

Тема 3.12: Шпонкові і шліцьові з'єднання

План лекції

1. Шпонкові з'єднання.
2. Розрахунок з'єднань призматичними шпонками.
3. Зубчасті (шліцьові) з'єднання, застосування та перевірочний розрахунок

1. Шпонкові з'єднання. Розрахунок з'єднань призматичними шпонками



Шпонкові з'єднання – це з'єднання, що утворені за допомогою шпонок. **Шпонкою** називають деталь, яку вставляють у пази вала і маточини для утворення з'єднання, здатного передавати крутний момент від вала до маточини або навпаки. Це з'єднання типу вал-маточина.

На основі розроблених нових конструкцій шпонок, на рівні винаходів, нами запропоновано нову класифікацію шпонкових з'єднань, яка відрізняється від наведеної у підручниках з деталей машин. Її суть така:

- шпонкові з'єднання жорсткими стандартними шпонками (рис. 12.1) – **клиновими**,



призматичними,



сегментними.



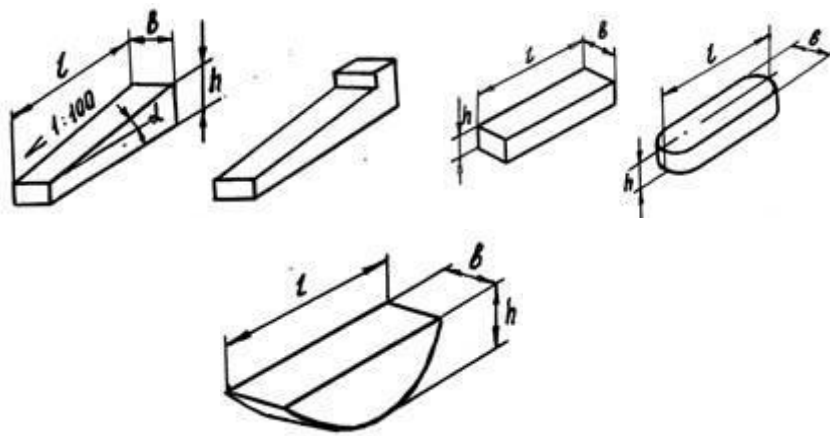


Рис. 12.1. Схеми жорстких стандартних шпонок

- шпонкові з'єднання жорсткими спеціальними шпонками (рис. 12.2), з різними поперечними перерізами;

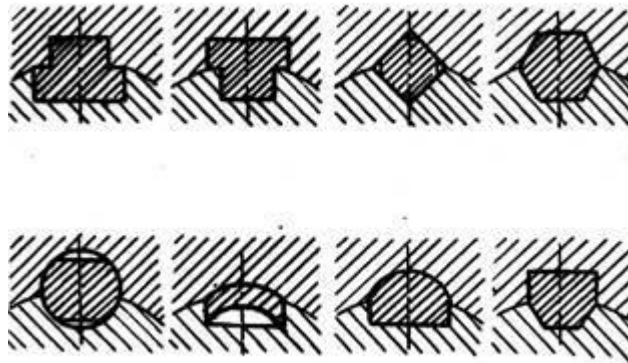


Рис. 12.2. Схеми перерізів жорстких спеціальних шпонок

- шпонкові з'єднання напівжорсткими або напівпружними шпонками (рис. 12. 3).

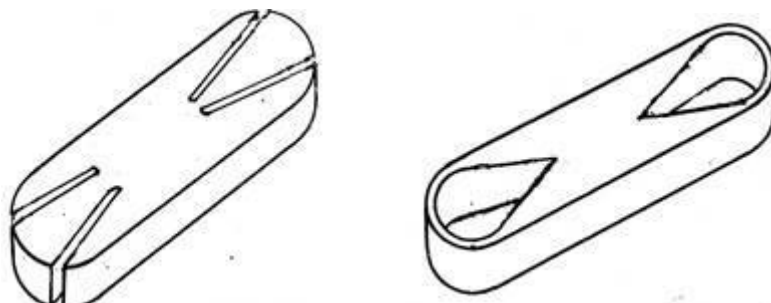


Рис. 12.3. Схеми напівжорстких або напівпружних шпонок

- шпонкові з'єднання пружними шпонками (рис. 12.4);

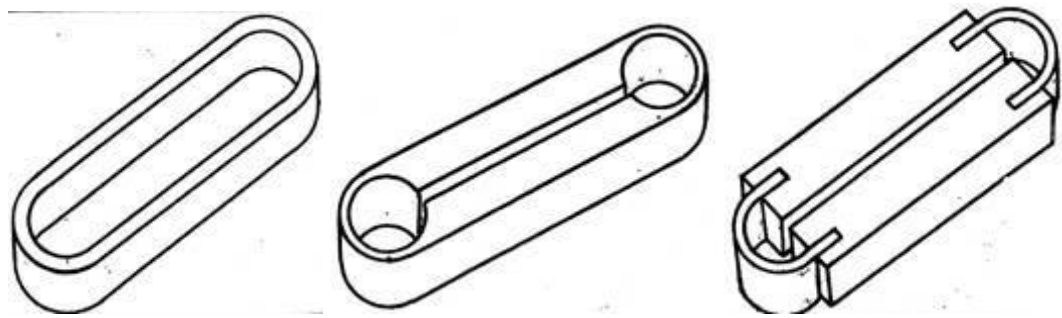


Рис. 12.4

- шпонкові з'єднання запобіжними шпонками (рис. 12.5).

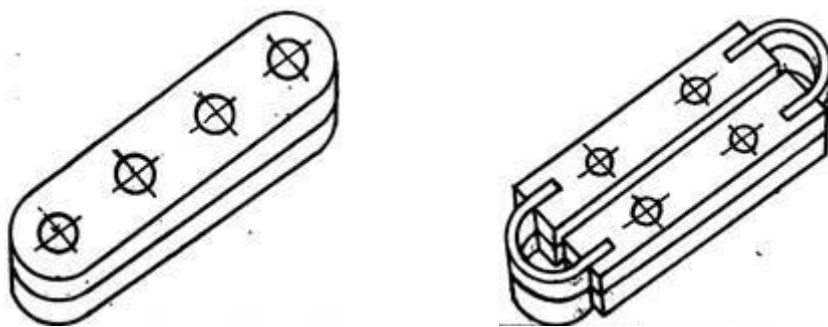


Рис. 12.5

Шпонкові з'єднання жорсткими шпонками розрізняють **ненапружені** та **напружені**. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних і сегментних шпонок. Напружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою клинових шпонок.

Пази в маточині виконують **довбанням** або **протягуванням** одношліцевою протязкою завширшки b на глибину t_1 .

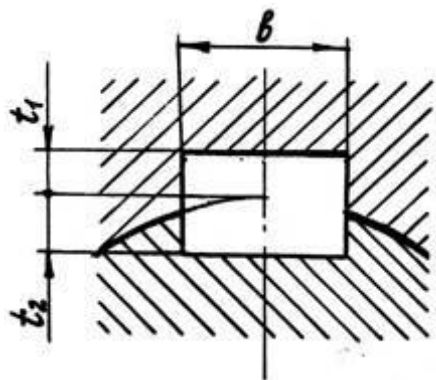


Рис. 12.6. Схема пазів у валу і маточині з розмірами

Пази на валу (рис. 12.7) виконують **фрезеруванням пальцевою** або **дисковою фрезами** завширшки b на глибину t_2 .

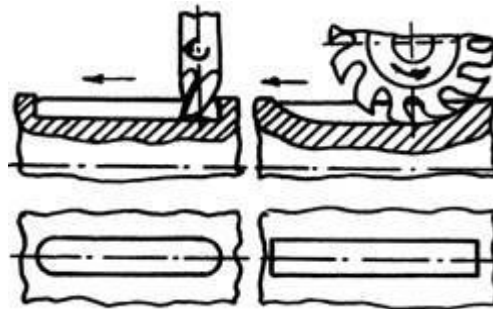


Рис. 12.7. Схеми виготовлення пазів у валу

Найбільше ширину призматичної шпонки та ширину паза в маточині виконують з посадкою $\frac{J_9}{h9}$, а у валу – $\frac{P9}{h9}$ (рис. 12.8). Шпонки входять у паз **маточини** таким чином, що між верхньою гранню шпонки і дном маточини утворюється зазор. У з'єднанні клиновою шпонкою зазори утворюються між боковими гранями вала і маточини з боковою гранню шпонки.

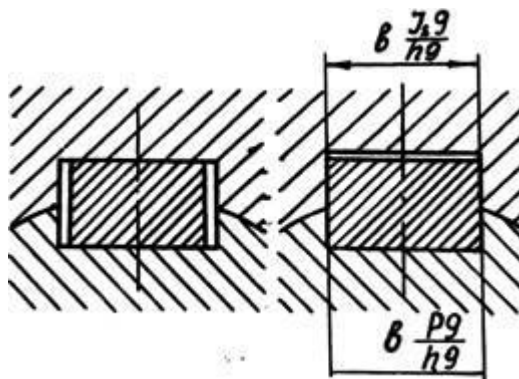


Рис. 12.8. Схеми встановлення і посадок шпонок у пази вала і маточини

Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою **призматичних** (ГОСТ 23360-78)



і **сегментних** (ГОСТ 24071-80) стандартних шпонок.



Згідно із стандартом ширина шпонок b і висота h вибирається залежно від діаметра вала d . Довжину шпонки l вибирають залежно від довжини маточини l_m деталі.

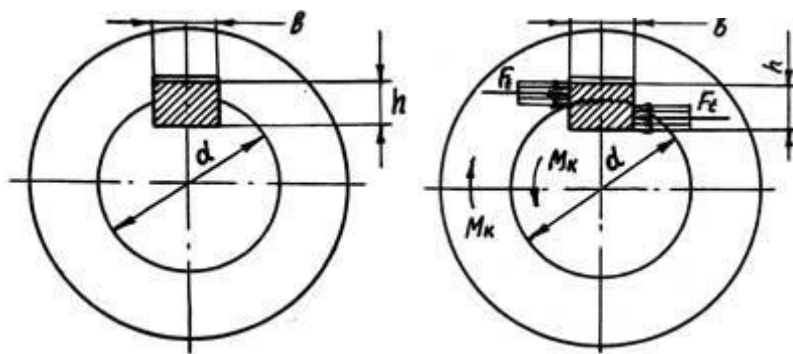


Рис. 12.9. Розрахункова схема ненапружених шпонкових з'єднань

До прикладання крутного моменту M_k у шпонці не виникають напруження (рис. 12.9), тому таке шпонкове з'єднання є ненапруженим. Під час прикладання крутного моменту (рис. 12.9) у з'єднаннях вал-шпонка і маточина-шпонка виникають напруження зминання, а на більшій грані шпонка може зрізатися.

Для ненапружених шпонкових з'єднань виконують, як правило, перевірні розрахунки:

- на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot h} \leq [\sigma]_{зм}; \quad (12.1)$$

- на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{F_t}{A_{зр}} = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]_{зр}. \quad (12.2)$$

У наведених умовах міцності l – робоча довжина шпонки. Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$ залежать від матеріалу маточини і приймаються $[\sigma]_{зм} = 70 \dots 120 \text{ МПа}$. Допустимі напруження зрізу $[\tau]_{зр}$ залежать від матеріалу шпонки і рівні $[\tau]_{зр} = 0,25 \sigma_T$, де σ_T – границя текучості матеріалу шпонки.

Коли умови міцності не виконуються, потрібно збільшити довжину шпонки, якщо дозволяє довжина маточини, або передбачити дві шпонки, взаємно зміщені на 180° .

Розрахунок напружених шпонкових з'єднань

Напружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою **клинових** шпонок (ГОСТ 23068-80). Згідно із стандартом ширина шпонок b і висота h вибирається залежно від діаметра вала d . Довжину шпонки l вибирають залежно від довжини маточини l_m деталі. Ухил широкої грані приймається $1:100$.

Напружені шпонкові з'єднання за способом розміщення клинових шпонок на валах є (рис. 12.10) **фрикційними**, **на лисці**, **тангенціальними** і **врізними** (рис. 12.11).

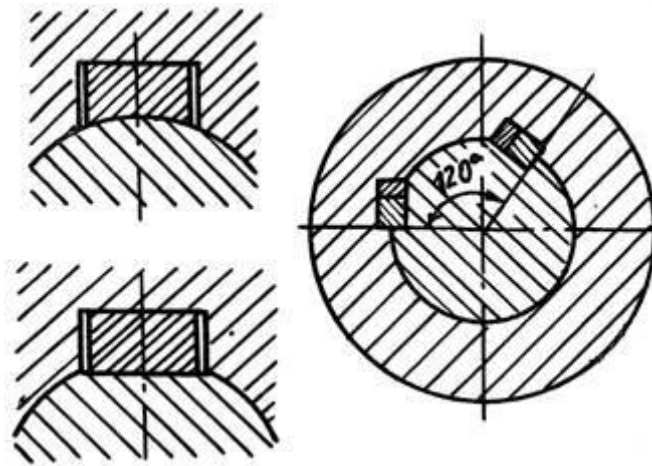


Рис. 12.10. Схеми шпонкових з'єднань клиновою шпонкою

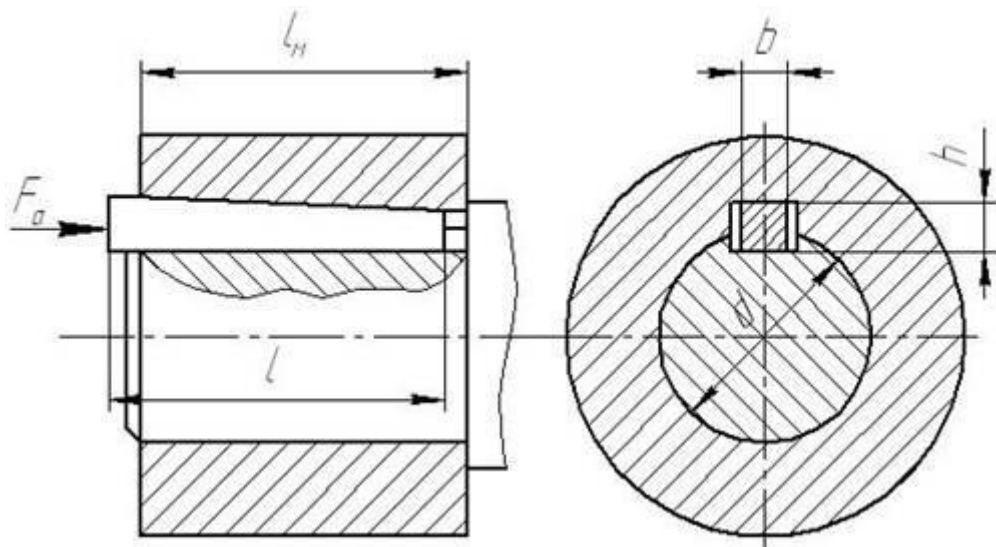


Рис. 12.11. Схеми шпонкового з'єднання врізною клиновою шпонкою

Розглянуті з'єднання клиновими шпонками передають крутний момент за рахунок сил тертя, які виникають у сполуках широких граней з валом і матчиною. Сили тертя створює натяг у радіальному напрямі під час забивання клинових шпонок. Тому з боку бічних граней клинових шпонок передбачаються зазори.

Таким чином у ненавантаженому крутним моментом з'єднанні на робочих гранях шпонки (рис. 12.12) мають місце напруження зминання $\sigma_{зм}$, тому таке шпонкове з'єднання є напруженим. Під час прикладання крутного моменту у сполуках вал-шпонка і маточина-шпонка напруження зминання

$\sigma_{зм}$ змінюються (див. рис. 12. 12, б, в, г). Крайнім станом вважається розподіл напруження зминання $\sigma_{зм}$ за епюрою зображеною на рис. 12.12в.

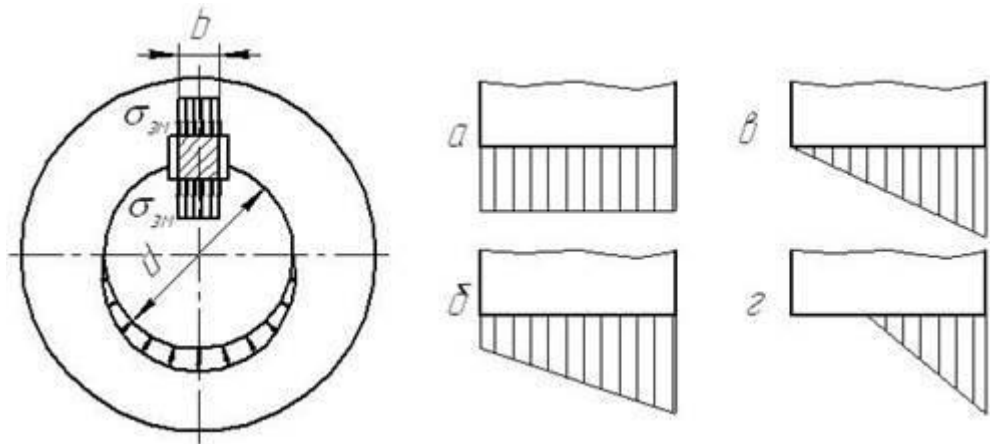


Рис. 12.12. Схеми розподілу навантаження у з'єднанні клинковою шпонкою

Крутний момент M_k , прикладений до вала (рис. 12.13), зрівноважується дією сили F_n , прикладеної до вала з боку шпонки, і дією такої самої сили з боку маточини, а також дією сил тертя F_f з боку шпонки та маточини. Тоді умова рівноваги вала буде:

$$M_k = \frac{F_f \cdot d}{2} + F_f \cdot c + \frac{F_n \cdot b}{6} \quad (12.3)$$

Враховуючи те, що: $F_f = f \cdot F_n$, $F_n = \frac{\sigma_{зм} \cdot b \cdot l}{2}$ і $c \approx \frac{d}{2}$ з умови рівноваги

$$\sigma_{зм} = \frac{12 \cdot M_k}{b \cdot l (b + 6 \cdot f \cdot d)} \leq [\sigma]_{зм} \quad (12.4)$$

У наведених умовах міцності f – коефіцієнт тертя; l – робоча довжина шпонки. Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$ залежать від матеріалу маточини і приймаються $[\sigma]_{зм} = 70 \dots 120 \text{ МПа}$.

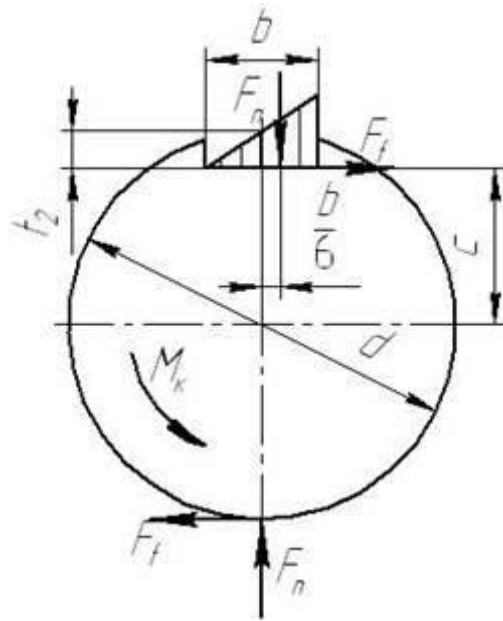
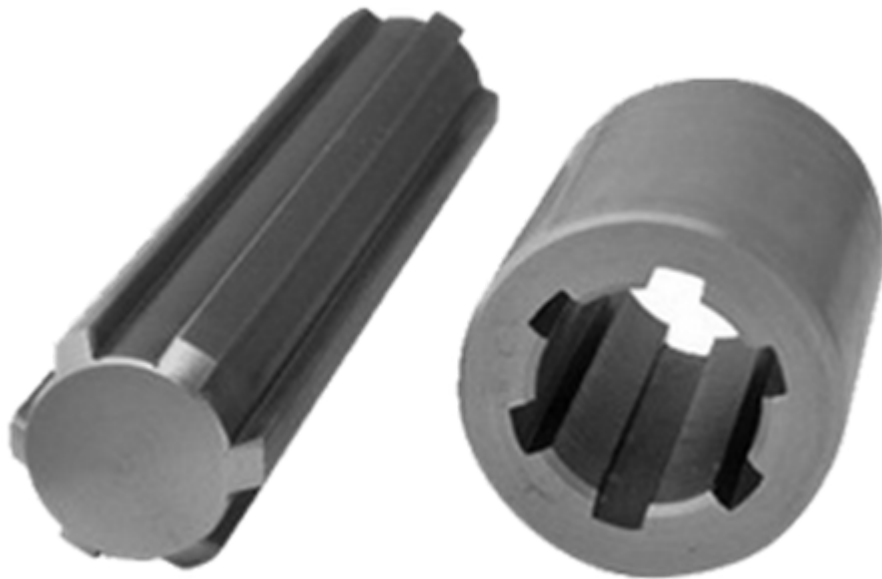


Рис. 12.13. Розрахункова схема з'єднання клиновою шпонкою

2. Зубчасті (шліцьові) з'єднання, застосування та перевірний розрахунок



Коли не забезпечується міцність шпонкового з'єднання під час передавання крутного моменту, тоді застосовують шліцьове з'єднання (рис. 12.14). Таке з'єднання утворюється за рахунок **шліців** (зубців), що нарізують на поверхні вала та отвору маточини.

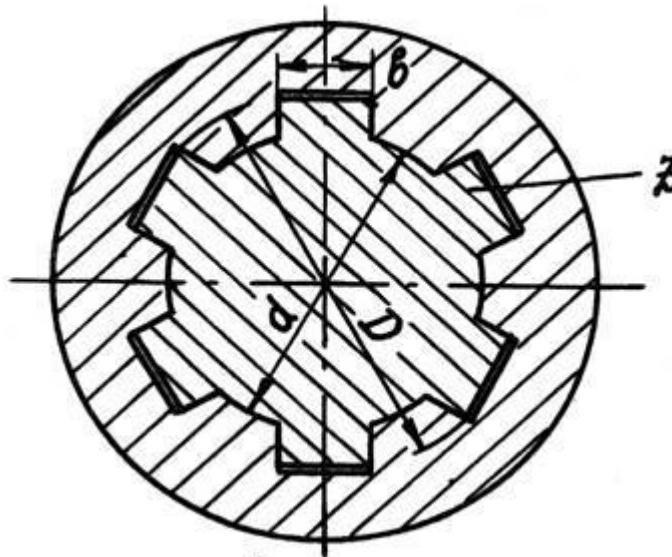


Рис. 12.14. Схема шліцевого з'єднання

Класифікують шліцеві з'єднання таким чином:

- за формою профілю шліців: **прямокутні, евольвентні та трикутні**;



- за centruванням: **за внутрішнім діаметром d , за зовнішнім діаметром D та за бічними гранями шліців b** ;

- за серіями: **легкої, середньої та важкої**.

Шліцеві з'єднання з прямокутним профілем шліців стандартизовані по ГОСТ 1139-80, з евольвентним профілем шліців стандартизовані за ГОСТ 6033-80, а з трикутним профілем шліців – нестандартизовані.

Розміри поперечного перерізу: внутрішній діаметр d , зовнішній діаметр D , ширина b і число z шліців приймаються залежно від діаметра вала і технологічних міркувань. Довжину шліців l вибирають залежно від довжини маточини l_m .

Розрахунок шліцевих з'єднань



Шліци шліцевих з'єднань працюють на деформацію зминання, зрізу і згину. Найнебезпечнішою є деформація зминання. На рис. 12.15 показано розрахункову схему шліцевого з'єднання.

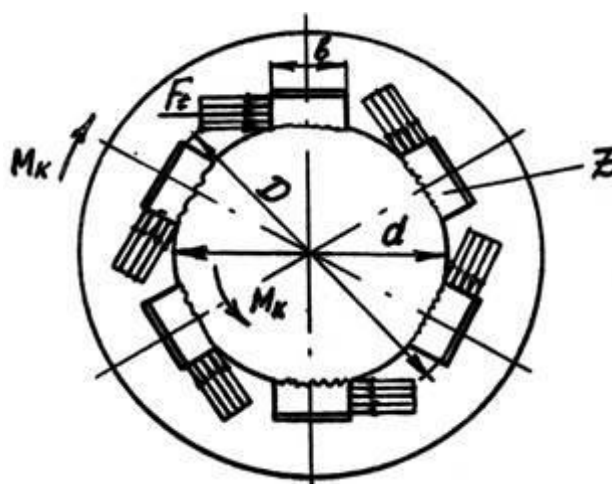


Рис. 12.15. Розрахункова схема шліцевого з'єднання

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

$$\begin{array}{l} \text{- на зминання} \end{array} \quad \sigma_{зм} = \frac{8 \cdot M_k}{(D^2 - d^2) \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma]_{зм}; \quad (12.5)$$

$$\begin{array}{l} \text{- на зріз} \end{array} \quad \tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_k}{(D + d) \cdot b \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\tau]_{зр}; \quad (12.6)$$

$$\begin{array}{l} \text{- на згин} \end{array} \quad \sigma_{зг} = \frac{3 \cdot M_k \cdot (D - d)}{(D + d) \cdot b^2 \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma]_{зг}. \quad (12.7)$$

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