

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проектування
для студентів теплоенергетичного факультету

Київ
НТУУ «КПІ»
2013

Технічна механіка: Метод. Вказівки до курсового проектування.
для студентів теплоенергетичного ф-ту / Укл. Трубачев С.І., Яхно.
Б.О., Калюжний О. В. – К.: НТУУ «КПІ», 2013. – 80 с.

*Рекомендовано Вченою радою ММІ НТУУ «КПІ»
(Протокол № 11 від 18 __. 06 __. 2013 _р.)*

На в ч а л ь н е в и д а н н я

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проектування
для студентів теплоенергетичного факультету

Укладачі

*Трубачев Сергій Іванович, к.т.н., доц.
Яхно Богдан Олегович, к.т.н., доц.
Калюжний Олександр Володимирович, к.т.н., доц.*

Відповідальний
редактор:

М.І.Бобир, д-р техн. наук, проф.

Рецензент:

О.П.Губарев, д-р техн. наук, проф.

За редакцією укладачів

Надруковано з оригінал-макета замовника

ЗМІСТ

	стр.
Вступ.....	4
1. Розрахунок вала на кручення	7
2. Розрахунок на міцність та жорсткість балок при згині.....	13
3. Розрахунок статично-невизначених систем.....	18
4. Розрахунок вала редуктора на міцність.....	23
5. Кінематичне дослідження механізму	26
5.1. Визначення положень і переміщень ланок механізму	26
5.2. Визначення швидкостей ланок.....	28
5.3. Визначення приведенного моменту рушійних сил	30
6. Вибір двигуна і кінематичний розрахунок.....	32
7. Розрахунок клинопасової передачі	35
8. Розрахунок відкритої зубчастої передачі	39
8.1.Розрахунок циліндричної прямозубої передачі	39
8.2. Розрахунок конічної зубчастої передачі	45
9. Проектування і розрахунок вала	53
9.1. Конструювання вала.....	54
9.2. Проектний розрахунок вала.....	57
9.3. Перевірочний розрахунок вала на витривалість.....	57
10. Перевірочний розрахунок підшипників	58
11. Вибір шпонки.....	60
12. Вибір муфти	60
Список рекомендованої літератури	63
Додатки.....	64

ВСТУП

Вивчення курсу «Технічна механіка» складається з двох частин: «Опір матеріалів» та «Основи конструювання механізмів і машин».

Елементи каркасів котельних агрегатів, барабани котлів, системи труб теплообмінників та їх корпуси, диски, лопатки і вали турбомашин та камери згорання турбін, стержні ферм естакад, щогол, що несуть трубопроводи та допоміжне обладнання, вісь і вали різних передач та т. п. – все це об'єкти для розрахунку на міцність, жорсткість та стійкість у курсі опору матеріалів.

В першому розділі розглядаються типові методи розрахунків в основному стержневих систем і тонкостінних оболонок, які знайшли застосування в розрахунках на міцність, жорсткість та стійкість у промисловій теплотехніці і теплоенергетиці.

Опір матеріалів – це наука про інженерні методи розрахунків на міцність, жорсткість і стійкість елементів конструкції.

Міцність – це здатність конструкції та її елементів витримувати певні навантаження не руйнуючись.

Жорсткість – це здатність конструкції та її елементів зберігати свою форму і розміри під дією зовнішніх навантажень.

Стійкість – здатність елементів конструкції зберігати певну початкову форму пружної рівноваги при відсутності якісної зміни характеру деформації.

Опір матеріалів – наука експериментально-теоретична, а для розрахунків використовуються результати як експериментальних, так і теоретичних досліджень. Без знання розділу статички твердого тіла теоретичної механіки вивчення курсу опору матеріалів неможливо.

Не зважаючи на усю різноманітність форм елементів конструкцій (апаратів, приборів, машин та споруд), з більшою або меншою ступінню точності, кожен з них, для цілей розрахунку можна розглядати як брус, або як пластину, або як оболонку чи масивне тіло. Це і є об'єкти розрахунку.

Брус чи стрижень – тіло, довжина якого перевищує його поперечні розміри (вали, осі, стержні ферм та каркасів, балки, рами).

Оболонка – елемент, довжина та ширина якого набагато разів більше за його товщину (стілки барабанів котлів, теплообмінників, ресиверів, камер згорання, баків для зберігання рідкого палива і т. п.).

Масивне тіло – всі розміри одного порядку (фундаменти споруд, підпирні стінки тощо).

Вивчення курсу «Технічна механіка» закінчується виконанням курсового проекту – важливою самостійною інженерною роботою студента, що містить у собі розрахунок і проектування вузлів машин.

Частина методичних вказівок, що присвячена курсу «Основи проектування механізмів і машин» базується на елементах курсів «Теорії машин і механізмів» та «Деталей машин». Та частина курсового проекту, яка відноситься до «Теорії машин і механізмів» полягає в побудові планів положення механізму, визначенні робочого ходу, побудові планів швидкостей механізму і визначенні приведенного моменту і потужності на кривошипі. Необхідні побудови рекомендується виконувати на стандартних аркушах міліметрового папера формату А2 у відповідному масштабі.

Частина курсового проекту, яка базується на елементах курсу «Деталі машин» складається з проектування привода: вибору двигуна і редуктора, розрахунку пасової та відкритої зубчастої передачі, проектування вала на опорах, супроводжується кресленнями загального виду привода, складального креслення вала на опорах, деталіровки. Креслення виконуються на стандартних аркушах ватману формату А1-А4. На кожному аркуші викреслюється штамп основного надпису за ГОСТ 2.304-81 і заповнюється по запропонованій формі. Написи на кресленнях повинні бути виконані стандартним шрифтом за ГОСТ 2.304-81. Креслення розташовують так, щоб площа листа була заповнена рівномірно. Необхідно приділити увагу на точність, чіткість і ясність усіх зображень.

Пояснювальна записка (ПЗ) оформляється на аркушах паперу формату А4 (210x297 мм) із стандартною рамкою. Відстань від краю аркуша до рамки: зверху, знизу і праворуч – 5 мм, ліворуч – 20 мм. Допускається виконання пояснювальної записки рукописним чи друкованим способами. Текст пояснювальної записки повинен бути структурований на розділи та пункти відповідно до змісту ПЗ. Розділи повинні починатися з нової сторінки. Сторінки нумерують арабськими цифрами в правому нижньому куті листа, починаючи з цифри «3», дотримуючись наскрізної нумерації всього тексту. Титульний лист і завдання на проект також включають у нумерацію, але номери сторінок не ставлять. Таблиці і рисунки необхідно розміщувати відразу після тексту, в якому вони згадуються вперше. Номер таблиці і рисунка складається з номера розділу і порядкового номера таблиці чи рисунка (Наприклад «Таблиця 1.1.», «Рис.2.5. Кінематична схема механізму»).

Креслення, рисунки, графіки, схеми, діаграми повинні відповідати вимогам ЕСКД і ЕСДП.

Розрахунки подаються в наступному порядку. Спочатку приводиться формула, у яку потім, послідовно, підставляються числові значення величин у тому порядку, у якому останні приведені у формулі, наприкінці приводиться остаточний результат з обов'язковою вказівкою одиниць виміру фізичної величини.

Загальними вимогами до ПЗ є чіткість побудови, логічна послідовність викладення матеріалу, переконливість аргументації, стислість і точність формулювань, конкретність викладення результатів роботи, аргументованість висновків і обґрунтованість прийнятих рішень.

Розроблені методичні вказівки містять методики побудови діаграм, вибору, розрахунків і проектування основних елементів зазначеного в завданні привода (вибір двигуна, розрахунок клинопасової, відкритої зубчастої передачі, проектування і розрахунок вала, тощо). У доданках приведені основні необхідні для розрахунків таблиці і схеми. Крім цього в методичних вказівках приведений список довідкової та навчальної літератури для самостійного вивчення студентом у ході курсового проектування.

Для успішного виконання курсового проекту крім методичних вказівок необхідно користуватися довідковою літературою, державними стандартами і конспектом лекцій.

1. Розрахунок вала на кручення.

Умова міцності та жорсткості бруса круглого перерізу дозволяє проводити три види розрахунків – перевірочні, проектувальні і визначення потужності, яка передається валом. У всіх видах розрахунків відома схема навантаження вала і тому розрахунок починаємо з побудови епюри $M_{кр}$.

Слід пам'ятати, що $M_{кр}$ у перерізі дорівнює алгебраїчній сумі крутних моментів, що діють по одну сторону заданого переріза. Правило знаків для моментів приймається умовно, фізичного змісту воно не має. При рівномірному обертанні вала сума всіх прикладених до нього моментів дорівнює нулю:

$$\sum_{i=1}^m M_{ki} = 0$$

Якщо задані потужності N , які передає вал, та частота або число обертів n , то:

$$M_k = \frac{N}{\omega}; \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

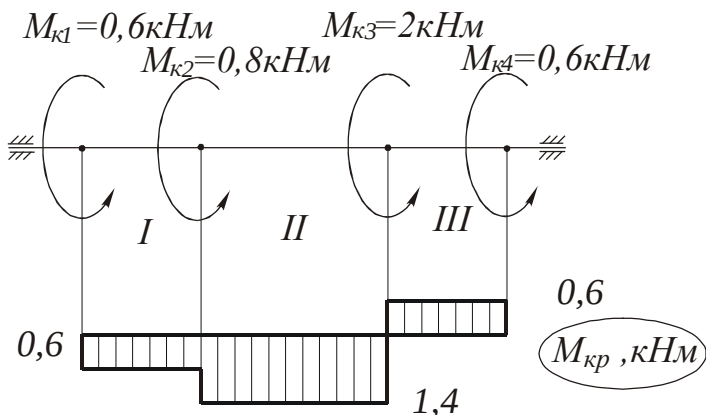


Рис.1.1 Схема вала.

Застосовуючи метод перерізів будуюмо епюру $M_{кр}$, для наведеної схеми вала (рис. 1.1). Стрибки на епюрі відповідають прикладеним моментам:

$$M_{крI} = -M_{\kappa1} = -0,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{крII} = -M_{\kappa1} - M_{\kappa2} = -0,6 - 0,8 = -1,4 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{крIII} = -M_{\kappa1} - M_{\kappa2} + M_{\kappa3} = -0,6 - 0,8 + 2 = 0,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Моментами тертя в підшипниках нехтуємо.

За епюрою $M_{кр}$ визначимо небезпечний переріз і при перевірочному розрахунку перевіряємо τ_{max} та θ_{max} , порівнюючи їх з допустимими значеннями.

Допустимі значення $[\tau]$ для пластичних матеріалів вибираємо в залежності від границі текучості при крученні:

$$[\tau] = \frac{\tau_T}{n_\tau}$$

якщо немає значення τ_T , то згідно означенню:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_\sigma},$$

а потім:

$$[\tau] \approx (0,5 \div 0,7) \cdot [\sigma]$$

Допустимий кут закручування залежить від призначення вала. Він різний у різних галузях техніки, найбільш поширений $[\theta] \approx 0,25 \div 0,5 \frac{^\circ}{\text{м}}$.

При проектувальному розрахунку вибираємо матеріал та допустиме значення $[\tau]$ та $[\theta]$. Якщо вал має постійний діаметр, то умова міцності записується для однієї ділянки,

де $M_{кр} = M_{max}$ і визначається діаметр з умови міцності та жорсткості;

$$\text{З умови міцності: } d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{крmax}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

$$\text{З умови жорсткості: } d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{крmax}}{\pi \cdot G \cdot [\theta]}}$$

де $[\theta]$ слід підставити в радіанах.

Із отриманих значень вибираємо більше значення діаметра, саме те яке цілком задовольняє як умові міцності, так і умові жорсткості.

Якщо вал достатньо довгий і на окремих його ділянках діють різні за величиною крутні моменти, то вал слід проектувати ступінчастим.

Діаметр кожної ділянки розраховують із умови міцності та жорсткості, значення $M_{кр}$ беруть за епюрою для кожної ділянки; з отриманих з умови міцності та жорсткості значень діаметрів вибираємо більший та округлюємо до стандартного. Подібним чином розраховуємо вал кільцевого перетину.

Розрахункова схема з епюрами обертальних моментів, діаметрів вала та кутів закручування наведені на рис.1.2.

Визначимо обертальні моменти, що діють на кожний з шківів:

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega} = \frac{60000}{25} = 2400 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_2 = \frac{N_2}{\omega} = \frac{50000}{25} = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_3 = \frac{N_3}{\omega} = \frac{25000}{25} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначимо невідомий обертальний момент:

$$\Sigma M = 0; -2400 - 2000 + 1000 + M_4 = 0$$

$$M_4 = 3400 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначимо допустиме значення дотичного напруження для матеріалу “Сталь 25”:

$$[\tau] = 0,5[\sigma] = \frac{\sigma^H}{n} = \frac{0,5 \cdot 280}{1,5} = 93 \text{ МПа, де}$$

σ^H - небезпечне напруження [1], n - коефіцієнт запасу міцності (1,4-1,6).

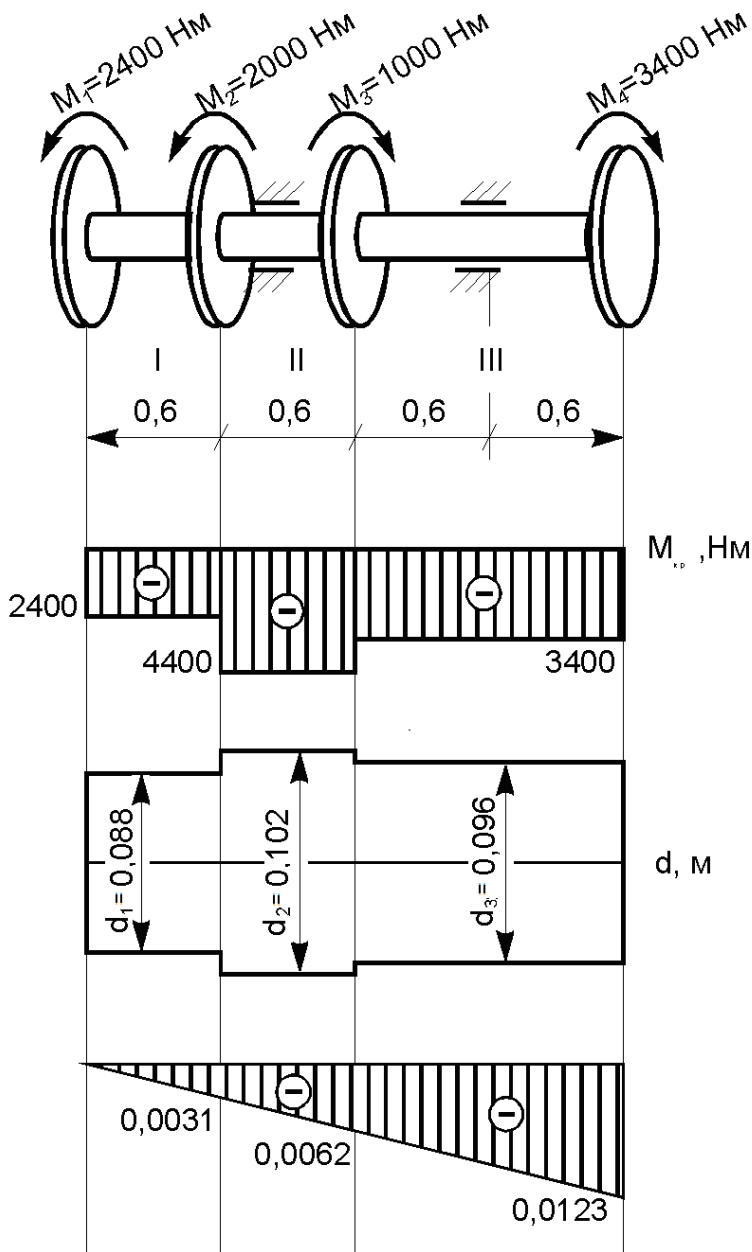


Рис.1.2 . Розрахункова схема.

Обчислимо значення діаметрів вала на кожній ділянці з умов міцності та жорсткості.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{KP}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2400}{3,14 \cdot 93 \cdot 10^6}} = 0,051 \text{ м}$$

$$d_1 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{KP}}{\pi G[\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 2400}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0052}} = 0,0876 \text{ м}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{KP}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4400}{3,14 \cdot 93 \cdot 10^6}} = 0,062 \text{ м}$$

$$d_2 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{KP}}{\pi G[\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 4400}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0052}} = 0,1019 \text{ м}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{KP}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3400}{3,14 \cdot 93 \cdot 10^6}} = 0,057 \text{ м}$$

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{KP}}{\pi G[\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 3400}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0052}} = 0,0955 \text{ м}$$

де $[\Theta]=0,3^\circ/\text{м}$ — допустимий кут закручування;

Остаточно вибираємо найбільший з діаметрів на кожній ділянці.

Тобто:

$$d_1 = 0,088 \text{ м}$$

$$d_2 = 0,102 \text{ м}$$

$$d_3 = 0,096 \text{ м}$$

Визначимо кути закручування вала на всіх ділянках.

$$\varphi_1 = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{2400 \cdot 0,6 \cdot 32}{8 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,088^4} = 0,0031 \text{ рад}$$

$$\varphi_2 = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{2400 \cdot 0,6 \cdot 32}{8 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,088^4} = \frac{4400 \cdot 0,6 \cdot 32}{8 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,088^4} = 0,0031 \text{ рад}$$

$$\varphi_3 = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{2400 \cdot 0,6 \cdot 32}{8 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,088^4} = \frac{3400 \cdot 0,6 \cdot 32}{8 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,088^4} = 0,0061 \text{ рад}$$

Для всього вала: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 0,0031 + 0,0031 + 0,0061 = 0,0123 \text{ рад}$

Обчислимо розміри прямокутної ділянки вала. За співвідношенням $h/b=1,3$ обираємо коефіцієнти $\alpha \approx 0,222$ та $\beta \approx 0,174$. Тоді з умов жорсткості та міцності розраховуємо b .

$$b \geq \sqrt[3]{\frac{M_{KP}}{1,3\alpha[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{3400}{1,3 \cdot 0,222 \cdot 93 \cdot 10^6}} = 0,05 \text{ м}$$

$$b \geq \sqrt[4]{\frac{M_{KP}}{1,3\beta G[\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{3400}{1,3 \cdot 0,174 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0052}} = 0,0775 \text{ м}$$

Обравши максимальне значення, маємо $b=0,08$ м та $h=0,104$ м.

Обчислимо розміри кільцевої ділянки вала. Тут $\alpha = \frac{d_0}{d} = 0,5$. З умов міцності та жорсткості маємо такі співвідношення:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{KP}}{\pi[\tau](1-\alpha^4)}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3400}{3,14 \cdot 93 \cdot 0^6 (1-0,5^4)}} = 0,058 \text{ м}$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{M_{KP}}{G\pi[\Theta](1-\alpha^4)}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 3400}{8 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,0052 (1-0,5^4)}} = 0,0971 \text{ м}$$

Обираємо зовнішній діаметр $d=0,098$ м.

Порівняємо витрати матеріалу на виготовлення валів з круглим, прямокутним та кільцевим перерізом. Для цього знайдемо площі цих перерізів та порівняємо їх.

$$F_{\text{кільце}} = \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4} = \frac{\pi(9,82^2 - 4,92^2)}{4} = 56,57 \text{ см}^2$$

$$F_{\text{круг}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9,6^2}{4} = 72,38 \text{ см}^2$$

$$F_{\text{пр}} = h \cdot b = 8 \cdot 10,4 = 83,2 \text{ см}^2$$

$$F_{\text{кільце}} : F_{\text{круг}} : F_{\text{пр}} = 1 : 1,28 : 1,47$$

Останнє співвідношення показує, що найвигіднішим перерізом при крученні є кільцевий переріз.

2. Розрахунок на міцність та жорсткість балок при згині.

Задача 1.

Для консольної сталеві балки відповідно до розрахункової схеми (рис.2.1) підібрати з умови міцності двотавровий, прямокутний ($h/b = 2,2$) та круглий перерізи, взявши допустиме напруження $[\sigma] = 160$ МПа. Порівняти вагу цих балок.

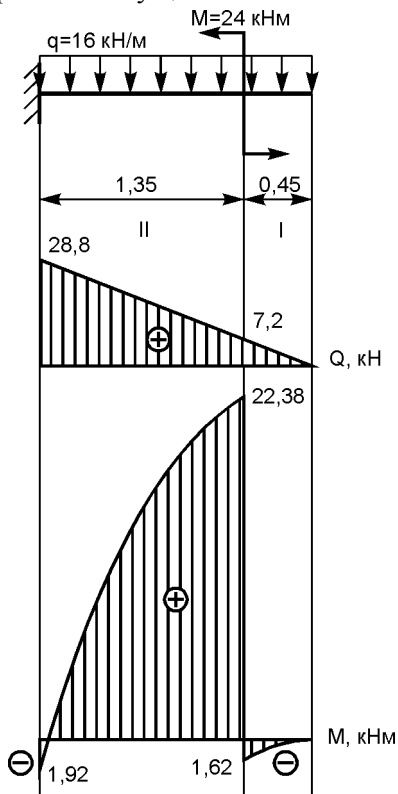


Рис.2.1 Розрахункова схема

I. $0 \leq x \leq 0,45$

$$Q(x) = q \cdot x;$$

$$Q(0) = 0; Q(0,45) = 7,2 \text{ кН.}$$

$$M(x) = -\frac{qx^2}{2};$$

$$M(0) = 0; M(0,45) = -1,62 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$\text{II. } 0,45 \leq x \leq 1,35$$

$$Q(x) = qx;$$

$$Q(0,45) = 7,2 \text{ кН};$$

$$Q(1,35) = 28,8 \text{ кН};$$

$$M(x) = -\frac{qx^2}{2} + M;$$

$$M(0,45) = 22,38 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M(1,35) = -1,92 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

З умови міцності знаходимо момент опору перерізу відносно осі z.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma]$$

$$W_z \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{22,38 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,0001398 \text{ м}^3.$$

За отриманим значенням W_z розраховуємо розміри заданих перерізів.

Прямокутний переріз:

$$W_z = \frac{bh^2}{6}$$

За умовою $b = h/2,2$, тоді $W_z = h^3/13,2$

$$h = \sqrt[3]{13,2 W_z} = \sqrt[3]{13,2 \cdot 0,0001398} = 0,122657 \text{ м}$$

$$b = 0,05575 \text{ м};$$

$$F_{np} = 68,38 \text{ см}^2.$$

Круглий переріз:

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 W_z}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,0001398}{3,14}} = 0,1125 \text{ м}$$

$$F_{кр} = 99,399 \text{ см}^2.$$

Двотавровий переріз:

Підбираючи переріз прокатного профілю, користуються сортаментом. У сортаменті двотавра за таким осьовим моментом

опору немає, тому беремо найближчий двотавр №18, для якого $W_z = 138 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Профіль №18, $h = 18$, $b = 9 \text{ см}$, $F_{dm} = 23,4 \text{ см}^2$.

Порівнюємо витрати матеріалу для виготовлення заданих профілів (вагу двотаврової балки з балками прямокутного і круглого перерізів).

$$F_{dm} : F_{np} : F_{кр} = 1 : 2,9 : 4,25.$$

Задача 2

Для сталеві балки на двох опорах відповідно до розрахункової схеми (рис.2.2) перевірити умову міцності, узявши допустиме нормальне напруження $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$. Переріз стрижня, як показано на рис.3 складається з кутника №16/10 ($d = 12 \text{ мм}$, $F = 30 \text{ см}^2$, $I_z = 784 \text{ см}^4$) та прямокутника 30x250 ($F = 30 \text{ см}^2$, $W_z = 312,5 \text{ см}^3$).

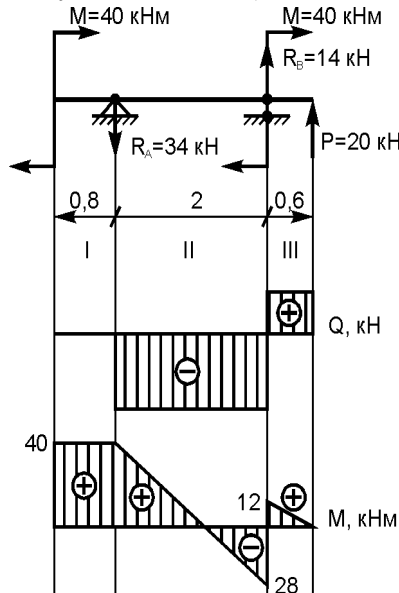


Рис.2.2. Розрахункова схема

Обчислюємо реакції опор.

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$40 + 2R_A + 40 - 20 \cdot 0,6 = 0;$$

$$R_A = -34 \text{ кН.};$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0; \\ 40 + 40 - 2R_B - 20 \cdot 0,6 &= 0; \\ R_B &= 14 \text{ кН}.\end{aligned}$$

Записуємо аналітичні вирази поперечних сил та згинальних моментів на кожній ділянці.

- I. $0 \leq x \leq 0,8$
 $Q(x) = 0$;
 $M(x) = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}$;
- II. $0,8 \leq x \leq 2,8$
 $Q(x) = -34 \text{ кН}$;
 $M(x) = 40 - 34(x - 0,8)$;
 $M(0,8) = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $M(2,8) = -28 \text{ кН} \cdot \text{м}$.
- III. $0 \leq x \leq 0,6$
 $Q(x) = 20 \text{ кН}$;
 $M(x) = 20x$;
 $M(0) = 0$; $M(0,6) = 12 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Обчислимо геометричні характеристики заданого перерізу (Рис.2.3). Кутник №16/10: $d = 12 \text{ мм}$, $F = 30 \text{ см}^2$, $I_z = 784 \text{ см}^4$.

Прямокутник 30×250 : $F = 75 \text{ см}^2$, $W_z = 312,5 \text{ см}^3$.

Знайдемо положення центра ваги переріза в системі координат YZ.

$$\begin{aligned}z_c &= 0; \\ y_c &= \frac{\Sigma F_i y_{ci}}{\Sigma F_i} = \frac{30 \cdot 2 \cdot 10,68 + 75 \cdot 17,5}{30 \cdot 2 + 75} = 14,469.\end{aligned}$$

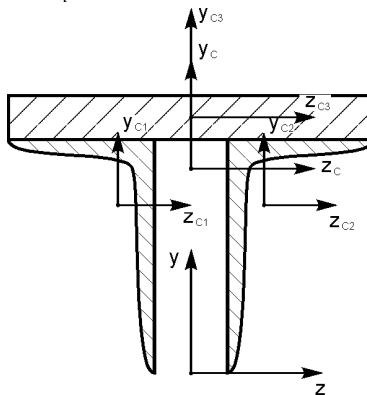


Рис.2.3. Переріз стрижня.

Обчислимо моменти інерції відносно головних центральних осей.

$$I_{ZC} = I_{ZC}^I + I_{ZC}^{II} + I_{ZC}^{III};$$

$$I_{ZC}^I = I_{ZC1}^I + a_1^2 \cdot F_1 = 784 + 3,789^2 \cdot 30 = 1214,696 \text{ см}^4;$$

$$I_{ZC}^{II} = I_{ZC}^I;$$

$$I_{ZC}^{III} = I_{ZC3}^{III} + a_3^2 \cdot F_3 = 745,272 \text{ см}^4;$$

$$I_{ZC} = 2 \cdot 1214,696 + 745,272 = 3174,664 \text{ см}^4;$$

$$I_{YC} = I_{YC}^I + I_{YC}^{II} + I_{YC}^{III};$$

$$I_{YC}^I = I_{YC1}^I + b_1^2 \cdot F_1 = 239 + 4,86^2 \cdot 30 = 947,588 \text{ см}^4;$$

$$I_{YC}^{II} = I_{YC}^I;$$

$$I_{YC}^{III} = I_{YC3}^{III} + b_3^2 \cdot F_3 = 3906,25 \text{ см}^4;$$

$$I_{YC} = 2 \cdot 947,588 + 3906,25 = 5801,226 \text{ см}^4.$$

Обчислимо моменти опору перерізу.

$$W_{ZC} = \frac{I_{ZC}}{|y_{\max}|} = \frac{3174,644}{14,469} = 219,411 \text{ см}^3;$$

$$W_{YC} = \frac{I_{YC}}{|z_{\max}|} = \frac{4853,838}{12,5} = 388,307 \text{ см}^3.$$

$W_{ZC} < W_{YC}$, отже щоб розмістити переріз раціонально, необхідно повернути його на 90° відносно початку координат. Тоді $W_{ZC} = 388,307 \text{ см}^3$.

Визначимо нормальне напруження та перевантаження чи недовантаження балки.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} = \frac{40000}{388,307 \cdot 10^{-6}} = 103 \text{ МПа};$$

$$\Delta = \left| [\sigma] - \sigma_{\max} \right| \cdot \frac{100\%}{[\sigma]} = (160 - 103) \cdot \frac{100\%}{160} = 35,625\% \text{ недовантаження.}$$

3. Розрахунок статично невизначених систем методом сил.

3.1. Кручення

Розрахункова схема, наведена на рис.3.1 має 1 зайву опору. Будуємо еквівалентну та одиничну систему. Записуємо умову еквівалентності.

$$\varphi_{11} X_{11} + \varphi_{1P} = 0;$$

$$X_1 = -\frac{\varphi_{1P}}{\varphi_{11}};$$

$$\varphi_{ij} = \frac{\int M_{KP_i} M_{KP_j} ds}{GI_p}.$$

Обчислюємо моменти інерції та моменти опору.

$$I_{P1} = \frac{\pi d_1^4}{32} = 2,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$$I_{P2} = \frac{\pi d_2^4}{32} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$$W_{P1} = \frac{\pi d_1^3}{16} = 6,73 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_{P2} = \frac{\pi d_2^3}{16} = 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Знаходимо питомі кути закручування.

$$\varphi_{11} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{GI_{P1}} + \frac{0,4 \cdot 1 \cdot 1}{GI_{P2}} = 6,65 \cdot 10^{-6} \text{ рад}$$

$$\varphi_{1P} = -0,3 \frac{0,8M}{GI_{P1}} + 0,9 \frac{0,2M}{GI_{P2}} = -0,33 \cdot 10^{-6} M \text{ рад}$$

Знаходимо невідомий момент.

$$X_1 = \frac{0,33M}{6,65} = 0,05M$$

Визначаємо дотичні напруження.

$$\tau_1 = \frac{M_1}{W_{P1}} = \frac{0,25M}{6,73 \cdot 10^{-5}} = 0,037 \cdot 10^5 M ;$$

$$\tau_2 = \frac{M_2}{W_{P2}} = \frac{0,95M}{6,73 \cdot 10^{-5}} = 0,14 \cdot 10^5 M ;$$

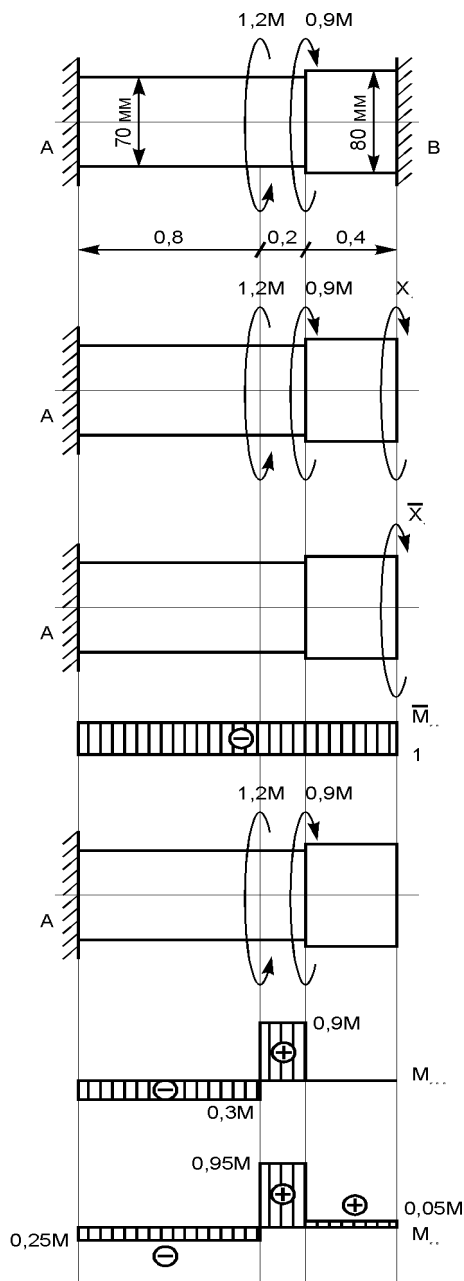


Рис.3.1. Розрахункова схема.

$$\tau_3 = \frac{M_3}{W_{p3}} = \frac{0,05M}{10^{-4}} = 0,005 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Визначаємо допустиме значення моменту з умови міцності.

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

$$0,14 \cdot 10^5 \text{ МПа} \leq 200 \cdot 10^6$$

$$M \leq 14,285 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Знаходимо дотичні напруження на всіх ділянках вала.

$$\tau_1 = 52,9 \text{ МПа}$$

$$\tau_2 = 200 \text{ МПа}$$

$$\tau_3 = 7,1 \text{ МПа}$$

3.2. Згин

Визначити зовнішнє навантаження P для нерозрізної балки №27а;

$[\sigma] = 160 \text{ МПа}$; $l = 2 \text{ м}$ Відкидаючи зайві опори A і D , встановлюємо що балка двічі статично невизначена; запишемо для неї систему з двох канонічних рівнянь методу сил, які виражають рівність нулю прогинів балки у місцях відкинутих зв'язків, тобто рівність нулю переміщень точок прикладення зайвих зв'язків за напрямками їх дії.

На (рис.3.2) показані основні та одиничні системи та епюри для одиничних та вантажної систем. Для визначення коефіцієнтів канонічних рівнянь застосовуємо спосіб Верещагіна, тобто перемножуємо епюри.

Переміщення: (індекси при переміщеннях і

$\overline{M}_1, \overline{M}_2, M_p$ – співпадають)

$$EI_Z \delta_{11} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot l \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot l = \frac{2}{3} l^3$$

$$EI_Z \delta_{12} = EI_Z \delta_{21} = \frac{1}{2} \cdot l \cdot l \cdot 1 \cdot \frac{1}{3} l = \frac{1}{6} l^3$$

$$EI_Z \delta_{22} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot l \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} l = \frac{2}{3} l^3$$

$$EI \Delta_{1P} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{Pl}{2} \cdot 1 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{1}{3} \cdot \frac{l}{2} \right) - \frac{1}{2} \cdot \frac{Pl}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{l}{2} = \frac{Pl^3}{24}$$

$$EI \Delta_{2P} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{Pl}{2} \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{l}{2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{Pl}{2} \cdot 1 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{1}{3} \cdot \frac{l}{2} \right) = -\frac{Pl^3}{24}$$

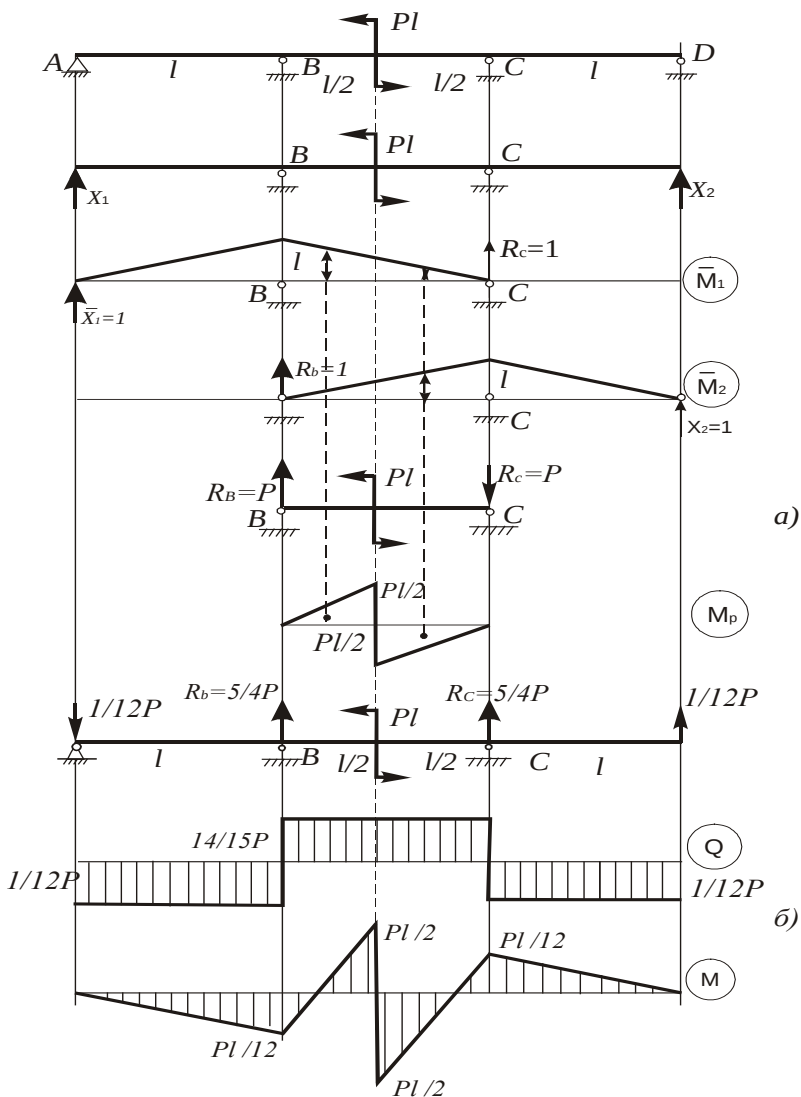


Рис.3.2. Розрахункова схема

Підставляємо значення переміщень у рівняння та визначаємо X_1 і X_2 :

$$\begin{cases} \frac{2}{3}l^3 X_1 + \frac{1}{6}l^3 X_2 + \frac{1}{24}Pl^3 = 0 \\ \frac{1}{6}l^3 X_1 + \frac{2}{3}l^3 X_2 - \frac{1}{24}Pl^3 = 0 \end{cases},$$

звідки $X_1 = -P/12$, $X_2 = P/12$.

Реакції на опорах B і C визначаємо для двохопорної балки з рівнянь статки (рис.3.2).

$\sum M_B = 0 \quad \frac{1}{12}Pl + Pl + \frac{1}{12}P2l + R_C l = 0$, звідки $R_C = -\frac{5}{4}P$ (на рисунку напрямок R_C взято протилежний – враховуючи від'ємний знак).

$$\sum M_C = 0 \quad \frac{1}{12}Pl + Pl + \frac{1}{12}P2l - R_B l = 0,$$

звідки $R_B = \frac{5}{4}P$.

На рис.3.2 побудовані епюри Q і M для заданої балки; небезпечний переріз – ліворуч і праворуч від прикладеної пари сил, де

$$M_{\max} = \left| \frac{Pl}{2} \right|.$$

З умови міцності визначаємо зовнішнє навантаження:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma]$$

$$\frac{\frac{Pl}{2}}{407 \cdot 10^{-6}} = 160 \cdot 10^6, \text{ де } W_z = 407 \text{ см}^3, \quad P = 65 \cdot 10^3 \text{ Н} = 65 \text{ кН}.$$

4. РОЗРАХУНОК ВАЛА РЕДУКТОРА НА МІЦНІСТЬ

Вали передач орієнтовно (конічних, косозубих, циліндричних) розраховують на статичне згинання з крученням. Уточнений розрахунок виконується як перевіірочний з урахуванням обертання, тобто динамічних напружень.

Визначити максимальне напруження для вала, що передає потужність і показаний на рис.4.1.

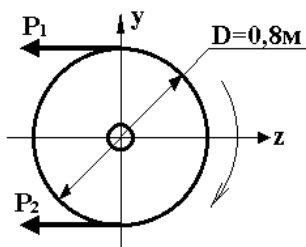
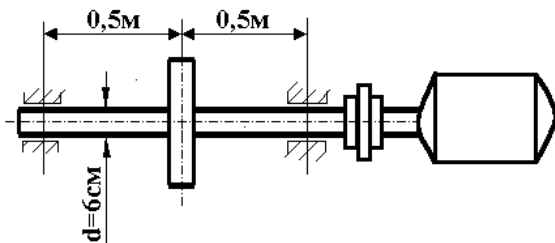


Рис.4.1. Схема вала.

Вага шківa $G=3$ кг; натягнення P_1 тягової вітки паса у два рази більше за натягнення P_2 тягненої вітки. Вал обертається з швидкістю $n=500$ об/хв та передає потужність $N=50$ кВт.

Визначимо крутний момент, який передається валом:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{50 \cdot 10^3}{52,4} = 955 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$\text{де кутова швидкість } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,4 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}.$$

Момент від натягнення віток паса

$$M = P_1 \cdot \frac{D}{2} - P_2 \cdot \frac{D}{2},$$

тому що $p_1=2p_2$, отримаємо

$$M = \frac{D}{2} \cdot P_2, \text{ звідки}$$

$$P_2 = \frac{2M}{D} = \frac{2 \cdot 955}{0,8} = 2,38 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

$$P_1 = 2P_2 = 2 \cdot 2,38 \cdot 10^3 = 4,76 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Момент, що передається на вал двигуном та крутний момент від натягнення вітки паса викликають кручення вала на другій його ділянці. Сила T , яка дорівнює сумі P_1 і P_2 , тобто

$T = 4,76 + 2,38 = 7,14 \text{ кН}$, викликає згинання вала у горизонтальній площині, а вага шківів G – згинання у вертикальній площині.

Розрахункова схема та епюри $M_{кр}$, M_z і M_y представлені на рис.4.2.

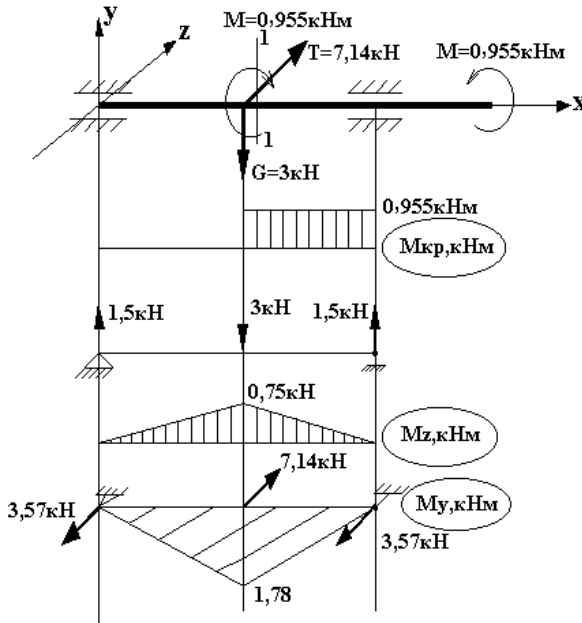
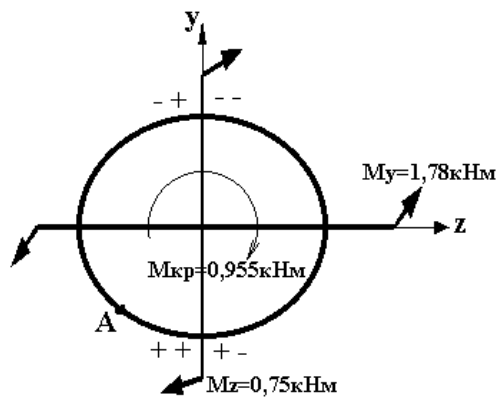


Рис.4.2. Розрахункова схема.

Умова міцності для небезпечної точки A небезпечного перерізу за IV теорією міцності



$$\sigma_p^{IV} = \frac{\sqrt{M_z^2 + M_y^2 + 0,75 M_{kp}^2}}{W_{oc}} \leq [\sigma].$$

Підставляємо значення моментів і отримаємо значення σ_{max} :

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{\sqrt{(0,75 \cdot 10^3)^2 + (1,78 \cdot 10^3)^2 + 0,75 \cdot (0,955 \cdot 10^3)^2}}{0,1 \cdot 0,06^3} = \\ &= 97,2 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2} = 97,2 \text{ МПа} . \end{aligned}$$

5. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

5.1. Визначення положень і переміщень ланок механізму

Визначення положень ланок і траєкторій точок виконується по кінематичній схемі механізму, на якій зафіксоване визначене положення ведучої ланки та положення всіх інших ланок. Така кінематична схема називається планом положення механізму (рис.5.1). При кресленні плану положень механізму необхідно застосовувати масштаби, що відповідають ГОСТ 2.302—68. Тому що надалі, при кінематичних розрахунках, використовуються величини, які являються похідними від довжини, таким чином масштабний коефіцієнт μ плану механізму повинен мати розмірність [м/мм]. Масштаби, що рекомендуються: 0,0001; 0,0002; (0,00025); 0,0005; 0,001; 0,002; (0,0025); 0,005; 0,01; 0,02 і т.д.

При кресленні плану положень механізму насамперед потрібно нанести положення нерухомих центрів обертальних пар (на рис.1 точки O_1 , O_2) і направляючих поступальних пар. Далі, для обраного положення ведучої ланки (на рис.5.1 кривошип O_1A), послідовно визначаються положення кінематичних пар і ланок, що приєднані до ведучої ланки.

Визначення положень кінематичних пар, що переміщуються, здійснюється способом зарубок. У цьому випадку будується геометричне місце можливих положень центрів обертальних пар. З центрів крайніх кінематичних пар (точки A і O_2) найближчої до ведучої ланки групи за допомогою циркуля проводять дуги з радіусами, що дорівнюють l_{AB} і l_{O_2B} (відповідно). Перетинання цих дуг визначає положення центра внутрішньої оберальної пари B . З'єднавши отриману точку B прямими лініями з точками O_2 і A , знаходять положення ланок BO_2 і BA . У такий же спосіб визначають положення центрів інших кінематичних пар.

План положень будують для декількох (12 чи 24) положень ведучої ланки O_1A . При побудові планів положень механізму знаходять крайні положення робочої ланки механізму і всіх інших кінематичних пар і ланок. Робочою ланкою механізму називається ланка, що долає силу корисного опору F_{KO} (на рис. 5.1 це повзун D). За нульове положення механізму (а відповідно і положення точки A_0) приймають таке крайнє положення робочої ланки, починаючи з якої ланка

Для визначення крайніх положень робочої ланки необхідно побудувати траєкторію руху точки D і, проаналізувавши її, вибрати два її крайніх положення. Для деяких простих механізмів існує інший спосіб: необхідно розташувати кривошип O_1A і шатун AB на одній прямій. У цьому випадку для одного положення відстань $O_1B = O_1A + AB$, а для іншого $O_1B = AB - O_1A$.

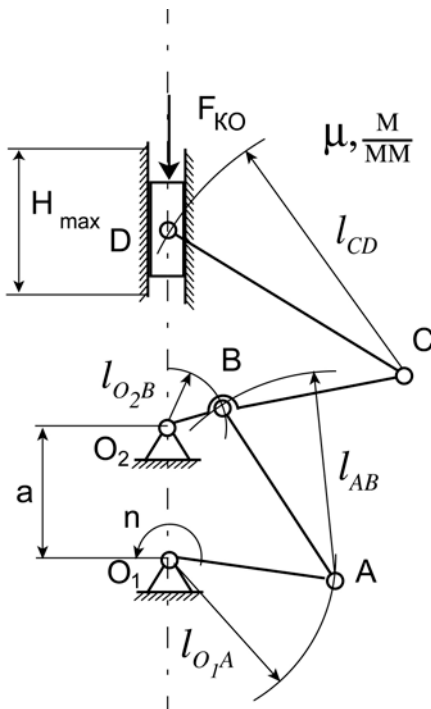


Рис.5.1. План положення механізму

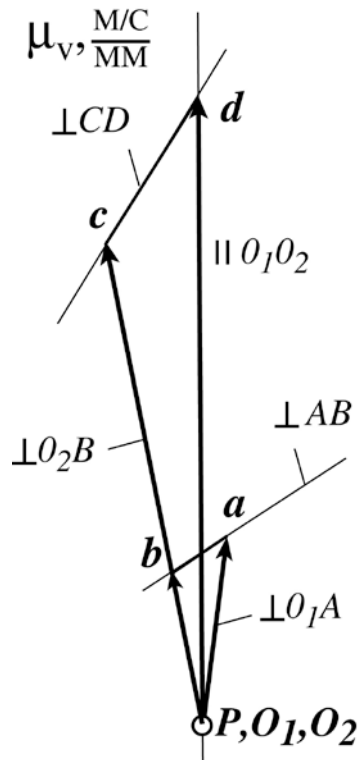


Рис.5.2. План швидкості

5.2. Визначення швидкостей ланок

Швидкості відомих ланок механізму можуть бути визначені методом планів швидкостей, які будують у відповідному масштабі. В якості вихідних даних повинна бути відома схема механізму при визначеному положенні ведучої ланки та її кутова швидкість ω .

У довільній точці вибираємо полюс P (рис.5.2). Цій точці відповідають кінематичні пари з нульовою швидкістю O_1, O_2 і направляюча повзуна D . Вектори, що виходять з полюса, показують напрямки абсолютних швидкостей і їхню абсолютну величину. Вектори, що з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей, визначають величину і напрямки відносної швидкості точки.

Вектори, що з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей точок, які належать до однієї ланки, на плані швидкостей утворюють фігуру, подібну до форми ланки на схемі механізму та повернену на 90° у бік миттєвої кутової швидкості ланки (теорема подібності).

Сумарна швидкість (абсолютна швидкість) точки плоского механізму визначається геометричною сумою швидкостей переносного та відносного рухів.

Таким чином, для точки A можна записати рівняння

$$\vec{V}_A = \vec{V}_{O_1} + \vec{V}_{AO_1}$$

де $\vec{V}_{O_1} = 0$ - швидкість точки O_1 , а $\vec{V}_{AO_1}$ - швидкість точки A відносно до точки O_1 . У такий спосіб

$$|\vec{V}_A| = |\vec{V}_{O_1A}| = O_1A \cdot \omega_{O_1A},$$

вектор $\vec{V}_A$ направлений по дотичній до траєкторії руху точки A , тобто перпендикулярно O_1A , у бік обертання кривошипа. При цьому кутова швидкість кривошипа O_1A

$$\omega_{O_1A} = \frac{\pi \cdot n}{30}, [\text{с}^{-1}]$$

де n - частота обертання кривошипа O_1A [хв $^{-1}$]. Виходячи з вище сказаного, на плані швидкостей (рис. 1.2) будуємо пряму $\perp O_1A$ і на ній у масштабі відкладаємо точку a ($Pa = \frac{V_a}{\mu_v}$, μ_v - масштабний коефіцієнт плану швидкостей), що відповідає швидкості точки A .

Для визначення швидкості точки B можна записати наступну систему:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \end{cases}$$

де $\vec{V}_{O_2} = 0$ - швидкість точки O_2 , $\vec{V}_{BO_2}$ - швидкість точки B відносно O_2 , $\vec{V}_{BA}$ - швидкість точки B відносно A .

Кутові швидкості коромисла O_2B і шатуна AB нам не відомі, але нам відомі напрямки $\vec{V}_{BO_2}$ і $\vec{V}_{BA}$. Таким чином із полюса P на плані швидкостей проводимо пряму $\perp O_2B$, а із точки a проводимо пряму $\perp AB$. На перетині цих двох прямих лежить точка b , що відповідає абсолютній швидкості точки B .

Використовуючи теорему подібності можна записати залежність:

$$\frac{O_2B}{O_2C} = \frac{Pb}{Pc}.$$

Із полюса P через точку b проводимо відрізок Pc . Точка c на плані швидкостей відповідає швидкості точки C на плані положення механізму.

Повзун D робить лінійне переміщення вздовж вертикальних нерухомих направляючих. Для швидкості $\vec{V}_D$ можна записати векторне рівняння:

$$\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC},$$

де $\vec{V}_C$ - швидкість точки C , $\vec{V}_{DC}$ - швидкість точки D відносно C .

Із полюса P проводимо вертикальну пряму, паралельну направляючим повзуна, а з точки c , на плані швидкостей, проводимо іншу пряму, перпендикулярну шатунові CD . На перетині цих прямих лежить точка d , що відповідає лінійній швидкості точки D . А абсолютна величина

$$V_D = Pd \cdot \mu_v \text{ [м/с]},$$

де μ_v - масштабний коефіцієнт плану швидкостей.

5.3. Визначення приведенного моменту рушійних сил

При складанні рівнянь руху дію всіх сил і моментів сил, прикладених до різних ланок механізму, зручно умовно замінити дією тільки однієї сили чи моменту, прикладених до якої-небудь ланки механізму. Такі сили і моменти сил одержали назву приведених, а ланки, до яких вони прикладені - ланками приведення.

Робота приведенного моменту (чи сили) на можливому переміщенні дорівнює сумі робіт усіх сил, прикладених до ланок механізму на їхніх можливих переміщеннях.

Вираз, для визначення приведенного моменту, буде мати вид [1,2]:

$$M_{\Pi} = \sum F_i \frac{V_i}{\omega} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{\omega_i}{\omega}$$

де ω - кутова швидкість ланки приведення, P_i, M_i - поточне значення сил, що приводяться, і моментів, що діють на ланки; V_i, ω_i - поточна лінійна та кутова швидкості ланок, що приводяться; α_i - кут між напрямком сили та її переміщенням.

Визначимо приведений до кривошипа O_1A момент. Кут α між напрямком дії сили корисного опору F_{KO} і напрямком руху повзуна D (рис.5.1) дорівнює нулю. Значить

$$M_{\Pi} = \frac{F_{KO} V_D}{\omega}, [\text{Нм}]$$

Побудуємо діаграму для приведенного моменту (рис.5.3). Кривошип O_1A обертається рівномірно з заданою частотою, значить за однакові відрізки часу він проходить однакові кути. Для кожного положення механізму на робочому ході по осі ординат у масштабі відкладемо значення приведенного моменту (масштаб діаграми моментів μ_M зручно вибирати таким, щоб максимальному значенню приведенного моменту відповідала відкладена на діаграмі величина рівна 100 мм). Отримані точки з'єднаємо плавною кривою.

Продовжимо вісь абсцис вліво і відкладемо на відстані приблизно 40...60 мм. полюс P . Розіб'ємо кожен відрізок діаграми моментів (на ділянках 01, 12, 23,...) навпіл і з середини кожного відрізка проведемо горизонтальні промені до перетинання з віссю ординат (точки 1₁, 2₁,...на рис.5.3). Точки перетину цих променів з віссю ординат з'єднаємо з полюсом P . Одержимо для кожного положення механізму кут α , який відкладемо для кожного положення механізму на діаграмі робіт так, щоб відрізок $P1_1$ на діаграмі моментів був

паралельний відрітку 01 на діаграмі робіт ($P2_1 \parallel 12$, $P3_1 \parallel 23, \dots$), кожен наступний відрізок відкладаємо з кінця попереднього. Викладений вище метод має назву метода графічного диференціювання. З точки, що відповідає кінцю робочого ходу (на рис.5.3 точка 5') продовжуємо діаграму робіт прямою горизонтальною лінією до останнього (дванадцятого) положення механізму. Отримана крива відповідає графіку роботи сил корисного опору A_{KO} .

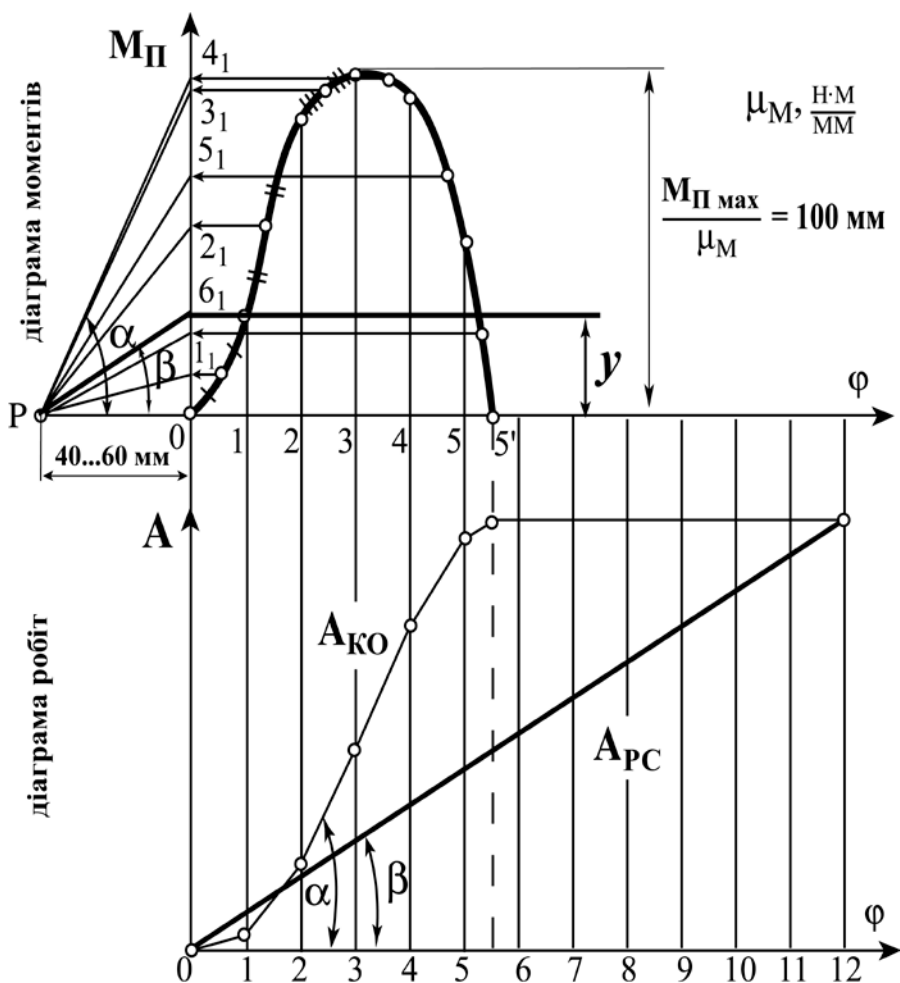


Рис.5.3.

Дванадцять положення механізму збігається з нульовим, тому з'єднаємо прямою лінією початкову точку діаграми робіт з кінцевою – це є робота рушійних сил A_{PC} . Графік роботи рушійних сил утворює з віссю абсцис кут β . Проведемо з полюса P на діаграмі моментів промінь під кутом β до перетину з віссю ординат. Отримаємо величину y (див. рис.5.3), яка відповідає моменту рушійних сил на кривошипі O_1A .

Таким чином значення моменту рушійних сил

$$M_{PC} = M_{O_1A} = y \cdot \mu_M, [\text{Нм}]$$

де μ_M - масштабний коефіцієнт діаграми моментів.

Потужність рушійних сил, що розвивається на кривошипі O_1A

$$P_{O_1A} = M_{O_1A} \cdot \omega_{O_1A}, [\text{Вт}]$$

6. ВИБІР ДВИГУНА І КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Необхідну потужність двигуна $P_{ДВ}$ розраховують за номінальною потужністю, яка розвивається кривошипом O_1A . Двигун з'єднаний із кривошипом за допомогою привода, що містить у собі пасову передачу, стандартний одноступінчатий редуктор, муфту, вал на опорах з відкритою зубчастою передачею і служить для узгодження частоти обертання двигуна з частотою обертання кривошипа O_1A а також підвищення моменту до значення, здатного перебороти силу корисного опору механізму.

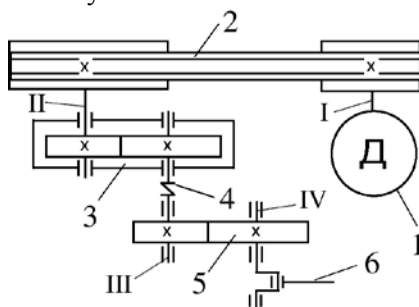


Рис.6.1. Кінематична схема привода: 1 – двигун, 2 – клинопасова передача, 3 – редуктор, 4 – муфта, 5 – відкрита зубчаста передача, 6 – кривошип O_1A ; I – IV – номери валів.

Орієнтовну потужність двигуна знаходять із співвідношення

$$P'_{ДВ} = \frac{P_{O_1A}}{\eta_{ПР}}, [\text{Вт}]$$

де P_{O_1A} - потужність, що розвивається на кривошипі O_1A ;

$\eta_{ПР}$ - ККД запропонованого в завданні привода

$$\eta_{ПР} = \eta_n \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{ВЗП}$$

η_n - ККД пасової передачі:

- для плоскопасової передачі $\eta_{н.п.} = 0,96...0,98$;

- для клинопасової передачі $\eta_{к.п.} = 0,95...0,97$;

$\eta_{ред}$ - ККД стандартного одноступінчатого циліндричного редуктора

$\eta_{ред} = 0,96...0,98$;

$\eta_{ВЗП}$ - ККД відкритої зубчастої передачі $\eta_{ОЗП} = 0,94...0,96$.

Згідно каталогу вибираємо стандартний двигун (див. додаток) потужністю $P_{ДВ}$, керуючись співвідношенням $P_{ДВ} \geq P'_{ДВ}$.

Після підбору двигуна визначаємо загальне передавальне відношення

$$i = \frac{n_{ДВ}}{n_{O_1A}},$$

де $n_{ДВ}$ - частота обертання вала двигуна, n_{O_1A} - частота обертання кривошипа O_1A (відома із завдання).

Розбиваємо передавальне відношення по окремих передачах так, щоб

$$i = i_n \cdot i_{ред} \cdot i_{ВЗП},$$

де i_n - передавальне відношення пасової передачі ($1,5 \leq i_n \leq 7$, рекомендується вибирати ціле число $i_p \leq 4$), $i_{ред}$ - передавальне відношення стандартного редуктора, (для циліндричних редукторів загального призначення типу ЦОН: 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8, для редукторів типу ГО: 3,95; 5,6; 8,9), $i_{ВЗП}$ - передавальне відношення відкритої зубчастої передачі ($1,8 \leq i_{ВЗП} \leq 8$, рекомендується вибирати в межах 2,5...4).

При цьому відхилення від розрахункового передавального відношення привода (розрахованого через $n_{ДВ}$ і $n_{О1А}$) не повинно перевищувати $\pm 3\%$.

При підборі типорозміру редуктора необхідно знати потужність редуктора, що визначається як $P_{ред} = K_E P_{ДВ}$, (K_E - коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_E = \frac{T_{\max}}{T_{ном}}$, де $T_{\max}$ - максимальний момент при короткочасному перевантаженні, $T_{ном}$ - номінальний момент на валу редуктора. Якщо немає окремих рекомендацій, то вибираємо $T_{\max} = 2 T_{ном}$, так як в момент пуску двигуна крутний момент на його валу може збільшуватись в два рази) і частоту обертання швидкохідного вала редуктора $n_{ред} = \frac{n_{ДВ}}{i_n}$ (див. додаток).

Розрахунок кінематичних і силових параметрів на кожному валу

1) Потужність

$$P_1 = P_{ДВ} ; P_2 = P_1 \cdot \eta_{к.н.} ; \dots P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1} \text{ [Вт]}$$

2) Частота обертання вала

$$n_1 = n_{ДВ} ; n_2 = \frac{n_1}{i_{к.н.}} ; \dots n_k = \frac{n_{k-1}}{i_{k-1}} \text{ [хв}^{-1}\text{]}$$

3) Кутова швидкість

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} ; \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} ; \dots \omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30} \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

4) Момент на валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} ; T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} ; \dots T_k = \frac{P_k}{\omega_k} \text{ [Н·м]}$$

Отримані дані заносимо в таблицю 6.1

Таблиця 6.1.

Параметр	Розмірність	Номер вала			
		I	II	III	IV
Потужність	P , Вт				
Передавальне число	i				
ККД передачі	η				
Частота обертання	n , хв. ⁻¹				
Кутова швидкість	ω , с ⁻¹				
Момент на валу	T , Н м				

7. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Для розрахунку клинопасової передачі (рис.7.1, рис 7.2) потрібно знати потужність на ведучому валу P_1 , кутову швидкість на ведучому ω_1 і веденому валу ω_2 , передавальне відношення i_n передачі.

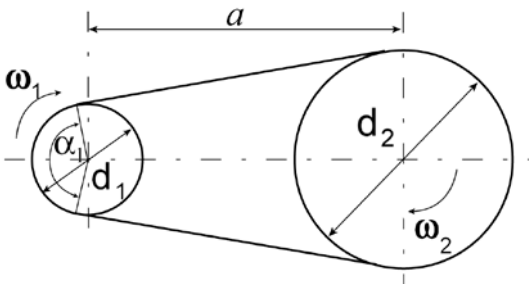


Рис. 7.1. Пасова передача

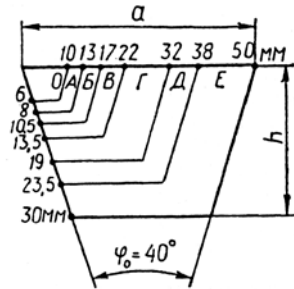


Рис. 7.2. Перетин паса

Порядок розрахунку клинопасової передачі

1. Попередній вибір перерізу клинових пасів проводиться в залежності від моменту T_1 на ведучому валу (по табл.7.1).

2. Визначаємо діаметр веденого шківів по формулі $d_2 = i_n \cdot d_1$. Узгодимо значення для d_2 зі стандартом. Ряд стандартних діаметрів шківів: 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000 (ГОСТ 17383-73).

3. Визначаємо фактичне передавальне відношення

$$i_{к.н.} = \frac{d_2}{d_1}$$

4. Визначаємо швидкість паса

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2}, \text{ [м/с]}$$

5. Визначаємо орієнтовну міжосьову відстань

$$a' = 1,5(d_1 + d_2), \text{ [мм]}$$

6. Визначаємо необхідну довжину паса

$$l' = 2a' + \pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'}, \text{ [мм]}$$

отримане значення узгодимо зі стандартним рядом. Ряд довжин клинових ременів l [мм]: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000 .

Таблиця.7.1. Типи клинових пасів.

T_1 , Н·м	Тип перерізу паса	Базова довжина l_0 , мм	Площа перерізу, A , мм ²	Діаметр меншого шківів d_1 , мм.	P_0 , кВт, при швидкості паса V			
					5 м/с	10 м/с	15 м/с	20 м/с
<10	О	1320	47	63	0,49	0,82	1,03	1,11
				71	0,56	0,95	1,22	1,37
				80	0,62	1,07	1,41	1,60
10-30	А	1700	81	90	0,84	1,39	1,75	1,88
				100	0,95	1,60	2,07	2,31
				112	1,05	1,82	2,39	2,74
30-120	Б	2240	138	125	1,39	2,26	2,80	-
				140	1,61	2,70	3,45	3,83
				160	1,83	3,15	4,13	4,73
120-150	В	3750	230	200	2,77	4,59	5,80	6,33
				224	3,15	5,35	6,95	7,86
				280	3,48	6,02	7,94	9,18
<150	УО	1600	56	63	0,95	1,50	1,68	1,85
				71	1,18	1,95	2,35	2,73
				80	1,38	2,34	2,92	3,50
150-500	УА	2500	95	90	1,56	2,57	3,60	-
				100	1,89	3,15	4,35	-
				112	2,17	3,72	4,60	5,61
500-1700	УБ	3550	158	140	2,95	5,00	7,01	-
				160	3,45	5,98	7,60	9,10
				180	3,80	6,70	8,80	10,6

7. Визначаємо дійсну міжосьову відстань

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}, \text{ [мм]}$$

8. Оцінка довговічності клинового паса проводиться виходячи з обмеження числа пробігів u паса в одиницю часу.

$$u = \frac{V}{l} \leq [u],$$

де l - довжина паса, V - швидкість паса, $[u]$ - максимально припустиме число пробігів паса в секунду ($[u]=12...15 \text{ с}^{-1}$).

9. Кут обхвату меншого шківа

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^0(d_2 - d_1)}{a}$$

10. Максимально допустима потужність, що передається одним пасом, визначається згідно формули:

$$[P] = P_0 C_\alpha C_l C_p C_z, \text{ [Вт]}$$

де P_0 - допустима потужність для одного клинового паса (див. табл.7.1);

C_α - коефіцієнт, що враховує кут обхвату меншого шківа.

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1);$$

C_l - коефіцієнт фактичної довжини паса

$$C_l = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}}$$

C_p - коефіцієнт, що враховує режим роботи передачі (див. табл. 7.2).

Таблиця.7.2. Значення C_p при однозмінній роботі.

C_{p1}	1	0,9...0,8	0,8...0,7	0,7...0,6
Режим роботи	Спокійне навантаження	Незначні коливання навантаження	Значні коливання навантаження	Ударне навантаження

При роботі в дві зміни $C_p = C_{p2} = 0,87 C_{p1}$, при роботі в три зміни

$$C_p = C_{p3} = 0,72 C_{p1};$$

Z - кількості пасів, що працюють паралельно в передачі (спочатку визначається орієнтовно, виходячи з конструктивних міркувань).

C_z - коефіцієнт кількості пасів.

$$\begin{array}{llll} Z = & 2...3 & 4...6 & >6 \\ C_z = & 0,95 & 0,9 & 0,85 \end{array}$$

11. Визначаємо число пасів передачі по формулі $Z = \frac{P_1}{[P]}$, отримане значення округляємо до найближчого цілого. Рекомендується вибирати $Z \leq 8$ у зв'язку з деформацією паса по довжині і

нерівномірності навантаження. Для зменшення кількості пасів Z беруть клинові паси більшого поперечного перетину.

12. Силевий розрахунок передачі.

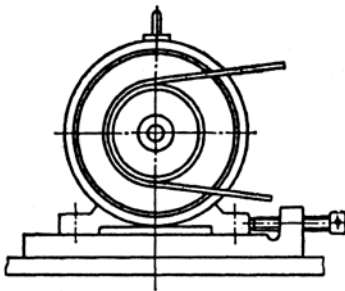
Сила попереднього натягу клинових пасів:

$$F_0 = \frac{0,85 P_l C_l}{V C_\alpha C_p} ; [\text{H}]$$

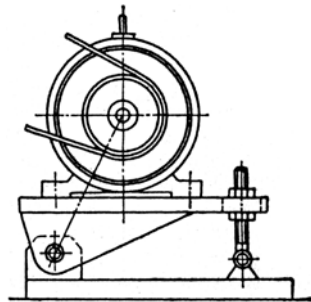
Навантаження на вал пасової передачі:

$$R = 2 F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} , [\text{H}].$$

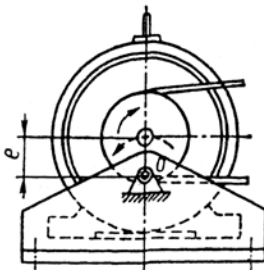
Сила попереднього натягу реалізується за допомогою різних натяжних пристроїв, схематичне зображення яких приведено на рис.3.3.



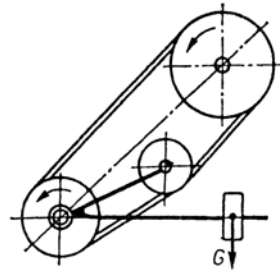
ПОЛОЗКИ



ХИТНА ПЛИТА



автоматичне регулювання натягу
паса



ВІДТЯЖНИЙ РОЛИК

Рис.7.3. Натяжні пристрої

8. РОЗРАХУНОК ВІДКРИТОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ.

У відкритих зубчастих передачах використовуються циліндричні прямозубі (рис.8.1) чи конічні колеса (рис 8.3). Такі передачі працюють при кутових швидкостях зубчастих коліс не більш ніж 2 м/с. Зубці відкритих передач припрацьовуються при довільних значеннях твердості їхніх робочих поверхонь. Для розрахунку відкритого зубчастого зачеплення необхідно знати: передавальне відношення $i_{B3П}$, кутову швидкість обертання шестірні ω_1 і колеса ω_2 , момент на валу шестірні T_1 і колеса T_2 , умови роботи (реверсивне чи нереверсивне навантаження, термін служби, тощо.)

8.1 Розрахунок циліндричної прямозубої передачі.

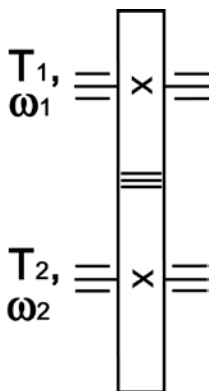


рис. 8.1. Схема циліндричної передачі

8.1.1. Визначаємо число зубців шестірні та колеса. Через технологічні вимоги число зубців шестірні не може бути менше 17 ($z_1 \geq 17 \dots 20$). Тоді число зубців колеса $z_2 = i_{B3П} \cdot z_1$. Отримане значення z_2 округляємо до найближчого цілого.

8.1.2. Вибираємо матеріал шестірні та колеса.

Для виготовлення зубчастих коліс використовують якісні конструкційні сталі ГОСТ 1050-74 і леговані конструкційні сталі ГОСТ 4543-71 (табл.8.1; табл.8.2). В залежності від твердості робочих поверхонь зубчасті колеса відносять до двох груп:

1). Колеса з твердістю робочих поверхонь $H \leq 350HB$. Колеса цього типу нарізують після термообробки заготовки; вони добре припрацьовуються, а зубці не піддаються втомному руйнуванню при динамічних навантаженнях. Для кращого припрацювання зубців твердість шестерні рекомендується призначати більшою чим твердість колеса ($H_1 \geq H_2 + 25 \dots 30HB$).

2). Колеса з твердістю робочих поверхонь $H > 350HB$ використовують тоді, коли необхідно забезпечити невеликі розміри зубчастої передачі при високому рівні навантаження.

Таблиця.8.1. Рекомендовані марки матеріалів шестірни і колеса.

шестірна			колесо		
марка сталі	Термо-обробка	твердість	марка сталі	Термо-обробка	твердість
40X, 45, 40XH	поліпшення	269-302 HB	40X, 45, 40XH	поліпшення	235-262 HB
40X, 40XH, 35XM	поліпшення, гартування	40-53 HRC	40X, 40 XH, 30XM	поліпшення	269-302 HB
40X, 40XH, 35XM	поліпшення, гартування	45-53 HRC	40X, 40XH, 35XM	поліпшення, гартування	45-53 HRC
20X, 20XHM	поліпшення, цементация й гартування	57-63 HRC	40X, 40XH, 35XM	Поліпшення, гартування	45-53 HRC
20X, 20XHM	поліпшення, цементация й гартування	56-63 HRC	20X, 20XHM	поліпшення, цементация й гартування	56-63 HRC

Таблиця.8.2. Механічні характеристики деяких сталей для виготовлення зубчастих коліс

марка сталі	граничні розміри заготовки		термооб-робка*	поверхнева твердість зубців	границя міцності, σ_B , МПа	границя текучості, σ_T , МПа
45	125	80	П	235 - 263 HB	780	540
	80	50	П	269 - 302 HB	890	650
40X	280	125	П	235 - 262 HB	790	540
	125	80	П	269 - 302 HB	900	750
	125	80	П, Г	45 - 50 HRC	300	750
40XH	320	200	П	235 - 262 HB	800	630
35XM	200	125	П	269 - 302 HB	920	750
	200	125	П,Г	45 - 53 HRC	920	750
20X 20XHM	200	125	П,Ц,Г	56 - 63 HRC	1000	800

*П – поліпшення, Г – гартування, Ц – цементация і гартування.

8.1.4. Визначаємо число циклів навантаження коліс N_{Σ} за весь термін служби (для шестірні та колеса)

де ω - кутова швидкість вала [с^{-1}]; t - термін служби передачі [години], K_H - коефіцієнт режиму навантаження.

8.1.5. Визначимо коефіцієнти довговічності K_{FL} . Якщо $N_{\Sigma} \geq N_{FO}$ то коефіцієнт K_{FL} можна прийняти рівним 1. В іншому випадку, коли $N_{FO} \geq N_{\Sigma}$ при $HB \leq 350$ використовують наступну залежність

8.1.6. Визначаємо значення границь витривалості на згин для шестірні (σ_{FQ1}) і колеса (σ_{FQ2}) за табл. 8.3.

сталь	термообробка	поверхнева твердість зубців	σ_{FO} , МПа
40, 45, 40Х, 40ХН	нормалізація, поліпшення	180 – 300НВ	1,8Н _{НВ}
40Х, 40ХН, 40ХФА	гартування	45 – 55HRC	600
20Х, 12ХН3А, 20 ХГТ	цементация	56 – 62HRC	800

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{S_F} K_{FL} \text{ , [MPa]}$$

8.1.8. Визначаємо коефіцієнт ширини вінця Ψ_{bd} і коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження $K_{H\beta}$ (табл. 4.4; табл. 4.5).

Таблиця.8.4.Рекомендовані значення Ψ_{bd} .

Розташування шестірні щодо опор	Твердість робочих поверхонь зубців колеса	
	$HB \leq 350$	$HB > 350$
консольне	0,3 ... 0,4	0,2 ... 0,25
симетричне	0,8 ... 1,4	0,4 ... 0,9
несиметричне	0,6 ... 1,2	0,3 ... 0,6

Таблиця.8.5. Орієнтовні значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

Розташування шестірні щодо опор	Поверхнева твердість зубців колеса HB	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори підшипники кулькові	$HB \leq 350$	1,08	1,17	1,28	-	-	-
	$HB > 350$	1,22	1,44	-	-	-	-
Консольне, опори підшипники роликів	$HB \leq 350$	1,06	1,12	1,19	1,27	-	-
	$HB > 350$	1,00	1,25	1,45	-	-	-
симетричне	$HB \leq 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	$HB > 350$	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
несиметричне	$HB \leq 350$	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	$HB > 350$	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	-

8.1.9. Визначаємо модуль зубців із умови міцності на згин

$$m = A \cdot \sqrt[3]{Y_F \frac{K_{F\beta} T_1}{\Psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F]}}$$

Коефіцієнт $A=1,4$ для прямозубих передач, Y_F - коефіцієнт форми зуба менш міцного колеса (табл. 8.6).

Таблиця.8.6. Коефіцієнт форми зуба Y_F .

z	Y_F	z	Y_F	z	Y_F
17	4,26	25	3,90	50	3,65
18	4,20	28	3,82	60	3,62
19	4,11	30	3,80	80	3,61
20	4,08	32	3,78	100	3,60
21	4,01	37	3,71	150	3,60
22	4,00	40	3,70	300	3,60
24	3,92	45	3,68	рейка	3,63

Отримане значення модуля округляють до стандартного значення за ГОСТ 9563-60. Стандартні значення модуля вибираємо з наведених двох рядів

Ряд 1	1	1,25	1,5	2	2,25	3	4	5	6	8	10	12	16
Ряд 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18

10. Визначаємо геометричні розміри передачі (рис 8.2)
діаметри ділільних кіл

$$d_1 = mz_1, [\text{мм}]$$

$$d_2 = mz_2, [\text{мм}]$$

діаметри кіл вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m, [\text{мм}]$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m, [\text{мм}]$$

діаметри кіл впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m, [\text{мм}]$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m, [\text{мм}]$$

міжосьова відстань

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}, [\text{мм}]$$

ширина вінця зубчастого колеса

$$b_2 = \Psi_{bd} d_1, [\text{мм}]$$

ширину зубчастого вінця шестірні b_1 вибирають на 2-5 мм. більше ширини вінця зубчастого колеса b_2 для забезпечення стабільності зубчатого зачеплення.

Висота зуба

$$h = 2,25m, [\text{мм}]$$

Радіальний зазор

$$c = 0,25m, [\text{мм}]$$

8.1.11. Колова швидкість коліс.

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2}, [\text{м/с}]$$

за швидкістю визначаємо ступінь точності виготовлення коліс

Ступінь точності	6	7	8	9
Гранична колова швидкість V , м/с	15	10	6	3

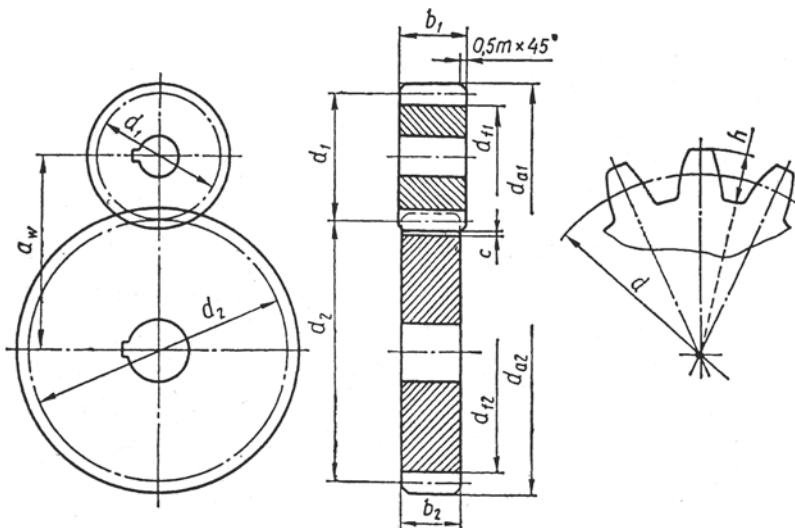


Рис.8.2. Геометричні розміри зубчастої передачі

8.1.12. Визначаємо сили в зачепленні.

Колова сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, [\text{H}]$$

Радіальна сила

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ, [\text{H}]$$

8.1.13. Визначаємо розрахункові напруження згину. Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{FV} для прямозубих передач $K_{FV} = 1,1$ при $HB > 350$, $K_{FV} = 1,4$ при $HB \leq 350$.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV}, [\text{МПа}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}, [\text{МПа}]$$

якщо виконуються нерівності

$$\sigma_{F1} < [\sigma_{F1}] \text{ і } \sigma_{F2} < [\sigma_{F2}],$$

тоді міцність зубців забезпечена.

8.2. Розрахунок конічної зубчастої передачі

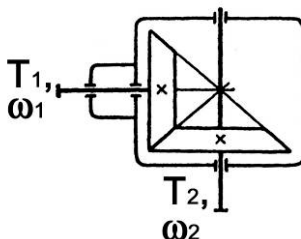


Рис.8.3. Схема конічної передачі

8.2.1. Параметри навантаження зубчастої передачі.

При короткочасному перевантаженні до 200% максимальний обертовий момент на ведучому валу

$$T_{1\max} = 2T_1, [\text{Н}\cdot\text{м}].$$

Сумарне число циклів навантаження зубців шестірні та колеса за строк служби передачі:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800\omega_1 h}{\pi}$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{i}$$

Еквівалентні числа циклів навантаження для розрахунків на контактну втому N_{HE} і втому при згині N_{FE} з врахуванням коефіцієнтів інтенсивності $K_{HE} = 0,18$; $K_{FE} = 0,07$ для режиму навантаження «середній нормальний».

$$N_{HE1} = K_{HE} N_{\Sigma 1}$$

$$N_{HE2} = K_{HE} N_{\Sigma 2}$$

$$N_{FE1} = K_{FE} N_{\Sigma 1}$$

$$N_{FE2} = K_{FE} N_{\Sigma 2}$$

8.2.2. Матеріали зубчастих коліс вибираємо так само як і в розрахунку відкритої прямозубої передачі.

8.2.3. Допустимі напруження.

Допустимі напруження на контактну витривалість. Границі контактної витривалості зубців шестірні і колеса:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2H_1 + 70, [\text{МПа}];$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2H_2 + 70, [\text{МПа}].$$

Бази випробувань для матеріалу шестірні і колеса:

$$N_{HO1} = 30H_1^{2,4}$$

$$N_{HO2} = 30H_2^{2,4}$$

Оскільки $N_{HE3} > N_{HO3}$; $N_{HE4} > N_{HO4}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестірні та колеса $K_{HL} = 1$.

Допустимі контактні напруження для зубців шестірні та колеса при коефіцієнті $Z_R = 1$ (шорсткість поверхонь зубців $R_a = 1,25 \dots 0,63$). Та коефіцієнт запасу $S_H = 1,1$ знаходимо за формулою

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{S_H}, [\text{МПа}];$$

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim b1} Z_R K_{HL}}{S_H}, [\text{МПа}];$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim b2} Z_R K_{HL}}{S_H}, [\text{МПа}].$$

Розрахункове допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}), [\text{МПа}].$$

Перевіряємо умову

$$[\sigma]_{H1} \leq 1,23[\sigma]_{H2}, [\text{МПа}].$$

Допустиме граничне напруження:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_{T2}, [\text{МПа}].$$

Допустимі напруження на витривалість при згині. Границі витривалості зубців при згині для бази випробувань $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ (дивитись таблицю з розрахунку відкритої прямозубої передачі).

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,8H_1, [\text{МПа}];$$

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,8H_2, [\text{МПа}].$$

Оскільки $N_{FE3} > N_{FO}$; $N_{FE4} > N_{FO}$, коефіцієнт довговічності для зубців шестірні та колеса $K_{FL} = 1$.

Для нереверсивних передач коефіцієнт $K_{FC} = 1$, коефіцієнт запасу $S_F = 2,2$.

Допустимі напруження на втому при згині:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim b1} K_{FC} K_{FL}}{s_F}, [\text{МПа}];$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim b2} K_{FC} K_{FL}}{s_F}, [\text{МПа}].$$

Граничні допустимі напруження на згин для зубців шестірні та колеса:

$$[\sigma]_{F1\max} = \frac{4,8H_1}{s_F}, [\text{МПа}];$$

$$[\sigma]_{F2\max} = \frac{4,8H_2}{s_F}, [\text{МПа}].$$

8.2.4. Визначення мінімального зовнішнього ділильного діаметра конічного колеса

Передавальне число передачі i . Попередньо беремо коефіцієнт ширини зубчастих вінців $K_{be} = 0,27$. Обчислюємо коефіцієнт

$$K_{bd} = \frac{K_{be} i}{2 - K_{be}}.$$

За графіком [4, рис 24.5] залежно від K_{bd} , визначаємо коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців $K_{H\beta}$.

Для сталевих конічних коліс коефіцієнт $K_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$.

Мінімальний зовнішній ділильний діаметр конічного колеса

$$d_{e2\min} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} i^2}{K_{be} (1 - K_{be}) [\sigma]_{FH}^2}}, [\text{мм}].$$

8.2.5. Обчислення зовнішнього колового модуля

Вибираємо число зубців шестірні $z_1 = 18$, а число зубців колеса $z_2 = iz_2$. z_2 - береться ціле число.

Тоді фактичне передавальне число $i = \frac{z_2}{z_1}$.

Модуль зубців $m'_e = \frac{d_{e\min}}{z_2}$, [мм]

Отримане значення модуля округляють до стандартного значення за ГОСТ 9563-60 (див. стор.44).

8.2.6. Попередні значення деяких параметрів передачі

Зовнішні ділительні діаметри шестірні та колеса

$$d_{e1} = m_e z_1, [\text{мм}];$$

$$d_{e2} = m_e z_2, [\text{мм}].$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, [\text{мм}].$$

Ширина зубчастих вінців

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} R_e, [\text{мм}].$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5b, [\text{мм}].$$

Середній модуль зубців

$$m_m = \frac{m_e R_m}{R_e}, [\text{мм}].$$

Середні ділительні діаметри шестірні та колеса

$$d_{m1} = m_m z_1, [\text{мм}];$$

$$d_{m2} = m_m z_2, [\text{мм}].$$

Кути при вершинах ділительних конусів шестірні та колеса

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right);$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Колова швидкість зубчастих коліс

$$v = 0,5\omega_1 d_{m1}, [\text{м/с}].$$

За даними додатку 15 виберемо ступінь точності (n_{cm}) для всіх показників точності зубчастих коліс та передачі.

Еквівалентні числа зубців конічних шестерні та колеса

$$z_{v1} = z_1 \frac{\sqrt{1+i^2}}{i};$$

$$z_{v2} = z_2 \sqrt{1+i^2}.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття зубців

$$\varepsilon_a = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right).$$

Колова сила у зачепленні зубчастих коліс

$$F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2T_2}{d_{m3}}, [\text{H}].$$

8.2.7. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість

Попередньо визначимо коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс;

$Z_H = 1,77$ - коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)}{3}}$ - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній;

$K_{H\alpha} = 1$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$ - див. п. 4 розрахунку;

$K_{H\nu} = \dots$ - коефіцієнт динамічного навантаження визначаємо за даними [4, табл. 23.4];

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{0,85b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, [\text{H/мм}].$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{m3}} \cdot \frac{\sqrt{1 + i^2}}{i}}, [\text{МПа}].$$

Перевіряємо умову стійкості зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь: $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ хоча можливий і такий випадок, що $\sigma_H > [\sigma]_H$ але не більше ніж на 5%.

8.2.8. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність

При дії максимального навантаження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_1}}, [\text{МПа}].$$

Перевіряємо контактну міцність активної поверхні зубців:

$$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}.$$

8.2.9. Розрахунок зубців на витривалість при згині

Розрахункові коефіцієнти:

$Y_{F3} = \dots$; $Y_{F4} = \dots$ - коефіцієнти форми зубців (див. табл. 8.6);

$Y_\varepsilon = 1$ - коефіцієнт перекриття зубців;

$Y_\beta = 1$ - коефіцієнт нахилу зубців;

$K_{F\alpha} = 1$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців;

$K_{F\beta} = 1,22$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців;

$K_{Fv} = \dots$ - коефіцієнт динамічного навантаження зубців визначаємо за даними [4, табл. 23.4].

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{0,85b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, [\text{Н/мм}].$$

Розрахункове напруження згину в зубцях шестірні та колеса

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_m}, [\text{МПа}] < [\sigma]_{F1}, [\text{МПа}];$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_m} \text{ МПа.} < [\sigma]_{F2}, [\text{МПа}];$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується.

8.2.10. Розрахунок зубців на міцність при згині

Під час дії максимального навантаження

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \frac{T_{1\max}}{T_1}, [\text{МПа}] < [\sigma]_{F1\max}, [\text{МПа}];$$

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \frac{T_{2\max}}{T_2}, [\text{МПа}] < [\sigma]_{F2\max}, [\text{МПа}].$$

Міцність зубців на згин під час дії максимального навантаження забезпечується при виконанні попередніх умов.

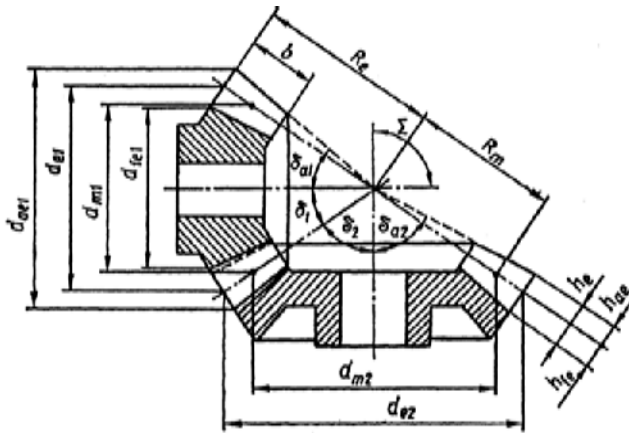


Рис.8.4. Геометричні параметри конічної зубчатої передачі

8.2.11. Розрахунок параметрів конічної передачі

Розміри елементів зубців (рис.8.4):

- зовнішня висота головки зубця $h_{ae} = m_e$, [мм]
- зовнішня висота ніжки зубця $h_{fe} = 1,2m_e$, [мм]
- зовнішня висота зубця $h_e = 2,2m_e$, [мм]
- кут профілю зубців $\alpha = 20^\circ$.

Розміри зубчастих вінців конічних коліс:

- Кути при вершинах ділительних конусів δ_3, δ_4
- зовнішні ділительні діаметри d_{e3} , [мм]; d_{e4} , [мм]
- зовнішні діаметри вершин зубців

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1, [\text{мм}]$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2, [\text{мм}]$$

- зовнішні діаметри впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1, [\text{мм}]$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2, [\text{мм}]$$

За попередніми розрахунками у п. 5 маємо: R_e , [мм]; R_m , [мм]; m_m , [мм]; d_{m1} , [мм]; d_{m2} , [мм]. Тоді отримаємо такі кутові параметри

- кути головки та ніжки зубців

$$\operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e}; \theta_a$$

$$\operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e}; \theta_f$$

- кути конуса вершин зубців шестірни та колеса

$$\delta_{a3} = \delta_3 + \theta_a$$

$$\delta_{a4} = \delta_4 + \theta_a$$

- кути конуса впадин:

$$\delta_{f3} = \delta_3 - \theta_f$$

$$\delta_{f4} = \delta_4 - \theta_f,$$

8.2.12. Сили в зачепленні зубців конічної передачі:

Компоненти сил у зачепленні:

- колова сила F_t , [Н]

- радіальна сила на шестірни дорівнює осьовій силі на колесі

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, [\text{Н}]$$

- осьова сила на шестірни дорівнює радіальній силі на колесі

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2, [\text{Н}]$$

9. ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ВАЛА

Вал – це деталь, що призначена для передавання крутного моменту і утриманні елементів машини в їхньому обертальному русі.

9.1. Конструювання вала

Як матеріал для валів використовують вуглецеві та леговані сталі (див. табл.9.1). Мало відповідальні вали або вали, габарити яких не грають істотної ролі, виготовляють зі сталі Ст.5, Ст.6. Для більш відповідальних валів застосовують сталі 45, 50, 40Х тощо. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню і гартуванню. Для відповідальних, важко навантажених валів, які мають невеликі габарити, застосовують сталі 40ХН, 30ХГС.

Геометрична форма вала повинна бути такою, щоб забезпечити легке складання встановлюваних на вал деталей без пошкоджень інших частин валу. Переходи від одного діаметра вала до іншого можуть виконуватися з закругленням чи проточкою. Перепад діаметрів сусідніх ступеней повинен бути достатнім для сприйняття опорною поверхнею вала осевих зусиль. Основні розміри вала визначають у процесі ескізного конструювання (рис.9.1; табл.9.2).

У місцях переходу від меншого діаметра d до більшого D (при відсутності деталі в цьому місці) застосовують галтелі радіуса $R \approx 0,4(D - d)$. Для поліпшення технологічності конструкції радіуси галтелей, ширину канавок для виходу інструмента і розміри фасок на одному валу бажано приймати однаковими.

Якщо на валу передбачено кілька шпонкових пазів, то для зручності фрезерування їх розміщують в одній площині вала і виконують по можливості однакової ширини, яка обрана для меншого діаметра вала.

Для зменшення биття посадочних місць вали обробляють в центрах. Центрові отвори вибирають за ГОСТ 14034-74. Під час конструювання вала орієнтовно підбираються шпонки і підшипники по діаметру вала.

Таблиця 9.1. Основні механічні характеристики сталей, які використовуються для виготовлення валів.

Марка сталі	Твердість HB	Границя міцності, МПа	Границя текучості, МПа	Границя витривалості, МПа		Коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу		Термообробка*
				При згині	При крученні	При згині	При крученні	
		σ_{σ}	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_{σ}	ψ_{τ}	
35	207	540	320	240	145	0,1	0,05	Н
	230	650	380	290	475			П
	320	1000	650	450	270			Г
45	170	610	360	270	150			Н
	192	750	450	300	160			П
	350	1000	800	400	240			П
40X	260	950	700	420	210	0,15	0,1	П
50Г2	250	960	700	390	230			Г
40XH	460	1600	1400	720	360			Г
18XIT	555	1000	800	450	290			Ц
20X	550	650	400	290	145			Ц
12XH3A	578	850	700	390	195			Ц
35XM	430	1600	1400	650	325			Г
38X2Ю	652	950	80	425	210			А
35XГСА	430	1700	1350	760	380			Г

*П – поліпшення, Н – нормалізація, Г – гартування, Ц – цементація, А – азотування

В місцях установки підшипників часто ставлять посадку $\frac{H7}{k6}$, зубчасті колеса часто садять на вал по посадці $\frac{H7}{p6}$ (при діаметрі до 120 мм.), $\frac{H7}{r6}$ (при діаметрі понад 80 до 500 мм.) або по $\frac{H8}{s7}$, а при частому демонтажі $\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{m6}$, $\frac{H7}{k6}$. Муфти монтуються на перехідних посадках $\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{m6}$, $\frac{H7}{k6}$. Допустиме відхилення діаметру вала під манжети не більше $h11$. Розпірні втулки ставлять на посадку $\frac{H7}{h6}$ [5].

Проектний розрахунок вала полягає у визначенні його діаметра d в характерних перетинах з умови міцності при чистому крученні:

$$d \geq (1,05 \dots 1,1) \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}, [\text{мм}]$$

де $[\tau] = 20 \dots 25$ МПа, T – крутний момент в характерному перетині вала.

Для валів з консольно посадженими муфтами і шківками характерним перетином є перетин цапфи вала найменшого діаметра, на яку посаджено шків або напівмуфту. Для врахування впливу шпонкових пазів на міцність в розрахункову формулу введений коефіцієнт $1,05 \dots 1,1$.

Таблиця.9.2.

Розмір	Рекомендації по вибору
D_0	Діаметр характерного перерізу вала d , який узгоджується з діаметром напівмуфти (табл. 8.1).
D_1	Діаметр ділянки вала під підшипник, $D_1 \approx D_0 + 5$, дорівнює діаметру внутрішнього кільця підшипника (кратний 5).
D_2	Діаметр ділянки вала, на який встановлюється зубчасте колесо $D_2 \approx D_1 + 5$.
a	Довжина кінця вала, на яку встановлюється напівмуфта, $a \approx 2D_0$, узгоджується з довжиною напівмуфти
b	Відстань від виступаючої частини опори (у даному випадку головка болта) до ступені вала (торця напівмуфти) $b \approx 10$ мм.
c	Висота головки болта (8...12 мм)
d	Ширина кришки підшипника (стандартна величина, кришка підшипника вибирається згідно каталогу для конкретного підшипника)
t	Величина зазору між торцем підшипника і кришкою підшипника (2...3 мм)
h	Ширина підшипника (визначається при виборі підшипника згідно каталогу)
n	Товщина пружинної шайби + товщина гайки + 2 витки різьби (12...15 мм)
k	Відстань від торця обертової деталі (шестірні) до виступаючої частини корпусу (торця болта) $k \approx 5 \dots 10$ мм.
l	Ширина шестірні (визначається під час розрахунку відкритої зубчастої передачі)

9.2. Перевірочний розрахунок вала на статичну міцність.

Перевірочний розрахунок вала на статичну міцність проводиться аналогічно розв'язанню задач 3-4 Частини I.

9.3. Перевірочний розрахунок вала на витривалість

Амплітуда нормальних і дотичних напружень записується в наступному виді

$$\sigma_a = \frac{M_\Sigma}{W_H}, \quad \tau_a = \frac{T}{2W_p}, \quad [\text{МПа}]$$

Моменти опору з урахуванням шпонкового паза

$$W_H = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b_{III} t_1 (d - t_1)^2}{2d}, \quad [\text{мм}^3]$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b_{III} t_1 (d - t_1)^2}{2d}, \quad [\text{мм}^3]$$

де b_{III} , t_1 - параметри шпонкового паза (див. додаток), d - діаметр вала.

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{K_d} + \Psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{K_d} + \Psi_\tau \tau_m}$$

де σ_m - середнє значення нормальних напружень (при відсутності осьового зусилля дорівнює нулю), τ_m - середнє значення дотичних напружень ($\tau_m = \tau_a$), Ψ_σ , Ψ_τ - коефіцієнти чутливості матеріалу вала до асиметрії циклу навантаження при згині та крученні (див.табл.9.1).

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень від шпонкового паза K_σ і K_τ вибираємо з таблиці 9.2

Коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу K_d знаходимо з таблиці 9.3.

Таблиця.9.2.

σ_b , МПа	K_σ	K_τ
500	1,64	1,37
600	1,76	1,54
800	2,01	1,88
1000	2,26	2,22

Таблиця.9.3.

σ_b , МПа	діаметр вала							
	10	20	30	40	50	70	100	200
400...500	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
500...800	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
800...1200	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59

Загальний коефіцієнт запасу визначається наступним чином

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}.$$

Для забезпечення витривалості вала необхідне виконання нерівності

$$S \geq [S_{\min}] \approx 1,5.$$

10. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

Попередній вибір підшипників виконують під час конструювання вала по діаметру цапфи вала (посадочне місце під підшипник). У випадку встановлення вала на опорах, що кріпляться до плити, доцільно вибрати дворядні кулькові чи роликові підшипники з циліндричними роликами. Дані типи підшипників дозволяють компенсувати неточності взаємної орієнтації й установки опор вала. В опорах вала використовують підшипники одного типу. Спочатку намагаються підібрати підшипник легкої серії, якщо його довговічність не забезпечуються, тоді використовують середню чи важку серію.

Розрахунок динамічної вантажопідйомності підшипників проводять, якщо рухоме кільце підшипника обертається зі швидкістю $\omega > 0,1$ рад/с.

Базовою динамічною вантажопідйомністю C_r називається постійне радіальне (осьове) навантаження, яке підшипник може умовно

сприймати впродовж одного мільйона оборотів при ймовірній безвідмовній роботі 90%. Її величина індивідуальна для кожного типу підшипника і визначається по каталогу.

Розрахунковий ресурс підшипника L визначається відповідно до залежності

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p, \text{ [млн. об.]}$$

де p - показник ступеня, для кулькових підшипників $p = 3$, для

роликів $p = \frac{10}{3}$;

a_1 - коефіцієнт надійності

a_1	1	0,62	0,44	0,33
надійність	90%	95%	97%	98%

a_{23} - коефіцієнт якості матеріалу деталей підшипника: $a_{23} = 0,7...0,8$ для кулькових підшипників, $a_{23} = 0,5...0,6$ для роликів циліндричних підшипників;

R_E - розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник.

Для практичних цілей корисно знати ресурс підшипника в годинах

$$L_h = 1745 \frac{L}{\omega}, \text{ [години]}$$

де ω - кутова швидкість вала. Ця величина повинна бути більше гранично припустимого часу роботи підшипника $L_h \geq [L_h]$. У більшості випадків приймають $[L_h] = 5000...10000$ годин.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник в загальному випадку визначаються згідно з залежністю

$$R_E = (XV R_r + Y R_a) K_\sigma K_t K_E, \text{ [Н]}.$$

При відсутності осьового навантаження R_a в підшипнику другий доданок дорівнює нулю, а коефіцієнт $X = 1$. Тоді вираз для еквівалентного навантаження на підшипник прийме вигляд

$$R_E = R_r V K_\sigma K_t K_E, \text{ [Н]}.$$

де R_r - радіальна сила у підшипнику (векторна сума реакцій R_y та R_z в найбільш навантаженій опорі) V - коефіцієнт обертання: $V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця і нерухомо закріпленому зовнішньому

кільці підшипника, $V = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця підшипника.

K_σ - коефіцієнт безпеки (таблиця 10.1.)

Таблиця.10.1. Коефіцієнт безпеки

K_σ	1	1,2	1,5	2	3
режим навантаження	спокійне навантаження	слабкі поштовхи, тимчасове перевантаження 125%	поштовхи, тимчасове перевантаження 150%	сильні поштовхи, тимчасове перевантаження 200%	ударне навантаження, тимчасове перевантаження 300%

K_t - температурний коефіцієнт, при температурі $t \leq 100^\circ\text{C}$ можна прийняти $K_t = 1$,

K_E - коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження (визначається з табл. 10.2)

Таблиця. 10.2.

K_E	1	0,8	0,63	0,57	0,4
режим навантаження	постійний	важкий	середній рівномірний	середній нормальний	легкий

11. ВИБІР ШПОНКИ

Шпонка і шпонковий паз є стандартними елементами і вибираються відповідно ГОСТ 10748-79, СТ СЭВ 189-75.

Найбільш небезпечною деформацією для шпонок і шпонкових пазів є зминання від крутного моменту. Розрахуємо напруження зминання:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \approx \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot h} \leq [\sigma_{CM}], [\text{МПа}]$$

з урахуванням цього робоча довжина шпонки

$$l_p \geq \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) [\sigma_{CM}]} \approx \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot [\sigma_{CM}]}, [\text{МПа}]$$

де l_p - робоча довжина шпонки, h , t_1 - параметри шпонкового паза (див. додаток), T - крутний момент.

В машинобудуванні максимально допустимі напруження на зминання приймають рівними $[\sigma_{CM}] = 80 \dots 150$ МПа.

12. ВИБІР МУФТИ

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають обертовий момент. Муфти приводів одночасно виконують ряд інших функцій: компенсують у визначених межах неточності монтажу валів; дозволяють з'єднувати або роз'єднувати вали, охороняють робочу машину від перевантаження, зменшують поштовхи та вібрації в процесі роботи.

Муфти бувають різних типів: компенсуючі (зубчаті, ланцюгові), рухливі (кулачково-дискові), пружні (пружна втулочно-пальцева (див. рис. 12.1.), із пружною тороподібною оболонкою), тощо.

Експлуатаційною характеристикою муфт є переданий крутний момент T і діаметр вала d , на який встановлюється муфта. Конкретний типорозмір муфти вибирається в залежності від діаметра вала і умов експлуатації по таблицях (див. табл.12.1) відповідно до залежності:

$$T_p = K_k T ;$$

$$T_p \leq T_{ном},$$

де T_p - розрахунковий крутний момент, K_k - коефіцієнт запасу (1...2), $T_{ном}$ - номінальний крутний момент, який може передавати муфта (таблична величина), T - реальний крутний момент на валу (на рис.6.1 вал III).

Середнє значення радіальної сили, що діє на вал з боку пружної втулочно-пальцевої муфти можна приблизно визначити згідно з залежністю

$$F_M = (0,5 \dots 0,6) \frac{T}{D_1}, [H]$$

де D_1 - діаметр, по якому розподілені пальці муфти (див. рис.12.1.)

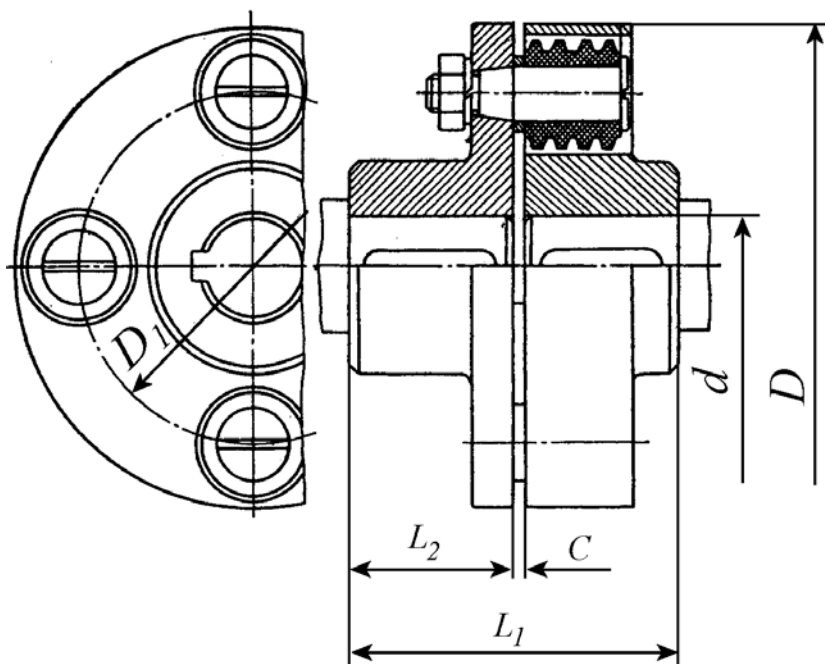


Рис.12.1. Муфта пружна втулочно-пальцева.(ГОСТ 21424-75)

**Таблиця.12.1. Основні параметри муфт
МУВП згідно ГОСТ 21424-75**

$T_{ном}$, Н·м.	d , мм.	D_1 , мм.	D , мм.	L_1 , мм.	L_2 , мм.	C , мм
31,5	16, 18,	61	90	81	40	4
63	20, 22	71	100	104	50	4
125	25, 28, 30	90	120	125	60	5
250	32, 35, 36, 38,	105	140	165	80	5
250	40, 42, 45	105	140	225	110	5
500	40, 42, 45	130	170	225	110	5
1000	50, 55, 56	160	220	226	110	6
1000	60, 63, 65, 70	160	220	286	140	6

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Опір матеріалів: Підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський; За ред. Г.С. Писаренка. - К.: Вища шк., 1993. - 655 с.
2. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: Учеб. Для вузов. – М.: Высш. шк., 1995. – 560 с.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. Учебник для ВТУЗов / 9-е изд. перераб., М.: Наука Гл. ред. физмат. лит., 1986 – 512 с.
4. Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни “Опір матеріалів” для студентів усіх спеціальностей денної та вечірньої форм навчання. Частина 1. / Укл. А.Є. Бабенко, Б.І. Ковальчук, В.В. Хильчевський, Д.Ю. Шпак, С.М. Шукаєв. – К.: НТУУ “КПІ”, 1998. – 48с.
5. Сборник задач по сопротивлению материалов / Под ред. Качурина В.К. – М.: Наука Гл. ред. физмат. лит., 1970 – 432 с.
6. Кочетов В.Т. Сопротивление материалов. – Издательство Ростовского университета, 1987 – 400 с.
7. Артоболевский С.И. Теория механизмов и машин. – М.; Высш. шк., 1965.
8. Заболонский К.И., Беляев М.С. Прикладная механика. – К. Вища шк., 1979.
9. Павлище В.Т. Основы конструювання та розрахунков деталей машин. – Л. Афіша. 2003.
10. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М. Высш. шк., 2000.
11. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х. Основа., 1991.
12. Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. Решетова Д.Н. – М. Машиностроение., 1992.
13. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.; Высш. шк., 1989.
14. Орлов Н.И. Основы конструирования. – М. Машиностроение., 1988.
15. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М. Машиностроение., 1992.
16. Иванов М.Н. Детали машин. М. Высш. шк. 1998.
17. Краузе Г.Н. и др. Редукторы (справочное пособие). – Л. Машиностроение., 1972.
18. Чернавский С.А., Козинский Б.С., Боков К.Н. Проектирование механических передач.. – М. Машиностроение., 1984.

ДОДАТКИ

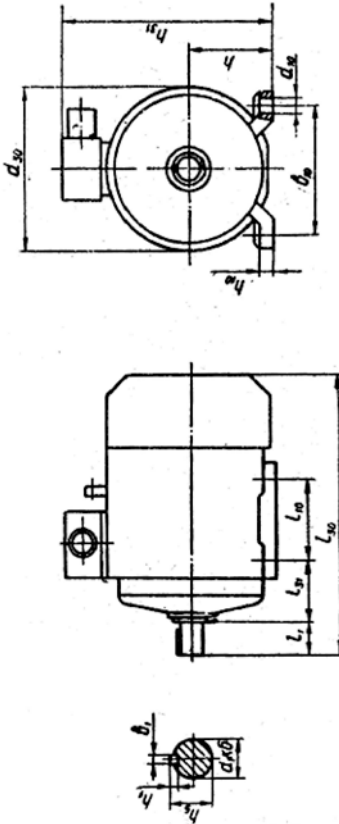
Додаток 1

Технічні характеристики асинхронних двигунів серії 4А по
ГОСТ 19523-81 закритого виконання.

Номінальна потужність $P_{дв}$, кВт	Марка двигуна	Асинхронна частота обертання $n_{дв}$, хв ⁻¹	Номінальна потужність $P_{дв}$, кВт	Марка двигуна	Асинхронна частота обертання $n_{дв}$, хв ⁻¹
Синхронна частота обертання 3000 хв ⁻¹	Синхронна частота обертання 1500 хв ⁻¹				
0,55	4АА63В2У3	2840	0,55	4А71АУ3	1390
0,75	4А71АУ3	2840	0,75	4А71В4У3	1390
1,1	4А71В2У3	2810	1,1	4А80А4У3	1420
1,5	4А80А2У3	2850	1,5	4А80В4У3	1415
2,2	4А80В2У3	2850	2,2	4А90Л4У3	1425
3,0	4А90Л2У3	2840	3,0	4А100S4У3	1435
4	4А100S2У3	2880	4,0	4А100Л4У3	1430
5,5	4А100Л2У3	2880	5,5	4А112М4У3	1445
7,5	4А112М2У3	2900	7,5	4А132S4У3	1455
11,0	4А132М2У3	2900	11,0	4А132М4У3	1460
15,0	4А160S2У3	2940	15,0	4А160S4У3	1465
18,5	4А160М2У3	2940	18,5	4А160М4У3	1465
22,0	4А180S2У3	2945	22,0	4А180А4У3	1470
30,0	4А180М2У3	2945	30,0	4А180М4У3	1470
37,0	4А200М2У3	2945	37,0	4А200М4Н3	1475
45,0	4А2002ЛУ3	2945	45,0	4А200Л4У3	1475

Додаток 2

Основні розміри асинхронних трифазних двигунів серії 4А (виконання М100) за ГОСТ 19483-74



марка двигуна	кількість полюсів	габаритні розміри, мм					монтажні та приспінувальні розміри, мм									
		I ₃₀	b ₃₁	d ₃₀	b ₁	I ₁₀	I ₃₁	d ₁	d ₁₀	b ₁	b ₁₀	h	h ₁	h ₅	h ₁₀	
4A71	2, 4, 6, 8	285	201	170	40	90	45	19	7	6	112	71	6	21,5	9	
4A80A		300	218	186	50	100	50	22	10		125	80		24,5	10	
4A80B		320														
4A90L		350	243	208		125	56	24			140	90		27,0	11	
4A100S		362	263	235	60	112	63	28		8	160	100	7	31,0	12	
4A100L		392														
4A112M		452	310	260		140	70	32	12		190	112		35,0		
4A132S		480				80	89	38		10	216	132	8	41,0	13	
4A132M		530	350	302												

марка двигуна	кількість полюсів	габаритні розміри, мм				монтажні та приєднувальні розміри, мм										
		l ₃₀	b _{s1}	d ₃₀	b ₁	l ₁₀	l ₃₁	d ₁	d ₁₀	b ₁	b ₁₀	h	h ₁	h ₅	h ₁₀	
4A160S	2	624	430	358	110	178	108	42	15	12	254	160	8	45	18	
	4, 6, 8							48		14			9	51,5		
	2	210				4248		12		8			45,0			
4A160M 4A180	4, 6, 8	667				470.	410	203		121	48	16	14	279	180	9
	2		55	10							59,0					
	4, 6, 8		48	9							51,5					
4A180M	2	702	760	535				450	241	55	19	18	318	200	10	59,0
	4, 6, 8				55	16	11			64						
	2	267			60	16	10		59,0							
4A200M	4, 6, 8	790			535	450	133		305	60	18	16	18	200	11	64
	2		55	10				59								
	4, 6, 8		60	11				64								
4A200L	2	800	535	450			110	305	60	18	16	18	200	10	59	64
	4, 6, 8				140											
4A200L	4, 6, 8	830			535	450	140	305	60	18	16	18	200	10	59	64
	4, 6, 8															

Потужність у кВт на швидкохідному валу редуктора

марка редуктора	швидкість обертання швидко- хідного вісала, об/хв	номінальне передавальне відношення												
		2,0	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1	8,0
ЦОН-15	500	22,3	19,6	17,9	16,5	15,1	13	11,9	10,3	8,72	7,9	6,35	5,44	4,8
	750	33,5	29,5	26,8	24,7	22,7	19,4	17,8	15,4	13,1	11,8	9,55	8,15	7,1
	1000	44,4	39,2	35,8	33,7	30,3	25,9	23,7	20,6	17,5	15,8	12,7	10,8	9,6
	1500	67	59,1	53,6	49,5	45,4	38,9	35,5	30,8	26,2	23,7	19,1	16,3	14,2
ЦОН-20	500	49,8	43,5	39,8	36,3	32,8	28	25,8	22,2	18,8	17,3	13,5	11,9	10,7
	750	74,8	65,2	59,8	54,4	49,2	42,8	38,4	33,2	28,3	26	20,3	17,9	16,1
	1000	97,9	86,1	78,8	72,6	65,2	57,2	50,1	44,4	37,7	34,7	27,1	24,9	21,5
	1500	139	121	112	103	94,4	81,4	76,2	66,4	56,7	52	40,6	36,8	32,2
ЦОН-25	500	85,7	78,8	70,8	65	59,5	54,2	46,8	41,6	35,4	30,7	25,6	22	17,5
	750	125	112	103	92,3	82	75	64,5	57,5	50,2	42	36,2	30	24,7
	1000	158	141	128	120	107	98	87	77	67,2	56,5	48,5	41,6	33,2
	1500	—	—	172	160	142	130	115	103	89	77	66	56,4	48
ЦОН-30	500	92,3	92,1	88,6	80,6	77,3	68,8	60,3	52,1	42,3	38,4	29,8	26,2	21,7
	750	140,3	128,3	125	112	108,5	97,6	85,2	75,5	60,8	56,5	43,4	37,3	32,6
	1000	173,5	160,7	157	138,3	135,5	126,1	109	93,6	87,2	68,8	54,4	49,2	41,2
	1500	—	—	202	197,5	186,8	176,2	141,2	132,5	99,1	97,1	78,7	70,9	59,4

Основні розміри редукторів

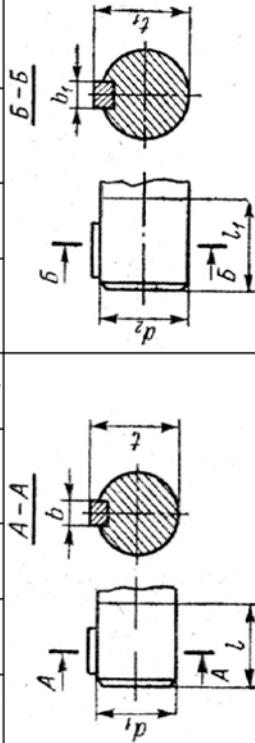
марка редуктора	Редуктор типорозміру ЦОН										Редуктор типорозміру ГО						
	A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	B	B ₁	H ₀	H	H ₁	L	L ₁	L ₂	L ₃	M	M ₁	d
ЦОН-15	150	130	147,5	294	160	240	200	160	312	22	440	335	212	243	108	130	17
ЦОН-20	200	160	185	370	180	272	230	212	412	22	565	415	258	290	128	160	22
ЦОН-25	250	210	245	490	210	345	265	265	515	24	690	550	285	345	155	210	26
ЦОМ-30	300	239	275	550	270	380	320	320	615	35	786	600	360	400	158	239	26
ГО-I	100	55	-	110	114	150	-	115	240	15	300	160	145	155	55	-	18
ГО-II	150	90	-	180	170	200	-	170	365	20	435	230	213	244	70	-	18
ГО-III	200	100	-	270	160	200	-	210	450	20	545	350	210	245	95	-	18
ГО-IV	250	140	180	360	190	240	-	260	550	25	675	440	260	290	120	-	18
ГО-V	300	120	190	380	220	280	-	305	630	25	785	490	290	350	175	-	23
ГО-VI	400	180	272	544	260	320	-	400	825	25	990	645	350	385	205	-	23

Потужність в кВт на швидкохідному валу редуктора

Марка редуктора	Швидкість обертання швидкохідного вала, об/хв	Номінальне передавальне відношення	
		3,95	5,6 8,9
ГО-I	750	2,3	1,5 —
	1000	3,0	2,0
	1500	4,5	3,2
ГО-II	750	8	5,5 3,4
	1000	10,5	7,5 4,6
	1500	16	11,2 6,7
ГО-III	750	15	10,3 6,3
	1000	20	14, 8,7
	1500	30	21 12,6
ГО-IV	750	27,5	19 11,6
	1000	36	25,5 16
	1500	55	38 23
ГО-V	750	51	35 21
	1000	68	47 30
	1500	100	72 43

Розміри вихідних кінців тихохідного і швидкохідного валів редуктора

Марка редуктора	Швидкохідний вал				Тихохідний вал			
	d ₁	l	t	b	d ₂	l ₁	t ₁	b ₁
ЦОН-15	35	80	38	10	50	110	53,5	14
ЦОН-20	45	110	48,5	14	70	140	74,5	20
ЦОН-25	55	110	59	16	85	170	90	22
ЦОм-30	65	140	69	18	85	170	90	22
ГО-I	20	50	6	22,5	25	60	8	28
ГО-II	30	80	8	33	40	110	12	43,5
ГО-III	35	80	10	38,5	50	110	16	55
ГО-IV	40	110	12	43,5	65	140	18	70,5
ГО-V	50	110	16	55	80	170	24	87
ГО-VI	60	140	18	65,5	95	170	28	103



Додаток 6

Коефіцієнт умов роботи K_E для редуктора ЦОН

Характер навантаження	Режим роботи редуктора			
	Неперервний 24 год/добу	Неперервний 8 год/добу	Неперервний 3 год/добу	Переривчастий
Спокійне	1,25	1,0	0,8	0,7
Помірні поштовхи	1,5	1,25	1,0	0,8
Значні поштовхи	2,0	1,75	1,5	1,25

Коефіцієнт умов роботи $K_E = K_1 K_2$ для редуктора типа ГО

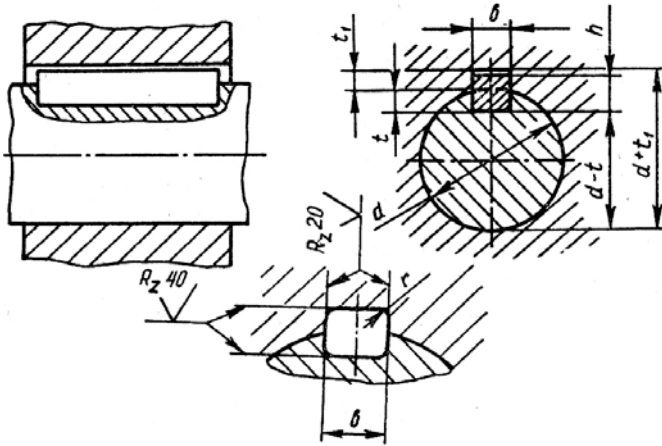
Характер навантаження	K_1
Спокійне	1,0
Помірні поштовхи	1,25
Значні поштовхи	2,0

Тривалість роботи %	K_2
15 %	0,36
25 %	0,48
40 %	0,62
60 %	0,77
100 %	1,0

Нормальний ряд лінійних розмірів R40, мм по ГОСТ 6636-69

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Шпонкові з'єднання (ГОСТ 10748-79)

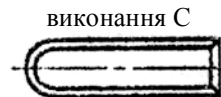
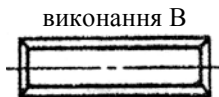
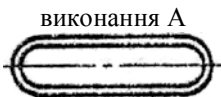


Діаметр вала d , мм	Переріз шпонки		Інтервал довжин	Радіус скруглення r	Глибина шпоночного паза	
	b	h			t	t_1
30 ... 38	10	9	22... 110	0,25...0,4	5,5	3,8
38 ... 44	12	11	28... 140		7	4,4
44 ... 50	14	12	36... 160		7,5	4,9
50 ... 58	16	14	45... 180		9	5,4
58 ... 65	18	16	50... 200		10	6,4
65 ... 75	20	18	56... 220		11	7,4
70 ... 85	22	20	63... 250	0,4...0,6	12	8,4
85 ... 95	25	22	70... 280		13	9,4
95 ... 110	28	25	80... 320		15	10,4
110 ... 130	32	28	90... 360		17	11,4

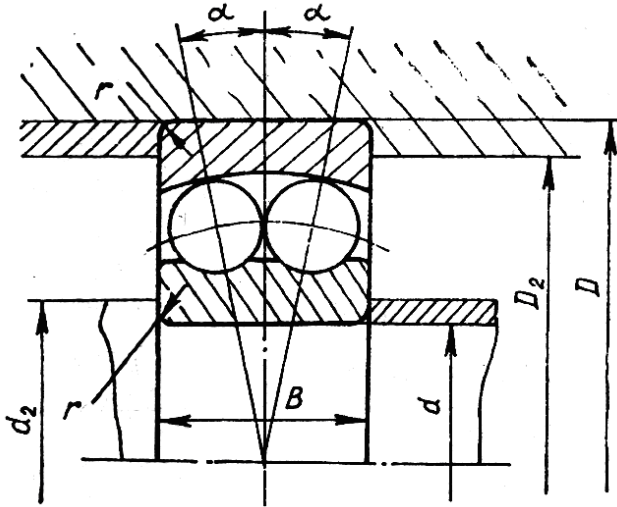
Ряд стандартних довжин шпонок: 14; 16; 18; 20; 22; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360 ...

Робоча довжина шпонки l_p : для шпонок виконання А: $l_p = l - b$, для

шпонок виконання В: $l_p = l$, для шпонок виконання С: $l_p = l - \frac{b}{2}$.



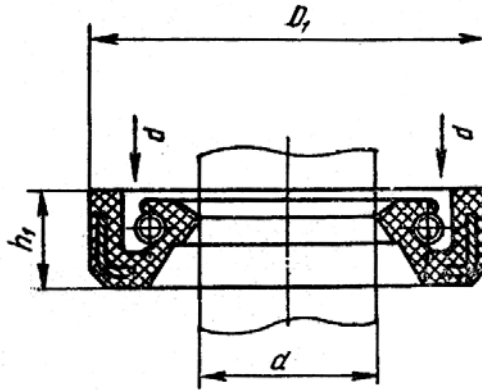
Шарикопідшипники радіальні дворядні сферичні типа 1000
(ГОСТ 5720-75)



Марка	d	D	B	r	α	$d_{2\min}$	$D_{2\max}$	Діаметр кульки	Динамічна вантажопідємність C_r , Н
1305	25	62	17	2	11	32	55	8,73	14100
1306	30	72	19		10	37	65	9,53	16800
1307	35	80	21	2,5	9	44	70	10,32	20000
1308	40	90	23		10	49	80	11,11	23300
1309	45	100	25	3	9	54	90	12,7	30000
1310	50	110	27		60	100	14,29	34100	
1311	55	120	29	3,5	8	65	110	15,08	40600
1312	60	130	31			72	118	15,88	45800
1313	65	140	33			77	128	16,67	49200
1314	70	150	35			82	138	18,26	58600
1315	75	160	37			87	148	19,05	62400
1316	80	170	39			92	158	20,64	69900

Додаток 9

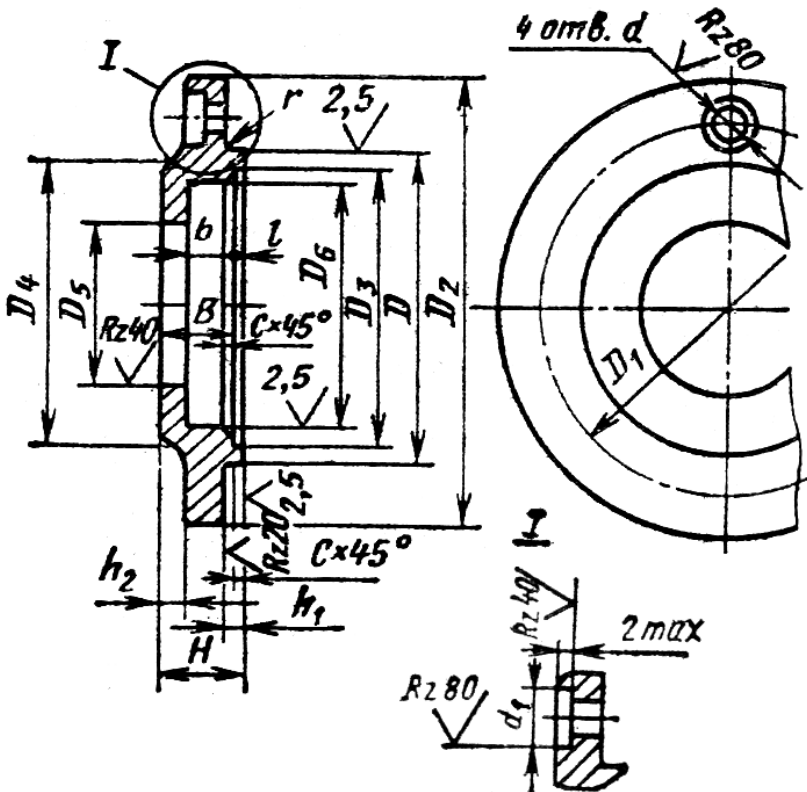
Манжети гумові, армовані для ущільнення валів
(ГОСТ 8752-79)



d	D_1	h_1	d	D_1	h_1	d	D_1	h_1	d	D_1	h_1
12	28	7	25	42	10	52	75	10	90	120	12
13	28		26	45		55	80	12	95	120	
14	28		30	52		56	80		100	125	
15	30		32	52		58	80		105	130	
16	30		35	58		60	85		110	125	
17	32		36	58		63	90		115	145	
18	35		38	58		65	90		120	150	
19	35	10	40	60		70	95		125	155	15
20	40		42	62		71	95		130	160	
21	40		45	65		75	100				
22	40		48	70		80	105				
24	40		50	70		85	110				

Додаток 10

Кришка торцева з отвором для манжетного ущільнення
(ГОСТ 18512-73) розміри в мм.

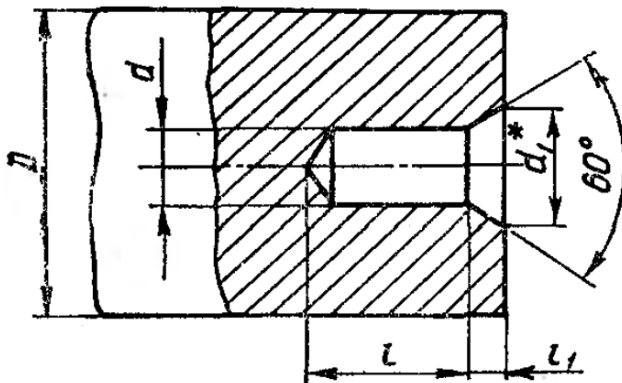


$\frac{D}{h9}$	$D1$	$D2$	$D3$	$D4$	Діаметр вала	$\frac{D5}{H12}$	$\frac{D6}{H9}$	H	$h1$	$h2$	d	$d1$	l	B	b	C	r
62	78	95	52	60	25 30	26 31	42 52	17	5	2	7	14	2	15	4	1	0,6
72	90	110	62	72	30 35	31 36	52 58	18	6	2	9	20	3	15	4	1	0,6
80	100	120	72	80	35 40	36 41	58 60	18	6	2	9	20	3	15	4	1	0,6
90	110	130	80	92	40 45	41 46	60 65	18	6	3	9	20	3	15	4	1	0,6
100	120	145	90	100	45 50	46 51	65 70	23	8	3	11	24	3	20	5	1,6	0,6

D h9	D1	D2	D3	D4	Діаметр вала	D5 H12	D6 H9	H	h	h2	d	d1	l	B	b	C	r
110	130	155	95	110	50 55	51 56	70 80	23	8	3	11	24	3	20	5	1,6	0,6
120	140	165	105	120	55 60	56 61,5	80 85	23	8	3	11	24	3	20	5	1,6	0,6
130	150	175	115	125	60 65	61,5 66,5	85 90	23	8	3	13	26	3	20	5	1,6	0,6
140	160	185	125	135	65 70	66,5 71,5	90 95	23	8	3	13	26	3	20	5	1,6	0,6
150	180	210	135	150	70 75	71,5 76,5	95 100	28	10	3	13	26	3	25	6	1,6	0,8
160	190	220	145	160	75 80	76,5 81,5	100 105	28	10	3	13	26	3	25	6	1,6	0,8
170	200	230	155	170	80 85	81,5 86,5	105 110	28	10	3	13	26	4	25	6	1,6	0,8

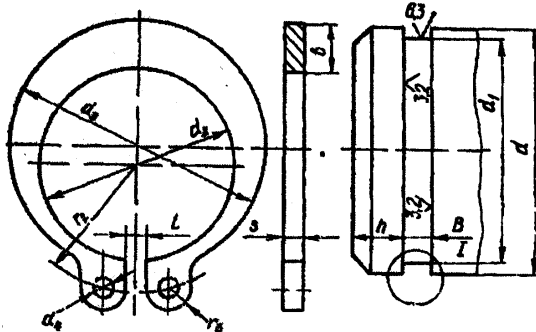
Додаток 11

Отвір центровий тип А ГОСТ 14034-74



D , мм	d , мм	d^* , мм	l , мм	l_1 , мм
20	3,15	6,7	3,5	3,07
30	4	8,5	5	3,9
40	5	10,6	6,3	4,85
60	6,3	13,2	8	5,98
80	8	17	10	7,99

Кільця пружинні, упорні, плоскі, зовнішні, ексцентричні та канавки для них по ГОСТ 13942-68. Розміри, мм



Діаметр вала d	Канавка					
	d ₁		B (відхилення ±0,25)	r _{макс}	h _{мін}	
	Номінальний	Граничне відхилення				
20	18,6	-0,14	1,4	0,1	2,1	
25	23,5				2,3	
30	28,5	-0,28			2,3	
35	33,0	-0,34	1,9	0,2	3,0	
40	37,5				3,8	
45	42,5		-0,40		2,2	4,5
50	47,0					
55	52,0	2,8		0,3		
60	57,0					
65	62,0					
70	67,0					
75	72,0					
80	76,5			5,3		

Додаток 13

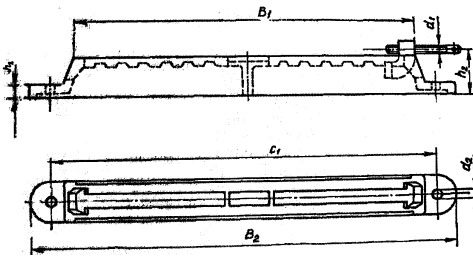


Рис.1. Полозки для електродвигунів

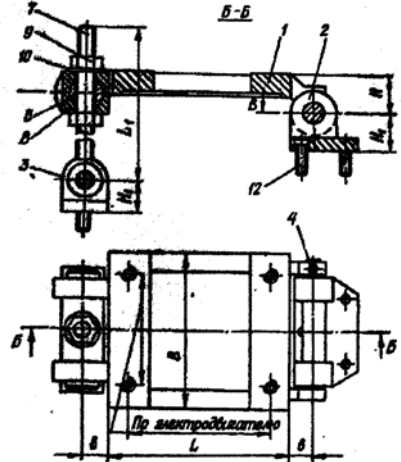


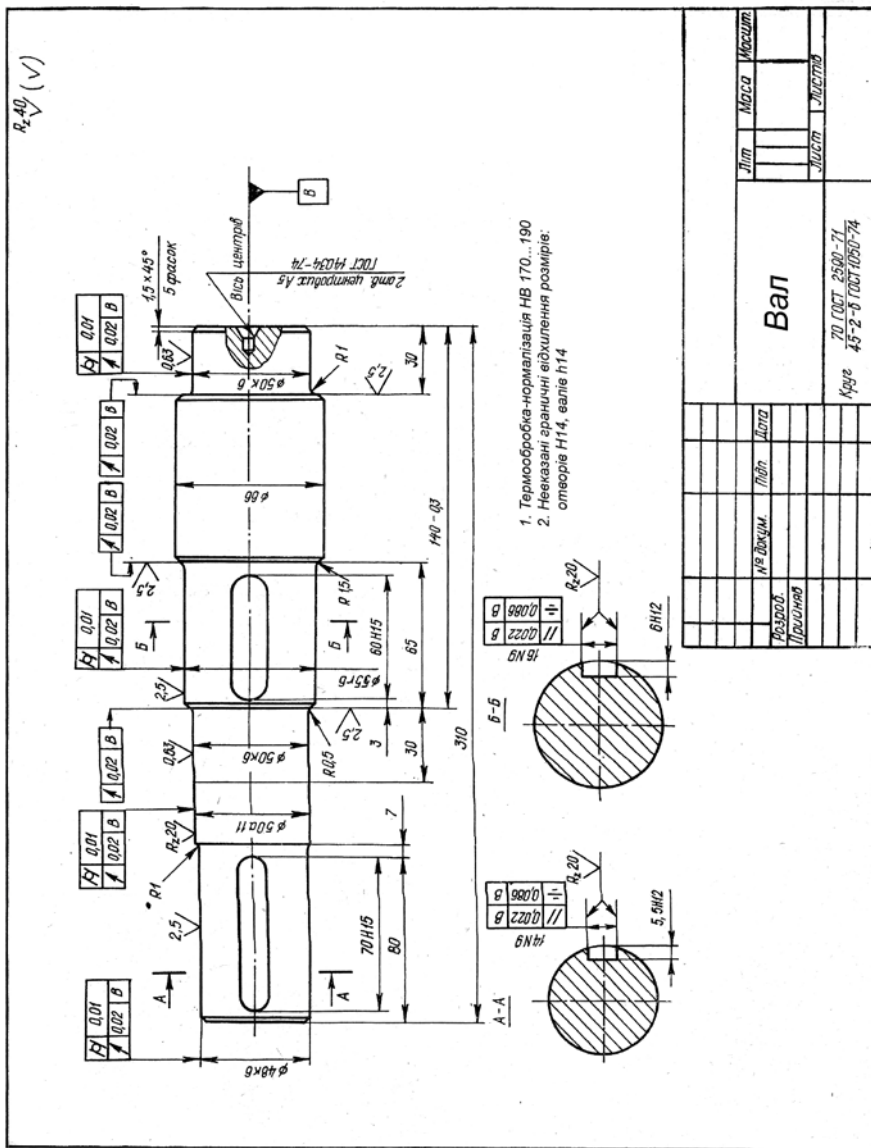
Рис.2. Хитна плита

Таблиця до рис.1.

Тип	Розміри, мм											Болти для кріплення
	a	a ₁	B ₁	B ₂	C ₁	d ₁	d ₂	h ₁	h ₂	h ₃	l	
С-3	16	38	370	440	410	M12	12	15	44	36	42	M10x35
С-4	18	45	430	510	470	M12	14	18	55	45	50	M12x40
С-5	25	65	570	670	620	M16	18	22	67	55	72	M16x55
С-6	25	65	630	770	720	M16	18	26	74	60	75	M16x60
С-7	30	90	770	930	870	M20	24	30	88	70	105	M20x75

Таблиця до рис.2.

Позначення	Типорозмір двигуна А2 та А02	Розміри, мм						Гайка 9	Гвинт 11	Гвинт 12
		B	L	L ₁	b	H	H ₁			
0,01	$\frac{11}{12}$	160	180	220	26	40	40	M16	M6x12	M10x12
0,02	$\frac{21}{22}$	180	210							
0,03	$\frac{31}{32}$	200	250							
0,04	$\frac{41}{42}$	225	280	260	32	50	50	M20	M8x15	M12x35



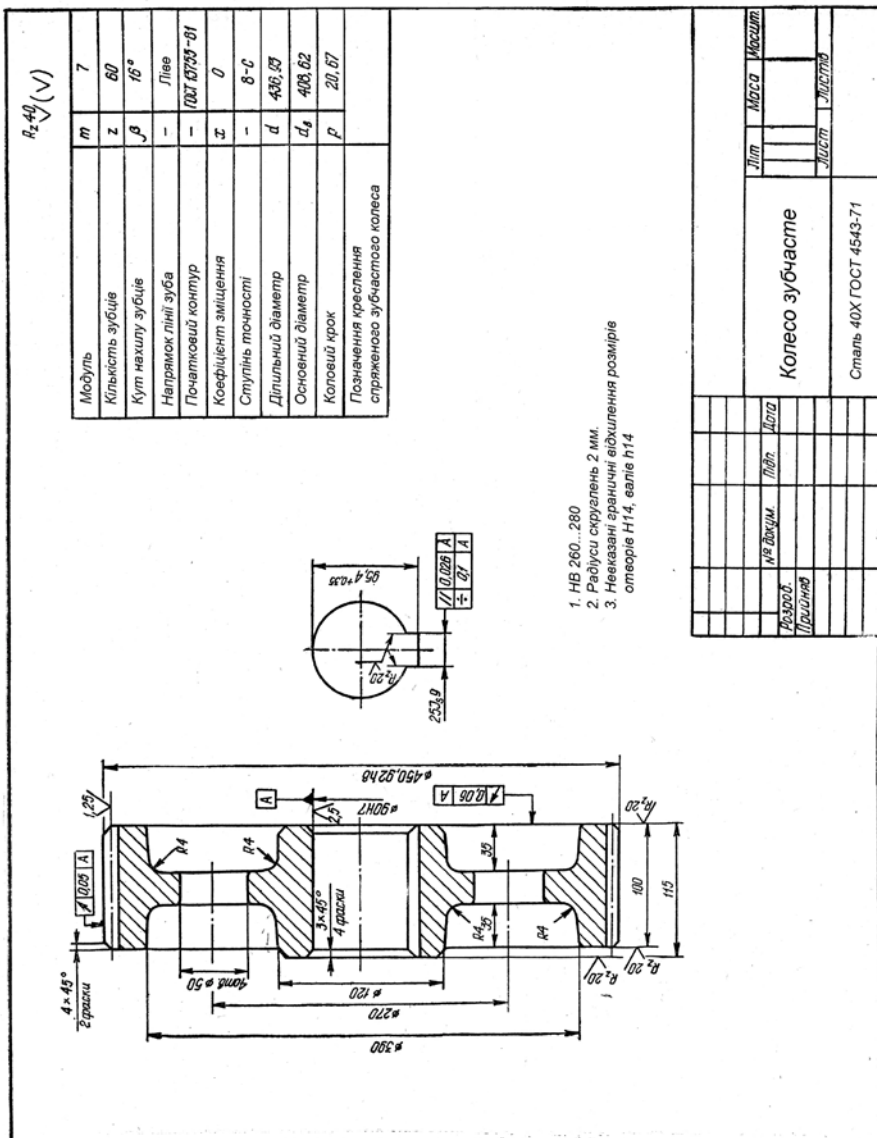
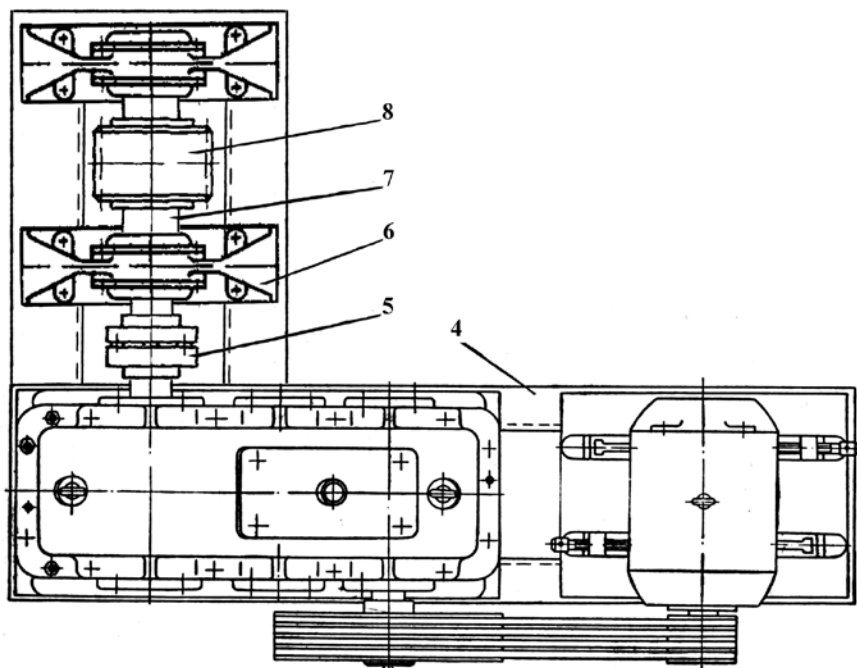
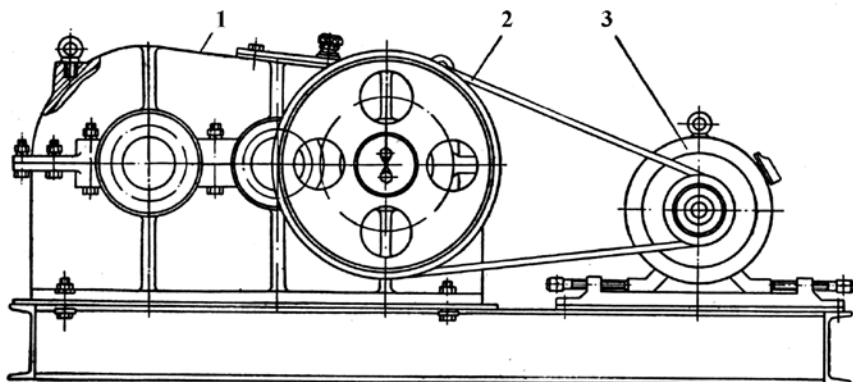


Схема приво́ду



Привод: 1 – зубчатий редуктор, 2 – клиновий пас, 3 – електродвигун,
4 – рама, 5 – муфта, 6 – опора, 7 – вал, 8 – шестерня.