

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ЕКОНОМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТРАНСПОРТУ**

Кафедра теоретичної та прикладної механіки

Деталі машин та основи конструювання

Вибір двигуна та енергокінематичні розрахунки привода

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для самостійної роботи студентів щодо виконання розрахунково-графічних робіт та курсового проекту спеціальностей «Вагони та вагонне господарство», «Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання

Київ 2013

Деталі машин та основи конструювання. Методичні вказівки для самостійної роботи студентів щодо виконання розрахунково-графічних робіт та курсового проекту спеціальностей «Вагони та вагонне господарство», Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання / Панов С.Л., Косенко В.І. – К.: ДЕТУТ, 2013. – 24 с.

Розроблені методичні поради щодо виконання розрахунково-графічних робіт та курсового проекту з вибору двигуна та енергокінематичних розрахунків приводу. Наведені приклади розрахунку однопотокового та двопотокового приводів.

Методичні вказівки розглянуті та затверджені на засіданні кафедри теоретичної та прикладної механіки (протокол № 4 від 18 грудня 2012 р.) та на засіданні методичної комісії факультету ІРСЗТ (протокол № 5 від 20 грудня 2012 р.).

Призначені для студентів механічних спеціальностей усіх форм навчання та відповідають робочій програмі курсу «Деталі машин та основи конструювання».

Укладачі: Сергій Львович Панов, к.т.н., доцент
Віталій Іванович Косенко, к.т.н., доцент

Рецензенти: Юрій Олександрович Шостачук, к.т.н., доцент
Віктор Дмитрович Тюнін, к.т.н., доцент

Зміст

ВСТУП

| | |
|--|----|
| | 3 |
| 1. Загальна характеристика механічних передач | 3 |
| 2. Вибір електродвигуна за потужністю | 7 |
| 3. Вибір типу електродвигуна | 9 |
| 4. Вибір електродвигуна за частотою обертання. Кінематичні тасилові розрахунки..... | 14 |
| 5. Приклади розрахунку | 17 |
| 5.1. Приклад розрахунку однофазового привода | 17 |
| 5.2. Приклад розрахунку двопотокового привода | 19 |
| Питання для самоконтролю | 23 |
| Список літератури | 23 |

ВСТУП

Завдання на курсовий проект можна розглядати як частину реального технічного завдання. Воно представляє собою кінематичну схему привода з вихідними даними [1]. Структурна схема привода містить електродвигун, одно- або двоступеневі зубчасті та черв'ячні редуктори, пасові, ланцюгові, відкриті зубчасті передачі, різноманітні муфти, з'єднання тощо. Призначення привода не вказується.

Вихідними даними для проектування є потужності $P_{\text{вих},i}$ (кВт) та частоти обертання $n_{\text{вих}}$ (об/хв) на вихідних кінцях приводних валів, строк служби (год.) та характер навантаження, реверс. У деяких завданнях потужність не задається безпосередньо, але дані для її визначення вказуються обов'язково.

1. Загальна характеристика механічних передач [2, 3, 4]

З метою раціонального використання при компонованні приводів і правильного вибору передаточного відношення чисел коротко розглянемо характеристики механічних передач, які зустрічаються в завданнях на курсове проектування.

Клинопасова передача використовується для передачі обертального руху між паралельними валами на відстань до 4...5 м при колових швидкостях до 25...30 м/с і передаваних потужностях до 200...250 кВт. Порівняно з плоскопасовою передачею має менші габаритні розміри, потребує менших кутів охоплення і дозволяє реалізувати більші передаточні відношення.

Недоліками передачі є нижчі значення ККД та колових швидкостей, а також більша трудомісткість виготовлення шківів, що збільшує їхню вартість.

Зубчастопасова передача використовується для передачі потужностей до 200 кВт при передаточних відношеннях до 12 і ККД до 0,92-0,98. Передачі відрізняються відносно малими габаритами, відсутністю ковзання, малими навантаженнями на вали.

Циліндрична зубчаста передача є найбільш поширеною і використовується в широкому діапазоні потужностей (до 100000 кВт) і

швидкостей (до 200 м/с). Вона має невеликі габаритні розміри, високий ККД, надійність та довговічність.

Недоліками передачі є високі вимоги до точності виготовлення зубчастих коліс; шум, що виникає при їхній роботі на великих швидкостях; підвищена жорсткість, що не дозволяє компенсувати динамічні навантаження. За напрямком лінії зубців циліндричні передачі поділяються на прямозубчасті, косозубчасті та шевронні. Вказані вище недоліки переважно належать до прямозубчастих передач, оскільки в них зубці входять у зачеплення по всій ширині одночасно, відчуючи миттєві навантаження. У косозубчастих передачах завдяки збільшеному коефіцієнту перекриття зубці навантажуються поступово від одного торця до іншого, тому навантаження на них більш спокійне. Однак у косозубчастих передачах діють осьові сили, що передаються на підшипники. У шевронних зубчастих передачах осьові сили відсутні (врівноважуються на напівшевронах), тому зубці виконуються з більшими кутами нахилу, і передачі мають більшу навантажувальну здатність, але за технологією виготовлення вони більш трудомісткі.

Конічна зубчаста передача має ті ж переваги, що і циліндрична, і використовується для передачі руху між валами, розташованими під деяким кутом (здебільшого під 90°). Порівняно з циліндричними, конічні передачі складніші у виготовленні і монтажі, дорожчі, мають нижчий ККД. Одне з коліс розташовують, як правило, консольно, що збільшує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців.

Конічні зубчасті передачі виготовляються з прямими і коловими зубцями. Переважне застосування отримали колеса з коловими зубцями. Вони є менш чутливими до порушення точності взаємного розташування коліс, і їх виготовлення є більш простим.

Черв'ячна передача призначена для передачі руху між валами, що перехрещуються. Вона відрізняється великим передаточним відношенням, плавністю та безшумністю роботи. Але за масою та габаритними розмірами редуктори знаходяться на рівні сучасних двоступеневих циліндричних і конічно-

циліндричних редукторів. Що стосується втрат на тертя, то у черв'ячних передачах вони у 2,5...5 разів перевищують втрати у двоступеневих зубчастих передачах. Низький ККД черв'ячної передачі призводить до великого тепловиділення, що часто потребує для відведення тепла використання спеціальних пристроїв. У черв'ячній передачі виникають значні осьові навантаження, для сприйняття яких вимагаються радіально-упорні підшипники.

Область застосування черв'ячних передач обмежується такими параметрами: передавана потужність до 50...60 кВт; кодова швидкість до 15 м/с; передаточне відношення в одній ступені 8...63.

Планетарна передача має у своєму складі зубчасті колеса-сателіти, осі обертання яких закріплені у кривошипі-водилі і під час роботи передачі переміщуються у просторі. Планетарні передачі мають великі передаточні відношення, компактні, врівноважені і симетричні.

Хвильова передача має порівняно малу питому масу (0,03...0,04 кг/(Нм)), достатньо високу навантажувальну здатність, відрізняється великими передаточними відношеннями (до 300 в одній ступені) і відносно великим ККД (0,8...0,9). Однак вона має складну технологію виготовлення, тому рішення при проектуванні хвильової передачі у приводі мусить бути попередньо обґрунтоване.

Ланцюгова передача використовується для передавання потужностей до 50...100 кВт на відстань до 6...8 м. Порівняно з пасовою передачею має більшу навантажувальну здатність і довговічність, менші габаритні розміри. Порівняно з зубчастою передачею надійність і довговічність її менша у зв'язку зі спрацюванням шарнірів ланцюга, яке викликає додаткові динамічні навантаження. Ланцюгова передача потребує більш ретельного обслуговування при експлуатації.

Швидкість ланцюга обмежена (до 15 м/с при використанні втулочного або роликowego ланцюга і до 16...20 м/с при використанні зубчастого ланцюга), тому передачу, як правило, розміщують після редуктора.

2. Вибір електродвигуна за потужністю

Електродвигун – це основний елемент електропривода, який здійснює перетворення електричної енергії у механічну, задля приведення в рухомий стан верстатів, механізмів, транспортних і вантажопідйомних машин і т. п.

Підприємства електромашинобудівної галузі виготовляють силові електродвигуни потужністю від кількох ват до декількох тисяч кіловат. Найбільш розповсюджені в сучасних приводах асинхронні двигуни, завдяки їх надійності, високим показникам та простоті конструкції. Але це не означає, що електродвигуни інших типів не знаходять використання в машинах різних галузей.

Розрахунок привода розпочинають з вибору електродвигуна за потужністю, який базується на визначенні потрібної потужності.

$$P_{\text{пов}} = \sum_{i=1}^q \frac{P_{\text{вих},i}}{\eta_{\text{зав},i}}, \quad (1)$$

де q – кількість потоків потужності в приводі; $P_{\text{вих},i}$ – потужність на вихідному валі i -го силового потоку привода; $\eta_{\text{зав},i}$ – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) i -го потоку потужності привода.

Загальний ККД потоку потужності визначається як добуток ККД усіх елементів привода, які до нього входять:

$$\eta_{\text{зав},i} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \dots, \quad (2)$$

де $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ – ККД окремих ланок кінематичного ланцюжка i -го потоку потужності, орієнтовні значення наведено в табл. 1.

З урахуванням потрібної потужності за каталогами вибирають електродвигун, номінальна потужність якого дорівнює або є більшою розрахункової. Допускається обирати найближчий менший за потужністю електродвигун, якщо його перенавантаження при цьому не буде перевищувати 5...8% при сталому і 10...12% при змінному режимі навантаження.

Зауваження:

1. Потужність двигуна завжди відносять до певного режиму роботи. При проектуванні привода зовнішній опір і режим роботи є заданими.

Відрізняють три номінальних режими роботи двигунів: тривалий, короткочасний і повторно-короткочасний. При тривалому режимі роботи двигун нагрівається до усталеної температури на відміну від короткочасного, при якому це не відбувається. При повторно-короткочасному режимі відбуваються пуск і зупинка двигуна, але нагрівання двигуна та можливість реалізації заданої потужності визначаються тривалістю включення по відносному часу за цикл, що дорівнює 10 хв. Режим роботи вважається тривалим, якщо час одного робочого циклу перевищує 10 хв.

2. Обраний двигун повинен забезпечувати момент, достатній для розгону механізму і при роботі в заданому режимі не повинен зазнавати тривалих перенавантажень, які можуть призвести до його перегрівання.

3. У курсових проектах розробляються приводи загального призначення, які працюють в умовах тривалого сталого (або неістотно змінного) навантаження, перевірка електродвигунів на нагрів необов'язкова, оскільки завод-виробник виконав її для вказаних умов і гарантує тривалу роботу на номінальному режимі.

Таблиця 1. Орієнтовні значення ККД окремих ланок привода

| Елемент привода | η |
|--------------------------------|--------------------------|
| Ступінь зубчастого редуктора: | |
| – циліндрична | 0,96...0,98 |
| – конічна | 0,95...0,97 |
| Зубчаста передача відкрита: | |
| – циліндрична | 0,92...0,94 |
| – конічна | 0,88...0,92 |
| Ступінь черв'ячного редуктора: | |

| | |
|--------------------------------------|--------------|
| – з одноходовим черв'яком | 0,7...0,75 |
| – з двоходовим черв'яком | 0,75...0,85 |
| – з чотириходовим черв'яком | 0,85...0,92 |
| – глобійдна | 0,85 |
| Пасова передача: | |
| – плоскопасова | 0,95...0,97 |
| – клино-, або поліклінопасова | 0,94...0,96 |
| – зубчастопасова | 0,92...0,98 |
| Ланцюгова передача: | |
| – з роликівим ланцюгом | 0,94...0,96 |
| – з зубчастим ланцюгом | 0,96...0,97 |
| – відкрита | 0,88...0,93 |
| Планетарна передача | 0,93...0,98 |
| Хвилева передача | 0,8...0,9 |
| Підшипники кочення (пара) | 0,99...0,995 |
| Підшипники ковзання (пара) | 0,98...0,99 |
| Муфта: | |
| – пружня втулково-пальцева | 0,99...0,995 |
| – з проміжним передатковим елементом | 0,97...0,99 |
| – зубчаста | 0,99 |
| – шарнірна | 0,97...0,99 |
| – фрикційна | 0,85...0,95 |

3. Вибір типу електродвигуна

Вибір типу електродвигуна визначається вимогами до нього з боку приводимої машини або механізму:

- режим роботи;
- необхідність у регулюванні швидкості обертання;
- навантаження;

- величина потрібної потужності;
- вимоги до надійності та ефективності (ККД);
- вага та габарити; контроль та обслуговування і т. п.

Статичні властивості двигуна визначаються його механічною характеристикою (залежність частоти обертання від моменту на валу ротора):

- двигун з абсолютно жорсткою характеристикою (стала частота обертання при будь-якому моменті);
- двигун з жорсткою характеристикою (частота обертання трохи зменшується із збільшенням моменту навантаження);
- двигун з м'якою характеристикою (частота значно зменшується при збільшенні моменту навантаження).

Крім того на вибір типу впливає вимога до можливості регулювання частоти обертання – у такому випадку слід використовувати або двигуни постійного струму незалежного збудження, або трифазного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором сумісно з перетворювачем частоти, або трифазного асинхронного двигуна з фазним ротором.

Але в загальному випадку вибір типу двигуна слід починати з трьохфазного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором. Такі двигуни найбільш прості за конструкцією, надійні, мають високі енергетичні показники.

За родом струму електродвигуни поділяються на наступні групи:

1. Двигуни сталого струму, які допускають плавне регулювання кутової швидкості; забезпечують плавний пуск, гальмування та реверс. Призначені для використання здебільшого у приводах електротранспорту, поліграфічних машин, кранів, під'ємного устаткування та ін.
2. Однофазні асинхронні двигуни невеликої потужності, які використовуються в приводах побутових приладів.
3. Трифазні синхронні двигуни, частота обертання яких залежить віднавантаження. Характеризуються високою механічною надійністю, малоючутливістю до коливань напруги мережі. Використовуються

здебільшого в устаткуванні великої потужності.

- Трифазні асинхронні двигуни, які є найбільш поширеними завдяки перевагам перед двигунами інших типів: простоті конструкції, нижчій вартості, більш високій експлуатаційній надійності. При курсовому проектуванні слід орієнтуватися на електродвигуни саме цієї групи, а саме – електродвигуни єдиної серії 4А.

Асинхронні трифазні електродвигуни єдиної серії 4А потужністю 0,06...400 кВт з висотою осі обертання від 50 до 355 мм використовуються в приводах механізмів, що не висувають особливих вимог до пускових характеристик, ковзання і т. ін. За ступенем захисту вони виготовляються закритими, що обдуваються, і захищеними.

Приклад позначення асинхронного захищеного електродвигуна четвертої серії з алюмінієвою станиною та чавунними щитами, висотою осі обертання вала 315 мм, установлювальним розміром по довжині станини М, довжиною стрижня статора В, кількістю полюсів – 4; кліматичним виконанням У категорії 3:

4АНХ315МВ4У3.

Основні характеристики асинхронних електродвигунів єдиної серії 4А загального призначення наведено в табл. 2, а їхні деякі розміри – у табл. 3.

Таблиця 2. Основні технічні характеристики електродвигунів серії 4А

Синхронна частота обертання 3000 об/хв.

| Потужність $P_{\text{дв}}$, кВт | Типорозмір двигуна | Частота обертання, $n_{\text{дв}}$, об/хв | $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$ | $\frac{T_{\text{мех}}}{T_{\text{ном}}}$ | ККД, % | COS φ |
|-------------------------------------|-----------------------|--|--|---|-----------|------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1,5 | 4А80А2У3 | 2850 | 2,1 | 2,6 | 81,0 | 0,85 |
| 2,2 | 4А80В2У3 | 2850 | 2,1 | 2,6 | 83,0 | 0,87 |
| 3,0 | 4А90L2У3 | 2840 | 2,1 | 2,5 | 84,5 | 0,88 |
| 4,0 | 4А100S2У3 | 2880 | 2,0 | 2,5 | 86,5 | 0,89 |

| | | | | | | |
|------|-----------|------|-----|-----|------|------|
| 5,5 | 4A100L2Y3 | 2880 | 2,0 | 2,5 | 87,5 | 0,91 |
| 7,5 | 4A112M2Y3 | 2900 | 2,0 | 2,8 | 87,5 | 0,88 |
| 11,0 | 4A132M2Y3 | 2900 | 1,7 | 2,8 | 88,0 | 0,99 |
| 15,0 | 4A160S2Y3 | 2940 | 1,4 | 2,2 | 88,0 | 0,91 |

Синхронна частота обертання 1500 об/хв.

| | | | | | | |
|------|-----------|------|-----|-----|------|------|
| 1,5 | 4A80B4Y3 | 1415 | 2,0 | 2,2 | 77,0 | 0,83 |
| 2,2 | 4A90L4Y3 | 1425 | 2,1 | 2,4 | 80,0 | 0,83 |
| 3,0 | 4A100S4Y3 | 1435 | 2,0 | 2,4 | 82,0 | 0,83 |
| 4,0 | 4A100L4Y3 | 1430 | 2,0 | 2,4 | 84,0 | 0,84 |
| 5,5 | 4A112M4Y3 | 1445 | 2,0 | 2,2 | 85,5 | 0,85 |
| 7,5 | 4A132S4Y3 | 1455 | 2,2 | 3,0 | 87,5 | 0,86 |
| 11,0 | 4A132M4Y3 | 1460 | 2,2 | 3,0 | 87,5 | 0,87 |
| 15,0 | 4A160S4Y3 | 1465 | 1,4 | 2,3 | 88,5 | 0,88 |

Синхронна частота обертання 1000 об/хв.

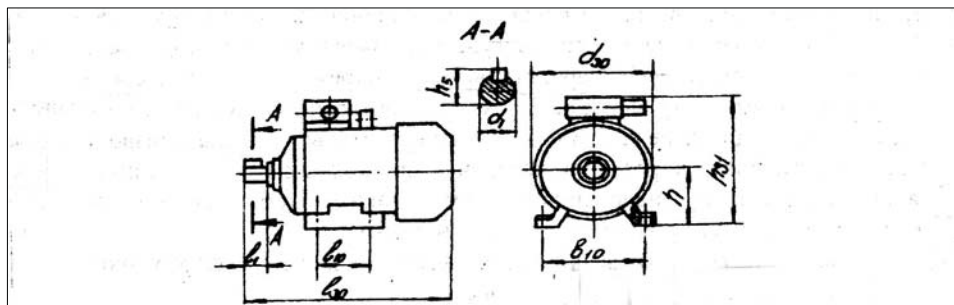
| | | | | | | |
|------|------------|-----|-----|-----|------|------|
| 1,5 | 4A90L6Y3 | 935 | 2,0 | 2,2 | 75,0 | 0,74 |
| 2,2 | 4A100L6Y3 | 950 | 2,0 | 2,2 | 81,0 | 0,73 |
| 3,0 | 4A112MA6Y3 | 955 | 2,0 | 2,5 | 81,0 | 0,76 |
| 4,0 | 4A112MB6Y3 | 950 | 2,0 | 2,5 | 82,0 | 0,81 |
| 5,5 | 4A132S6Y3 | 965 | 2,0 | 2,5 | 85,0 | 0,80 |
| 7,5 | 4A132M6Y3 | 970 | 2,0 | 2,0 | 85,5 | 0,81 |
| 11,0 | 4A160S6Y3 | 975 | 1,2 | 2,0 | 86,0 | 0,86 |
| 15,0 | 4A160M6Y3 | 975 | 1,2 | 2,0 | 87,5 | 0,87 |

Синхронна частота обертання 750 об/хв.

| | | | | | | |
|-----|------------|-----|-----|-----|------|------|
| 1,5 | 4A100L8Y3 | 700 | 1,6 | 1,9 | 74,0 | 0,65 |
| 2,2 | 4A112MA8Y3 | 700 | 1,9 | 2,2 | 76,5 | 0,71 |
| 3,0 | 4A112MB8Y3 | 700 | 1,9 | 2,2 | 79,0 | 0,74 |
| 4,0 | 4A132S8Y3 | 720 | 1,9 | 2,6 | 83,0 | 0,70 |
| 5,5 | 4A132M8Y3 | 720 | 1,9 | 2,6 | 83,0 | 0,74 |

| | | | | | | |
|------|-----------|-----|-----|-----|------|------|
| 7,5 | 4A160S8Y3 | 730 | 1,4 | 2,2 | 86,0 | 0,75 |
| 11,0 | 4A160M8Y3 | 730 | 1,4 | 2,2 | 87,0 | 0,76 |
| 15,0 | 4A180M8Y3 | 730 | 1,2 | 2,0 | 87,0 | 0,82 |

Таблиця 3. Основні розміри електродвигунів серії 4А



| Тип двигуна | Габаритні розміри, | | | Установлювальні та приєднувальні | | | | | | Маса, кг |
|----------------|--------------------|----------|----------|----------------------------------|----------|-------|----------|-----|-------|-------------|
| | мм | | | розміри, мм | | | | | | |
| | l_{30} | h_{31} | d_{30} | l_1 | l_{10} | d_1 | b_{10} | h | h_5 | |
| 4A80A | 300 | 218 | 186 | 50 | 100 | 22 | 125 | 80 | 24,5 | 17,4 |
| 4A80B | 320 | 218 | 186 | 50 | 100 | 22 | 125 | 80 | 24,5 | 20,4 |
| 4A90L | 350 | 243 | 208 | 50 | 125 | 24 | 140 | 90 | 27 | 28,7 |
| 4A100S | 362 | 263 | 235 | 60 | 112 | 28 | 160 | 100 | 31 | 36,0 |
| 4A100L | 392 | 263 | 235 | 60 | 112 | 28 | 160 | 100 | 31 | 42,0 |
| 4A112M | 452 | 310 | 260 | 80 | 140 | 32 | 190 | 112 | 35 | 56,0 |
| 4A132S | 480 | 350 | 302 | 80 | 140 | 38 | 216 | 132 | 41 | 77,0 |
| 4A132M | 530 | 350 | 302 | 80 | 178 | 38 | 216 | 132 | 41 | 93,0 |
| 4A160S | 624 | 430 | 358 | 110 | 178 | 48 | 254 | 160 | 51,5 | 135,0 |
| 4A160M | 667 | 430 | 358 | 110 | 210 | 42 | 254 | 160 | 45 | 145,0 |
| 4A180M | 702 | 470 | 410 | 110 | 241 | 48 | 279 | 180 | 59 | 195,0 |

4. Вибір електродвигуна за частотою обертання. Кінематичні та силові розрахунки

У кожній з чотирьох частин табл. 2 наведені типорозміри електродвигунів, які мають однакову потужність, але відрізняються один від одного частотою обертання, групувою ознакою якої є синхронна частота обертання n_s , що без врахування ковзання становить 3000; 1500; 1000 або 750 об/хв. Для приводів загального призначення, якщо немає спеціальних вказівок, перевагу слід віддавати більш швидкісним двигунам. Із збільшенням частоти обертання маса двигуна, його габаритні розміри і вартість зменшується, хоча при цьому зменшується і робочий ресурс.

Оскільки наведені у вихідних даних на проектування частоти обертання приводних валів є узгодженими з робочими органами машин, від вибору частоти обертання електродвигуна буде залежати загальне передаточне відношення привода і, відповідно, передаточне відношення окремих передач. Передаточне відношення визначає змінення швидкості руху та обертового моменту і є одним з головних параметрів передач. Збільшення передаточного відношення призводить до збільшення габаритних розмірів передач і привода в цілому. З іншого боку, загальне передаточне число повинно бути таким, щоб його можна було реалізувати при заданій кінематичній схемі привода.

Загальне передаточне відношення привода визначається за формулою:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{вих}}}, \quad (3)$$

де $n_{\text{дв}}$ – частота обертання двигуна, об/хв; $n_{\text{вих}}$ – частота обертання вихідного валу привода, об/хв.

Загальне передаточне відношення є добутком передаточних відношень окремих передач, що входять до складу привода:

$$U_{\text{заг}} = U_1 \times U_2 \times U_3 \times \dots \quad (4)$$

Умови (3) і (4) використовуються також при окремому розгляданні кожного потоку потужності привода і при попередньому розбиванні загального передаточного відношення привода по ступенях.

Рекомендовані середні значення передаточних відношень окремих механічних передач наведено в табл. 4.

Таблиця 4. Середні значення передаточних відношень окремих механічних передач

| Тип передачі | Передаточне відношення | |
|--|------------------------|-----------|
| | Середнє | Найбільше |
| Зубчаста передача у редукторі: циліндрична | 2,5...5 | 6,3 |
| Зубчаста передача у редукторі: конічна | 2...4 | 6,3 |
| Зубчаста циліндрична відкрита передача | 4...6 | 15 |
| Черв'ячна передача | 8...63 | 80 |
| Планетарна передача | 3...9 | 15 |
| Хвилева передача | 80...250 | 1000 |
| Пасова передача | 2...4 | 8 |
| Ланцюгова передача | 2...4 | 10 |

Остаточо вибір електродвигуна за частотою обертання виконується в наступній послідовності:

4.1. Оскільки рекомендовані передаточні відношення надані у вигляді інтервалів, визначають максимальне та мінімальне передаточне відношення привода:

$$U_{\text{заг}}^{\text{min}} = U_{1\text{min}} \times U_{2\text{min}} \times U_{3\text{min}} \times \dots$$

$$U_{\text{заг}}^{\text{max}} = U_{1\text{max}} \times U_{2\text{max}} \times U_{3\text{max}} \times \dots,$$

де U_{imin} та U_{imax} – мінімальні і максимальні рекомендовані значення передаточних відношень, з яких складається привод (табл. 4).

4.2. Для вибраного за потужністю двигуна розраховують очікувану мінімальну і максимальну частоту обертання:

$$n_{\text{дв}}^{\text{min}} = n_{\text{вих}} \times U_{\text{заг}}^{\text{min}};$$

$$n_{\text{дв}}^{\text{max}} = n_{\text{вих}} \times U_{\text{заг}}^{\text{max}}.$$

4.3. За табл. 2 обирають більш швидкісний типорозмір електродвигуна, що

відповідає умові:

$$n_{дв}^{\min} \leq n_{дв} \leq n_{дв}^{\max}.$$

- 4.4. За формулою (3) визначають фактичне загальне передаточне відношення $U_{заг}$ і уточнюють значення передаточних відношень передач так, щоб виконувалась умова (4). При цьому необхідно виконати так звану «розбивку» загального передаточного відношення між передачами привода. Передаточні відношення редукторів вибирають зі стандартного ряду, причому, як правило, вони бувають за значенням більше ніж у пасових і ланцюгових передач (для яких, до речі, передаточні відношення не нормалізовані).
- 4.5. Визначають частоти обертання вала привода, маючи на увазі, що відношення частот обертання валів передач складає передаточне відношення, а співвісні вали, з'єднані за допомогою муфти, обертаються з однаковою кутовою швидкістю. Оцінку правильного вибору передаточних відношень передач є співпадання частот обертання вихідних валів привода із заданими. Похибка повинна лежати у межах $\pm 5\%$.
- 4.6. Визначають потужності, що діють на валах привода, враховуючи всі силові потоки, які діють у приводі. При цьому потужність, яка діє на валу електродвигуна, становить $P_{пот}$ (тобто відрізняється від номінальної потужності двигуна $P_{дв}$), а втрати потужності у силовому потоці оцінюються ККД елементів привода.
- 4.7. Розраховують обертальні моменти, що діють на валах привода за співвідношенням:

$$T_j = 9550 \frac{P_j}{n_j} = \frac{P_j \cdot 10^3}{\omega_j},$$
$$\omega_j = \frac{\pi n_j}{30},$$

де T_j – обертальний момент, Нм; P_j – потужність, кВт; n_j – частота обертання, об/хв. Всі ці характеристики повинні відноситись тільки до вала, що розглядається.

5. Приклади розрахунку

Послідовність вибору електродвигуна та проведення кінематичних і силових розрахунків пояснимо на прикладах.

5.1. Приклад розрахунку однопотокowego привода

Для привода, зображеного на рис. 1, який складається з клинопасової передачі (2), одноступеневого циліндричного редуктора (3) та ланцюгової передачі (4) підібрати електродвигун (1) та виконати кінематичні і силові розрахунки за такими вихідними даними:

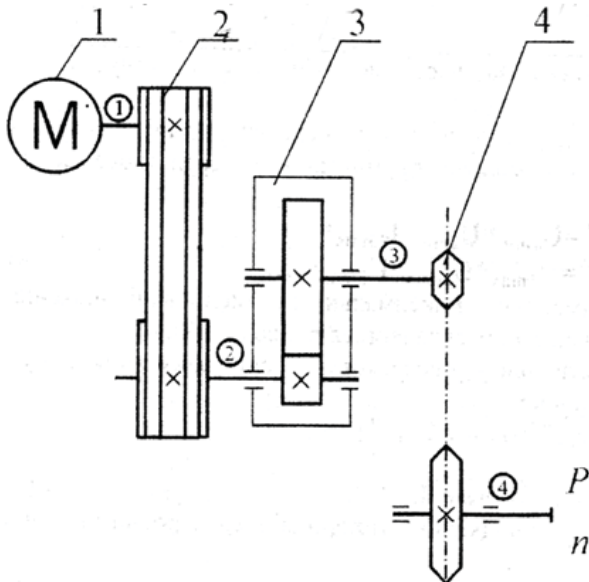


Рис. 1. Кінематична схема однопотокowego привода:

- потужність на вихідному валу привода $P=4,5$ кВт;
- частота обертання вихідного вала $n=40$ об/хв.

5.1.1. Вибір електродвигуна за потужністю

Потрібна потужність електродвигуна:

$$P_{\text{пот}} = \frac{P}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{4,5}{0,87} = 5,2 \text{ кВт}$$

Для підрахунку загального ККД привода $\eta_{\text{заг}}$ прийемо: ККД

клинопасової передачі $\eta_{пас}=0,95$; ККД зубчастої циліндричної передачі $\eta_{зуб}=0,98$; ККД ланцюгової передачі $\eta_{лан}=0,96$; ККД пари підшипників $\eta_{миш}=0,99$ (табл. 1), а також врахуємо, що привод вміщує три пари підшипників.

$$\eta_{заг} = \eta_{пас} \times \eta_{зуб} \times \eta_{лан} \times \eta_{миш}^3 = 0,95 \times 0,98 \times 0,96 \times 0,99^3 = 0,87.$$

За потужністю підходять електродвигуни (табл. 2), які мають $P_{дв}=5,5$ кВт.

5.1.2. Вибір електродвигуна за частотою обертання

Згідно з табл. 4 передаточні відношення передач, які входять до складу привода, що розглядається, повинні знаходитись в межах: клинопасової – $U_{пас}=2\dots4$, зубчастої циліндричної $U_{зуб}=2.5\dots5$, ланцюгової $U_{лан} = 2\dots4$.

Обчислимо максимальне і мінімальне значення загального передаточного відношення привода:

$$U_{заг}^{max} = U_{пас}^{max} \times U_{зуб}^{max} \times U_{лан}^{max} = 4 \times 5 \times 4 = 80;$$

$$U_{заг}^{min} = U_{пас}^{min} \times U_{зуб}^{min} \times U_{лан}^{min} = 2 \times 2,5 \times 2 = 10.$$

Визначимо межі інтервалу потрібних частот обертання електродвигуна

$$n_{max} = n \times U_{заг}^{max} = 40 \times 80 = 3200 \text{ об/хв};$$

$$n_{min} = n \times U_{заг}^{min} = 40 \times 10 = 400 \text{ об/хв}.$$

У межах розрахованого інтервалу потрібних частот обертання знаходяться всі чотири типорозміри електродвигунів (табл. 2), які мають потужність $P_{дв}=5,5$ кВт. Тому, враховуючи рекомендацію розділу 4 віддавати перевагу більш швидкісним двигунам, остаточно приймаємо електродвигун **4A100L2Y3**, який має потужність $P_{дв}=5,5$ кВт і частоту обертання валу $n_{дв}=2880$ об/хв.

5.1.3. Кінематичний розрахунок привода

Загальне передаточне відношення привода

$$U_{заг} = \frac{n_{дв}}{n} = \frac{2880}{40} = 72.$$

Прийемо передаточне відношення клинопасової передачі $U_{пас}=4$; передаточне відношення зубчастої передачі $U_{зуб}=5$ (зі стандартного ряду) і визначимо передаточне відношення ланцюгової передачі:

$$U_{\text{лан}} = \frac{U_{\text{звз}}}{U_{\text{пас}} \times U_{\text{зуб}}} = \frac{72}{4 \times 5} = 3,6.$$

Частоти обертання валів привода (нумерація валів вказана на рис. 1):

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 2880 \text{ об/хв.};$$

$$n_2 = n_1 / U_{\text{пас}} = 2800 / 4 = 720 \text{ об/хв.};$$

$$n_3 = n_2 / U_{\text{зуб}} = 720 / 5 = 144 \text{ об/хв.};$$

$$n_4 = n_3 / U_{\text{лан}} = 144 / 3,6 = 40 \text{ об/хв.}$$

Оскільки частота обертання n_4 співпадає із заданою (\bar{n}), затверджуємо значення передаточних відношень передач.

Зуваження: ці розрахункові значення передаточних відношень передач слід розглядати як попередні, або потрібні. Остаточні фактичні значення передаточних відношень встановлюються у розрахунках передач після визначення їх геометричних розмірів.

5.1.4. Силловий розрахунок привода

Потужності, що передаються валами привода:

$$P_1 = P_{\text{пот}} = 5,2 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_{\text{пас}} \times \eta_{\text{шп}} = 5,2 \times 0,95 \times 0,99 = 4,9 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \times \eta_{\text{зуб}} \times \eta_{\text{шп}} = 4,9 \times 0,98 \times 0,99 = 4,7 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P = 4,5 \text{ кВт}.$$

Обертальні моменти, що діють на валах привода:

$$T_1 = 9550 \times P_1 / n_1 = 9550 \times 5,2 / 2880 = 17 \text{ Нм};$$

$$T_2 = 9550 \times P_2 / n_2 = 9550 \times 4,9 / 720 = 65 \text{ Нм};$$

$$T_3 = 9550 \times P_3 / n_3 = 9550 \times 4,7 / 144 = 312 \text{ Нм};$$

$$T_4 = 9550 \times P_4 / n_4 = 9550 \times 4,5 / 40 = 1074 \text{ Нм}.$$

5.2. Приклад розрахунку двопотокового привода

Для привода, зображеного на рис. 2, який складається з клинопасової передачі (2), конічно-циліндричного редуктора (3), що є пов'язаними між собою за допомогою муфти пружної втулково-пальцевої (4), підібрати двигун (1) та виконати кінематичні і силлові розрахунки за наступними вихідними

даними: потужності на вихідних валах привода $P_1=1,3$ кВт, $P_2=6,8$ кВт; частоти обертання вихідних валів привода $n=400$ об/хв, $n_2=35$ об/хв.

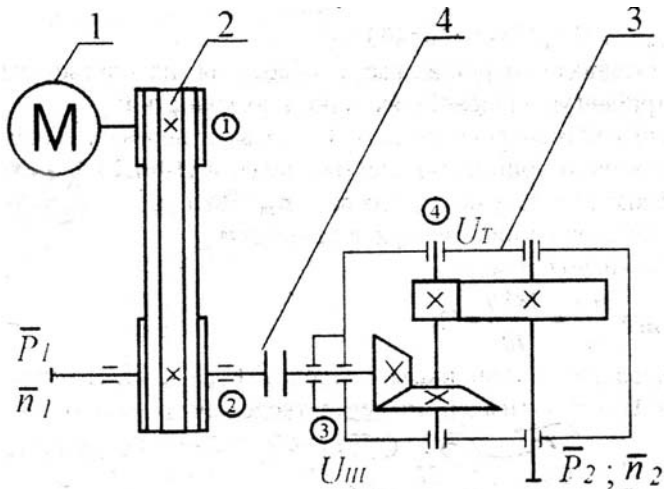


Рис. 2. Кінематична схема двопотокового привода

5.2.1. Вибір електродвигуна за потужністю:

Потрібна потужність електродвигуна (ф-ла (1)):

$$P_{ном} = \frac{P_1}{\eta_{зас.1}} + \frac{P_2}{\eta_{зас.2}} = \frac{1,3}{0,94} + \frac{6,8}{0,86} = 9,3 \text{ кВт}$$

Для обчислення загальних ККД силових потоків прийемо: ККД клинопасової передачі $\eta_{пас}=0,95$; ККД зубчастої циліндричної передачі $\eta_{з.ц}=0,98$; ККД зубчастої кінцевої передачі $\eta_{з.к}=0,97$; ККД пари підшипників кочення $\eta_{пш}=0,99$; ККД муфти $\eta_M=0,99$.

Загальний ККД першого потоку потужності (у потік входять пасова передача і пара підшипників кочення):

$$\eta_{заг.1} = \eta_{пас} \times \eta_{пш} = 0,95 \times 0,99 = 0,94.$$

Загальний ККД другого потоку потужності (у потік входять пасова передача, зубчата кінцева і циліндрична передача, муфта і чотири пари підшипників):

$$\eta_{\text{заг.2}} = \eta_{\text{пас}} \times \eta_{\text{з.к}} \times \eta_{\text{з.ц}} \times \eta_{\text{пп}}^4 \times \eta_{\text{м}} = 0,95 \times 0,97 \times 0,98 \times 0,994 \times 0,99 = 0,86$$

За потужністю підходять електродвигуни (табл. 2), які мають потужність $P_{\text{дв}} = 11$ кВт.

5.2.2. Вибір електродвигуна за частотою обертання

Для привода, що розглядається, передаточне відношення конічно-циліндричного редуктора у наявному вигляді є завданням:

$$U_{\text{ред}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{400}{35} = 11,43$$

Таким чином, межі інтервалу очікуваних частот обертання електродвигуна слід визначити за максимальним і мінімальним значенням передаточного відношення клинопасової передачі:

$$U_{\text{пас}}^{\text{max}} = 4; U_{\text{пас}}^{\text{min}} = 2 \text{ (табл.4)}$$

$$n_{\text{max}} = n_1 \times U_{\text{пас}}^{\text{max}} = 400 \times 4 = 1600 \text{ об/хв.}$$

$$n_{\text{min}} = n_1 \times U_{\text{пас}}^{\text{min}} = 400 \times 2 = 800 \text{ об/хв.}$$

Цьому інтервалу задовольняють електродвигуни 4A132M4Y3, у якого $P_{\text{дв}} = 11$ кВт, $n_{\text{дв}} = 1460$ об/хв і 4A160S6Y3, у якого $P_{\text{дв}} = 11$ кВт, $n_{\text{дв}} = 975$ об/хв.

Оскільки перевагу рекомендується надавати більш швидкісному двигуну, остаточно прийемо типорозмір 4A132M4Y3, з потужністю $P_{\text{дв}} = 11$ кВт і частотою обертання $n_{\text{дв}} = 1460$ об/хв.

5.2.3. Кінематичний розрахунок привода

Загальне передаточне відношення привода:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_2} = \frac{1460}{35} = 41,71$$

Передаточне відношення пасової передачі:

$$U_{\text{пас}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_1} = \frac{1460}{400} = 3,65$$

Передаточне відношення тихохідної ступені редуктора (зубчаста циліндрична передача) [3, 4]:

$$U_{\text{з.ц}} = 1,1 \sqrt{U_{\text{ред}}} = 1,1 \sqrt{11,43} = 3,72$$

Передаточне відношення швидкохідної ступені редуктора (зубчаста кінцева передача):

$$U_{з.к} = \frac{U_{ред}}{U_{з.ц}} = \frac{11,43}{3,72} = 3,07$$

Частоти обертання валів приводу (нумерація валів вказана на рис.2):

$$n_1 = n_{дв} = 2880 \text{ об/хв.};$$

$$n_2 = n_1 / U_{пас} = 1460 / 3,65 = 4000 \text{ об/хв. (співпадає з заданою } n_1);$$

$$n_3 = n_2 = 400 \text{ об/хв. (вали 2 і 3 з'єднані муфтою);}$$

$$n_4 = n_3 / U_{з.к} = 400 / 3,07 = 130,3 \text{ об/хв.};$$

$$n_5 = n_4 / U_{з.ц} = 130,3 / 3,72 = 35 \text{ об/хв. (співпадає з заданою } n_2).$$

5.2.4. Силовий розрахунок привода

Потужності, що передаються валами привода

$$P_1 = P_{пот} = 9,3 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_{пас} \times \eta_{мп} = 9,3 \times 0,95 \times 0,99 = 8,75 \text{ кВт.}$$

З цього вала частина потужності, що належить першому потоку потужності ($P_1 = 1,3$ кВт), знімається з вала привода, а решта ($P_n = P_2 - P_1 = 8,75 - 1,3 = 7,45$ кВт) передається на редуктор, з урахуванням втрат потужності у муфті і підшипниковій парі:

$$P_3 = P_n \times \eta_m \times \eta_{мп} = 7,45 \times 0,99 \times 0,99 = 7,3 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \times \eta_{з.к} \times \eta_{мп} = 7,3 \times 0,97 \times 0,99 = 7 \text{ кВт};$$

$$P_5 = P_4 \times \eta_{з.ц} \times \eta_{мп} = 7 \times 0,98 \times 0,99 = 6,8 \text{ кВт (співпадає з заданим } P_2).$$

Обертальні моменти, що діють на валах привода:

$$T_1 = 9550 \times P_1 / n_1 = 9550 \times 9,3 / 1460 = 60,8 \text{ Нм};$$

$$T_2 = 9550 \times P_2 / n_2 = 9550 \times 8,75 / 4000 = 209 \text{ Нм};$$

$$T_3 = 9550 \times P_3 / n_3 = 9550 \times 7,3 / 400 = 174,3 \text{ Нм};$$

$$T_4 = 9550 \times P_4 / n_4 = 9550 \times 7 / 130,3 = 513 \text{ Нм.}$$

$$T_5 = 9550 \times P_5 / n_5 = 9550 \times 6,8 / 35 = 1855 \text{ Нм.}$$

Питання для самоконтролю

1. Які вузли входять до складу привода машини?
2. З якою метою застосовують передачі в машинах?
3. У чому полягає різниця між передачами з використанням сил тертя та передачами зачеплення?
4. У чому полягає різниця між передаточним відношенням та передаточним числом?
5. Що таке редуктор, мультиплікатор, коробка швидкостей, варіатор?
6. Якими основними параметрами характеризують механічні передачі?

Список літератури

1. Деталі машин та основи конструювання: методичні вказівки та завдання до курсового проекту для студентів механічних спеціальностей усіх форм навчання / С.Л. Панов, В.І. Косенко. – К.: ДЕТУТ, 2012. – 20 с.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. – 3-є видання, стереотипне. – Львів: «Новий світ - 2000», 2007. – 252 с.
4. Шевченко С.В. Детали машин. Расчеты, конструирование, задачи: Учебное пособие. – К.: Кондор, 2008. – 492 с.

Навчально-методичне видання

Панов Сергій Львович
Косенко Віталій Іванович

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для самостійної роботи студентів щодо виконання розрахунково-графічних робіт та курсового проекту спеціальностей «Вагони та вагонне господарство», «Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання

Відповідальний за випуск – *Косенко В.І.*

Редактор *Пономаренко Л.В.*

Макет і верстка *Андрієнка В.О.*

Підписано до друку 17.03.2013. Формат паперу 60 x 84/16. Папір – офсетний.
Друк – на ризографі. Замовлення № 4/13. Тираж 40 прим.

Надруковано у Редакційно-видавничому відділі Державного економіко-технологічного університету транспорту
03049, м.Київ – 049, вул. М. Лукашевича, 19