

Потужність електродвигуна встановлюємо в результаті ділення номінальної потужності P_n на загальний ККД:

$$P_{\text{ном}} = \frac{P_n}{\eta} = \frac{3,0}{0,912} = 3,28 \text{ кВт.}$$

3. За табл.3 вибираємо двигун з найближчою більшою потужністю і синхронною частотою обертання $n_s = 1500 \text{ об}^{-1}$.

У нашому випадку це електродвигун ЧА 100Л4 з номінальною потужністю $P_n = 4,0 \text{ кВт}$, коефіцієнтом потужності $\cos \phi = 0,85$, синхронна частота обертання $n_s = 1500 \text{ об}^{-1}$.

Асинхронна частота обертання ротора двигуна:

$$n_m = n_s \left(1 - \frac{s}{100}\right); \quad n_m = 1500 \cdot \left(1 - \frac{4,7}{100}\right) = 1429,5 \text{ об}^{-1}.$$

Таблиця 3

Електродвигуни асинхронної серії ЧА, замкнуті, що обслуговуються ГОСТ 19523-81/

Потужність, кВт	Типорозмір	Коефіцієнт $\cos \phi$, %	Синхронна частота обертання n_s , об ⁻¹
1	2	3	4
0,55	ЧА 71А4	7,3	1500
0,75	ЧА 71В4	7,3	1500
1,1	ЧА 80А4	5,4	1500
1,5	ЧА 80В4	5,3	1500
2,2	ЧА 90Л4	5,1	1500
3,0	ЧА 100С4	4,4	1500
4,0	ЧА 100Л4	4,7	1500
5,5	ЧА 112М4	3,7	1500
7,5	ЧА 132С4	3,0	1500
11,0	ЧА 132М4	2,8	1500
15,0	ЧА 160С4	2,3	1500

4. Знаходимо загальне передаточне число привода, яке дорівнює асинхронній частоті обертання двигуна, поділеній на частоту обертання електричного живлення:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_m}{n_s} = \frac{1429,5}{1500} = 0,953.$$

Розподіляємо загальне передаточне число між передачами привода. Загальне передаточне число дорівнює добутку передаточних чисел передач привода. У нашому випадку

$$U_{\text{заг}} = U_{\text{пл}} \cdot U_{\text{зч}}.$$

де $U_{\text{пл}}, U_{\text{зч}}$ - передаточне число відповідно плоскопаралельної передачі і конічного одноступінчастого редуктора.

Передаточні числа зубчастих і черв'ячних передач треба вибирати відповідно з наведених нижче рекомендацій:

для одноступінчастих циліндричних редукторів /ГОСТ 2185-66/ $U = 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10$.

для одноступінчастих конічних редукторів /ГОСТ 12289-76/ $U = 1; 1,12; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3$.

для черв'ячного редуктора /ГОСТ 13563-68/ $U = 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80$.

Передаточне відношення: плоскопаралельної передачі - до 5; конічної - до 6; черв'якової - до 6.

Висока з наведених значень передаточних чисел вибирають такі, добуток яких дасть підтримуване загальне передаточне число. У нашому випадку

$$U_{\text{зч}} = 5,6, \text{ тоді } U_{\text{пл}} = \frac{U_{\text{заг}}}{U_{\text{зч}}} = \frac{0,953}{5,6} = 0,17.$$

5. Знаходимо частоту обертання валів привода:

1-го

$$n_1 = n_s = 1429,5 \text{ об}^{-1};$$

2-го

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{пл}}} = \frac{1429,5}{0,17} = 8408,2 \text{ об}^{-1};$$

3-го

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{зч}}} = \frac{8408,2}{5,6} = 1500 \text{ об}^{-1}.$$

6. Визначаємо кутову швидкість валів:

1-го

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 1429,5}{30} = 149,69 \text{ с}^{-1};$$

2-го

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{\text{пл}}} = \frac{149,69}{0,17} = 874,65 \text{ с}^{-1};$$

3-го

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{\text{зч}}} = \frac{874,65}{5,6} = 156,19 \text{ с}^{-1}.$$

7. Обчислюємо потужність на валках:

1-му

$$P_1 = P_{\text{ном}} = 3,28 \text{ кВт} = 3,28 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

2-му

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{пл}} = 3,28 \cdot 0,95 = 3,116 \text{ кВт} = 3,116 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

3-му

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{зч}} = 3,116 \cdot 0,95 = 2,96 \text{ кВт} = 2,96 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

8. Знаходимо обертальний момент на валках:

1-му

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3,28 \cdot 10^3}{149,69} = 21,91 = 21,91 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

2-му

$$T_2 = T_1 \cdot U_{\text{пл}} \cdot \eta_{\text{пл}} = 21,91 \cdot 10^3 \cdot 0,17 \cdot 0,95 = 3,54 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

3-му

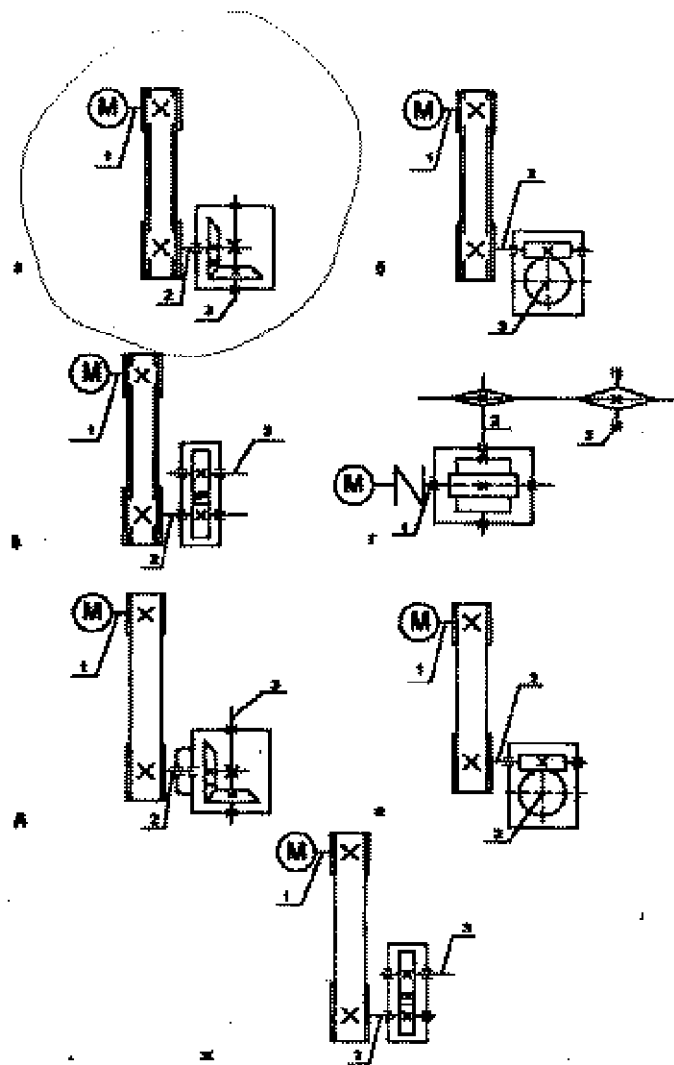
$$T_3 = T_2 \cdot U_{\text{зч}} \cdot \eta_{\text{зч}} = 3,54 \cdot 10^3 \cdot 5,6 \cdot 0,95 = 189,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Обчислені значення не підлягають відокремленню від загальних більших ніж на 4%. Отримані результати заносимо в табл. 4.

Результати кількісного розрахунку привода

Таблиця 4

Показники	Вал		
	1	2	3
Частота обертання n , об ⁻¹	1429,5	280,3	50
Кутова швидкість ω , с ⁻¹	149,7	29,4	5,2
Потужність P , кВт	3,28	3,12	3,0
Обертальний момент T , Н·мм	21,9	106,1	570,7



1. ВКАЗІВКИ ЩОДО ОФОРМЛЕННЯ І ВИКОНАННЯ ГРАФІЧНОЇ ТА РОЗРАХУНКОВОЇ ЧАСТИН ПРОЄКТУ

Контрольна робота є завершальним етапом навчання курсу прикладної механіки. При виконанні контрольної роботи студент має набути навичок практичного розрахунку і конструювання деталей механічних приводів.

При виконанні контрольної роботи студент повинен зробити аналіз деталей, що розраховуються, визначити їх призначення та методику розрахунку.

Графічна частина роботи і розрахунково-пояснювальна записка виконуються відповідно до вимог стандартів ЄСКД.

Розрахунково-пояснювальну записку виконують на стандартних аркушах паперу, що мають номінал змін-30 мм, зверху і знизу-20 ... 25 мм.

Додатки до розрахунково-пояснювальної записки робіт у вигляді схем, ескізів і креслень виконують на окремих аркушах паперу і підписують у відповідній місці розрахунку. Види і типи схем регламентовано ГОСТ 2.701-76 /СТ СЕВ 651-77 /; аніматичних схем – ГОСТ 2.703-68 /СТ СЕВ 1187-78/. Аркуші записки нумерують. В кінці записки треба навести використану літературу.

1.1 Розрахунково-пояснювальна записка

Розрахунково-пояснювальна записка повинна включати в себе такі розділи:

1. Вибір електродвигуна і кінематичний розрахунок привода.
2. Розрахунок циліндрової або конічної передачі.
3. Розрахунок зубчастої або черв'ячної передачі.
4. Розрахунок валів редуктора.
5. Вибір і перевірка шпінтового редуктора.
6. Вибір і розрахунок підшипників качення.
7. Вибір муфти за розрахунковим моментом.

1.2 Графічна частина роботи

Графічна частина роботи включає три аркуші робочих креслень деталей: шпінту циліндрової передачі або шпінту конічної передачі /формат А4/; колеса зубчастої /черв'ячної/ /формат А3/; відповідного валу редуктора /формат А3/ або черв'яка, або вала-шестірні /формат А3/.

2. ПОСЛІДОВІСТЬ ВИКОНАННЯ РОЗДІЛІВ РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНУВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

2.1 Вибір електродвигуна і кінематичний розрахунок привода [3]

Скласти кінематичну схему привода.

1. Визначити потрібну потужність електродвигуна, користуючись необхідним даним завдання.

2. Вибрати електродвигун з асинхронних короткозамкнених електродвигунів серії 4А /ГОСТ 19523-81/ (див. додаток) з асинхронною частотою обертання 1500 хв^{-1} , 1000 хв^{-1} .

3. Визначити загальне передаточне число привода і розподілити його між передачами привода /пасовою або ланцюговою та редукторною/.

4. Обчислити частоту обертання кожного валу привода.

5. Визначити кутову швидкість кожного валу привода.

6. Обчислити потужність на кожному з валів привода.

7. Розрахувати обертальний момент на кожному валі привода.

Відомі дані не повинні відрізнятися від розрахункових більш ніж на 4%.

Отримані результати розрахунків занести в таблицю.

10

4.1. Tackling the challenges

4.1. Tackling the challenges

Порядок розрахунку наведено у підрозділі 2.1.

4.1. Порядок разработки

1. Складено кінематичну схему привода: мушкетерське гвинто, починаючи з валу електродвигуна (рис. 2).



2. Визначити потребу потужності електродвигуна. Для цього підраховуємо загальний ККД привода, який дорівнює добутку ККД, послідовних з'єднаних передач. У нашому випадку

$$T = T_{\text{max}} - T_{\text{min}}$$

де $\eta_1, \eta_{\text{ан}}, \eta_{\text{кз}}$ - ККД відповідно загальної, плоско пасової передачі і кінцевого редуктора, включаючи підшипникові втулки.

Підприємств злочинів ККП для різних типів порадч зведено в табл. 2

Taxation 2

Продолжи задание №3 по плану

Заказный ККД присоединяется

$$\eta = 0.95 + 0.96 = 0.912$$

2.6. Послідовність розрахунку закритих ковзобух циліндричних передач [5]

1. Вибрати матеріали шестерні та колеса і знайти допустимі напруження (контактні та згини).
2. Врахувавши розміщення зубчастих коліс відносно опору, вибрати коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вілля.
3. Вибрати коефіцієнт ширини коліс.
4. Обчислити міжосьову відстань B узгодити її із стандартними значеннями (ГОСТ 2185-66).
5. Врахувавши вибрану міжосьову відстань, обчислити нормальний модуль зачеплення.
6. Попередньо прийняти кут нахилу зубів ($\beta = 10^\circ$).
7. Обчислити кількість зубів шестерні і колеса (закруглити до найближчих цілих чисел).
8. Уточнити значення кута нахилу зубів з точністю до секунд.
9. Обчислити геометричні розміри зубчастих коліс.
10. Перевірити міжосьову відстань.
11. Обчислити ширину шестерні та колеса.
12. Визначити коефіцієнт ширини шестерні за діаметром.
13. Обчислити колісну швидкість і призначити відповідний ступінь точності передачі.
14. Обчислити коефіцієнт навантаження.
15. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з допустимими. Якщо вони перевищують допустимі, треба змінити параметри передачі (модуль, міжосьову відстань) і зробити перерахунок.
16. Підрахувати сили, що діють в зачепленні.
17. Виконати перевірку передачі на згин зубів.
18. Виконати осідин зубчастих коліс.

2.7. Послідовність розрахунку закритої конічної конічної передачі [5]

1. Вибрати матеріали шестерні та колеса і знайти допустимі напруження (контактні та згини).
2. Вибрати коефіцієнт навантаження.
3. З урахуванням контактної ширини зубів обчислити середній діаметр колеса B узгодити його із стандартними значеннями (ГОСТ 2144-76).
4. Вибрати кількість зубів шестерні.
5. Обчислити кількість зубів колеса (закруглити до стандартного цілого числа).
6. Уточнити передаточне відношення.
7. Обчислити зовнішній колісний діаметр колеса.
8. Обчислити параметри передачі (ГОСТ 2144-76, ГОСТ 2185-66).
9. Обчислити середню колісну швидкість і призначити ступінь точності передачі.
10. Обчислити коефіцієнт навантаження.
11. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з допустимими. Якщо вони перевищують допустимі, треба змінити параметри передачі і зробити перерахунок.
12. Обчислити сили, що діють у зачепленні.
13. Виконати перевірку передачі на згин зубів.
14. Обчислити конструктивні розміри шестерні і колеса.
15. Виконати осідин зубчастих коліс.

2.8. Послідовність розрахунку закритої черв'ячної передачі із шліфувальним виробничим черв'яком [6]

1. Вибрати матеріали для черв'яка та черв'ячного колеса і знайти допустимі напруження (контактні, згини) для матеріалу вілля черв'ячного колеса. Матеріал вілля черв'ячного колеса вибирають в залежності від швидкості колісним, яку ориєнтовно можна визначити $V_{\text{ср}} = 4,3 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \cdot \sqrt{T_2}$.
2. Попередньо вибрати коефіцієнт діаметра черв'яка, кількість заходів.
3. Обчислити міжосьову відстань.
4. За обчисленою міжосьовою відстанню підрахувати модуль зачеплення та узгодити його із стандартним (ГОСТ 2144-76), вибрати коефіцієнт діаметра черв'яка згідно з вибраним модулем.
5. За вибраними значеннями модуля і коефіцієнта діаметра черв'яка уточнити міжосьову відстань.
6. Обчислити основні розміри черв'яка і черв'ячного колеса.
7. Обчислити колісну швидкість черв'яка.
8. Обчислити швидкість колісним і перевірити прийнятність вибору матеріалу.
9. Уточнити ККД редуктора.
10. Вибрати ступінь точності передачі.
11. Обчислити коефіцієнт навантаження.
12. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з допустимими. Якщо вони перевищують останні, треба змінити модуль зачеплення або матеріал передачі.
13. Перевірити зуби черв'ячного колеса на згин.
14. Обчислити сили в зачепленні.
15. Виконати тепловий розрахунок передачі.
16. Визначити основні розміри черв'яка і черв'ячного колеса.

2.9. Послідовність розрахунку валів [7]

1. Вибрати матеріал валу.
2. Виконати попереднє конструювання редуктора і знайти відстані між точками прикладання сил до валу, що розраховується.
3. Скласти загальну схему навантаження валу з урахуванням сил в зачепленні.
4. Скласти окремі навантажені валу в горизонтальній і вертикальній площинах.
5. Визначити реакції в опорах валів для відповідних схем навантаження (у горизонтальній і вертикальній площинах).
6. Визначити згинальні моменти в поперечних перерізах валу / в горизонтальній та вертикальній площинах/. Побудувати епюри згинальних моментів / у горизонтальній і вертикальній площинах/.
7. Побудувати епюру крутих моментів.
8. Визначити необхідний переріз валу.
9. Визначити сумарний згинальний момент у необхідному перерізі валу. $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$.
10. Визначити зведений момент у необхідному перерізі валу. $M_{\Sigma} \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}$.
11. Обчислити діаметр валу в необхідному перерізі з розрахунку на згин та кручення / третя теорія міцності /. Результат округлити до найближчого більшого з ряду нормованих значень.
12. Обчислити сумарні реакції опор.
13. Спроекувати вал, прийнявши інші розміри валу конструювання.
14. Виконати осідин.

2.2 Послідовність розрахунку плоскостової передачі [4]

1. Залежно від умов роботи передачі вибрати тип і матеріал пасу.
2. Визначити діаметр меншого шківів за формулою Саверіна, отримавши значення діаметра узгодити за ГОСТ 17383-73. Округлити в більшу сторону.
3. Визначити швидкість пасу і порівняти її з допустимою.
4. Визначити діаметр більшого (ведучого) шківів та узгодити його значення у відповідності з ГОСТ 17383-73. Округлити в меншу сторону.
5. Уточнити передаточне відношення і кутову швидкість веденого вала. Різниця між отриманим і заданим значеннями кутової швидкості не повинна перевищувати 3%.
6. Залежно від компоновки приводу машини призначити міжосьову відстань.
7. Визначити кут обхвату пасом меншого шківів, який повинен перевищувати 150° .
8. Визначити довжину пасу.
9. Визначити частоту пробігу пасу. Вона не повинна перевищувати 5 с^{-1} . Якщо ця умова не виконується, треба збільшити міжосьову відстань.
10. Визначити допустимі норми напруження в пасі.
11. Підрахувати колоду сил на меншому шківі.
12. За колодою сил і допустимим корисним напруженням обчислити потрібну ширину поперечного перерізу пасу.
13. Добрати стандартні розміри поперечного перерізу пасу.
14. Обчислити силу тиску на валі.
15. Скомпанувати шків.

2.3 Послідовність розрахунку клиноталової передачі [4]

1. Визначити переріз пасу за заданою потужністю та швидкістю обертання ведучого вала.
2. Обчислити діаметр меншого шківів й узгодити його значення за ГОСТ 17383-73, вибираючи діаметр не 1-2 розміри більшим від номінального діаметра шківів, що наведено в стандарті.
3. Визначити діаметр більшого (ведучого) шківів й узгодити його значення за ГОСТ 17383-73. Округлити в меншу сторону.
4. Уточнити передаточне відношення і кутову швидкість веденого вала. Значення обчислених параметрів не повинні відхилятися від заданих більш ніж на 3%.
5. Призначити міжосьову відстань, вираховуючи різницю між стандартними.
6. Визначити довжину пасу й узгодити її значення з довжиною стандартних.
7. Уточнити міжосьову відстань, вираховуючи різницю між стандартними довжинами пасу.
8. Знайти кут обхвату шківів ($\alpha \geq 120^\circ$).
9. Вибрати коефіцієнт режиму та тривалості роботи [10, 11, 12].
10. Вибрати коефіцієнт, що враховує довжину пасу [10, 11, 12].
11. Вибрати коефіцієнт, що враховує кут обхвату шківів [10, 11, 12].
12. Вибрати коефіцієнт, що враховує швидкість пробігу пасу [10, 11, 12].
13. Вибрати потужність, яку може передати шків пасом певного перерізу [10, 12].
14. Обчислити потрібне число пасів. Отримане число округлити до більшого цілого.
15. Визначити силу тиску на валі.
16. Скомпанувати шків.

2.4 Послідовність розрахунку ланцюгової передачі [3]

1. Вибрати тип ланцюга.
2. За заданим передаточним відношенням знайти кількість зубів меншої (ведучої) зірочки. Округлити до найближчого більшого непарного числа, враховуючи, що $Z_{\text{min}} \geq 9$.
3. Обчислити кількість зубів більшої зірочки, добиваючи найближче ціле число, враховуючи, що $Z_2 \leq 120$.
4. Розрахувати крок ланцюга. Отримавши значення кроку ланцюга узгодити із стандартним (багато заокругляти в бік зменшення його значення).
5. Визначити швидкість ланцюга.
6. Знайти оптимальну міжосьову відстань.
7. Визначити кількість ланок ланцюга (отримавши значення треба округлити до парного числа).
8. Уточнити міжосьову відстань.
9. Визначити сили, що виникають у лінках передачі (у ведучій і веденій).
10. Вибраний ланцюг перевірити за середнім тиском в шарнірах, який забезпечує його зносостійкість.
11. Перевірити вибраний ланцюг на міцність за коефіцієнтом запасу міцності.
12. Визначити геометричні параметри зірочок.
13. Виконати ескіз зірочок.

2.5 Послідовність розрахунку закріплених прямих зубчатих коліс [5]

1. Вибрати матеріали для виготовлення шестерні і колеса, призначити режим роботи – нормальний, підвищений – спеціальний, отримавши коефіцієнт напруження (контакти та згину).
2. Враховуючи розрахункові зубчаті коліса відносно опор, вибрати коефіцієнт розподілу напруження по ширині шківів.
3. Попередньо вибрати значення коефіцієнта ширини коліс.
4. Обчислити міжосьову відстань і узгодити її значення із значенням з ряду стандартних значень (ГОСТ 2185-66).
5. Враховуючи вибрану міжосьову відстань, обчислити модуль й узгодити його значення зі стандартним (ГОСТ 9561-60).
6. Обчислити кількість зубів шестерні і колеса (заокруглити до найближчих цілих чисел), ($Z_{\text{min}} \geq 17$).
7. Уточнити передаточне відношення, враховуючи заокруглені значення кількості зубів шестерні і колеса.
8. Перевірити міжосьову відстань. Різниця обчисленого і стандартного значень не повинна перевищувати $\pm 0,001 \text{ мм}$.
9. Обчислити геометричні розміри зубчатих коліс.
10. Обчислити ширину шестерні та колеса.
11. Визначити коефіцієнт ширини шестерні за діаметром.
12. Обчислити колоду швидкості і призначити відповідний ступінь точності передачі.
13. Уточнити значення коефіцієнту навантаження.
14. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з допустимими. Якщо вони перевищують допустимі, треба змінити параметри передачі (модуль, міжосьову відстань) і зробити перерахунок.
15. Підрахувати сили, що діють в зацепленні.
16. Виконати перевірку передачі на згин зубів.
17. Спроектувати зубчасті коліса і виконати ескіз.

2.10. Вибір шпонок і перерічний розрахунок з'єднань [7]

1. Вибрати шпонок за табличним стандартом / ГОСТ 23360-78 / залежно від діаметра валу / розміри перерізу шпонок /. Довжина шпонок вибирається залежно від довжини маточини й узгоджується із значеннями із стандартного ряду.
2. Прийняти допустимі напруження зчеплення / при чистових маточинах $[\sigma_{\text{зч}}] = 50 \dots 70 \text{ МПа}$, при сталевих $[\sigma_{\text{зч}}] = 100 \dots 130 \text{ МПа}$ / і зрізу $[\tau_{\text{зч}}] = 60 \dots 100 \text{ МПа}$.
3. Перевірити з'єднання на зчеплення, підрахунок діючі напруження зчеплення, і порівняти їх з допустимими.

2.11. Вибір підшипників качення і розрахунок їх за динамічною навантажувальністю [3]

1. Вибрати підшипники за табличним каталогом залежно від діаметру валу, напрямку і величини навантаження.
 2. Вийняти із каталогу розміри підшипника, його динамічну і статичну навантажувальність.
 3. Обчислити еквівалентне навантаження.
 4. Обчислити довговічність підшипника і порівняти її з потрібною.
- Якщо вона менша від потрібної, треба взяти підшипник іншої серії (більш важкої).

2.12. Вибір муфти [8]

Муфту вибирають за відповідним табличним довідником залежно від діаметра валу, передаваного моменту й кутової швидкості.

3. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ

Номер варіанту відповідає номеру варіанта шпальти загальної таблиці.

Детальні дані. Спроектувати привід механічної машини, що складається з двигача, редуктора й муфти. Вихідні дані на привідний вал P_1 , кВт, а частота його обертання n_1 , сек^{-1} .

Класифікація складу привода виконана за рис.1

Таблиця 1

Вихідні дані для проектування

Номер варіанту	Склад приводу	Мощність на входному валі P_1 , кВт	Частота обертання n_1 , сек^{-1}
1	2	3	4
01	Електродвигун, клиноталова передача, конічний	2,0	90
02		2,5	105
03	однотупинчастий редуктор, муфта	3,0	100
04	рис.1,а /	3,5	95
05		4,0	115