

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВНУТРІШНІХ СПРАВ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

**Циклова комісія економіки, соціально-гуманітарних та
фундаментальних дисциплін**

ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ

навчальної дисципліни «Матеріали та деталі»
обов'язкових компонент
освітньо-професійної програми
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

**272 Авіаційний транспорт
Технології робіт та технологічне обладнання аеропортів**

тема – Нарізні з'єднання

Кременчук 2024

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 22.02.2024 №2

СХВАЛЕНО

Методичною радою
Кременчуцького льотного
коледжу Харківського
національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 17.01.2024 №6

ПОГОДЖЕНО

Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з гуманітарних та соціально-
економічних дисциплін
Протокол від 22.02.2024 №2

Розглянуто на засіданні циклової комісії економіки, соціально-гуманітарних та фундаментальних дисциплін, протокол від 05.01.2024 №
14

Розробник:

Викладач циклової комісії економіки, соціально-гуманітарних та фундаментальних дисциплін, спеціаліст вищої категорії, Сіора А.С.

Рецензенти:

- 1. Начальник відділу організації наукової роботи та гендерних питань КЛК ХНУВС, к.т.н., спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Владов С.І.*
- 2. Доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, к.т.н., доцент Черниш А.А.*

План лекції:

1. Призначення і класифікація з'єднань.
2. Вимоги до з'єднань.
3. Алгоритм (послідовність) розгляду з'єднань.
4. Нарізні з'єднання. Загальні відомості.
5. Основні типи різі.
6. Основи теорії гвинтової пари.
7. Види відмов нарізних деталей.
8. Критерії працездатності та розрахунку.
9. Класифікація нарізних з'єднань.
10. Приклади розрахунків нарізних з'єднань.
11. Конструктивні рішення, які виключають позacentрове навантаження болтів.

Рекомендована література:

Основна

1. Більченко О.В., Дудка О.І., Лобода П.І. Матеріалознавство. Навчальний посібник, Київ, К.Кондор, 2009 – 152 с.
2. Хільчевський В.В., Кондратюк С.Є, Степаненко В.О., Лопатько К.Г. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів, Навчальний посібник, Київ, «Либідь», 2002 – 327 с.
3. Животовська К.О, Мамлюк О.В. Авіаційні матеріали та їх обробка. Навчальний посібник, Київ, "Вища освіта", 2003 – 303 с.
4. Гарнець В.М. Матеріалознавство Підручник. Київ, К.Кондор, 2009
5. Попович В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство Навчальний посібник, Львів, 2002. – 264 с.
6. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М., Байдула В.О., Товстушко М.М. Деталі машин. Практикум. Навч. посіб. К.: Кондор, 2009. – 278 с.
7. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. — Львів: Афіша, 2003. — 557 с.
8. Коновалюк Д. М. Деталі машин: підручник / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук. - К.: Кондор, 2004. - 584 с

Додаткова

9. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навч. посіб. – 3-тє вид., стереотипне. –Львів: “Новий Світ – 2000”, 2007. 252с.
10. Малащенко В.О., Павлине В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. Львів: Видавництво Новий Світ – 2000, 2009. – 136 с.

11. Мархель І.І. Деталі машин. Навчальний посібник. — Видавництво Алерта, 2016. — 368 с.
12. Дмитро Коновалюк, Рю Ковальчук, В. Байбула, М. Товстушко. Деталі машин. Практикум. — Видавництво Кондор, 2009 — 278с.
13. Анурьев В.І. Довідник конструктора-машинобудівника. - В 3 т. - М.: Машинобудування, 2001. — 859 с.
14. Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін. Деталі машин: Підручник. — К.: Агроосвіта, 2013. — 448 с.
15. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. — Харків: НТУ «ХПІ», 2020. — 275 с.
16. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. Навч. посіб. — Львів: НУ «Львівська політехніка», 2006. — 196 с., 2009. — 208 с.
17. Павлище В.Т., Данило Я.Я. Різьби, різьбові з'єднання та кріпильні деталі: Довідник. — Львів: Інтелект-Захід, 2001. — 239 с.

Текст лекції

1. Призначення і класифікація з'єднань

Під **з'єднаннями** у машинобудуванні розуміють кріпильні деталі (заклепки, гвинти тощо) і прилеглі частини з'єднуваних деталей, форма яких підпорядковується завданню з'єднання. У деяких з'єднаннях спеціальні кріпильні деталі можуть бути відсутні. З'єднання призначені для передавання певного навантаження (сил та моментів) між з'єднуваними деталями і виконання інших додаткових функцій (наприклад, забезпечення герметичності).

Класифікація— це поділ за ознаками.

За кінематичною ознакою з'єднання поділяють на **рухомі** та **нерухомі**. У рухомих з'єднаннях (шліцьових, шпонкових рухомих) деталі можуть переміщатися одна відносно іншої. В нерухомих — навпаки. Наявність рухомих з'єднань визначається кінематикою машини. Нерухомі з'єднання (нарізні, клемові, шпонкові, штифтові, пресові) потрібні для розчленування машини на вузли та деталі (наприклад, для спрощення виготовлення машини, полегшення її складання, ремонту, транспортування).

За способом складання з'єднання поділяють на **напружені** та **ненапружені**. У напружених з'єднаннях (гвинтових, пресових, зварних та інших) виникають напруження після складання до прикладання навантаження.

За ознакою рознімності з'єднання поділяють на **рознімні** та **нерознімні** (схема 1). Рознімні з'єднання можна розбирати без псування або руйнування деталей. Використання нерознімних з'єднань (зварних, заклепкових та ін.) зумовлене технологічними або економічними

вимогами. Вибір конкретного типу з'єднання визначається також будовою і призначенням конструкції.

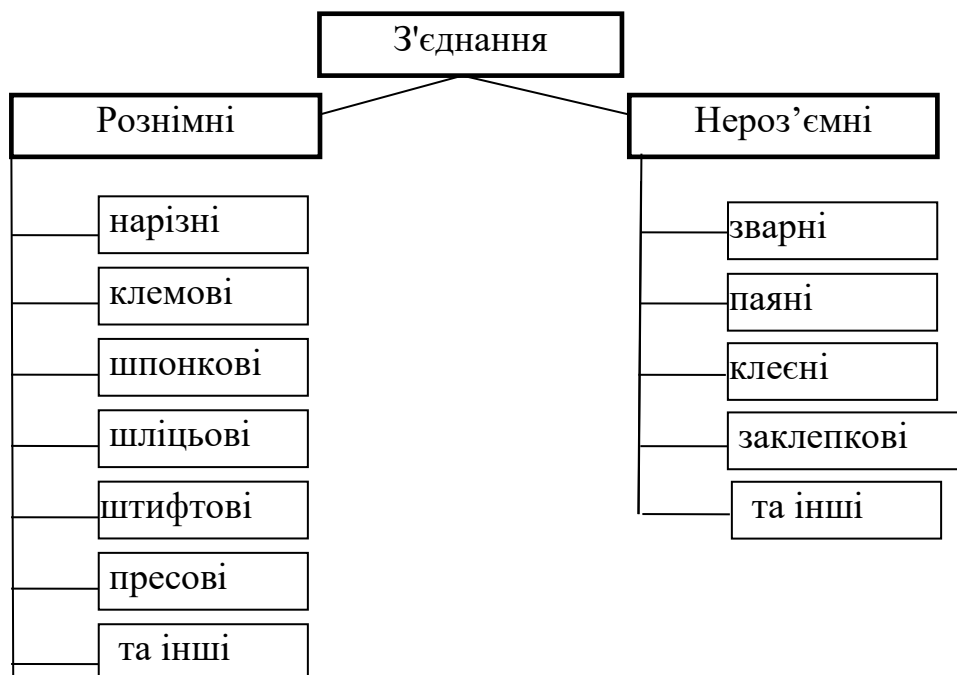


Схема 1 – Класифікація з'єднань

2. Вимоги до з'єднань

1. Міцність і рівномірність деталей з'єднання.
2. Жорсткість (для багатьох з'єднань – контактна жорсткість).
3. Герметичність.
4. Точність (наприклад, **центрування** – збігання осей вала і отвору в маточині).
5. Корозійна стійкість.
6. Технологічність і економічність.

3. Алгоритм (послідовність) розгляду з'єднань

1. Тип з'єднання згідно з класифікацією.
2. Переваги та недоліки даного з'єднання порівняно з іншими.
3. Конструкція, основні параметри і галузь використання.
4. Особливості складання.
5. Робота з'єднання, напружено-деформований стан деталей з'єднання.
6. Види і причини відмов.
7. Критерії працездатності та розрахунку.
8. Матеріал деталей і допустимі напруження.
9. Розрахунок з'єднання.
10. Конструювання.

4. Нарізні з'єднання. Загальні відомості

Нарізні з'єднання – це з'єднання за допомогою кріпильних деталей: болтів; гвинтів; шпильок, гайок та шайб. Призначення, конструктивні варіанти та особливості кожної з цих деталей, характеристика і параметри різі (схема 2) вивчаються у курсі „Машинобудівне креслення” і розглядаються у довідниках.



Схема 2 – Класифікація різі

Усі геометричні параметри різі стандартизовані. У розрахунках нарізних з'єднань використовують такі з них (рис. 1):

d (D), d_2 (D_2), d_1 (D_1), – зовнішній, середній і внутрішній діаметри різі болта (гайки);

P – крок різі;

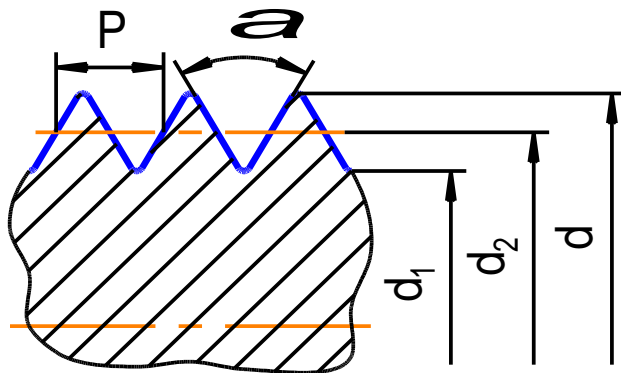


Рисунок 1 – Основні розрахункові параметри різі

α – кут профілю – кут між суміжними боковими сторонами різі в осьовому перерізі;

$P_h = n \cdot P$ – хід гвинта – осьове переміщення гвинта за один оберт у нерухомій гайці (n – число заходів різі);

$\psi = \arctg [P_h / (\pi d_2)]$ – кут підйому гвинтової лінії.

5. Основні типи різі

Залежно від призначення і геометричних параметрів розрізняють такі види різі :

1) кріпильні:

а) метрична з кутом профілю $\alpha = 60^\circ$ (рис. 1);

б) трубна ($\alpha = 55^\circ$) (рис. 2.1);

в) кругла ($\alpha = 30^\circ$) (рис. 2.2);

2) ходові (рис. 2.2):

г) трапецїїдна симетрична ($\alpha = 30^\circ$);

д) трапецїїдна несиметрична – упорна ($\alpha \approx 30^\circ$);

е) прямокутна (єдина різь, яка не стандартизована).

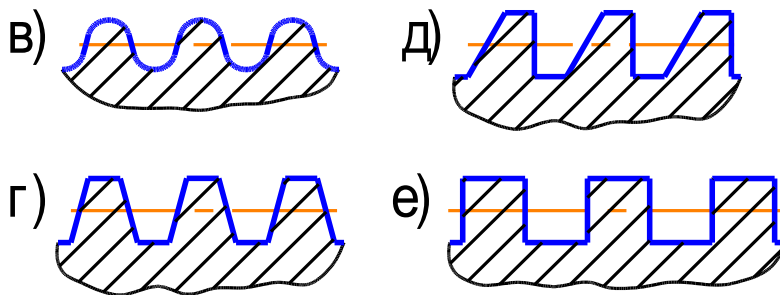


Рисунок 2 – Профілі різі

Галузь використання різних типів різі така. Метричну різь, що забезпечує найбільше тертя, доцільніше використовувати як кріпильну, а трапецїїдну та упорну різі – для ходових гвинтів, причому першу – при реверсивних рухах під навантаженням, а другу – у разі дії одностороннього навантаження, наприклад, у домкратах. Прямокутна різь забезпечує найменший опір руху, і отже, найбільший ККД.

Оскільки метрична різь може бути нарізана з дрібнішим кроком, ніж інші, її використовують для того, щоб забезпечити точні переміщення, наприклад, у мікрометрі.

Кругла різь доцільна при динамічних навантаженнях (відбійні молотки), для часто загвинчуваних та відгвинчуваних у забруднених середовищах деталей (пожежна арматура), на тонкостінних деталях (цоколі лампочок).

Трубна різь – це дюймова різь з малим кроком, використовується для з'єднань труб і арматури трубопроводів.

6. Основи теорії гвинтової пари

6.1. Задача співвідношення між **силою затягання** $F_{\text{зат}}$ – осьовою силою F_a на гвинт (також на гайку) і силою руки робітника $F_{\text{роб}}$, прикладеною до гайкового ключа.

Момент загвинчування (затягування) гайки $T_{\text{зат}}$ або момент на ключі – це момент сили

$$T_{\text{зат}} = F_{\text{роб}} L_{\text{кл}},$$

де $L_{\text{кл}}$ – довжина ключа.

Опір загвинчуванню гайки чинять момент тертя в різі T_p і момент тертя на торці гайки T_T , тому

$$T_{\text{зат}} = T_p + T_T.$$

Момент тертя в різі T_p можна знайти за формулою

$$T_p = 0,5 F_{\text{зат}} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho'),$$

де $\rho' = \arctg(f / \cos(\alpha / 2))$ – зведений кут тертя в різі;

f – коефіцієнт тертя в різі.

Момент тертя на торці гайки T_T :

$$T_T = 0,25 F_{\text{зат}} f_T (S + d_o),$$

де f_T – коефіцієнт тертя на торці гайки;

S – розмір під ключ (за стандартом);

d_o – діаметр отвору для болта.

6.2. Умова самогальмування.

Умова **самогальмування** має вигляд $\rho' > \psi$.

Усі кріпильні різі задовольняють умову самогальмування, але при вібраційних навантаженнях можливе ослаблення затягування різі, тому для запобігання самовідгвинчуванню використовують різні способи порівняння кріпильних деталей.

6.3. Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари.

К.к.д. гвинтової пари η досить низький ($\eta \approx 0,3$). При затягуванні без урахування сил тертя на торці гайки

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \rho').$$

6.4. Розподіл осьової сили F_a між витками різі.

Осьова сила F_a нерівномірно розподілена між витками різі. Результати розв'язування цієї задачі проф. М. Жуковським подано на рис. 2.3.

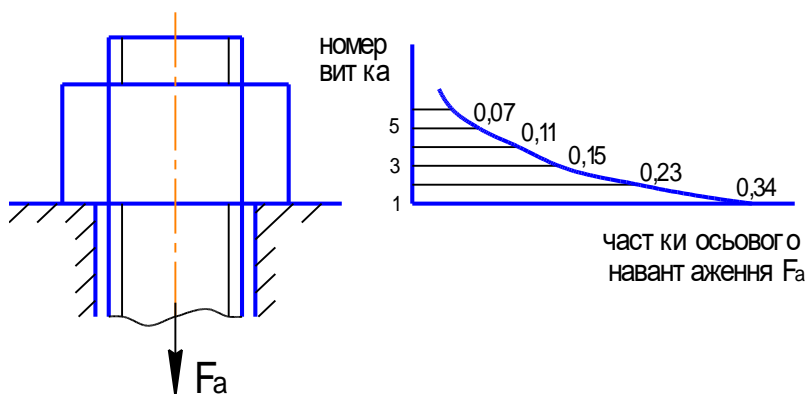


Рисунок 3 – Схема розподілу осьової сили F_a між витками різі

На рис. 3 бачимо, що на перший найнавантажениший виток припадає понад $1/3$ сили F_a , на другий – 23% цієї сили, на третій менше і т. д. У підручниках зазначені причини, що зумовлюють такий нерівномірний розподіл сили F_a між витками, а також розглянуті конструктивні рішення, спрямовані на зниження ступеня нерівномірності.

7. Види відмов нарізних деталей

Види відмов:

1. Пошкодження різі у вигляді зминання, зрізу або зносу.
2. Руйнування нарізної деталі:
 - а) по першому найбільш навантаженому витку;
 - б) у місці збігу різі;
 - в) у вигляді відриву стрижня від головки;
 - г) у вигляді зминання або зрізування головки.

8. Критерії працездатності та розрахунку

Усі розміри різі стандартизовані і вибрані такими, щоб забезпечити рівномірність усіх деталей і елементів нарізних з'єднань. Тому в проектувальному розрахунку достатньо визначити внутрішній діаметр різі d_1 як найменший, а інші розміри кріпильних деталей вибрати за стандартами.

9. Класифікація нарізних з'єднань

За кількістю кріпильних деталей розрізняють з'єднання з одним гвинтом і групові.

За призначенням нарізні з'єднання поділяють на міцні, щільні (герметичні), міцнощільні.

За умови складання з'єднання бувають ненапруженими (без попереднього або початкового затягування) і напруженими (з початковим затягуванням).

10. Приклади розрахунків нарізних з'єднань

10.1. Розрахунок гвинта, навантаженого осьовою силою без попереднього затягування, наприклад, нарізний стрижень вантажного гака (рис.4).

Гайка нагвинчується на стрижень без затягування і шплінтується (рис.4 а). Розрахункову модель стрижня зображено на рис. 4 б. Вид деформації – розтяг.

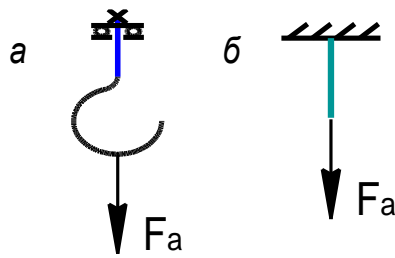


Рисунок 4 – Вантажний гак і його розрахункова схема

Умова міцності стрижня

$$\sigma_P = 4 F_a / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_P] .$$

Тоді

$$d_1 \geq \sqrt{4 F_a / (\pi [\sigma_P])} .$$

Знайдене значення d_1 округлюємо до найближчого стандартного і відповідно визначаємо діаметр різі d .

10.2. Розрахунок гвинта, навантаженого осьовою силою і обертальним моментом, наприклад, гвинтова стяжка, яка використовується для встановлення турніка (рис. 5).

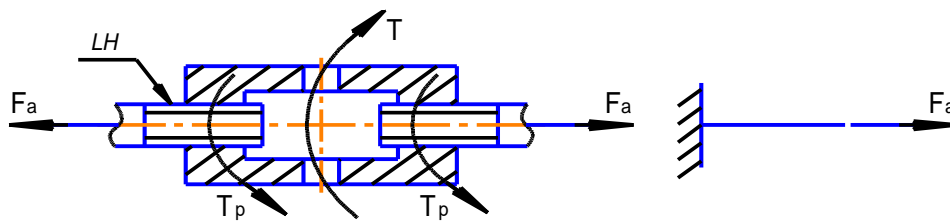


Рисунок 5 – Гвинтова стяжка і розрахункова схема гвинта

У гвинті реалізується корисна осьова сила F_a від дії обертального моменту T , причому з умови рівноваги $T = 2 T_P$, де T_P – момент сил опору (тертя) в різі. Неважко побачити, що гвинт знаходиться у складному напруженому стані: у ньому виникають нормальні напруження розтягу σ_P від сили F_a та дотичні напруження кручення τ від моменту T_P .

Згідно з гіпотезою міцності можна записати

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_P^2 + 3 \tau^2} \leq [\sigma_P] ,$$

де σ_E – еквівалентні напруження у гвинті.

10.3. Розрахунок болта з костильною головою (рис. 6).

У цьому прикладі реалізується **ефект ексцентричного (позацентрального) навантаження**, що істотно підвищує рівень напружень у стрижні болта. Практичний інтерес становить у цьому випадку не сам розрахунок, а конструктивні рішення, які спрямовані на виключення позацентрального навантаження.

Виконаємо перевірний розрахунок, щоб показати недоцільність використання таких болтів. У разі дії моменту загвинчування $T_{\text{зат}}$ реалізується осьова сила $F_a = F_{\text{зат}}$. Стрижень навантажується моментом T_p , силою затягування $F_{\text{зат}}$ і згинальним моментом $M_{\text{зг}} = F_R \cdot e$, де F_R – реакція деталей на болт (очевидно, що $|F_R| = |F_{\text{зат}}|$); e – ексцентриситет.

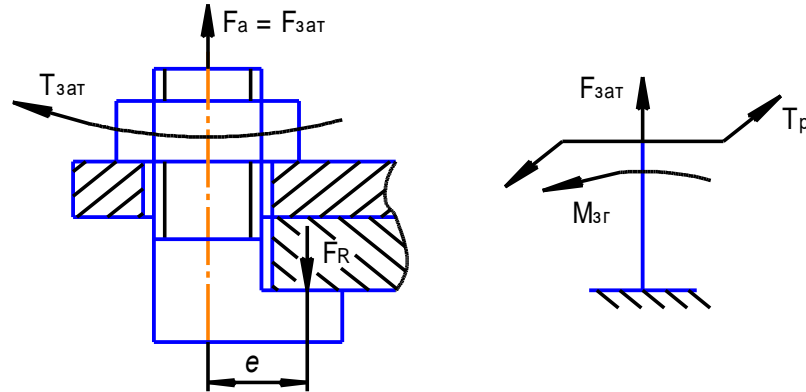


Рисунок 6 – Болт із костильною головою у нарізному з'єднанні

Згідно з розрахунковою схемою σ_E (без виведення)

$$\sigma_E = \sigma_p + (1,3 + 8e / d_1) \cdot \sigma_p.$$

Якщо візьмемо $e = 0,5 \cdot d_1$, то $\sigma_E = 5,3 \cdot \sigma_p$, тобто рівень напружень підвищився більш ніж у 4 рази. Отже, такі болти використовувати недоцільно.

11. Конструктивні рішення, які виключають позацентрове навантаження болтів

Перекося опорних поверхонь під гайку або головку болта можуть бути обумовлені:

- 1) уклоном смуг швелера або іншого профілю;
- 2) технологічними уклонами литих деталей;
- 3) неточністю виготовлення деталей з'єднання.

Щоб виключити позацентрове навантаження:

- 1) підвищують точність виготовлення, тобто забезпечують допуски паралельності та торцевого биття;
- 2) використовують скісні шайби (рис. 7 а);
- 3) виготовляють платики, що підлягають механічній обробці (рис. 2.7 б);
- 4) використовують спеціальну обробку – цекування (рис. 2.7 в);
- 5) використовують сферичні шайби (рис. 7 г).

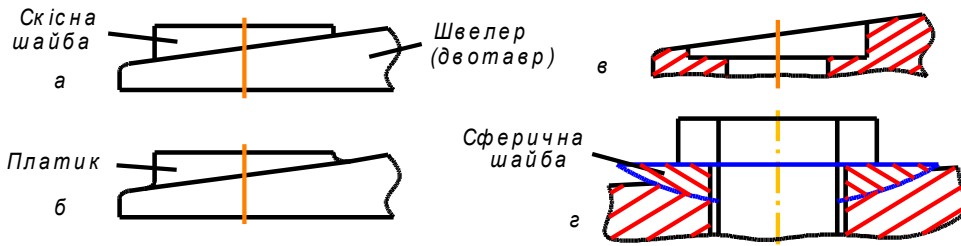


Рисунок 7 – Конструктивні рішення, що виключають позацентрове навантаження болтів

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Клемові з'єднання.
2. Конструкції болтів, кріпильних і встановлювальних гвинтів, шпильок, гайок, підкладних і стопорних шайб та їх використання.
3. Способи стопоріння нарізних деталей.
4. Основні конструктивні та технологічні заходи для підвищення опору втомі гвинтів.
5. Класи міцності, матеріали, хіміко-термічна обробка зміцнення нарізних деталей.
6. Розрахунки нарізних з'єднань.