ІІІ. ДЕТАЛІ МАШИН

6.1. Хвильові передачі

6.1.1. Кінематичний розрахунок передач

Хвильова зубчата передача (ХЗП) подібна планетарній передачі з внутрішнім зачепленням, де в зубчастих коліс мала різниця в числах зубців.

Особливістю ХЗП є наявність в ній одного гнучкого (Г) колеса, яке під час роботи передачі деформується. Деформує колесо генератор (Н), який в ХЗП виконує роль водила в планетарній передачі.

На рис. 51 показані ХЗП.

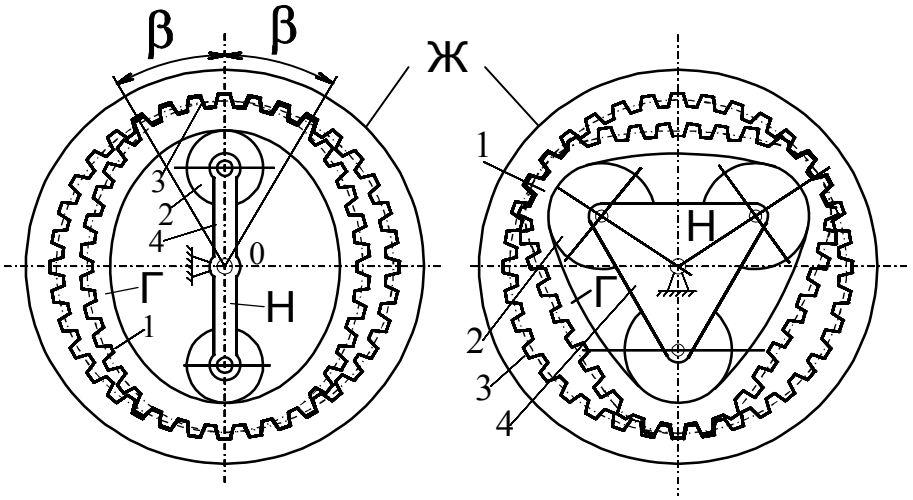

Рис. 51

Розміри генератора підібрані таким чином, що в зоні зачеплення, в зоні роликів зубці гнучкого колеса Г і жорсткого колеса Ж входять в зачеплення по всій висоті зубця, а в зоні найбільш віддаленої від роліків, зубці не дотикаються один одного.

Якщо колеса Г і Ж і генератор Н, який виконує роль водила, обертаються, то такий механізм називається диференціальним і в нього ступінь вільності $W = 2$. Роблячи один із названих елементів передачі нерухомим, можливо отримати три передачі:

1. Нерухомий генератор Н. Це обернений механізм.

2. Планетарна передача, при нерухомому гнучкому колесі Г.

3. Планетарна передача, при нерухомому жорсткому колесі Ж. ХЗП використовується тільки як планетарна. Для визначення передатного

відношення ХЗП, як і для планетарної передачі, застосовують метод зворотного руху, метод зупинки генератора (водила) Н. Для цього всій системі умовно дають зворотний обертальний рух з кутовою швидкістю ($-\omega_H$). При цьому генератор матиме рух $\omega_H - \omega_H = 0$, тобто не рухомий, а інші елементи передачі матимуть:

- швидкість гнучкого колеса ($\omega_Г - \omega_H$);

- швидкість жорсткого колеса ($\omega_Ж - \omega_H$).

Основною формулою з визначення передаточних відношень ХЗП буде:

$$i_{ГЖ}^{(H)} = \frac{\omega_Г - \omega_Н}{\omega_Ж - \omega_Н} = \frac{z_Ж}{z_Г}. \qquad (82)$$

Для вказаних планетарних передач основними кінематичними параметрами будуть:

$i_{НЖ}^{(Г)}$ та $i_{НГ}^{(Ж)}$ — передаточні відношення від генератора хвиль Н до вихідного валу передачі, на якому закріплено гнучке Г чи жорстке Ж колесо. Верхній індекс в позначає нерухоме колесо. Для передачі НЖГ при $\omega_Ж = 0$ шляхом нескладних перетворень рівняння (82) маємо:

$$i_{НГ}^{(Ж)} = \frac{1}{i_{ГН}^{(Ж)}} = \frac{1}{\left(1 - i_{ГЖ}^{(H)}\right)} = \frac{1}{\left[1 - \left(z_Ж / z_Г\right)\right]} = -\frac{z_Г}{z_Ж - z_Г}. \qquad (83)$$

Знак мінус в рівнянні показує, що відоме гнучке колесо обертається в напрямку, протилежному напрямку обертання генератора (ведучої ланки). Для передачі НГЖ при $\omega_Г = 0$:

$$i_{НЖ}^{(Г)} = \frac{1}{1 - i_{ЖГ}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \left(z_Г / z_Ж\right)} = \frac{z_Ж}{z_Ж - z_Г} = \frac{z_Ж}{\dot{U}_В}. \qquad (84)$$

де $\dot{U}_В = z_Ж - z_Г$ — число хвиль генератора, різниця в числі зубців жорсткого й гнучкого коліс.

Для двохвильової передачі $\dot{U}_В$ = 2,4,6 та $\dot{U}_В$ = 3,6,9 для трихвильової

передачі.

6.1.2. Геометричні параметри хвильової передачі

Геометричні параметри, отримані з умов здійснення багатопарності беззазорного зачеплення, в робочій частині, зубців гнучкого та жорсткого коліс.

Вважається, що в зачепленні знаходяться евольвентного профілю зубці, нарізані стандартним інструментом з параметрами вихідного контуру: $\alpha = 20°$ ($h_a^* = 1{,}0$; $c^* = 0{,}25$). Для зменшення напруження згину гнучкого колеса використовують передачі з модулем $m \le 1{,}0$ мм. Враховуючи те, що в зачепленні тільки однієї робочої зони знаходиться до п'яти пар зубців, така передача може передавати значні моменти.

Необхідне збільшення кута профілю зубців гнучкого та жорсткого коліс здійснюється за рахунок вибору відповідних коефіцієнтів зміщення вихідного контура.

Величина деформації гнучкого колеса $\Delta_Г$ є функцією передаточного відношення передачі та діаметра ділильного кола гнучкого колеса і лежить в межах: $0{,}8m < \Delta_Г < 2m$.

Тому, при відомому передатному відношенні, вибір m, $z_Г$ і $d_Г$ необхідно вести з урахуванням $\Delta_Г$.

Повний геометричний розрахунок викладено в роботах [6, 7, 8].

Для заданого передаточного відношення i, моменту на виході $M_{вих.}$ та кута зачеплення α_W, використовуючи нижче наведені формули, розраховують геометричні параметри гнучкого та жорсткого коліс.

Кількість зубців:

— гнучкого колеса $z_Г = |U_В \cdot i_{НГ}^{(Ж)}|$, при $\omega_Ж = 0$; (85)

—жорсткого колеса $z_Ж = z_Г + U_В$, при $\omega_Ж = 0$; (86)

— жорсткого колеса $z_Ж = |U_В \cdot i_{НЖ}^{(Г)}|$, при $\omega_Г = 0$; (87)

— гнучкого колеса $z_Г = z_Ж - U_В$, при $\omega_Г = 0$; (88)

Коефіцієнти зміщення для гнучкого зубчатого колеса:

$$x_Г = (2{,}0...2{,}2)+0{,}009 \cdot z_Г, \text{ при } \alpha = 20°; \quad (89)$$

Коефіцієнти зміщення для жорсткого колеса:

$$x_Ж = x_Г - (0{,}15...0{,}17), \text{ при } \alpha = 20°. \quad (90)$$

Коефіцієнти зміщення для жорсткого та гнучкого коліс:

$$\begin{cases} x_Ж = 0 \\ x_Г = x_Ж + 0{,}15 \end{cases} \text{ при } \alpha = 30^o \ (h = 1{,}75m;\ \Delta_Г = 1{,}6m). \quad (91)$$

Діаметр кола западин гнучкого колеса:

$$d_{fГ} = m\left(z_Г - 2h_a^* - 2c^* + 2x_Г\right). \quad (92)$$

Висота зубця гнучкого колеса:

$$H = 1{,}75m. \quad (93)$$

Діаметр кола вершин гнучкого колеса:

$$d_{aГ} = d_{fГ} + 3{,}5m \quad (94)$$

Діаметр кола вершин жорсткого колеса:

$$d_{aЖ} = d_{fГ} + 2{,}45K \cdot m, \text{ при } K=1{,}0\ (\alpha=20°);\ K=0{,}89\ (\alpha=30°). \quad (95)$$

Діаметр кола западин жорсткого колеса:

$$d_{fЖ} = d_{aГ} + 2{,}3K \cdot m. \quad (96)$$

Ділильний діаметр зубчастого колеса:

$$d = mz. \quad (97)$$

Основний діаметр зубчастого колеса:

$$d_в = mz \cdot \cos\alpha. \quad (98)$$

Товщина зубця по ділильному діаметру:

$$S_t = 0{,}5\pi \cdot m \pm x \cdot m \cdot \mathrm{tg}\alpha. \quad (99)$$

Знак мінус використовують для коліс з внутрішнім зачепленням.

6.1.3. Силовий розрахунок ХЗП

При силовому розрахунку ХЗП визначають потужність та момент на вхідному валі генератора хвиль — $P_{вх}$, $M_{вх}$:

Визначити модуль передачі з умов міцності, а також діючі значення напруження в розрахункових перерізах.

Відомо, що к.к.д. для будь-якої передачі визначається відношенням потужностей виходу до входу, тобто:

$$\eta = \frac{P_{вих}}{P_{вх}} = \frac{M_{вих} * \omega_{вих}}{M_{вх} * \omega_{вх}} \quad . \tag{100}$$

Приблизне значення к.к.д. для ХЗП визначають за формулами:

а) при нерухомому гнучкому колесі, $\omega_Г = 0$;

$$\eta_{НЖ}^{(Г)} = \frac{1-\psi^{(Н)}}{\left[1-\psi^{(Н)}\left(1-i_{НЖ}^{(Г)}\right)\right]}; \tag{101}$$

б) при нерухомому жорсткому колесі, $\omega_Ж = 0$;

$$\eta_{НГ}^{(Ж)} = \frac{1}{\left(1+\psi^{(Н)} * \left|i_{НГ}^{(Ж)}\right|\right)} \tag{102}$$

де $\psi^{(Н)} = \frac{K_\psi}{r_B}$ - коефіцієнт витрат у відносному русі редуктора;

$r_B = \frac{d_B}{2}$ - радіус жорсткого колеса.

Значення коефіцієнта K_ψ визначають за дуже складною формулою. Частіше в розрахунках одноступеневих ХЗП вдаються до використання приблизних значень к.к.д. Вважають, що $\eta_{НГ}^{Ж} \approx \eta_{НЖ}^{Г} = 0{,}7...0{,}9$ при передатних відношеннях від 50 до 250.

Розглядаючи основну формулу (100) з визначення к.к.д., визначають моменти на вхідному та вихідному валах:

$$M_{вх} = \frac{M_{вих}}{i_{НЖ}^{(Г)} * \eta_{НЖ}^{(Г)}} \tag{103}$$

$$M_{вих} = \frac{M_{вх}}{i_{НГ}^{(Ж)} * \eta_{НГ}^{(Ж)}} \tag{104}$$

Потужність на валу генератора хвиль:

$$P_{вх}=M_{вх}*\omega_{вх}.$$

Модуль зачеплення знаходять за формулою $m=\frac{d_Г}{z}$. Величину діаметра гнучкого колеса $d_Г$ знаходять із розрахунку на зминання. При цьому враховується, що зубці гнучкого колеса заглиблені в жорстке колесо на різну висоту при контакті гнучкого колеса з жорстким на дузі обхвату 2β (рис. 51).

$$d_Г=\sqrt[3]{\frac{10M_{вих}}{b*[\sigma]_{зм}}}, \qquad (105)$$

де, $b = (0{,}06...0{,}2) \cdot d_Г$ — ширина зубця зубчастого колеса, для металевих коліс;

$b = (0{,}1...0{,}25) \cdot d_Г$ - для пластмасових коліс;

$M_{вих}$ - момент на вихідному валі.

Знайдене значення модулю передачі округляють за *ГОСТ 9563-60.*

Працездатність передачі визначають за діючими значенням згинаючого напруження, яке діє в корні зубця, за формулою:

$$\sigma_{ЗГ}=\frac{0{,}9p}{Y}, \qquad (106)$$

де $\sigma_{ЗГ}$ - найбільше значення згинаючого напруження в корені зубця;

$Y = (0{,}3761\text{g}\, z_Г - 0{,}0835)$ - коефіцієнти форми зубця;

p - тиск, *МПа*, який визначають за формулою:

$$p=\frac{4M_{вх}*K_{Н.Т.}}{d_Ж*z_Ж*K_z*m*b}=\frac{F_{ср}}{A_{ср}}\le[p], \qquad (107)$$

де $F_{ср}$ - середнє значення нормальної сили; $A_{ср}$ — середня величина площі контакту зубців; b — ширина колеса (зубців); довжина контактної лінії в зачепленні; $M_{вх}$ — момент на вході; $K_{Н.Т.}$ — коефіцієнт нерівномірності розподілу тиску по ширині зубця, при довжині гнучкого колеса $l_Г \ge d_Г$ для одноступеневої ХЗП; K_z — коефіцієнт, з урахуванням числа зубців, які знаходяться в зачепленні, $K_z = 0{,}22...0{,}25$; $[p]$ - допустимий тиск:

- для сталевих коліс, [*p*] = 60...65 *МПа,*

- для неметалевих коліс (пластмаси), [*p*] = 5 *МПа.*

Найбільше значення згинаючого напруження в гнучкому колесі:

$$\sigma_{ЗГ}=1{,}06*\frac{h_2\Delta_Г E}{r_c^2}\le[\sigma]_{ЗГ};\qquad(108)$$

де h_2 - товщина оболонки гнучкого колеса;

$\Delta_Г$ - деформація гнучкого колеса;

E - модуль пружності матеріалу гнучкого колеса;

$r_c=\frac{d_{СГ}}{2}$ - радіус серединної лінії гнучкого колеса до деформації.

Більш детальний розрахунок ХЗП викладений у названій вище літературі.

Приклад 14

Для двохвильового редуктора з нерухомим гнучким колесом відоме передаточне відношення $i_{НЖ}^{(Г)}$ = 100; момент на вихідному валу $M_{вих}$ = 14 *Н·м*.

Профіль зубця евольвентний з $\alpha=\alpha_w=20°$:

Визначити геометричні параметри зубчастих коліс.

Розв'язок

1. Визначимо число зубців коліс:

$$z_Ж=U_В*i_{НЖ}^{(Г)}=2*100=200;$$

$$z_Г=z_Ж-U_В=200-2=198.$$

Модуль зачеплення $m=\frac{d_Г}{z_Г}$, ділильний діаметр гнучкого колеса визначимо за формулою (97).

Приймаємо напруження зминання $[\sigma]_{ЗМ}=10$ МПа (10^7 Н/м^2), а ширину вінця гнучкого зубчастого колеса $b=0{,}1\cdot d_Г$

$$d_Г=\sqrt[3]{\frac{10\cdot M_{вих}}{0{,}1\cdot[\sigma]_{ЗМ}}}=\sqrt[3]{\frac{10\cdot 14}{0{,}1\cdot 10^7}}=0{,}052м=52мм$$

Модуль $m = \frac{52}{198} = 0{,}2626$ мм.

Приймаємо за ГОСТ 9563-60 $m = 0{,}4$ мм. Діаметр гнучкого колеса:

$$d_{\Г} = m \cdot z_{\Г} = 0{,}4 \cdot 198 = 79{,}2 \text{ мм}$$

Параметри гнучкого колеса:

а) коефіцієнт зміщення:

$$x_{\Г} = 2{,}1 + 0{,}009 \cdot 198 = 3{,}88,$$

б) діаметр западень:

$$d_{f\Г} = 0{,}4 \cdot \left(198 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0{,}25 + 2 \cdot 3{,}88\right) = 81{,}3 \text{мм},$$

в) діаметр вершин:

$$d_{a\Г} = 81{,}3 + 3{,}5 \cdot 0{,}4 = 82{,}7 \text{ мм},$$

г) Основний діаметр зубчатого вінця гнучкого колеса:

$$d_{b\Г} = 0{,}4 \cdot 198 \cdot 0{,}94 = 74{,}5 \text{ мм},$$

д) Товщина зубця по ділильному колі:

$$S_t = \pi \cdot \frac{0{,}4}{2} + 3{,}88 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}364 = 1{,}193 \text{ мм}.$$

Параметри жорсткого колеса:

а) $d_{\Ж} = 0{,}4 \cdot 100 = 40$ мм,

б) $x_{\Ж} = x_{\Г} - 0{,}15 = 3{,}88 - 0{,}15 = 3{,}73$,

в) діаметр вершин зубців: $d_{a\Ж} = d_{f\Г} + 2{,}45 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}4 = 82{,}28$ мм,

г) $d_{f\Ж} = d_{a\Г} + 2{,}3 \cdot m = 82{,}7 + 2{,}3 \cdot 0{,}4 = 83{,}62$ мм,

д) основний діаметр жорсткого колеса: $d_{b\Ж} = 0{,}4 \cdot 100 \cdot 0{,}94 = 37{,}6$ мм,

е) товщина зубця по ділильному колу:

$$S_t = \left(\pi \cdot \frac{0{,}4}{2}\right) - 3{,}73 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}364 = 0{,}0849 \text{ мм}.$$

Така величина S_t не влаштовує. Збільшуємо модуль і перераховуємо.

Для конструювання гнучкого та жорсткого коліс необхідно звернутися до

різних залежностей і отримати конструктивні розміри.

6.2. Система допусків та посадок

6.2.1. Теоретичні відомості

При з'єднанні двох деталей створюється посадка, яка визначається різницею їх розмірів до складання, тобто отриманими зазорами або натягами в з'єднанні.

Посадка характеризує свободу відносного переміщення з'єднаних деталей, або ступінь опору їх взаємному переміщенню.

Позначення розміру деталі починається із цифри. Це номінальний розмір деталі, який є початком відрахованих відхилень, тобто це розмір до нульової лінії на схемах.

У зв'язку з технологічними недосконалостями, точно виготовити деталь за номінальним розміром не можливо.

Щоб деталь отримала своє цільове призначення, вказують межі відхилення розміру. Різниця максимального й мінімального значень в розмірі деталі створює допуск, або поле допуску, яке позначається IT.

У залежності від взаємного розташування полів допусків вала та отвору, посадки бувають: із зазором, з натягом та перехідні. Розташування полів зображають прямокутниками відносно нульової лінії (НЛ). Для наочності рис. 52, 53.

Для одного номінального розміру присутня велика кількість допусків, які позначаються великими або малими літерами латинського алфавіту від *A* до *ZC***,** які характеризують положення цих допусків відносно нульової лінії.

Для отворів поля позначаються головними літерами *A, B, C ... ZA, ZB, ZC.*
Для валів поля позначаються відповідними малими літерами *a, b ,c ... za, zb, zc.*

Допуск, позначений однією літерою, є величина змінна і залежить вона від номінального розміру. Величину поля допуску визначає квалітет.

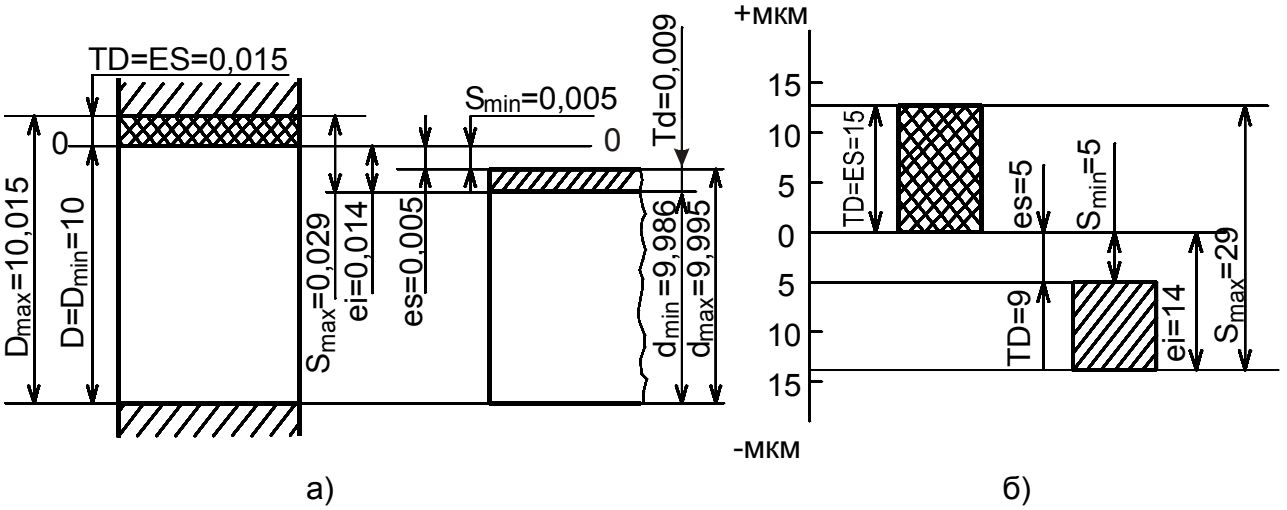

Рис. 52

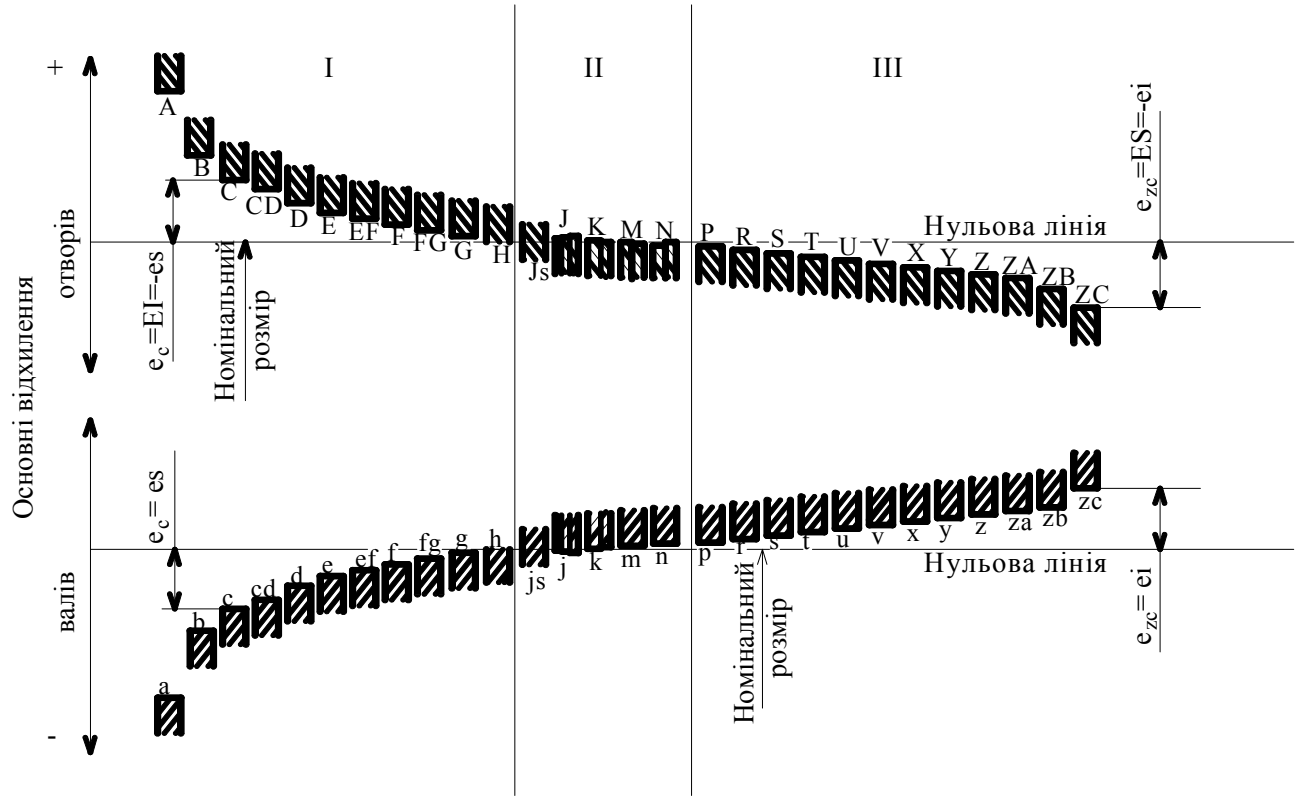

Рис. 53

Нараховують 19 квалітетів: 01, 0, 1, 2, 3, ... 15, 16, 17. Найточніший — 01, найменш точний — 17. Для приладобудування рекомендованими є 6, 7, 8. Для машинобудування — 7, 8, 9.

Таким чином, в позначенні розміру за цифрою слідує буква, яка вказує розташування поля допуску відносно нульової лінії, тобто посадку, за буквою знову цифра, яка вказує квалітет, тобто величину поля допуску. Наприклад:

35*c*7, 40*H*8, 20*h*6.

Для необхідного з'єднання деталей дуже незручно використовувати вал і отвір з їхніми відхиленнями розмірів.

Значно простіше домогтися необхідної посадки, якщо розмір валу чи отвору (чогось одного) залишити фіксованим (незмінним), тобто основним, а зміною другого добитися необхідної посадки. На рис. 30 показано:

а) основний отвір, для якого нижнє значення, нижнє відхилення отвору дорівнює нулю;

б) основний вал, для якого верхнє значення, верхнє відхилення розміру вала дорівнює нулю.

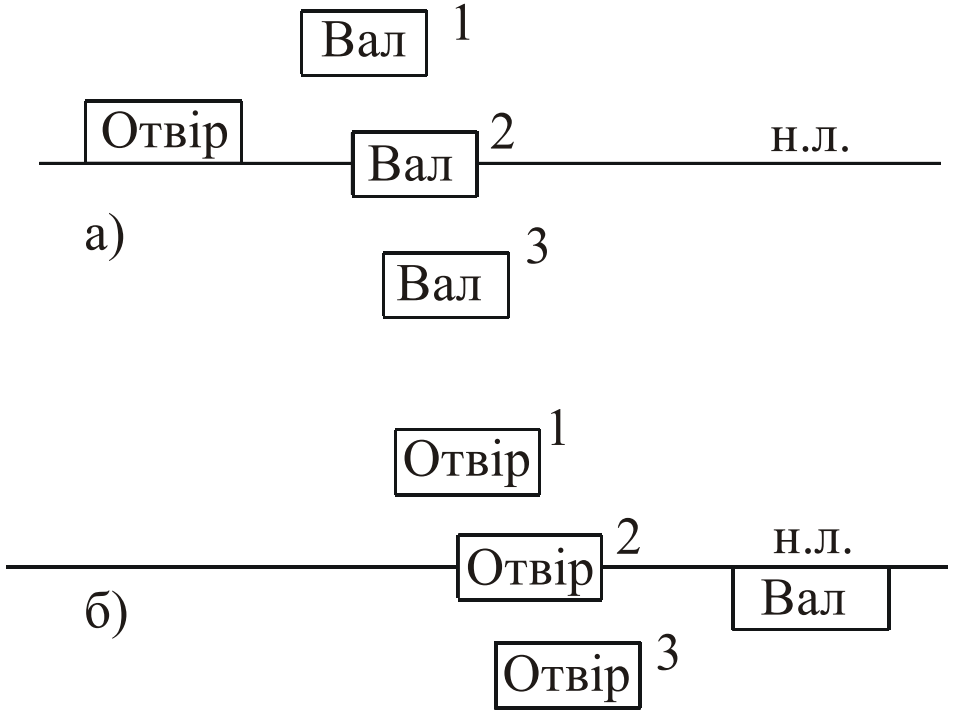

Рис. 54

Розглядаючи рис. 54 а, бачимо, що нижнє відхилення значення отвору від номінального дорівнює нулю. Якщо розміри вала брати в полі 1, то отримаємо посадки з натягом, оскільки будь-яке значення вала в полі 1 буде більше отвору.

Значення валу в полі 3 дає посадки з зазором, оскільки будь-яке значення вала буде менше отвору.

Значення валу в полі 2 може створювати посадки з натягом і посадки з зазором, тому такі посадки називаються перехідними.

Аналогічна думка при розгляді рис. 54 б. На цьому рисунку верхнє відхилення значення діаметру вала дорівнює нулю. Змінюючи значення отвору можливо отримати: у випадку 1 — посадки з зазором, у випадку 2 — перехідні посадки, а у випадку 3 — посадки з натягом.

У першому випадку розглянута система отвору і позначається вона буквою «*H*», у другому — система вала «*h*».

Дві системи рівнозначні, але на практиці перевагу віддають системі отвору, оскільки при постійному отворі змінювати розмір вала значно простіше, добиваючись необхідної посадки.

Розмір з'єднання записують дробово, наприклад: $\varnothing 20\frac{H7}{f8}$.

Номінальний розмір з'єднання загальний для отвору і вала. Запис чисельника — для отвору, знаменника — для вала.

Записуючи розмір з'єднання, обов'язково необхідно вибрати якусь систему — отвору чи вала. Це буде позначено літерою *H* або *h*. У нашому випадку вибрана система отвору, *H7*, а зміною розміру вала, добиваються необхідної посадки.

Запишемо те ж з'єднання, але в системі вала: $\varnothing 20\frac{F8}{h7}$.

Записати це з'єднання можливо так:

$$\varnothing 20 H7/f8, \quad \text{або} \quad \varnothing 20 H7 - f8.$$

Допускається розбіжність квалітетів на одиницю.

Використовуючи спектри полів допуску, можливо рекомендувати наступні посадки:

а) у системі отвору:

посадки з зазором: $\frac{H}{a,b,c,d,e,f,q,h}$,

посадки з натягом: $\frac{H}{p,r,s,t,u,v,x,y,z,za,zb,zc}$,

перехідні посадки: $\frac{H}{js,k,m,n}$,

б) у системі вала:

посадки з зазором: $\frac{A,B,C,D,E,F,G,H}{h}$,

посадки з натягом: $\frac{P,R,S,T,U,V,X,Y,Z,ZA,ZB,ZC}{h}$,

перехідні посадки: $\frac{Js,K,M,N}{h}$.

6.2.2. Визначення величини зазору і натягу

Для визначення зазору і натягу необхідні вихідні довідкові значення: *IT* — поле допуску, яке залежить від номінального розміру і квалітету, *ES* — верхнє відхилення отвору, *es* — верхнє відхилення валу, *EJ* — нижнє відхилення отвору і *ei* — нижнє відхилення валу.

Розташування полів допусків відносно нульової лінії визначається системою отвору чи вала, довідковими значеннями з таблиці «Значення допусків, мкм».

При цьому визначають основне відхилення і розташовують його впритул до нульової лінії. У системі отвору — нижньою кромкою поля, в системі вала верхньою кромкою поля.

Приклад

Для розміру $\varnothing\frac{40H7}{e6}$ визначити мінімальний та максимальній зазор.

Рішення Відповідно до запису посадки встановлюємо систему. Оскільки у чисельнику стоїть буква *H,* то основним буде отвір і запис посадки з’єднання здійснено в системі отвору. Замалюємо розташування полів допусків в даній системі.

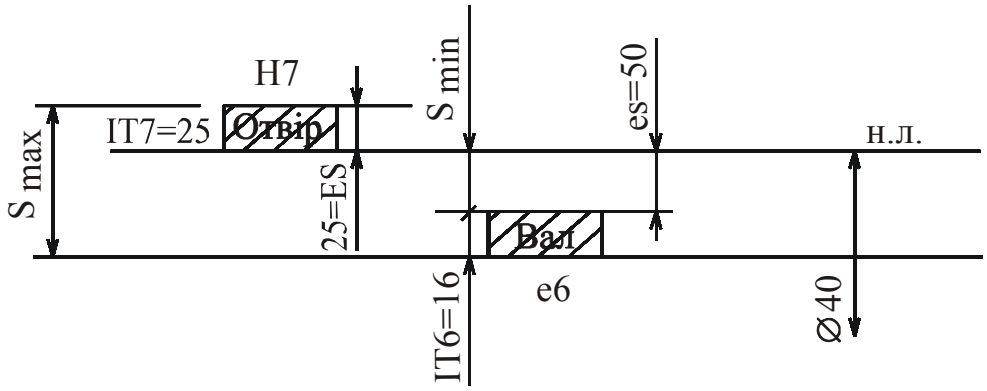

Рис. 55

Із таблиці «Значення допусків, мкм» за номінальним розміром ∅40 мм квалітетам 6 та 7 визначаємо поля допусків *IT*7 = 25мкм, *IT*6 = 16мкм.

Зробимо деякі висновки. У системі отвору нижнє відхилення отвору *EI* = 0. Так як поле допуску для отвору *IT*7 = 25мкм, то його верхнє відхилення *ES* = 25мкм. За таблицею «Значення основних відхилень валів, мкм» з урахуванням розміру ∅40 мм, та відхилення для вала *e*6, визначаємо значення основного відхилення валу *es*=50 мкм.

Значення S_{min} та S_{max} визначаються арифметично.

Мінімальний зазор на рис. 55 визначається при мінімальному розмірі отвору і максимальному розмірі вала; S_{min} = 50мкм.

Максимальний зазор створюється при максимальному розмірі отвору і мінімальному розмірі вала, тобто S_{max} = *IT*7+*es*6+*IT*6 = 25+50+16 = 91 мкм. Аналогічно вирішують питання при посадках перехідних і з натягом.

З’єднання силами тертя

Частіше за все це нероз’ємні сполучення і здійснюються вони шляхом запресовки однієї деталі в іншу. При з’єднанні запресовкою взаємне зміщення деталі замінюється силами пружної деформації стиску (для внутрішньої деталі) і розтягу (наружної деталі), пропорційно величині натягу.

З’єднання запресоване вважається працездатним, якщо при мінімальному натягу забезпечується відносна нерухомість при передачі крутного моменту $M_{кр}$ та осьового зусилля Fa, а при максимальному натягу — міцність з’єднаних деталей.

Мінімальний або максимальний натяг залежить від вибраних посадок в з'єднанні.

Розрахункові формули посадок з натягом змінюються в залежності від того, чи викликає натяг тільки пружні чи пружнопластичні деформації. З достатньою точністю вважається деформація в з'єднанні деталей пружньою, якщо натяг не викликає напруження, які перевищують $0{,}6\sigma_T$ матеріалу, тобто

$$\sigma \le 0.6\sigma_T .$$

У з'єднанні силами тертя зустрічаються дві задачі : пряма та зворотня.

Пряма — за осьовим зусиллям та крутним моментом вибирається оптимальна посадка.

Зворотна — за заданою посадкою визначають несучу здатність з'єднання.

В обох задачах мінімальний натяг посадки є визначним, а за максимальним натягом розглядуваної посадки перевіряють міцність найбільш слабкої в з'єднанні деталі.

Якщо вихідними умовами розрахунку є міцність з'єднаних деталей, то розрахунок ведуть за максимальним натягом з перевіркою гарантії нерухомості з'єднання за мінімальним натягом.

Крім того, методами розрахунків посадок натягу визначають:

— деформації внутрішнього діаметру пустотілого вала і зовнішнього діаметру тонкостінного корпусу;

— зусилля, необхідне для з'єднання і роз'єднання сполучення.

Вважається, що при з'єднанні двох деталей, які знаходяться в холодному стані, висота нерівностей (шорсткостей) Rz з кожної сторони спряжених поверхонь зменшується на 0,6 висоти, тобто $0{,}6\,Rz$, а тому дійсний натяг сполучення $N_Д$ буде менше теоретичного:

$$N_Д = N_T - 1{,}2(Rz_1 + Rz_2), \qquad (109)$$

де Rz_1 і Rz_2 — висота нерівностей контактних поверхонь вала й отвору.

При з'єднанні деталей з підігрівом зминання поверхонь не відбувається.

Вихідні залежності посадки з натягом, які знаходяться в межах пружних деформацій, основні на дослідженнях Ляме-Гадоліна, згідно з якими питома

сила P прямо пропорційна натягу $N_Д$.

$$\frac{N_Д}{d} = P\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) \quad , \tag{110}$$

де d — номінальний діаметр, мм;

P — питома сила, кг/мм^2;

C_1 і C_2 — коефіцієнти Ляме-Гадоліна для вала і втулки відповідно, кг/мм^2

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \tag{111}$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 \tag{112}$$

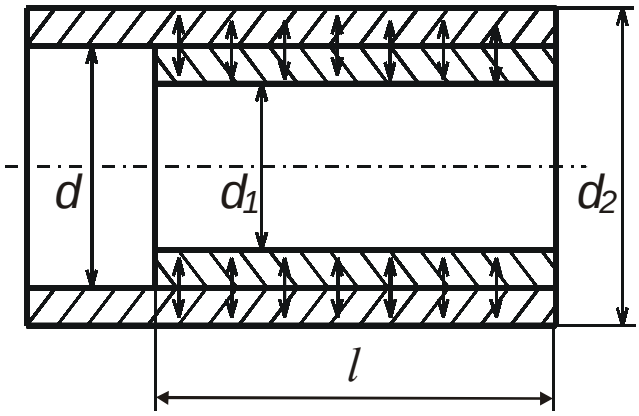

Рис.56

де d_1 і d_2 — діаметри з'єднувальних деталей;

μ_1 і μ_2 — коефіцієнти Пуассона для вала й втулки.

Із формули (110) визначають питому силу або натяг:

$$P = \frac{N_Д}{d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)}; \qquad N_Д = d \cdot P\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right).$$

Для надання можливості виконати ці розрахунки в аудиторії на практичних заняттях наводимо декілька довідкових даних. У табл. 2 наведені

механічні властивості деяких матеріалів; у табл. 3 — середні значення коефіцієнтів тертя (охоплююча деталь — сталь); у табл. 4 - σ_T і межа міцності на розрив σ_B деяких матеріалів.

Таблиця 2

№ п/ч	Матеріал	Середні значення E і μ	
		E, кг/см^2	μ
1	Сталь	$2 \cdot 10^6$	0,3
2	Чавун	$1 \cdot 10^6$	0,25
3	Бронза	$1,2 \cdot 10^6$	0,33
4	Алюмінієві сплави	$0,7 \cdot 10^6$	0,35

Таблиця 3

№ п/ч	Спосіб з'єднання	Матеріали охоплюючої деталі			
		Сталь	Чавун	Бронза	Алюмінієві сплави
1	Під пресом	0,15	0,10	0,07	0,05
2	При нагріві або охолоджені	0,20	0,15	0,20	0,13

Таблиця 4

№ п/ч	Марка сталі	σ_T, кг/мм^2	Марка чавуна	σ_B, кг/мм^2
1	Сталь 30	30	Cr 21-40	21
2	Сталь 45	36	Cr 32-55	32
3	Сталь 40 Г	36	Cr 37-12	37

При навантаженні з'єднання осьовою силою *Fa* або крутним моментом $M_{кр}$ на контактних поверхнях виникає сила тертя, або момент тертя, які протидіють відносному зміщенню деталей:

$$Fa = \pi d l p f_1 , \quad (113)$$

$$M_{кр} = 0.5 \pi d^2 l p f_2 , \quad (114)$$

де l — довжина поверхні дотику;

f_1 — коефіцієнт тертя при поздовжньому переміщенні деталей;

f_2 — коефіцієнт тертя при відносному обертанні деталей.

Із формули (113) можливо визначити силу з'єднання або роз'єднання пари, змінюють тільки f, а p визначається за $N_{Д\max}$.

Мінімальне значення питомої сили визначають за:

$$P_{\min} = \frac{Fa}{\pi d l f_1}, \tag{115}$$

$$P_{\min} = \frac{M_{кр}}{0.5\pi d^2 l f_2}. \tag{116}$$

При сильному навантаженні з'єднань осьовою силою Fa і крутним моментом $M_{кр}$ розрахунок рівнодійної R ведуть за формулою:

$$R = \sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2 + Fa^2} < \pi d l p f, \tag{117}$$

звідки $$P_{\min} \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2 + Fa^2}}{\pi d l f}. \tag{118}$$

Міцність з'єднання для вала σ_1 і втулки σ_2 перевіряють за виразами:

$$\sigma_1 = \frac{P_{\max}}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2} \leq 0,6\sigma_{T1}, \tag{119}$$

$$\sigma_2 = \frac{P_{\max}}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \leq 0.6\sigma_{T2}. \tag{120}$$

Із цих нерівностей визначають максимальне значення питомого тиску $P_{\max}$. Зусилля, яке виникає в з'єднанні при натягу, деформує внутрішню поверхню вала d_1 і зовнішню поверхню втулки d_2. При цьому значення деформацій оцінюють за формулами:

$$\Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]}, \tag{121}$$

$$\Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2\left[\left(\frac{d_2}{d}\right)^2 - 1\right]}, \qquad (122)$$

де Δd_1 — зменшення внутрішнього діаметра вала;

Δd_2 — збільшення зовнішнього діаметра втулки.

Усе попередньо викладене дає можливість розглянути послідовність розв'язання таких задач: для розрахунку з'єднання з натягом вихідними даними повинні бути відомі геометричні розміри з'єднуваних деталей d_1, d, d_2, l; механічні характеристики з'єднання Fa, $M_{кр}$; шорсткість з'єднуваних поверхонь Rz; коефіцієнт тертя в зоні з'єднання.

Тоді розв'язування таке:

1. За формулами (115)...(120) визначають мінімальний та максимальний натяги.
2. За формулою (109) визначають теоретичне значення натягів.
3. Задаючись допуском основної деталі (отвору в системі отвору або вала в системі вала), визначають граничні відхилення з'єднуваних деталей і підбирають посадку у відповідності до СТ СЭВ 144-75, СТ СЭВ 145-75.

Приклад. На зубчасте колесо діє зовнішній момент $M_{кр}$=700 Н*мм. Визначити необхідне значення натягу колеса на вал, підібрати посадку за умов: діаметр вала d = 10*мм*, діаметр ступиці d_2=16мм, вал суцільний, тоді $d_1 = 0$, довжина з'єднання l = 12*мм*, матеріал з'єднання — сталь 45, $E_1 = E_2 = 2\cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$, $\sigma_T = 360\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$, $\mu = 0.3$. Шорсткість поверхні $Rz_1 = Rz_2 = 1$мкм, коефіцієнт тертя f = 0.15. З'єднання здійснюється пресом.

Розв'язок

За формулою (116) визначимо мінімальний, а за формулою (120) максимальний питомий тиск:

$$P_{\min} = \frac{M_{кр}}{0.5\pi d^2 l f_2} = \frac{700}{0.5\cdot\pi\cdot 10^2\cdot 12\cdot 0.15} = 2.48\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

$$P_{\max} = 0.6\sigma_T\left[1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right] = 0.6\cdot 360\cdot 0.61 = 131.76\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

За формулою (110) знаходять дійсні значення мінімального і максимального натягу:

$$N_{Д\min} = P_{\min} d\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right) = 2.48\cdot 10\left(\frac{0.7+2.579}{2\cdot 10^5}\right) = 0.396\text{мкм},$$

$$C_1 = 1-\mu_1 = 1-0.3 = 0.7, \qquad C_2 = \frac{1+\left(\frac{10}{16}\right)^2}{1-\left(\frac{10}{16}\right)^2}+\mu_2 = 2.579,$$

$$N_{Д\max} = 131.76\cdot 10\cdot\frac{3.2}{2\cdot 10^5} = 21.08\text{мкм}.$$

Теоретичний натяг:

$$N_{T\min} = N_{Д\min} + 1.2\left(Rz_1 + Rz_2\right) = 0.396 + 2.4 = 2.796 \approx 3\text{мкм}$$

$$N_{T\max} = N_{Д\max} + 2.4 = 21.08 + 2.4 = 23.48 \approx 24\text{мкм}$$

За значеннями $N_{T\min}$ та $N_{T\max}$, вибираючи шостий квалітет і основну систему отвору, користуючись таблицями «Значения допусков» та «Значения основних отклонений вала» в СТ СЭВ 145-75, вибираємо посадку. Для цього замалюємо загальну картину посадки з натягом рис. 54, а1.

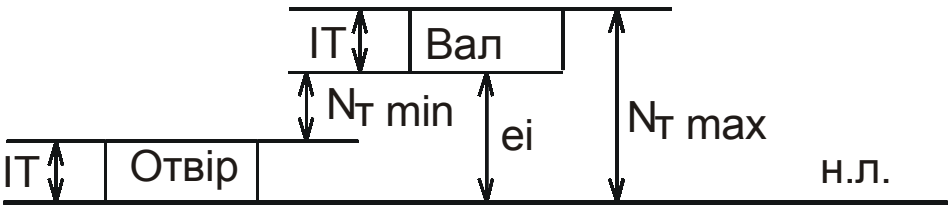

Рис. 57

Враховуючи шостий квалітет за таблицею «Значения допусков» для діаметра вала d = 10мм встановлюємо, що IT = 9мкм. З рисунку видно, де розташовані $N_{T\min}$ та $N_{T\max}$. При цьому легко знайти величину основного відхилення валу *ei,* за яким, користуючись таблицею «Значения основных отклонений вала», встановимо посадку для вала d = 10*мм*.

$$ei = N_{T\max} - IT = 24 - 9 = 15\text{мкм}.$$

Із таблиці таке значення відповідає посадці *p*.

У цілому посадка запишеться так: $\varnothing 10\frac{H6}{p6}$

Перевіримо мінімальний натяг.

$$N_{T\min} = ei - IT = 15 - 9 = 6\text{мкм}.$$

За підрахунком $N_{T\min} = 4$ мкм, що задовольняє розрахунку.

Література

1. **Ачеркан Н. С.** Детали машин: Расчет и конструирование [Текст] : справочник / Ред. Н.С. Ачеркан. Т. 1. - 3-е изд., перераб. - М. : Машиностроение, 1968. - 440 с. : ил. - Алф. - Предм. указ.
2. **Кореняко О. С.** Теорія механізмів і машин [Текст] : навчальний посібник для студентів вузів / О. С. Кореняко ; ред. М. К. Афанасьев. - Київ : Вища школа, 1987. - 206 с. - ISBN -
3. **Козловський Н. С.** Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения [Текст] : учебник для машиностроительных техникумов / Н. С. Козловский, А. Н. Виноградов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1982. - 286 с. - Список лит.
4. **Писаренко Г. С.** Опір матеріалів. [Текст] : підручник. / Г. С. Писаренко, А. Л. Квитка, Е. С. Уманський ; за ред. Г. С. Писаренка. - 2-ге вид., переробл. і допов. – К. : Вища шк.., 2004. - 665 с. іл. - ISBN 966-642-056-2
5. **СТ СЭВ 145-75** Единая система документов и посадок СЭВ. Общие положения, ряды документов и основных отклонений [Текст] / СТ СЭВ 145-75. - М. : Изд-во стандартов, 1978. - 28 с.
6. **Гинзбург Б. Г.** Волновые зубчатые передачи [Текст] : монография / Е.Г. Гинзбург. - Л. : Машиностроение, 1969. - 160 с. : ил. - Список лит.
7. **Куклин В. Б.** Волновые зубчатые передачи [Текст] : підручник. / В. Б. Куклин, Л. С. Шувалова ; Под ред. С. А. Шувалова —М.: Машиноведение, 1971.
8. **Первицкий Ю. Д.** Волновые зубчатые редукторы приборов [Текст] : методические указания по курсовому проектированию / Ю. Д. Первицкий, Д. М. Черныш ; Ленингр. электротехн. ин-т им. В. И.Ульянова (Ленина). - Л. : [б. и.], 1971. - 83 с. : граф., схемы. - Библиогр.: с. 82. - Приложение: с. 81.

Зміст

Вступ. 3
I. ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН 4
1. Структура, кінематика та динаміка плоских механізмів…….. 4
2. Кінематичне дослідження механізму……. 9
2.1. Основні задачі кінематичного дослідження……... 9
2.2. Масштабний коефіцієнт …….. 10
2.3. Побудова планів положень механізму…… 11
2.4. Визначення лінійної швидкості точки механізму та кутової швидкості ланки методом планів швидкостей…… 13
2.5. Визначення лінійного прискорення точки механізму та кутового прискорення ланки методом плану прискорень…… 20
3. Динамічне дослідження механізму……. 31
3.1. Кінетостатичне дослідження механізму……. 32
3.1.1. Підготовка вихідної задачі…… 33
3.1.2. Дослідження механізму……. 35
3.2. Визначення F_{np} за допомогою важеля Жуковського М. Є……... 44
II. ОПІР МАТЕРІАЛІВ…… 50
4. Види деформації……... 51
4.1. Розтяг-стиск……... 51
4.2. Зріз і зминання (зсув)…… 56
4.3. Кручення…… 59
4.4. Деформація згину……. 65
4.4.1. Визначення головних центральних моментів інерції та положення головних центральних осей складних фігур, складених з стандартних профілів……. 77
4.4.2. Пружна лінія балки. Визначення переміщень…… 80
III. ДЕТАЛІ МАШИН……... 92
6.1. Хвильові передачі…….. 92
6.1.1. Кінематичний розрахунок передач……... 92
6.1.2. Геометричні параметри хвильової передачі…… 93
6.1.3. Силовий розрахунок хвильових зубчастих передач…… 95
6.2. Система допусків та посадок…… 100
6.2.1. Теоретичні відомості…….. 100
6.2.2. Визначення величини зазору і натягу…….. 104
Література…….. 112