

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ДЕТАЛІ МАШИН

Модуль № 3 «З'єднання різного призначення. Муфти»

методичні рекомендації

для виконання самостійної роботи здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти ОПП «Агроінженерія» і «Професійна освіта (Аграрне виробництво, переробка сільськогосподарської продукції та харчові технології)» спеціальностей 208 «Агроінженерія» та 015 «Професійна освіта (Аграрне виробництво, переробка сільськогосподарської продукції та харчові технології)» денної та заочної форми здобуття вищої освіти

Миколаїв
2022

УДК 621.81

Д38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 23.05.2022 р., протокол № 9.

Укладачі:

О. В. Баранова – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

П. М. Полянський – канд. екон. наук, доцент, в.о. завідувача кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

С. М. Степанов – старший викладач кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензент:

В. І. Гавриш – д-р екон. наук, професор, завідувач кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

ЗМІСТ

Розділ 7. Роз'ємні з'єднання різного призначення.....	5
7.1. Загальні відомості та класифікація	5
7.2. Різьбові з'єднання	6
7.2.1. Геометричні параметри різьби	7
7.2.2. Розподіл осьової сили за витками різьби гайки	9
7.2.3. Розрахунок різьби гвинтових механізмів	10
7.2.4. Розрахунок різьби на міцність	13
7.2.5. Розрахунок на міцність різьбових з'єднань	14
7.2.6. Матеріали та допустимі напруження	21
7.3. Шпонкові з'єднання	22
7.3.1. Загальні відомості. Класифікація. Розрахунок	22
7.4. Зубчасті (шліцьові) з'єднання	25
7.4.1. Загальні відомості та класифікація	25
7.4.2. Розрахунок зубчастих з'єднань	27
7.5. Клемові з'єднання	28
7.5.1. Загальні відомості	28
7.5.2. Розрахунок клемових з'єднань	29
7.6. З'єднання з натягом	31
7.6.1. Загальні відомості	31
7.6.2. Розрахунок з'єднань з натягом	33
7.7. Запитання для самоперевірки	38

Розділ 8. Нероз'мні з'єднання	41
8.1. Загальні відомості	41
8.1.2. Конструкція і розрахунок на міцність стикових з'єднань.....	42
8.2. Конструкція і розрахунок напусткових і таврових з'єднань.....	43
8.2.1. Конструкція і розрахунок напусткових з'єднань.....	43
8.2.2. Конструкція і розрахунок таврових з'єднань.....	44
8.2.3. Допустимі напруження для зварних з'єднань.....	46
8.3. Заклепкові з'єднання	46
8.3.1. Загальні відомості.....	46
8.3.2. Розрахунок заклепкових з'єднань	48
8.4. Паяні та клейові з'єднання.....	49
8.4.1. Паяні з'єднання.....	49
8.4.2. Клейові з'єднання.....	51
8.5. Запитання для самоперевірки	52
Розділ 9. Стандартні вузли та деталі машин	54
9.1. Муфти приводів. Класифікація. Пружні муфти	54
9.1.1. Загальні відомості та класифікація	54
9.1.2. Пружні муфти	56
9.2. Глухі та компенсуючі муфти	60
9.2.1. Глухі муфти.....	60
9.2.2. Компенсуючі муфти	62
9.3. Керовані муфти. Розрахунок.....	65
9.4. Запитання для самоперевірки.....	68
Література.....	69

Розділ 7

РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ РІЗНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

7.1. Загальні відомості та класифікація

У всіх технічних елементах машини (двигун, передача, робочий орган, корпус) є однакові елементи – з'єднання. Вони бувають двох типів: роз'ємні, які можна розібрати без руйнування якого-небудь елемента, і нероз'ємні, коли треба поруйнувати який-небудь елемент при розбиранні. Групу роз'ємних з'єднань складають: різьбові, клемові, шпонкові, шліцьові, з натягом, конусні профільні, конічними стягнутими кільцями, штифтові. Групу нероз'ємних з'єднань складають: зварні, заклепкові, паяні, клейові, пресові.

Призначення і вибір типу з'єднання визначається конструктивними, технологічними, експлуатаційними і економічними вимогами. Нероз'ємні з'єднання застосовують там, де в їх розбиранні немає необхідності. Якщо потрібна збірка і розбирання деталей в процесі експлуатації машини, то вибір типу з'єднання визначатиметься конструкцією, технологічними вимогами, а також економічними показниками.

Основним критерієм працездатності всіх з'єднань є міцність. Необхідно прагнути того, щоб з'єднання було рівномірне з деталями, що сполучаються. Бажано, щоб з'єднання не спотворювало форму виробу.

7.2. Різьбові з'єднання

Різьбові з'єднання утворюються двома деталями: одна із зовнішньою, а інша з внутрішньою різьбою. Різьба може наноситися на циліндричні або конічні поверхні. Конічна різьба застосовується переважно при з'єднанні труб. Різьба може бути однозахідною (один гвинтовий виступ), дво- і трьо- західною.

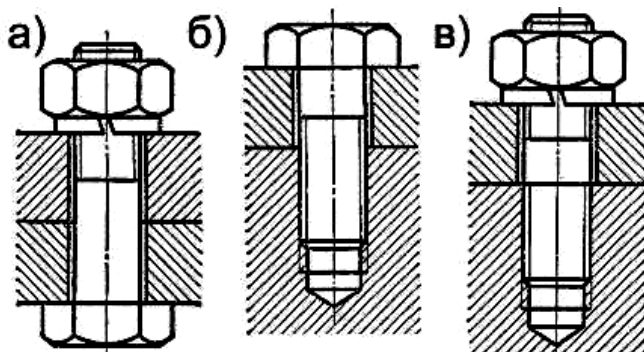


Рис. 7.1

Основними кріпильними деталями різьбових з'єднань є болти (рис. 7.1, а), гвинти (рис. 7.1, б), шпильки (рис. 7.1, в).

Болт є стержнем з різьбою для гайки на одному кінці і головкою на іншому. Болтами скріпляються деталі невеликої товщини і при частих збираннях і розбираннях з'єднань.

Гвинт – це болт, який вгвинчується в одну з деталей, що скріпляються. Вони застосовуються, коли одна з деталей, що скріпляються, має велику товщину і за відсутності місця для гайок, надання красивого зовнішнього вигляду і при рідкісних збираннях і розбираннях з'єднання.

Шпилька є стержнем з різьбою на обох кінцях; одним кінцем вона вгвинчується в одну з деталей, що скріпляються, а на інший кінець нагвинчується гайка. Вони застосовуються замість гвинтів в тих випадках, коли матеріал деталі, що скріпляється, з

нарізаним отвором не забезпечує необхідної довговічності різьби при частих розбираннях і збираннях з'єднань.

В різьбових з'єднаннях застосовують шайби, які поміщаються під гайки, головки гвинтів і болтів для збільшення опорної поверхні та її захисту від пошкоджень.

Всі деталі різьбових з'єднань за формою і розмірами стандартизовані.

7.2.1. Геометричні параметри різьби

За формою профілю витків розрізняють трикутну, трапецеїдальну та круглу різьби. За призначенням розрізняють кріпильні різьби; кріпильно-ущільнюючі, які служать для скріплення деталей і герметизації з'єднання; різьби ходових гвинтів, вживаних для передачі руху. В якості кріпильної застосовується трикутна різьба (рис. 7.2), оскільки вона володіє підвищеною міцністю і високим коефіцієнтом тертя, тим самим, оберігаючи з'єднання від самовідгвинчування. Ходові різьби звичайно трапецеїдальні симетричні (рис. 7.3), якщо навантаження може передаватися з двох сторін і несиметрична (упорна) при односторонньому навантаженні (рис. 7.4). Симетрична різьба має профіль рівнобедреної трапеції з кутом профілю 30° . Вона технологічна володіє малим коефіцієнтом тертя і високою зносостійкістю. Застосовується для передачі реверсивного руху під навантаженням (ходові гвинти верстатів та ін.). Несиметрична (упорна) має профіль у вигляді не рівнобічної трапеції з кутом 30° . Для можливого виготовлення різьби

фрезеруванням робоча сторона профілю має нахил 3° . Застосовується в передачі гвинт-гайка при великих односторонніх осьових навантаженнях (вантажні гвинти пресів, домкратів та ін.). Кругла різьба наноситься на тонкостінні поверхні (цоколі електролампочок) і на пластмасових деталях при формоутворенні видавлюванням (пресуванням).

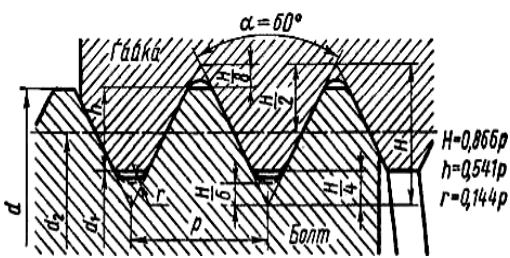


Рис. 7.2

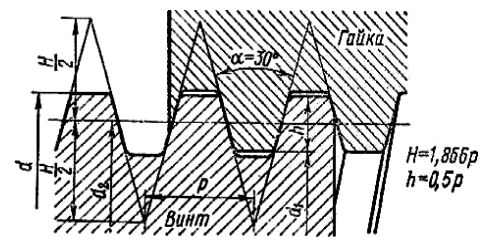


Рис. 7.3

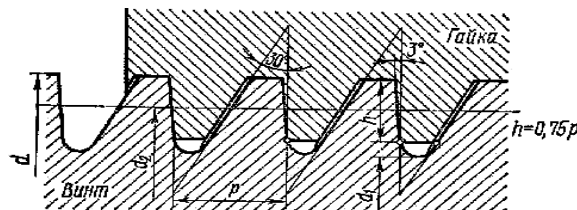
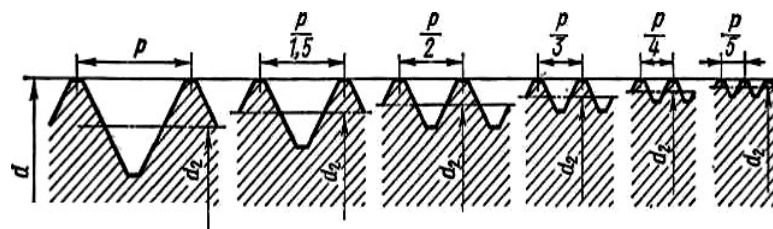


Рис. 7.4

Основними геометричними параметрами різьби (за стержнем) є: внутрішній діаметр різьби – d_1 ; зовнішній діаметр різьби – d ; середній діаметр – d_2 ; крок різьби – p ; кут підйому гвинтової лінії – γ ; робоча висота профілю – h ; кут профілю витка – α ; біля трикутної кут профілю 60° . H – висота гайки.



З крупним
кроком

З дрібним кроком

Рис. 7.5

Кріпильна різьба стандартом підрозділяється на основну (крупну) і п'ять дрібних на кожний діаметр (рис. 7.5). Дрібна різьба має менший крок і кут підйому різьби, що забезпечує більше самогальмування при дії змінних (динамічних) навантажень і більший внутрішній діаметр, що забезпечує більш високу міцність стержня на розтяг в порівнянні з крупною різьбою.

7.2.2. Розподіл осьової сили за витками різьби гайки

При затягуванні різьбового з'єднання стержень болта навантажується осьовою розтягуючою силою F . Момент прикладений до гайкового ключа $T_K = F_K l$, де F_K – сила на ключі; l – довжина ключа (стандартна $l = 15d$). Легко встановити зв'язок між F_K і F . Момент на ключі врівноважується моментами тертя на торці гайки T_m і в різьбі T_p , тобто можна записати

$$T_K = T_T + T_p \quad \text{або} \quad F_K \cdot l = F \left[0,5 \cdot d \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + 0,5 \cdot f \cdot D_{cp} \right],$$

де D_{cp} – середній діаметр торця гайки; φ' – приведений кут тертя.

При стандартній різьбі та коефіцієнті тертя $f = 0,15$ після підстановки параметрів і перетворень отримаємо $F = (70 \dots 80)F_K$; тобто при загвинчуванні гайки стандартним ключем на стержень болта діє значна осьова сила.

Для гвинтових механізмів можна визначити величину ККД, розглядаючи відношення моментів загвинчування без урахування тертя (T_K' при $f = 0$ і $\varphi' = 0$) до моменту з урахуванням тертя в різьбі отримаємо

$$\eta = T_K' / T_K = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi).$$

Осьова сила T_K' передається на витки по висоті гайки H . Дослідженнями Жуковського встановлено, що навантаження по витках розподіляється нерівномірно (рис. 7.6). Це пов'язано з характером деформації стержня і гайки. Перший від опорної поверхні гайки виток стержня болта має найбільше переміщення (на величину подовження стержня між крайніми витками) по мірі видалення витка від опорної поверхні переміщення витка буде зменшуватиметься. Гайка під дією сили стискатиметься, тому перший від опорної поверхні виток матиме мінімальне переміщення, оскільки висота ділянки стискання мінімальна. Різниця переміщень перших витків стержня і гайки буде максимальною. За законом Гука навантаження пропорційне

деформації, тобто перший сприймає максимальну частину. По мірі видалення від опорної поверхні різниця деформацій зменшуватиметься, отже і навантаження на виток буде менше. Для вирівнювання

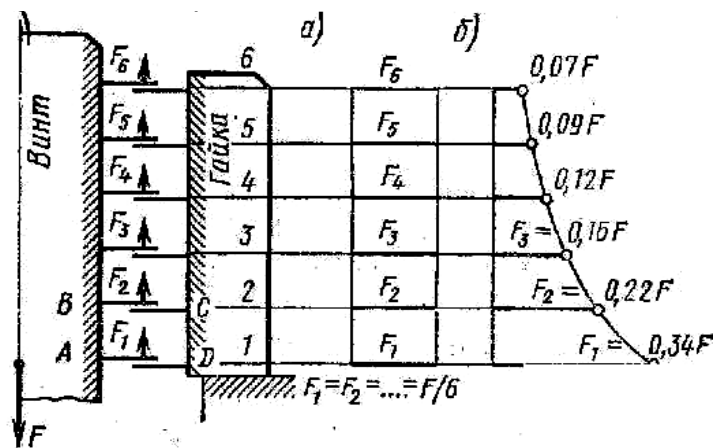


Рис. 7.6

навантаження між витками необхідно зробити так, щоб гайка також випробовувала розтяг.

7.2.3. Розрахунок різьби гвинтових механізмів

Гвинтові механізми (передачі) служать в основному для перетворення обертального руху в поступальний.

Гвинтові механізми знаходять широке застосування в техніці: від точного приладобудування до важко навантажених приводів прокатних станів, пресів, домкратів.

Для гвинтових кінематичних пар ковзання застосовуються в основному трапецеїдальна (рис. 7.3) та упорна різьби (рис. 7.4), як такі, що мають менші втрати на тертя в порівнянні з трикутною різьбою. Проте в гвинтових механізмах приладів, де величина втрат істотного значення не має, використовується і трикутна різьба. На трапецеїдальну і упорну різьби є стандарти, згідно яким регламентуються діаметри, кроки і розміри всієї решти елементів різьби.

Основним критерієм працездатності гвинтової кінематичної пари тертя ковзання є зносостійкість робочих поверхонь витків різьби, що характеризується величиною тиску. З метою зменшення зносу застосовують антифрикційні пари матеріалів гвинта і гайки (сталь – чавун, сталь – бронза та ін.), здійснюють змазку поверхонь, що труться, і використовують порівняно невисокі значення допустимого тиску.

Умову зносостійкості робочих поверхонь витків різьби можна записати таким чином

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [p], \quad (7.1)$$

де F_a – осьове навантаження на гвинтову пару, Н; d_2 – середній діаметр різьби, мм; h – глибина заходу (висота робочої поверхні витків), мм; z – число витків гайки; $[p]$ – допустимий тиск, МПа.

Для проектувального розрахунку формулу (7.1) необхідно перетворити, замінивши число витків гайки через співвідношення

висоти гайки H_z до кроку p різьби, тобто $z = \frac{H_z}{p}$, а також позначивши

$\frac{H_z}{d_2} = \psi_H$ – коефіцієнт висоти гайки і $\frac{h}{p} = \psi_h$ – коефіцієнт різьби.

Тоді отримаємо

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p]}} \quad (7.2)$$

Для трапецеїдальної та прямокутної різьби коефіцієнт $\psi_h = 0,5$; для упорної – $\psi_h = 0,75$.

Нерівномірність розподілу навантаження по витках гайки в гвинтових механізмах менше ніж в різьбових з'єднаннях за рахунок припрацювання різьби. Тому тут допускаються більш високі гайки, ніж в кріпильних виробках. Рекомендується приймати коефіцієнт $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$, а число витків гайки до 12.

Допустимий тиск залежно від поєднання матеріалів гвинта – гайки рекомендується приймати наступний:

- для сталі з твердістю 240...300НВ по бронзі $[p] = 10 \dots 13$ МПа;
- для сталі з твердістю 200...240 НВ по бронзі $[p] = 8 \dots 10$ МПа;
- для сталі з твердістю 200...300НВ $[p] = 7 \dots 12$ МПа.

Отримане за формулою (7.1) значення d_2 узгоджується із стандартом, призначається крок різьби. Далі визначається висота гайки H_z , число витків z і коефіцієнт ψ_H , величини яких порівнюються з тими, що рекомендуються вище. Якщо рекомендації не виконуються, то розрахунок повторюється при іншому значенні кроку різьби. Далі проводиться перевірочний розрахунок гвинта на міцність при складному напруженому стані та на подовжній згин, визначаються розміри елементів гайки і проводиться її розрахунок.

7.2.4. Розрахунок різьби на міцність

При дії осьової сили на стержень болта в різьбі, по висоті гайки H , виникають наступні напруження (рис. 7.7).

В підставі витків виникають напруження зрізу τ , а на поверхні контакту витків напруження зминання $\sigma_{зм}$. Зріз відбувається по бічній поверхні циліндра, але при цьому бере участь не вся поверхня (за вирахуванням площі між витками). Розрахункова формула матиме

вигляд:

для гайки

$$\tau = F / \pi \cdot d \cdot H \cdot K \cdot K_m \langle [\tau] \rangle,$$

для стержня болта

$$\tau = F / \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m \langle [\tau] \rangle,$$

де K – коефіцієнт повноти різьби; K_m – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за витками різьби.

З розрахункових виразів видно, що на зріз витки гайки міцніше, ніж біля стержня болта. Основним видом руйнування кріпильних різьб є зріз витків стержня. Для різьб ходових гвинтів основним видом руйнування є знос, що пов'язано з напруженнями зминання, які однакові для витків гайки і стержня.

$$\sigma_{зм} = F / \pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z \langle [\sigma_{зм}] \rangle,$$

де z – число витків у висоті гайки.

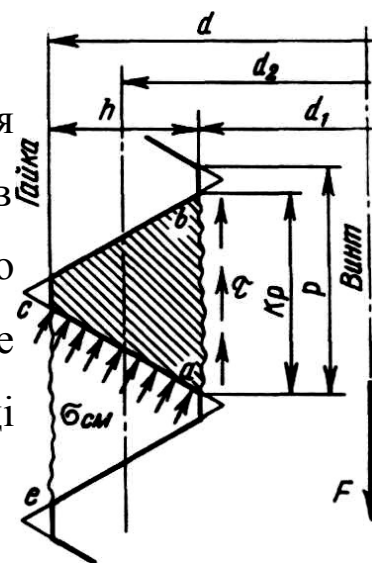


Рис. 7.7

Стандартна висота гайки визначається з умови рівної міцності витків на зріз і стержня на розтяг. Прийmemo в якості граничних напружень межі текучості матеріалу на розтяг і зсув

$$\tau_T \approx 0,6\sigma_T.$$

Умову рівноміцності різьби на зріз і стержня на розтяг отримаємо у вигляді

$$F / \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m = 0,6F \cdot 4 / \pi \cdot d_1^2.$$

Звідки отримаємо $H = 0,8d_1$. Відповідно до цього висоту **нормальних** кріпильних гайок приймають $H = 0,8d$; **низьких** $H = 0,5d$; **високих** $H = 1,2d$.

Шпильки в **сталеві** деталі укручують на глибину $H = d$, в **чавунні**, **силумінові** $H = 1,5 d$.

Оскільки $d > d_1$ (у кріпильних різьб), то міцність різьби при нормальних і високих гайках перевищує міцність стержня болта.

7.2.5. Розрахунок на міцність різьбових з'єднань

Звичайно різьбові з'єднання складаються з групи (більше двох) болтів (гвинтів, шпильок). Зустрічаються два типи таких з'єднань:

- навантаження діє в площині стику деталей, що сполучаються;
- навантаження діє в площині, перпендикулярної площини стику.

Такі з'єднання знайшли найбільше застосування в техніці та будівництві. Точні рішення цих задач є вельми складними. На практиці використовують звичайно наближені способи розрахунків, приймаючи

ряд допущень. З групи знаходиться самий навантажений болт і за ним проводиться проектний або перевірочний розрахунок.

При розрахунках стандартних різьбових деталей як основне виконують розрахунок на міцність стержня болта за внутрішнім діаметром різьби. Розглянемо найпростіший випадок.

Стержень навантажується тільки осьовою силою (з'єднання не затягнуте). Таке навантаження випробовує різьбову ділянку вантажного крюка від дії вантажу F , що піднімається (рис. 7.8). Умова міцності на розтяг

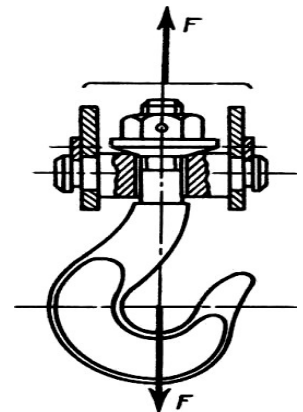


Рис. 7.8

$$\sigma = 4F / \pi \cdot d_1^2 [\sigma_p].$$

Тоді розрахунковий внутрішній діаметр різьби

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma_p]}}$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягу $[\sigma_p] = \sigma_m / s$. Тут σ_m – межа текучості матеріалу стержня; s – коефіцієнт запасу міцності. Для незатягнутих різьбових з'єднань з вуглецевих сталей можна прийняти $[\sigma_p] = (0,5...0,6) \sigma_m$.

За величиною d_1 підбирається розмір різьби.

Болт з'єднаний, зовнішнє навантаження відсутнє. Прикладом служать болти (гвинти, шпильки) для кріплення ненавантажених кришок корпусів машин (рис. 7.9). В цьому випадку стержень болта навантажується осьовою силою $F_{зат}$, що виникає

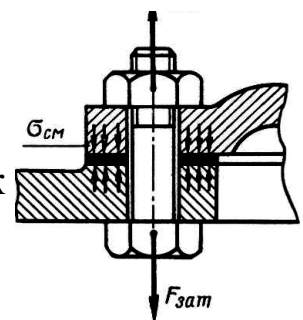


Рис. 7.9

від затягування болта, і закручується моментом сил тертя в різьбі за висотою гайки T_p .

В різьбі болта виникають напруження

$$\text{розтягу } \sigma_p = \frac{4F_{зам}}{\pi \cdot d_1^2};$$

$$\text{і кручення } \tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{F_{зам} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{0,2d_1^3}.$$

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Враховуючи середні значення γ і ν отримаємо $\sigma_{екв} = 1,3\sigma$.

Перевірочний розрахунок різьби можна проводити за спрощеною формулою

$$\sigma_{екв} = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{зам}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (7.3)$$

Болтове з'єднання, навантаженого силами, що зсовують деталі в стику. Умовою надійності з'єднання є відсутність зсуву. Прикладами можуть служити фланцева глуха муфта, кріплення коліс автомобіля або трактора.

Конструкція може бути виконана в двох варіантах: болт поставлений в отвір із зазором або без зазору.

При установці болта **із зазором** (рис. 7.10) нерухомість з'єднання забезпечується урівноваженням зовнішнього навантаження F силами тертя в стику, які утворюються від затягування болта F , при цьому зовнішнє навантаження не передається на болт, що виконується за умови $F < F_{mp} = F_{зам}f$.

Необхідна сила затягування при з'єднанні двох деталей

$$F_{зам} = K \cdot F / i \cdot f ,$$

де K – коефіцієнт запасу ($K = 1,3 \dots 2,0$); f – коефіцієнт тертя між поверхнями, деталей, що сполучаються ($f = 0,15 \dots 0,20$); i – число площин стику ($i = n-1$); n – число деталей, що сполучаються.

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням (7.3).

Проектний розрахунок проводиться за формулою

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi [\sigma_\sigma]}} .$$

Болт в отвір може бути поставлений **без зазору** (рис. 7.11). В цьому випадку отвір калібрують розгорткою, а стержень болта виконують з допуском на розмір діаметра забезпечую чому без зазору посадку.

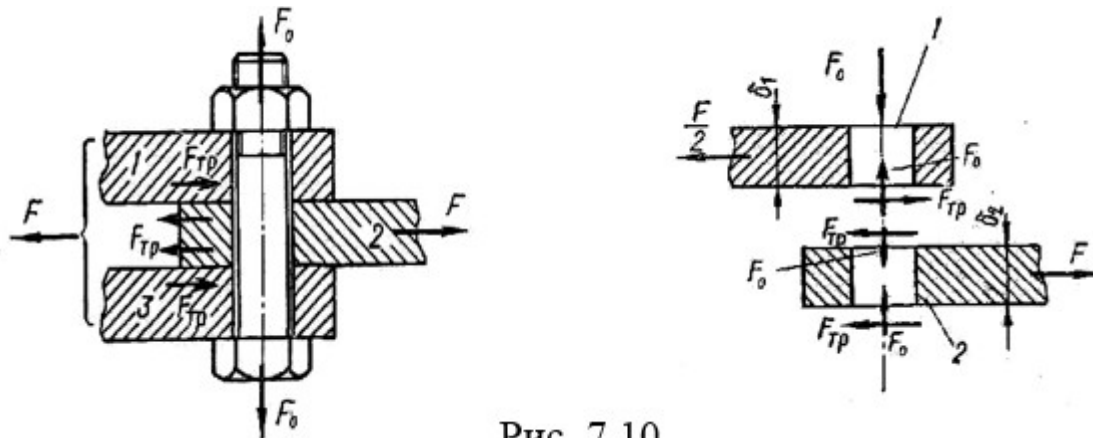


Рис. 7.10

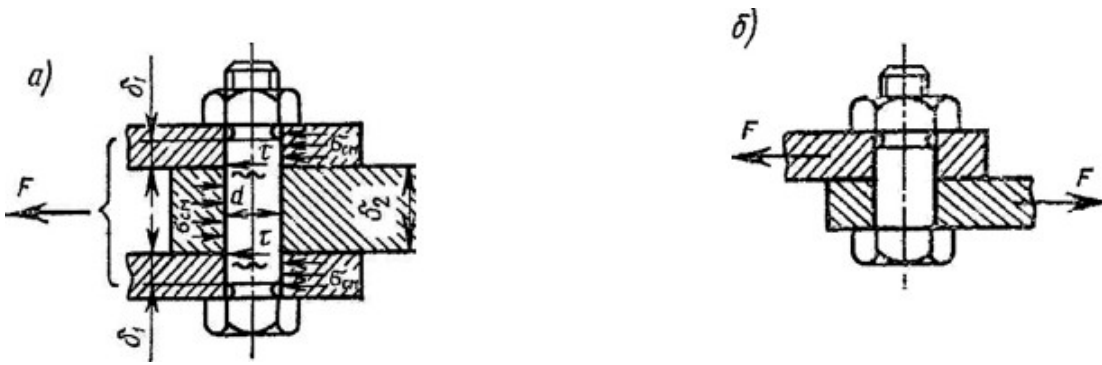


Рис. 7.11

В цьому випадку сили тертя не враховуються, оскільки стержень працює на зріз за лінією стику, а на бічній поверхні виникають напруження зминання.

Умова міцності за напруженням зрізу

$$\tau = 4F / \pi d^2 [\tau],$$

де d_c – діаметр стержня болта.

Напруження зминання визначають з урахуванням умовного рівномірного розподілу за товщиною листів δ

$$\sigma_{зм} = F / d_c \delta [\sigma_{зм}]$$

Проектний розрахунок проводиться з умови забезпечення міцності стержня болта на зріз

$$d_c = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}}.$$

Допустиме напруження зрізу для вуглецевих сталей можна прийняти $[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$.

Допустиме напруження зминання для менш міцної деталі (з меншою величиною δ) $\sigma_{зм} = (0,35 \dots 0,45) \sigma_T$.

Болт затягнутий, зовнішнє навантаження розкриває стик. Цей вид навантаження найпоширеніший. Оскільки для більшості

різьбових з'єднань потрібне попереднє затягування для забезпечення густини з'єднання та відсутності зсуву деталей стику. До цієї категорії відносяться кріплення кришок підшипників, резервуарів, навантажених тиском газів або рідини.

При розрахунку за початковий стан прийнятий випадок, коли затягування і зовнішня сила відсутні (рис. 7.12, *a*). Гайка загвинчена від руки до усунення осьових зазорів. Під дією сили затягування $F_{зам}$ (рис. 7.12, *б*) болт подовжується на величину Δ_b , а деталі стискаються на величину Δ_d . Деформації подовження стержня і стиснення деталей в загальному випадку не рівні і залежать від податливості болта λ_b і деталей λ_d (податливість – величина деформації від дії одиничної сили). Можна записати

$$\Delta_b = \lambda_b \cdot F_{зам}; \quad \Delta_d = \lambda_d \cdot F_{зам}.$$

Після прикладення зовнішньої сили F (рис. 7.12, *в*) болт додатково подовжується, і настільки ж зменшиться деформація стиснення деталей. Оскільки податливості болта і деталей різні, сила F при однаковій деформації розподілиться між ними неоднаково. Позначимо через χF частина зовнішнього навантаження, що викликає деформацію болта, то частину навантаження, що доводиться на деталі, що залишилася, позначимо через $(1-\chi)F$. Рівність деформацій болта і деталей матиме вигляд

$$\lambda_b \chi \cdot F = \lambda_d (1 - \chi) F,$$

звідси

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b).$$

Цю величину називають коефіцієнтом зовнішнього навантаження.

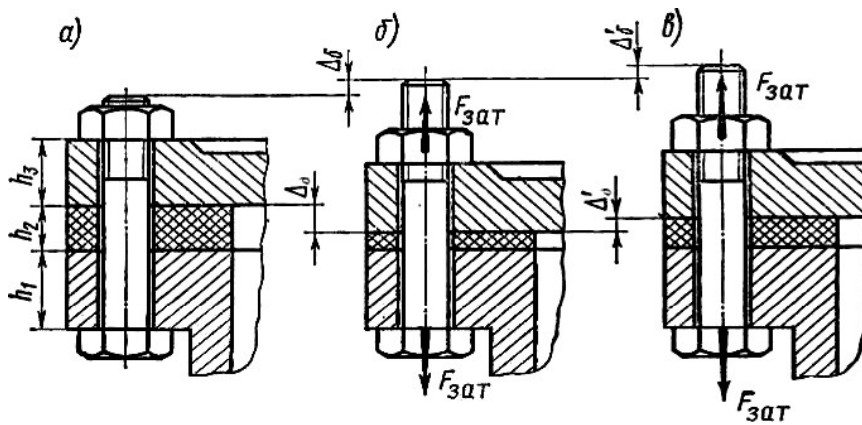


Рис. 7.12

Звичайно при з'єднанні металевих деталей за відсутності прокладок приймають величину $\chi < 0,2 \dots 0,3$; коефіцієнт податливості має вигляд $\lambda = l / E A$; де l – довжина (товщина) частини, що деформується; A – площа поперечного перетину; E – модуль пружності матеріалу.

При великому коефіцієнті податливості болта і малому для деталей, що сполучаються, майже все зовнішнє навантаження йде на розвантаження стику, що підвищує міцність болта.

На практиці рекомендують приймати зусилля затягування

$$F_{зат} = K_{зат} \cdot F,$$

де $F_{зат}$ – коефіцієнт затягування, рекомендується $F_{зат} = 1,3 \dots 2,5$ залежно від вимог до стику.

Розрахункове зусилля, діюче на болт

$$F_p = F_{зат} + F_\delta = K_{зат} \cdot F + \chi F.$$

Залишкова сила на стику $F_\delta = F_{зат} - (1 - \chi)F$.

При статичних навантаженнях міцність болта оцінюють за формулою

$$\sigma_p = 1,3 \cdot 4 F_p / \pi \cdot d^2 \leq [\sigma_p].$$

Проектний розрахунок проводять за формулою

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_0}{\pi[\sigma_\delta]}}$$

При змінних навантаженнях визначається постійна складова напружень

$$\sigma_m = (F_{зам} + 0,5F_0) / A_0.$$

Амплітуда напруження циклу

$$\sigma_a = \chi F / 2A_0.$$

Розрахунок на втомленість за запасом міцності проводиться за формулою

$$s_a = k_d \cdot \sigma_{-1p} / k_\sigma \cdot \sigma_a \geq [s_a] = 2,5 \dots 4,$$

де k_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перетину; σ_{-1p} – межа витривалості матеріалу при розтягу; k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (всі параметри визначаються за літературою).

7.2.6. Матеріали та допустимі напруження

При виборі матеріалу враховують умови роботи, значення і характер навантаження, спосіб виготовлення і об'єм виробництва. Стандартні кріпильні вироби виготовляють з низько- і середньовуглецевих сталей типу Ст.3, сталь 10; сталь 20 ... сталь 35, а також легованих сталей 35Х; 30ХГСА.

Допустимі напруження і запаси міцності враховують точність розрахункових формул, характер навантаження, якість монтажу (контрольоване або неконтрольоване затягування). Контроль

затягування здійснюється спеціальними динамометричними ключами або ключами граничного моменту.

При неконтрольованому затягуванні допустимі напруження значно зменшуються, збільшуючи запаси міцності до $s = 2,5 \dots 6$, тобто

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{s}.$$

При застосуванні контрольованого затягування, з'являється можливість збільшення статичного навантаження болтів, тобто запас міцності можна зменшити до $s = 1,5 \dots 2,5$.

Якщо болти встановлені без зазору, то допустимі напруження зрізу $[\tau] = 0,4\sigma_T$ – при статичному навантаженні; при змінному навантаженні $[\tau] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$. Напруження зминання для сталевих деталей $[\sigma_T] = 0,8 \sigma_T$.

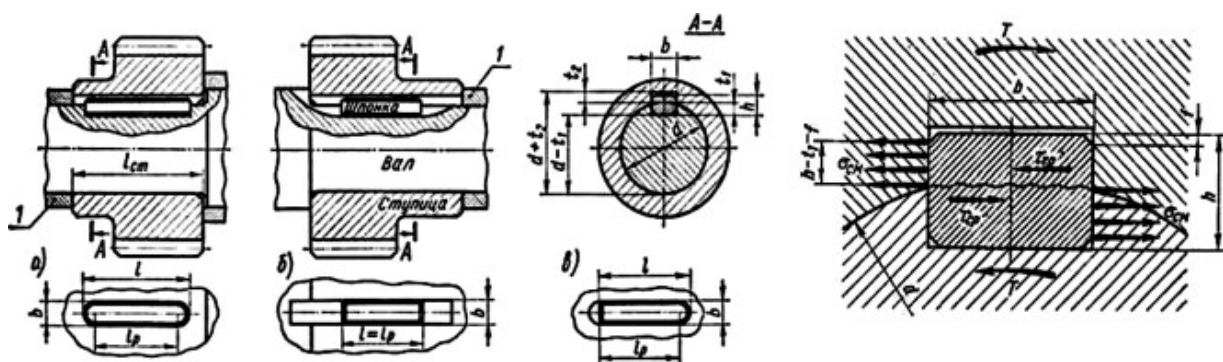
7.3. Шпонкові з'єднання

7.3.1. Загальні відомості. Класифікація. Розрахунок

Шпонкові з'єднання служать для з'єднання вала зі ступицею (зубчатих коліс, шківів, зірочок та ін.) і передачі обертаючого моменту. Шпонка закладається в пази вала і ступиці. З'єднання можуть бути напруженими і ненапруженими. Напружені з'єднання утворюються клиновими шпонками, мають за довжиною форму клина, робочими гранями біля них є верхня і нижня, а по бічних площинах зазор. При запресовки шпонки, вона зміщує центр ступиці щодо центру вала і перекошує поверхню торця ступиці щодо осі вала. Все це викликає

згині коливання вала. Шпонки стандартизовані, але знаходять обмежене застосування.

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюються призматичними (рис. 7.13) і сегментними шпонками (рис. 7.15). Призматичні шпонки широко застосовують у всіх галузях машинобудування. Простота конструкції і низька вартість – головні переваги з'єднання. Проте з'єднання ослабляє вал і ступицю шпонковими пазами; міцність з'єднання нижче міцності вала і ступиці; навантаження, що передається концентрується в зоні шпонки; з'єднання вимагає ручного пригону шпонки по пазу.



Виконання А

Виконання В

Виконання С

Рис. 7.14

Рис. 7.13

Призматичні шпонки мають прямокутний перетин з висотою h і шириною b . Вони визначаються за ГОСТ 23360-78 залежно від діаметра вала d . Довжина шпонки l приймається, узгоджуючись з розміром ступиці (звичайно шпонка має довжину на 5...10 мм менше) і округляється до стандартного значення.

За формою торців розрізняють шпонки з округлими торцями – виконання *A* (рис. 7.13, *a*), з плоскими торцями – виконання *B* (рис. 7.13, *б*) і з одним плоским, а іншим округлим торцем – виконання *C* (рис. 7.13, *в*). Осьову фіксацію шпонки на валу найбільш просто здійснюють застосуванням глухого паза, виготовленого кінцевою (пальцевою) фрезою (рис. 7.13, *a*). Переважно виготовлення шпонкового паза на вали дисковою фрезою (рис. 7.13, *б*), при цьому досягається більш висока точність виконання розміру *b* шпонкового паза і менша концентрація напружень. Пази в ступиці виконують долбленням (струганням) або простяганням одношліцьовою протяжкою.

Діючий на з'єднання обертаючий момент *T* викликає напруження зрізу $\tau_{зр}$ в шпонці та напруження зминання $\sigma_{зм}$ на бічних гранях шпонки і пазів ступиці та валу. При стандартизації розмірів *b* і *h*, а також глибини урізування шпонок прийнято, щоб несучу здатність з'єднання визначали напруження зминання (рис. 7.15)

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot l(k-f)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де *T* – обертаючий момент, Нм; *d* – діаметр, мм; *l_p* – робоча довжина шпонки, мм; для шпонки з плоскими торцями *l_p* = *l*; з округлими торцями *l_p* = *l* – *b*; *k* – глибина урізування шпонки в ступицю, мм; *f* – фаска шпонки; *f* = 0,06*h*.

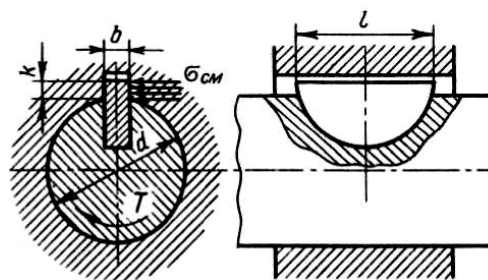
Призматичними шпонками можна виконувати рухомі і нерухомі з'єднання. Нерухомі з'єднання утворюються спільно з посадками з натягом. Рухомі в осьовому напрямі з'єднання утворюються довгими шпонками, які кріпляться до вала гвинтами, щоб сили тертя при переміщенні ступиці не порушили її положення. В деяких конструкціях

рухомих з'єднань доцільно застосовувати короткі шпонки, прикріплені до ступиці.

Сегментні шпонки (рис. 7.15), виготовляються за ГОСТ 24071-80 і подібно призматичним, працюють бічними гранями.

Для сегментних шпонок пази на валах обробляють дисковими, каліброваними по ширині фрезами з точністю і продуктивністю більшої, ніж для призматичних шпонок. Шпонки виготовляють з чистотягнутих сегментних профілів.

Перевагами з'єднань з сегментними шпонками є: простота конструкції, взаємозамінність і технологічність. Стійке



положення шпонки в глибокому

пазу

Рис. 7.15

вала виключає можливість її перекосу. Недоліки: необхідність глибокої канавки під шпонку на валу ослабляє вал, а мала довжина шпонок обмежує здатність навантаження з'єднання.

Сегментні шпонки характеризуються двома основними параметрами шириною b і дожиною заготівки d_1 . Висота шпонки $h = 0,4d_1$; довжина $l = l_p = d_1$. Розрахунок сегментних шпонок проводиться так само, як призматичних.

Стандартні шпонки виготовляють з чистотягнутих сталевих прутків – вуглецевої або легованої сталі з межею міцності не нижче 500 МПа. Значення допустимих напружень залежить від режиму роботи, міцності матеріалу вала і ступиці. Для нерухомих з'єднань допускають:

- при перехідних посадках $\sigma_{зм} = 80 \dots 150$ МПа;

- при посадках з натягом $\sigma_{зм} = 110 \dots 200$ МПа;
- в рухомих з'єднаннях $\sigma_{зм} = 20 \dots 30$ МПа.

7.4. Зубчасті (шліцьові) з'єднання

7.4.1. Загальні відомості та класифікація

Шліцьове з'єднання застосовують для з'єднання валів зі ступицями зубчастих коліс, шківів, дисків фрикційних муфт.

Шліцьове з'єднання умовно можна розглядати як

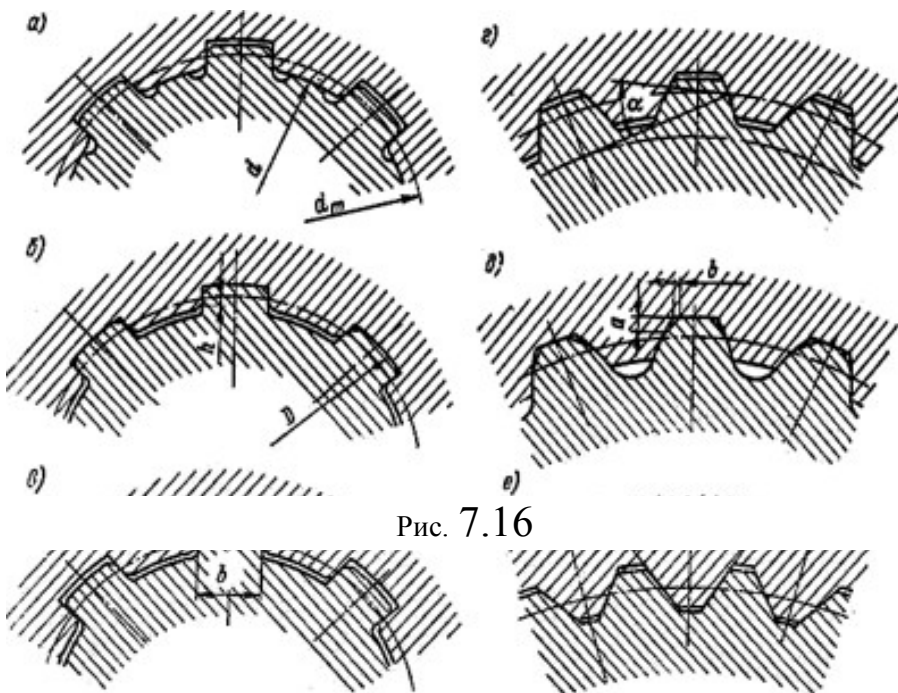


Рис. 7.16

багатошпонкове, у якого шпонки в иготовлені у згоді з валом. Переваги шліцьових з'єднань в рівнянні зі шпонковими: вони мають менші радіальні габарити, високу здатність навантаження, взаємозамінні та і добре забезпечують центрування деталей. Навантаження, що передається розподілено по довжині кола,

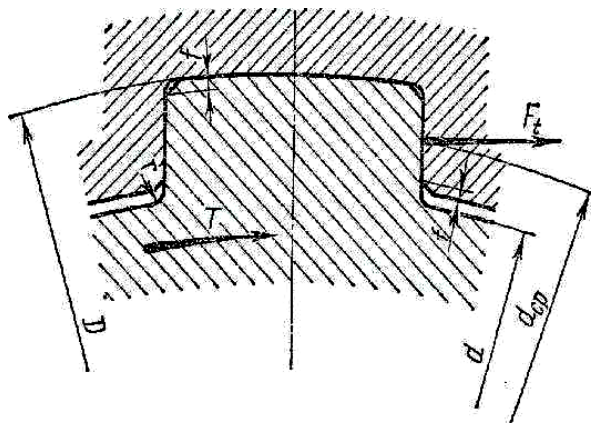
збільшена площа контакту деталей, що сполучаються. Зубчасті з'єднання можуть бути рухомими і нерухомими.

Залежно від профілю зубів розрізняють з'єднання з прямобічними (рис. 7.16, *a*), евольвентними (рис. 7.16, *z*) і трикутними зубами (рис. 7.16, *e*). Стандартизовані прямобічні та евольвентні з'єднання.

Основними параметрами прямобічного профілю (ГОСТ 1139-80) є: число зубів z ($z = 6 \dots 20$); внутрішній діаметр d ; зовнішній діаметр D ; товщина зубів b ; розмір фаски f . Залежно від числа зубів та їх висоти стандарт передбачає три серії: легку, середню і важку для діаметрів валів від 14 до 125 мм. Центрування зубів може проводитися по зовнішньому, внутрішньому діаметрах і бічних гранях. Центрування по діаметрах проводиться для забезпечення співвісності вала і ступиці. Для вирівнювання навантаження між зубами проводиться центрування по бічних гранях. Стандартом передбачено три форми виконання зубів вала і одна – для западин втулки.

З'єднання з евольвентним профілем (ГОСТ 6033-80) в порівнянні з прямобічними мають наступні переваги: більш технологічні, ніж прямобічні, зуби можна нарізувати на зуборізних верстатах і одержувати більш високу точність. Центрування може проводитися по бічних гранях і рідко по зовнішньому діаметру. Вони мають підвищену міцність на згин унаслідок потовщення зубів біля підстави і на зминання через збільшення числа зубів; у виробництві потрібна менша номенклатура фрез; оскільки евольвентні зуби однакового модуля можна нарізувати однією фрезою, тоді як при виготовленні прямобічних зубів для кожного розміру і числа зубів потрібна окрема

фреза. Розмірний стандартний ряд передбачає евольвентне з'єднання діаметром від 40 до 500 мм, з модулем $m = 0,5 \dots 10$ мм і числом зубів $z = 6 \dots 82$.



Основними видами відмов шліцьових з'єднань є знос і змінання робочих поверхонь, можливі втомні руйнування валів, розриви втулок-ступиць, а також зріз зубів. Знос

є слідством роботи сил тертя при мікропереміщеннях контактуючих поверхонь в процесі роботи, а також при роботі в абразивному середовищі і поганому мастилі. Змінання робочих поверхонь, а також зріз зубів може відбуватися при великих перевантаженнях.

7.4.2. Розрахунок зубчастих з'єднань

Розрахунок шліцьових з'єднань проводять по двох критеріях працездатності: опору змінання і зношування. Розрахунок по критерію змінання як основний проводиться для з'єднань, навантажених тільки обертаючим моментом. Розрахунок зводять до перевірки умови (рис. 7.17)

$$\sigma_{зм} = 2T / K_3 d_{cp} z \cdot h \cdot k [\sigma_{зм}],$$

де T – обертаючий момент, Нм; K_3 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами (рекомендується приймати $K = 0,7 \dots 0,8$); d_{cp} – середній діаметр з'єднання, мм; h – робоча

висота зубів, мм; l – довжина з'єднання, мм; z – число зубів; $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання, МПа.

Для прямобічного профілю

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

де D – зовнішній діаметр зубів вала; d – внутрішній діаметр вала; f – розмір фаски.

Допустимі напруження зминання при середньому режимі роботи можна приймати: для нерухомого з'єднання з термообробкою $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 140$ МПа і без термічної обробки $[\sigma_{зм}] = 60 \dots 100$ МПа; для рухомих з'єднань під навантаженням $[\sigma_{зм}] = 10 \dots 20$ МПа; з пересуванням без навантаження $[\sigma_{зм}] = 30 \dots 60$ МПа.

З'єднання з трикутними зубами застосовують переважно для нерухомих з'єднань при тонкостінних втулках, а також в з'єднаннях валів зі ступицями з легких сплавів. Вони дозволяють координувати положення вала і втулки в межах малих кутів. Вони застосовуються з кутом профілю 60° при діаметрах до 60 мм. Вони застосовуються в авіаційних і автомобільних коробках передач. Для всіх з'єднань довжина зубів вибирається залежно від довжини ступиці, а при рухомих з'єднаннях від величини ходу.

7.5. Клемові з'єднання

7.5.1. Загальні відомості

За конструкцією розрізняють два типи клемових з'єднань: зі ступицею, що має прорізь (рис. 7.18, а), і з роз'ємною ступицею (рис 7.18, б). Роз'ємна ступиця дещо збільшує масу і вартість з'єднання, але при цьому стає можливим встановлювати клеми на будь-яку

частину вала незалежно від форми і розмірів сусідніх ділянок вала, а також без зняття інших деталей вже встановлених на вал. Після затягування болтів ступиця є притиснутою до вала, в з'єднанні виникає тиск p на поверхні контакту і сили тертя, які дозволяють навантажувати клемове з'єднання як обертаючим моментом, так і осьовою силою.

До переваг клемового з'єднання відносяться простота монтажу і демонтажу, самозапобігання від перевантаження, а також можливість перестановки і регулювання взаємного розташування деталей як в осьовому, так і в коловому напрямках (регулювання положення тяги і важелів в механізмах керування). До недоліків можна віднести малу несучу здатність, нестабільність коефіцієнта тертя і розсіяння здатності навантаження.

7.5.2. Розрахунок клемових з'єднань

При розрахунку клемового з'єднання звичайно визначають силу затягування болтів, що забезпечує необхідну силу притиснення клеми до вала і передачу з'єднанням заданого навантаження. По необхідній силі затягування визначають розмір болтів. В наближених розрахунках приймають, що при затягуванні болтів клема притискається до вала всією внутрішньою поверхнею, а питомий тиск p рівномірно розподіляється по поверхні контакту клеми з валом.

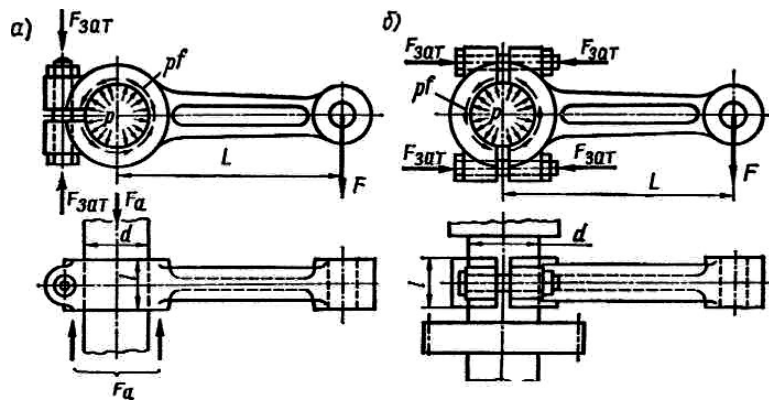


Рис. 7.18

Умова міцності зчеплення клеми з валом при дії обертаючого моменту $T = FL$ виражають у вигляді

$$0,5\pi \cdot p \cdot f \cdot l \cdot d \geq T,$$

а при дії осьової сили

$$\pi \cdot p \cdot f \cdot l \cdot d \geq F_a.$$

Необхідне зусилля затягування одного болта при дії обертаючого моменту

$$F_{зат} \geq T \cdot K / \pi \cdot f \cdot l \cdot d \cdot z,$$

а при дії осьової сили

$$F_{зат} \geq F_a K / 2\pi \cdot f \cdot l \cdot z,$$

де z – число болтів, що стягують напівступицю з одного боку; f – коефіцієнт тертя ($f = 0,15 \dots 0,18$); l – довжина клеми у напрямі осі з'єднання; d – діаметр вала; K – коефіцієнт запасу міцності з'єднання ($K = 1,3 - 1,5$).

Необхідний діаметр болта визначають виходячи із зусилля затягування за формулою

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi[\sigma]}}$$

7.6. З'єднання з натягом

7.6.1. Загальні відомості

З'єднання двох деталей по круговій циліндричній поверхні можна здійснити безпосередньо без застосування шпонок, зубів та ін. Для цього достатньо при виготовленні деталей забезпечити з'єднання вала з натягом, а при збірці одну деталь запресувати в іншу (рис. 7.19).

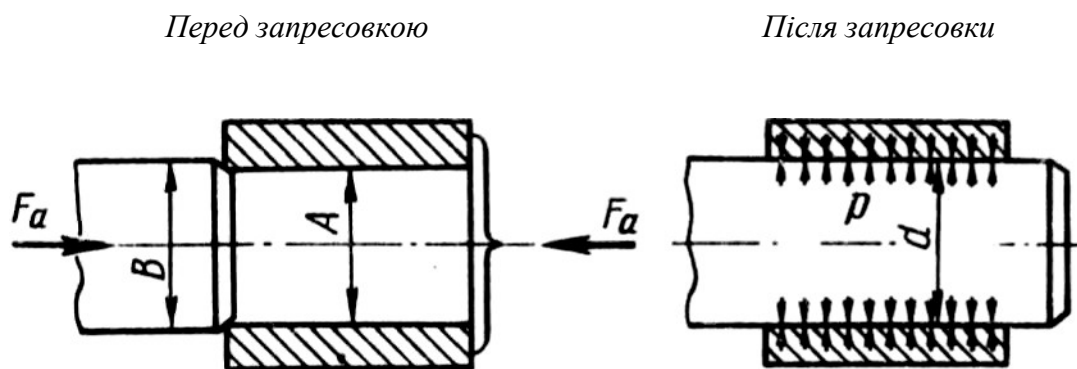


Рис. 7.19

Натягом називають позитивну різницю діаметрів вала і отвору, $N = B - A$. Після збірки унаслідок пружних і пластичних деформацій діаметр посадочних поверхонь стає загальним. На поверхні посадки виникають питомий тиск p і відповідні йому сили тертя. З'єднання з натягом застосовують для установки на вали та осі зубчастих коліс, шківів, зірочок, кілець підшипників кочення. З'єднання з натягом застосовують для виготовлення складових деталей, наприклад,

зубчастих і черв'ячних коліс, колінчастих валів. Деталі одного з'єднання можуть бути виготовлені з однакових або різних матеріалів.

Переваги циліндричних з'єднань з натягом: простота конструкції, добре центрування, можливість сприйняття великих навантажень. До недоліків можна віднести складність збирання і розбирання, розсіяння натягу і здатності навантаження.

Надійність з'єднання з натягом залежить від розміру натягу, який приймається у відповідність з вибраною посадкою, встановленою стандартною системою допусків і посадок. Існує декілька способів отримання з'єднання з натягом.

Запресовка. Це найпростіший і високопродуктивний спосіб, що забезпечує можливість контролю здатності навантаження шляхом вимірювання сили запресовки. Проте існує небезпека пошкодження посадочних поверхонь; коефіцієнт тертя може мати різну величину через згладжування мікронерівностей поверхонь контакту, а також при запресовці без мастила або з мастилом.

Нагрів охоплюючої деталі технологічно відпрацьований і простий спосіб, що забезпечує підвищення коефіцієнта тертя і здатності навантаження приблизно в 1,5 разів в порівнянні із запресовкою, оскільки відсутній зріз мікронерівностей. Цей спосіб ефективний при великих довжинах посадочних поверхонь. Недоліком може бути зміна механічних характеристик матеріалу або викривлення деталі, що нагрівається.

Охолодження охоплюваної деталі переважно застосовують для установки невеликих деталей в масивні, крупні деталі. Цей спосіб практично позбавлений недоліків.

7.6.2. Розрахунок з'єднань з натягом

Величина натягу і відповідно вид посадки визначається залежно від необхідної величини питомого тиску на посадочній поверхні. Тиск повинен бути таким, щоб сили тертя, що виникають на посадочній поверхні, повністю протидіяли зовнішнім силам.

Умова міцності з'єднання при навантаженні осьовою силою (рис. 7.20)

$$K \cdot F_a \leq F = f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l.$$

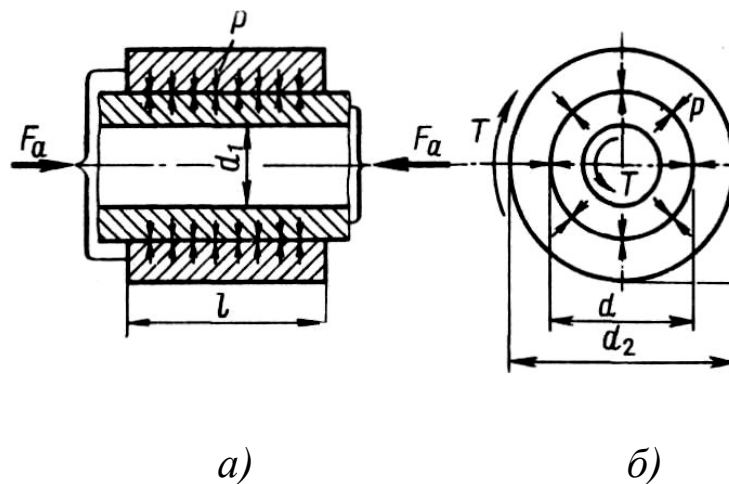


Рис. 7.20

Тоді необхідний тиск на поверхні контакту

$$p \geq K \cdot F_a = f \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

де $K = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу зчеплення; d і l – діаметр і довжина посадочної поверхні.

Умова міцності з'єднання при навантаженні обертаючим моментом (рис. 7.20, б)

$$K \cdot T \langle T_{mp} = 0,5 f \cdot p \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l ,$$

потребуємий тиск для передачі обертаючого моменту

$$p \rangle 2K \cdot T / f \cdot p \cdot \pi \cdot l \cdot d_2 .$$

При навантаженні з'єднання одночасно осьюовою силою і обертаючим моментом розрахунок умовно ведуть по рівнодіючій силі, складовими якої є колова сила $F_t = 2T/d$ і осьова сила F_a .

$$K \sqrt{F_t + F_a} \langle f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l .$$

Тоді

$$p \rangle \frac{K \sqrt{F_t + F_a}}{f \cdot d \cdot l \cdot \pi} .$$

Розрахунковий натяг циліндричного з'єднання пов'язаний з посадочним тиском p наступною залежністю, витікаючою з формули Ляме

$$N_{\min} = 10^3 p \cdot d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2),$$

де C_1 і C_2 – безрозмірні коефіцієнти Ляме.

$$\text{для валу } C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1;$$

$$\text{для втулки } C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2,$$

де d – посадочний розмір, мм; d_1 – діаметр отвору в тілі вала (для суцільного вала $d_1 = 0$); d_2 – зовнішній діаметр охоплюючої деталі, мм; E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів, охоплюваної та охоплюючої деталей; μ_1 і μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів вала і втулки.

- Для сталі $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,3$;
- для чавуну $E = (1,2 \dots 1,4) \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,25$;

- для бронзи $E = (1...1,1) \cdot 105 \text{ МПа}$ і $\mu = 0,33$.

При збірці пресуванням для компенсації зрізу і згладжування шорсткостей підбір посадки проводиться по дійсному натягу

$$N = N_{min} + (R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1} і R_{z2} – висоти нерівностей профілів по десяти точкам, що приймаються за стандартом.

При збірці з'єднання нагрівом ступиці, температура нагріву

$$t = 20 \text{ }^\circ\text{C} + (N_{max} + \Delta) / \alpha_1 d \cdot 10^3.$$

При збірці з'єднання охолодженням вала, температура охолодження

$$t = 20 \text{ }^\circ\text{C} - (N_{max} + \Delta) / \alpha_2 d \cdot 10^3,$$

де Δ – зазор, необхідний для легкої збірки ($\Delta = 5...25$ мкм); α_1 і α_2 – температурні коефіцієнти лінійного розширення охопленої та охоплюючої деталі, в середньому для сталі вони рівні $12 \cdot 10^{-6}$ мм/°C; для чавуну $10,5 \cdot 10^{-6}$ мм/°C; для бронзи $17 \cdot 10^{-6}$ мм/°C; температура нагріву не повинна бути вищою за температуру відпустки, при якій твердість і міцність деталей знижується або відбуваються структурні зміни в матеріалі.

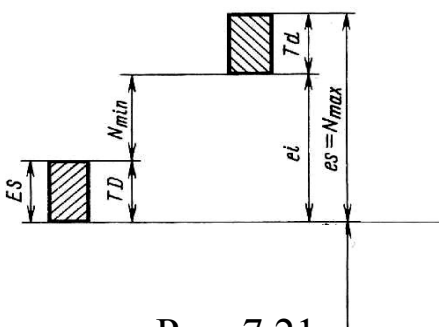


Рис. 7.21

Характер посадки деталей залежить від дійсних розмірів вала і отвору ступиці, тобто характер посадки визначається поєднанням полів допусків вала та отвору.

Існує дві системи утворення посадок: система отвору і система вала. Система отвору більш поширена в машинобудуванні: в основі системи лежить незмінність положення поля допуску для даного діаметра отвору. Величина поля допуску залежить від якості. Різні посадки утворюються

шляхом зміни поля допуску вала. Отвір в цій системі називають основним, його поле допуску позначають H . Нижнє відхилення EI рівно нулю, а поле допуску TD розташовується вище номінального діаметра посадки, верхнє відхилення основного отвору $ES = TD$. Нижнє відхилення вала при даному діаметрі d кожній стандартній посадці з натягом в системі отвору (ГОСТ 25346-89 і ГОСТ 25347-89) відповідають визначені значення мінімального N_{min} і максимального N_{max} стандартного натягу (рис. 7.21).

$$N_{min} = e \cdot i - E \cdot S; \quad N_{max} = e \cdot s,$$

де ES і es – верхнє відхилення отвору і вала; ei — нижнє відхилення вала.

Ймовірність появи валів та отворів з розмірами, близькими до граничних відхилень, дуже мала; ще менше ймовірність поєднання в одному з'єднанні валів та отворів з граничним розміром. Нехтуючи такими малоїмовірними поєднаннями в розподілі натягу, можна збільшити мінімальні і понизити максимальний табличний натяг. Отримані таким чином натяг називають ймовірністю (рис. 7.22). При нормальному законі розподілу розмірів

$$N_{p \min} = N_m - U_p SN; \quad N_{p \max} = N_m + U_p SN,$$

$$N_m = 0,5(N_{max} + N_{min})$$

де $N_{p \min}$ і $N_{p \max}$ – мінімальний і максимальний натяг ймовірності при надійності P . $N_m = 0,5(N_{max} + N_{min})$ – середній натяг; $SN = \frac{1}{6} \sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}$ – середнє квадратичне відхилення натягу.

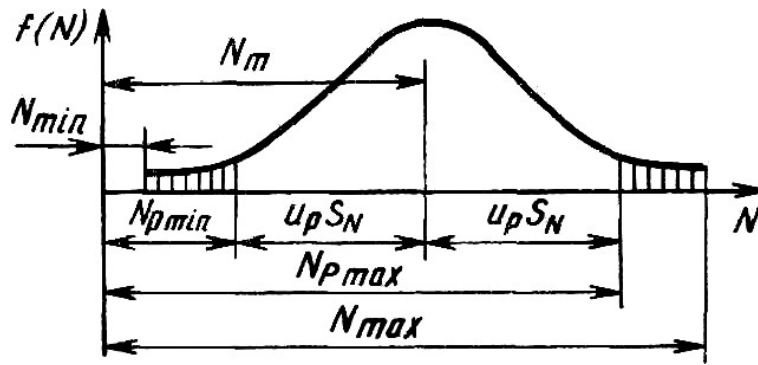


Рис. 7.22

$P \dots 0,5 \dots 0,9 \dots 0,95 \dots 0,97 \dots 0,99 \dots 0,995 \dots 0,997 \dots 0,999$

$U_p \quad 12 \quad 1,28 \quad 1,64 \quad 1,88 \quad 2,33 \quad 2,58 \quad 2,75 \quad 0,1$

Квантілі нормального розподілу U_p приймають залежно від ймовірності P не руйнування з'єднання по таблиці.

Після збірки з'єднання на поверхні контакту деталей виникають

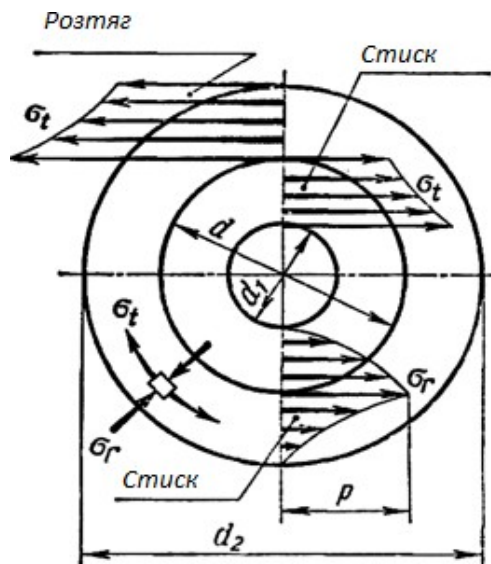


Рис. 7.23

нормальні напруження колового σ_t і радіального σ_r напрямів. Звичайно більш слабим елементом з'єднання виявляється охоплююча деталь (ступиця). Для стандартної посадки знаходять $N_{p \max}$.

Максимальний тиск на поверхні контакту (рис. 7.23)

$$p_{\max} = N \cdot 10^{-3} / d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Далі згідно з рішенням Ляме знаходять відповідні максимальні напруження

$$\sigma_{r \max} = -p_{\max};$$
$$\sigma_{t \max} = p_{\max} \frac{(d_2^2 + d^2)(d_2^2 - d^2)}{d_2^2(d_2^2 - d^2)}.$$

Найбільші еквівалентні напруження по теорії міцності максимальних дотичних напружень

$$\sigma_{\text{екв} \max} = (2p_{\max}) / (1 - (d/d_2)^2).$$

Напруження $\sigma_{\text{екв} \max}$ і $\sigma_{t \max}$ не повинні перевищувати межі текучості матеріалу охоплюючої деталі.

7.7. Запитання для самоперевірки

1. Перерахуйте типи різьбових з'єднань. Вкажіть область їх застосування.
2. Назвіть основні геометричні параметри метричної різьби.
3. Які матеріали застосовуються для виготовлення кріпильних різьбових деталей?
4. Які існують способи стопоріння різьбових деталей?
5. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення моментів сил тертя в різьбі та на торці гайки.
6. Назвіть причини нерівномірного розподілу навантаження на витках гайки.
7. Запишіть основні умови міцності витків різьби.

8. Чому не розраховують на міцність витки різьби у разі використання стандартних різьбових деталей?
9. Назвіть характерні випадки навантаження різьбових з'єднань.
10. Запишіть вираз для розрахункової сили на болт у разі навантаження з'єднання зовнішньою осьовою силою.
11. Як впливає жорсткість болта та деталей з'єднання на розрахункову силу на болт?
12. Від яких факторів залежать допустимі напруження для різьбових деталей?
13. Чому для болтів малих діаметрів рекомендуються більші коефіцієнти запасу міцності?
14. В чому полягає суть клемових з'єднань. Вкажіть область їх застосування.
15. Який проводять розрахунок щодо клемових з'єднань.
16. Будова та призначення шпонкових з'єднань. Вкажіть переваги та недоліки.
17. Які є основні види ненапружених та напружених шпонкових з'єднань?
18. За якою умовою міцності розраховують шпонкові з'єднання?
19. Запишіть вираз для умови міцності з'єднання призматичною шпонкою. Проаналізуйте цей вираз.
20. Які фактори впливають на допустимі напруження змінання для шпонкових з'єднань?
21. Назвіть та охарактеризуйте основні типи зубчастих з'єднань?
22. Зазначте переваги зубчастих з'єднань перед шпонковими.

23. Назвіть основний критерій працездатності зубчастих з'єднань.
24. Запишіть умову міцності на зминання зубчастого з'єднання.
25. Чому на міцність зубчастих з'єднань впливають радіальне навантаження ?
26. Які фактори впливають на допустимі напруження для зубчастих з'єднань?
27. В яких випадках використовують з'єднання з натягом?
28. Які навантаження може сприймати з'єднання з натягом?
29. Назвіть методи збірки з'єднання з натягом. Їх достоїнства і недоліки.

Розділ 8

НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

8.1. Загальні відомості

В даний час засвоєна зварка всіх конструкційних сталей, чавуну алюмінієвих сплавів і кольорових металів, пластмас. Зварка дозволяє сполучати деталі, а також виготовляти самі деталі або їх заготовки замінюючи литво. Литі деталі мають масу в 2...3 рази більше, ніж зварні. Зварні конструкції витіснили клепані як з машинобудування, так і з будівництва. Зварні з'єднання – найраціональніший і поширеніший вид нероз'ємних з'єднань, що наближає формою складові деталі до цілих; їх широко застосовують в будівництві та машинобудуванні.

Розроблено багато видів зварки: ручна, автоматична під шаром флюсу, електроконтактна, електронопромінева у вакуумній камері та ін.

Переваги зварних з'єднань:

- можливість отримання виробів великих розмірів (кузови автомобілів, резервуари, ферми, мости та ін.);
- зниження маси в порівнянні з литими деталями до 30...50%, з клепаними – до 20%;
- зниження вартості виготовлення складних деталей в умовах одиничного і дрібносерійного виробництва;
- мала трудомісткість, невисока вартість обладнання.

До **недоліків** зварних конструкцій відносяться:

- поява залишкових напружень в зварюваних елементах, викривлення, погане сприйняття змінних і особливо вібраційних навантажень;
- складність і трудомісткість контролю якості зварних швів (візуального, ультразвукового, рентгенівського та ін.);
- місцевий нагрів викликає в зоні термічного впливу зміну механічних властивостей металу.

8.1.2. Конструкція і розрахунок на міцність стикових з'єднань

Стикове зварне з'єднання є найпростішим і надійним. Його застосовують скрізь, де допускає конструкція деталі. Залежно від товщини елементів, що сполучаються, з'єднання виконують з обробкою або без обробки кромки (рис. 8.1). При товщині до 8 мм обробку не проводять. При середніх і великих товщин проводять односторонню або двосторонню обробку кромки з тим, щоб приварить на всю товщину деталі.

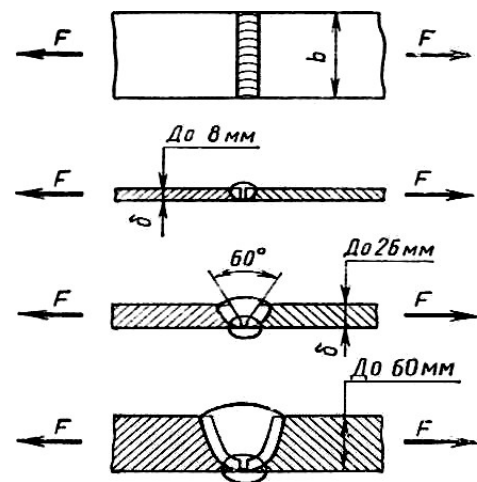


Рис. 8.1

Стикові зварні з'єднання можуть руйнуватися по шву, по зоні термічного впливу, прилеглій до шва ділянка деталі, в якій при зварці відбувається нагрів і зміна механічних властивостей металу. Практикою

встановлено, що при якісній зварці руйнування відбувається по зоні термічного впливу. Тому розрахунок міцності проводиться по перетину основного матеріалу. При розрахунку на розтяг (стиск)

$$\sigma = F / A = F / b \cdot l [\sigma],$$

де l і b – ширина і товщина смуги; $[\sigma]$ – допустиме напруження для зварних з'єднань.

При дії згинаючого моменту

$$\sigma = M / W_{32}.$$

8.2. Конструкція і розрахунок напусткових і таврових з'єднань

8.2.1. Конструкція і розрахунок напусткових з'єднань

Напусткове з'єднання виконується кутовими швами (рис. 8.2). Залежно від форми поперечного перетину розрізняють кутові шви: нормальні 1, опуклі 3, вигнуті 2. Найбільш поширені нормальні шви.

Основною геометричною характеристикою кутового шва є катет – k . В більшості випадків катет рівний товщині листа.

Залежно від розташування відносно діючої сили розрізняють лобові, флангові (рис. 8.3) та косі шви. Лобовий

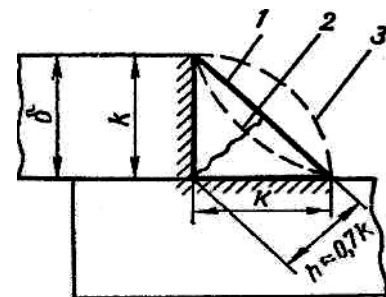


Рис. 8.2

шов розташований перпендикулярно лінії дії сили, а фланговий паралельно.

Основними напруженнями флангового шва є дотичні напруження зрізу в перетині,

що проходить по бісектрисі прямого кута.

Висота перетину $h = 0,1k$. Напруження по довжині флангового шва розподіляються нерівномірно: на кінцях шва вони більш ніж в середній частині. На практиці

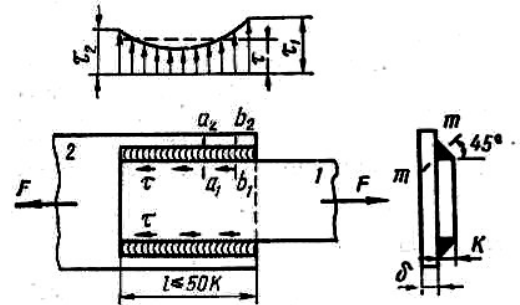


Рис. 8.3

довжину флангових швів обмежують умовою $l_\phi < 50k$. Розрахунок виконують по середній напрузі.

Лобові шви по методиці, прийнятій в інженерній практиці, розраховуються по напруженнях зрізу по перетину, що проходить по бісектрисі прямого кута.

Комбіноване з'єднання лобовими і фланговими швами розраховується на основі принципу розподілу навантаження пропорційно несучої здатності окремих швів. При навантаженні силою отримаємо

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l_\phi + 0,7k \cdot l_n} \leq [\tau].$$

8.2.2. Конструкція і розрахунок таврових з'єднань

Таврове з'єднання, в якому елементи з'єднання розташовані у взаємно перпендикулярних площинах. Це з'єднання виконують стиковим швом з обробленням кромки (рис. 8.5, а) або кутовими швами без

оброблення кромки (рис. 8.5, б). У разі оброблення на всю товщину розрахунок міцності з'єднання проводять по перетину основного матеріалу по нормальних напруженнях

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma_p] \quad \text{або} \quad \sigma_{32} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{32}].$$

При зварці без оброблення кромки розрахунок міцності проводять по дотичних напруженнях двох швів. Наприклад при дії розтягуючої сили F

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l} \leq [\tau].$$

При навантаженні крутним моментом круглого елемента. Розглянемо випадок зварки круглого елемента (труби, вала) з листом або круглим фланцем і навантаженого крутним моментом T (рис. 8.4).

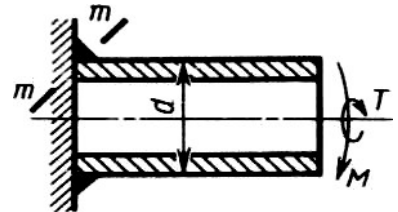


Рис. 8.4

При цьому роблять наступні допущення: катет шва

малий в порівнянні з діаметром. Напруження розподілені рівномірно по кільцевому майданчику руйнування шва, рівного $0,7k$, а середній діаметр цього майданчика

$$d_{cp} = d + 0,7k \approx d.$$

Тоді формула для перевірного розрахунку матиме вигляд

$$\tau = \frac{T}{W} = \frac{2T}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau].$$

8.2.3. Допустимі напруження для зварних з'єднань

Міцність зварного з'єднання залежить від якості основного матеріалу, визначуваного його здатністю до зварювання,

досконалість технологічного

процесу зварки; конструкції з'єднання; характеру діючих навантажень.

Різноманіття чинників, що впливають на міцність зварних з'єднань, а також наближеність і умовність розрахункових формул, викликає необхідність експериментального визначення допустимих напружень.

Орієнтовно можна прийняти допустимі напруження зрізу

$$[\tau] = k [\sigma_p],$$

де $k = 0,6 \dots 0,65$ – коефіцієнт, що враховує вид зварки, тип електроду.

Допустимі напруження на розтяг

$$[\sigma_p] = \sigma_T / s.$$

Запас міцності рекомендується приймати в межах $s = 1,4 \dots 1,6$.

8.3. Заклепкові з'єднання

8.3.1. Загальні відомості

Заклепковим називається нероз'ємне з'єднання, як правило, листових деталей, за допомогою заклепки-стержня з головками на кінцях. Одну з головок, яка називається закладною, виготовляють на заклепці раніше, а

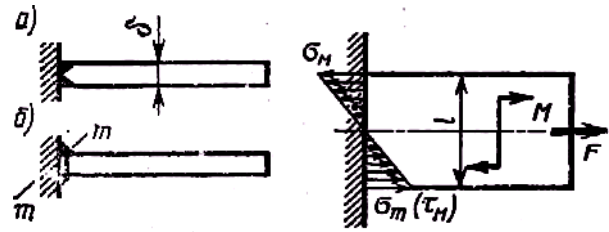
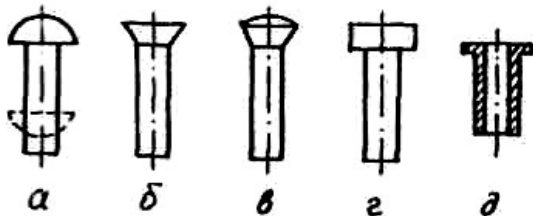


Рис. 8.5

другу (замикаючу) формують при клепанні (рис. 8.5, *a*). Заклепочні з'єднання застосовують у тих випадках, коли недопустиме нагрівання деталей або для з'єднання не зварюваних деталей.

Матеріал заклепок повинен бути достатньо пластичний (для формування замикаючої головки) і міцний.



Для виготовлення заклепок застосовують сталі Ст2, Ст3, 09Г2 та ін.

У практиці машинобудування

застосовують різні види заклепок: з напівкруглою головкою (ГОСТ 10299-80, рис. 8.5, *a*) – для силових швів; з потайною головкою (ГОСТ 10300-80, рис. 8.5, *б*) – коли недопустимий виступ частин за межі з'єднаних деталей; з плоскою головкою (ГОСТ 14801-85, рис. 8.5, *г*) – для роботи в корозійних середовищах. Існують також напівпорожнисті та порожнисті (ГОСТ 12638-870 – ГОСТ 12640-80, рис.8.5,*д*) заклепки. Листи з'єднують між собою заклепками напустковим (рис. 8.6, *a*) і стиковим з'єднаннями з однією (рис. 8.6, *б*) та двома (рис.8.6,*в*) накладками.

Недоліками заклепкових з'єднань є великі витрати металу і вартість з'єднання.

Досвід експлуатації конструкцій, які мають заклепкові з'єднання, показав, що можливі такі види руйнувань заклепкових з'єднань:

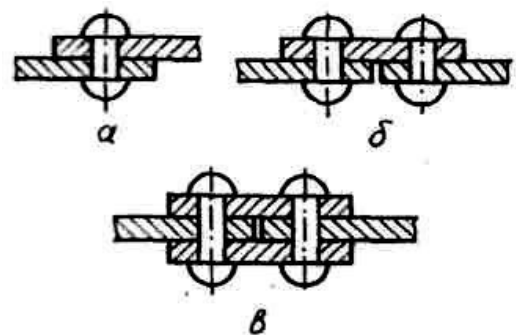


Рис. 8.6

- руйнування стержня заклепки;
- зминання стінок отворів і стержня заклепки;

- руйнування листів, ослаблених отворами.

8.3.2. Розрахунок заклепкових з'єднань

У заклепковому з'єднанні при дії сили F (рис. 8.7) у тілі заклепки виникають напруження зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq [\tau_{зр}], \quad (8.1)$$

де $A_{зр}$ – площа зрізу; d – діаметр стержня заклепки; z – кількість заклепок; $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження зрізу.

Необхідно враховувати, що для з'єднання з двома накладками площа зрізу збільшується вдвічі.

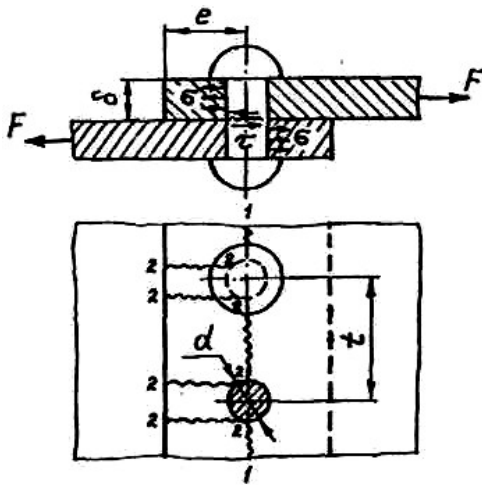


Рис. 8.7

При проектуванні з'єднання з умови (3.1) визначається діаметр заклепки:

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot z \cdot [\tau_{зр}]}}. \quad (8.2)$$

Напруження зминання на стержні заклепки і стінках отворів:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{d \cdot \delta \cdot z} \leq [\sigma_{зм}], \quad (8.3)$$

де $A_{зм}$ – мінімальна площа зминання; δ – мінімальна товщина листів; $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання.

Якщо прийняти достатньо велику кількість заклепок, тобто крок t заклепок буде малий, виникне можливість руйнування листів по ослабленому перерізу 1-1. Умова міцності в цьому випадку матиме вигляд:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta(l - d \cdot z)} \leq [\sigma_p], \quad (8.4)$$

де A – площа перерізу по лінії 1-1; l – довжина з'єднання; $[\sigma_p]$ – допустимі напруження розриву для матеріалу листів.

У випадку, коли заклепки розміщені достатньо близько до краю листів, тобто відстань e (рис. 3.3) мала, можливе руйнування з'єднання по лінії 2-2.

Умова міцності матиме вигляд

$$\tau_{zp}^l = \frac{F}{A_{zp}^l} = \frac{F}{2(e - d/2) \cdot \delta \cdot z} \leq [\tau_{zp}^l], \quad (8.5)$$

де A_{zp}^l – площа зрізу листа; e – відстань до краю листа; $[\tau_{zp}^l]$ – допустимі напруження зрізу для матеріалу листа.

При проектуванні заклепкового з'єднання рекомендується досягати рівноміцності його за всіма критеріями, бо в цьому випадку забезпечується мінімальна металоємкість з'єднання. Наведемо співвідношення для умови рівноміцності заклепки на зріз і зминання в зоні контакту заклепки і отвору, яку можна отримати з умов (8.2) і (8.3)

$$\delta = \sqrt{\frac{\pi \cdot F \cdot [\sigma_{zp}]}{z \cdot [\sigma_{zm}]}}.$$

8.4. Паяні та клейові з'єднання

8.4.1. Паяні з'єднання

Паяні з'єднання – це нероз'ємне з'єднання за рахунок сил молекулярної взаємодії між деталями і припоєм. Припій – це сплав або

метал, який вводиться в розплавленому стані між деталями і має нижчу температуру плавлення, ніж з'єднувані деталі. Відмінність паяння від зварювання у відсутності розплавлення деталей, що з'єднуються.

Міцність паяного шва за міцність припою за рахунок розчинення (дифузії) в ньому металу деталей і внаслідок стиснення деформацій у шві.

Пайкою з'єднують деталі різної форми (листи, стержні, труби та ін.) з однорідних або різнорідних матеріалів (чорних і кольорових металів, сплавів, кераміки, скла та ін.). Неметалеві матеріали при цьому попередньо покривають шаром срібла або графіту з наступним покриттям шаром міді гальванічним способом.

Тип паяного з'єднання визначається формою і розміщенням деталей та навантажень і може виконуватись: напуск, стик, тавр та ін.

Припої повинні бути легкоплавкими, мати достатньо високі міцність, пластичність, непроникність. Коефіцієнти лінійного розширення з'єднувальних деталей і припою не повинні сильно різнитися. Найпоширенішими з них є: сплави олова і свинцю ПОС 61, ПОС 40, ПОС 30, ПОС 10 та ін.; олова, свинцю і кадмію (ПОСК); олова, свинцю і сурми (ГОСТ 21930-76*); срібні, олов'яні та олов'яно-свинцеві з вмістом срібла до 10% (ГОСТ 19738-74*); мідно-цинкові сплави.

Розрахунок паяних з'єднань проводять за номінальними напруженнями. Границя міцності на зріз для олов'яно-свинцевих припоїв залежно від матеріалу деталей $\tau_{зр} = 22 \dots 32$ МПа, на розтяг – для більшості марок сталей на 30...40% вище $\tau_{зр}$.

8.4.2. Клейові з'єднання

Клейові з'єднання – це з'єднання неметалевою речовиною за рахунок поверхневого зчеплення (адгезії) і внутрішніх міжмолекулярних зв'язків (когезії) в шарі клею.

Перевагами цих з'єднань є: з'єднання деталей з різнорідних матеріалів, з'єднання тонких листів, менша концентрація напружень, можливість забезпечення герметичності. Основний недолік клейових з'єднань – низька теплостійкість, для більшості клеїв не перевищує 60°C (250°C для теплостійких).

Вибір клею залежить від матеріалів, які потрібно склеїти, і робочих температур. Метали і сплави склеюються між собою і різними неметалевими матеріалами клеями БФ2, БФ4 (розчини синтетичних смол у спирті чи ацетоні), які забезпечують границю міцності при зсуві $\tau_{\sigma} \geq 10$ МПа. Епоксидні клеї ЭД-5, ЭД-6 ($\tau_{\sigma} \geq 4...5$ МПа) застосовують для склеювання сталі, міді, алюмінію та його сплавів, пластмас. Для склеювання інструмента застосовують клеї на епоксидній основі ТКЛ-75 і ВК-28 (τ_{σ} відповідно дорівнюють 22 та 12 МПа); на основі епоксидних смол, кремнію та органічних матеріалів – ТКМ-75, ВК-13 та інші.

Якість клейового з'єднання значною мірою залежить від способу та якості підготування поверхні. Застосовують механічну, хімічну або одночасно обидві обробки.

8.5. Запитання для самоперевірки

1. Назвіть та охарактеризуйте основні способи з'єднання деталей зварюванням.
2. Які переваги та недоліки зварних з'єднань?
3. Які бувають види зварних з'єднань?
4. Назвіть типи зварних швів. Наведіть приклади.
5. Яка основна умова має бути при розрахунках стикових зварних з'єднань?
6. За якою умовою міцності розраховують кутові зварні шви?
7. Визначте переріз кутового шва, де проходить його руйнування.
8. Наведіть приклади розрахунку на міцність зварного напусткового з'єднання.
9. Наведіть приклад розрахунку на міцність зварного таврового з'єднання.
10. Охарактеризуйте розрахунок на міцність з'єднань, виконаних контактним зварюванням.
11. Від яких факторів залежать допустимі напруження для зварних швів?
12. Опишіть процес утворення заклепкового з'єднання.
13. Яку форму мають заклепки та з яких матеріалів їх виготовляють?
14. Охарактеризуйте основні переваги та недоліки заклепкових з'єднань.

15. Наведіть характерні приклади заклепкових з'єднань та дайте співвідношення для їх основних розмірів.
16. Які види розрахунків на міцність виконують для заклепок та деталей, що з'єднуються заклепками?
17. Від яких факторів залежать допустимі напруження для деталей заклепкового з'єднання?
18. Яка є різниця в утворенні паяних та клейових з'єднань порівняно із зварними?
19. Які є області застосування паяних і клейових з'єднань, їх переваги та недоліки?
20. Наведіть приклади конструкцій паяних і клейових з'єднань.
21. Від яких конструктивних параметрів залежить міцність паяних і клейових з'єднань?

Розділ 9

СТАНДАРТНІ ВУЗЛИ ТА ДЕТАЛІ МАШИН

9. 1. Муфти приводів. Класифікація. Пружні муфти.

9.1.1. Загальні відомості та класифікація

Муфтами називають пристрої, призначені для з'єднання і передачі обертання між валами спільно працюючих елементів машини (двигун–передача–виконавчий механізм). Вали переважно розташовані так, що геометрична ось одного складає продовження геометричної осі іншого вала. В сучасному машинобудуванні застосовується велика кількість муфт, що розрізняються за принципом дії, призначенням і конструкцією. За цих ознаках і класифікують муфти.

Якщо вали, що сполучаються, добре відцентровані та в процесі роботи не очікуються деформації, то можна застосовувати глухі муфти. Але на практиці завжди є деяка неточність взаємного розташування геометричних осей валів, що сполучаються. Розрізняють три виду відхилень від номінального (ідеального) розташування осей валів (рис.9.1): подовжній зсув Δ ; радіальний зсув (ексцентриситет) e , кутовий

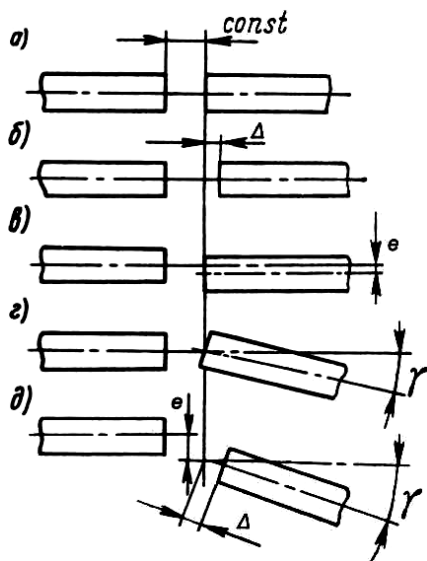


Рис. 9.1. зсув (перекос) γ . На практиці вони

зустрічаються в комплексі та при підборі муфт не співвісність валів необхідно враховувати, оскільки при жорсткому з'єднанні валів, вони деформуються, перекошуються на опорах і при роботі машини створюють додаткові навантаження на вали та опори.

Для усунення шкідливих наслідків таких зсувів вибирають компенсуючі муфти. Для захисту від дії динамічних навантажень встановлюють муфти з пружними елементами. При необхідності передачі обертаючого моменту між валами, осі яких має великий кут зламу $\gamma = 15...25^\circ$ застосовують карданні шарніри. При частих включеннях і виключеннях приводу при працюючому двигуні застосовують зчіпні (керовані) муфти. Для обмеження величини моменту, що передається (при перевантаженнях) служать запобіжні муфти.

Основні показники при виборі муфт: номінальні діаметри валів, що сполучаються, розрахунковий обертаючий момент, частота обертання і умови експлуатації. Розрахунковий обертаючий момент можна визначити за спрощеною залежністю

$$T = K \cdot T_n,$$

де T_n – номінальний обертаючий момент, Нм; K – розрахунковий коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження в умовах експлуатації.

При орієнтовних розрахунках приймають $K = 1,25...2$ – транспортери стрічкові, скребкові; $K = 1,25...2,5$ – металоріжучі верстати; $K = 3...4$ – крани підйомні, елеватори.

9.1.2. Пружні муфти

При роботі будь-якої машини в ній виникають коливання, викликані неврівноваженістю обертаючих мас, не співвісністю валів окремих агрегатів, періодичними силами, створювані робочим процесом, які створюють динамічні навантаження. Для зниження шкідливих динамічних навантажень застосовують пружні муфти. Принципова схема муфти показана (рис.9.2), складається з напівмуфти 1 і 2 зв'язані пружним елементом 3. Пружний зв'язок напівмуфт дозволяє знижувати поштовхи та удари обертаючого моменту, захистити привід від шкідливих крутних коливань, компенсувати неспіввісність валів. Основною характеристикою пружної муфти є її жорсткість.

Для муфт змінної жорсткості

$$C_{\varphi} = d \cdot T / d \cdot \varphi ,$$

для муфт постійної жорсткості

$$C_{\varphi} = T / \varphi = \text{const} ,$$

де T – обертаючий момент; φ – кут закручування муфти моментом T .

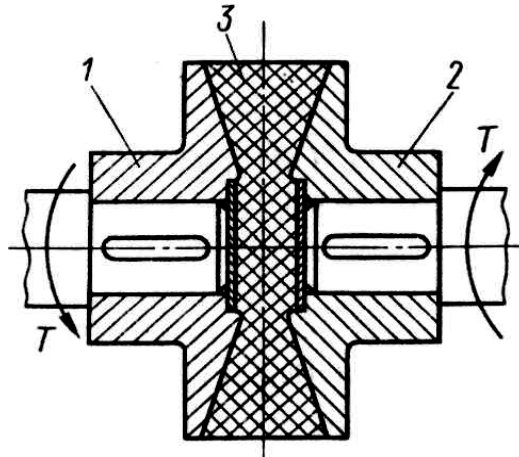


Рис. 9.2

Зміною жорсткістю володіють муфти з неметалічними пружними елементами, матеріали яких (гума, шкіра та ін.) не підкоряються закону Гука, а також муфти з металевими пружними елементами, умови деформації яких обмежені конструкцією. Найважливішою властивістю пружної муфти є її демпфируюча здатність, яка характеризується енергією, необоротно, що поглинається муфтою за один цикл (рис. 9.3): навантаження OA і розвантаження ($1BC$). Як відомо, це енергія вимірюється площею петлі гістерезису $OA1BC$. Енергія в муфтах витрачається на внутрішнє і зовнішнє тертя при деформації пружних елементів. Демпфируюча здатність пружних муфт знижує динамічні навантаження і прискорює загасання коливань.

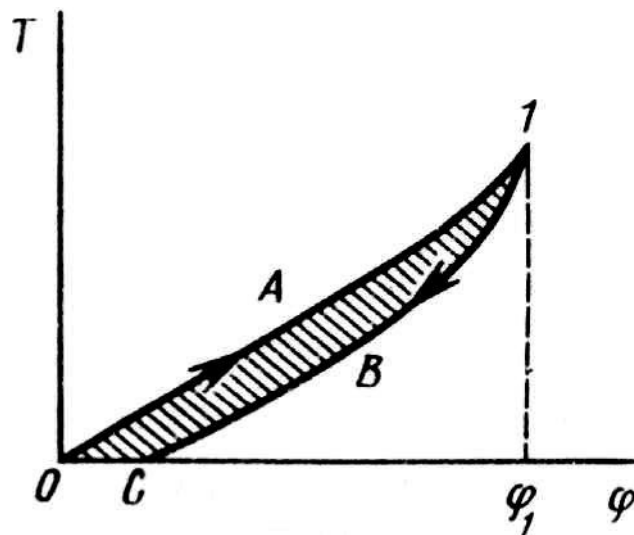


Рис. 9.3

В машинобудуванні застосовують велику кількість різноманітних за конструкціями муфти. Більшість конструкцій стандартизовано. Муфти з металево-пружними елементами володіють малими габаритними розмірами, високою довговічністю, великою здатністю навантаження.

Основні типи металевих пружних елементів зображені на (рис.9.4): *a* – виті циліндричні пружини; *б* – стержні, пластини або пакети пластин, розташовані по радіусу або по створюючій; *в* – пакети розрізних гільзових пружин; *г* – змієподібні пластинчасті пружини. Ці елементи працюють на кручення або на згин.

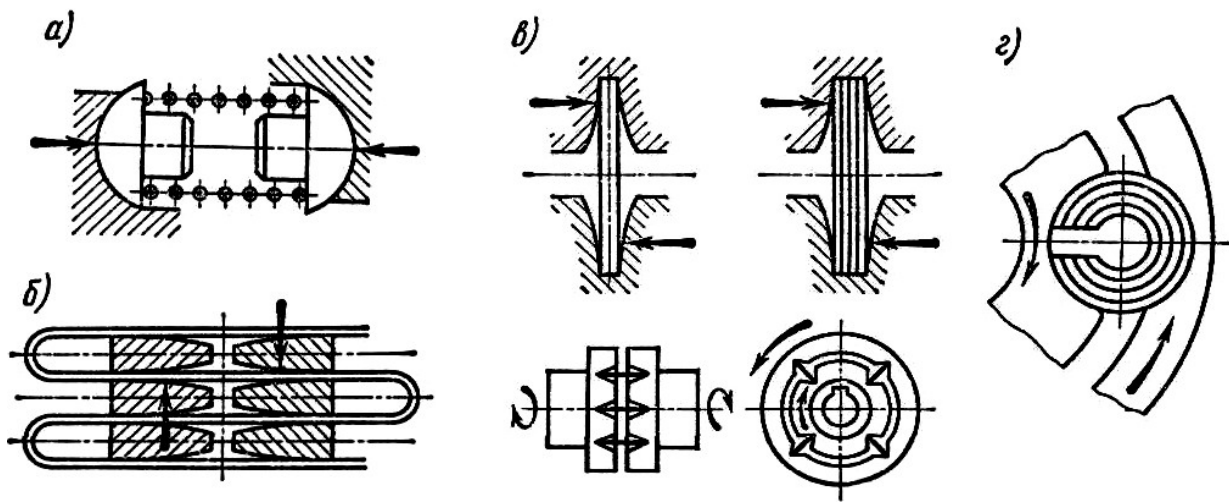


Рис. 9.4

Основним матеріалом неметалічних пружних елементів є гума, вона володіє високою еластичністю і через великі деформації може акумулювати велику кількість енергії (в 10 разів більш ніж сталь); високою демпфуючою здатністю внаслідок внутрішнього тертя, електроізоляційною здатністю. Вони прості та дешеві, ніж із сталевими пружними елементами. Основні типи гумових пружних елементів і схеми їх навантаження зображені на (рис. 9.5).

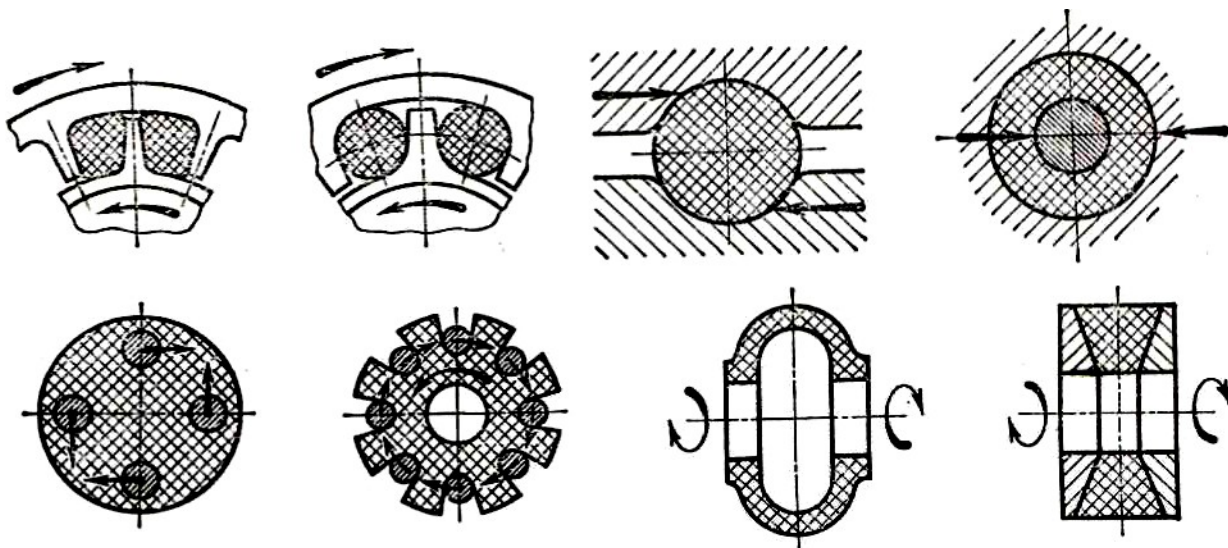


Рис. 9.5

З пружних муфт найширше застосування в машинобудуванні знаходять пружні втулково-пальцеві муфти за ГОСТ 21424-93 (рис. 9.6). Їх широко застосовують з електродвигунами, оскільки напівмуфти не мають безпосереднього металевого контакту. Обертаючий момент передається пальцями, жорстко закріпленими на одній напівмуфті; на пальці надіті гумові втулки або набір кілець. Такі муфти допускають залежно від типу розміру, подовжній зсув валів на 10...15 мм, радіальний зсув на 0,2...0,4 мм і кут перекосу валів до 1° . Вони використовуються для валів діаметром 9...150 мм при значеннях обертаючого моменту від 6,3 до 16000 Нм. Стандартом передбачено два виконання: тип 1 – з циліндричним розточуванням отворів, тип 2 – з конічним.

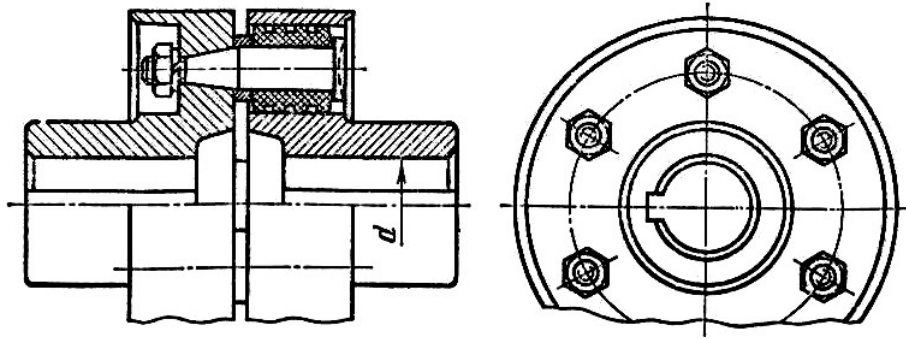


Рис. 9.6

Розміри елементів муфт, вказані в стандарті визначені при достатньо великому запасі міцності, тому перевірочний розрахунок виконують для пальців і втулок. Для обмеження зносу втулки перевіряють на контактний тиск пальця

$$p = \frac{2T}{z \cdot D_0 \cdot d_n \cdot l} = [p],$$

де z – кількість пальців; D_0 – діаметр розкладу пальців; d_n – діаметр пальців; l – довжина втулки; $[p]$ – допустимий тиск (звичайно рівний 2 МПа).

9. 2. Глухі та компенсуючи муфти

9.2.1. Глухі муфти

Для постійного з'єднання валів, які добре центровані та не мають осьових зсувів, в умовах експлуатації застосовують глухі втулкові та фланцеві муфти.

Валкові муфти встановлюють за ГОСТ 24246-96 в трьох варіантах: штифтові, шпонкові та шліцьові (Рис. 9.7). Стандарти розповсюджуються для з'єднання валів діаметром до 100 мм, і передачі обертаючого моменту від 1 до 12500 Нм без обмеження частоти обертання. Оцінка міцності проводиться по міцності штифтів, шпонок і зубів шліцьових з'єднань.

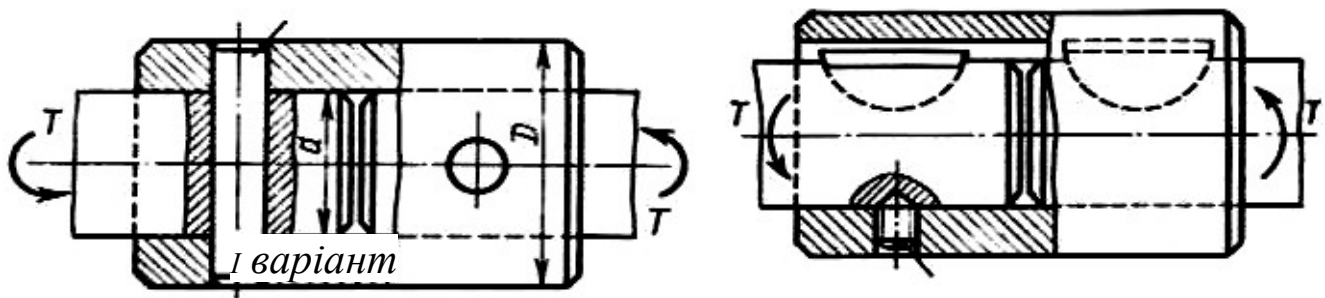


Рис. 9.7

Фланцеві муфти виготовляють за ГОСТ 20761-96 з чавуну і сталі, призначені для з'єднання співвісних валів діаметром до 250 мм і передачі обертаючого моменту від 16 до 40000 Нм. (Рис. 9.8). Напівмуфти з'єднуються між собою обертаючий момент передається силами тертя на фланцях. Необхідно центрувати фланці. При установці болтів без зазору обертаючий момент передається стержнями болтів.

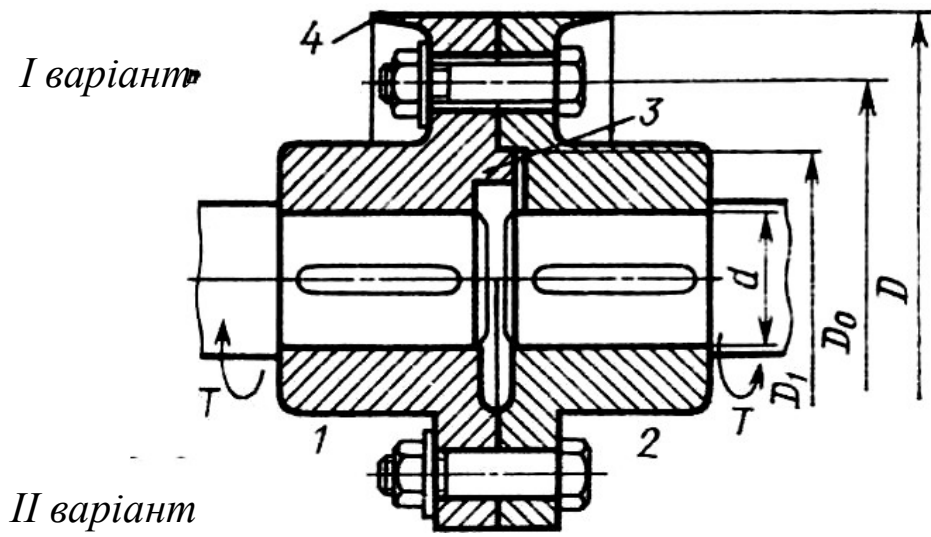


Рис.9.8

Іноді половину болтів встановлюють у фланцях напівмуфт без зазору. В цьому випадку центрування напівмуфт здійснюють ці болти. В результаті загвинчування гайок фланці притискаються силами затягування болтів. Обертаючий момент передаються з однієї напівмуфти на іншу стержнями болтів, поставлених без зазору та силами тертя на фланцях.

9.2.2. Компенсуючі муфти

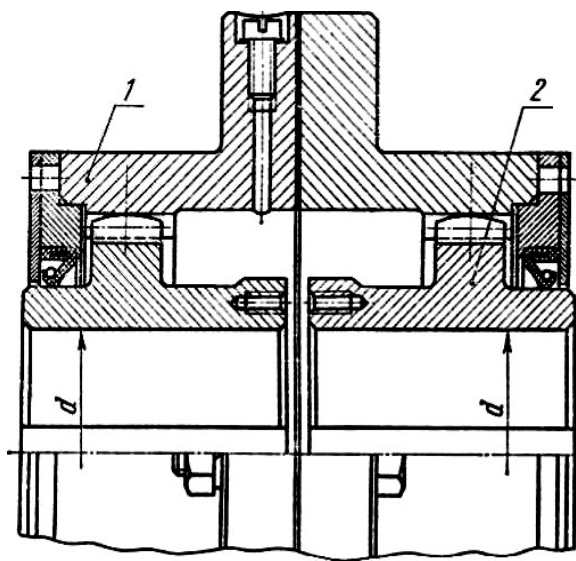
Муфти повинні володіти здатністю компенсувати відхилення від співвісного положення валів, що сполучаються, обумовлені особливостями конструкції машини, і практично неминучі зсуви валів, викликані погрішностями монтажу, а так само деформаціями валів від

експлуатаційних навантажень, теплових дій та ін. В протилежному випадку деталі муфт, вали та їх опори виявляються під впливом додаткових навантажень.

Для з'єднання валів з не співпадаючими осями застосовують компенсуючі муфти. Вони можуть бути зубчастими, ланцюговими, хрестовими, шарнірними та ін.

Самою поширеною є зубчаста муфта (ГОСТ 5006-83) для з'єднання валів діаметром від 40 до 560 мм. Муфта складається з двох обойм 1 з внутрішніми зубами і двох втулок 2 із зовнішніми зубами (Рис.9.9).

Зуби мають евольвентний профіль, що дозволяє нарізувати їх нормальним зуборізним інструментом. Для зменшення зносу зубів



муфти в її обойму заливають мастило великої в'язкості і встановлюють ущільнення. Зубчасті муфти володіють невеликими габаритами і масою; великою здатністю навантаження; допустимістю високих колових швидкостей (більше 25 м/с) і технологічністю.

Рис. 9.9

В транспортному машинобудуванні широке застосування знаходять шарнірні муфти за принципом шарніра Гука. Вони служать для передачі обертаючого моменту між валами з великими кутами перекосу до $\gamma = 40...45^\circ$, що змінюється під час роботи. Муфта складається

(Рис. 9.10, а) з двох напівмуфт – вилок 1 і 2, насаджених на кінці валів, взаємно розташованих під прямим кутом, і хрестовини 3 шарнірно сполученої з вилками.

Для забезпечення обертання відомого вала з постійною кутовою швидкістю або для можливості передачі обертального руху між паралельними валами із зсувом, а також при необхідності збільшення кута нахилу між валами застосовують здвоєну шарнірну муфту (Рис. 9.10, б). Для того, щоб відомий вал мав постійну частоту обертання, необхідно щоб обидва вали, ведучий і відомий, були паралельні та нахилені щодо проміжного валу здвоєної шарнірної муфти під однаковим кутом, а обидві вилки проміжного валику лежали в одній площині. Для можливості зсуву під час роботи вали з'єднують шарнірною здвоєною муфтою з телескопічним проміжним валиком (Рис. 9.10, в) тобто валиком, що змінює довжину. Шарнірні муфти підрозділяються на малогабаритні для діаметрів валів від 10 до 40 мм і крупно габаритні для передачі великих моментів (ГОСТ 5147-80).

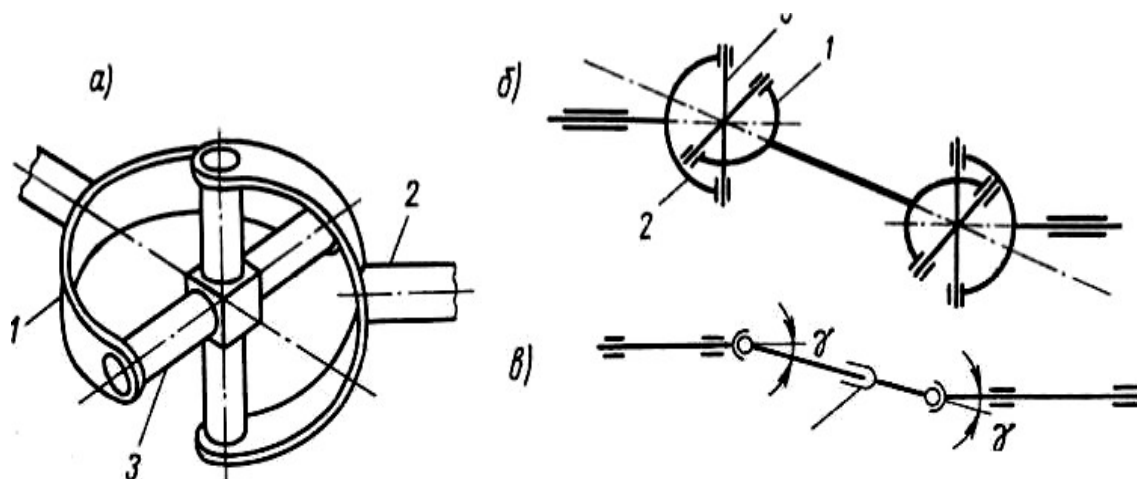


Рис. 9.10

9.3. Керовані муфти. Розрахунок.

Керовані муфти призначені для з'єднання і роз'єднання валів, а так само валів і встановлених на них деталей в рухомому або нерухомому станах. Їх використовують в коробках передач та інших механізмах. Передача обертаючого моменту може здійснюватися або за рахунок зачеплення (кулачкові або зубчасті муфти), або силами тертя (фрикційні муфти). Конструкції керованих муфт різноманітні. Кулачкові зчіпні муфти мають на торцевій поверхні кулачки різного профілю. Одна напівмуфта закріплюється на валу нерухомо, а друга може переміщатися вздовж валу. Муфти не допускають не співвісності валів.

Керована зубчаста муфта по конструкції аналогічна зубчастій компенсуючої муфті. Одна напівмуфта переміщається по осі валу. Включення і виключення кулачкових і зубчастих муфт може проводитися тільки при непрацюючому двигуні. Фрикційні муфти передають обертаючий момент між напівмуфтами за рахунок сил тертя на робочих поверхнях (дискової або конічної форми). Тиск на поверхнях контакту (змащених або сухих) створюється за допомогою механізмів включення різного типу (механізмів пружно-важельних механізмів, електричних, гідравлічних і пневматичних пристроїв). При включенні фрикційних муфт обертаючий момент наростає із збільшенням сили стиску. Завдяки цьому вали можна сполучати під навантаженням. Фрикційні муфти повинні володіти надійністю зчеплення, високою зносостійкістю контактуючих поверхонь. Матеріали фрикційних муфт повинні володіти

теплостійкістю. Нагрів муфт відбувається у момент перемикання або пробуксовування, коли має місце ковзання робочих поверхонь. Перегрів приводить до збільшення зносу або задеру поверхонь.

Найбільше розповсюдження на практиці отримали наступні комбінації матеріалів: загартована сталь по загартованій сталі або сталь по чавуну при доброму мастилі; азбестові або порошкові обкладки по сталі або чавуну без мастила. Матеріал вибирається залежно від середнього контактного тиску

$$p = \frac{2Tk}{f \cdot z \cdot A \cdot D_m} \leq [p],$$

де T – обертаючий момент; k – коефіцієнт запасу зчеплення, $k = 1,3 \dots 1,5$; z – кількість пар поверхонь тертя; A – площа поверхні тертя, $A = \pi D_o \cdot b$; D_m – середній діаметр робочих поверхонь дисків; b – ширина обкладки; $[p]$ – допустимий тиск (звичайно рівний 2 МПа).

Необхідна осьова сила стиску дисків

$$F_a = \frac{2TK}{f \cdot z \cdot D_m},$$

де D_m – середній діаметр робочої поверхні диска.

Можна визначити розрахунковий обертаючий момент на муфті

$$T_p = \frac{1}{2} F_a \cdot f \cdot z \cdot D_m \cdot k.$$

Існує велика кількість конструкцій фрикційних муфт. Широке розповсюдження отримала багатодискова муфта (Рис.9.11). Муфта складається з насадженого на вал 1 барабана 2 з внутрішніми шліцами,

шліцьової втулки 8 насадженої на вал 9, а також ведучих 5 і відомих 4 дисків, що стискаються повідцем 3 при осьовому переміщенні втулки 6 по направляючій шпонки 7. Осьове переміщення дисків відбувається за рахунок ковзання виступів по шліцьових пазах барабана і втулки.

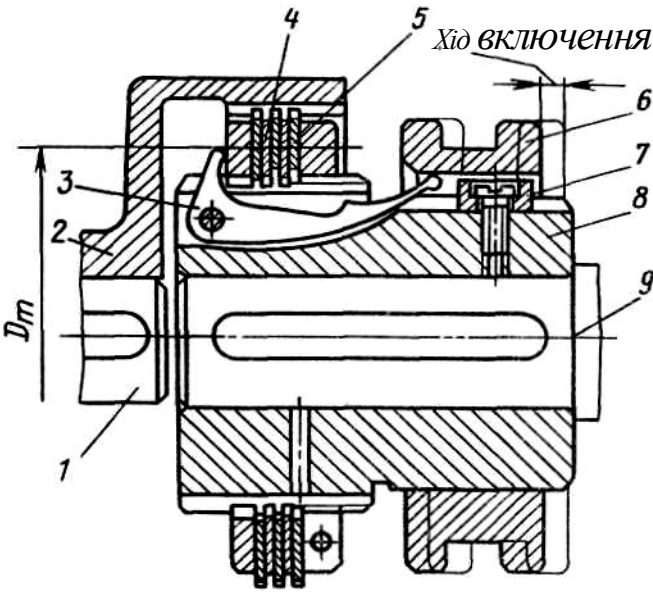


Рис. 9.11

9.4. Запитання для самоперевірки

1. Які є основні та додаткові функції, що можуть виконувати муфти уприводах машин?
2. Назвіть класифікацію механічних муфт приводів?
3. Наведіть приклади основних груп некерованих муфт. Які функції виконують ці муфти?
4. В яких випадках застосовують керовані муфти? Наведіть приклад керованих муфт.
5. За якими параметрами роботи машини можна здійснювати регулювання роботи самокерованих муфт?
6. Наведіть приклади пружних муфт. Які види розрахунків передбачають для таких муфт?
7. Наведіть приклади глухих муфт. В яких випадках їх застосовують?
8. Які погрішності розташування валів можуть бути при монтажі та експлуатації?

Література

1. Заблонський К. І. Детали машин. Київ : Вища школа, 2003. 518 с.
2. Деталі машин : навчальний курс (MOODLE). Миколаїв : МНАУ, 2022.. URL: <http://moodle.mnau.edu.ua/course/view.php?id=340>.
3. Деталі машин : підручник / А. В Міняйло та ін. Київ : Агроосвіта, 2013. 448с.
4. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування. Львів : Новий світ, 2000, 2006. 252 с.
5. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
6. Павлице В. Т., Данило Я. Я. Різьби, різьбові та кріпильні деталі : довідник. Львів : Інтелект-Захід, 2001. 239 с.
7. Пастушенко С. І., Гольдшмідт О. В., Ярошенко В. Ф. Курсове проектування деталей машин. Київ : Аграрна освіта, 2003. 291 с.
8. Пастушенко С. І., Гольдшмідт О. В., Ярошенко В. Ф. Лабораторний практикум з деталей машин. Київ : Аграрна освіта, 2005. 240 с.
9. Розрахунок передач привода : методичні вказівки до виконання курсового проекту по деталях машин / уклад. Д. І. Мазоренко, А. В. Міняйло, Б. З. Овчаров, Л. М. Тіщенко. Харків : ХДТУСГ, 2004. 132 с.

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН
Модуль № 3 «З'єднання різного призначення.
Муфти»

Методичні рекомендації

Укладачі: **Баранова** Олена Володимирівна
Полянський Павло Миколайович
Іванов Геннадій Олександрович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.
Тираж 30 прим. Зам. №

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету
54020, м. Миколаїв, вул. Г. Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.