зі сторони опорної площини гайки сприймає близько 52% осьової сили, а останній, шостий – тільки 2% , тому висота гайки обмежується ($H = 0,8d$).

Рівномірність розподілу осьової сили на витках різьби можна поліпшити використанням спеціальних гайок в яких ділянки матеріалу з різьбою деформуються аналогічно з деформацією стержня гвинта (рис. 21). Спеціальні гайки в основному застосовують у з'єднаннях, що знаходяться під дією динамічних навантажень.

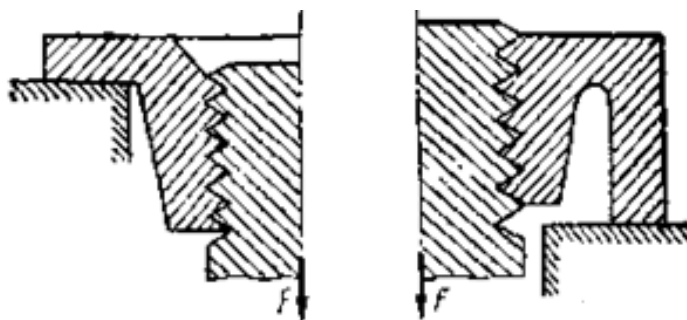


Рисунок 21 – Конструкції спеціальних гайок

Розрахунок витків різьби на міцність

Витки різьби розраховують за умовами обмеження напружень змінання на поверхнях їхнього контакту та напружень зрізу витків на гвинті/гайці (рис. 22).

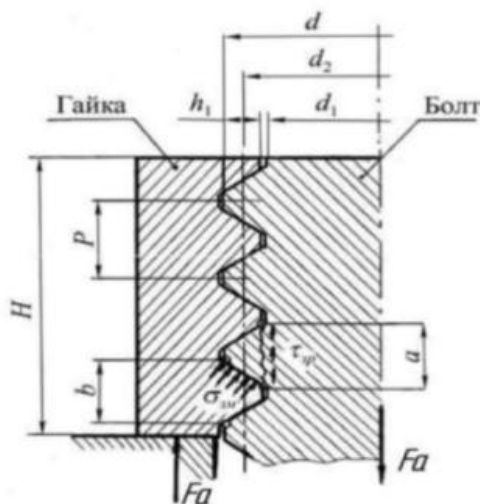


Рисунок 22 – Схема для розрахунку витків різьби на міцність

Умова міцності витків різьби за напруженнями змінання:

$$\sigma_{z.m.} = F / A = F / \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z \leq [\sigma]_{z.m.}$$

де $A_{z.m.} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z$ – умовна площа змінання витків; H_1 – робоча висота витків; z – кількість витків у гайці висотою h .

Умова міцності витків за напруженнями зрізу:

для гвинта: $\tau_{z.p.1} = F / A_{z.p.} = F / \pi \cdot d_1 \cdot a \cdot z \leq [\tau]_{z.p.}$

для гайки: $\tau_{z.p.2} = F / \pi \cdot d \cdot b \cdot z \leq [\tau]_{z.p.}$

Оскільки $a = b \approx 0,8p$ (для трикутної різьби), $p \cdot z = h$, то ці умови можемо записати в такому вигляді:

для гвинта: $\tau_{z.p.1} = F / 0.8\pi \cdot d_1 \cdot h \leq [\tau]_{z.p.}$

для гайки: $\tau_{z.p.2} = F / 0.8\pi \cdot d \cdot h \leq [\tau]_{z.p.}$

Якщо матеріал гвинта та гайки однаковий, то за напруженнями зрізу розраховують тільки витки гвинта, бо $d > d_1$. Допустимі напруження зрізу можна брати $[\tau]_{з.р.} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_{пл}$. Умови міцності витків різьби дозволяють визначити потрібну висоту гайки h . При однакових матеріалах гвинта та гайки h треба вибирати також за умовою рівноміцності витків різьби та стержня гвинта. Так, якщо взяти за граничні напруження границі плинності $\sigma_{пл}$ при розтягу і τ_T при зрізі, а також врахувати, що $\tau_T \approx 0,6\sigma_{пл}$, то умова рівноміцності різьби на зріз і стержня гвинта на розтяг матиме вигляд:

$$\tau_{з.р.} = F / 0,8\pi \cdot d_1 \cdot h = \tau_T = 0,6\sigma_{пл} = 0,6(4F / \pi \cdot d_1^2)$$

Висоту стандартних гайок, що працюють у парі з гвинтами із одного і того ж матеріалу, беруть $h = 0,8d$. Глибину загвинчування сталевих гвинтів у сталеві деталі вибирають $h_1 = d$, а в чавунні та силумінові деталі $h_1 = 1,5d$. При цьому міцність різьби переважає міцність стержня гвинта.

Розрахунок болта, навантаженого осьовою силою без попереднього затягування

Вид деформації – розтяг (рис. 23). Небезпечним є перетин, який ослаблений різьбою.

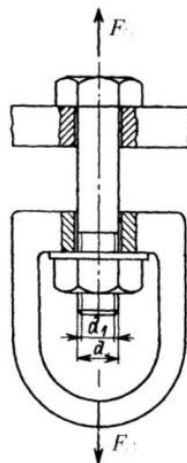


Рисунок 23 – Схема з'єднання болтом, навантаженим осьовою силою без попередньої затяжки

Умова міцності стержня болта на розтяг:

$$\sigma_{p.} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_{p.};$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр різьби:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma]_{p.}}} \text{ або } d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_{p.}}}$$

Округлюємо d_1 до найближчого стандартного, за яким і встановлюємо номінальний діаметр різьби болта d .

Болтове з'єднання деталей, що навантажені силами зсуву

В такому з'єднанні основною умовою надійності є відсутність відносного зсуву деталей. Розглянемо два варіанти.

1. Болт встановлено у отвори деталей із зазором.

Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має вигляд (рис. 24):

$$F \leq i \cdot F_s = i \cdot f \cdot F_0$$

де F – зовнішня сила, що діє на деталі з'єднання; F_s – сила тертя в одній парі площин стикування деталей; i – число пар площин стику; F_0 – сила затяжки болта; f – коефіцієнт тертя ковзання в стиках деталей.

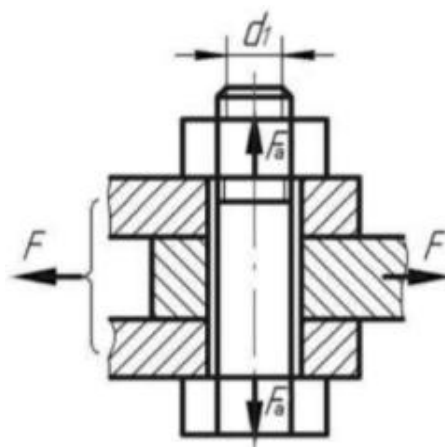


Рисунок 24 – Схема з'єднання болтом, встановленим у отвори деталей із зазором

Якщо ввести коефіцієнт надійності з'єднання k , то можна визначити потрібну силу затяжки болта: $F_0 = k \cdot F / (i \cdot f)$.

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

Сила F_0 дає змогу визначити потрібний внутрішній діаметр різьби d_1 із умови міцності болта на розтяг. Після підстановки F_0 дістанемо:

$$d_1 \geq \sqrt{4F \cdot k \cdot \beta / (\pi \cdot f \cdot [\sigma])}$$

У з'єднанні зовнішня сила F не передається безпосередньо на болт, тому болт розраховують тільки на статичну міцність за потрібною силою затяжки навіть при дії змінної в часі зовнішньої сили.

2. Болт встановлено в отвори деталей без зазору.

Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя між деталями не враховуються, а затяжка болта не обов'язкова (рис. 25).

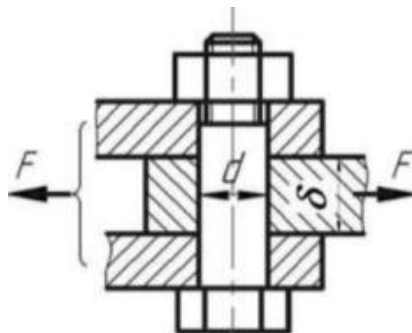


Рисунок 25 – Схема з'єднання болтом, встановленим у отвори деталей без зазору

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

$$\tau_{з.р.} \cdot F / A_{з.р.} = 2F / (\pi \cdot d^2) \leq [\tau]_{з.р.}$$

Тут зріз болта відбувається у двох площинах, тому $A_{з.р.} = 2\pi \cdot d^2 / 4$.

Потрібний діаметр стержня болта може бути визначений за виразом:

$$d \geq \sqrt{2F / (\pi[\tau]_{з.р.})}$$

Порівнюючи два варіанти постановки болта (із зазором та без зазору), слід зазначити, що перший варіант дешевший у виконанні, але діаметр болта, встановленого із зазором, при дії однакової зовнішньої сили F повинен бути суттєво більший (за умовою міцності), ніж болта, встановленого без зазору.

Ексцентричне навантаження болтів

Ексцентричне навантаження болта виникає при використанні спеціальних болтів із костильною голівкою або при перекошених опорних площинах під гайку або голівку болта (наприклад, внаслідок нахилу полиці швелера) (рис. 26). У таких випадках крім напружень розтягу в стрижні болта виникають напруження згину, які негативно впливають на міцність болта.

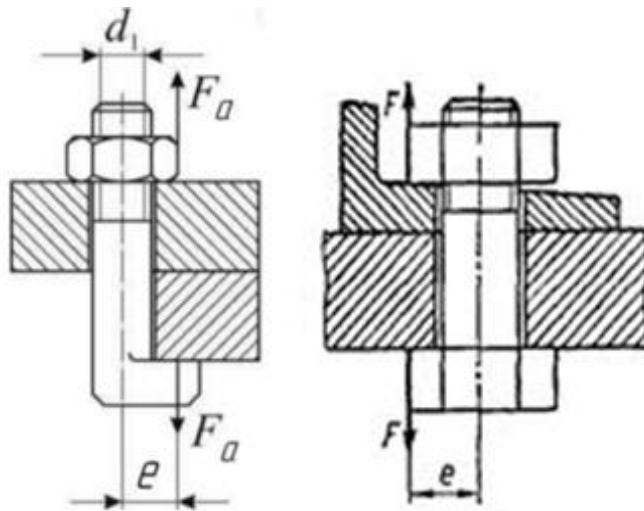


Рисунок 26 – Схема з'єднання ексцентричними болтами

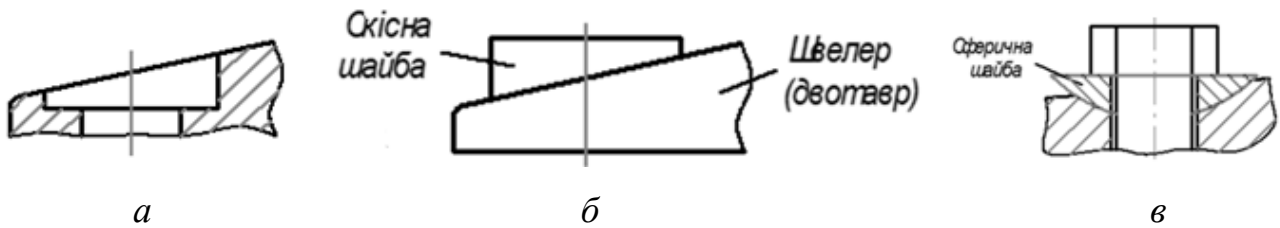
Умова міцності болта: $\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_u \leq [\sigma]$,

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \quad \sigma_u = \frac{M}{W_0} = \frac{32F \cdot e}{0,1 \cdot d_1^3}$$

Приймаючи $a = 0,5d_1$, отримуємо $\sigma_{\max} = 1,3\sigma_p + 4\sigma_u \approx 5,3\sigma_p$.

Як видно, максимальні напруження в матеріалі болта при цьому різко зростають і в 5,3 рази перевищують напруження, що виникають при дії

навантаження тільки уздовж осі болта. Ексцентричне навантаження діє також і на болт із симетричною голівкою, якщо опорні поверхні мають перекіс. Зі збільшенням ексцентриситету напруження в матеріалі болта збільшуються. При виготовленні конструкцій з'єднань необхідно вживати всіх заходів, що усувають ексцентричне навантаження, оскільки воно може значно зменшити міцність болтів (рис. 27).



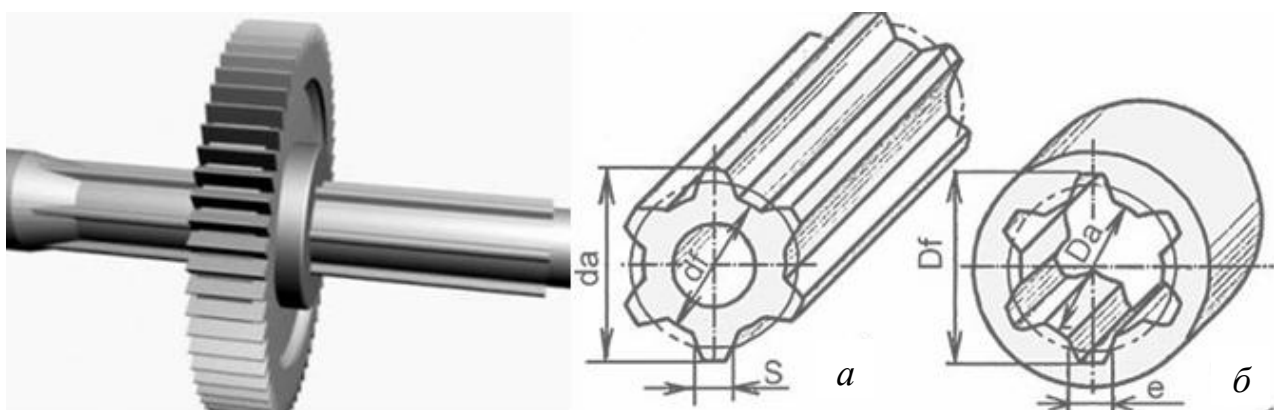
а – планування; б, в – підкладання під гайки скісних і сферичних шайб

Рисунок 27 – Способи вирівнювання поверхонь деталей під гайками

1.3. ШЛІЦЬОВІ (ЗУБЧАСТІ) З'ЄДНАННЯ

Шліцьове з'єднання – це свого роду багатошпонкове з'єднання (рис. 28).

Таке з'єднання забезпечує точне і чітке центральне розміщення деталей на валу, що не завжди можливо при шпонковому з'єднанні й менше ослаблює вал, ніж. врізані шпонки.



а – вал; б – втулка

Рисунок 28 – Шліцьове з'єднання

Шліцьове з'єднання може бути рухомим, якщо деталі, насаджені на вал, вільно переміщаються уздовж осі валу і нерухомим, якщо деталі жорстко закріплені на валу.

Вал з маточиною з'єднуються за допомогою виступів (шліців), рівномірно розміщених на зовнішній циліндричній поверхні вала паралельно до осі, які входять у западини відповідної форми в отворі ступиці.

Ці з'єднання застосовуються у випадках, коли неможливо забезпечити міцність шпонкових з'єднань деталей із валами при обмеженні довжини маточини. Шліці на валу фрезеруються, а западини в ступиці – протягуються. При виконанні глухих отворів застосовують довбання.

Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими:

- 1) більша міцність при змінних і ударних навантаженнях;
- 2) більша поверхня контакту шліців, що дає можливість збільшення навантажень в передачі;
- 3) покращення центрування з'єднаних деталей і їх спрямування при переміщенні уздовж вала.

Недоліки:

- 1) концентрація напружень у кутах пазів та біля основи шліців;
- 2) нерівномірність розподілу навантаження між шліцями;
- 3) необхідність застосування спеціального обладнання для виготовлення шліцьових валів і маточин (втулок).

Шліцьові з'єднання бувають нерухомі (для нерухомого з'єднання маточин і вала) та рухомі/рухливі. В карданних валах шліцеве рухоме з'єднання забезпечує можливість змінювати робочу довжину вала при русі автомобіля завдяки осьовому переміщенню шліцьової втулки по валу (рис. 29–31).



Рисунок 29 – Деталі шліцьового з'єднання

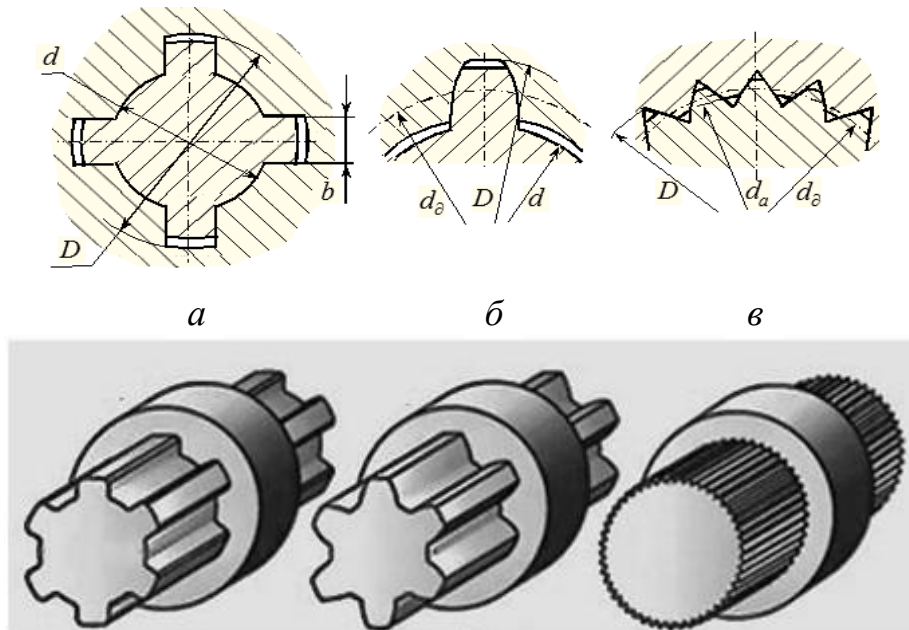


Рисунок 30 – Карданні шарнірні вали



Рисунок 31 – Шліцьові вали і втулки для виготовлення карданних шарнірних валів

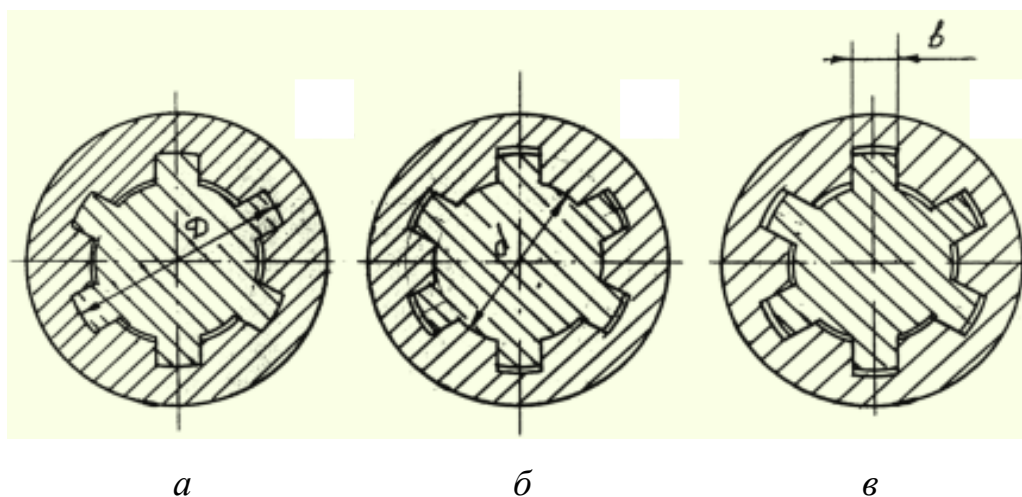
За формою профілю розрізняють три основних типи шліцьових з'єднань (рис. 32).



а – прямобічне; б – евольвентне; в – трикутне

Рисунок 32 – Типи шліцьових з'єднань

Прямобічні шліцьові з'єднання, розміри яких стандартизовані, в даний час одержали найбільше поширення (рис. 33).



а – по зовнішньому діаметру шліців D ; б – по внутрішньому діаметру d ;

в – по бокових гранях зубців b

Рисунок 33 – Центрування прямобічних шліцьових з'єднань

Центрування по бічним граням забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження по зубцям, тому його застосовують при важких умовах роботи (ударні навантаження).

Евольвентні шліцьові з'єднання виконують з центруванням по бічних сторонах або по зовнішньому діаметру. Для них шліци можна виготовляти на зубофрезерувальних верстатах, одержуючи при цьому високу точність.

Трикутні шліцьові з'єднання використовують при передачі невеликих крутних моментів при застосуванні тонкостінних втулок або при обмежених габаритах по діаметру. Центрування цього з'єднання здійснюється тільки по бічних сторонах шліців. Крім циліндричних застосовуються також конічні шліцьові трикутні з'єднання.

Останнім часом почали застосовувати кулькові шліцьові з'єднання, несуча спроможність яких у декілька разів більша, ніж звичайних (зубчастих) з'єднань. Однак, вони по конструкції складніші і дорожчі, тому їх застосовують обмежено.

Шліцьові вали з кульковими втулками

Шліцьові вали з кульковими втулками є новою простою і недорогою системою лінійного переміщення, яка дозволяє комбінувати поступальні і обертальні рухи (рис. 34). Розташовані в кульковій втулці кульки передають крутний момент, одночасно здійснюючи плавний прямолінійний рух по точно відшліфованим пазам на шліцьовому валу (втулка не може повертатися щодо вала, але спроможна рухатися уздовж шліцьового вала).

Шліцьові вали з кульковими втулками високоефективно працюють в складних умовах експлуатації - при впливі вібрації і ударів, в місцях, де необхідний високий рівень точності позиціонування або високошвидкісна кінетична робота. Крім того, навіть при використанні в якості альтернативи лінійної втулки, шліцьові вали з кульковими втулками витримують номінальне навантаження, яке в 10 разів перевищує номінальне навантаження лінійної

втулки з тим же діаметром вала, що дозволяє досягти компактності конструкції та її використання з підвищеним навантаженням.

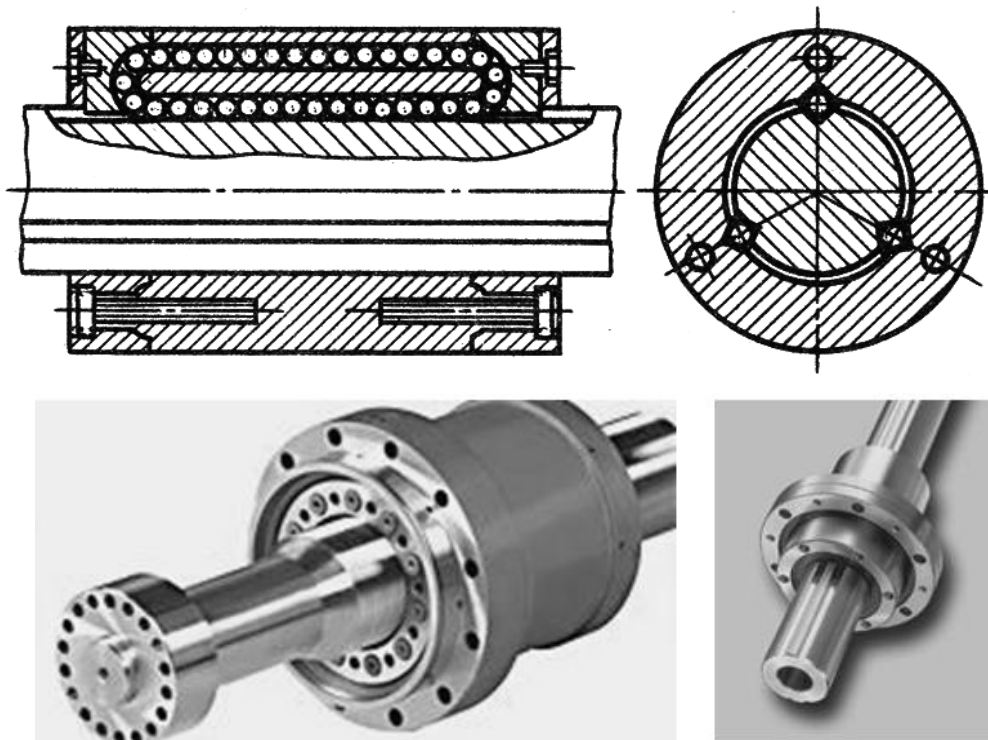


Рисунок 34 – Зовнішній вигляд шліцьових валів з кульковими втулками

Профілі доріжок кочення забезпечують певний кут контакту між віссю вала і осями кульок, що лежать в площині контакту з валом. Це забезпечує кращий розподіл навантажень і більшу жорсткість, ніж в радіально-упорних кулькових підшипниках. Число шліців на валу зазвичай становить 2...8. В шліцьовій кульковій втулці передбачена рециркуляція кульок.

Для оцінювання роботоздатності шліцьового з'єднання визначають напруження зминання, зрізу і згину за формулами:

- на зминання

$$\sigma_{зм.} = \frac{8 \cdot M_k}{(D^2 - d^2) \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma]_{зм.};$$

- на зріз

$$\tau_{зм.} = \frac{2 \cdot M_k}{(D - d) \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\tau]_{зр.};$$

- на згин

$$\sigma_{зг.} = \frac{3 \cdot M_k \cdot (D - d)}{(D + d) \cdot b^2 \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma]_{зг.}$$

В умовах міцності маємо $\psi = 0,75 \dots 0,80$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами з'єднання.

1.4. ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ

Шпóнкове з'єднання – один з видів нерухомого з'єднання вала і маточини деталі з використанням шпонки, призначеної для передачі крутного моменту від встановлених на валах деталей, наприклад, від вала на шків і навпаки, а також запобігання їх відносного обертання чи зміщення (рис. 35).



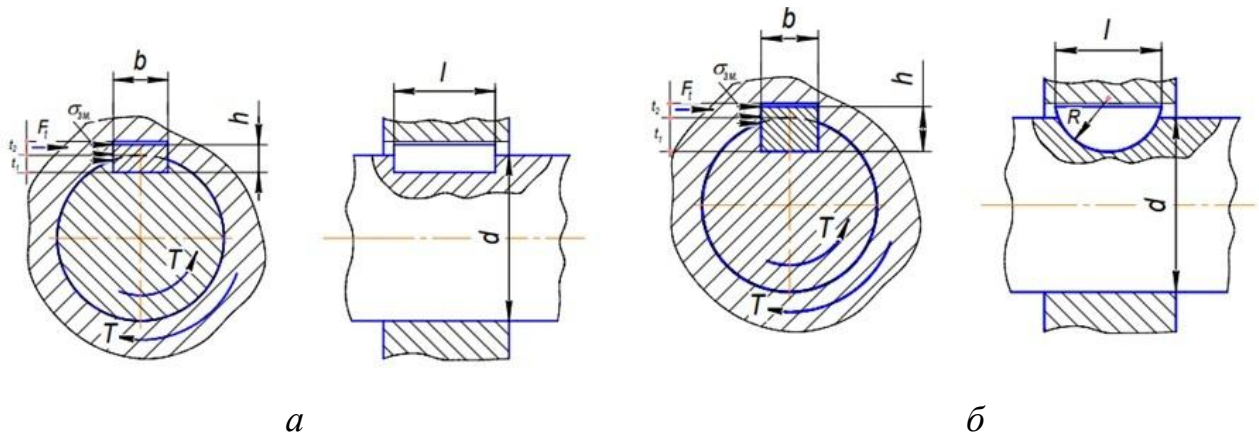
Рисунок 35 – Шпонкове з'єднання

Переваги шпонкових з'єднань: простота і надійність конструкції, зручність складання, низька вартість.

Недоліки шпонкових з'єднань: послаблення вала і маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню деталей.

На відміну від з'єднань з натягом, які забезпечують взаємну нерухомість деталей без додаткових конструктивних елементів, шпонкові з'єднання – розбірні.

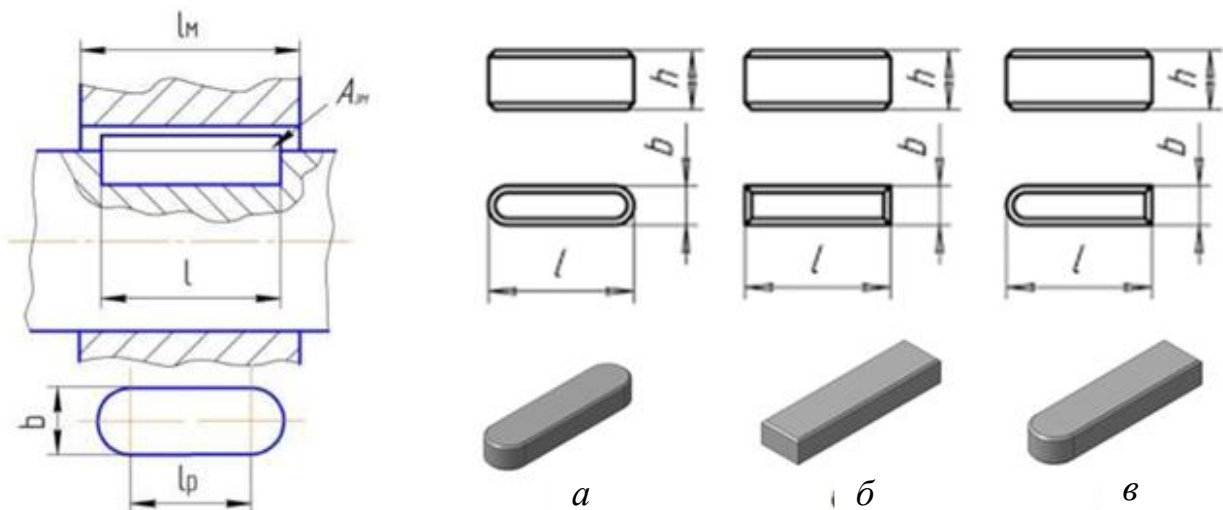
Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи: ненапружені (їх здійснюють призматичними або сегментними шпонками) та напружені (їх здійснюють клиновими, тангенціальними та круглими шпонками) (рис. 36).



а – призматичною; б – сегментною

Рисунок 36 – З'єднання шпонками

Робочими гранями призматичних шпонок є їх бічні, більш вузькі грані. Для полегшення складання шпонкового з'єднання між шпонкою і дном паза маточини передбачається зазор. Звичайні призматичні шпонки виконуються із: округленими, плоскими, або з одним плоским торцями (рис. 37).



а – округлені торці; б – плоскі торці; в – один плоский торець

Рисунок 37 – Типи призматичних шпонок

Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою

Основним розрахунком з'єднання є розрахунок на зминання бічних вузьких граней шпонки і бічних стінок пазів в маточині (рис. 38). Розмір шпонок і перерізів пазів вибирають в залежності від діаметрів вала.

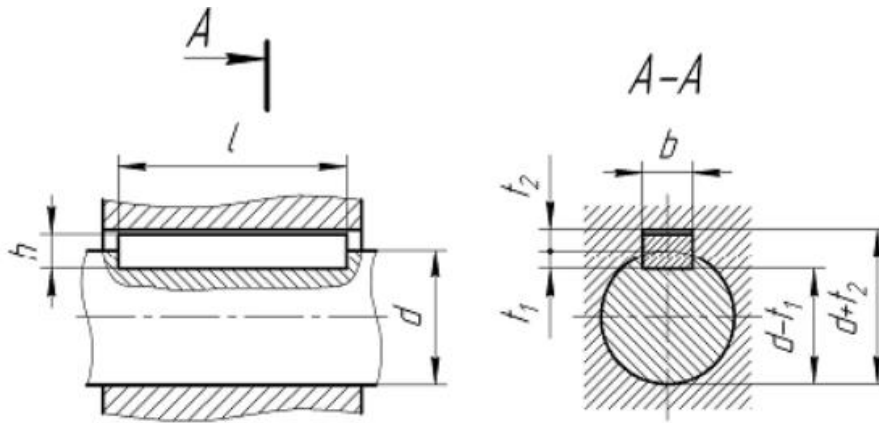


Рисунок 38 – Розрахункова схема з'єднання призматичною шпонкою

Умова міцності:

$$\sigma_{зм.} = \frac{F_1}{A_{зм.}} \leq [\sigma]_{зм.},$$

де F_1 – колова сила, що діє на поверхні, $F_1 = 2T / d$ (T – момент на валу, d – діаметр валу); $A_{зм.}$ – площа поверхні зминання, $A_{зм.} = (h - t_1) \cdot l_0$ (l_0 – робоча довжина шпонки, t_1 – глибина паза в маточині).

За розрахункову площу береться площа контактної поверхні в маточині, оскільки за стандартом $t_1 < t_2$, і опір зминанню матеріалу маточини може бути меншим ніж опір сталевих вала та шпонки.

Отже, в результаті маємо:

$$\sigma_{зм.} = \frac{2T}{d \cdot l_0 \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{зм.}. \quad (7)$$

Коли умова міцності не виконується, потрібно збільшити довжину шпонки l_0 . Якщо це неможливо, тоді встановлюють дві шпонки, взаємно зміщені на 180° .

Для проєктного розрахунку з умови (7) можна визначити робочу довжину шпонки:

$$l_0 = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{зм.}} \quad (8)$$

За значенням l_0 знаходять повну довжину шпонки $l = l_0 + b$, яку узгоджують із стандартним рядом довжин шпонок.

В з'єднанні шпонка піддається також деформації зрізу. Але умова міцності на зріз врахована при стандартизації розмірів призматичних і сегментних шпонок. Тому, для стандартних шпонок перевірка міцності на зрізу не обов'язкова.

Сегментні шпонки використовуються рідше, ніж призматичні (рис. 39). Вони характеризуються глибокою посадкою на валу, що забезпечує їм більш стійке положення, ніж призматичним. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз послаблює вал, тому сегментні шпонки використовуються на малонавантажених ділянках валів.

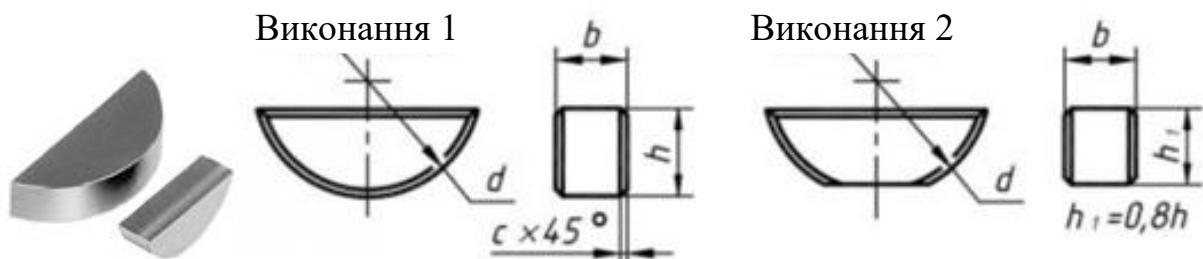


Рисунок 39 – Сегментні шпонки

Сегментні шпонки при коротких маточинах встановлюють по одній, при довгих – по дві (інколи навіть три) по довжині маточини. Призматичні і сегментні шпонки стандартизовані.

Розмір шпонок та перерізів пазів вибирають в залежності від діаметрів вала.

Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою

Перевірний розрахунок з'єднання сегментною шпонкою виконується так само, як і для призматичної шпонки (рис. 40). При цьому, так як сегментна шпонка досить вузька, розрахунок на зріз є основним.

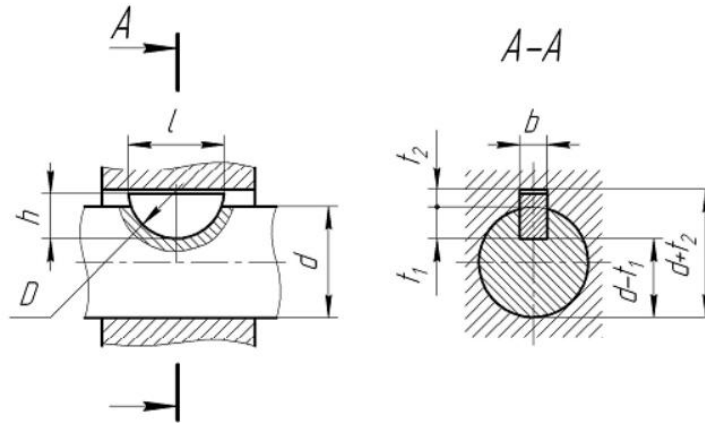


Рисунок 40 – Розрахункова схема з'єднання сегментною шпонкою

Умови міцності на зминання:

$$\sigma_{зм.} = \frac{F}{A_{зм.}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{неп}}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau]_{зм.}$$

де k – висота ділянки, що працює на зминання.

Умови міцності на зріз:

$$\tau_{зр.} = \frac{F}{A_{зр.}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{неп}}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau]_{зр.}$$

Клинові врізні шпонки застосовуються для передачі крутного моменту і забезпечення як кутової, так і осьової фіксації деталей (шківів і шестерень) на валах (рис. 41). Їх виконують у формі довгастого клина з ухилом 1:100 по верхній площині для щільного зачеплення вала з маточиною. Робочі поверхні – верхня і нижня площини, а між бічними гранями шпонки і паза – зазори. Вони виготовляються з голівками, або без голівок. Голівка значно полегшує монтаж і особливо демонтаж з'єднання, що є важливим за необхідності частого розбирання і складання.

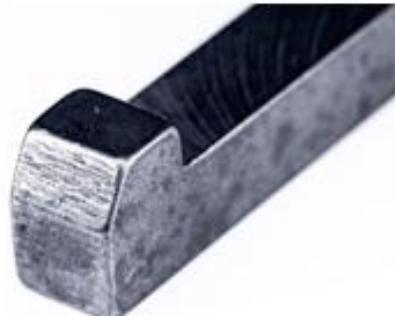


Рисунок 41 – Зовнішній вигляд клинових шпонок

У разі забивання клинової шпонки виникає радіальне зміщення маточини щодо осі вала і перекіс деталі, що викликає її торцеве биття. З цієї причини, а також через складності обробки паза в маточині з ухилом, що дорівнює нахилу грані шпонки, використання клинових шпонок обмежується тихохідними передачами для роботи при ударних навантаженнях.

Приклад позначення: Шпонка 4-18X11X100 ГОСТ 24068-80, де 4 – виконання, 18X11 – розміри перетину (18 – ширина), 100 – довжина.

Розрахунок клинових шпонок

У результаті запресовування клинової шпонки на її робочих гранях (верхній та нижній) виникають рівномірно розподілені напруження зминання. Під навантаженням епюра перетворюється в трапецієвидну, а потім в трикутну, що є граничним випадком, оскільки відповідає початку розкриття стику з правого боку шпонки.

При розрахунку на міцність з'єднання клиновою врізною шпонкою необхідно перевірити умову (рис. 42):

$$\sigma_{зм.} \leq [\sigma]_{зм.},$$

$$\text{де } \sigma_{зм.} = \frac{12T}{[b \cdot l(b + 6f \cdot d)]}.$$

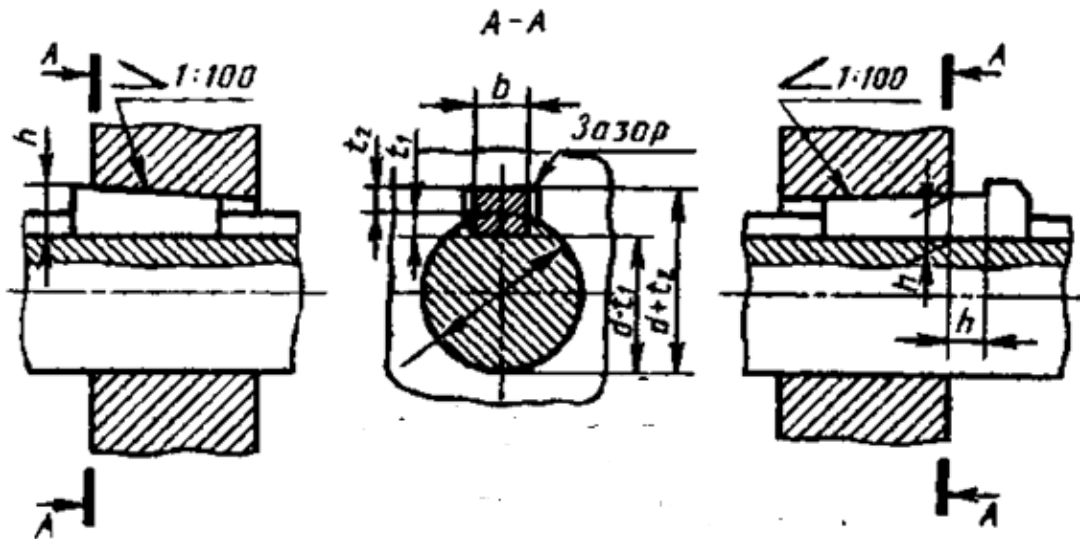


Рисунок 42 – Розрахункова схема з'єднання клиновою шпонкою

1.5. ШТИФТОВІ З'ЄДНАННЯ

Штифтові з'єднання призначені для точної фіксації положення однієї деталі щодо іншої, а також для передачі крутного моменту в слабонавантажених передачах (рис. 43).

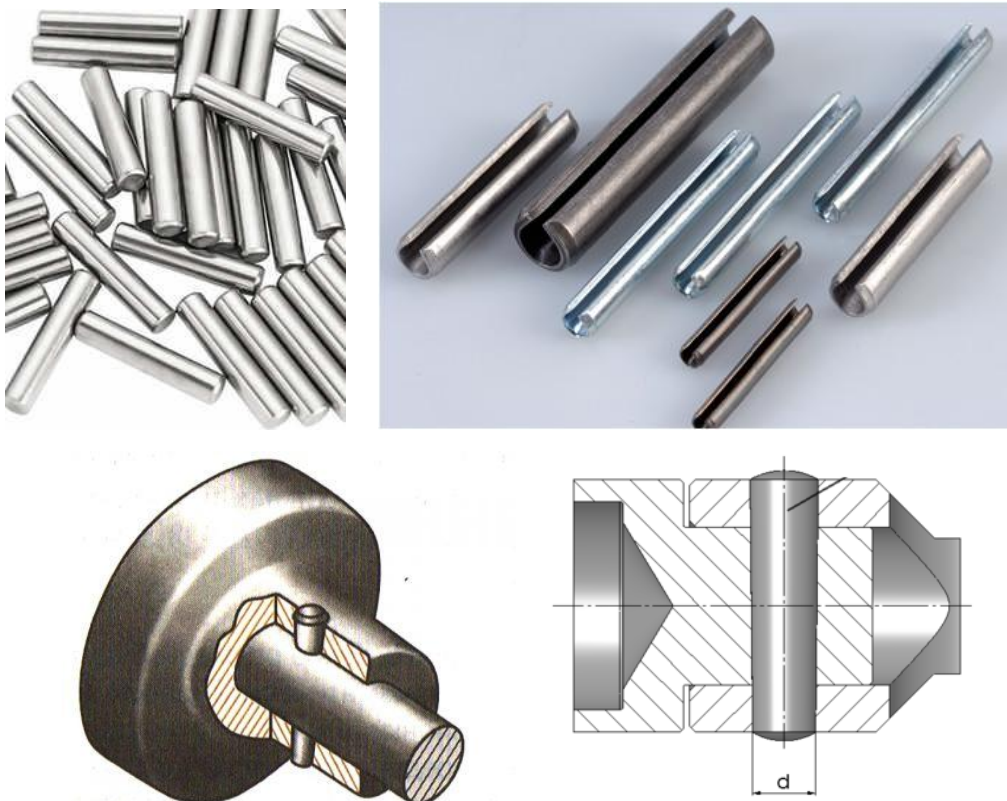


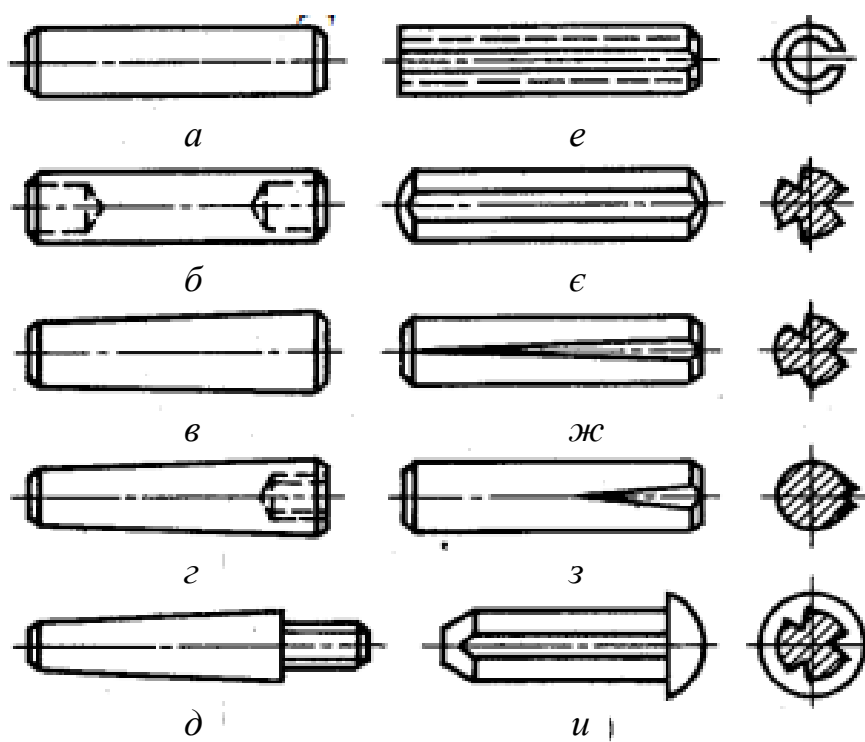
Рисунок 43 – Зовнішній вигляд штифтів та приклади штифтових з'єднань

На відміну від нероз'ємних з'єднань вала, штифтові з'єднання дозволяють здійснювати розбирання і повторне складання конструкції із забезпеченням того ж ефекту, що і при первинній збірці. Перед тим, як встановити штифт, деталі, які ним будуть з'єднуватися, закріплюють у необхідному положенні, у них просвердлюється та розвертається отвір для штифта, а потім у цей отвір вмонтовується сам штифт, який скріплює деталі.

Переваги штифтових з'єднань: простота конструкції; простота монтажу-демонтажу; точне центрування деталей завдяки посадці з натягом; робота в ролі запобіжника, особливо при кріпленні коліс до вала.

Недоліком – є ослаблення деталей, що з'єднуються, отвором.

У штифтових з'єднаннях застосовуються різноманітні конструкції штифтів (рис. 44): циліндричні, конічні, циліндричні пружинні розрізні, просічені циліндричні, конічні й ін.



а, б – циліндричні; в, г, д – конічні; е – циліндричні пружинні розрізні;

є, ж, з, и – просічені циліндричні, конічні

Рисунок 44 – Типи штифтів

Циліндричні штифти ставлять в отвори по посадці з натягом (рис. 45).

Тому вони утримуються в отворах за рахунок натягу або сили тертя.

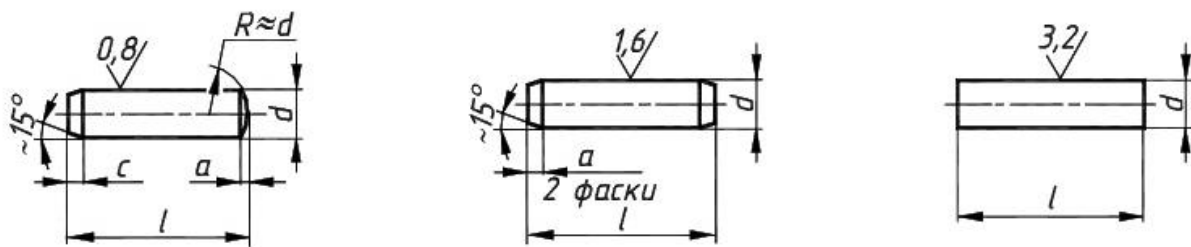


Рисунок 45 – Циліндричні штифти

Для попередження випадання, циліндричні штифти повинні виготовлятися з великою точністю і високою чистотою поверхні. Отвори під кріпильні штифти в з'єднаних деталях свердлять і розгортають спільно, для чого деталі тимчасово скріплюють. У рухомих з'єднаннях циліндричні штифти ставлять з розклепуванням кінців/торців (рис. 46).

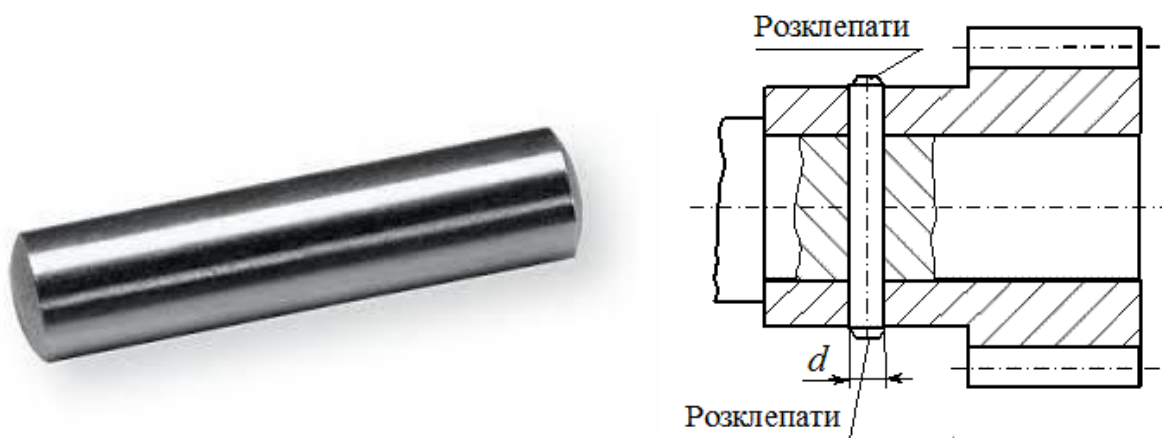


Рисунок 46 – Зовнішній вигляд циліндричного штифта

Недоліком циліндричних штифтів є ослаблення посадки при повторних складаннях і розбірках. В основному циліндричні штифти застосовують як установчі елементи для покращеної фіксації деталей, що взаємно сполучаються і у тих випадках, коли виникає необхідність захистити з'єднані деталі від бокових зміщувальних зусиль.

Пружинні штифти мають форму циліндричної трубки, розрізаної уздовж твірної (рис. 47).

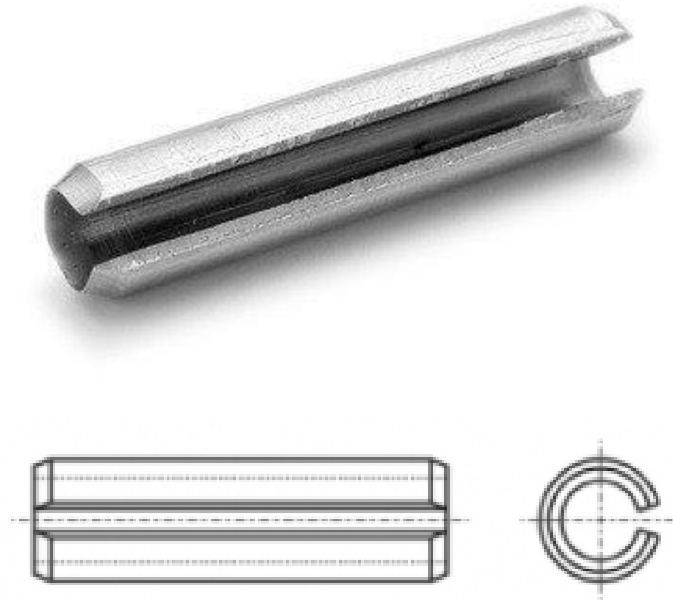


Рисунок 47 – Зовнішній вигляд пружинного штифта

Пружинні штифти виготовляють із пружинної сталі з наступною термообробкою. Пружинні штифти вставляють в отвори, які за своїм діаметром є меншими від діаметра штифта. Надійне з'єднання забезпечується за рахунок сил пружності матеріалу штифта. Багаторазові збирання та розбирання переважно не приводять до помітного ослаблення сили зчеплення.

Штифти з насічками та ривцями відрізняються від гладких штифтів тим, що мають на поверхні ривці та насічки різної форми (рис. 48). При забиванні таких штифтів матеріал що витискається заповнює ривці і додатково чинить опір самовільному рухові штифта. Це і забезпечує підвищену міцність зчеплення. Слід відзначити, що штифти з насічкою чи ривцями допускають багатократний монтаж і демонтаж без ослаблення сили зчеплення.

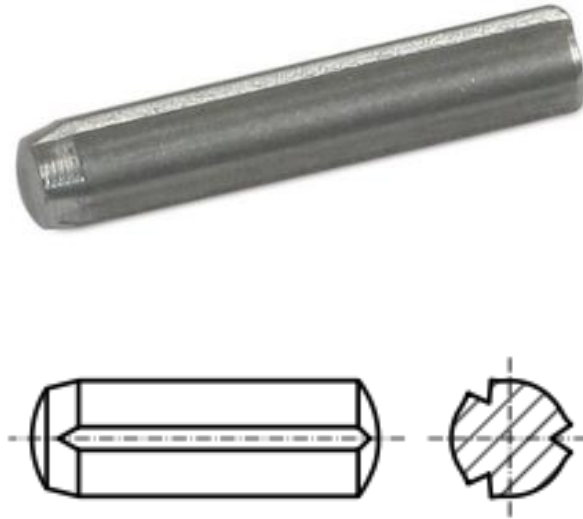
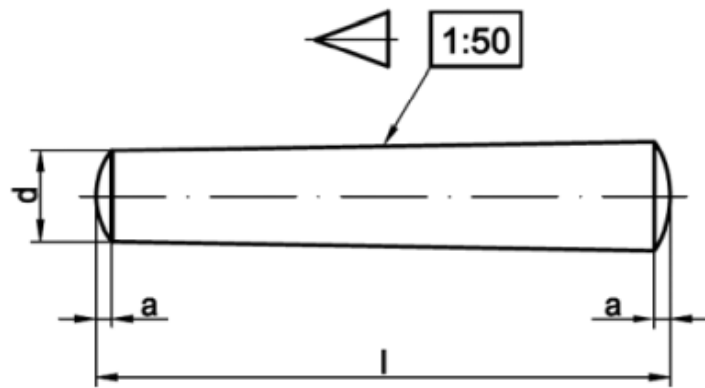


Рисунок 48 – Зовнішній вигляд штифта з насічками та рівцями

Насічені штифти застосовуються тільки для скріплювання деталей машин. У порівнянні з гладкими, вони не вимагають подальшого розгортання отворів після свердління і більш надійні від випадання. Виготовляють ці штифти з пружинної сталі.

Штифти конічної форми встановлюють в наскрізні отвори. У глухі отвори ставлять конічні штифти з різьбою.

Конічні гладкі штифти виконують з конусністю 1:50 (рис. 49), яка забезпечує надійне самогальмування і центрування деталей. Самогальмування конічних штифтів при дії поперечної сили і крутного моменту забезпечується силами тертя за рахунок їх конусності. Створюваний натяг забезпечує можливість отримання безлюфтового з'єднання. Однак, в умовах вібрацій і різких змін температури умова самогальмування може не виконуватися, і для повної гарантії від випадання конічного штифта з отвору необхідно його додаткове кріплення (застосовують штифти з різьбою або з розвідним кінцем, пружинні кільця).



а – без різьби; б – із різьбою

Рисунок 49 – Зовнішній вигляд конічного штифта

Перевага конічних штифтів в порівнянні з циліндричними в тому, що вони допускають багаторазове установлення їх в один і той же отвір без порушення надійності з'єднання (рис. 50). Циліндричні і конічні штифти виготовляють із конструкційних сталей.

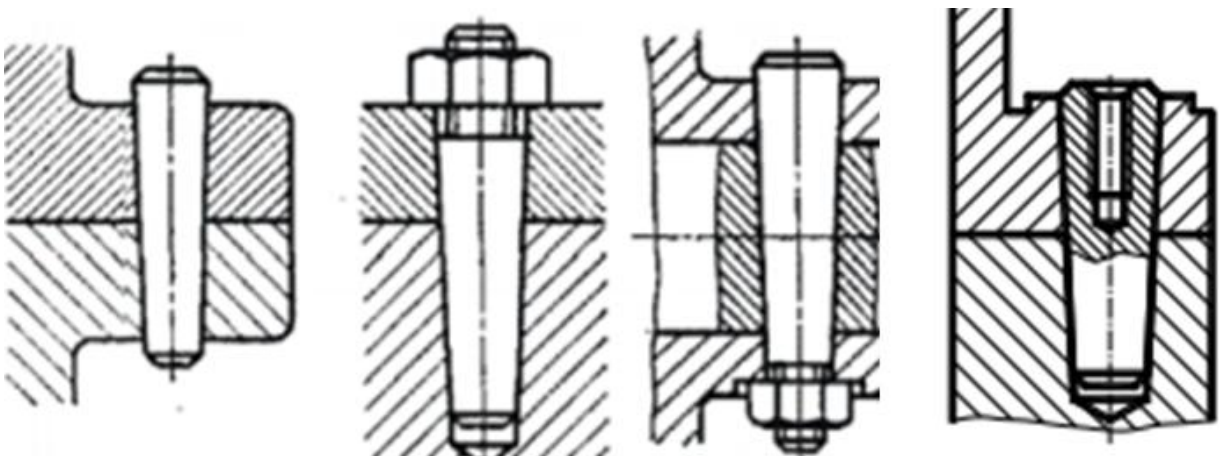


Рисунок 50 – З'єднання конічними штифтами

Основні види конічних штифтів:

- прості, що застосовуються при установці штифтів в наскрізні отвори. Для вилучення штифта його вибивають з іншого боку;
- з різьбленням, що застосовуються при установленні штифтів в глухі отвори. Для вилучення штифта на його різьбовий кінець нагвинчують гайку.

Розрахунок штифтових з'єднань

Подібно заклепкам штифти працюють на зріз і зминання. Відповідні розрахунки виконують зазвичай як перевірні.

Діаметр кріпильного штифта визначають із розрахунку штифта на зріз.

При дії на штифт поперечної сили F , умова міцності на зріз при z площин зрізу:

$$F \leq z \frac{\pi \cdot d_{\text{шт.}}^2}{4} \cdot [\tau]_{\text{зр.}}$$

звідки діаметр штифта:

$$d_{\text{шт.}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F}{z \cdot [\tau]_{\text{зр.}}}}$$

де $[\tau]_{\text{зр.}} = 35 \dots 75$ МПа – допустиме напруження на зріз матеріалу штифта (менші значення беруть при навантаженні з поштовхами та ударами).

Для конструкції при двох площинах зрізу умова міцності на зріз:

$$\frac{2T}{d_{\text{вала}}} \leq 2 \frac{\pi \cdot d_{\text{шт.}}^2}{4} \cdot [\tau]_{\text{зр.}}$$

де $2T / d_{\text{вала}}$ – зрізаюча сила при передачі обертового моменту звідки діаметр штифта:

$$d_{\text{шт.}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{T}{d_{\text{вала}} \cdot [\tau]_{\text{зр.}}}}$$

Діаметри установочних штифтів приймають конструктивно. Насічні штифти розраховують так як гладкі, але допустимі напруження знижують на 50%.

Приклад умовного позначення циліндричного штифта виконання 1, $d = 10$ мм, $L = 60$ мм: Штифт 6 x 50 ГОСТ 24296-93.

Приклад умовного позначення конічного штифта виконання 1, $d = 10$ мм, $L = 60$ мм: Штифт 10 x 60 ГОСТ 3129-70.

1.6. ПРОФІЛЬНІ (БЕЗШПОНКОВІ) З'ЄДНАННЯ

Профільні з'єднання застосовують при встановленні на хвостовиках валів маховиків, рукояток, а інколи й важконавантажених деталей (корабельний гвинт на трансмісійному валу). У профільних з'єднаннях контакт маточини з валом здійснюється за фасонної поверхні (рис. 51). Під профільними з'єднаннями розуміють з'єднання типу вал-маточина з контактом по некруглому циліндричному або конічному профілю без шпонок і шліців. Вони можуть бути зібрані по посадкам з натягом, перехідним і з зазором.

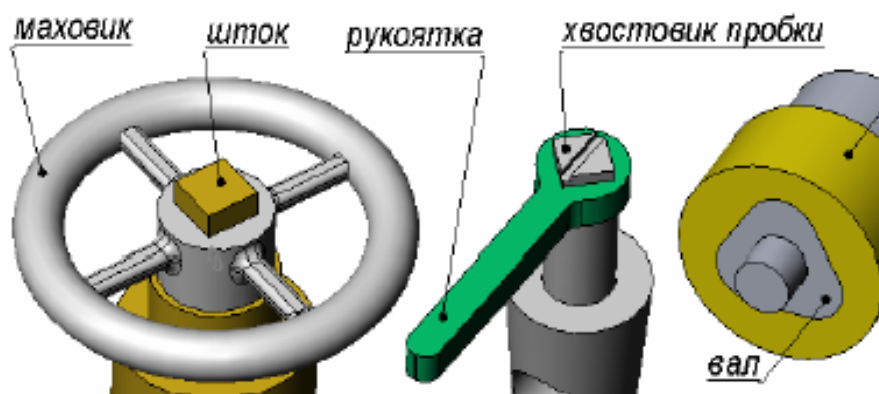


Рисунок 51 – Приклади профільного з'єднання

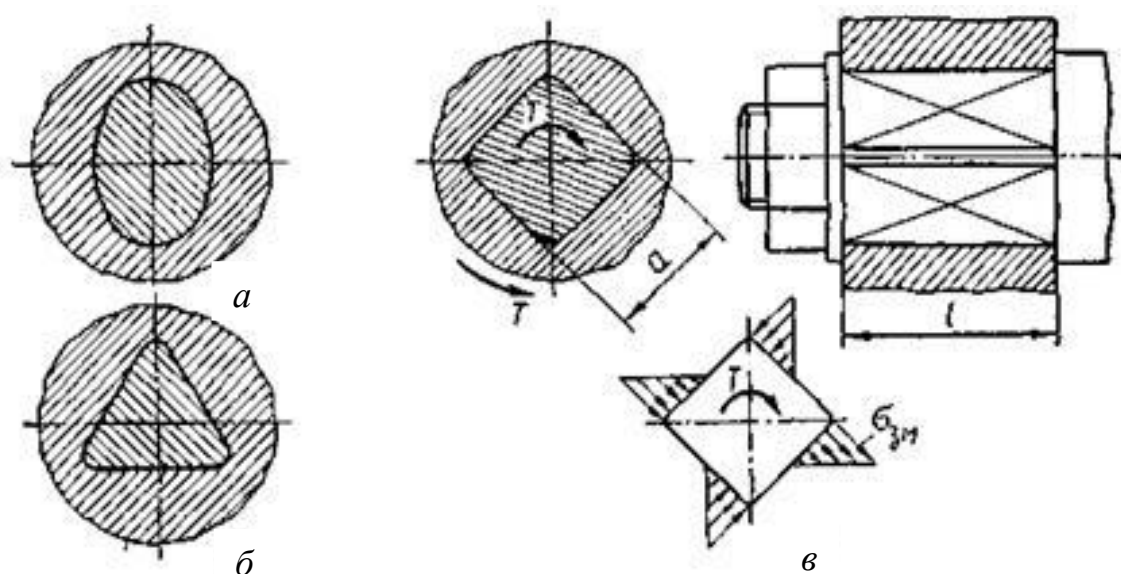
Переваги: відсутність концентрації напружень, внаслідок чого підвищуються здатність навантаження і втомна міцність; гарне самоцентрування; поліпшені шумові характеристики.

Недоліки: необхідність розширення номенклатури ріжучого інструменту для утворення сполук; труднощі заміни деталей при ремонті; наявність розпірних сил, що викликають деформування тонкостінних маточин.

Профільні з'єднання для передавання обертового руху

У профільних з'єднаннях деталі скріплюються між собою за допомогою взаємного контакту по некруглих поверхнях, що дає можливість передавати обертовий рух/момент без використання додаткових деталей.

Форма профілю деталей може бути овальною, трикутною, квадратною або круглою з лисками (рис. 52). З'єднання можуть бути за допомогою лисок, граней та овального контуру поперечного перерізу.



а – овальний; б – трикутний; в – квадратний

Рисунок 52 – Контури поперечного перерізу профільного з'єднання

Більш досконалі профільні з'єднання з овальним контуром, які можуть бути циліндричними або конічними. Їх застосовують при передачі не тільки крутного моменту, але і осьового навантаження.

Такі профілі мають властивість рівновісності – незмінності відстані між двома паралельними дотичними до контуру. В цьому разі спрощується технологія обробки поверхонь деталей з'єднання.

У порівнянні зі шпонковими та шліцьовими з'єднаннями профільні мають менші концентрації напружень та забезпечують краще центрування, зниження шуму під час роботи, але більш складніші в виготовленні.

Профільні з'єднання розраховують за умови обмеження напружень змінання їх робочих поверхонь при навантаженні з'єднання обертальним моментом. При цьому допускають, що зазор у з'єднанні відсутній. Наприклад, для квадратного контуру профільного з'єднання умова міцності квадратного з'єднання матиме вигляд:

$$\sigma_{зм.} = \frac{3T}{a^2 \cdot l} \leq [\sigma_{зм.}].$$

Для сталевих термооброблених деталей профільного з'єднання приймають: розміри квадрата $a = 0,75d$; $[\sigma_{зм.}] = (90 \dots 140)$ МПа, довжина з'єднання $l = d \dots 2d$.

Максимальний крутний момент визначається за формулою:

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

В останній час в різноманітному обладнанні знайшли використання РК-профільні з'єднання зі складною формою поверхонь з'єднання (з рівновісним контуром), які передають крутний момент. До них відноситься неперервні (плавні) криві з непарною кількістю граней (РК-3, РК-5, РК-7, і т.ін.) і парною кількістю (К-2, К-4, К-6 та ін.), а також перервні (зрізані) криві з парною кількістю граней (Кс-2, Кс-4, і т.ін.).

У практиці машинобудування закордонних країн ці з'єднання використовують в коробках швидкостей та гітарах токарних напівавтоматів, що випускаються фірмами «Pittler», «Fischer», «Schaublin», «Bamessberger», у двигунах будівних машин «Volvo», ковальсько пресовому устаткуванні і в інструментальних системах (рис. 53). Найбільш часто використовують профільні з'єднання: з трьома гранями РК-3, з трьома зрізаними-3, з чотирма зрізаними-4, і з п'ятьма гранями РК-5 та -5.



Рисунок 53 – Приклади застосування профільних з'єднань

2. НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

2.1. ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

Зварними з'єднаннями називають сукупність деталей, які з'єднані між собою за допомогою зварювання (рис. 54).

Зварний шов – ділянка зварного з'єднання, яка утворилася внаслідок оплавлення та кристалізації металу з'єднуваних поверхонь або внаслідок їхньої пластичної деформації під час зварювання стисненням, або внаслідок поєднання оплавлення, кристалізації та деформації з'єднуваних поверхонь.



а



б



в

а, б – плоских деталей; *в* – циліндричних деталей

Рисунок 54 – Зовнішній вигляд деталей з'єднаних зварюванням

Найбільш поширеним видом зварювання являється дугове електрозварювання, яке здійснюється електричною дугою, яка виникає між електродом та зварюваними деталями (рис. 55).

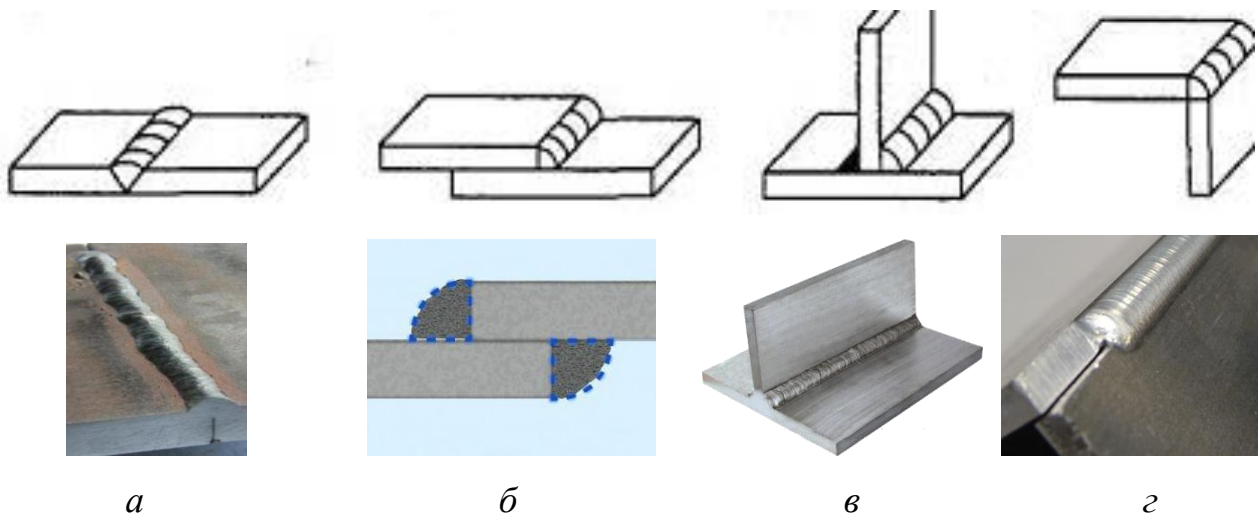


Рисунок 55 – Дугове напівавтоматичне електрозварювання

Газове зварювання проводиться полум'ям гарячого газу, який спалюється в потоці кисню. При контактному зварюванні нагрів здійснюється теплом, яке виділяється при протіканні електричного струму великої сили через зварювані деталі у місці контакту між ними.

Основні види зварних з'єднань

Залежно від взаємного розміщення з'єднаних елементів деталей розрізняють такі основні види зварних з'єднань: стикові, напугкові, таврові та кутові (рис. 56).



а – стикові; б – напунктові (внакладку); в – таврові; г – кутові

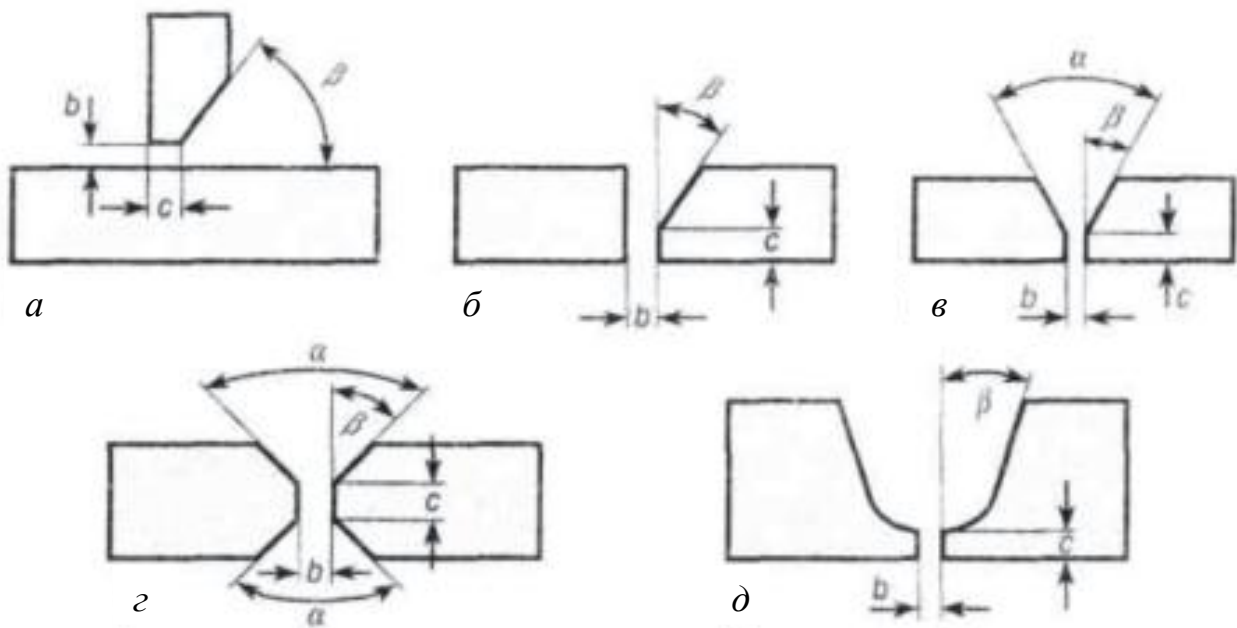
Рисунок 56 – Види зварних з'єднань

Стикові з'єднання – це з'єднання заготовок, що примикають одна до одної торцевими поверхнями. Вони є найраціональнішим видом зварних з'єднань. Такі з'єднання утворюється за допомогою дугового або контактного зварювання стиковим зварним швом. Стикі деталей повинні мати рівну товщину δ для забезпечення їхнього однакового нагрівання. Залежно від товщини δ зварювальні елементи деталей виготовляють із підготовленими або непідготовленими кромками (рис. 57).

Зачистка/підготовка кромки проводиться як на основному, так і на присадному матеріалі. Робочу поверхню необхідно знежирити, видалити з неї зайву вологу і всілякі неметалічні предмети, окалини, відчистити від іржі та інших забруднень. При цьому особливу увагу потрібно приділити зачистці кромки зварювальних деталей, за якими буде зварюватись виріб. Обробляти кромки потрібно з обох сторін на відстань 20 см від краю деталі. Ретельно опрацьовуються торці, скоси і притуплення.

Деталі з вм'ятинами, випинами, хвилястістю, жолобленнями та викривленнями обов'язково випрямляють. Листовий, сортовий прокат випрямляють у холодному стані ручним і машинним способом. Сильно

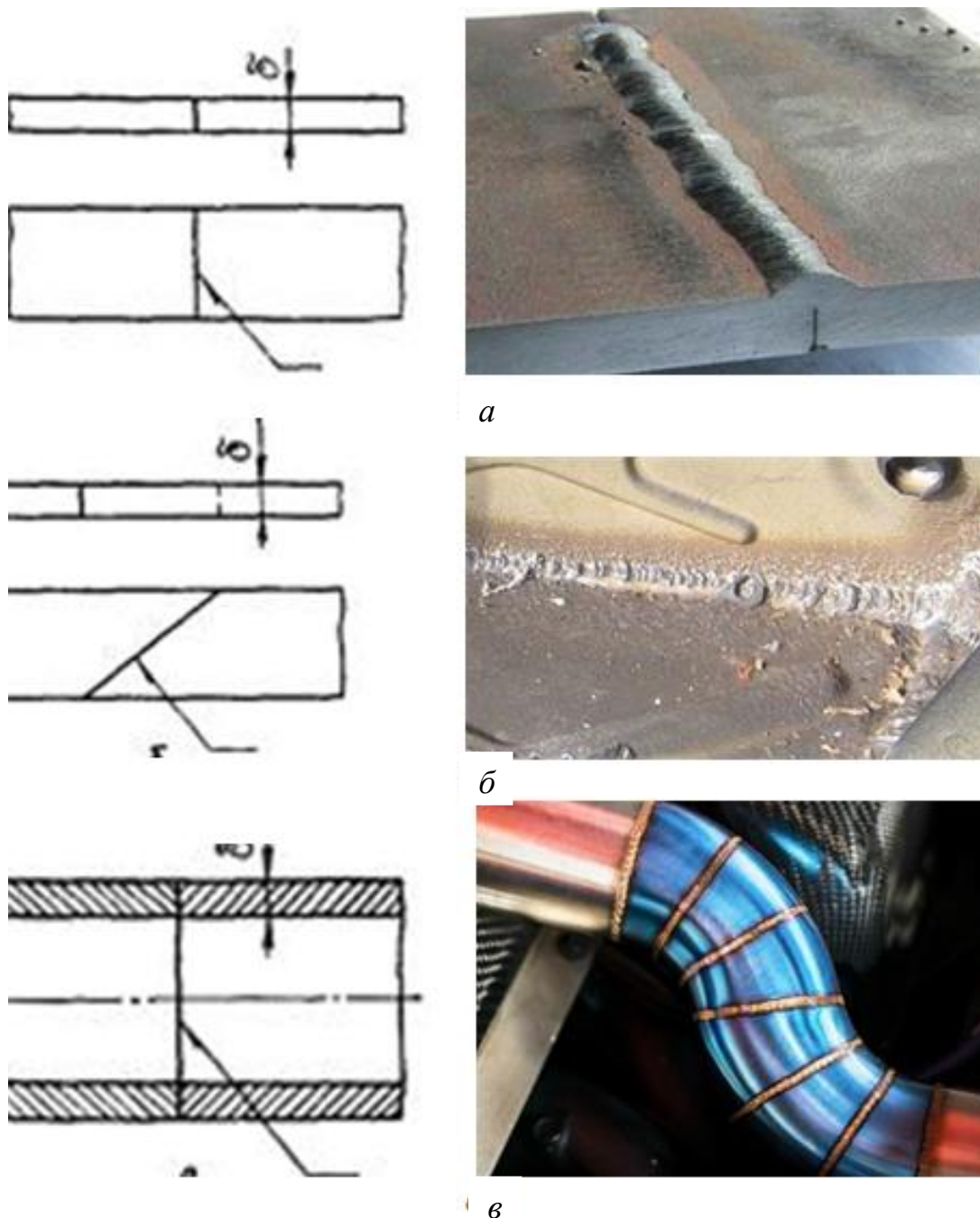
деформований метал випрямляють у гарячому стані. Для випрямлення застосовують молотки, преси, правильні машини.



а – підготовка однобічної кромки в кутовому з'єднанні; б – підготовка однобічної кромки в стиковому з'єднанні; в – підготовка V-подібної кромки в стиковому з'єднанні; г – підготовка X-подібної кромки в стиковому з'єднанні; д – підготовка U-подібної кромки в стиковому з'єднанні

Рисунок 57 – Зображення конструктивних елементів підготовки кромки

Зварні стикові з'єднання бувають з прямим (рис. 58а), косим (рис. 58б) та кільцевим (рис. 58в) швами.

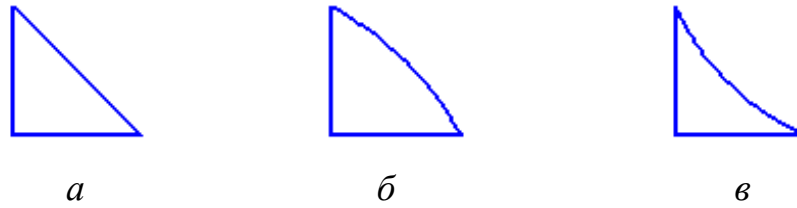


а – прямими швами; б – косими швами; в – кільцевими швами

Рисунок 58 – Зварні стикові з'єднання

Напусткове (внакладку) з'єднання – це з'єднання, в якому заготовки розташовані паралельно бічними поверхнями так, що частково перекривають одна одну. Їх виконують кутовим (валиковим) швом.

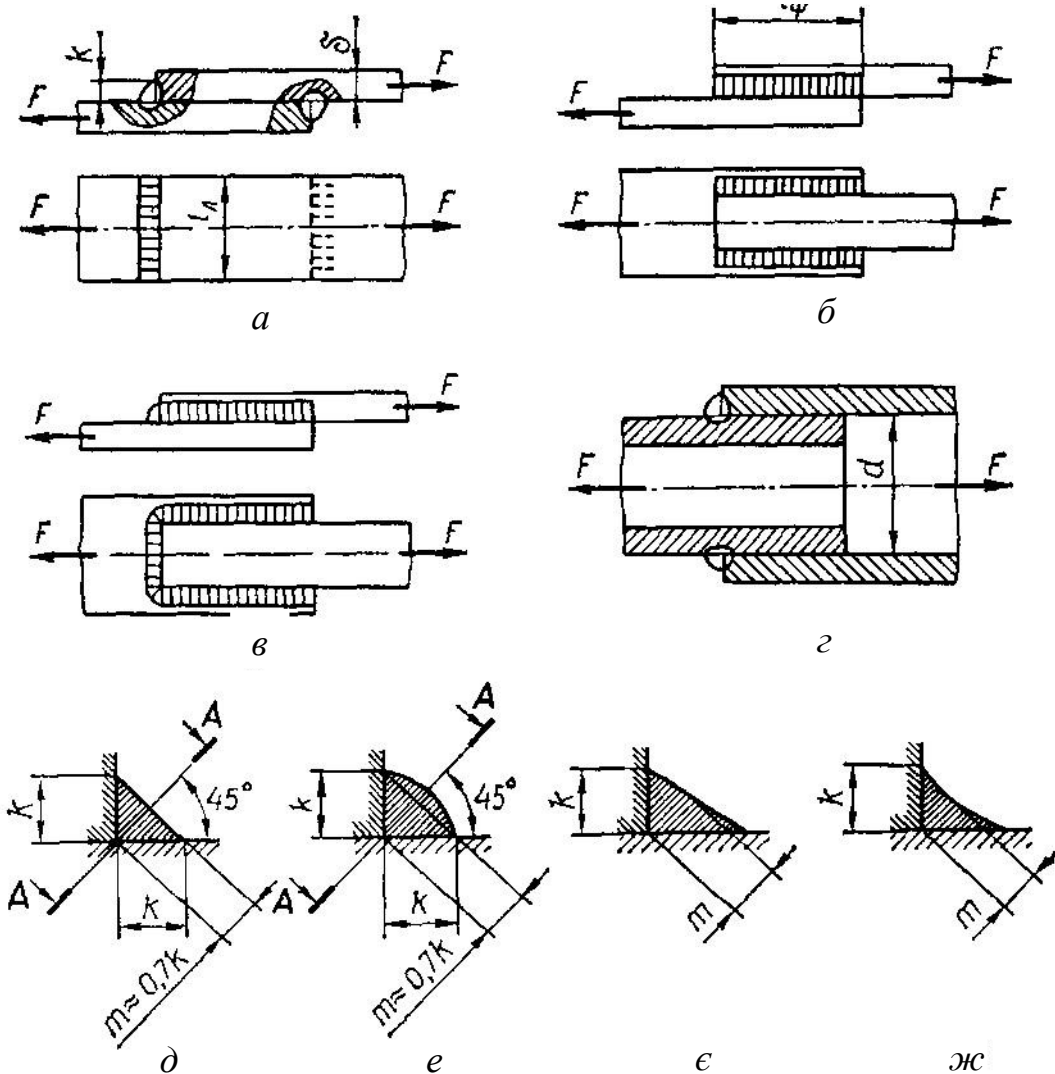
За формою поперечного перетину валикові шви можуть бути нормальний, підсилений та послаблений (рис. 59).



а – нормальний; б – підсилений; в – послаблений

Рисунок 59 – Форма поперечного перетину валикових швів

Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F кутові шви називаються *лобовими, фланговими, комбінованими* та *кільцевими* (рис. 60).

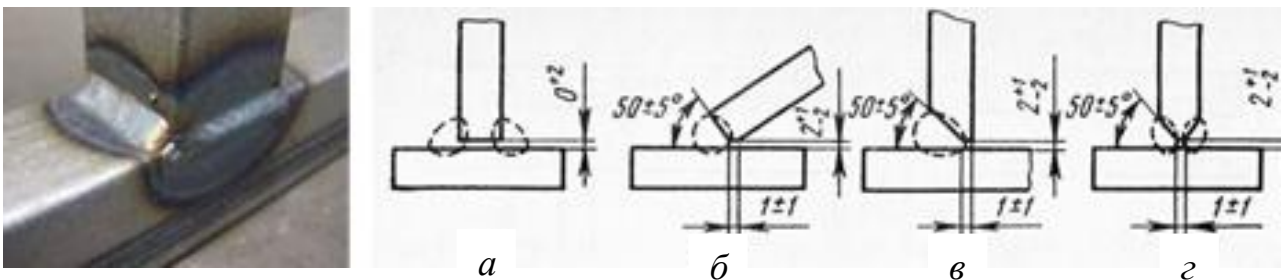


а – лобові; б – флангові; в – комбіновані; г – кільцеві; д–ж – висота шва

Рисунок 60 – Напусткові з'єднання та форми перетину кутових швів

Підсилені форми зварних швів досягаються механічною обробкою їх після зварювання. Мінімальна концентрація напружень має місце в швах підсиленої форми при відношенні катетів 1:1,5 або 1:2. Катет зварного шва треба брати $k \leq \delta$, але не менш ніж 3 мм при товщині з'єднуваних деталей $\delta \geq 3$ мм. Розрахункову висоту m кутового шва (рис. 60д–ж) для всіх форм перерізу швів беруть умовно $m = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k$. Довжина лобових швів у напусткових з'єднаннях не обмежується, а довжина флангових швів не повинна бути більш ніж $50k$, оскільки зі збільшенням довжини флангових швів підвищується нерівномірність розподілення напружень у шві.

Таврове з'єднання – це з'єднання, в якому заготовки розміщені у взаємно перпендикулярних площинах, коли торець одного елемента приварюється до бокової поверхні другого елемента (рис. 61). Такі з'єднання виконують без підготовки кромки (при статичному навантаженні з'єднання) або з підготовкою кромки.



а – без скосу кромки; б – косокутні; в – зі скосом однієї кромки;
г – зі скосом двох кромки

Рисунок 61 – Способи виконання зварних таврових з'єднань

Залежно від товщини листів та призначення конструкції кромки листів таврових з'єднань можуть бути підготовлені з одностороннім і двостороннім скосом або зовсім без скосів. У тих випадках, коли в тавровому з'єднанні накладення швів з двох сторін неможливо, у листа, що примикає до поверхні іншого листа, кромку скошують з одного боку. При зварюванні таврових

конструкцій з листів товщиною більше 30 мм застосовують скіс кромки з двох сторін. Для з'єднання з одностороннім скосом кут розкриття роблять 50° .

Кутові з'єднання – це з'єднання двох елементів, що примикають один до одного під кутом, краї яких зварені у місці спільного прилягання (рис. 62). У більшості випадків такі з'єднання є малонавантаженими і використовуються тільки для забезпечення щільності.



Рисунок 62 – Зварні кутові з'єднання

Розрахунок зварних з'єднань

Основною умовою при проектуванні зварних конструкцій деталей є забезпечення рівномірності зварних швів та з'єднаних елементів деталей. У більшості випадків на практиці розміри зварних швів та їх тип визначаються за формою та конструкцією деталей. Тому розрахунок зварних з'єднань в основному виконують як перевірний.

Розрахунок стикового з'єднання на міцність виконують за тими самими умовами, що й для суцільних елементів деталей (рис. 63).

При розрахунку на міцність стикових швів потовщення (наплив металу) не враховують. Крім того приймають наступне припущення: навантаження розподіляється рівномірно по довжині шва; напруження розподіляється рівномірно по площі перерізу шва.

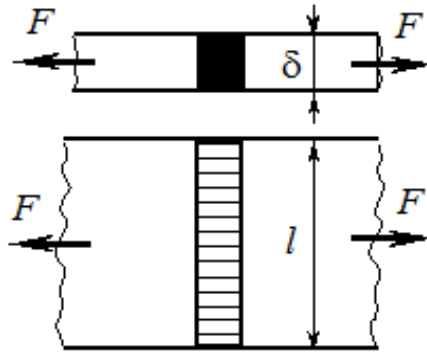


Рисунок 63 – Розрахункова схема зварного стикового з'єднання на міцність

Для стикових з'єднань із прямим та косим швами умова міцності швів:

$$\sigma_{p.} = \frac{F}{\delta \cdot b} \leq [\sigma]',$$

де σ – напруження розтягу у шві; F – сила, що навантажує з'єднання; δ, b – товщина та ширина з'єднуваних елементів відповідно; $[\sigma]'$ – допустиме напруження розтягу стикового зварного з'єднання.

Руйнування стикового зварного з'єднання може відбуватись безпосередньо по шву, місцю сплавлення металу шва з металом деталі або по перерізу деталі в зоні термічного впливу, де в результаті нагрівання при зварюванні змінюються механічні властивості металу. Цю невизначеність беруть до уваги відповідним вибором допустимого напруження $[\sigma]'$ та з урахуванням властивостей матеріалу з'єднуваних деталей. Концентрація напружень у стикових швах, незначна ($K_{\sigma} \leq 1,6$).

Розрахунок напусткових з'єднань на міцність виконують шляхом розрахунку кутових швів на зріз по найменшій площі перерізу, розташованого в бісекторній площині прямого кута поперечного перерізу шва (рис. 64). У розрахунковому перерізі товщину кутового шва приймають рівною $0,7k(h = k \cdot \cos 45^\circ)0,7k$, де $k = \delta$ – катет поперечного перерізу шва, який приймається, як правило, рівним найменшій товщині зварюваних деталей.

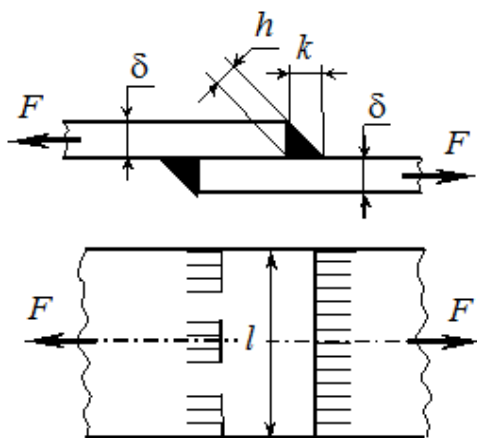


Рисунок 64 – Розрахункова схема зварного напусткового з'єднання на міцність

Для напусткових з'єднань, умова міцності швів:

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

де τ – розрахункове напруження зрізу; F – сила, що навантажує з'єднання; k – катет кутового шва; l – довжина швів; $[\tau]'$ – допустиме напруження зрізу. Для з'єднань із кількома швами за розмір l беруть сумарну довжину швів.

У зварному з'єднанні з несиметричним розміщенням флангових швів щодо лінії дії сили F загальна довжина швів $l = l_{\phi 1} + l_{\phi 2}$ (рис. 65). При цьому $l_{\phi 1}$ та $l_{\phi 2}$ беруть відповідно до часток сили F , що припадають на окремі шви: $l_{\phi 1} = l_{e2} / (e_1 + e_2)$; $l_{\phi 2} = l_{e1} / (e_1 + e_2)$.

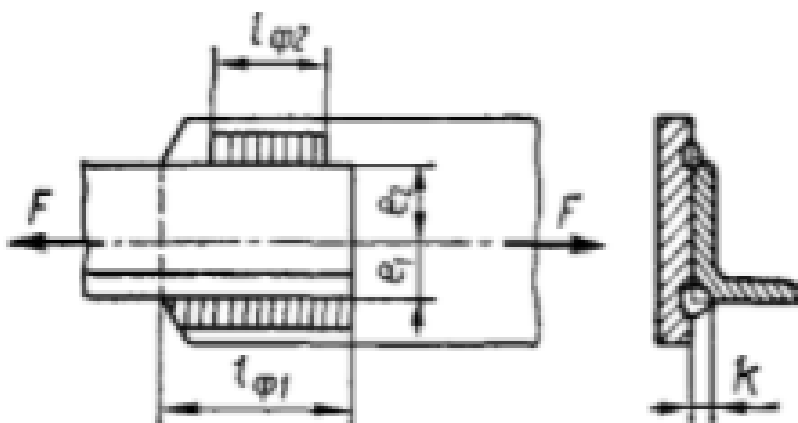
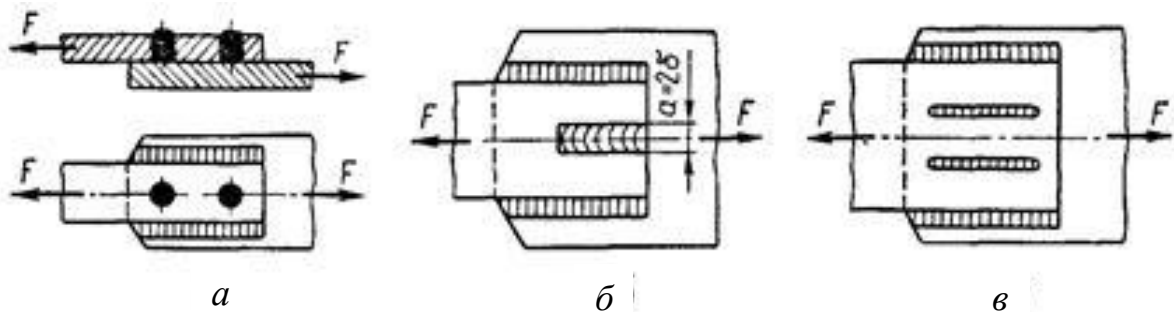


Рисунок 65 – Схема зварного напусткового з'єднання з несиметричним розміщенням флангових швів

У випадках, коли міцність напусткових з'єднань, виконаних лобовими та фланговими кутовими швами, не забезпечується, додатково здійснюють *коркові, прорізні* або *проплавні* шви (рис. 66).



а – коркові, б – прорізні, в – проплавні

Рисунок 66 – Додаткові зварні шви

Корковий шов дістають шляхом заповнення розплавленим металом отворів круглої форми в одній (або в двох) із з'єднуваних деталей (так зване з'єднання електрозаклепками). Проріз для **прорізного шва** виконують уздовж лінії дії сили F .

Проплавний шов здійснюється проплавленням однієї деталі з'єднання, що має меншу товщину.

2.2. ЗАКЛЕПКОВІ З'ЄДНАННЯ

З'єднання деталей машини чи споруди, здійснене за допомогою групи заклепок, називається заклепковим. Заклепкове з'єднання здійснюють за допомогою спеціальної деталі – заклепки (рис. 67).

Заклепки представляють собою стержень круглого поперечного перерізу з голівками по кінцях. Непоставлена заклепка має одну голівку, яка називається **закладною**. Друга голівка, утворена в процесі клепки, називається **замикаючою**. У деталях, що з'єднуються, свердять суміщений отвір, в який вставляють стержень заклепки. Для зручності встановлення заклепки діаметр отвору роблять більшим за діаметр заклепки ($d_0 = 1,05d$, де d – діаметр

заклепки). Отвори в деталях виконують свердлінням або продавлюванням. Свердління менш продуктивне, але забезпечує вищу міцність з'єднання, тому при можливості доцільніше отвори спочатку продавлювати, а потім розсвердлювати. Після пластичного деформування виступаючої частини стержня утворюється замикаюча голівка і деталі стискаються.

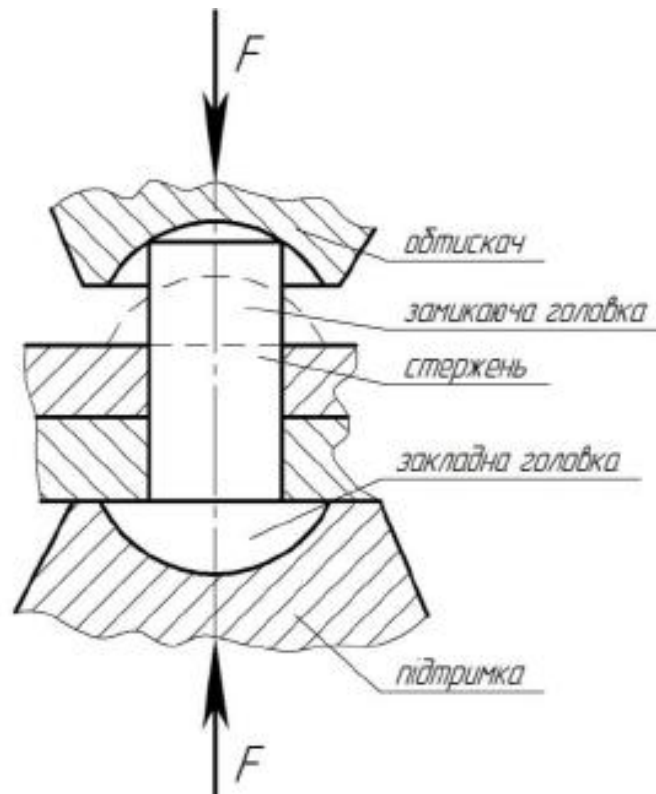


Рисунок 67 – Заклепкове з'єднання

Клепання виконується ручним або машинним способом. При машинному клепанні отримують з'єднання вищої якості (однорідність посадки заклепки, більша сила стиску деталей). Сталеві заклепки $d \leq 12$ мм та заклепки з кольорових металів ставлять холодним способом. Сталеві заклепки $d > 12$ мм – гарячим способом (полегшується формування замикаючої голівки). Якість з'єднання у цьому випадку вища (краще заповнюється отвір, підвищений натяг в стику деталей).

Заклепкові з'єднання набули великого поширення при будівництві літаків, морських суден, телевізійних веж, мостів, інших виробів, оскільки далеко не

кожен метал, що використовується в машинобудуванні, особливо в авіаційному будівництві, можна з'єднати за допомогою зварювання.

Найважливіша причина використання заклепок для з'єднання конструкції та фюзеляжу при складанні сучасних літаків полягає в тому, що вони набагато краще витримують вібрацію (рис. 68).



Рисунок 68 – Використання заклепкового з'єднання для конструкцій літака

Серед найвідоміших споруд, створених з використанням заклепкового з'єднання, є Дарницький міст у Києві, міст Харборд-Брідж у затоці Сіднея, Ейфелева вежа в Парижі (рис. 69).



Рисунок 69 – Використання заклепкового з'єднання для конструкцій мостів та Ейфелевої вежі

Переваги заклепкових з'єднань

Можливість використання:

- при наявності суттєвих вібраційних навантажень у відповідальних конструкціях (мости, судна, авіабудування);
- у з'єднаннях, нагрівання яких при зварюванні недопустиме через небезпеку відпуску термооброблених деталей чи їх деформацій;
- для з'єднання деталей, що не підлягають зварюванню (наприклад, кріплення фрикційних накладок в гальмах та фрикційних муфтах).

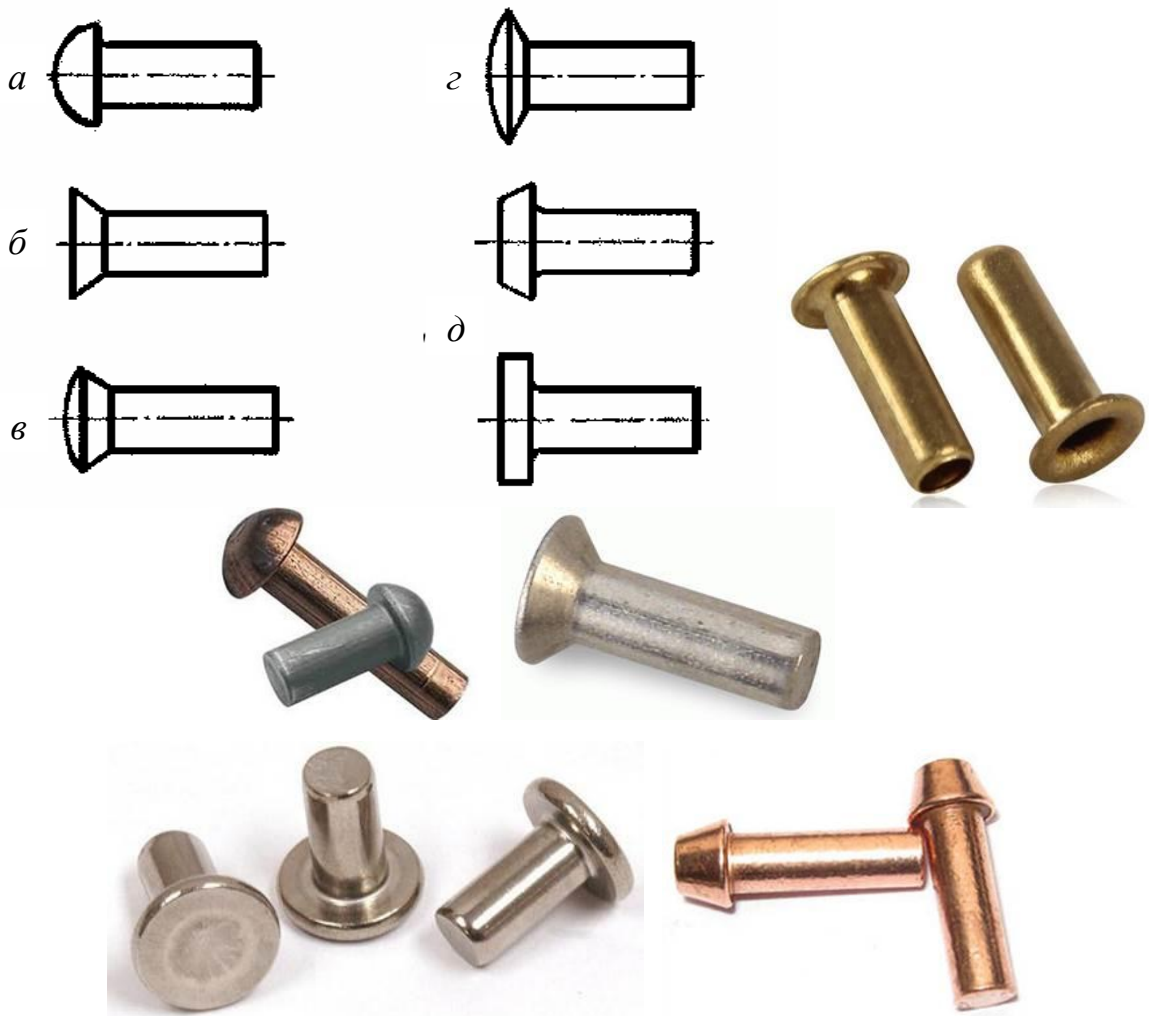
Недоліки заклепкових з'єднань:

- Трудомісткість процесу. Процес створення з'єднання вимагає виконання процесів, котрі мало піддаються автоматизації.
- Підвищена матеріаломісткість з'єднання. З'єднання ослабляє основну деталь, тому її слід робити товстішою. Навантаження припадає на заклепки, тому їх сумарний переріз повинен відповідати навантаженню.
- Недостатня герметичність з'єднання, що вимагає додаткових затрат на герметизацію конструкцій.
- Технологія монтажу супроводжується шумом і вібрацією.

Конструкції заклепок

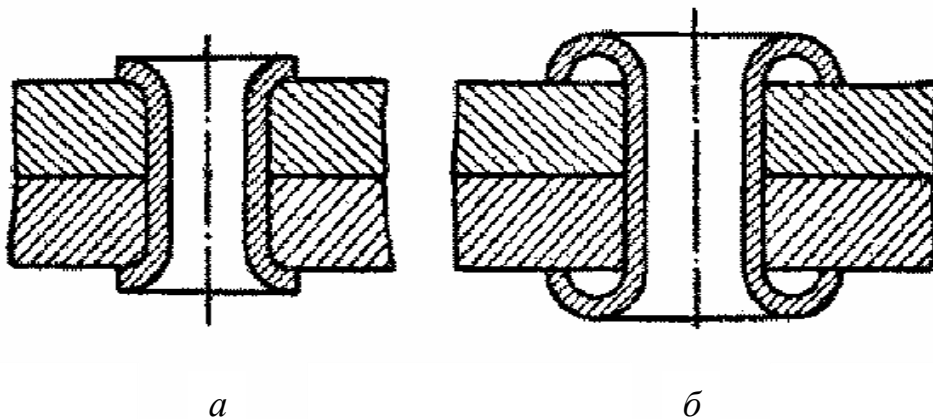
Типи заклепок загального призначення приведено на рис. 70. Найчастіше застосовуються заклепки з напівкруглою голівкою з діаметром стержня від 1 до 36 мм, як найбільш технологічні.

Крім зазначених стандартних заклепок із суцільним стержнем, у машинобудуванні, приладобудуванні, машинах і виробках легкої промисловості застосовують трубчасті заклепки або пістони, виготовлені зі сталевих, мідних, латунних та інших металевих тонкостінних трубок. Їх застосовують для слабконавантажених або нещільних з'єднань. Для з'єднання металевих деталей застосовують пістони з фланцями, а для з'єднання деталей із еластичних матеріалів (шкіри, тканин, деяких пластмас та ін.) – пістони із загнутими бортами (рис. 71).



а – із напівкруглою голівкою; б – із потайною голівкою; в – із напівпотайною голівкою; г – із напівкруглою низькою голівкою; д – із плоскою голівкою

Рисунок 70 – Типи заклепок загального призначення



а – із фланцями; б – із загнутими бортами

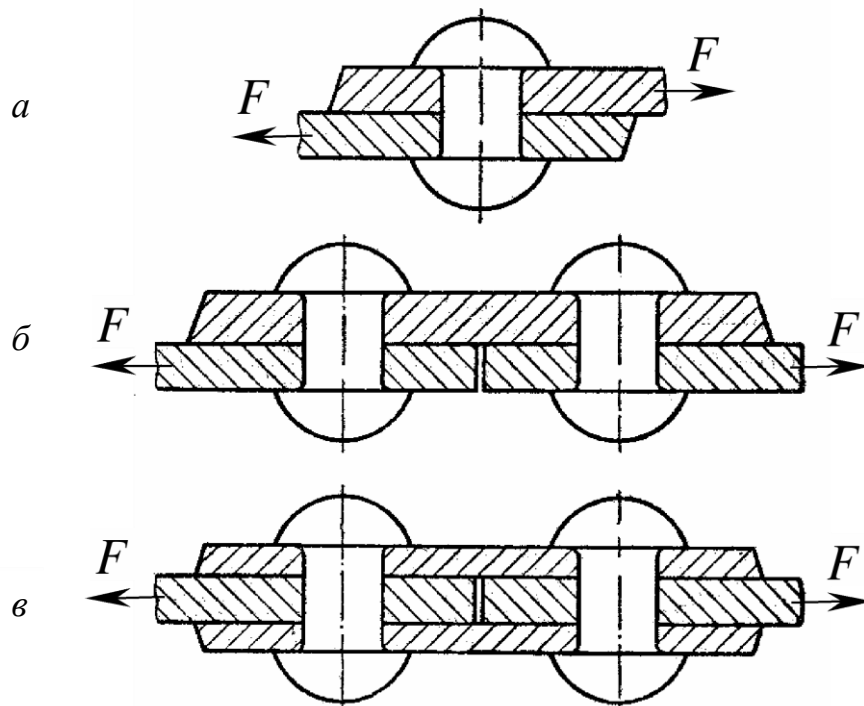
Рисунок 71 – Трубчасті заклепки

Заклепки виготовляють із сталі, алюмінію, латуні, міді та інших матеріалів. Сталеві заклепки виготовляють з вуглецевих сталей (Ст.2, Ст.3, сталь 10, сталь 20), а в спеціальних випадках – з легованої сталі (09Г2, Х18Н9Т). Щоб уникнути хімічної корозії в з'єднаннях застосовують заклепки з того ж матеріалу, що і з'єднувані деталі.

Види заклепкових швів

За взаємним розташуванням з'єднаних деталей розрізняють шви напусткові (рис. 72а) і встик. З'єднання встик виконують за допомогою однієї (рис. 72б) або двох накладок (рис. 72в).

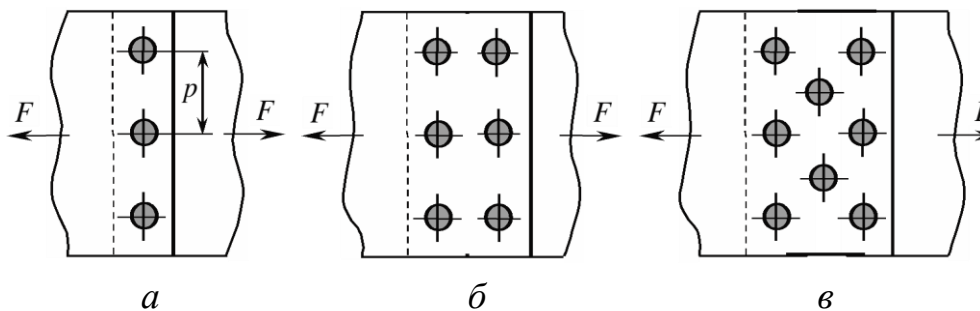
Більш надійний, хоча і більш складний конструктивно, шов із двома накладками. У цьому шві силами, що прагнуть зрушити листи, кожна заклепка зрізається по двох поперечних перерізах у той час, як у напустковоому шві з однією накладкою зріз кожної заклепки відбувається по одному перерізу.



а – напустковий; б, в – стикові

Рисунок 72 – Види заклепкових швів

У залежності від числа зрізів шви називають двозрізними й однозрізними. Кожний шов може бути виконаний одним або кількома рядами заклепок. У залежності від цього шви розрізняють **однорядні** (рис. 73а), **дворядні** (рис. 73б) та **багаторядні** (рис. 73в). Кількість рядів більше трьох через нерівномірний розподіл навантаження на заклепки зустрічається рідко.



а – однорядні; б – дворядні; в – багаторядні

Рисунок 73 – Типи заклепкових швів залежно від кількості рядів

Міцність елементів заклепкового з'єднання

При розрахунку заклепкових з'єднань (рис. 74) приймають наступні допущення:

- навантаження розподіляється рівномірно між заклепками;
- сили тертя між з'єднуваними елементами відсутні.

Навантаження на ділянку, яка рівна кроку шва p : $F_1 = F / Z$

Запишемо умови міцності:

- на зріз заклепки в площині з'єднуваних деталей:

$$\tau_c = \frac{4F_1}{\pi d_0^2} \leq [\tau_c]$$

де $[\tau_c]$ – допустиме напруження на зріз для заклепок;

- на зминання між заклепкою і листом:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_1}{d_0 \delta} \leq [\sigma_{cm}]$$

де $[\sigma_{cm}]$ – допустиме напруження на зминання між заклепками і листами;

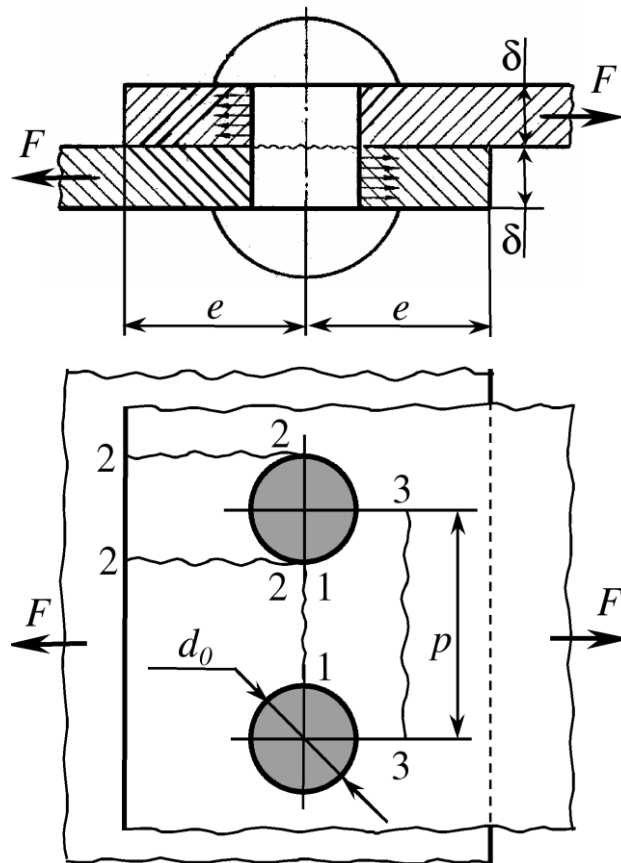


Рисунок 74 – Розрахункова схема заклепкових з'єднань

- на розтяг листа по перерізу 1-1:

$$\sigma_p = \frac{F_1}{(p - d_0)\delta} \leq [\sigma_p]$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг для матеріалу з'єднаних листів;

- на зріз листа по перерізу 2-2:

$$\tau_c = \frac{F_1}{2\left(e - \frac{d_0}{2}\right)\delta} \leq [\tau_c]$$

з припущенням, що зріз відбувається по довжині $e - \frac{d_0}{2}$.

де $[\tau_c]$ – допустиме напруження на зріз для матеріалу листів.

Для однорядного шва приймають: $d_0 = 2\delta$, $p = 3d_0$, $e = (1,5 \dots 2)d_0$.

Відношення напруження в неослабленому отворами перерізі 3-3 до напруження в перерізі 1-1, ослабленому отворами, називають коефіцієнтом міцності заклепкового шва:

$$\varphi = \frac{\sigma_{p3-3}}{\sigma_p} = \frac{(p - d_0)}{p}.$$

Коефіцієнт міцності заклепкового шва характеризує міру ослаблення з'єднаних елементів отворами під заклепки. Збільшення коефіцієнта міцності шва може бути досягнуте застосуванням заклепкових швів інших конструкцій, а також збільшенням площі перерізу тієї області, яка ослаблена отворами під заклепки.

Для з'єднання деталей з тонкими стінками (до 0,3 мм) в наш час застосовують нові різновиди заклепок (різьбові) (рис. 75). Вони відрізняються тим, що внутрішня частина має нарізану різьбу, а зовнішня - вертикальну насічку, яка запобігає повороту навколо своєї осі. Всередину закручується гвинт, який притягає вільну частину корпусу до місця з'єднання, утворюючи замикаючу голівку.

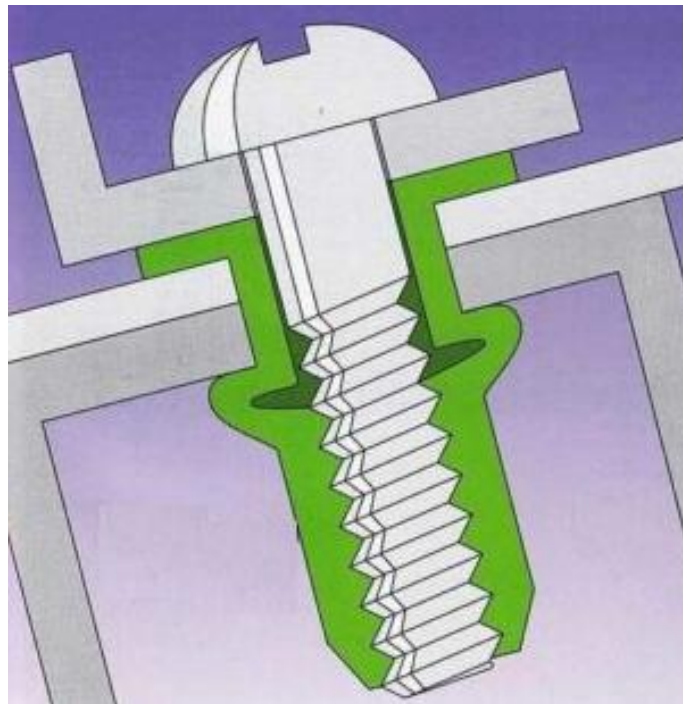


Рисунок 75 – Гвинтове заклепкове з'єднання

2.3. ПАЯНІ З'ЄДНАННЯ

У машинобудуванні часто застосовуються паяні з'єднання (рис. 76). Паянням з'єднують листи, стрижні, труби та ін. Його широко застосовують в автомобілебудуванні (радіатори) і літакобудуванні (обшивка із стільниковим проміжним заповненням). Паяння є одним із основних видів з'єднань в радіоелектроніці та приладобудуванні.

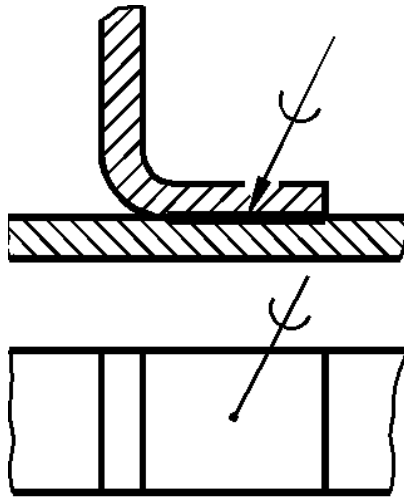


Рисунок 76 – Схема паяного з'єднання

Паянням називається процес з'єднання металів за допомогою введеного між ними розплавленого сполучного матеріалу – припою. Останній заповнює зазор між деталями, що сполучаються і, застигаючи, міцно з'єднується з ними, утворюючи нероз'ємне з'єднання (рис. 77).



Рисунок 77 – Приклади застосування з'єднання паянням

При паянні припой нагрівають до температури, що перевищує температуру його плавлення, але не досягає точки плавлення металу деталей, що з'єднуються. Стаючи рідким, припій змочує поверхні і заповнює всі зазори за рахунок дії капілярних сил. Відбувається розчинення основного матеріалу в припої і їх взаємна дифузія. Припій – сплав (на основі олова, міді, срібла) або чистий метал, що вводиться в розплавленому стані в зазор між деталями що сполучаються. Температура плавлення припою нижче температури плавлення матеріалів деталей.

По конструкції паяні з'єднання подібні зварним, переважне застосування мають з'єднання внапусток. Стикове з'єднання і з'єднання в тавр застосовують при малих навантаженнях. На відміну від зварювання паяння дозволяє з'єднувати не тільки однорідні, але й різнорідні матеріали: чорні і кольорові метали, сплави, кераміку, скло та ін. Перевагою паяних з'єднань є не тільки можливість з'єднання різнорідних матеріалів, а також стійкість проти корозії, можливість з'єднання тонкостінних деталей, герметичність, мала концентрація напружень внаслідок високої пластичності припою.

Паяння дозволяє отримувати з'єднання деталей у прихованих і важкодоступних місцях конструкцій. Недоліком паяння в порівнянні зі зварюванням є порівняно невисока міцність, необхідність малих і рівномірно розподілених зазорів між деталями, що вимагає їх точної механічної обробки і якісного складання перед паянням.

При паянні поверхні деталей очищають від оксидів і знежирюють з метою отримання хорошої змочуваності поверхні припоєм і якісного заповнення зазорів.

Нагрівання припою і деталей залежно від їх розмірів здійснюють паяльником, газовим пальником, електронагрівом, в термічних печах та ін. (рис. 78). Для зменшення шкідливого впливу окислення поверхні деталей при паянні застосовують флюси (на основі бури, каніфолі, хлористого цинку), а також паяють у вакуумі або в середовищі нейтральних газів (аргон).

Розплавлений припій розтікається по нагрітих поверхнях стику деталей і при охолодженні твердне, міцно з'єднуючи деталі. Розмір зазору в стику визначає міцність з'єднання.



а



б

а – паяльник; б – електронагрівач та газовий пальник

Рисунок 78 – Зовнішній вигляд інструментів для нагрівання припою

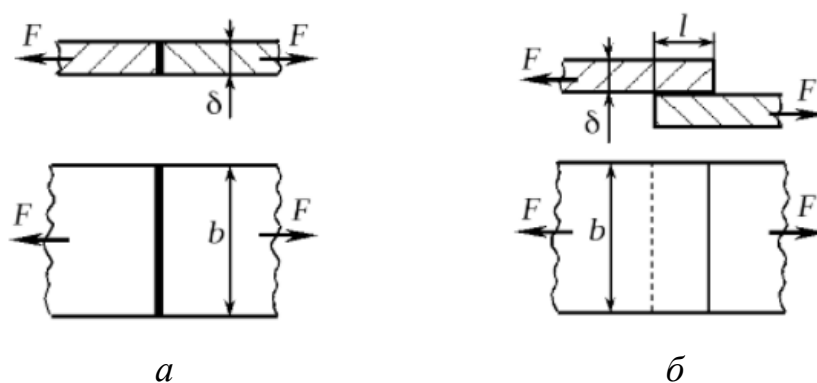
При малому зазорі краще проявляється ефект капілярної течії припою, процес розчинення матеріалів деталей в розплавленому припої поширюється на всю товщину паяного шва (міцність розчину на 30...60% вище міцності припою). Розмір зазору приймають 0,03...0,2 мм залежно від припою (легкоплавкий або тугоплавкий) і матеріалу деталей. Припої з температурою плавлення до 400°C називають легкоплавкими.

Найбільш широке застосування мають олов'яні, свинцеві, олов'яно-свинцеві (ПОС90, ПОС61). Ці припої не слід застосовувати для з'єднань, що працюють при температурі понад 100 °С, або піддаються дії ударних навантажень. Припої з температурою плавлення понад 400 °С називають тугоплавкими (на срібній або мідній основі). Припої на мідній основі (ВПр1, ВПр2) відрізняються підвищеною крихкістю, тому їх застосовують для з'єднання деталей, навантажених статичним навантаженням. Срібні припої

(ПСр40, ПСр45) застосовують для відповідальних з'єднань. Вони стійкі проти корозії і придатні для з'єднання деталей, що сприймають ударні і вібраційні навантаження. Розрахунок на міцність паяних з'єднань виконують на зсув. Необхідно враховувати, що при з'єднанні внапусток площа розрахункового перерізу дорівнює площі контакту деталей.

Міцність елементів паяного з'єднання

Розрахунок міцності паяних з'єднань аналогічний розрахунку зварних з'єднань (рис. 79).



а – стикове з'єднання; б – з'єднання внапусток

Рисунок 79 – Розрахункова схема паяного з'єднання

Для стикових паяних з'єднань умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{p.} = \frac{F}{\delta \cdot b} \leq [\sigma_{p.}]',$$

де $\sigma_{p.}$ – напруження розтягу; F – сила, що навантажує з'єднання; δ, b – товщина та ширина з'єднаних елементів відповідно; $[\sigma_{p.}]'$ – допустиме напруження розтягу паяного з'єднання.

Для паяних з'єднань внапусток умова міцності:

$$\tau_c = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau_c],$$

Де τ_c – розрахункове напруження зрізу; F – сила, що навантажує з'єднання; b – ширина шва; l – довжина шва; $[\tau_c]$ – допустиме напруження зрізу.

2.4. КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ

В даний час широко застосовують нероз'ємні з'єднання металів і неметалічних матеріалів, одержувані склеюванням (з'єднання деталей за допомогою поверхневого схоплювання і міжмолекулярного зв'язку в клеєвому шарі). Оптимальна товщина шару клею 0,05...0,15 мм. На міцність клейові з'єднання впливають характер навантаження, конструкція з'єднання, тип і товщина шару клею (при збільшенні товщини міцність падає), технологія склеювання, і час (з часом міцність деяких клеїв зменшується). Найбільше застосування в машинобудуванні отримали клеєні з'єднання, що працюють на зрушення.

Клейові з'єднання дозволили розширити діапазон застосування в конструкціях машин поєднань різних однорідних і різнорідних деталей між собою, а також дали можливість з'єднання дуже тонких листових деталей з високим опором втомі і малою масою.

Склеюють не тільки деревинні матеріали, але й деревину та матеріали на її основі, метали і пластмаси між собою. **Основні переваги склеювання** – висока міцність, герметичність з'єднання, гладкість зовнішніх частин склеюваних поверхонь, естетичність виробу. Міцність склеювання в основному залежить від дотримання технології та щільності прилягання поверхонь і часто не поступається багатьом іншим видам з'єднань.

Технологічний процес клейового з'єднання деталей, незалежно від видів конструкційного матеріалу та клею, можна розділити на декілька етапів:

Підготовка поверхонь до склеювання, яка полягає в їх взаємному припасуванні, очищенні від пилу, бруду, жиру та наданні їм потрібної шорсткості.

Нанесення клею. Клей можна наносити точково, фрагментально під час склеювання малих деталей та за допомогою пензлів, спеціальних шпателів – на більших площах. Вистоювання деталі після нанесення клею, що містить у собі розчинник, є обов'язковим.

Складання склеюваних деталей. Складання і склеювання деталей між собою здійснюють за допомогою спеціальних пристроїв та устаткування. У складальному пристрої деталі з нанесеним клеєм встановлюють у взаємно правильне положення і фіксують затискними пристроями.

Відкрите вистоювання, під час якого відбувається видалення з клею вологи та летких речовин. При цьому клей набуває потрібної в'язкості, зменшується усадка клейового шва, знижуються внутрішні напруження та ймовірність виникнення внутрішніх повітряних раковин, що може призвести до неякісного склеювання

Склеювання (стискання деталей) при певній температурі та силі притискання для кожного конкретного випадку. Склеєні деталі обов'язково потрібно поставити під прес або закріпити в струбцини.

Очищення деталей від патьоків клею та контроль якості склеювання. Основний дефект, який часто виникає під час склеювання, – це непроклеювання (наявність ділянок, у яких не відбулося з'єднання склеюванням), тому потрібно ретельно дотримуватися технології нанесення клею на склеювані поверхні.

Типи клею

Кожен тип клею має свої особливості та сферу застосування. Для склеювання деталей виробів з деревинних конструкційних матеріалів використовують столярний клей. Столярний клей застосовують в гарячому вигляді (за температури 60...70 °С).

Широкого застосування як у домашніх умовах, так і в промисловості набули термопластичні клеї та інструменти, призначені для їх використання, – (термопістолети) (рис. 80). Основна їх функція – плавлення клею та подавання його до склеюваних поверхонь.



Рисунок 80 – Зовнішній вигляд термопістолета та клейових стержнів

За допомогою термоклею скріпити можна практично будь-який матеріал: деревину, гуму, скло, пластик, метали, тканину, пінопласт, кераміку тощо.

Під час склеювання він так міцно пристає до поверхні оброблюваного матеріалу, що в подальшому майже неможливо роз'єднати деталі одну від одної. Крім того, термоклей здатний дуже швидко висихати, адже безпосередньо процес полімеризації цієї речовини залежно від застосовуваних поверхонь, а також температури повітря може перебігати буквально за лічені секунди. Тому його краще використовувати для склеювання деталей з невеликою площею склеюваних поверхонь або для крапкового склеювання. Якщо потрібно склеїти дрібні деталі, цей вид клею є ідеальним вибором. Іноді для склеювання дерев'яних деталей використовують і синтетичні універсальні

клеї типу ПВА, «Суперцемент», БФ, що широко застосовуються в побуті для склеювання виробів з інших матеріалів (рис. 81).



Рисунок 81 – Синтетичні клеї

Однак синтетичні клеї, випаровуючись, виділяють шкідливі для здоров'я людини речовини. Тому їх застосування потребує спеціальних умов: доброї вентиляції приміщень, наявності теплої води для миття рук після роботи.

Для склеювання пластиків найчастіше застосовують універсальні клеї, серед яких «Момент», різні секундні клеї, епоксидний клей тощо. Однак існує безліч спеціальних клеїв, призначених для склеювання одного або декількох типів пластику. Рідкі клеї – найбільш прості за складом і застосуванням, а тому й поширені. Існує два види рідких клеїв: клеї на водній основі та клеї з розчинником. До них належить клей ПВА, а також клеї на основі каучуку й різноманітних смол. Клеї на водній основі кардинально відрізняються від клеїв з розчинником за складом і застосуванням, однак принцип дії в них однаковий. Після нанесення на поверхні рідкого клею вода або розчинник, що містяться в ньому, поступово випаровуються, клей твердне і відбувається склеювання .

Рідкі клеї підходять для склеювання пористих матеріалів, через які може відбуватися випаровування води або розчинника. Рідкі клеї не дуже швидко висихають, тому положення деталей, що склеюються, одна щодо одної можна злегка відкоригувати вже після їх з'єднання. Герметичні матеріали такими клеями склеїти дуже важко, або й неможливо, адже клей навіть через тривалий

час залишається рідким, тому для їх склеювання використовують контактні клеї. До контактних належать такі відомі клеї, як «Момент», БФ-2, БФ-4, гумовий клей і багато інших. Досить часто контактні клеї містять токсичні матеріали, тому працювати з ними потрібно чітко за інструкцією – у добре провітрюваному приміщенні, уникаючи вдихання парів і контакту клею зі шкірою. Для склеювання пористих матеріалів рекомендується наносити клей кілька разів – деякий час він буде вбиратися і тільки після просочення матеріалу утворює шар, достатній для склеювання.

Реакційні клеї – це найбільш надійні клеї, вони дають дуже міцне з'єднання (найчастіше воно виходить навіть міцніше, ніж матеріали, що склеюються, тому склеєна річ може зламатися в іншому місці, а шов залишиться цілим). Особливість цих клеїв полягає в тому, що вони тверднуть і виробляють склеювання тільки за дії певних чинників: вступаючи в реакцію з атмосферним киснем під дією ультрафіолетового випромінювання, взаємодіючи з водою тощо. Саме тому вони отримали назву «реакційні» – у результаті впливу зазначених чинників запускаються фізичні, хімічні або каталітичні реакції, що приводять до твердіння клею. До цього типу належать усім відомі «секундні» клеї, зокрема так звані «Суперклеї» та ін. (рис. 82).

Не можна обійтися без склеювання й під час виготовлення найрізноманітніших деталей з оргскла. Оргскло – матеріал прозорий, тому і клей слід використовувати також прозорий, адже погодьтеся, що зовсім неестетично буде виглядати виріб, на якому видно шар клею.

Для склеювання оргскла переважно використовують клей, який готують на основі дихлоретану. У ньому розчиняють стружку оргскла, яка із часом набухає, після чого такий клей витримують протягом 2...3 діб. Деталі з оргскла легко та міцно склеюються, причому так, що навіть шви склейки виходять прозорими, майже непомітними. Спеціальні та універсальні клеї: універсальний клей миттєвого схоплювання на основі ціакрину «RAPID»; двокомпонентний полімеризаційний клей на основі метилметакрилату «AGOVIT» та ін. (рис. 83).



Рисунок 82 – Склеювання металевих та неметалевих деталей



Рисунок 83 – Склеювання деталей з оргскла

Застосування універсальних клеїв типу БФ, ВК, МПФ і інших (в наш час вживають більше ста різних марок клеїв) дозволяють довести міцність клейових з'єднань до 80% по відношенню до міцності склеюваних матеріалів (рис. 84).



Рисунок 84 – Універсальні клеї для склеювання різних матеріалів

Клейові з'єднання широко застосовують у літакобудуванні, при виготовленні різального інструменту, електро- та радіобладнання, в оптичній і деревообробній промисловості, будівництві, мостобудуванні.

В даний час створені деякі марки клеїв на основі полімерів, задовільно працюють при температурі до 1000 °С.

Клейовими з'єднаннями створюють нові конструкції (стільникові, шаруваті), окремі зубчасті колеса з'єднують в загальний блок, підвищують міцність сполучення зубчастих вінців з ступицями, ступиці з валами, закріплюють в корпусі нерухоме центральне зубчасте колесо планетарної передачі, зовнішнє кільце підшипника кочення, стопорять різьбові з'єднання, кріплять пластинки різучого інструменту (рис. 85).



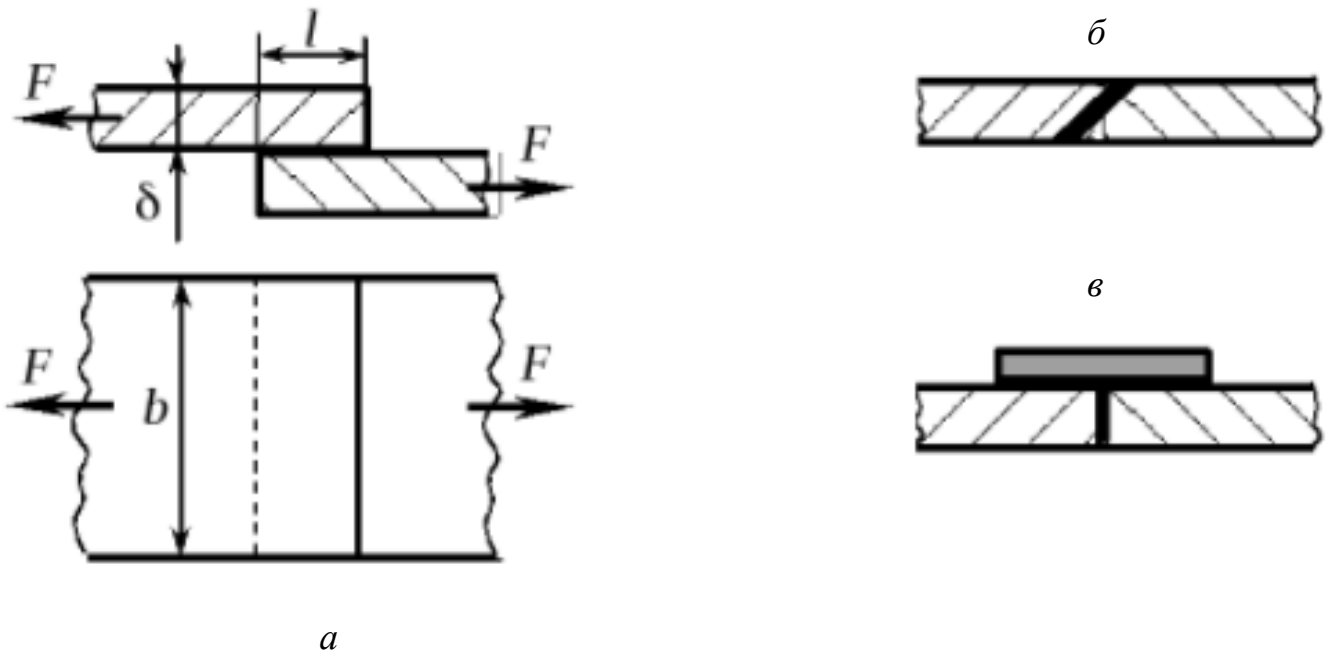
Рисунок 85 – Ремонт склеюванням металевих виробів

Переваги клейових з'єднань:

- простота отримання нероз'ємного з'єднання і низька вартість робіт зі склеювання;
- можливість отримання нероз'ємного з'єднання різнорідних матеріалів будь-якої товщини;
- відсутність жолоблення одержуваних деталей; герметичність та корозійна стійкість з'єднання;
- можливість з'єднання дуже тонких листових деталей;
- значно менша концентрація напружень ніж при зварюванні;
- високий опір втоми та мала маса.

Міцність елементів клейового з'єднання

Розрахунок міцності клейових з'єднань аналогічний розрахунку паяних з'єднань. Найбільш поширені види клейових з'єднань: внапуск, стикові по косому зрізу або з накладками (рис. 86).



а – з'єднання внапуск; б – стикове з'єднання по косому зрізу;
в – стикове з'єднання з накладками

Рисунок 86 – Розрахункова схема клейового з'єднання

Міцність клейового з'єднання в значній мірі залежить від товщини клейового шару (рекомендовані значення 0,05...0,15 мм), товщина якого залежить від в'язкості клею і тиску при склеюванні. Клейові з'єднання краще працюють на зсув, в той час як гірше на відрив. Тому кращими є з'єднання внапуск.

Для підвищення міцності застосовують сполучення клейового з'єднання з різьбовим, зварним та заклепковим. Якість клейового з'єднання характеризується не тільки його міцністю, але також водостійкістю, та теплостійкістю.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с. – ISBN 966-8013-58-1.
2. Малащенко В.О., Ніколайчук В.В., Тимейчук О.Ю., З'єднання змінної жорсткості: монографія [Електронне видання]. – Рівне: НУВГП, 2020. – 97 с. – Режим доступу: ISBN 978-966-327-452-2.
3. Даниленко О.В., Верба І.І. «Використання сучасних САД/САЕ систем у розрахунках деталей машин». : [Електронний ресурс]:– Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 53 с. Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/31515>
4. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М., Деталі машин: Підручник, 2-е видання. – К.: Кондор, 2004. – 584 с. – ISBN 966-7982-22-Х.
5. Полешко О.П. ТММ і деталі машин. Розрахунок та проектування: Навчальний посібник / О.П. Полешко – К.: КДАВТ, 2009. – 224 с.
6. Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М. Спеціальні шпонкові з'єднання. – Рівне. НУВГП, 2015. – 137 с.
7. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А.В. Гайдамака. – Харків: НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
8. Іванчук, А. В. Деталі машин: навч. посібник [для студ. вищ. пед. навч. закл.] / А.В. Іванчук. – Вінниця: ТОВ фірма «Планер», 2010. – 336 с.
9. Деталі машин і основи конструювання: конспект лекцій / укладач В.В. Стрелець. – Суми: Сумський державний університет, 2012. – 120 с.
10. Рудь Ю.С., Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. – Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

11. Малащенко В.О., Стрілець В.М., Стрілець О.Р. Методи графічних розрахунків пружних шпонкових з'єднань. Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2013. – 80 с.
12. Деталі машин: курс лекцій / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, О.П. Цьонь. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. – 160 с.
13. Скуратовський А. К.. Кулькові підшипники- Навчальний наочний посібник: [Електронний ресурс]:– Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.
Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/24465>.
14. Скуратовський А. К. Роликові підшипники- Навчальний наочний посібник: [Електронний ресурс]:– Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 52 с.
Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/26725>.
15. Скуратовський А. К. Підшипники ковзання - Навчальний наочний посібник: [Електронний ресурс]:– Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 53 с.
Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/31982>.
16. Скуратовський А. К. Конструкції механічних муфт Навчальний наочний посібник: [Електронний ресурс]:– Київ: НТУУ КПІ, 2012. – 66 с.
Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/1826>
17. Лесик Д. А., Джемелінський В.В., Ключников Ю.В., Сердітов О.Т. Технологія конструкційних матеріалів: Навчальний посібник: [Електронний ресурс]:– Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 119 с.
Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/41343>.
18. Джемелінський В.В., Лесик Д.А. Основи професійної діяльності Навчальний посібник: [Електронний ресурс]:– Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. –177 с.
Режим доступу: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/19695>.