

ГЛАВА 4. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ І ВИБОРУ

4.1 Розрахунок і вибір посадок з гарантованим зазором

У процесі експлуатації машин відбувається знос деталей, вузлів, агрегатів, що справляє вирішальний вплив на довговічність і експлуатаційну надійність машин та обладнання. У загальному вигляді динаміку процесу збільшення зазору в часі можна зобразити у вигляді кривої (рис. 4.1).

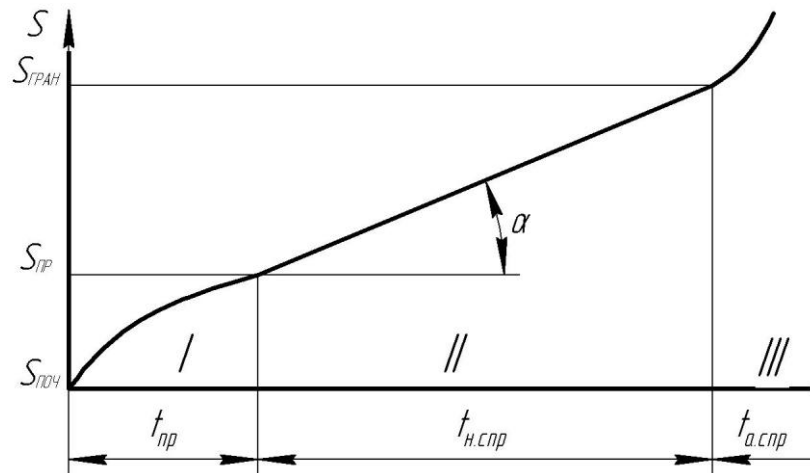


Рисунок 4.1

Динаміка процесу спрацювання

У першому періоді – період припрацювання $t_{пр}$ – з'єднання ніби пристосовується до умов навантаження. Зазор збільшується інтенсивно внаслідок згладжування шорсткостей.

У другому періоді – періоді морального спрацювання $t_{н.спр}$ швидкість наростання спрацювання постійна або повільно наростає. Цей період складає найбільшу частину часу роботи з'єднання. Досягнення $S_{гран}$ означає, що нормальна робота закінчилась і потрібно проводити відновлювальні роботи.

У третьому періоді – періоді аварійного спрацювання $t_{а.спр}$ – зазор різко збільшується, що, як правило, призводить до поломки деталей або до аварії.

У процесі експлуатації потрібно домагатися того, щоб час досягнення граничного зазору (спрацювання), був як найбільшим, тобто щоб був вищим ресурс сполучення. Ресурс – сумарне напрацювання вибору до його граничного стану, тобто до появи $S_{гран}$.

Ресурс роботи припрацьованого з'єднання визначається за такою формулою:

$$t_{н.спр} = \frac{S_{гран} - S_{пр}}{2tg\alpha}, \quad (4.1)$$

де $tg\alpha$ – інтенсивність наростання спрацювання в процесі експлуатації. Ця величина встановлюється дослідним шляхом і залежить від початкового зазору S_{noc} , шорсткості поверхонь деталей, що працюють, умов їх експлуатації.

Розрахунок посадок з гарантованим зазором виконують для з'єднань, що працюють в умовах рідинного тертя, на основі гідродинамічної теорії змащування. Характер та умови роботи цих з'єднань дуже різноманітні. Вони відрізняються один від одного характером взаємного переміщення деталей, температурним режимом роботи, напрямом дії навантажень, способом підведення мастила тощо. Ось чому не може бути єдиної методики їхнього розрахунку.

Найпоширенішим типом важливих з'єднань з гарантованим зазором є підшипник ковзання. Розглянемо методику розрахунку з'єднання "підшипник ковзання - вал" (рис. 4.2).

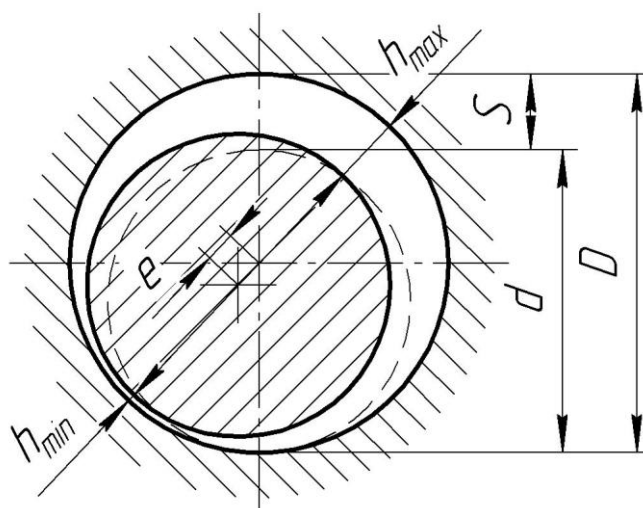


Рисунок 4.2

Схема положення вала в з'єднанні «підшипник ковзання – вал»

У стані спокою вал опирається на підшипник. Під час обертання мастило тягнеться за валом, і вал ніби впливає наверх. Через силу гідродинамічного тиску відбувається зрівноваження зовнішнього навантаження і розклинювання поверхонь вала і вкладишу підшипника. При цьому вал зміщується у напрямку обертання, і діаметральний зазор по лінії центрів вала й отвору S поділиться на h_{min} (зазор або товщина шару мастила у місці найбільшого зближення поверхонь) і на $h_{max} = S - h_{min}$ (зазор на діаметрально протилежному боці). Положення вала у підшипнику характеризується абсолютним ексцентриситетом e .

Із гідродинамічної теорії змащення залежність між h і S виражається такою залежністю:

$$hS = \frac{0,52d_n^2\omega\eta}{p} \cdot \frac{l}{d_n + l}, \quad (4.2)$$

де h – товщина шару мастила у місці найбільшого зближення вала і вкладишу підшипника в робочому стані, м;

S – діаметральний зазор по лінії центрів вала і вкладиша підшипника у стані спокою, м;

d_n – діаметр вала, м;

l – довжина підшипника, м;

ω – кутова швидкість, рад/с;

η – абсолютна в'язкість масла, Па с;

p – середній питомий тиск у підшипнику, Па.

$$p = \frac{R}{d_n l}, \quad (4.3)$$

де R – навантаження на вал, Н.

Якщо за умовою радіальне навантаження не задано, то його можна визначити:

$$R = \frac{\mu\omega}{\psi} l d_n C_R, \quad (4.4)$$

де μ – динамічна в'язкість мастила Па с;

ψ – відносний зазор, що дорівнює $\frac{S}{d_n}$;

C_R – безрозмірний коефіцієнт завантаженості підшипника, який залежить від $\frac{l}{d_n}$.

Для встановленого руху $h = \frac{S}{4}$. У такому випадку матимемо у сполученні найвигідніший зазор. Підставляючи це значення у формулу (4.2), знаходимо величину цього зазору

$$S_{\text{найв}} = 2 \sqrt{\frac{0,52d_n^2\omega\eta}{p} \cdot \frac{l}{d_n + l}}. \quad (4.5)$$

За знайденим значенням $S_{найв}$ визначається величина розрахункового зазору з урахуванням того, що в процесі припрацювання висота шорсткості на обох сполучених поверхнях зменшиться на 0,7 від початкової, тобто:

$$S_{розр} = S_{найв} - 1,4(R_{zD} + R_{zd}). \quad (4.6)$$

Посадку вибирають, виходячи з умови:

$$S_{розр} \approx S_{ст.сер}. \quad (4.7)$$

Посадку слід вибирати з числа переважаючих. Посадки з $S_{min}=0$ застосовувати недоцільно. Обрану посадку потрібно перевірити на забезпеченість мінімального шару мастила за найнесприятливіших умов:

$$h_{min} = \frac{hS}{S_{ст.мах} + 1,4(R_{zD} + R_{zd})}. \quad (4.8)$$

Рідинне тертя зберігається у тому випадку, коли шар мастила у місці найбільшого зближення вала із вкладишем у процесі роботи не матиме розривів, тобто:

$$h_{min} \geq R_{zD} + R_{zd}. \quad (4.9)$$

Для більш відповідальних з'єднань:

$$h_{min} \geq K(R_{zD} + R_{zd}), \quad (4.10)$$

де $K \geq 2$ – коефіцієнт запасу надійності по товщині шару мастила.

Якщо ця умова виконується, то посадку обрано вірно, а якщо ні – потрібно обрати іншу посадку і знову виконати розрахункову перевірку.

Приклад 4.1. Підібрати стандартну посадку з гарантованим зазором для наступних вихідних даних:

$$d_n = 70 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l = 100 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \omega = 100 \text{ рад/с}; \eta = 0,02 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$p = 2,016 \cdot 10^6 \text{ Па}; R_{zD} = 6,3 \text{ мкм}; R_{zd} = 3,2 \text{ мкм}.$$

1. Визначаємо добуток:

$$hS = \frac{0,52d_n^2 \omega \eta}{p} \cdot \frac{l}{d_n + l} = \frac{0,52(70 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 100 \cdot 0,02}{2,016 \cdot 10^6} \cdot \frac{100 \cdot 10^{-3}}{(70 + 100)10^{-3}} =$$

$$= 1415 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2 = 1415 \text{ мкм}^2.$$

2. Визначаємо найвигідніший зазор:

$$S_{найв} = 2\sqrt{hS} = 2\sqrt{1415} = 72,2 \text{ мкм}.$$

3. Знаходимо величину розрахункового зазору:

$$S_{розр} = S_{найв} - 1,4(R_{zD} + R_{zd}) = 72,2 - 1,4(6,3 + 3,2) = 61,9 \text{ мкм}.$$

4. За таблицями вибираємо посадку, яка задовольняє умову $S_{розр} \approx S_{ст.сер.}$. Такій умові відповідає посадка $70 \frac{H7}{f7}$, у якої $S_{max} = 90 \text{ мкм}$,

$$S_{min} = 30 \text{ мкм}, S_{ст.сер.} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60 \text{ мкм}.$$

5. Визначаємо найменшу товщину шару мастила:

$$h_{min} = \frac{hS}{S_{ст.макс} + 1,4(R_{zD} + R_{zd})} = \frac{1415}{90 + 1,4(6,3 + 3,2)} = 13,7 \text{ мкм}.$$

Умова $h_{min} \geq R_{zD} + R_{zd}$ виконується, тобто $13,7 > 6,3 + 3,2$.

Отже посадку вибрано вірно.

Посадку можна вибрати за значенням розрахункових зазорів.

Визначаємо допуск посадки: $S_{розр.макс}$ і $S_{розр.мін}$.

$$T_S = S_{розр.макс} - S_{розр.мін}. \quad (4.11)$$

Спочатку визначаємо квалітет за коефіцієнтом точності:

$$a = \frac{T_S}{i}, \quad (4.12)$$

де i – одиниця допуску.

Визначаємо граничні монтажні зазори:

$$S_{m.max} = S_{розр.max} - 0,3T_S, \quad (4.13)$$

$$S_{m.min} = S_{розр.min} - 0,3T_S. \quad (4.14)$$

Вибираємо посадку, виходячи з умови:

$$S_{ст.max} = S_{m.max}, \quad (4.15)$$

$$S_{ст.min} = S_{m.min}. \quad (4.16)$$

Приклад 4.2. Розрахувати і підібрати стандартну посадку по наступним вихідним даним: $d_n = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $S_{розр.max} = 25 \text{ мкм}$; $S_{розр.min} = 65 \text{ мкм}$.

Визначаємо допуск посадки:

$$T_S = 65 - 25 = 40 \text{ мкм}.$$

Знаходимо монтажні зазори:

$$S_{m.max} = 65 - 0,3 \cdot 40 = 53 \text{ мкм}.$$

$$S_{m.min} = 25 - 0,3 \cdot 40 = 13 \text{ мкм}.$$

За таблицями СТ СЭВ 144-75 підбираємо посадку, що задовольняє умову

$S_{ст.max} = S_{m.max}$, і $S_{ст.min} \geq S_{m.min}$. Такій умові відповідає посадка $\text{Ø}40 \frac{H8}{h6}$, у якій $S_{ст.max} = 89 \text{ мкм}$; $S_{ст.min} = 25 \text{ мкм}$.

Для даної посадки за таблицями СТ СЭВ 144-75 знаходимо відхилення деталей ($ES = +0,064 \text{ мкм}$, $EI = +0,025 \text{ мкм}$, $es = 0$; $ei = -0,025 \text{ мкм}$).

Для вибору посадок невідповідальних з'єднань може бути використаний метод аналогії. Він полягає у призначенні посадки, що аналогічна відомим посадкам, які добре працюють у з'єднаннях такого ж типу.

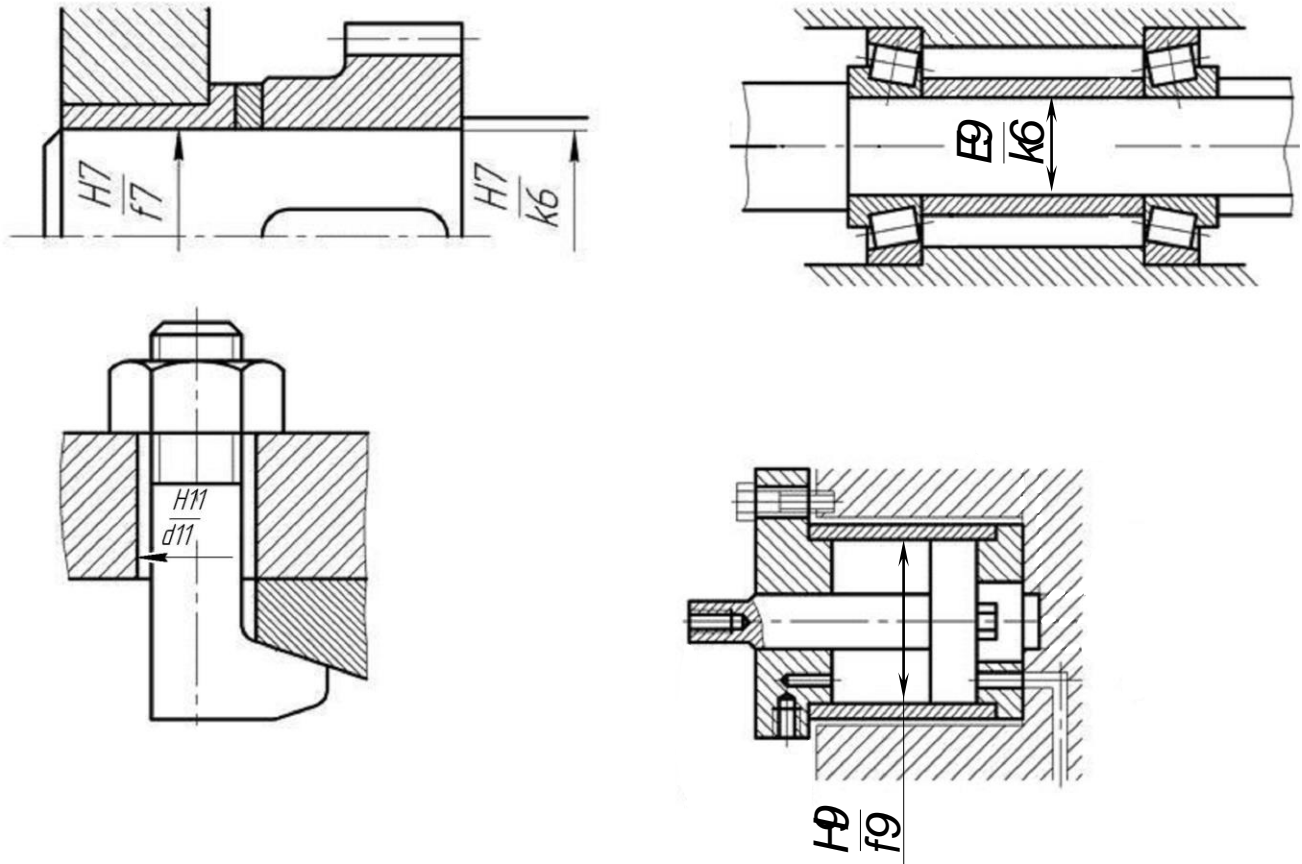
Приклади застосування посадок з зазором приведені на рис. 4.3.

Для підвищення довговічності необхідно створювати гарантований запас на спрацювання. Для цього треба визначити мінімальний зазор, при якому забезпечується рідинне тертя. Потім за S_{min} вибирається посадка і знаходиться S_{max} при якому зберігається рідинне тертя і роботоздатність з'єднання.

Запас на спрацювання дорівнює $(S_{max} - S_{min}) - (T_d + T_D)$. Знаючи величину запасу на спрацювання і швидкість спрацювання з'єднаних деталей,

можна визначити час надійної роботи з'єднання.

Для вибору оптимальних посадок необхідно знати залежність товщини масляного шару в місці найбільшого зближення цапфи і вкладишу підшипника від величини зазору S . Вид залежності $h = f(S)$ при постійних значеннях l/d і кута охоплення підшипника показаний на рис. 4.4. Встановлено, що рідинне тертя створюється лише в певному діапазоні діаметральних зазорів, обмеженому найменшим S_{min} і найбільшим S_{max} функціональними зазорами.



а – вузол кріплення шківів; б – коробка передач; в – нижня головка шатуна колінчастого валу трактора; г – зірочка тягового ґцпу; д – ведений валик колосового елеватора; е – контрпривід мотовила

Рисунок 4.3

Приклади застосування посадок із зазором

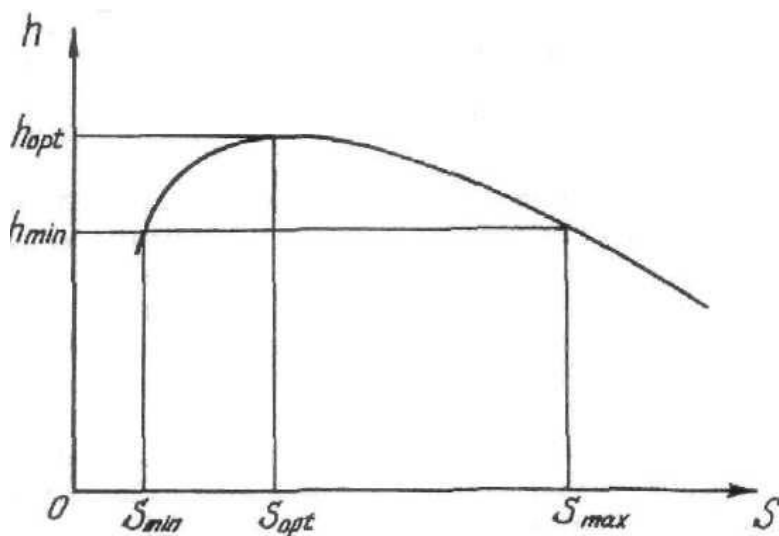


Рисунок 4.4

Залежність товщини масляного шару від діаметрального зазору

Якщо після складання діаметральний зазор у з'єднанні дорівнює S_{min} то після припрацювання і деякого часу роботи з'єднання цей зазор досягає величини S_{opt} . При подальшому спрацюванні поверхонь, що труться, зазор збільшується. Коли він буде близький або дорівнюватиме S_{max} , експлуатація з'єднання повинна бути припинена через зниження його експлуатаційних показників і можливості швидкого спрацювання деталей.

4.2 Вибір і призначення перехідних посадок

Перехідні посадки часто використовуються у тих випадках, коли потрібно забезпечити, з одного боку, якісне центрування у парі і, з другого боку, можливість розбирання у процесі експлуатації з'єднання.

Натяги у перехідних посадках відносно малі і, як правило, не вимагають перевірки деталей на міцність. Зазори у перехідних посадках також відносно малі. Таким чином, перехідні посадки характеризуються наявністю або зазору, або натягу. Перехідні посадки встановлено у відносно точних квалітетах: вали в 4-му – 7-му, отвори в 5-му – 8-му. Отвори у перехідних посадках, як правило, застосовують на один квалітет грубіші від вала. Основний ряд перехідних посадок утворюється валами 6-го і отворами 7-го квалітетів.

Розрахунок перехідних посадок полягає у визначенні ймовірних зазорів і натягів та їх процентного співвідношення. Розраховуючи посадки, звичайно виходять з нормального закону розподілу розмірів деталей при виготовленні. Розподіл зазорів і натягів також підлягає нормальному закону розподілу (рис. 4.5).

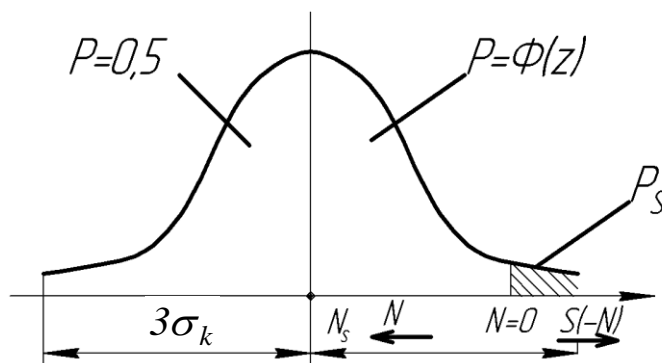


Рисунок 4.5

Схема співвідношення зазорів та натягів у перехідній посадці

Розглянемо методику розрахунку перехідних посадок на прикладі такого з'єднання:

$$\varnothing 80 \frac{H7^{(+0,030)}}{h6^{(+0,039 / +0,020)}}.$$

Визначаємо величину граничних натягів (зазорів):

$$N_{max} = es - EI = 39 - 0 = 39 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 20 - 30 = -10 \text{ мкм}.$$

Знаходимо величину середнього натягу:

$$N_c = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{39 + (-10)}{2} = 14,5 \text{ мкм}.$$

Допуски деталей дорівнюють:

$$T_D = ES - EI = 30 - 0 = 30 \text{ мкм};$$

$$T_d = es - ei = 39 - 20 = 19 \text{ мкм}.$$

Визначаємо середнє квадратичне відхилення натягу:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{30^2 + 19^2} = 5,9 \text{ мкм}.$$

Межа інтегрування (коефіцієнт ризику) складає:

$$Z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{14,5}{5,9} = 2,46 \text{ мкм}.$$

За знайденим значенням Z визначаємо за таблицями функцію Φ_z :

$$\Phi_z = 0,493.$$

Ймовірність появи натягів розраховують за такими залежностями:

$$P_N = 0,5 + \Phi_z, \text{ якщо } Z > 0;$$

$$P_S = 0,5 - \Phi_z, \text{ якщо } Z > 0.$$

У даному прикладі:

$$P_N = 0,5 + \Phi_z = 0,5 + 0,493 = 0,993.$$

Ймовірність появи зазорів:

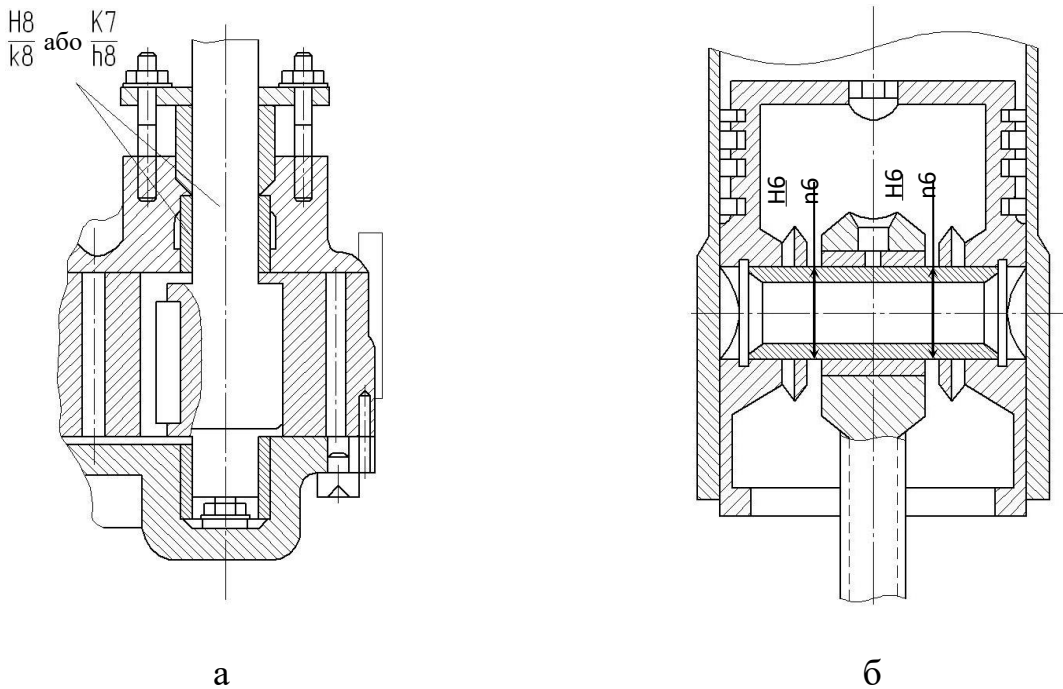
$$P_S = 1 - P_N = 1 - 0,993 = 0,007.$$

В ЄСДП перехідні посадки утворюються сполученням полів допусків, складених сполученням основних відхилень $I_S(j_S)$ до $N(n)$ і квалітетів.

Посадки H/j_S ; I_S/h характеризуються тим, що для них ймовірнішим є зазор, але можливі й невеликі натяги. Такі посадки застосовуються, якщо при центруванні деталей допускаються невеликі зазори або потрібно забезпечити легке складання.

До них належать: $H7/j_6$; I_7/h_6 .

Приклади застосування перехідних посадок наведено на рис. 4.6.



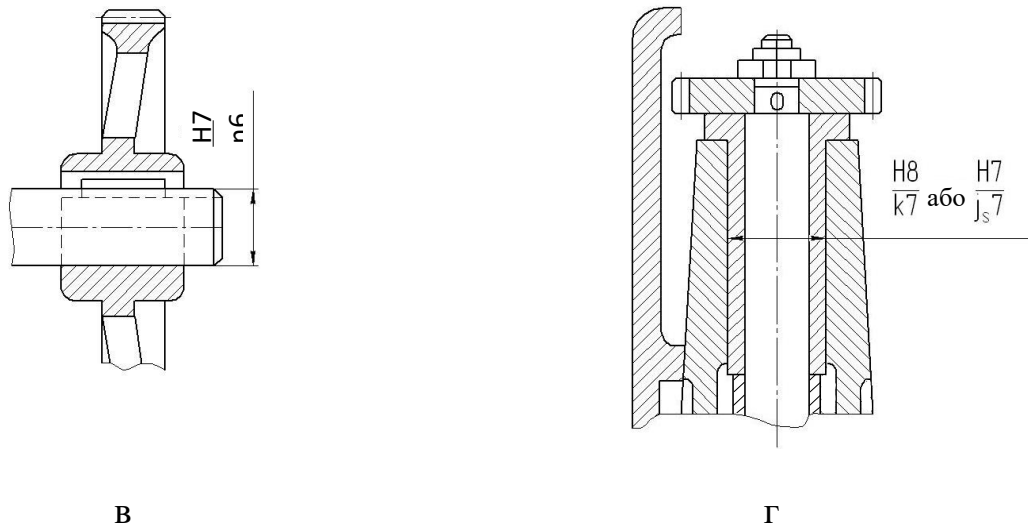


Рисунок 4.6

Приклади перехідних посадок:

а – шестеренчастий насос; б – вузол кривошипно-шатунного механізму; в – кріплення зубчастого колеса; г – вузол масляного насосу

Приклади: невеликі шківни і ручні маховики на кінцях валів; конусна втулка у підшипнику передньої бабки токарних верстатів. Для посадок H/k ; K/h ймовірність одержання зазорів і натягів однакова.

Посадки $H7/k6$; $K7/h6$ застосовуються в зубчастих колесах на валах редукторів верстатів та інших машин, у втулках головок шатунів тракторних двигунів та ін. Посадки $H6/k5$; $K6/h5$ підвищеної точності (поршневий палець у бобишках поршня).

Посадки H/m ; M/h переважно забезпечують натяг. Ймовірність одержання зазорів відносно мала. Посадки $H7/m6$; $M7/h6$ застосовуються для нерухомих з'єднань деталей на валах, які швидко обертаються (зубчасті колеса на валах редукторів; посадки деталей на кінцях валів електромашин та ін).

Посадки H/n ; N/h найміцніші із перехідних посадок. Зазори при складанні практично не виникають, застосовуються у важко навантажених зубчастих колесах.

4.3 Розрахунок і вибір посадок з гарантованим натягом

Посадки з натягом призначаються для утворення нерухомих нероз'ємних з'єднань. Відносна нерухомість деталей при таких посадках досягається за рахунок напруг, що виникають у матеріалі сполучених деталей внаслідок деформацій їх контактних поверхонь.

Іноді при передачі великих обертаючих моментів, щоб розвантажити поверхні, які контактують, застосовують додаткові кріпильні деталі (шпонки, гвинти, штифти). При одному й тому самому натягу міцність з'єднання залежить від матеріалу, розмірів деталей, шорсткості сполучених поверхонь, способу з'єднання деталей, швидкості запресування тощо.

Розрізняють такі основні способи складання деталей в посадках з натягом: складання під пресом при нормальній температурі; складання з попереднім розігрівом охоплюючої деталі або охолодження охопленої деталі до певної температури. У кожному конкретному випадку вибір способу складання визначається конструктивними міркуваннями (форма, розміри та ін.).

Складання під пресом – найбільш відомий і найпростіший процес, що застосовується переважно при відносно невеликих натягах (до $0,001d_n$). Недоліки способу: нерівномірність деформації деталей, можливість їх пошкодження, потреба у потужних пресах.

Складання способом термічних деформацій застосовується як при відносно великих, так і при невеликих натягах і дає вищу якість з'єднання за рахунок менших пошкоджень деталей.

Комбінований спосіб з'єднання – за рахунок нагрівання отвору й охолодження вала – застосовується тоді, коли самого нагрівання чи самого охолодження недостатньо.

Оскільки надійність посадки з натягом залежить від багатьох факторів (конструктивних, технологічних та ін.), то у важливих випадках обрану посадку слід перевіряти експериментально.

Посадка вважається придатною, якщо при найменшому натягу гарантується нерухомість з'єднання, а при найбільшому – міцність, з'єднувальних деталей. За цих умов з'єднання передаватиме заданий крутний момент або осьову силу, а деталі, не руйнуючись витримуватимуть викликані натягом напруги.

Розглянемо загальний випадок розрахунку посадки з натягом, коли з'єднання складається з пустотілого вала і втулки (рис. 4.7).

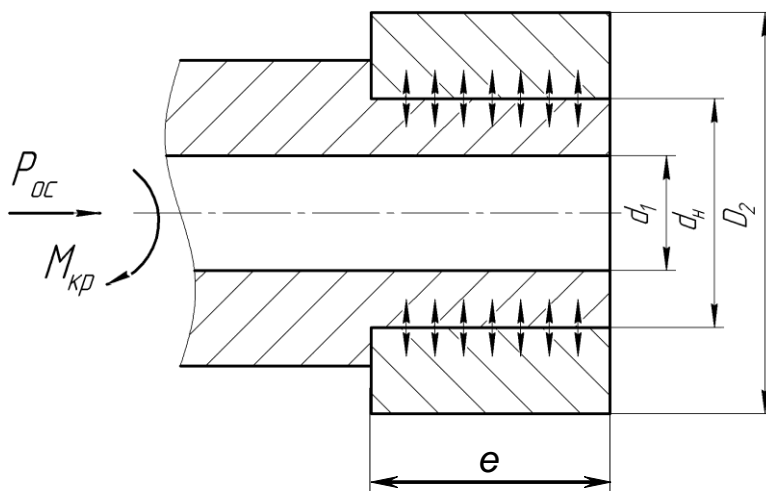


Рисунок 4.7
Розміри вала і отвору в нерухомих з'єднаннях

Визначаємо питомий тиск, потрібний для передавання навантаження залежно від виду навантаження:

- якщо навантаження передається через крутний момент $M_{кр}$, то питомий тиск p визначається з виразу:

$$p \geq \frac{2M_{кр}}{\pi d_n^2 l f}, \quad (4.17)$$

де d_n – номінальний розмір вала, м;
 l – довжина сполучення, м;
 f – коефіцієнт тертя;

- якщо сполучення навантажено лише осьовою силою $P_{ос}$, то:

$$p \geq \frac{P_{ос}}{\pi d_n l f}, \quad (4.18)$$

- при одночасному навантаженні крутним моментом і рухомою осьовою силою:

$$p \geq \frac{\sqrt{P_{ос}^2 + \left(\frac{2M_{кр}}{d_n}\right)^2}}{\pi d_n l f}, \quad (4.19)$$

Найменший натяг визначаємо за формулою:

$$N_{min} = p d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (4.20)$$

де C_D і C_d – коефіцієнти Ляме;
 E_D і E_d – модулі пружності матеріалу отвору і вала:

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{D_2}\right)^2} + \mu_D; C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2} - \mu_d; \quad (4.21)$$

де $\mu \approx 0,3$ для сталі і $\mu \approx 0,25$ для чавуна – коефіцієнт Пуассона для охоплюючої та охопленої деталей.

Якщо вал суцільний, тобто: $d_1 = 0$, то $C_d = 1 - \mu_d$.

У процесі запресування вала в отвір приблизно 60% їх нерівностей згладжується, що зменшує дійсний натяг. Розрахунковий натяг можна визначити за формулою:

$$N_{розр.} = N_{min} + 1,2(R_{zD} + R_{zd}). \quad (4.22)$$

За таблицями обирається посадка, яка задовольняє умову:

$$N_{табл. min} \geq N_{розр.} \quad (4.23)$$

Визначаємо максимальний питомий тиск на контактних поверхнях при максимальному натязі обраної посадки:

$$P_{max} = \frac{N_{табл. max} - 1,2(R_{zD} + R_{zd})}{d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}. \quad (4.24)$$

Знаходимо напругу для охоплюючої та охопленої деталей за такими залежностями:

$$\sigma_D = P_{max} \frac{1 + (d_n / D_2)^2}{1 - (d_n / D_2)^2}; \quad \sigma_d = P_{max} \frac{1 + (d_1 / d_n)^2}{1 - (d_1 / d_n)^2}. \quad (4.25)$$

Якщо ці напруги не перевищують межі текучості матеріалу, тобто: $\sigma_D < \sigma_{T,D}$ $\sigma_d < \sigma_{T,d}$, то посадку обрано вірно. Якщо умова міцності не дотримується, то потрібно вибирати з таблиць іншу посадку, яка б задовольняла умову (4.23) і заново виконати розрахунок міцності.

Приклад 4.3. Підібрати стандартну посадку з гарантованим натягом для таких даних: номінальний діаметр вала – $d_n = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; зовнішній діаметр втулки – $D = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; довжина спряження – $l = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; крутний момент – $M_{кр} = 164 \text{ Н} \cdot \text{м}$; шорсткість поверхні втулки і вала – $R_{zD} = 10 \text{ мкм}$; $R_{zd} = 6,3 \text{ мкм}$; матеріал вала і втулки – сталь 50; модулі пружності – $E_D = E_d = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н} / \text{м}^2$, границя текучості – $\sigma_T = 370 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2$.

Визначаємо величину мінімального питомого тиску між сполучними поверхнями втулки і вала:

$$P_{min} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_n^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 164}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,03 \cdot 0,1} = 14 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2$$

Знаходимо найменший допустимий натяг:

$$N_{min} = p_{min} \cdot d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = 14 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \left(\frac{2,6}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) =$$

$$= 11 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 11 \text{ мкм},$$

де $C_D = \frac{1 + (d_n / D_2)^2}{1 - (d_n / D_2)^2} + \mu_D = \frac{1 + (0,05 / 0,08)^2}{1 - (0,05 / 0,08)^2} + 0,3 = 2,6;$

$$C_d = \frac{1 + (d_1 / d_n)^2}{1 - (d_1 / d_n)^2} - \mu_D = 1 - 0,3 = 0,7; \quad d_1 = 0.$$

3. Визначаємо розрахунковий натяг:

$$N_{розр} = N_{min} + 1,2(R_{zD} + R_{zd}) = 11 + 1,2(10 + 6,3) = 30 \text{ мкм}.$$

4. За таблицею знаходимо, що при умові $N_{табл. min} \geq N_{розр}$ задовольняє посадка $\varnothing 50 \frac{H8}{u8}$, у якої $N_{табл. min} = 31 \text{ мкм}$, а $N_{табл. max} = 109 \text{ мкм}$.

5. Визначаємо максимальний питомий тиск на контактних поверхнях при максимальному натязі обраної посадки:

$$p_{max} = \frac{N_{табл. max} - 1,2(R_{zD} + R_{zd})}{d_n \left(\frac{C_D}{C_d} + \frac{C_d}{E_d} \right)} = \frac{109 \cdot 10^{-6} - 1,2(10 + 6,3)}{0,05 \left(\frac{2,6}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right)} =$$

$$= 161 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

6. Визначаємо максимальне напруження у втулці:

$$\sigma_D = p_{max} \frac{1 + (d_n / D_2)^2}{1 - (d_n / D_2)^2} = 161 \cdot 10^6 \frac{1 + (0,05 / 0,08)^2}{1 - (0,05 / 0,08)^2} = 368 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2.$$

7. Проводимо перевірку правильності вибраної посадки: $\sigma_D \leq \sigma_T$. Так як $368 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 < 370 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2$, то посадка вибрана вірно. В таблиці 4.1 наведені значення відношень $\frac{C_D}{E_D}$ і $\frac{C_d}{E_d}$ для різних співвідношень діаметрів і матеріалу деталей.

Таблиця 4.1

Значення C_D/E_D і C_d/E_d

d_n	Сталь		Чавун, мідні сплави		Алюмінієві сплави		Пластмаса типу капрон	
	$\frac{C_D \cdot 10^4}{E_D}$	$\frac{C_d \cdot 10^4}{E_d}$	$\frac{C_D \cdot 10^4}{E_D}$	$\frac{C_d \cdot 10^4}{E_d}$	$\frac{C_D \cdot 10^4}{E_D}$	$\frac{C_d \cdot 10^4}{E_d}$	$\frac{C_D \cdot 10^4}{E_D}$	$\frac{C_d \cdot 10^4}{E_d}$
0,1	0,36	0,67	0,80	1,50	1,03	1,90	0,36	0,67
0,2	0,38	0,68	0,87	1,55	1,12	1,97	0,38	0,68
0,3	0,42	0,71	1,00	1,65	1,27	2,10	0,42	0,71
0,4	0,52	0,80	1,18	1,87	1,55	2,40	0,52	0,80
0,5	0,65	0,94	1,52	2,20	1,95	2,80	0,65	0,94
0,6	0,88	1,15	2,05	2,70	2,60	3,50	0,88	1,15
0,7	1,25	1,55	2,90	3,60	3,70	4,00	1,22	1,55
0,8	2,00	2,30	4,70	5,48	6,00	6,90	2,00	2,30
0,9	4,40	4,70	10,0	11,0	13,20	14,00	4,40	4,70

Посадку з натягом можна вибрати за величиною розрахункових натягів:

$$N_{розр.мах} \text{ і } N_{розр.мін}$$

Визначаємо допуск посадки:

$$T_N = N_{розр.мах} - N_{розр.мін} \quad (4.26)$$

Підраховують граничні монтажні натяги, допустивши, що за період припрацювання корисний запас металу на спрацювання зменшиться на 30%:

$$N_{м.мах} = N_{розр.мах} + 0,3T_N, \quad (4.27)$$

$$N_{м.мін} = N_{розр.мін} + 0,3T_N. \quad (4.28)$$

За таблицями стандарту вибирають посадку, виходячи з умови, що стандартні натяги знаходяться у такій залежності від монтажних натягів:

$$N_{ст.мін} > N_{м.мін}; \quad N_{ст.мах} \leq N_{м.мах}$$

Приклад 4.4. Розрахувати і підібрати стандартну посадку по слідуєчим вихідним даним: $d_n = 110 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $N_{розр.мін} = 40 \text{ мкм}$, $N_{розр.мах} = 130 \text{ мкм}$.

Визначаємо допуск посадки:

$$T_N = 130 - 40 = 90 \text{ мкм}.$$

Знаходимо монтажні зазори:

$$N_{m.min} = 40 + 0,3 \cdot 90 = 67 \text{ мкм};$$

$$N_{m.max} = 130 + 0,3 \cdot 90 = 157 \text{ мкм}.$$

За таблицями підбираємо посадку, що задовольняє умову $N_{ст.min} > N_{m.min}$ і $N_{ст.max} \leq N_{m.max}$.

Такій умові відповідає посадка $\varnothing 110 \frac{H7}{t6}$, у якій $N_{ст.min} = 69 \text{ мкм}$,

$$N_{ст.max} = 126 \text{ мкм}.$$

Для даної посадки за таблицями знаходимо відхилення сполучених деталей:

$$ES = +0,035 \text{ мм}; \quad EI = 0 \text{ мм};$$

$$es = 0,126 \text{ мм}; \quad ei = 0,104 \text{ мм}.$$

Для тих з'єднань, де крутний момент або осьове навантаження передається кріпильними деталями, можна призначати нерухому посадку методом аналогії, який полягає у тому, що призначаються посадки, аналогічні відомим посадкам тих з'єднань цього самого типу, що добре працюють.

Основні посадки з натягом за величиною відносного натягу можна умовно розділити на 4 групи:

а) особливо важкі, у яких $N_{відн} \geq 1 \text{ мкм} / \text{мм} (H8 / z8)$;

б) важкі, у яких $N_{відн} = 1 \text{ мкм} / \text{мм} (H7 / u7; H8 / u8)$;

в) середні, у яких $N_{відн} = 0,5 \text{ мкм} / \text{мм} (H7 / r6)$;

г) легкі, у яких $N_{відн} = 0,25 \text{ мкм} / \text{мм} (H7 / s6)$.

Особливо важкі і важкі посадки передають великі крутні моменти і динамічні навантаження; середні – вдвічі менші навантаження; легкі – малі навантаження. Нерухомість досягається за рахунок додаткових кріплень.

Посадки H/p ; P/h характеризуються нормальним гарантійним натягом, для них встановлено точніші квалітети (вали 4...6, отвори 6...7). Застосовуються: коли $M_{кр}$ або $P_{ос}$ малі; для точних з'єднань; для центрування великогабаритних деталей, що важко навантажені або швидко обертаються.

Посадки H/r ; R/h ; H/s ; S/h ; H/t ; T/h характеризуються помірним натягом у межах $(0,0002...0,0006)d_n$ забезпечують передачу навантажування середньої

величини без додаткового кріплення. Встановлені для квалітетів (вали 5...7, отвори 6...7). Приклади застосування посадок наведено на рис. 4.8.

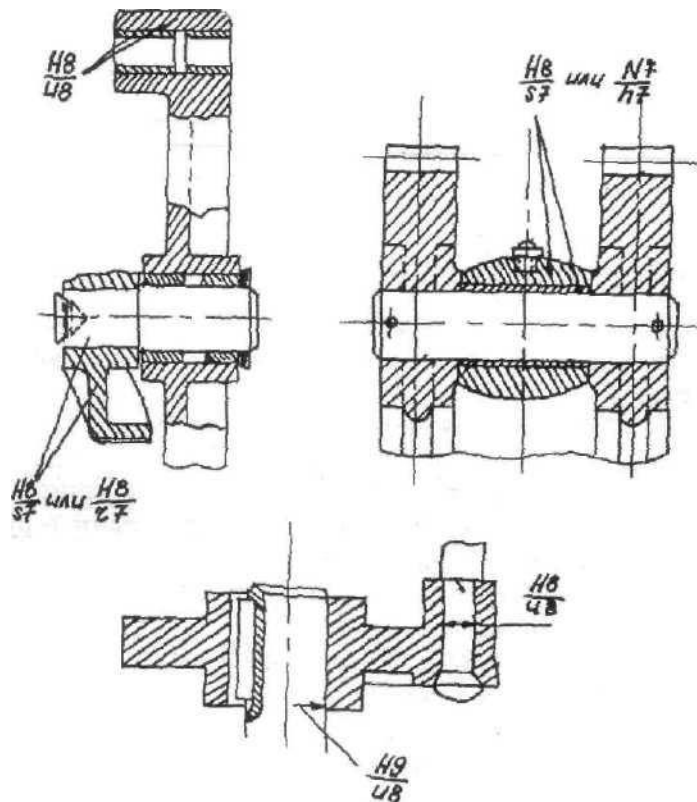


Рисунок 4.8

Приклади застосування посадок з натягом:

а – важіль приводу; б – кривошипні шестерні; в – кривошип

Посадки H/u ; H/v ; H/x ; H/z , характеризуються більшим натягом $(0,001..0,002)d_n$, призначаються для з'єднань, на які діють важкі динамічні навантаження і застосовуються, як правило, без додаткового кріплення з'єднаних деталей у 6-му, іноді в 7-му квалітеті.

4.4 Контрольні запитання

1. Призначення посадок із зазором, натягом та перехідних.
2. Які поля допусків використовуються для утворення посадок із зазором, натягом та перехідних?
3. На основі яких принципів виконують розрахунок посадок підшипників ковзання, посадок з натягом та перехідних?
4. В якому порядку розраховуються посадки підшипників ковзання, посадки з натягом та перехідні?
5. Умови вибору стандартних посадок із зазором, натягом та перехідних.
6. Визначення граничних та середнього натягів посадки, середнього квадратичного відхилення посадки при нормальному законі розподілу розмірів, імовірності отримання зазорів та натягів посадки, імовірнісних зазорів та

натягів.

4.5 Теми для самостійного вивчення

1. Застосування посадок з гарантованим зазором [7, С. 115 - 119].