

**О. В. Калайдо,
О. М. Грицишина**

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

Міністерство освіти і науки України
Державний заклад
«Луганський національний університет
імені Тараса Шевченка»

**О. В. Калайдо,
О. М. Грищишина**

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

*Методичні рекомендації до виконання курсової
роботи для студентів спеціальності «Професійна
освіта» напрямку підготовки «Технологія виробів
легкої промисловості» усіх форм навчання*

Луганськ
ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка»
2012

УДК [620.17+621.01+621.81](076.5)
ББК 30.121р3+34.412р3+34.44р3
К59

Рецензенти :

Лєві Л. І. – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри фізико-математичних дисциплін Луганського національного аграрного університету

Рєвякіна О. О. – кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерно-педагогічних дисциплін Луганського національного університету імені Тараса Шевченка

Родіонова Н. М. – кандидат педагогічних наук, старший викладач кафедри інженерно-педагогічних дисциплін Луганського національного університету імені Тараса Шевченка.

Калайдо О. В.

К59 Прикладна механіка : метод. реком. до вик. курс. роботи для студ. спец. «Професійна освіта» напрямку підготовки «Технологія виробів легкої промисловості» усіх форм навчання / О. В. Калайдо, О. М. Грицишина ; Держ. закл. «Луган. нац. ун-т імені Тараса Шевченка». – Луганськ : Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2012. – 123 с.

Методичні рекомендації до виконання курсової роботи з дисципліни «Прикладна механіка» містять відомості про структуру, правила оформлення та порядок виконання курсової роботи.

Рекомендовано для студентів 3 – 4 курсів спеціальності «Професійна освіта» профілю підготовки «Технологія виробів легкої промисловості» денної та заочної форм навчання, може бути використаний студентами інших спеціальностей при вивченні дисциплін «Прикладна механіка» і «Деталі машин».

УДК [620.17+621.01+621.81](076.5)
ББК 30.121р3+34.412р3+34.44р3

*Рекомендовано до друку навчально-методичною радою
Луганського національного університету імені Тараса Шевченка
(протокол № 2 від 26 вересня 2012 року)*

© Калайдо О. В., Грицишина О. М., 2012
©ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2012

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Питання курсу.....	6
Структура та оформлення курсової роботи.....	10
<i>Розділ I. Приводи машин легкої промисловості.....</i>	<i>11</i>
1.1. Транспортувальні машини легкої промисловості та їх приводи.....	11
1.2. Теоретичні основи силового і кінематичного розрахунку приводів.....	21
1.3. Приклад силового і кінематичного розрахунку привода.....	23
<i>Розділ II. Розрахунок зубчастих і черв'ячних передач.....</i>	<i>26</i>
2.1. Загальні відомості про механічні передачі.....	26
2.2. Циліндричні передачі та редуктори.....	27
2.3. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі.....	29
2.4. Конічні передачі та редуктори.....	34
2.5. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі.....	35
2.6. Черв'ячні передачі та редуктори.....	40
2.7. Приклад розрахунку черв'ячної передачі.....	42
<i>Розділ III. Передачі з гнучкими в'язями.....</i>	<i>47</i>
3.1. Загальні відомості про ланцюгові передачі.....	47
3.2. Приклад розрахунку ланцюгової передачі.....	49
3.3. Загальні відомості про пасові передачі.....	52
3.4. Приклад розрахунку пасової передачі.....	53
<i>Розділ IV. Розрахунок валів.....</i>	<i>56</i>
4.1. Вивчення конструкцій опорних вузлів редукторів.....	56
4.2. Загальні відомості про підшипники кочення.....	58
4.3. Загальні відомості про шпонкові з'єднання.....	62
4.4. Методика розрахунку валів.....	63
4.5. Приклад розрахунку вала циліндричного редуктора.....	67
4.6. Вибір та перевірка підшипників.....	74
<i>Розділ V. Графічна частина.....</i>	<i>76</i>
5.1. Вимоги до виконання графічної частини.....	76
5.3. Приклади виконання графічної частини.....	77
Вибір завдання до курсової роботи.....	83
Завдання до курсової роботи.....	84
Список використаної літератури.....	94
Додатки.....	95

ВСТУП

Комплексна дисципліна «Прикладна механіка» є останньою загальнотехнічною дисципліною для студентів напряму підготовки «Технологія виробів легкої промисловості», вона включає в себе три фундаментальні науки – «Опір матеріалів», «Теорію механізмів і машин» та «Деталі машин і основи конструювання». Вивчення теоретичного матеріалу закінчується виконанням курсової роботи по останній частині дисципліни. В курсовій роботі студенти виконують кінематичний і силовий розрахунок приводів машин легкої промисловості, повний розрахунок редуктора і передач (ланцюгової або пасової), що входять до складу привода.

Курсова робота з прикладної механіки є першою самостійною науково-конструкторською роботою студентів спеціальності «Професійна освіта» напряму підготовки «Технологія виробів легкої промисловості». При її виконанні студенти набувають навички розв'язання складних технічних задач і самостійного прийняття рішень, практичного використання лекційного матеріалу в галузі конструювання деталей, вузлів і машин в цілому. Конструювання являє собою творчий пошук оптимального варіанту структури машини, матеріалів, форм і розмірів деталей, а також встановлення взаємозв'язків різних елементів для реалізації вимог технічного завдання з урахуванням сучасного стану науки та техніки.

Мета методичних рекомендацій до виконання курсової роботи з дисципліни «Прикладна механіка» – створити умови для якісного самостійного виконання курсової роботи, надати у системному вигляді необхідні теоретичні відомості, повний алгоритм розрахунків, забезпечити студентів довідниковим матеріалом у повному обсязі. Для цього на початку методичних рекомендацій подано стислий огляд сучасних машин легкої промисловості та їх приводів. Далі наведено теоретичний матеріал щодо об'єктів проектування та приклади розрахунків елементів привода, які можуть зустрітися в процесі виконання курсової роботи.

В *першому розділі* методичних рекомендацій проведено аналіз конструкції приводів транспортувальних машин підприємств легкої промисловості, виявлені їх спільні риси. За результатами аналізу розроблені завдання на курсове проектування. Крім того, представлена методика розрахунку приводів транспортувальних машин та подано її обґрунтування, наведено приклад розрахунку привода стрічкового конвеєра.

Другий розділ містить теоретичні основи розрахунку зубчастих і черв'ячних передач, в ньому наведено детальні приклади розрахунку циліндричних, конічних та черв'ячних передач.

Третій розділ присвячено питанням розрахунку передач з гнучкими в'язями, виконано розрахунок ланцюгової та пасової передач приводів.

В *четвертому розділі* детально розглянуто методику розрахунку валів механічних передач, наведено і обґрунтовано спрощений алгоритм побудови епюр, усі теоретичні викладки супроводжуються прикладами розрахунків.

Останній розділ присвячений питанням виконання та оформлення графічної частини курсової роботи, дані загальні рекомендації, наведено приклади виконання креслень.

Дані методичні рекомендації є результатом студентської наукової роботи «Розробка навчально-методичного забезпечення дисципліни «Прикладна механіка» студентки 3 курсу спеціальності «Професійна освіта. Технологія виробів легкої промисловості» Грицишиної Олени, якою виконані усі розрахунки. Теоретична частина та завдання до курсової роботи складені науковим керівником студентської роботи Калайдо О.В.

ПИТАННЯ КУРСУ
Частина 1. «Опір матеріалів»
Модуль 1

1. Основні гіпотези опору матеріалів.
2. Поняття деформації, її види.
3. Механічні властивості матеріалів.
4. Зовнішні сили, їх класифікація.
5. Метод перерізів. Внутрішні сили в перерізі.
6. Повне, нормальне і дотичне напруження, види напруженого стану в точці. Тензор напружень.
7. Об'єкти дослідження в курсі опору матеріалів.
8. Закон Гука. Модуль пружності першого роду (модуль Юнга).
9. Діаграма розтягу-стиску конструкційних матеріалів, її характерні точки. Головні характеристики міцності.
10. Коефіцієнт запасу міцності. Підбір оптимального перерізу.
11. Загальні поняття про теорії міцності, області їх застосування.
12. Геометричні характеристики плоских перерізів.
13. Явище зсуву, закон Гука для зсуву. Модуль пружності другого роду.
14. Розрахунок на міцність при зсуві.
15. Потенціальна енергія деформації при крученні.
16. Побудова епюр напружень, крутних моментів і кутів закручування.

Модуль 2

17. Внутрішні силові фактори у поперечних перерізах балки при згині.
18. Побудова епюр поперечних сил і згинаючих моментів.
19. Головні напруження при згині. Раціональні перерізи балок.
20. Диференціальне рівняння зігнутої осі балки.
21. Методи визначення деформацій балок при згині.
22. Потенціальна енергія при різних видах деформацій.
23. Теореми про взаємність робіт і переміщень.
24. Статично невизначні балки та рами. Вибір основної системи.
25. Косий згин, загальні відомості.
26. Одночасна дія згину і розтягу (стиску).
27. Позацентричний розтяг або стиск, ядро перерізу.
28. Одночасна дія згину і кручення, результуючі моменти. Побудова епюр складного згину.
29. Розрахунок валів, які одночасно працюють на згин і кручення.
30. Поняття про стійкість стиснених стержнів. Критична сила, формула Ейлера для критичної сили.
31. Динамічна дія навантажень. Сили інерції при рівноприскореному русі.

32. Пружні коливання. Вільні і вимушені коливання.
33. Критична швидкість обертання валу.
34. Явище втоми матеріалів, природа втомного руйнування.
35. Загальні характеристики циклу, границя витривалості, коефіцієнт запасу.

Частина 2. «Теорія механізмів і машин»

Модуль 3

36. Структура дисципліни ТММ, її місце в інженерній освіті.
37. Основні види механізмів, їх функціональна класифікація.
38. Кінематичні ланцюги. Групи Ассура та їх класифікація.
39. Структурний аналіз плоских механізмів. Класифікація механізмів.
40. Метод побудови планів швидкостей і прискорень. Аналітичні методи аналізу механізмів.
41. Методи побудови кінематичних графіків переміщень і їх графічне диференціювання і інтегрування.
42. Статика і динаміка машин. Класифікація машин.
43. Механізм і машина. Сили, що діють в машинах.
44. Класифікація сил. Визначення сил інерції.

Модуль 4

45. Силове дослідження двоповідкових груп і ведучої ланки механізмів другого класу.
46. Принцип можливих переміщень при визначенні зрівноважених сили та моменту. Важіль Жуковського.
47. Кут і конус тертя. Тертя в поступальних і обертових кінематичних парах.
48. Тертя при коченні. Тертя в роликівих та кулькових підшипниках.
49. Коефіцієнт корисної дії в машинах і механізмах при різноманітних конструктивних виконаннях.
50. Визначення моменту інерції маховика. Регулювання руху машин. Коефіцієнт регулювання швидкості.
51. Зрівноваження і балансування обертових мас. Статичне і динамічне балансування.
52. Види і режими навантажень.

Частина 3. «Деталі машин»

Модуль 5

53. Основні критерії працездатності: міцність, зносостійкість, теплостійкість, жорсткість, вібробостійкість, стійкість при ститску.
54. Матеріали, що використовуються у машинобудуванні. Зміцнення матеріалів, корозія та старіння.
55. Класифікація з'єднань. Роз'ємні та нероз'ємні з'єднання. Основні характеристики.

56. Сфери застосування роз'ємних з'єднань, їх переваги і недоліки.
57. Несуча спроможність циліндричних з'єднань з натягом при навантаженні осьовою силою, крутним та згинаючим моментами.
58. Розрахунок потрібного натягу. Міцність з'єднання. Розрахункові та технологічні натяги.
59. Зварні з'єднання, сфери застосування та роль в машинобудуванні. Основні види зварювання.
60. Конструкція зварних швів, їх розрахунки на міцність.
61. Основні поняття про заклепкові з'єднання, сфери їх застосування та класифікація.
62. Типові конструкції заклепкових з'єднань, конструктивні співвідношення та розрахунки на міцність.
63. Нормативи на допустимі напруження в заклепках, запаси міцності.
64. Різьби, їх класифікація різьб та основні параметри.
65. Гвинти. Захист з'єднань від розгвинчування. Матеріали для виготовлення гвинтів і гайок.
66. Взаємодія гвинта і гайки. ККД гвинтової пари. Розрахунки гвинтових з'єднань залежно від конструкції та навантаження.
67. Вибір запасу міцності залежно від умов роботи, матеріалу, технології. Конструкторські та технологічні способи підвищення витривалості гвинтових з'єднань.
68. Основні типи шпонок. Сфери їх застосування та стандарти.
69. Розрахунок шпонкових з'єднань. Допустимі напруги.
70. Шліцові з'єднання. Сфери застосування та розрахунок на міцність.
71. Профільні з'єднання, їх конструкції та сфери застосування.
72. Призначення і роль передач в машинах. Принципи роботи та класифікація механічних передач.
73. Сфери застосування пасових передач. Різновиди пасових передач. Види пасів.
74. Геометрія та кінематика пасових передач. Сили та напруги в пасах. Конструкція шківів. Клинові варіатори.
75. Ланцюгові передачі. Матеріали, вибір основних параметрів. Кінематика ланцюгових передач.
76. Критерії працеспроможності та розрахунки ланцюгових передач.

Модуль 6

77. Циліндричні зубчасті передачі, класифікація та сфери їх застосування.
78. Матеріали та методи зміцнювання циліндричних передач. Причини виходу зі строю та критерії працездатності. Циліндричні евольвентні зубчасті колеса.

79. Розрахунок зубів евольвентних прямозубих, косозубих, шевронних циліндричних передач.
80. Сили, що діють на вали і осі циліндричних зубчастих передач. Експлуатація зубчастих передач.
81. Конічні зубчасті передачі з прямолінійними тангенціальними зубами. Загальні відомості з геометрії конічних зачеплень. Сфери застосування.
82. Особливості розрахунків на міцність конічних передач, сили, що діють на вали і осі. Конструкція конічних коліс.
83. Черв'ячні передачі, основні поняття. Сфери їх застосування та класифікація.
84. Кінематика і геометрія черв'ячних передач, їх основні параметри. Критерії працездатності, експлуатаційні матеріали і порядок розрахунків.
85. Сили, що діють в зачепленні черв'ячних передач, допустимі напруження. ККД черв'ячних передач.
86. Тепловий розрахунок черв'ячних передач, їх штучне охолодження.
87. Осі та вали. Матеріали для виготовлення валів і осей.
88. Розрахункові навантаження та розрахункові схеми. Розрахунок валів на міцність і жорсткість.
89. Проектування валів. Ефективні коефіцієнти концентрації напруги.
90. Підшипники ковзання. Загальні відомості та основні характеристики. Сфери застосування підшипників.
91. Основні параметри підшипників ковзання. Матеріали та конструкції. Критерії працездатності. Коефіцієнт тертя.
92. Підшипники кочення. Загальні відомості та основні характеристики. Сфери застосування.
93. Кінематика підшипників кочення. Підбір підшипників кочення. Система умовних позначок.
94. Муфти та з'єднання валів. Класифікація муфт та їх призначення.
95. Редуктори, їх призначення та класифікація.
96. Одноступінчасті редуктори: циліндричні, конічні і черв'ячні. Порівняльна характеристика одноступінчастих редукторів.
97. Двоступінчасті редуктори, основні схеми та експлуатаційні характеристики.
98. Розбивка передаточного відношення за ступенями редуктора.
99. Варіатори, їх призначення та класифікація.
100. Методика розрахунку варіаторів.

СТРУКТУРА ТА ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсова робота з дисципліни «Прикладна механіка» складається з пояснювальної записки та графічної частини.

Пояснювальна записка – аналітична частина курсового проекту, в якій згідно технічного завдання розраховуються параметри елементів привода. Пояснювальна записка виконується вручну на аркушах формату А4 з малою рамкою (велика рамка тільки на перших аркушах розділів) і має наступну структуру:

- титульний аркуш – стандартної форми, його зразок наведено в *Додатку 1*;
- технічне завдання – містить вихідні дані до розрахунку, схему привода, обов'язково підписується викладачем при видачі завдання на курсову роботу. Зразок бланку технічного завдання наведено в *Додатку 2*;
- вступ – стислі теоретичні відомості відносно призначення та конструкції привода, що проектується, характеристика типу редуктора, який входить до складу привода, відомості про його конструкцію та умови експлуатації, порівняння з іншими типами редукторів. Об'єм вступу не повинен перевищувати 1 аркуша;
- кінематичний і силовий розрахунок привода – за вихідними даними визначається загальне передаточне число привода та його окремих елементів, обирається електричний двигун, проводяться розрахунки силових і кінематичних параметрів на валах привода;
- розрахунок передачі зачепленням – у повному обсязі виконуються проектний та перевірочний розрахунки циліндричної, конічної або черв'ячної передачі редуктора;
- розрахунок передачі з гнучкою в'яззю – проектний та перевірочний розрахунки пасової або ланцюгової передачі;
- розрахунок валів – визначення геометричних розмірів швидкохідного і тихохідного валів редуктора шляхом побудови епюр моментів на валах та знаходження небезпечного перерізу; вибір підшипників та шпонкових з'єднань за розмірами валів; дослідження втомної міцності та визначення коефіцієнта запасу міцності;
- змащування редуктора – вибір системи змащування, типу та кількості мастильних матеріалів, обґрунтування обраних величин;
- список використаної літератури.

Графічна частина включає в себе складальне креслення редуктора на листі формату А1 і специфікацію до нього (див. *Додаток 3*). Креслення виконується олівцем або на комп'ютері з використанням програми COMPAS.

РОЗДІЛ І. ПРИВОДИ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

1.1. Транспортувальні машини легкої промисловості та їх приводи

Сучасне масове виробництво неможливе без транспортуючих машин, адже в наш час лише на підприємствах легкої промисловості працюють кілька десятків тисяч конвеєрів різних типів. Перед розв'язанням комплексної інженерної задачі – виконання курсової роботи – слід детально ознайомитись з типами і конструкціями сучасних транспортуючих машин легкої промисловості та їх приводів, які саме і розраховуються в даній курсовій роботі.

Стрічкові конвеєри

Це найбільш поширений завдяки своїй простоті, дешевизні та надійності тип транспортуючих машин, який використовується для безперервного транспортування сипучих та штучних вантажів. В легкій промисловості їх використовують для транспортування матеріалів (тканин в рулонах, шкіри), подачі на робочі місця заготовок, прибирання відходів, а також переміщення сажі, каоліну тощо.

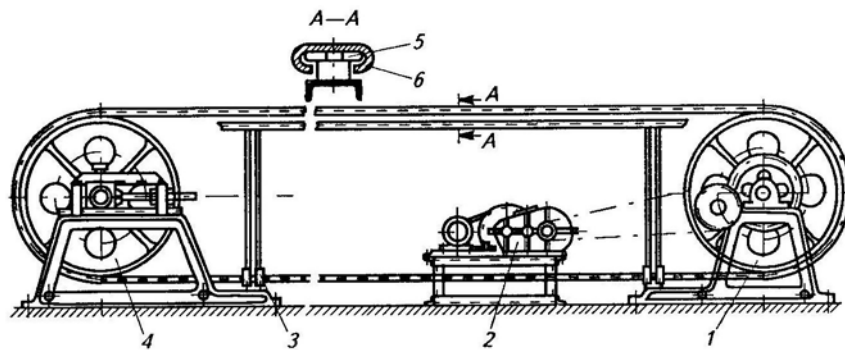


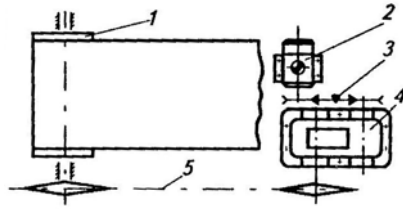
Рис. 1.1. Схема стрічкового конвеєра: 1 – приводний шків; 2 – привод; 3 – стійки; 4 – натяжний шків; 5 – металеві напрямні; 6 – верхня гілка стрічки

Стрічкові конвеєри можуть бути горизонтальним (рис. 1.1) або мати підйом по всій довжині чи на якійсь частині. Кут підйому залежить від роду вантажу, що транспортується, проте не може перевищувати 45° . Найбільш оптимальним є кут, який на $5...10^\circ$ менше від кута тертя матеріалу о поверхню стрічки.

Перевагами стрічкових конвеєрів, як зазначалося вище, є їх надійність, висока продуктивність, простота в конструкції, а також зручність в експлуатації та невеликі витрати енергії. До **недоліків** слід віднести значну вартість стрічки (до 60% від вартості конвеєра),

відносно малу довговічність, на яку негативно впливають оточуюче середовище, пил від легких сипучих вантажів та їх розсипання вздовж траси конвеєра.

Призначення привода – приведення до руху тягового елемента конвеєра і вантажу. Привод зазвичай компонується з двигуна, редуктора, муфти, ланцюгової або пасової передачі, приводного барабана та апаратури пуску (рис. 1.2). На підприємствах легкої



промисловості для створення рушійних сил використовують асинхронні трифазні електричні двигуни серії 4А.

Рис. 1.2. Схема привода стрічкового конвеєра: 1 – приводний барабан; 2 – електричний двигун; 3 – пасова передача; 4 – редуктор; 5 – ланцюгова передача

В приводах використовують циліндричні горизонтальні двоступінчасті, планетарні двоступінчасті та черв'ячні одноступінчасті редуктори загального призначення. Якщо до складу привода входить пасова передача, то її встановлюють безпосередньо після електричного двигуна, а відкриту зубчасту і ланцюгову передачі – між редуктором і барабаном конвеєра. В приводах похилих стрічкових конвеєрів використовують гальмівні пристрої, храпові колеса застосовують для швидкої зупинки конвеєра.

Пластинчасті конвеєри

Дані конвеєри безперервної дії переміщують вантажі на настилі, утвореному з пластин, жорстко закріплених до гнучкого тягового елемента (рис. 1.3). Вони складніше, важче і дорожче за стрічкові, застосовують їх коли за якихось причин неможливе або обмежене використання останніх (транспортування штучних вантажів з гострими кромками, які можуть пошкодити гумову стрічку). Найпоширенішими є вертикальні замкнені конвеєри з прямолінійними трасами.

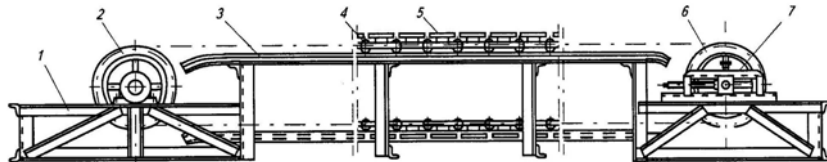


Рис. 1.3. Схема пластинчастого конвеєра: 1 – металева рама; 2 – приводні зірочки; 3 – напрямні; 4 – тяговий елемент ланцюга; 5 – пластини; 6 – натяжні зірочки; 7 – гвинтова натяжна станція

Пластинчасті конвеєри класифікують за матеріалом та конструкцією настилу, конфігурацією траси та призначенням. Так настил може бути металевим, пластмасовим або дерев'яним в залежності від вантажу, що транспортується. Пластинчасті конвеєри поділяються на такі, що призначені для транспортування штучних вантажів (безбортові плоскі та хвилясті), круглих вантажів (безбортові) і насипних вантажів (бортові хвилясті).

Хвилястий профіль пластин виконується для збільшення жорсткості та кута нахилу конвеєра. При великих кутах нахилу використовують настили з поперечними ребрами жорсткості, що утримують вантажі від зсуву. В якості тягового елемента використовують ланцюги різних типів і конструкцій завдяки простоті їх з'єднання і заміни деталей, малому пружному подовженню та надійності передачі тягового зусилля.

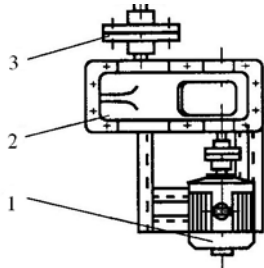


Рис. 1.4. Схема привода пластинчастого конвеєра: 1 – електричний двигун; 2 – редуктор; 3 – муфта

Передача тягового зусилля і рух ланцюга відбувається зачепленням, привідний вал отримує обертання від електричного двигуна через редуктор (рис. 1.4), а при малих швидкостях конвеєра ще й через додаткову зубчасту або ланцюгову передачу. Привод розташовують в місці траси, де натяг тягового елемента максимальний, тобто в кінці робочої гілки. При значних довжинах конвеєра встановлюють кілька приводів, проте на підприємствах легкої промисловості багатопривідні конвеєри майже не зустрічаються. Для запобігання навантаженої похилої ділянки полотна назад при вимкненні двигуна або порушенні кінематичних зв'язків привод комплектують гальмом.

Люлечні конвеєри

Люлечні конвеєри – транспортувальні машини, несучим елементом яких є шарнірно підвішені до ланцюгів люльки, що зберігають вертикальний напрямок незалежно від напрямку руху тягового елемента (рис. 1.5). Якщо транспортовані вантажі переміщуються у вертикальному і горизонтальному напрямках, такі машини називають люлечними конвеєрами, якщо тільки у вертикальному – то елеваторами. Такі конвеєри пересувають вантажі по складній трасі, передають вироби з одного кінця конвеєрної стрічки на інший, зберігаючи можливість проходження під конвеєром.

В шкіряному виробництві люлечні елеватори використовують для транспортування шкіри, у взуттєвому і швейному – вихідних матеріалів виробництва, комплектуючих деталей, напівфабрикатів і готової продукції.

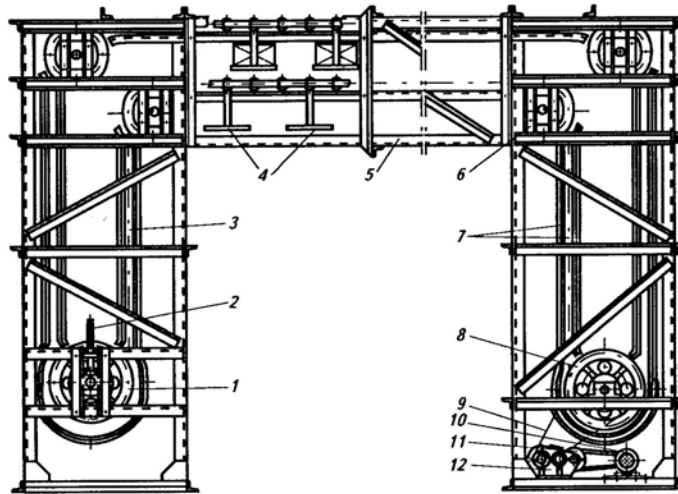


Рис. 1.5. Конструкція дволанцюгового люлечного конвеєра: 1 – натяжна зірочка; 2 – натяжний пристрій; 3 – втулково-катковий ланцюг; 4 – люльки; 5 – металева рама; 6 – поворотна зірочка; 7 – напрямні; 8 – привідна зірочка; 9 – ланцюгова передача; 10 – електричний двигун; 11 – пасова передача; 12 – циліндричний редуктор

Люлечні конвеєри та елеватори можуть бути одно- і двох ланцюговими, саму люльку кріплять консольно до однієї або двох сторін ланцюга. Такі конвеєри завантажують і розвантажують вручну або автоматично за допомогою спеціальних пристроїв. Зазвичай конвеєр завантажують при русі вгору, а розвантажують – при русі вниз.

Довжина люлечних конвеєрів може сягати 150 м, висота підйому – 30 м. В люлечних конвеєрах використовують редукторний привод з гальмом зворотного ходу ланцюга, який спрацьовує при перебоях з постачанням електричної енергії, коли ланцюг намагається переміститися назад під дією ваги вантажу, що підіймається.

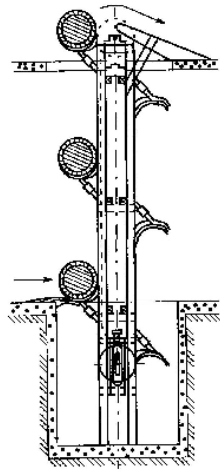
Поличні елеватори

Використовуються для подачі штучних вантажів (рулонів, ящиків, бочок) з однієї точки завантаження в одну точку розвантаження. Траса поличних елеваторів зазвичай складається з

вертикальних або похилих ділянок між поверхами або всередині технологічного обладнання.

За кількістю ланцюгів розрізняють:

- одноланцюгові полицні елеватори – призначені для підняття та опускання вантажів по вертикалі на полицях, шарнірно підвішених на осях ланцюга. В легкій промисловості такі елеватори транспортують рулони тканин, плівок, ящиків та штучних вантажів при швидкостях руху до 0,35 м/с;



- двохланцюгові полицні елеватори – їх конструкція схожа з конструкцією лопаточних конвеєрів, але несучим елементом є жорстко закріплена полка, форма і розміри якої відповідають формі та розмірам вантажу, що транспортується (рис. 1.6).

Рис. 1.6. Схема двохланцюгового полицного елеватора для транспортування бочок і рулонів

Візкові конвеєри

Використовуються головним чином для переміщення вантажів у швейній, взуттєвій та інших галузях легкої промисловості для передачі напівфабрикату в процесі виготовлення з одного робочого місця на інше. Візкові конвеєри в якості тягового елемента мають ланцюг, а в якості несучого – візок на катках, що рухається по замкнутому шляху.

Візкові конвеєри поділяють на горизонтально замкнені та вертикально замкнені (рис. 1.7), кожен з них можуть бути одноланцюговими та двохланцюговими. Крім того, вертикально замкнені можуть бути одно-, дво- і багатолінійними, а горизонтально замкнені – одно-, дво- і триярусними.

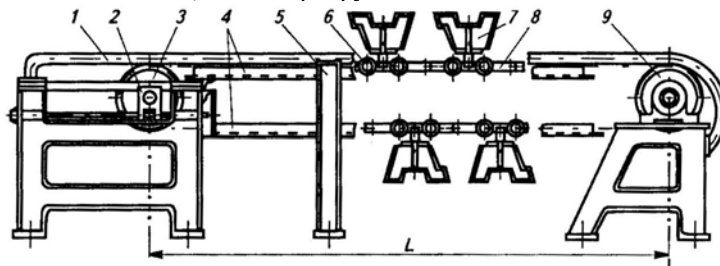


Рис. 1.7. Схема вертикально замкненого конвеєра: 1 – перила; 2 – натяжна станція; 3 – натяжні зірочки; 4 – напрямні; 5 – стійка; 6 – каретка; 7 – візок; 8 – тягові ланцюги; 9 – привідні зірочки.

За характером руху конвеєри бувають безперервної дії, пульсуючої дії, з вимушеним рухом візка (візок закріплений на осі) та з вільним циклом руху (візок прикріплюється до ланцюга за необхідності).

Візкові конвеєри встановлюють у цехах, насичених робочими місцями то різноманітним технологічним обладнанням, де малі габарити та компактність конструкції мають головне значення. Їх швидкість на підприємствах легкої промисловості невелика – від 0,2 до 2 м/хв. Вибір конкретної конструкції конвеєра залежить від технологічного процесу, виробів, що транспортуються, та планування цеху.

Привод візкового конвеєра (рис. 1.8) складається з варіатора швидкості, редуктора з великим передаточним числом (черв'ячного або планетарного) пасових, ланцюгових та зубчастих передач.

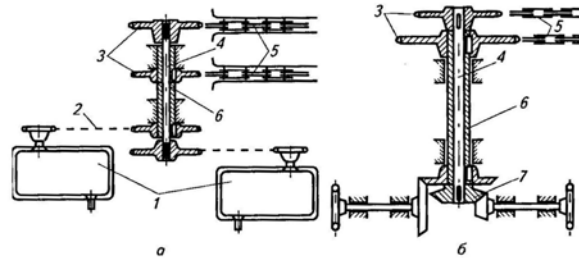


Рис. 1.8. Схема приводів візкових конвеєрів: *a* – багатолінійного, *б* – двоярусного; 1 – редуктори; 2 – ланцюгові передачі; 3 – привідні зірочки; 4 – суцільний приводний вал; 5 – тягові ланцюги; 6 – полий приводний вал; 7 – кінчні зубчасті передачі

Підвісні конвеєри

Підвісний конвеєр – транспортний пристрій у вигляді прямого шляху з каретками та підвісками різної форми і замкненим тяговим елементом. Він призначений для безперегрузочного транспортування вантажів (найчастіше – штучних виробів) по складній виробничій трасі, що проходить через увесь технологічний процес. За характером сполучення тягового елемента з вантажем, що транспортується, конвеєри поділяють на вантажонесучі, штовхаючі і тягнучі.

Підвісний вантажонесучий конвеєр (рис. 1.9, а) – завдяки вертикальним та горизонтальним поворотам може доставити та забрати вантаж із будь-якої точки цеха, переміщувати його між поверхами, проходити уздовж робочих місць на зручній висоті, не займаючи корисної площі та не заважаючи проходу та проїзду.

Привод такого конвеєра зазвичай встановлюють у найвищій точці безпосередньо після ділянки підйому, це дозволяє зробити втрати потужності по довжині траси мінімальними. Часто використовують багатоприводні конвеєри, оскільки при цьому зменшується тягове зусилля, навантаження на катки, підвісні шляхи та несучі металоконструкції.

Підвісний штовхаючий конвеєр (рис. 1.9, б) має два незалежних підвісних шляхи – ходовий і вантажний. Вантажні візки в окремих точках можуть від'єднуватись від тягового елемента і переміщуватися по непрямокутному вантажному шляхам, на яких вантаж піддається певним технологічним операціям.

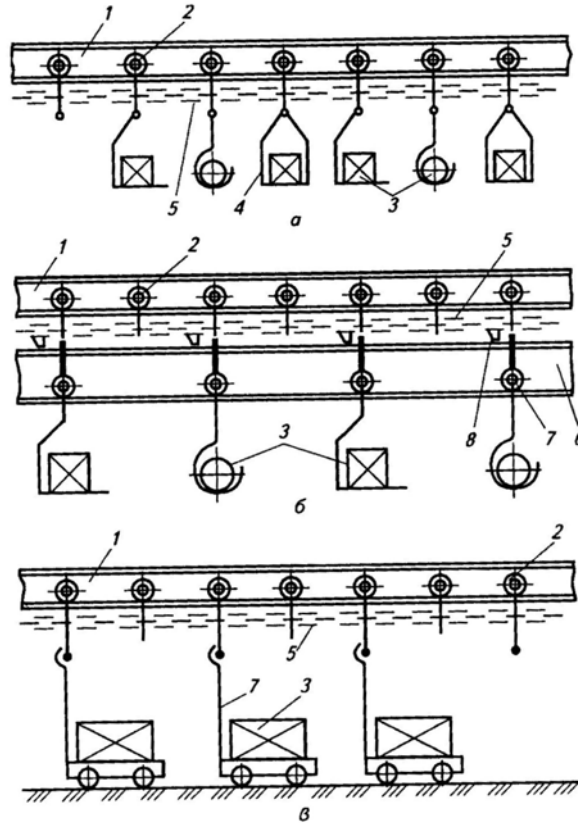


Рис. 1.9. Схеми підвісних конвеєрів: а – вантажонесучого; б – штовхаючого; в – тягнутого; 1 – напрямний шлях; 2 – каретка; 3 – вантаж; 4 – люлька; 5 – тяговий ланцюг; 6 – вантажний шлях; 7 – вантажний візок; 8 – штовхач

Тягучий підвісний конвеєр (рис. 1.9, в) – конвеєр, на якому під дією тягового елемента штучні вантажі транспортуються на колісному ході у візках. Самі візки рухаються по підлозі або покладених на ній напрямних шляхах, вони не прикріплені до тягового елемента, тому переміщуються за допомогою штовхача або захвату.

Окрім транспортних функцій підвісні конвеєри часто використовують для технологічних операцій миття, сушки та фарбування, для чого на трасі встановлюють відповідні камери, через які транспортується вантаж.

Гвинтові конвеєри

Гвинтовий конвеєр – пристрій, що транспортує матеріали жолобом за допомогою гвинта, що обертається (рис. 1.10). Використовуються для транспортування по горизонтальним, вертикальним або похилим жолобам сипучих та дрібношматкових вантажів, які не спресовуються щільну масу та не втрачають своїх властивостей при незначному подрібненні. Оскільки жолоб гвинтових конвеєрів легко герметизувати, то ними можна транспортувати шкідливі хімічні речовини.

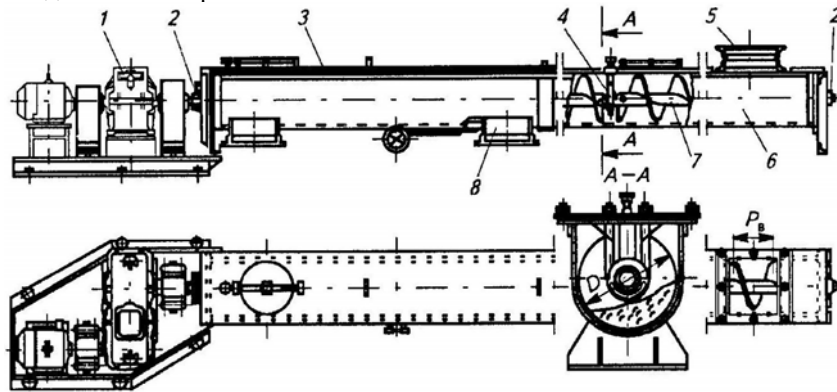


Рис. 1.10. Схема горизонтального гвинтового конвеєра: 1 – привод; 2 – кінцеві опори; 3 – кришка; 4 – проміжна опора; 5 – завантажувальний люк; 6 – нерухомий жолоб; 7 – гвинт; 8 – розвантажувальний пристрій

В легкій промисловості гвинтові конвеєри транспортують подрібнені дубителі, сухе вапно, хімікати, відходи виробництва, а також служать для змішування компонентів (при виробництві штучної та натуральної шкіри).

Перевагами гвинтових конвеєрів є їх компактність і простота конструкції, повне збереження пиловидного вантажу, невисока

вартість, простота в обслуговуванні і відсутність зовнішніх рухомих частин. До *недоліків* можна віднести невисокий ККД, малу довжину транспортування, часткове подрібнення вантажу, підвищений знос жолоба і гвинта (особливо при транспортуванні абразивних вантажів).

Привод гвинтового конвеєра складається з двигуна і редуктора, з'єднаних між собою і з валом конвеєра еластичною та зрівнювальною муфтами. Привод монтується на рамі, а головний підшипник розташовується з боку розвантажувального кінця конвеєра, аби гвинт працював на розтяг, а не на стиск.

Коливні конвеєри

Використовуються для транспортування насипних вантажів (окрім липких) на невеликі відстані, а також гарячих, отруйних та хімічно активних речовин за умов забезпечення повної герметичності їх переміщення. Коливні конвеєри представляють собою жолоб, який підвішений або спирається на нерухому раму і здійснює при цьому коливальний рух, в результаті чого вантаж переміщується в ньому. Характер руху вантажу визначається параметрами коливань жолоба. За режимом руху жолоба і вантажу коливні конвеєри поділяють на інерційні та вібраційні.

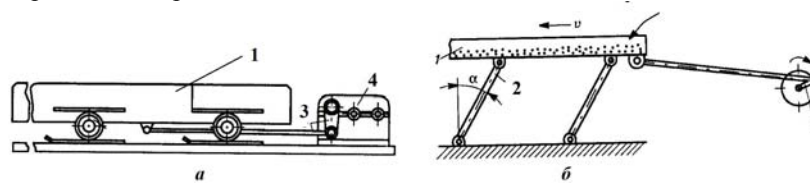


Рис. 1.11. Схема інерційних конвеєрів: а – з постійним тиском вантажу на жолоб; б – зі змінним тиском вантажу на жолоб; 1 – жолоб; 2 – стійка; 3 – кривошип; 4 – привод

Інерційний конвеєр з постійним тиском на жолоб (рис. 1.11, а) складається з жолоба, який спирається на катки і приводиться до руху кривошипно-шатунним механізмом від електричного двигуна через привод.

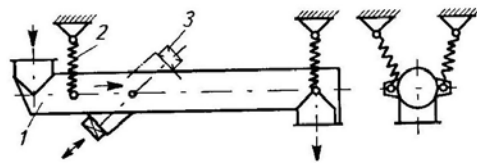
Жолоб здійснює прямолінійний поступальний рух, в якому його швидкість і прискорення змінюються за величиною і напрямком. На більшій частині прямого ходу швидкість жолоба плавно збільшується, потім різко спадає до нуля і змінює напрямок. На зворотному ході швидкість жолоба спочатку різко збільшується, а потім плавно спадає.

Інерційний конвеєр зі змінним тиском на жолоб (рис. 1.11, б) складається із сталевго жолоба, який розташований на пружних стійках і здійснює коливальний рух під дією кривошипно-шатунного механізму.

Кривошип обертається зі сталою швидкістю, надаючи жолобу однакові швидкості при прямому та зворотному ходах у напрямку, перпендикулярному стійкам. Пружні стійки акумулюють енергію, на прямому ході вони деформуються, запасаючи потенціальну енергію деформації, а на зворотному повертають її жолобу.

В інерційних конвеєрах вантаж відривається від жолоба і мікрокидками переміщується вздовж нього. Амплітуда коливань жолоба визначається радіусом кривошипа. Для руху часток вантажу вперед при прямому ході жолоба необхідно, аби сила тертя вантажу о його поверхню була менша від горизонтальної складової сили інерції.

Вібраційні конвеєри (рис. 1.12) використовуються для транспортування вантажу з його відривом від робочої поверхні. Жолоб



такого конвеєра здійснює коливання малої амплітуди (десяті долі міліметра) і високої частоти (до 3000 об/хв).

Рис. 1.12. Схема вібраційного конвеєра: 1 – жолоб; 2 – пружинні підвіски; 3 – електричний вібратор

Вібраційні конвеєри створюють прискорення, вертикальна складова яких більша за прискорення вільного падіння ($g \approx 9,81 \text{ м/с}^2$). При цьому частки вантажу в процесі руху постійно відриваються від жолоба, в результаті чого вантаж не кришиться і не пилить, а жолоб майже не спрацьовується. В якості збуджувачів коливань жолоба використовують інерційні, електромагнітні та ексцентрикові електровібратори. Останнім часом наряду з горизонтальними вібраційними конвеєрами поширення набувають і вертикальні, які переміщують вантаж по жолобу, що йде угору по гвинтовій лінії.

Швидкість транспортування вантажів залежить від їх густини, розмірів, форми, вологості, в'язко-пружних властивостей, коефіцієнта тертя між поверхнями контакту тощо. З найбільшою швидкістю транспортуються зернисті та шматкові матеріали (пісок, вугілля), з найменшою – пиловидні вантажі (шамот, цемент). Аби запобігти передачі вібраційних навантажень на несучі елементи будівель, їх монтують на пружинах або пружних підвісках.

Вібраційні конвеєри значно легші та економічніші за інші типи, наприклад при транспортуванні вантажів на середні відстані (більше 50 м) вони в 4 рази економічніші за гвинтові. До їх недоліків слід віднести значне падіння продуктивності при транспортуванні вантажів під кутом угору (окрім спеціальних вертикальних конвеєрів).

1.2. Теоретичні основи силового і кінематичного розрахунку приводів

Привод – пристрій для приведення у дію робочого органу машини. Завдяки простоті, дешевизні та високому ККД найбільш поширеним є механічний привод, розрахунок якого проводиться в даній курсовій роботі.

Сучасні машини легкової промисловості мають обертовий рух приводного вала, що дозволяє використовувати стандартні двигуни, муфти та механічні передачі. Приводи таких машин відносять до приводів загального призначення, класифікують їх за кількістю двигунів та ступенем їх використання:

- груповий – привод, у якому від одного двигуна за допомогою механічних передач приводять у дію кілька окремих робочих органів машини. Він має значні габаритні розміри, складну конструкцію і, як наслідок, низький ККД;
- однодвигунний – найпоширеніший тип привода, особливо в машинах з одним робочим органом;
- багатодвигунний – привод, поширений в складних машинах, що споживають велику кількість енергії (стрічкові конвеєри значної довжини), тому кожен робочий орган приводиться до дії окремим двигуном.

Вихідними характеристиками при розрахунку приводів є потужність на вихідному валу P_3 (колова сила F_3) та кутова швидкість обертання вихідного вала ω_3 (лінійна швидкість v_3). Наявність вказаних величин необхідна і достатня для виконання курсової роботи.

Якщо потужність на вихідному валу не задана у явному вигляді, знайти її можна по формулі

$$P_3 = F_3 v_3. \quad (1.1)$$

Для визначення необхідної потужності на вхідній ланці P_1 слід знайти *коефіцієнт корисної дії* (ККД) привода – величину, яка характеризує ступінь досконалості даної машини чи механізму. Загальний ККД привода знаходиться як добуток ККД окремих його частин, в яких втрачається частина потужності через тертя та нагрів

$$\eta_{заг} = \prod_{i=1}^n \eta_i = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (1.2)$$

де n – кількість структурних частин привода (муфти, підшипники, механічні передачі тощо). Величини η_i мають інтервали дозволених значень, які наведено в *Додатку 4*.

Знаючи загальний ККД привода можна знайти необхідну потужність на його вході

$$P_1 = \frac{P_3}{\eta_{заг}}. \quad (1.4)$$

За значенням необхідної потужності P_1 обирають найближчий більший за потужністю трифазний електричний двигун по *Додатку 25*

$$P_{ед} \geq P_1.$$

Допускається невелике перевантаження (5%) обраного електричного двигуна, тобто його потужність може бути меншою за необхідну

$$\Delta_p = \frac{P_1 - P_{ед}}{P_1} \cdot 100\% \leq 5\%.$$

Також не допускається значне недовантаження двигуна (понад 20%) оскільки в такому випадку має місце неефективне використання обладнання.

Визначивши потужність двигуна, слід обрати конкретну його марку, адже двигуни кожної потужності виконуються на чотири синхронні частоти обертання (750, 1000, 1500 і 3000 об/хв). Збільшення синхронні частоти обертання двигуна призводить до збільшення його габаритів та маси, а отже – і його вартості.

Для визначення марки електричного двигуна слід визначити загальне **передаточне число** привода – безрозмірну величину, яка показує, у скільки разів частота обертання вхідного вала більша за частоту обертання вихідного вала. Передаточне число u завжди додатне, більше або дорівнює одиниці, воно є добутком передаточних чисел елементів привода, що змінюють кінематичні характеристики

$$u_{пр} = \prod_{i=1}^k u_i = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_k. \quad (1.5)$$

З економічної точки зору найбільш вигідним є використання двигуна з найменшою частотою обертання, тому спершу слід перевірити можливість використання двигуна з синхронною частотою обертання $n = 750$ об/хв. Для цього знайдемо необхідну частоту обертання вихідного вала

$$n_3 = \frac{30\omega_3}{\pi}, \quad (1.6)$$

після чого слід перевірити умову

$$u_{пр} = \frac{n_{ед}}{n_3} = \frac{750}{n_3} \geq 3. \quad (1.7)$$

Якщо умова (1.7) виконується, то даний двигун задовольняє умовам роботи привода, у протилежному випадку слід перевірити на дану умову наступний за частотою обертання двигун. Після вибору марки

двигуна передаточне число привода розбивають за ступенями, для чого слід задати передаточне число передачі з гнучкими в'язями (пасової або ланцюгової)

$$u_{zn} = 1,5 \dots 2,$$

після чого з формули (1.5) визначити передаточне число редукторної передачі

$$u_{ред} = \frac{u_{пр}}{u_{zn}},$$

а отримане значення округлити до найближчого стандартного значення. Після цього по формулі (1.5) визначають фактичне передаточне число привода $u_{ф}$.

Кінематичний розрахунок привода – полягає у визначенні кінематичних характеристик привода, а саме частот обертання n_i та кутових швидкостей ω_i усіх валів привода

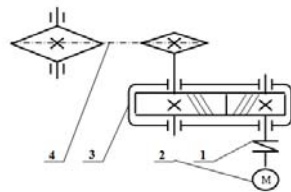
$$n_{i+1} = \frac{n_i}{u_i}; \quad \omega_{i+1} = \frac{\omega_i}{u_i}. \quad (1.7)$$

Силовий розрахунок привода – полягає у визначенні силових характеристик привода, а саме моментів T_i та потужностей P_i на валах

$$T_{i+1} = T_i u_i \eta_i; \quad P_{i+1} = P_i \eta_i. \quad (1.8)$$

Отримані при силовому та кінематичному розрахунках результати є вихідними даними для подальших розрахунків механічних передач.

1.3. Приклад силового і кінематичного розрахунку привода



Виконати розрахунок привода стрічкового конвеєра (рис. 1.13) при наступних вихідних даних:

- потужність на вихідному валу: $N_3 = 3$ кВт.
- швидкість на вихідному валові : $\omega_3 = 18$ рад/с.

Рис. 1.13. Привод стрічкового конвеєра

1. Підбір електродвигуна привода

Визначаємо загальний КПД привода

$$\eta_{заг} = \eta_{цил} \cdot \eta_{під}^3 \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{лан} = 0,97 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 \cdot 0,95 = 0,876;$$

де $\eta_{цил} = 0,97$ – ККД циліндричної передачі; $\eta_{під} = 0,99$ – ККД пари підшипників; $\eta_{муф} = 0,98$ – ККД муфти; $\eta_{лан} = 0,95$ – ККД ланцюгової передачі по Додатку 4.

Мінімальна достатня потужність двигуна

$$N_{\partial в} = \frac{N_3}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3}{0,876} = 3,42 \text{ (кВт)}.$$

Визначаємо частоту обертання вихідного валу

$$n_3 = \frac{30\omega_3}{\pi} = \frac{30 \cdot 18}{3,14} = 172,0 \text{ (об/хв)}.$$

Перевіримо виконання умови (1.7) відносно встановлення двигуна з найменшою частотою обертань

$$u_{np} = \frac{n_{ед}}{n_3} = \frac{750}{172} = 4,36 \geq 3.$$

Оскільки зазначена умова виконується, по каталогу електродвигунів обираємо електродвигун номінальною потужністю $P_{ед} \geq N_{mp}$:

марка – 4A132S8Y3; потужність двигуна – $P_{ед} = 4$ (кВт); асинхронна частота обертання – $n_{ед} = 720$ (об/хв); кутова швидкість – $\omega_{ед} = 75,3$ (рад/с); $T_{max}/T_{ном} = 2,2$.

2. Розбивка передаточного числа за ступенями

Визначаємо загальне передаточне число привода згідно (1.5)

$$u_{np} = \frac{n_{ед}}{n_3} = \frac{720}{172,0} = 4,2.$$

Враховуючи рекомендовані значення передаточних чисел механічних передач (Додаток 4), призначаємо для ланцюгової передачі

$$u_{лан} = 1,5.$$

Передаточне число циліндричної передачі визначаємо по (1.6)

$$u_{цил} = \frac{u_{np}}{u_{лан}} = \frac{4,2}{1,5} = 2,8.$$

Скориставшись рядом передаточних чисел циліндричних і конічних передач (Додаток 6), обираємо найближче стандартне значення

$$u_{цил} = 2,8.$$

Визначаємо фактичне значення передаточного числа привода

$$u_{ф} = u_{цил} \cdot u_{лан} = 1,5 \cdot 2,8 = 4,2$$

та знаходимо відхилення передаточного числа від необхідного

$$\Delta_u = \left| \frac{u_{np} - u_{ф}}{u_{np}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{4,2 - 4,2}{4,2} \right| = 0\% < 5\%,$$

У випадку, коли відхилення перевищує 5% необхідно скоректувати передаточні числа редукторної передачі і передачі з гнучкою в'яззю.

3. Визначення кінематичних і силових параметрів

В даному пункті необхідно визначити значення кінематичних (частота обертання і кутова швидкість) та силових (потужність і крутний момент) характеристик на кожному з валів. В процесі розрахунку вали нумеруються від електродвигуна.

Вал 1

$$P_2 = P_{ед} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{нід} = 4,0 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 3,881 \text{ (кВт)};$$

$$n_1 = n_{ед} = 720 \text{ (об/хв)};$$

$$\omega_1 = \omega_{ед} = 75,3 \text{ (рад/с)};$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3881}{75,3} = 51,5 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Вал 2

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{нід} \cdot \eta_{цил} = 3,881 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,727 \text{ (кВт)};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{цил}} = \frac{720}{2,8} = 257,1 \text{ (об/хв)};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{цил}} = \frac{75,3}{2,8} = 26,9 \text{ (рад/с)};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{цил} \cdot \eta_{нід} \cdot \eta_{цил} = 51,5 \cdot 2,8 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 138,5 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Вал 3

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{нід} \cdot \eta_{лан} = 3,727 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 3,505 \text{ (кВт)};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{лан}} = \frac{257,1}{1,5} = 171,4 \text{ (об/хв)};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{лан}} = \frac{26,9}{1,5} = 17,9 \text{ (рад/с)};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{лан} \cdot \eta_{нід} \cdot \eta_{лан} = 138,5 \cdot 1,5 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 195,4 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Отримані в даному пункті значення будуть використані при розрахунку циліндричної косозубої та ланцюгової передач, а також при розрахунку швидкохідного і тихохідного валів редуктора.

РОЗДІЛ II. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Загальні відомості про механічні передачі

Механічна передача – механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини, змінюючи при цьому швидкості, сили і моменти. В легкій промисловості механічні передачі головним чином застосовуються в приводах транспортуючих машин. Їх основними задачами є реалізація необхідних передаточних чисел, регулювання частоти обертання вихідного вала та забезпечення заданого компонування машини.

За способом передачі руху чотири типи механічних передач:

- *зубчасті передачі* – перетворення руху відбувається при безпосередньому контакті зубців коліс. До них відносяться циліндричні, конічні та гіперболоїдні передачі;
- *фрикційні передачі* – перетворення руху відбувається за рахунок сил тертя, що виникають при безпосередньому дотику катків. Фрикційні передачі бувають циліндричними, конічними, лобовими та варіаторами (зі змінним передаточним числом);
- *передачі з гнучкими в'язями* – використовуються для передачі руху на значні відстані за допомогою ланцюга або пасу;
- *черв'ячні передачі* – для передачі руху між валами, які перехрещуються у просторі.

Основними характеристиками механічних передач є:

- передаточне число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.1)$$

де n_1 і n_2 – частоти обертання ведучого і веденого валів; ω_1 і ω_2 – кутові швидкості ведучого і веденого валів; d_1 і d_2 – діаметри ведучого і веденого коліс; z_1 і z_2 – кількість зубців ведучого і веденого коліс (якщо такі є);

- *потужність*, яка передається – для механічних передач може становити від часток вата до 10^5 кВт;
- *коефіцієнт корисної дії* (ККД) – характеризує ступінь досконалості передачі, показуючи, яка частка потужності передається від одного вала до іншого.

В приводах машин легкої промисловості використовують циліндричні, конічні або черв'ячні одноступінчасті редуктори, а для отримання ще більших передаточних чисел додатково встановлюють пасову (на вході редуктора) або ланцюгову (на його виході) передачу. Розрахунок саме цих передач і виконується в даній курсовій роботі.

2.2. Циліндричні передачі та редуктори

Циліндричні передачі складаються з шестерні (меншого колеса) і колеса, закріплених на паралельних валах. Передача крутного моменту відбувається за рахунок тиску зубців шестерні на зубці колеса. В циліндричних передачах реалізуються передаточні числа від 1 (для зміни напрямку обертання вала) до 6,3; передавана потужність може становити до 65 000 кВт при швидкостях руху до 275 м/с.

Перевагами циліндричних передач є їх висока надійність, компактність, довговічність, низькі навантаження на вали і підшипники, високий ККД (0,96...0,99), сталі передаточне число, їх простота в обслуговуванні. До **недоліків** слід віднести складність виготовлення і високі вимоги до точності монтажу, шум при роботі на великих швидкостях, необхідність в постійному змащенні. Циліндричні передачі прийнято поділяти на три типи:

- **прямозубі** (рис. 2.1, *a*) – найбільш поширений тип, використовуються при швидкостях до 25 м/с і не дуже великих навантаженнях. Зубці таких передач входять до контакту одразу по всій довжині, тому вони вимагають високої точності монтажу;

- **косозубі** (рис. 2.1, *б*) – застосовуються при високих швидкостях обертання, зубці в них входять до зачеплення поступово, що забезпечує їх термін експлуатації та забезпечує відносно безшумну роботу. Недоліком таких передач є наявність осевих зусиль, які додатково навантажують підшипники;

- **шевронні** (рис. 2.1, *в*) – не мають недоліків конічних передач, зберігаючи при цьому їх переваги. Проте, зважаючи на високу вартість і складність виготовлення шевронні передачі застосовують порівняно рідко – зазвичай лише у дуже відповідальних вузлах та для унікальних передач великої потужності.

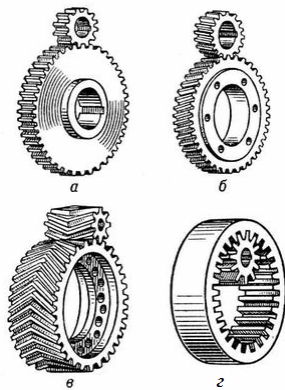


Рис. 2.1. Циліндричні зубчасті передачі: *a* – прямозуба; *б* – косозуба; *в* – шевронна; *г* – прямозуба із внутрішнім зачепленням

По характеру зачеплення циліндричні передачі бувають із зовнішнім (рис. 2.1, *a – в*), внутрішнім (рис. 2.1, *г*), та рейковим зачепленням (рис. 2.2), які використовуються для перетворення поступального руху в обертальний і навпаки. Одне з коліс в нех має

радіус, який прагне до нескінченості, такі передачі широко представлені в швейних машинках різних моделей і конструкцій.

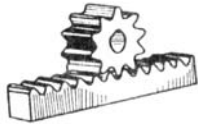


Рис. 2.2. Рейкова передача

За конструктивним виконанням передачі бувають:

- *відкриті* – зубці коліс працюють без змащування і не захищені від навколишнього середовища, а основною причиною їх руйнування є абразивне руйнування;
- *закриті* – встановлені в спеціальному корпусі, їх змащування відбувається за допомогою масляної ванни, а головною причиною руйнування є дія контактних напружень.

Редуктор – одна або кілька механічних передач, розміщених в окремому корпусі. Редуктор призначений для зменшення швидкості обертання і збільшення обертового моменту, а розміщення передач в окремому корпусі гарантує високу точність монтажу, добре змащування, високий ККД, менше спрацювання і надійний захист від навколишнього середовища. За конструкцією циліндричні редуктори діляться на три типи:

- *одноступінчасті* – складаються з однієї зубчастої передачі і двох валів: швидкохідного Ш і тихохідного Т. Вали паралельні один одному і можуть розміщуватись як у горизонтальній (рис. 2.3, а), так і у вертикальній (рис. 2.3, б) площині. Передаточне число таких редукторів $u \leq 6,3$; зубчасті колеса можуть бути прямозубими, косозубими і шевронними;

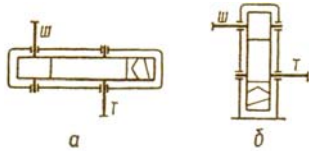


Рис. 2.3. Циліндричні одноступінчасті редуктори.

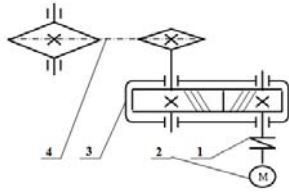
- *двоступінчасті* – складніші за конструкцією, оскільки складаються із двох механічних передач, крім бистрохідного і тихохідного є ще й проміжний вал. Вони дозволяють отримувати передаточні числа $u = 8 \dots 50$, але найбільш оптимальні передаточні числа лежать у межах $u = 10 \dots 30$. Двоступінчасті редуктори мають більшу масу і габаритні розміри, ніж одноступінчасті, можуть бути виконаними за розгорнутою схемою, співвісними та з роздвоєним ступенем;

- *треступінчасті* – використовуються для отримання передаточних чисел $u = 60 \dots 250$. Виготовляються за розгорнутою схемою або із роздвоєним проміжним ступенем.

В курсовій роботі розраховують одноступінчасті редуктори.

2.3. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі

Провести розрахунок циліндричної косозубої передачі одноступінчастого циліндричного редуктора (рис. 2.4), прийнявши в якості вихідних даних результати, отримані в пункті 1.3.



Вихідні дані до розрахунку:
 $u_{цвл} = 4,0$, $T_1 = 12,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 49,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$,
 $n_2 = 729,0 \text{ мин}^{-1}$, $n_1 = 2880 \text{ мин}^{-1}$.

Рис. 2.4. Привод стрічкового конвеєра

1. Вибір матеріалу і термообробки зубчастих коліс

По Додатку 5 обираємо матеріал і призначаємо термообробку:

- для шестерні – сталь 35ХМ з термообробкою СВЧ і середньою твердістю HRC 52;
- для колеса – сталь 35ХМ з поліпшенням і середньою твердістю HB = 285 МПа.

За обраними матеріалами далі визначають межі контактної витривалості елементів передачі:

- для шестерні $\sigma_{H \lim 1} = 17\text{HRC} + 200 = 17 \cdot 52 + 200 = 1084 \text{ (МПа)}$;
- для колеса $\sigma_{H \lim 2} = 2\text{HB} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ (МПа)}$.

Згідно рекомендацій [1, с. 40] обираємо коефіцієнти:

- коефіцієнт довговічності для шестерні та колеса $K_{HL} = 1,0$;
- коефіцієнт обробки поверхні $Z_R = 1$ – шліфування поверхонь зубців;
- коефіцієнт впливу кутової швидкості $Z_\theta = 1,0$;
- коефіцієнт запасу міцності шестерні $S_{H1} = 1,2$ – поверхневе зміцнення СВЧ;
- коефіцієнт запасу міцності колеса $S_{H2} = 1,1$ – поліпшення.

Допустимі контактні напруження шестерні та колеса знаходимо за формулами

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{S_{H1}} K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_\theta = \frac{1084}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 903,3 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_\theta = \frac{640}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 581,8 \text{ (МПа)}.$$

Тоді загальне допустиме контактне напруження в передачі

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (903,3 + 581,8) = 668,3 \text{ МПа},$$

Межу витривалості зубців шестерні і колеса при згині приймаємо згідно рекомендацій Додатку 5 за обраними матеріалами:

- для шестерні $\sigma_{F \lim 1} = 650 \text{ МПа}$;
- для колеса $\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot \text{HB} = 1,75 \cdot 285 = 498,8 \text{ (МПа)}$.

Призначаємо наступні розрахункові коефіцієнти: $K_{RF} = 1,0$ – при зубофрезеруванні; $K_{FL} = 1,0$ і $K_{FZ} = 1,0$ – для коліс, отриманих штамповкою; $S_F = 1,7$ – коефіцієнт запасу міцності при згині. Тоді допустимі напруження згину для зубців шестерні та колеса можна знайти по формулі

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim1}}}{S_F} K_{FL} \cdot K_{FR} \cdot K_{FZ} = \frac{650}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 382,4 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim2}}}{S_F} K_{FL} \cdot K_{FR} \cdot K_{FZ} = \frac{498,8}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 293,4 \text{ (МПа)}.$$

2. Геометричний розрахунок передачі

Для попереднього розрахунку приймаємо коефіцієнт ширини колеса $\psi_{ba} = 0,4$; тоді коефіцієнт

$$\psi_{ba} = 0,5 \psi_{ba} \cdot (u_{\text{цвл}} + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4,0 + 1) = 1.$$

Визначаємо коефіцієнти, які використовуються при знаходженні міжосьової відстані:

- коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців $K_{H\beta} = 1,1$ – за графіком *Додатку 7* для симетрично розташованих коліс;
 - розрахунковий коефіцієнт $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/2}$ – для косозубних передач (у випадку циліндричної прямозубої передачі приймають $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/2}$). Далі знаходимо міжосьову відстань

$$a_w = K_a \cdot (u_{\text{цвл}} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u_{\text{цвл}}^2 \cdot [\sigma]_H^2}} = 430 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{94,9 \cdot 1,1}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 668,3^2}} = 57,4 \text{ мм}.$$

Отримане значення міжосьової відстані по *Додатку 8* округлюємо до найближчого стандартного $a_w = 63 \text{ мм}$.

Ширина зубчастих вінців визначається по формулі

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 63 = 25,2 \text{ мм}.$$

Із ряду стандартних чисел приймаємо $b_2 = 26 \text{ мм}$.

Модуль зачеплення зубців в нормальному перерізі повинен знаходитись в межах

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 80 = 0,8 \dots 1,6 \text{ мм}.$$

По *Додатку 9* обираємо стандартний модуль $m = 1,0 \text{ мм}$.

Кут нахилу лінії зубців

$$\beta_{\text{min}} = \arcsin \frac{\pi m}{b_2} = \arcsin \frac{3,14 \cdot 1,0}{26} = 7,94^\circ.$$

Згідно рекомендацій округлюємо кут нахилу передачі до найближчого цілого числа $\beta = 8^\circ$. При розрахунку прямозубої передачі кут нахилу лінії зубців $\beta = 0^\circ$. Тоді сумарне число зубців

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 63 \cdot \cos 8^{\circ}}{1,0} = 124,8.$$

Округлюємо до найближчого цілого значення $Z_{\Sigma} = 125$.

Знаходимо число зубців шестірні та колеса:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u_{\text{цвл}} + 1} = \frac{125}{4,0 + 1} = 25.$$

Приймаємо найближче ціле число $Z_1 = 25$. Тоді число зубців колеса:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 125 - 25 = 100.$$

Фактичне передаточне число і фактичний кут нахилу зубців

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{100}{25} = 4,0$$

$$\beta = \arccos \frac{0,5m(Z_1 + Z_2)}{a_{\omega}} = \arccos \frac{0,5 \cdot 1 \cdot (25 + 100)}{63} = 7,23^{\circ}.$$

Ділильні діаметри шестірні та колеса:

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 25}{\cos 7,23^{\circ}} = 25,2 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 100}{\cos 7,23^{\circ}} = 100,8 \text{ (мм)}.$$

Перевірка міжосьової відстані

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{25,2 + 100,8}{2} = 63,0 \text{ (мм)}.$$

Знаходимо діаметри вершин шестірні та колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 25,2 + 2 \cdot 1 = 27 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 100,8 + 2 \cdot 1 = 103 \text{ мм}.$$

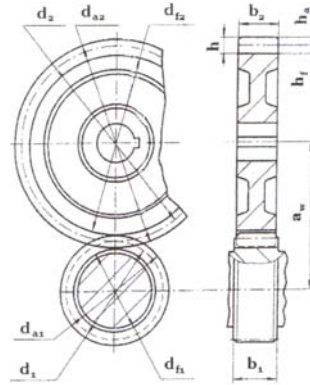


Рис. 2.5. Циліндрична зубчаста передача

Далі знаходимо діаметри западин шестірні та колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 25,2 - 2,5 \cdot 1 = 23 \text{ (мм)};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,2m = 100,8 - 2,5 \cdot 1 = 98 \text{ (мм)}.$$

Усі знайдені вище розміри показано на рис. 2.5.

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{100} \right) \right] \cos 7,23^{\circ} = 1,7063.$$

3. Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Для розрахунку на контактну витривалість призначимо або знайдемо наступні коефіцієнти

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

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\cos 20^\circ \cdot \sin 20^\circ}} = \sqrt{\frac{\cos^2 7,3^\circ}{\cos 20^\circ \cdot \sin 20^\circ}} = 1,750;$$

- коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,7063}} = 0,785;$$

- коефіцієнт, що враховує термообробку поверхонь $k = 0,06$ – для поліпшеної сталі; $k = 0,12$ – для гартування;
- ступінь точності $n_{cm} = 8$;
- коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 + k(n_{cm} - 5) = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) = 1,18.$$

Колова сили в зачепленні зубчастих коліс

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 49,5}{100,8} = 981,2 \text{ (Н)},$$

тоді питома розрахункова колова сила

$$W_{Ht} = \frac{F_{t2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{b_2} = \frac{981,2 \cdot 1,18 \cdot 1,1}{26} = 50,45 \text{ (Н/мм)}.$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot (u_{цвл} + 1)}{d_1 \cdot u_{цвл}}} = 275 \cdot 1,75 \cdot 0,785 \times \\ \times \sqrt{\frac{50,45 \cdot (4,0 + 1)}{25,2 \cdot 4,0}} = 598,1 \leq 668,3 \text{ МПа}.$$

Умова міцності за контактними напруженнями виконується.

4. Розрахунок зубців на витривалість при згині

Для перевірки міцності зубців шестерні та колеса при згині визначимо відповідні розрахункові коефіцієнти:

- коефіцієнти форми зубців для шестерні $Y_{F1} = 3,78$ і для колеса $Y_{F2} = 3,6$ – по Додатку 10;
- коефіцієнт перекриття зубців визначається по формулі

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,95 \cdot 1,7063} = 0,617;$$

- коефіцієнт нахилу зубців

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{180^{\circ}} = 1 - \frac{7,23}{180^{\circ}} = 0,948;$$

- коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,18$ – знайдений в попередньому пункті. Для прямозубих передач приймають $K_{F\alpha} = 1$;

- коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчатих вінців $K_{F\beta} = 1,03$ – по графіку *Додатку 7*;

Визначивши коефіцієнти, знаходимо питому розрахункову колову силу

$$W_{Ft} = \frac{F_{t2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\theta}}{b_2} = \frac{981,2 \cdot 1,18 \cdot 1,03}{26} = 45,9 \text{ (Н/мм)}.$$

Розрахункове напруження згину у зубцях шестірні та колеса

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot W_t}{m} = \frac{3,78 \cdot 0,617 \cdot 0,948 \cdot 45,9}{1} = 101,4 \leq 382,4 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot W_t}{m} = \frac{3,6 \cdot 0,617 \cdot 0,948 \cdot 45,9}{1} = 96,6 \leq 293,4 \text{ (МПа)}.$$

Оскільки обидві умови міцності виконуються, стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечена.

5. Розрахунок сил в зачепленні

Колові сили в зачепленні зубчатих коліс:

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 12,9}{25,2} = 1021,8 \text{ (Н)} - \text{ на шестерні};$$

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 49,5}{100,8} = 981,2 \text{ (Н)} - \text{ на колесі}.$$

Радіальні сили в зачепленні зубчатих коліс:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1021,8 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 7,23^{\circ}} = 374,9 \text{ (Н)} - \text{ на шестерні};$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{981,2 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 7,23^{\circ}} = 360,0 \text{ (Н)} - \text{ на колесі}.$$

Осьові сили:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1021,8 \cdot \operatorname{tg} 7,23^{\circ} = 129,5 \text{ (Н)} - \text{ на шестерні};$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 981,2 \cdot \operatorname{tg} 7,23^{\circ} = 124,4 \text{ (Н)} - \text{ на колесі}.$$

Слід зазначити, що в прямозубих циліндричних передачах осьові сили відсутні, тобто

$$F_{a1} = F_{a2} = 0.$$

2.4. Конічні передачі та редуктори

Конічні передачі використовуються для передачі руху між валами, що перетинаються. Найчастіше зустрічаються передачі з кутом 90° між осями валів, які називаються ортогональними. Переваги та недоліки конічних передач ті ж самі, що й у циліндричних.

Конічні передачі також класифікують за формою зубців:

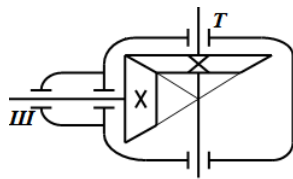
- *прямозубі* (рис. 2.6, а) – призначені для робіт при відносно невисоких швидкостях і навантаженнях;



- *косозубі* (рис. 2.6, б) – працюють при більш високих швидкостях і навантаженнях;
- з *криволінійним зубом* (рис. 2.6, в) – найбільш поширений клас передач завдяки простоті виготовлення.

Рис. 2.6. Конічні передачі: а – прямозуба; б – косозуба; в – з криволінійним зубом

Конічний одноступінчастий редуктор складається за однієї передачі, розміщеної всередині корпуса (рис. 2.7). На швидкохідному валу Ш консольно закріплена конічна шестерня, яка знаходиться у зчепленні з конічним колесом, яке несиметрично розташоване на тихохідному валу Т.



Змащування передачі відбувається шляхом занурення зубців колеса у масляну ванну всередині редуктора.

Рис. 2.7. Схема одноступінчастого конічного редуктора

Матеріали конічних коліс (як і циліндричних) повинні мати необхідну міцність при згині та зносостійкість робочих поверхонь, аби протистояти стиранню, абразивному зносу та з'їданню зубців поверхонь. Основні матеріали виготовлення циліндричних та конічних коліс – термічно оброблені сталі, дуже рідко – чавуни та пластмаси.

Матеріал і технологія обробки сталі призначається в залежності від умов роботи передачі та розмірів коліс. Для мало навантажених та середньо навантажених редукторів загального призначення використовують якісні вуглецеві сталі 35, 40, 45, 50, 50Г, а також леговані сталі 40Х, 45Х, 40ХН, 40ХНМ з твердістю НВ < 350. Для отримання кращих робочих характеристик передачі рекомендується для шестерні призначати твердість на 10...15 НВ більше, ніж для колеса. Для збільшення твердості застосовують цементацію, азотування і поверхневу закалювання СВЧ.

2.5. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі

Вихідні дані до розрахунку:

- передаточне число $u_{кон} = 6,3$;
- момент на швидкохідному валу $T_1 = 73,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- момент на тихохідному валу $T_2 = 437,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота обертання швидкохідного валу $n_1 = 720 \text{ хв}^{-1}$;
- частота обертання тихохідного валу $n_2 = 114,3 \text{ хв}^{-1}$.

1. Вибір матеріалу і термообробки зубчастих коліс

Згідно рекомендацій Додатку 6 обираємо матеріал та призначаємо його термообробку:

- для шестірні – сталь 35ХМ з термообробкою СВЧ і середньою твердістю HRC 52;
- для колеса – сталь 35ХМ поліпшення зі середньою твердістю HB 285.

Межі контактної витривалості складових конічної передачі:

- для шестірні $\sigma_{H \lim 1} = 17 \text{ HRC} + 200 = 17 \cdot 52 + 200 = 1084 \text{ МПа}$;
- для колеса $\sigma_{H \lim 2} = 2 \text{ HB} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$.

Згідно рекомендацій [1, с. 40] обираємо коефіцієнти:

- коефіцієнт довговічності для шестірні та колеса $K_{HL} = 1,0$;
- коефіцієнт обробки поверхні $Z_R = 1$ – шліфування поверхонь зубців;
- коефіцієнт впливу кутової швидкості $Z_\theta = 1,0$;
- коефіцієнт запасу міцності шестерні $S_{H1} = 1,2$ – поверхневе зміцнення СВЧ;
- коефіцієнт запасу міцності колеса $S_{H2} = 1,1$ – поліпшення.

Допустимі контактні напруження шестерні та колеса знаходимо за формулами

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{S_{H1}} K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_\theta = \frac{1084}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 903,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_\theta = \frac{640}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 581,8 \text{ МПа}.$$

Тоді загальне допустиме контактне напруження в передачі

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (903,3 + 581,8) = 668,3 \text{ МПа}.$$

Межу витривалості зубців шестерні і колеса при згині приймаємо згідно рекомендацій Додатку 5 за обраними матеріалами:

- для шестерні $\sigma_{F \lim 1} = 650 \text{ МПа}$;
- для колеса $\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot \text{HB} = 1,75 \cdot 285 = 498,8 \text{ МПа}$.

Призначаємо наступні розрахункові коефіцієнти: $K_{RF} = 1,0$ – при зубофрезеруванні; $K_{FL} = 1,0$ і $K_{FZ} = 1,0$ – для коліс, отриманих штамповкою; $S_F = 1,7$ – коефіцієнт запасу міцності при згині. Тоді допустимі напруження згину для зубців шестерні та колеса можна знайти по формулі

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim1}}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FR} \cdot K_{FZ} = \frac{650}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 382,4 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim2}}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FR} \cdot K_{FZ} = \frac{498,8}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 293,4 \text{ МПа}.$$

2. Геометричний розрахунок конічної передачі

Коефіцієнт відношення ширини вінця до діаметра

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{u_{\text{кон}}^2 + 1} = 0,166 \sqrt{6,3^2 + 1} = 1,2.$$

За графіком Додатку 11 визначаємо $k_{H\beta} = 1,18$.

Коефіцієнт, що враховує зниження міцності конічної прямозубої передачі порівняно з циліндричною, рекомендується брати $v_H = 0,85$.

Попереднє значення діаметра зовнішнього ділительного кола шестірни розраховуємо за формулою

$$d_{e1} = 780 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot \sqrt{u_{\text{кон}}^2 + 1}}{v_H \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u_{\text{кон}}}} = 780 \sqrt[3]{\frac{73,0 \cdot 1,18 \cdot \sqrt{6,3^2 + 1}}{0,85 \cdot 1,06 \cdot 446649,2 \cdot 6,3}} = 47,0 \text{ мм}.$$

Попереднє значення діаметра зовнішнього ділительного кола колеса розраховуємо за формулою

$$d_{e2} = d_{e1} \frac{u_{\text{кон}}}{1 - 0,5k_{\beta e}} = \frac{47,0 \cdot 6,3}{1 - 0,5 \cdot 0,285} = 345,6 \text{ мм}.$$

По стандартному ряду розмірів конічних колес (Додаток 17) приймаємо

$$d_{e2} = 350 \text{ мм}.$$

Попереднє значення діаметра зовнішнього ділительного кола шестірни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u_{\text{кон}}} = \frac{350}{6,3} = 55,5 \text{ мм}.$$

За графіком Додатку 12 по діаметру шестірни знаходимо

$$Z_1 = 16.$$

Число зубців колеса

$$Z_2 = u_{\text{кон}} \cdot Z_1 = 6,30 \cdot 16 = 100,8.$$

Приймаємо найближче ціле число $Z_2 = 101$.

Знаходимо кут ділительного конуса шестірни

$$\delta_2 = \arctg(u_{\text{кон}}) = \arctg 6,30 = 81,0^\circ.$$

Тоді кут ділительного конуса колеса (рис. 2.8)

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 81,0^\circ = 9,0^\circ.$$

Зовнішній коловий модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{350}{109} = 3,21 \text{ мм.}$$

Остаточне значення діаметра шестерні

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1 = 3,21 \cdot 16 = 51,4 \text{ мм.}$$

Визначаємо зовнішню конусну відстань

$$R_e = 0,5 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{u_{\text{кон}}^2 + 1} =$$

$$= 0,5 \cdot 50 \cdot \sqrt{6,3^2 + 1} = 159,5 \text{ мм.}$$

Робоча ширина зубчастого вінця

$$b = b_1 = b_2 = R_e \cdot K_{be} =$$

$$159,5 \cdot 0,285 = 45,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо найближче значення

$$b = 45 \text{ мм.}$$

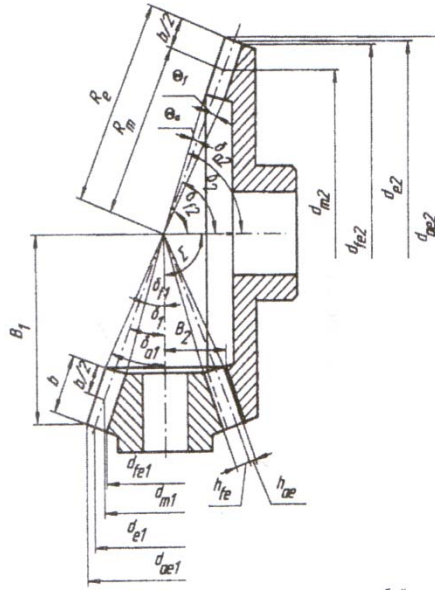


Рис. 2.8. Конічна передача

Середній модуль конічної передачі

$$m_{tm} = 0,857 m_{te} = 0,857 \cdot 3,21 = 2,809 \text{ мм.}$$

Середній ділительний діаметр шестерні

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 51,4 - 45 \cdot 0,156 = 43,0 \text{ мм.}$$

3. Перевірочний розрахунок на контактну міцність

Колова швидкість колеса

$$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 43,0 \cdot 720}{60000} = 1,62 \text{ (м/с).}$$

Колова сила, що діє в конічній передачі

$$F_{t1} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 73,0}{43,0} = 3396 \text{ (Н).}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_a = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{16} + \frac{1}{101} \right) = 1,65.$$

Для розрахунку на міцність обираємо необхідні коефіцієнти:

- коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців $Z_H = 1,25$ – для прямих зубців;
- коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;
- коефіцієнт, що враховує сумарну довжину лінії контакту:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,65}{3}} = 0,89.$$

Питома розрахункова колова сила, що діє в зачепленні

$$W_{Ht} = \frac{F_{t1} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}}{b} = \frac{3396 \cdot 1,18 \cdot 1,07}{45,4} = 95,5 \text{ (Н/мм)}.$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot \sqrt{u_{кон}^2 + 1}}{v_H \cdot d_{m1} \cdot u_{кон}}} = 275 \cdot 1,25 \cdot 0,89 \sqrt{\frac{95,5 \cdot \sqrt{6,3^2 + 1}}{1,54 \cdot 43,0 \cdot 6,3}} = 368 \text{ МПа} < 668 \text{ МПа}. \text{ Умова контактної міцності виконана.}$$

4. Перевірочний розрахунок на міцність згину

Визначимо коефіцієнти, необхідні для розрахунку зубців передачі на міцність при згині:

- коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження $K_{Fv} = 1,14$;
- коефіцієнт $k_{F\beta} = 1,12$ – за графіком Додатку 11;
- коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по довжині контактної лінії при згині

$$W_{Ft} = \frac{F_{t1} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{b} = \frac{3396 \cdot 1,11 \cdot 1,14}{45,4} = 94,6 \text{ (Н/мм)};$$

- коефіцієнти форми зубця колеса $Y_{F2} = 3,25$; $Y_\beta = 0,7$ і $Y_{\varepsilon 2} = 0,795$;
- коефіцієнт врахування зниження міцності передачі

$$V_F = 0,85 + 0,043u_{кон} = 0,85 + 0,043 \cdot 6,3 = 1,121.$$

Еквівалентне число зубців колеса (для прямозубої передачі $\beta = 0$)

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_2} = \frac{101}{0,1682} = 599,1.$$

Нормальний модуль у середньому перерізі

$$m_{nm} = \frac{d_{m1}}{Z_1} \cos 35^\circ = \frac{43,0}{16} \cdot 0,819 = 2,2 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо напруження згину, що діє в зубцях передачі

$$\sigma_F = Y_\beta \cdot Y_{\varepsilon 2} \cdot \frac{W_{Ft} \cdot Y_{F2}}{V_F \cdot m_n} = \frac{0,7 \cdot 0,795 \cdot 94,6 \cdot 3,25}{1,121 \cdot 2,2} = 69,3 \text{ МПа} < 293 \text{ МПа}.$$

Умова міцності на згин виконуються.

5. Визначення сил в зачепленні

В конічній передачі діють колові, радіальні та осьові сили. Колові сили визначаються за формулами

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_{e1}} = \frac{2000 \cdot 73,0}{51,4} = 2840,5 \text{ (Н)}.$$

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_{e2}} = \frac{2000 \cdot 437,0}{350} = 2497,1 \text{ (Н)}.$$

Радіальні сили в конічному зачепленні

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2840,5 \cdot 0,364 \cdot 0,988 = 1021,5 \text{ (Н)};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 2497,1 \cdot 0,364 \cdot 0,156 = 142,2 \text{ (Н)},$$

де $\alpha = 20^\circ$ - стандартний кут ($\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$).

Осьові сили мають дорівнювати відповідним радіальним силам

$$F_{a1} = F_{r2} = 142,2 \text{ (Н)};$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 1021,5 \text{ (Н)}.$$

2.6. Черв'ячні передачі та редуктори

Черв'ячна передача використовується для передачі руху між валами, які перехрещуються (зазвичай під кутом $\theta = 90^\circ$) при необхідності отримання значних передаточних чисел $u = 9 \dots 80$. Перетворення руху в ній відбувається по принципу гвинтової пари, складається передача з черв'яка 1 з гвинтовою нарізкою і черв'ячного колеса 2 (рис. 2.9).

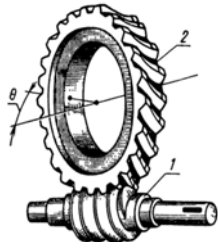


Рис. 2.9. Конструкція черв'ячної передачі

До переваг черв'ячних передач відносять можливість отримання значних передаточних чисел і точних малих переміщень, безшумність, плавність в роботі, вони допускають значні перевантаження, забезпечують самогальмування, що дозволяє використовувати механізми без гальмівних пристроїв.

До недоліків черв'ячних передач належить відносно низький ККД по причині високої швидкості ковзання в зоні контакту зубців колеса з витками черв'яка, інтенсивне виділення теплоти в зоні контакту, прискорене зношування робочих поверхонь, необхідність у дорогих антифрикційних матеріалах, підвищені вимоги до точності виготовлення та збирання.

По формі зовнішньої поверхні черв'яка передачі бувають з циліндричним (рис. 2.10, а) і глобоїдним (рис. 2.10, б) черв'яком. Для останніх характерний більш високі ККД і несуча здатність за рахунок збільшення лінії контакту, але в той же час більша складність при виготовленні та збиранні і висока чутливість до осьового зміщення черв'яка.

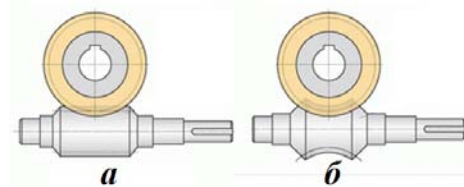


Рис. 2.10. Типи черв'яків: а – циліндричний; б - глобоїдний

По формі бокової поверхні витка передачі бувають трьох типів: з архимедовим (ZA), конволютним (ZN) та евольвентним (ZI) черв'яками, які виготовляються різними способами. Вибір типу черв'яка проводять з технологічних міркувань, найбільш поширеними є архимедові черв'яки, які виготовляються на звичайних верстатах, проте їх шліфування вимагає наявності кіл фасонного профілю. Інші два типи черв'яків використовують при високій твердості робочих

поверхонь ($HV > 450$), оскільки їх шліфування не викликає жодних складнощів.

Напрямок витків черв'яка може бути як правим, так і лівим, проте найчастіше використовують черв'яки з правою нарізкою. Число витків черв'яка z_1 може становити 1, 2 або 4, його величину вибирають по Додатку 5. Для отримання мінімальних габаритів передачі слід обирати найменше дозволене Z_1 , хоча при цьому ККД передачі буде мінімальним.

Наявність ковзання в передачі вимагає використання матеріалів з хорошими антифрикційними властивостями, підвищеною стійкістю проти зносу та заїдання. Черв'яки виготовляють з вуглецевих (40, 45) або легованих (12ХН3А, 18ХГТ, 20Х, 20ХН3А, 40Х) сталей, які пройшли поверхневу термообробку до твердості 45...63 HRC з подальшим шліфуванням та поліруванням робочих поверхонь. Зубчасті вінці черв'ячних коліс виготовляють з антифрикційних матеріалів – бронзи, латуні, спеціальних марок чавунів, а сам матеріал обирають залежно від швидкості ковзання. При високих швидкостях ковзання використовують високоолов'яні бронзи через їх високі протизадирні властивості.

Основними причинами поломки черв'ячних передач є заїдання, знос, поверхневе руйнування робочих поверхонь зубців колеса, втомне руйнування зубців колеса. Заїдання найбільш небезпечно для коліс із безолов'яних бронз та чавунів. М'які бронзи, стійкі проти заїдання, швидше зазнають втомного руйнування. Знос робочих поверхонь є найбільш поширеним видом руйнування, інтенсивність якого залежить від якості мастильного матеріалу, точності монтажу, шорсткості робочих поверхонь, частоти пусків та зупинок передачі.

Оскільки довговічність черв'ячних передач визначається насамперед зносом робочих поверхонь, інтенсивність якого напряму залежить від величини контактних напружень, то проектний та перевірочний розрахунки черв'ячних передач виконують саме по ним, а розрахунок за напруженнями згину виконують як перевірочний для попередження злому зубців.

На підприємствах легкої промисловості широко використовують одноступінчасті черв'ячні редуктори. Конструктивно вони виконуються із нижнім, верхнім або вертикальним розташуванням черв'яка. Хоча такі редуктори і є більш складними у виготовленні, ніж циліндричні, проте вони дозволяють отримувати передаточні числа у межах $u = 7...80$, мають значно менші габаритні розміри і вагу, ніж багатоступінчасті редуктори інших типів, є самогальмівними і безшумними при роботі. До недоліків можна віднести відносно

невисокий ККД, що не дозволяє використовувати такі редуктори для передачі великих потужностей.

Одноступінчастий черв'ячний редуктор складається із черв'ячної передачі, змонтованої в окремому корпусі. Корпус редуктора виконують із сірого чавуна, він слугує резервуаром для масла і забезпечує легке та надійне встановлення вузлів черв'яка і колеса (рис. 2.11).

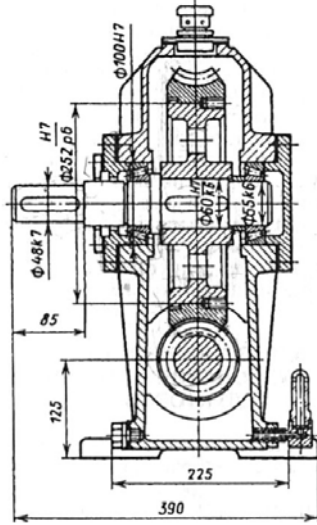


Рис. 2.11. Одноступінчастий черв'ячний редуктор з нижнім розташуванням черв'яка

Для збільшення ККД черв'ячну передачу в процесі роботи інтенсивно змащують. В редукторах з нижнім розташуванням черв'яка його змащування реалізується зануренням у масляну ванну, або встановленням на валу черв'яка розбризкувала. Такі схеми доцільно використовувати при колових швидкостях черв'яка, не більших 4...5 м/с. За більш високих швидкостей треба використовувати схеми із верхнім розташуванням колеса, оскільки вони мають більш високий ККД. Редуктори із боковим розташуванням черв'яка широкого розповсюдження не отримали по причині складності змащування підшипників.

2.7. Приклад розрахунку черв'ячної передачі

Вихідні дані до розрахунку:

- момент на швидкохідному валу $T_1 = 28,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- момент на тихохідному валу $T_2 = 282,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- передаточне число $u_{\text{чер}} = 12,5$;
- частота обертання швидкохідного валу $n_1 = 472 \text{ хв}^{-1}$;
- частота обертання тихохідного валу $n_2 = 37,7 \text{ хв}^{-1}$;
- потужність на швидкохідному валу $P_1 = 1,411 \text{ кВт}$.

1. Вибір матеріалу і допустимі напруження

Для виготовлення черв'яка приймається сталь 45 (Додаток 6) з термообробкою до твердості за Роквеллом $HRC_e = 45...55$; еквівалентна твердість $HRC_{\text{сер}} = 30 HRC_e$.

Межа контактної міцності для даної сталі

$$\sigma_{Hlim} = 17 HRC_{сер} + 200 = 17 \cdot 30 + 200 = 710 \text{ МПа.}$$

Швидкість ковзання в черв'ячному зачепленні

$$v_c = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_2 \cdot u_{чер} \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0,00045 \cdot 37,7 \cdot 12,5 \cdot \sqrt[3]{282,9} = 1,39 \text{ м/с.}$$

Для виготовлення вінця черв'ячного колеса приймаємо безолов'яну бронзу БрА9ЖЗЛ лиття в кокіль, границя міцності $\sigma_e = 500$ МПа, границя текучості $\sigma_m = 230$ МПа.

Найбільш слабким елементом у черв'ячному зачепленні є зубці колеса, тому перевірка міцності проводиться саме для них. Допустимі контактні напруження в зубцях колеса черв'ячної передачі

$$[\sigma]_H = 300 - 25v_c = 300 - 25 \cdot 1,39 = 265,2 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження згину в зубцях колеса

$$[\sigma]_{F2} = 0,25\sigma_m + 0,08\sigma_e = 0,25 \cdot 230 + 0,08 \cdot 500 = 97,5 \text{ МПа.}$$

2. Проектний розрахунок черв'ячної передачі

Для даного передаточного числа $u_{чер} = 12,5$ за Додатком 5 знаходимо число витків черв'яка $Z_1 = 4$, тоді число зубців колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{чер} = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

Отримане значення округлюємо до найближчого цілого числа $Z_2 = 50$.

Визначаємо коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q' = 0,25Z_2 = 0,25 \cdot 50 = 12,5.$$

За рядом стандартних значень по Додатку 9 остаточно приймаємо

$$q = 12,5.$$

Приймаємо коефіцієнт навантаження $K_H = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт навантаження, тоді попереднє значення міжосьової відстані

$$a'_\omega = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{5400q}{[\sigma_H] \cdot Z_2} \right]^2 \cdot K_H \cdot T_2 } = \left(\frac{50}{12,5} + 1 \right) \times \\ \times \sqrt[3]{ \left[\frac{5400 \cdot 12,5}{265,2 \cdot 50} \right]^2 \cdot 1,1 \cdot 282,9 } = 100,3 \text{ мм.}$$

По Додатку 14 обираємо найближчу міжосьову відстань

$$a_\omega = 100 \text{ мм.}$$

Модуль зачеплення визначаємо по формулі

$$m' = \frac{2a_\omega}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 100}{12,5 + 50} = 3,2 \text{ мм.}$$

По Додатку 9 знаходимо найближче стандартне значення

$$m = 3,15 \text{ мм.}$$

Визначимо всі геометричні розміри, вказані на ескізі (рис. 2.12)

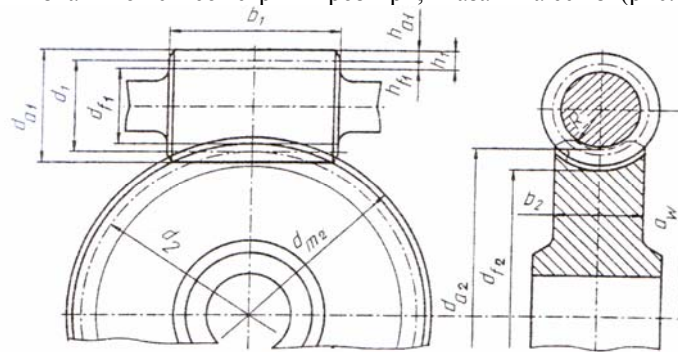


Рис. 2.12. Черв'ячна передача з верхнім розташуванням черв'яка

Ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = m \cdot q = 3,15 \cdot 12,5 = 39,4 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 39,4 + 2 \cdot 3,15 = 45,7 \text{ мм.}$$

Діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 39,4 - 2,4 \cdot 3,15 = 31,8 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини черв'яка, яка шліфується

$$b_1 = (11 + 0,06Z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 3,15 = 44,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо найближче значення з стандартного ряду $b_1 = 45 \text{ мм.}$

Ділильний кут підйому витків

$$\gamma = \arctg \left[\frac{Z_1}{q} \right] = \arctg \left[\frac{4}{12,5} \right] = 17,8^\circ.$$

Ділильний діаметр черв'ячного колеса

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 3,15 \cdot 50 = 157,5 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин витків черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 157,5 + 2 \cdot 3,15 = 163,8 \text{ мм.}$$

Діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 157,5 - 2,4 \cdot 3,15 = 149,9 \text{ мм.}$$

Ширина черв'ячного колеса

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 45,7 = 34,3 \text{ мм.}$$

Знаходимо кутові швидкості черв'яка і колеса

$$V_1 = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 39,4 \cdot 472}{60000} = 0,97 \text{ м/с; } V_2 = \frac{\pi d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 157,5 \cdot 37,7}{60000} = 0,31 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт корисної дії черв'ячної пари

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 17,75^\circ}{\operatorname{tg}(17,75^\circ + 1,16^\circ)} = 0,89;$$

де $\varphi = 1,16^\circ$ - зведений кут тертя для пари сталь-бронза.

3. Сили, що діють в черв'ячній передачі

Колові сили визначаються за формулами

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 28,6}{39,4} = 1451,8 \text{ (Н)};$$

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 282,9}{157,5} = 3592,5 \text{ (Н)}.$$

Радіальні сили в черв'ячній передачі дорівнюють одна одній

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3592,5 \cdot 0,364 = 1307,7 \text{ (Н)},$$

де $\alpha = 20^\circ$ - стандартний кут ($\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$).

Осьові сили дорівнюють відповідним коловим силам

$$F_{a1} = F_{t2} = 3592,5 \text{ (Н)} \text{ і } F_{a2} = F_{t1} = 1451,8 \text{ (Н)}.$$

4. Перевірочний розрахунок черв'ячної передачі

Визначимо коефіцієнти, необхідні для перевірки умови контактної міцності зубців колеса:

- коефіцієнт, що враховує характер навантаження $K_{nav} = 0,8$;
- коефіцієнт деформації черв'яка $\theta = 133$;
- коефіцієнт концентрації навантаження

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta}\right)^2 (1 - K_{nav}) = 1 + \left(\frac{50}{133}\right)^2 (1 - 0,8) = 1,03;$$

- коефіцієнт $K_{HV} = 1,05$ – для дев'ятого ступеня точності.

Тоді уточнений коефіцієнт навантаження

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} = 1,05 \cdot 1,03 = 1,08.$$

Контактне напруження в черв'ячній передачі знаходимо по формулі

$$\sigma_H = \frac{5400}{(Z_2/q)} \cdot \sqrt{\left[\frac{1 + Z_2/q}{a_\omega}\right]^3} \cdot T_2 \cdot K_H = \frac{5400 \cdot 12,5}{50} \times \\ \times \sqrt{\left[\frac{1 + 50/12,5}{100}\right]^3} \cdot 282,9 \cdot 1,08 = 263,8 \leq 265,2 \text{ МПа}.$$

Умова міцності за контактними напруженнями виконується.

Для перевірки умови міцності при згині приймаємо коефіцієнт форми зубців колеса $Y_{F2} = 1,39$. Тоді напруження згину в зубцях черв'ячного колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{0,7 K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot F_{t2} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m} = \frac{0,7 \cdot 1,03 \cdot 1,1 \cdot 3592,5 \cdot 1,39}{34,3 \cdot 3,15} = 35,0 < 97,5 \text{ МПа.}$$

Умова міцності на згин також виконується.

5. Перевірочний розрахунок черв'яка на жорсткість

Максимальне допустиме значення прогину черв'яка знаходиться по формулі

$$[Y] = 0,005m = 0,005 \cdot 3,15 = 0,0158 \text{ мм.}$$

Приблизна відстань між опорами вала

$$L = 0,9d_2 = 0,9 \cdot 157,5 = 141,8 \text{ мм.}$$

Осьовий момент інерції в поперечному перерізі черв'яка

$$I_0 = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 31,8^4}{64} = 50266 \text{ мм}^4.$$

Сумарна сила, що діє в поперечному перерізі черв'яка

$$F = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2} = \sqrt{1307,7^2 + 1451,8^2} = 1953,9 \text{ Н.}$$

Пружний прогин в середині черв'яка

$$Y = \frac{FL^3}{48EI_0} = \frac{1953,9 \cdot 141,8^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 50266} = 0,0074 \text{ мм} < 0,0158 \text{ мм.}$$

Умову жорсткості виконано.

6. Тепловий розрахунок редуктора

Площа вільної поверхні корпусу редуктора визначається за формулою

$$A = 20 \cdot (a_w)^2 = 20 \cdot 0,1^2 = 0,2 \text{ м}^2.$$

Приймаємо температуру навколишнього повітря $t = 17^\circ\text{C}$, допустиму температуру мастила $[t_m] = 90^\circ\text{C}$, а коефіцієнт тепловіддачі $K_m = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, тоді температура мастила в редукторі

$$t_m = \frac{P_1 \cdot (1 - \eta) \cdot 1000}{K_T \cdot A} + t_0 = \frac{1,411 \cdot (1 - 0,89) \cdot 1000}{15 \cdot 0,2} + 17 = 68^\circ\text{C} < 90^\circ\text{C}.$$

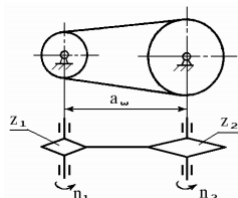
Оскільки температура мастила менша за критичну, достатньо природного охолодження.

РОЗДІЛ III. ПЕРЕДАЧІ З ГНУЧКИМИ В'ЯЗЯМИ

3.1. Загальні відомості про ланцюгові передачі

Ланцюгова передача – використовується для передачі обертального руху між валами, розташованими на значній відстані один від одного, при необхідності забезпечення сталого передаточного числа.

Ланцюгова передача відноситься до передач зачепленням, вона складається з ведучої зірочки з кількістю зубців z_1 , веденої зірочки з кількістю зубців z_2 і привідного ланцюга, який з'єднує зірочки між собою (рис. 3.1). Ланцюгові передачі більш компактні за пасові, працюють без проковзування і менше навантажують вали. Їх



використовують при передачі потужності до 100 кВт при швидкостях руху ланцюга до 15 км/год і міжосьових відстанях до 8 м. Передачі мають достатньо високий ККД (0,92...0,96). До недоліків ланцюгових передач відносять швидкий знос шарнірів, високі вимоги до точності збирання, більш складні умови експлуатації, шуми та вібрації при роботі.

Рис. 3.1. Схема ланцюгової передачі

За призначенням ланцюги поділяють на три типи:

- *привідні* – використовуються в приводах транспортуючих машин. До них відносяться роликіві, втулкові та зубчасті ланцюги;
- *вантажні* – використовуються в вантажопідійомних пристроях для переміщення вантажів;
- *тягові* – ланцюги, які використовуються разом з робочими органами машин: планками, скребками, ковшами тощо. Нижче розглянуто найбільш використовувані види ланцюгів.

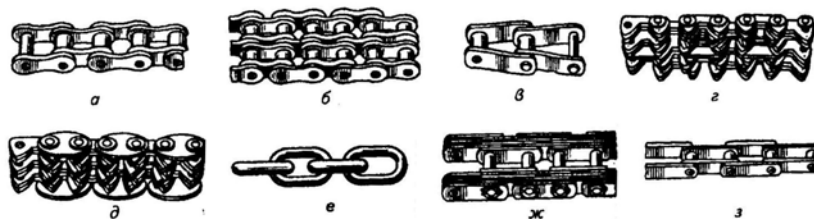


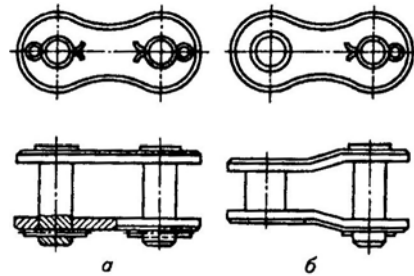
Рис. 3.2. Основні типи ланцюгів: а – приводний роликівий однорядний; б – приводний роликівий дворядний; в – приводний роликівий однорядний з вигнутими пластинами; г, д – приводний зубчастий з напрямними пластинами; е – вантажний з круглими ланками; ж – вантажний пластинчастий; з – тяговий втулковий

В **приводному роликовому ланцюзі** ПР (рис. 3.2, а) кожна ланка складається з двох внутрішніх пластин, напресованих на втулку, і двох зовнішніх пластин, напресованих на валик. Втулка надіта на валик, а ролик вільно обертається на ній. Наявність ролика дозволяє виключити тертя ковзання і зменшити знос зубців зірочки.

Приводні роликові багаторядні ланцюги 2ПР (рис. 3.2, б), 3ПР, 4ПР використовують у випадку великих навантажень та швидкостей. Вони складаються з тих же самих елементів, що й однорядні, проте мають подовжені валики.

Зубчасті ланцюги (рис. 3.2, г і д) складаються з набору пластин, шарнірно з'єднаних з сегментними валиками. Для усунення бічного сповзання ланцюга з зірочок використовують напрямні пластини Дані передачі працюють плавно і безшумно при швидкостях до 35 м/с, проте складні у виготовленні, мають велику масу та вартість, через що їх використання обмежене.

Втулкові ланцюги (рис. 3.2, з) не мають роликів, що зменшує їх вартість, проте збільшує знос ланцюга і зірочок. Через це використання втулкових ланцюгів обмежене.



При використанні ланцюгів з непарною кількістю ланок необхідно застосовувати спеціальні перехідні ланки (рис. 3.3, б), тому з огляду на зручність використання перевага завжди надається ланцюгам з парною кількістю ланок.

Рис. 3.3. Ланки ланцюга: а – з'єднувальна; б – перехідна

Деталі ланцюгів виготовляються з сталевого холоднотягнутого прокату: пластини – з сталей 45, 50, 40Х, 40ХН з наступним закалюванням до твердості HRC > 52; валики, втулки і ролики – з сталей 15, 15Х, 20, 20Х, 12ХН3А, 38ХМЮА з наступною цементацією або азотуванням до твердості HRC > 52...63. Для виготовлення зірочок використовують сталі 40, 45, 45Х з наступним закалюванням СВЧ до твердості HRC > 45.

Інтенсивність зносу ланцюгових передач обумовлена складними умовами їх експлуатації, основними причинами їх поломки є знос шарнірів ланцюга і зубців зірочок, провертання валиків в місцях запресовки, втомне руйнування пластин і роликів. З огляду на це, розрахунок ланцюгових передач проводять за двома основними критеріями міцності – зносостійкості шарнірів і міцності ланцюга.

3.2. Приклад розрахунку ланцюгової передачі

Вихідні дані до розрахунку було знайдено в пункті 1.3:
потужність на ведучій зірочці $P_2 = 3,727$ кВт; момент на ведучій зірочці $T_2 = 49,5$ Н·м; частота обертання ведучої зірочки $n_2 = 720,0$ хв⁻¹, передаточне число ланцюгової передачі $u_{лан} = 4,0$.

1. Розрахунок параметрів передачі

Мінімальне число зубців ведучої зірочки знаходять по формулі

$$Z_{1min} = 29 - 2 \cdot u_{лан} = 29 - 2 \cdot 4 = 21$$

З метою зменшення зносу шарніру ланцюга приймаємо найближче більше непарне число зубців

$$Z_1 = 23.$$

Число зубців веденої зірочки залежить від передаточного числа

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{лан} = 23 \cdot 4 = 92.$$

Для визначення коефіцієнта експлуатації призначимо наступні розрахункові коефіцієнти:

- коефіцієнт динамічності навантаження: $K_\delta = 1$ – при спокійному навантаженні; $K_\delta = 1,2 \dots 1,5$ – при навантаженні з поштовхами; $K_\delta = 1,8$ при значних ударних навантаженнях;
- коефіцієнт впливу міжосьової відстані $K_a = 1$ при $a = (30 \dots 50) \cdot p_n$;
- коефіцієнт нахилу лінії центрів зірочок передачі до горизонту $K_n = 1$ при куті нахилу $\beta < 45^\circ$;
- коефіцієнт регулювання ланцюга: $K_{рег} = 1$ – для передач з регулюванням положення осі однієї зірочки; $K_{рег} = 1,25$ – для передач з нерегульованим положенням зірочок; $K_{рег} = 1,1$ – для передач з натискними роликами;
- коефіцієнт впливу характеру змащування $K_m = 0,8$ – безперервне змащування при зануренні в масляну ванну або від насосу; $K_m = 1$ – крапельне або внутрішньо-шарнірне змащування; $K_m = 1,5$ – нерегулярне змащування;
- коефіцієнт кількості змін

$$K_{zm} = \sqrt[3]{N_{zm}},$$

де N_{zm} – кількість робочих змін за добу;

- коефіцієнт впливу навколишнього середовища $K_m = 1$ – при роботі передачі в діапазоні температур $-25^\circ\text{C} \leq t \leq 150^\circ\text{C}$; $K_m > 1$ – при роботі в екстремальних умовах.

Остаточний коефіцієнт експлуатації приймає значення

$$K_e = K_\delta \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_m \cdot K_{zm} \cdot K_m = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,5.$$

Якщо $K_e > 3$ – можливості передачі використовуються недостатньо і треба прийняти заходи щодо поліпшення умов роботи.

Згідно рекомендацій [1, с. 125] приймаємо число зубців еталонної зірочки $Z_{01} = 25$ при її частоті обертання $n_{01} = 200 \text{ хв}^{-1}$.
Введемо допоміжні коефіцієнти:
- коефіцієнт числа зубців

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{23} = 1,09;$$

- коефіцієнт частоти обертання

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_2} = \frac{200}{720} = 0,28.$$

Тоді розрахункова потужність на ведучій зірочці

$$P_p = P \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n = 3,727 \cdot 1,5 \cdot 1,08696 \cdot 0,28 = 1,69 \text{ кВт}$$

По *Додатку 15* за частотою обертання ведучої зірочки та потужністю на її валу призначаємо приводний ланцюг ПР-15,875-23000 з кроком ланцюга $p_L = 12,7$ мм. Для нього попереднє значення міжосьової відстані

$$a = 40 \cdot 12,7 = 508 \text{ мм.}$$

Число ланок ланцюга знаходимо по формулі

$$L = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a_t}{p_L} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_L}{a} = \frac{23 + 92}{2} + \frac{2 \cdot 508}{12,7} + \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{508} = 139,7.$$

Остаточно приймаємо ціле парне число ланок ланцюга $L = 140$, після чого уточнюємо міжосьову відстань

$$a = \frac{p_L}{4} \cdot \left[L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \frac{12,7}{4} \times \\ \times \left[140 - \frac{23 + 92}{2} + \sqrt{\left(140 - \frac{23 + 92}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 510 \text{ (мм)}.$$

При розрахунку ланцюгових передач рекомендується зменшити отриману міжосьову відстань на величину

$$\Delta a = 0,003a = 0,003 \cdot 510 = 1,53 \text{ (мм)},$$

тому остаточно призначаємо $a = 508$ мм.

Визначаємо швидкість ланцюга

$$V = \frac{z_1 \cdot n_2 \cdot p_L}{60000} = \frac{23 \cdot 720 \cdot 12,7}{60000} = 3,51 \text{ (м/с)}.$$

Діаметри ведучої і веденої зірочок визначаємо за формулами

$$d_1 = \frac{p_L}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{12,7}{\sin(180^\circ / 21)} = 85,3 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{p_n}{\sin(180^\circ / z_2)} = \frac{12,7}{\sin(180^\circ / 92)} = 372,2 \text{ мм};$$

Колова сила, що діє на елементи передачі

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{3727}{3,51} = 1063,2 \text{ Н.}$$

Натяг ланцюга від відцентрованої сили

$$F_V = qV^2 = 2,6 \cdot 12,286 = 31,9 \text{ Н,}$$

де $q = 2,6$ кг/м – маса 1 кг обраного ланцюга згідно ГОСТ 13568-75.

Натяг ланцюга під дією власної ваги

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot g \cdot q = 3 \cdot 0,51 \cdot 9,81 \cdot 2,6 = 39,0 \text{ (Н).}$$

Сила, що діє на вали передачі

$$F_g = K_g \cdot F_t = 1,15 \cdot 1063,2 = 1222,7 \text{ (Н).}$$

Діаметри кіл виступів зірочок

$$d_{a1} = p_n \cdot (0,5 + \text{ctg}(180^\circ / z_1)) = 12,7 \cdot (0,5 + \text{ctg}(180^\circ / 21)) = 90,7 \text{ (мм);}$$

$$d_{a2} = p_n \cdot (0,5 + \text{ctg}(180^\circ / z_2)) = 12,7 \cdot (0,5 + \text{ctg}(180^\circ / 92)) = 378,3 \text{ (мм).}$$

По *Додатку 15* знаходимо ширину обраного ланцюга

$$B = 22,61 \text{ мм,}$$

тоді ширина зубців зірочок

$$b_1 = 0,9B = 0,15 = 0,9 \cdot 22,61 - 0,15 = 20,2 \text{ мм.}$$

3.3. Загальні відомості про пасові передачі

Пасова передача – використовується для передачі обертального руху між валами, розташованими на значній відстані один від одного, за рахунок сил тертя між пасом та шківками при відсутності вимог до сталості передаточного числа. Рекомендовані передаточні числа знаходяться в інтервалі 2...6, передавана потужність може становити до 5 000 кВт при максимальній швидкості до 200 м/с.

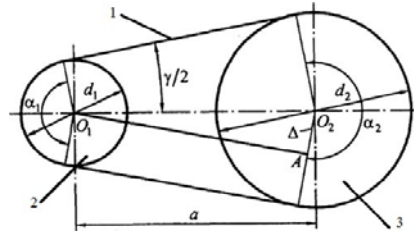


Рис. 3.4. Схема пасової передачі

Пасова передача (рис. 3.4) складається з трьох основних елементів – паса 1, ведучого шківка 2 і веденого шківка 3. Для збільшення сил тертя між пасом і шківками часто використовують натяжні пристрої.

Основними параметрами пасової передачі є міжосьова відстань a , діаметри ведучого d_1 і веденого d_2 шківків, а також кут охоплення пасом шківка α , від величини якого залежить величина сили тертя.

По формі перерізу пасів пасові передачі поділяють на 4 типи:

- *плоскопасова* (рис. 3.5, а) - в середньоскоростних передачах використовують гумово-тканеві паси, кордшнури з несучим шаром лавсана застосовують при швидкостях до 40 м/с, синтетичні паси мають підвищену міцність та довговічність, в малонавантажених швидкохідних передачах поширені бавовно-паперові паси, в умовах змінних та імпульсних навантажень рекомендують використовувати шкіряні паси;
- *клинопасова* (рис. 3.5, б) – передача з клиновим пасом, у якого робочими вважаються бічні поверхні. Завдяки клиновому ефекту паси мають підвищену міцність та створюють менший тиск на вали і опори;
- *кругла пасова* (рис. 3.5, в) – передача з шкіряними або капроновими пасами, яку використовують зазвичай в приладах та побутовій техніці;
- *поліклинова* (рис. 3.5, г) – для передачі значних навантажень використовують паси з кордом із сталевих тросів.

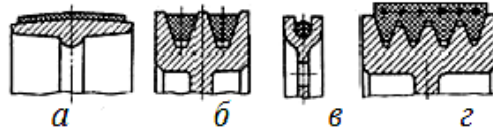


Рис.3.5. Типи пасових передач: а – плоскопасова; б – клинопасова; в – кругла пасова; г – поліклинова

До **переваг** пасових передач відносять простоту їх конструкції та експлуатації, малу вартість, можливість передавати рух на значні відстані (до 15 м) і отримувати високі частоти обертання, їх плавність та безшумність роботи, зменшення вібрацій та поштовхів внаслідок еластичності пасу, а також запобігання перевантаженням механізмів через можливість ковзання пасу.

Недоліками пасових передач є значні розміри у радіальному напрямку, недовговічність пасу у швидкохідних передачах, значні навантаження на вали та підшипники, змінність передаточного числа через проковзування пасу, чутливість до навколишнього середовища.

3.4. Приклад розрахунку пасової передачі

Вихідні дані:

- потужність на ведучому валу $P_1 = 1,5$ кВт;
- частота обертання ведучого валу $n_1 = 1415$ хв⁻¹;
- крутний момент на ведучому валу $T_1 = 10,1$ Н·м;
- передаточне число $u_{нас} = 3$.

1. Геометричний розрахунок передачі

За крутним моментом на вибираємо по *Додатку 16* пас перерізу О. Діаметр ведучого шківa рекомендується прийняти

$$d_1 = 80 \text{ мм,}$$

тоді діаметр веденого шківa знаходимо за формулою

$$d_2 = d_1 \cdot u_{нас} = 80 \cdot 3 = 240 \text{ мм.}$$

Зі стандартного ряду по *Додатку 20* остаточно обираємо діаметр

$$d_2 = 250 \text{ мм.}$$

Дійсне передаточне число пасової передачі

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{250}{80 \cdot (1 - 0,01)} = 3,16;$$

де $\varepsilon = 0,01$ – коефіцієнт пружного ковзання.

Міжосьова відстань попередньо приймається

$$a' = 1,5 \cdot (d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (80 + 250) = 495 \text{ мм.}$$

Тоді розрахункова довжина пасів

$$l' = 2a' + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4a'} =$$

$$= 2 \cdot 495 + 3,14 \cdot \frac{80 + 250}{2} + \left(\frac{80 + 250}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{495} = 1563,1 \text{ мм.}$$

Округлюємо до стандартного значення згідно *Додатку 18*

$$l = 1600 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань при вибраній стандартній довжині пасів

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = \frac{1}{8} \cdot (2 \cdot 1600 - 3,14 \cdot (250 + 80) + ((2 \cdot 1600 - 3,14 \cdot (250 + 80))^2 - 8 \cdot (250 - 80)^2)^{1/2} = 534,2 \text{ мм.}$$

Швидкість пасів

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 1415}{60000} = 5,9 \text{ м/с.}$$

Розрахункова частота пробігів пасу

$$n_{np} = \frac{1000 \cdot V}{l} = \frac{1000 \cdot 5,9}{1600} = 3,0 \text{ с}^{-1} < [n_{zp}] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1},$$

де $[n_{zp}]$ – гранично допустиме значення для клинових пасів.

Кут обхвату пасами ведучого шківів

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{250 - 80}{534,2} = 161,9^\circ.$$

Потужність, яку може передати один пас за стандартних умов роботи

$$P_0 = P_{01} + \frac{(P_{02} - P_{01}) \cdot (V - V_1)}{V_2 - V_1} = 3,15 + \frac{(4,13 - 3,15) \cdot (5,9 - 5)}{10 - 5} = 3,33 \text{ кВт.}$$

Визначимо кількість пасів, необхідних для передачі потужності, що приходить на швидкохідний вал

$$z_1 = \frac{P_1}{P_0 \cdot C_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_p} = \frac{1,5}{3,33 \cdot 0,96 \cdot 1,03 \cdot 0,95 \cdot 0,79} = 0,6.$$

Для передачі зазначеної потужності достатньо одного пасу $z = 1$.

Розміри жолобків для перерізу знаходимо по Додатку 17: $h = 7$ мм, $c = 2,5$ мм, $e = 12$ мм, $f = 8$ мм. Тоді зовнішні діаметри шківів

$$d_{e1} = d_1 + 2c = 80 + 2 \cdot 2,5 = 85 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = d_2 + 2c = 250 + 2 \cdot 2,5 = 255 \text{ мм,}$$

а ширина ободу

$$B = (z - 1) \cdot e + 2f = (1 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм.}$$

2. Сили, що діють в пасовій передачі

Маса 1 м пасу перерізу О згідно Додатку 19

$$q = 0,06 \text{ кг/м.}$$

За відношенням

$$\frac{l}{l_0} = \frac{1600}{1320} = 1,21$$

приймаємо коефіцієнт довжини пасів $C_1 = 1,04$. Тоді попередній натяг одного пасу

$$F_0 = \frac{850P_1C_1}{zVC_aC_p} + qV^2 = \frac{850 \cdot 1,5 \cdot 1,04}{1 \cdot 5,9 \cdot 0,96 \cdot 1,2} + 0,06 \cdot 35,095 = 196,4 \text{ Н.}$$

Колова сила в пасовій передачі

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{1500}{5,9} = 253,2 \text{ Н.}$$

Сила натягу ведучої гілки одного клинового паса

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z} = 196,4 + \frac{253,2}{2 \cdot 1} = 323,0 \text{ Н.}$$

Сила натягу веденої гілки одного клинового паса

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z} = 196,4 - \frac{253,2}{2 \cdot 1} = 69,8 \text{ Н.}$$

Сила, що діє на вали передачі

$$F_g = 2F_0z \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 1 \cdot \sin\left(\frac{161,9^\circ}{2}\right) = 2,0 \text{ Н.}$$

3. Перевірочний розрахунок пасової передачі

Перевіряємо міцність одного клинового паса за максимальними напруженнями:

- напруження розтягу

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA} = \frac{F_1}{A} = \frac{196,4}{60} + \frac{253,2}{2 \cdot 1 \cdot 60} + \frac{323,0}{60} = 5,4 \text{ МПа,}$$

де $A = 60 \text{ мм}^2$ - площа паса перерізу О по Додатку 19;

- напруження згину

$$\sigma_{z2} = \frac{Eh}{d_1} = \frac{80 \cdot 5}{80} = 5,0 \text{ МПа,}$$

де $E = 80 \text{ МПа}$ – модуль пружності І роду; $h = 5 \text{ мм}$ – висота поперечного перерізу паса по Додатку 19;

- напруження від дії відцентрових сил

$$\sigma_v = \rho V^2 = 1300 \cdot 35,10 = 0,046 \text{ МПа,}$$

де $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу паса.

Максимальне напруження у перерізі ведучої гілки

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{z2} + \sigma_v = 5,4 + 5,0 + 0,046 = 10,4 \text{ МПа} < 12 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується.

РОЗДІЛ IV. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ І ВИБІР ПІДШИПНИКІВ

4.1. Вивчення конструкцій опорних вузлів редукторів

В якості опор для валів використовуються підшипникові вузли, які забезпечують можливість їх вільного обертання і сприймають діючі навантаження. В редукторах найбільше поширення отримали вузли на підшипниках кочення. Конструкція опорного вузла залежить від конструкції редуктора, типа механічної передачі.

Редуктори з прямозубими циліндричними колесами

В таких редукторах осьові сили відсутні, лише інколи можуть виникати випадкові товчки, тому у вузлах використовують кулькові однорядні або дворядні радіальні підшипники.

Найчастіше для реалізації вузла застосовується схема "в розпір", як найбільш проста і дешева (рис. 4.1). Торці внутрішніх кілець підшипників спираються на буртики валу, а зовнішні торці кілець – в торці кришок, які закріплені в корпусі.

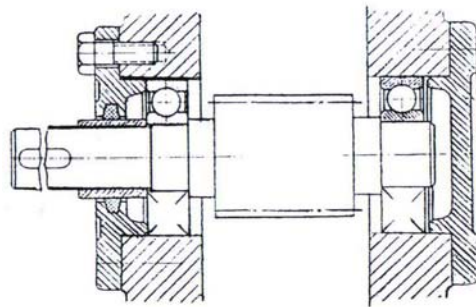


Рис. 4.1. Установка валу «в розпір»

Також застосовуються опори інших конструкцій. Схема валу з двома плаваючими опорами застосовується в шевронних або роздвоєних косозубих передачах, де введення фіксуючої опори привело б до статичної невизначеності системи.

Редуктори з косозубими циліндричними колесами

В редукторах з косозубими колесами разом із радіальним завжди діє і осьове навантаження, яке зростає зі збільшенням кута нахилу зубців. В цьому випадку найбільш доцільною є схема валу з однією фіксуючою опорою. В цій схемі у одного підшипника внутрішнє кільце кріпиться на валу, а зовнішнє – в корпусі. Внутрішнє кільце іншої опори закріплене на валу, але не фіксується у корпусі (плаваюча опора). При температурному подовженні вала кільце плаваючої опори

зміщується, компенсуючи тим самим подовження вала. Така схема опори дає можливість призначати широкі допуски на розміри вала і корпусу. Схема валу з *однією фіксуючою опорою* реалізується на кулькових радіально-упорних підшипниках (рис. 4.2, а), або на конічних роликів підшипниках (рис. 4.2, б). Вона використовується в коробках передач, інших механізмах, де не діють значні навантаження.

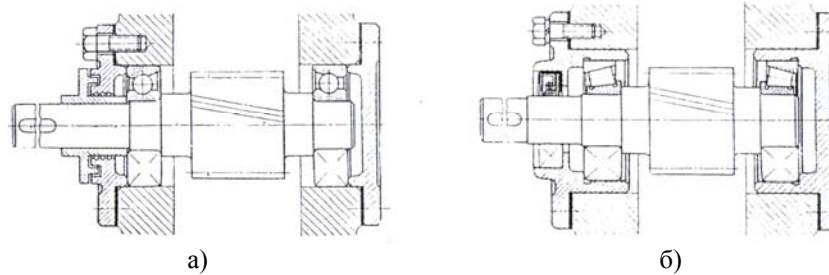


Рис. 4.2. Фіксація вала однією опорою

Редуктори з конічними зубчастими колесами

В редукторах з конічними зубчастими колесами діють як радіальні, так і осьові навантаження. Особливістю конструкції такого вузла є наявність стакана, котрий встановлюється якщо діаметр виступів шестерен більше внутрішнього діаметра підшипника.

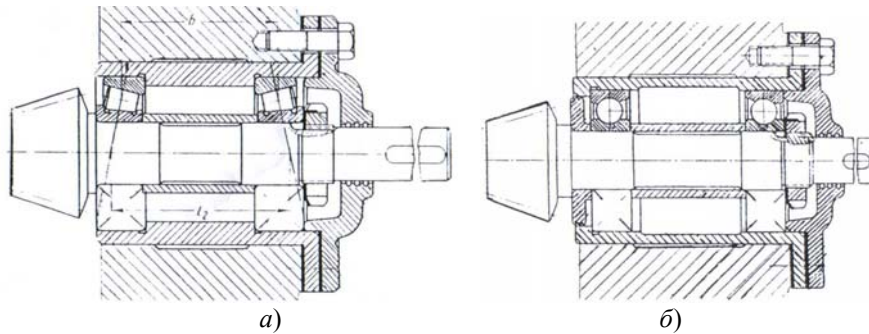


Рис. 4.3. Фіксація вала конічної передачі

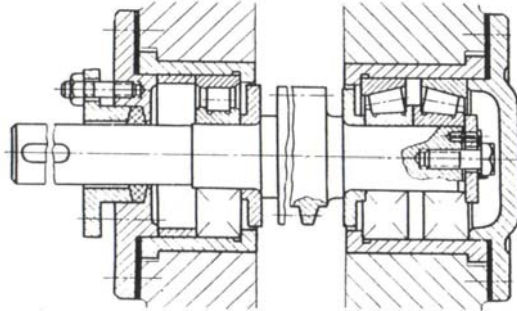
Для швидкохідних валів малої потужності доцільно використовувати радіально-упорні кулькові підшипники (рис. 4.3, а). Осьовий зазор регулюють прокладками між фланцем стакана і кришкою, а внутрішні кільця ставлять на вал із натягом, тому в установці кріпильних гайок нема необхідності.

При середніх і великих потужностях слід використовувати

конічні роликові підшипники (рис. 4.3, б). При монтажі підшипників за даною схемою застосовують кріпильні гайки. При нагріванні вал може розширятися без перешкод, тому заклинювання підшипників неможливе навіть при значному підвищенні температури і за великих відстаней між опорами.

Черв'ячні редуктори

У черв'ячних редукторах частіше використовують більш вантажопідйомні конічні роликові підшипники (рис. 4.4). Але у зв'язку зі значними втратами потужності і великим нагрівом в силових черв'ячних редукторах рекомендується застосовувати кулькові радіально-упорні підшипники. Їх використання також знижує вимоги



до точності виготовлення деталей. Але розміри опор, виконаних на кулькових підшипниках, більше, ніж на роликових зважаючи на їх меншу вантажність, тому остаточний вибір типу виконують після відповідних розрахунків.

Рис. 4.4. Опорний вузол черв'ячної передачі

4.2. Загальні відомості про підшипники кочення

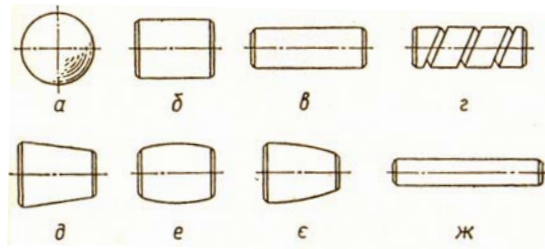
Підшипники кочення – елементи опори осей, валів та інших деталей, що працюють з використанням тертя кочення. Вони широко стандартизовані та масово виготовляються на підшипникових заводах. На даний час виготовляється близько 20 000 їх типорозмірів із зовнішніми діаметрами від 1 мм до 3 м і вагою від 0,5 г до 7 т.

Підшипники кочення складаються з двох кілець – внутрішнього (закріплюється на валу або осі) і зовнішнього (у корпусі опори). Їх відносне обертання реалізується за допомогою тіл кочення (кульок, роликів або голок), що знаходяться між кільцями. Тіла кочення перекочуються по біговим доріжкам на кільцях, а сепаратор утримує їх на однаковій відстані.

Широке використання підшипників кочення обумовлене їх наступними **перевагами** у порівнянні з іншими видами опор: високій несучій здатності та високому ККД (близько 0,995), малим габаритним розмірам у осьовому напрямку і незначним витратам мастильних матеріалів. До **недоліків** підшипників кочення можна віднести значні діаметральні розміри, підвищений шум при високих швидкостях

обертання, обмежений строк служби і низьку здатність демпфувати ударні навантаження.

За формою тіл кочення усі підшипники поділяються на кулькові та роликові. Роликові підшипники бувають наступних видів: із короткими та довгими роликами (рис. 4.5, б і в), витими роликами



(рис. 4.5, з), конічними роликами (рис. 4.5, д), бочкоподібними роликами (рис. 4.5, е і є) і з голчастими роликами (рис. 4.5, ж).

Рис.4.5. Види тіл кочення

За напрямом сприйманого навантаження підшипники поділяються на чотири типи:

- радіальні – сприймають тільки навантаження, яке направлене перпендикулярно до осі обертання. Кулькові підшипники можуть сприймати незначні осьові навантаження;
- упорні – сприймають тільки осьові навантаження;
- радіально-упорні – здатні сприймати як радіальне, так і осьове навантаження;
- упорно-радіальні – здатні сприймати значне осьове і незначне радіальне навантаження.

За числом рядів тіл кочення підшипники бувають однорядні, дворядні та чотирирядні.

За способом компенсації перекосів вала підшипники бувають несамоустановні та самоустановні. Останні допускають перекоси кілець до 3° , завдяки чому можуть працювати при збільшених деформаціях валів.

За радіальними розмірами підшипники кочення з фіксованим внутрішнім діаметром d ділять на 5 серій діаметрів: надлегка, особливо легка, легка, середня і важка.

За осьовими розмірами підшипники з фіксованим внутрішнім діаметром d ділять на 4 серії ширин: особливо вузька, вузька, нормальна широка і особливо широка.

Усі підшипники мають умовне позначення із ряду цифр. За цими цифрами можна визначити основні їх характеристики.

Дві перші цифри справа помножені на 5 дають внутрішній діаметр підшипника у міліметрах для діаметра не менше 20 мм. Цифри

00, 01, 02 і 03 означають діаметри 10, 12, 15 і 17 мм відповідно.

Третя цифра справа свідчить про серію підшипника: 1 – особливо легка, 2 – легка, 3 – середня і 4 – важка, 5 – легка широка, 6 – середня широка і т.д.

Четверта цифра справа вказує на його тип:

0 – *радіальний кульковий однрядний* (рис. 4.6, а). Сприймає радіальне навантаження і невелике осьове (до 70% невикористаного радіального). Мають найменші втрати на тертя і працюють за найвищих частот обертання. Отримали найширше розповсюдження завдяки дешевизні і невимогливості до точності монтажу і умов змащування. До недоліків відносять їх невелику жорсткість, тому за потреби точної фіксації вала і при ударному навантаженні їх не використовують.

1 – *радіальний кульковий дврядний сферичний* (рис. 4.6, б) сприймає радіальне навантаження за умов значних перекосів кілець (до 3°). Допускає осьову фіксацію вала і сприймає незначні осьові навантаження (до 20% невикористаних радіальних). Використовується для фіксації трансмісійних валів з кількома опорами.

2 – *радіальний роликовий із короткими циліндричними роликами* (рис. 4.6, в) має у 1,5 рази більшу вантажопідйомність, ніж відповідні кулькові. Не допускають перекосів валів, слугують опорами коротких жорстких валів. Осьового навантаження не сприймають, тому положення вала в осьовому напрямку не фіксують.

3 – *радіальний роликовий дврядний сферичний з бочкоподібними роликами* (рис. 4.6, г) за основними характеристиками походить на сферичний кульковий підшипник, але має значно більшу жорсткість і вантажність. Сприймає незначні осьові навантаження (до 20% невикористаних радіальних) в обох напрямках і допускає перекіс внутрішнього кільця до 3°.

4 – *роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий* (рис. 4.6, д) призначений для сприйняття тільки радіальних навантажень, мають значно менший зовнішній діаметр порівняно з підшипниками того ж внутрішнього діаметру. Дуже чутливі до перекосів валів.

5 – *роликовий радіальний із витими роликами* використовуються при невеликих радіальних навантаженнях, малих швидкостях і значних ударних навантаженнях. Як і попередній тип, осьового навантаження не сприймає і осьового положення вала не фіксує.

6 – *радіально-упорний кульковий* (рис. 4.6, е) сприймає комбіновані навантаження і може працювати за однобічного осьового навантаження. Використовуються у вузлах із жорсткими двоопорними валами при відносно невеликих відстанях між опорами.

7 – *роликівий конічний* (рис. 4.6, *и*) є радіально-упорним, сприймає комбіновані навантаження. Використовується в опорах жорстких валів за невеликої відстані між опорами.

8 – *упорний кульковий* (рис. 4.6, *г* і *д*) сприймає тільки осьові навантаження: одинарний – односторонні, подвійний – змінні.

9 – *упорний роликівий* сприймає значно більші навантаження, ніж кульковий, але за меншої частоти обертання (не більше 5 – 10 м/с).

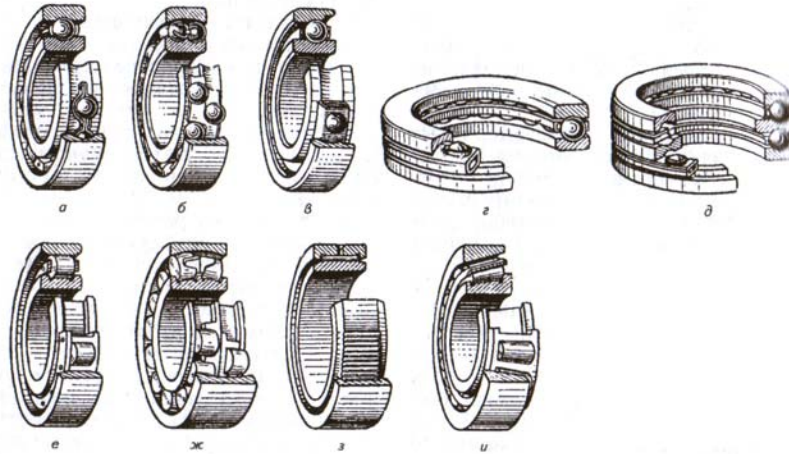


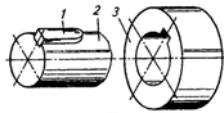
Рис. 4.6. Основні типи підшипників кочення.

П'ята і шоста цифри вводяться не для усіх підшипників і характеризують конструктивні особливості. Усі основні параметри підшипників кочення (розміри, маса, вантажність і гранична швидкість обертання наводяться у спеціальних каталогах.

Основним **матеріалом** для виготовлення підшипників є сталь. Кільця і тіла кочення виготовляються підшипникової хромистої сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС, що після відповідної термообробки має твердість 60...65 HRC. Для підшипників, що діють в умовах ударних навантажень, тіла кочення виготовляють також із склопластиків. Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування, для високошвидкісних підшипників використовують також бронзи, латуні, алюмінієві сплави та пластмаси.

4.3. Загальні відомості про шпонкові з'єднання

Основною деталлю шпонкового з'єднання є шпонка 1, яка встановлюється в паз на валу 2 і з'єднується з деталлю 3 (рис. 4.7).



Використовуються в малонавантажених з'єднаннях дрібносерійного виробництва для фіксації деталей на валу та передачі крутного моменту від валу до маточини (або навпаки).

Рис. 4.7. Конструкція шпонкового з'єднання

Перевагами шпонкових з'єднань є простота збирання, дешевизна та взаємозамінність. До недоліків слід віднести те, що шпонкові пази послаблюють вали, оскільки є концентраторами напружень.

За конструкцією шпонки бувають трьох типів – призматичні, сегментні та клинові. Найбільш поширеними є призматичні шпонки (рис. 4.8), саме їх рекомендується використовувати при виконанні курсової роботи для з'єднання деталей.



Рис. 4.8. Конструктивні різновиди призматичних шпонок: *a* – суцільні зі скругленими торцями; *b* – суцільні з плоскими торцями; *v* і *z* – з отворами

Призматичні шпонки встановлюються у вал з натягом, а у маточину вільно, їх характеристиками є ширина b , висота h і довжина l , позначається шпонка наступним чином – $b \times h \times l$. Розміри шпонки (b і h) обираються залежно від діаметра валу, довжину шпонки зазвичай беруть на 10...15 мм меншу, від ширини маточини.

Обрана шпонка має задовольняти умовам міцності на зминання та на зріз:

- умова міцності на зминання має вигляд

$$\sigma_{зм} = \frac{2000T}{dl(h-t_1)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де T – крутний момент на валу; d – діаметр валу; t_1 – глибина паза валу; $[\sigma_{зм}]$ – граничне допустиме напруження зминання;

- умова міцності на зріз поперечного перерізу має вигляд

$$\tau_{зр} = \frac{2000T}{dlb} \leq [\tau_{зр}].$$

Для нерухомих шпоночних з'єднань з маточинами зі сталі $[\sigma_{зм}] = 110 \dots 190$ МПа, із чавуну – $[\sigma_{зм}] = 70 \dots 110$ МПа; $[\tau_{зр}] = 70 \dots 100$ МПа.

4.4. Методика розрахунку валів

Розрахункові схеми валів зображуються у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні встановлених на них зубчастих коліс, від натягів ланцюгових та пасових передач, інших встановлених деталей. При складанні розрахункових схем валів необхідно з певним наближенням визначити відстань між опорами, місця розміщення деталей, через які передаються на вали зовнішні навантаження.

При коротких опорах валу ($l/d < 0,6$) центр опори суміщають з серединою підшипника. Навантаження від насаджених на вал деталей прикладають у точці в середньому перерізі по довжині посадочної поверхні.

Розрахункові схеми валів можуть бути дуже різноманітними, проте найчастіше їх можна представити у вигляді статично визначених двоопорних балок. Власну вагу валів та встановлених на них деталей до уваги не беруть. На рис. 4.9, *a* показана розрахункова схема циліндричної прямозубої передачі, в якій відсутня осьова сила. Схема на рис. 4.9, *б* відповідає циліндричній косозубій та черв'ячній передачі, а також тихохідному валу конічної передачі. Розрахункова схема на рис. 4.9, *в* є швидкохідним валом конічної передачі.

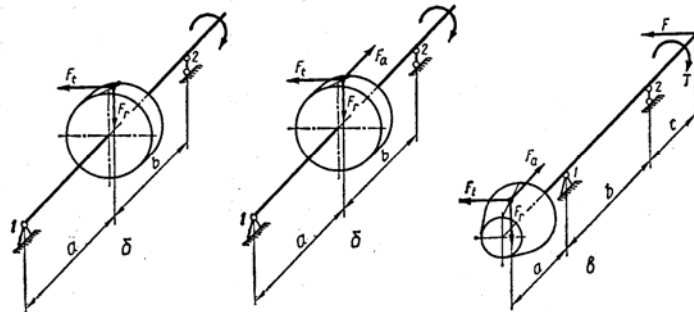


Рис. 4.9. Розрахункові схеми одноступінчастих циліндричних редукторів

З наведених схем видно, що вали в процесі роботи зазнають розтягу, стиску і згину з крученням. Сталість за напрямком поперечних сил спричинює появу у валах змінних напружень згину, а сталість осьових сил – виникнення у перерізах валів напружень розтягу або стиску. Дотичні напруження виникають під дією крутного моменту T . На вихідний кінець валу може діяти консольна сила від зірочок ланцюгових і шківів пасових передач.

Оскільки перерізи валів знаходяться під дією змінних у часі нормальних і дотичних напружень, то основним критерієм міцності сучасних валів є стійкість проти втомного руйнування. Втомне руйнування є причиною майже половини випадків виходу з ладу валу. Конструювання валів редукторних передач виконується поетапно.

На першому етапі проектування спочатку виконується ескізна компоновка редуктора, в процесі якої обирають конструкцію валу, основні його розміри та взаємне розташування деталей, що приймають участь в передачі навантажень. Далі від реальної конструкції переходять до розрахункової схеми валу і пропоставляють на схемі сили, що діють в зачепленні. Для механічних передач, як зазначалося раніше, такими є колові, радіальні та осьові сили. Крім того, на кінцях вхідних і вихідних валів можуть діяти радіальні консольні сили збоку шківів пасових та зірочок ланцюгових передач. Величину консольної сили визначають приблизно:

- для швидкохідних та тихохідних валів *циліндричних і конічних передач* по формулі

$$F_k = 125\sqrt{T}, \quad (4.1)$$

де T – крутний момент на валу, Н·м;

- для швидкохідних та тихохідних валів *черв'ячних передач* по формулі

$$F_k = 250\sqrt{T}. \quad (4.2)$$

Сили та моменти, що передаються від маточини на деталь, вважають зосередженими і прикладеними в середині її довжини. При виконанні розрахункової схеми вал представляють у вигляді шарнірно закріпленої балки з опорами в середині підшипників (рис. 4. 10).

При побудові епюр моментів використовують принцип суперпозиції – сили розглядають окремо у горизонтальній і вертикальній площині, також окремо досліджують дію консольної сили. Розрахунок валу виконується методами опору матеріалів, результатом є побудова трьох епюр згинальних моментів (горизонтальних $M_{гор}$, вертикальних $M_{вер}$ і консольних M_k), а також епюри крутних моментів. За результатами побудови епюр визначають небезпечний переріз валу.

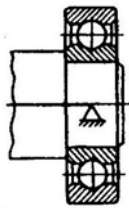


Рис. 4.10. Представлення підшипника шарнірною опорою

На другому етапі проектування розробляють конструкцію валу, для чого попередньо визначають діаметр вихідної ділянки за умовним граничним напруженням кручення, прийнявши його рівним $[\tau] = 15 \dots 25$ МПа.

$$d_{61} \geq 10 \cdot 3 \sqrt{\frac{5T}{[\tau]}} \quad (4.3)$$

При виконанні курсової роботи рекомендується обирати ступінчасту конструкцію валу (рис. 4.11) з трьома діаметрами: вихідним d_1 , діаметром під підшипник d_2 і діаметром під колесо d_3 .

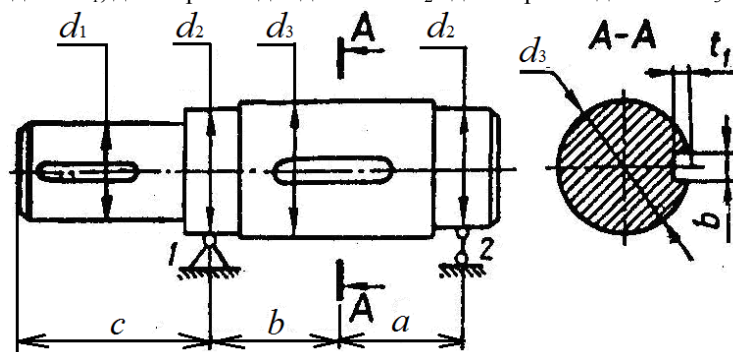


Рис. 4.11. Вал ступінчастої конструкції

Ступінчаста конструкція валу є найбільш досконалою, оскільки спрощується збирання з'єднань з натягом, попереджаються ушкодження ділянок з поверхнями підвищеної чистоти обробки, форма валу наближається до оптимальної (брусу рівної міцності). Разом з тим, в місцях зміни діаметра валу виникає концентрація напружень, зменшуючи міцність валу, а при використанні в якості заготовки прутка чи поковки ускладнюється технологія виготовлення і збільшується витрата матеріалу. Тому для зменшення концентрації напружень перехідні ділянки валів виконують скругленими (галтелі).

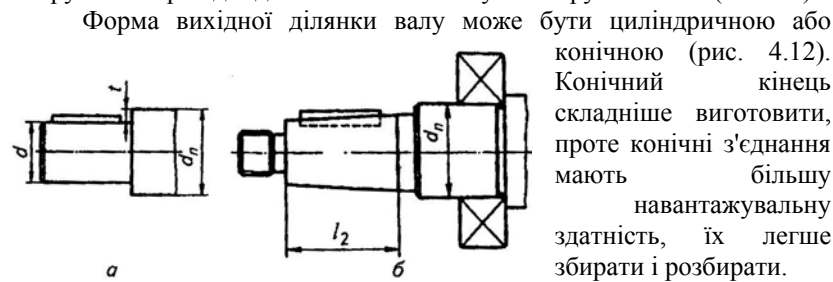


Рис. 4.12. Конструкції вихідних ділянок валів

Форма і розміри шпоночних канавок залежать від типу шпонки та ріжучого інструменту. В даній курсовій роботі рекомендується

використовувати призматичні шпонки, оскільки їх пази викликають найменшу концентрацію напружень. Тоді діаметр ділянки валу під підшипник визначають з урахуванням розмірів шпонки

$$d_{e2} = d_{e1} + 2t_2 + 0,5 \text{ мм}, \quad (4.4)$$

де t_2 – глибина пазу в маточині, яка визначається по *Додатку 21*.

Якщо на валу встановлюється кілька шпонок, їх слід розташовувати в одній площині, обравши для них, якщо це можливо, одну ширину паза. Це дозволяє обробляти пази одним інструментом не змінюючи розташування вала у просторі.

При конструюванні швидкохідних валів циліндричних і конічних передач доцільним є виготовлення вала за одне ціле з шестернею (рис. 4.13). В такому випадку матеріал та спосіб термічної обробки вала обирають згідно умов міцності зубців шестерні.

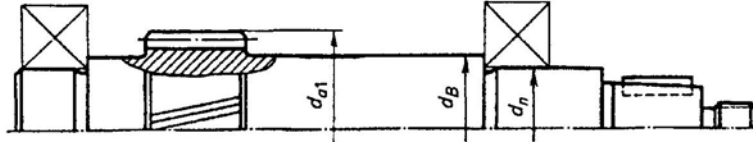


Рис. 4.13. Вал-шестерня циліндричної косозубої передачі

Для виготовлення валів використовують вуглецеві конструкційні сталі 40, 45, 50 і леговану сталь 40Х. Для високонавантажених валів використовують леговані сталі 40ХН, 30ХГСА, 30ХГТ з гартуванням СВЧ. Механічні властивості валів обирають по *Додатку 22*.

На третьому етапі конструювання виконують перевірочний розрахунок вала на статичну міцність і опір втомному руйнуванню. При *розрахунку на статичну міцність* умова міцності полягає у визначенні ефективного напруження

$$\sigma_{e\phi} = \frac{32000}{\pi d_e^3} \sqrt{M_{\max}^2 + 0,75T^2} \leq [\sigma], \quad (4.5)$$

де M_{\max} – максимальний згинальний момент, Н·м; T – крутний момент на валу, Н·м; d_e – діаметр вала, мм. Граничне напруження визначається по формулі

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{s_m}, \quad (4.6)$$

де σ_m – границя текучості матеріалу, МПа; $s_m = 1,2 \dots 1,8$ – коефіцієнт запасу по текучості.

При *розрахунку на опір втомному руйнуванню* визначається коефіцієнт запасу втомному руйнуванню

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (4.7)$$

де $[s] = 2 \dots 2,5$ – гранично допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Коефіцієнти запасу міцності за напруженнями згину та кручення визначаються по формулам

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_{3z}}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \Psi_\tau \tau_m}, \quad (4.8)$$

де σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості матеріалу при згині та крученні з симетричним циклом, МПа; K_σ і K_τ – коефіцієнти концентрації напружень; σ_a і τ_a – амплітуда зміни напружень протягом циклу, МПа; Ψ_σ і Ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклів навантажень.

Змінна та постійна складові циклів згину знаходять по формулам

$$\sigma_a = \frac{1000 M_{max}}{W_0}; \quad \sigma_m = \frac{F_a}{A}, \quad (4.9)$$

де M_Σ – сумарний згинальний момент в перерізі, Н·м; A – площа поперечного перерізу валу, м²; W_0 – момент опору поперечного перерізу, мм³.

Момент опору поперечного перерізу характеризує залежність величини згину від форми валу, для перерізу зі шпонковим пазом він дорівнює

$$W_0 = 0,1d^3 - \frac{bt_1(2d_g - t_1)^2}{2d_g}, \quad (4.10)$$

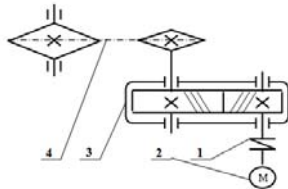
де d_g – діаметр валу, мм; b і t_1 – параметри шпонки, мм.

Змінна та постійна складові циклів кручення рівні одне одному, їх значення приблизно можна визначити по формулі

$$\tau_a = \tau_m = \frac{2500T}{d_g^3}. \quad (4.11)$$

4.5. Приклад розрахунку вала циліндричного редуктора

В пунктах 1.3 і 2.2 було виконано розрахунок даного привода і циліндричної косозубої передачі редуктора. Наступним кроком має бути повний розрахунок швидкохідного і тихохідного валів редуктора. При розрахунку швидкохідного валу слід використати отримані раніше дані:



- крутний момент на швидкохідному валу $T_1 = 12,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота обертання швидкохідного валу $n_1 = 2880 \text{ мин}^{-1}$;
- діаметр ділительного кола шестірни $d_1 = 25,2 \text{ мм}$;
- діаметр ділительного кола колеса $d_2 = 100,8 \text{ мм}$;
- ширина шестірни $b_1 = 28 \text{ мм}$;
- сили на шестерні – $F_{r1} = 374,9 \text{ Н}$; $F_{a1} = 129,5 \text{ Н}$ і $F_{t1} = 1021,8 \text{ Н}$.

1. Проектний розрахунок валу

Для швидкохідного валу циліндричного редуктора оберемо ступеневу конструкцію (рис. 4.11) з симетричним розташуванням циліндричної шестерні, причому вал і шестерню виконуємо за одне ціле. В такому випадку в якості матеріалу валу буде використано сталь 35ХМ з термообробкою СВЧ і середньою твердістю HRC 52, яку було обрано в пункті 2.3 для виготовлення циліндричної шестерні.

Відстань між опорами валу-шестерні можна приблизно визначити по формулі

$$l \approx a + b \approx 0,8d_2 \approx 0,8 \cdot 100,8 \approx 80,6 \text{ мм.}$$

Оскільки в циліндричному одноступінчастому редукторі шестерня і колесо розташовані на валу симетрично, то приймаємо

$$a = b = 40 \text{ мм} = 0,4 \text{ м.}$$

Окрім колової, радіальної та осьової сил, визначених раніше, на швидкохідний вал збоку муфти діє консольна сила, яку можна визначити по формулі (4.1)

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{T_1} = 125 \cdot \sqrt{12,9} = 449 \text{ (Н)}.$$

Знаходимо діаметр вихідної ділянки валу по формулі (4.3)

$$d_{e1} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{5T_1}{[\tau]}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 12,9}{20}} = 14,7 \text{ мм.}$$

Остаточно приймаємо діаметр $d_1 = 15 \text{ мм}$. Для даного діаметру по Додатку 21 обираємо призматичну шпонку

$$5 \times 5 \times 28$$

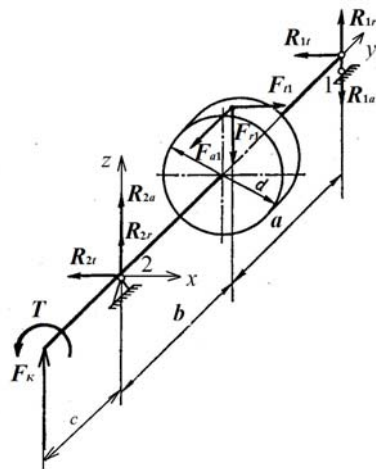
з розмірами пазів у валу і маточині відповідно $t_1 = 3 \text{ мм}$, $t_2 = 2,3 \text{ мм}$ і перевіряємо її на міцність. Умова міцності шпонки на зминання

$$\sigma_{zm} = \frac{2000T_1}{d_{e1}l(h-t_1)} = \frac{2000 \cdot 12,9}{15 \cdot 20 \cdot (5-3)} = 40,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{zm}] = 110 \text{ МПа.}$$

Умова міцності шпонки на зминання виконується. Дана умова є достатньою, адже при її виконанні також завжди виконується і умова міцності на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{2000 T_1}{d_{e1} l b} = \frac{2000 \cdot 12,9}{15 \cdot 20 \cdot 5} = 16,4 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 80 \text{ МПа.}$$

Таким чином, обрана шпонка відповідає умовам міцності. Знаючи її довжину можна визначити довжину вихідної ділянки швидкохідного валу



$$c = 1,5l = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ мм.}$$

Визначаємо середній діаметр валу (під підшипник) згідно (4.4)

$$d_{e2} = d_{e1} + 2t_2 + 0,5 = 15 + 2 \cdot 2,3 + 0,5 = 20,1 \text{ мм.}$$

Оскільки внутрішні діаметри підшипників закінчуються на 0 або 5, остаточно приймаємо

$$d_{e2} = 20 \text{ мм.}$$

Діаметр валу під шестерню оберемо з наступної умови

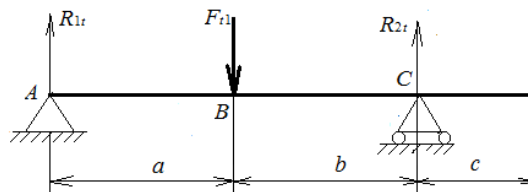
$$d_{e3} = d_{e2} + 5 = 25 \text{ мм.}$$

Після цього будемо розрахункову схему (рис. 4.14).

Рис. 4.14. Розрахункова схема швидкохідного валу

Швидкохідний вал редуктора знаходиться під дією складного виду навантаження – згину з крученням. Для побудови епюр окремо розглядають дію горизонтальних, вертикальних і консольної сили.

Будемо розрахункову схему для сил в горизонтальній площині.



Активна сила F_{t1} , що діє на вал, викликає в його опорах реакції R_{1r} і R_{2r} , які необхідно визначити (рис. 4.15).

Рис. 4.15. Схема горизонтальних сил.

Визначення невідомих реакцій виконують методами теоретичної механіки, склавши два рівняння рівноваги системи:

- сума зовнішніх сил, що діють на систему, та сил реакцій має дорівнювати нулю

$$\sum_{i=1}^n Y_n = 0; \quad (4.12)$$

- сума моментів відносно довільної точки балки дорівнює нулю

$$\sum_{i=1}^n M_1(Y_n) = 0. \quad (4.13)$$

Проте в даному випадку колесо симетрично розташоване на валу, тому $a = b$,

внаслідок чого реакції в обох опорах будуть однакові

$$R_{1t} = R_{2t}.$$

Визначаємо невідомі реакції з (4.12)

$$R_{1t} + R_{1t} - F_{t1} = 0; \quad R_{1t} = R_{2t} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{1021,8}{2} = 510,9 \text{ Н.}$$

Методами опору матеріалів знаходимо моменти в характерних точках валу

$$M_A = M_C = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = R_{1r} \cdot a = 510,9 \cdot 0,4 = 204,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За результатами розрахунків будемо епюру згинальних моментів в горизонтальній площині (рис. 4.18).

Тепер аналогічним чином знайдемо моменти, що діють у вертикальній площині.

Розрахункова схема для цього випадку представлена на рис. 4.16 (осьова сила створює згинальний момент M_a).

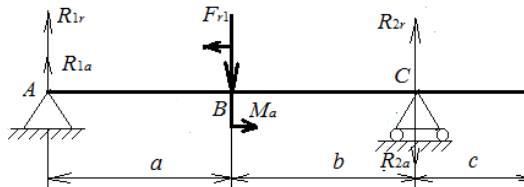


Рис. 4.16. Схема вертикальних сил

В даній схемі через наявність осьової сили реакції в опорах будуть різні, тому розрахунок проводиться по найбільш навантаженій опорі. Умова рівноваги (4.12) для балки матиме вигляд

$$1. \sum_{i=1}^n Y_i = 0. \quad R_{1r} + R_{1a} - F_{r1} + R_{2r} - R_{2a} = 0.$$

Перейдемо від окремих сил до реакцій в опорах

$$R_1 = R_{1r} + R_{1a}; \quad R_2 = R_{2r} - R_{2a},$$

тоді перша умова рівноваги набуває вигляду

$$R_1 - F_{r1} + R_2 = 0. \quad R_1 + R_2 = F_{r1} = 374,9 \text{ Н.}$$

Згинальний момент, викликаний дією осьової сили

$$M_a = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 129,5 \cdot \frac{0,025}{2} = 1,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Далі складаємо друге рівняння рівноваги (рівняння моментів)

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0. \quad -F_{r1}a + R_2(a+b) + M_A = 0. \quad R_2(a+b) = F_{r1}a - M_A.$$

$$R_2 = \frac{F_{r1}a - M_A}{a+b} = \frac{374,9 \cdot 0,4 - 1,6}{0,4 + 0,4} = 185,5 \text{ Н}.$$

Підставивши отриманий результат в перше рівняння рівноваги, знайдемо реакцію в найбільш навантаженій опорі

$$R_1 = 374,9 - R_2 = 374,9 - 185,5 = 189,4 \text{ Н}.$$

Через невеликий діаметр шестерні циліндричної косозубої передачі вплив осьової сили на характер навантаження підшипників швидкохідного валу дуже незначний.

Методами опору матеріалів знаходимо моменти в характерних точках валу

$$M_A = M_C = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{B \text{ зліва}} = R_1 \cdot a = 189,4 \cdot 0,4 = 75,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{B \text{ справа}} = M_{B \text{ зліва}} - M_A = 75,8 - 1,6 = 74,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За результатами розрахунків будемо епюру згинальних моментів в горизонтальній площині (рис. 4.18).

Залишилося знайти моменти, викликані дією консольної сили.

Розрахункова схема визначення даних моментів показана на рис. 4.17.

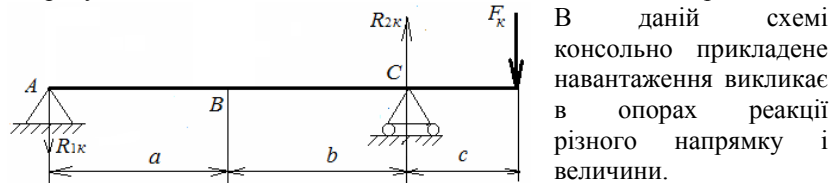


Рис. 4.17. Схема вертикальних сил

Записуємо умови рівноваги даної системи

$$1. \sum_{i=1}^n Y_i = 0. \quad -R_{1k} - F_k + R_{2k} = 0; \quad R_{2k} - R_{1k} = 449,0 \text{ Н}.$$

Друге рівняння рівноваги системи має вигляд

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0. \quad -F_k(a+b+c) + R_{2k}(a+b) = 0; \quad R_{2k}(a+b) = F_k(a+b+c).$$

$$R_{2k} = \frac{F_k(a+b+c)}{a+b} = \frac{449 \cdot (0,4 + 0,4 + 0,3)}{0,4 + 0,4} = 617,4 \text{ Н}.$$

Підставивши отриманий результат в перше рівняння рівноваги, знайдемо реакцію в найбільш навантаженій опорі

$$R_{1к} = R_{2к} - 449,0 = 617,4 - 449,0 = 168,4 \text{ Н.}$$

Знаходимо моменти в характерних точках валу

$$M_A = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = -R_{1к} \cdot a = -168,4 \cdot 0,4 = -67,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_C = -R_{1к} \cdot (a + b) = -168,4 \cdot (0,4 + 0,4) = -134,7 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$M_D = -R_{1к} \cdot (a + b + c) + R_{2к} \cdot c = -168,4 \cdot (0,4 + 0,4 + 0,3) + 617,4 \cdot 0,3 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Останнє рівняння є перевірою, нульовий момент на краю консолі свідчить про правильність виконаних розрахунків.

За результатами розрахунків будемо епюру згинальних моментів в горизонтальній площині (рис. 4.18). З даної епюри видно, що найбільш небезпечним є переріз під шестернею. Для нього визначимо момент від дії згинальних моментів

$$M_{зг} = \sqrt{M_{гор}^2 + M_{вер}^2} = \sqrt{204,4^2 + 75,8^2} = 218,0 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Напрямок моменту від дії консольної сили не завжди відомий, тому при визначенні максимального згинального моменту в небезпечному перерізі вала приймають його таким, що співпадає за напрямком з $M_{зг}$

$$M_{max} = M_{зг} + M_{кон} = 218,0 + 67,4 = 285,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Для перевірки валу **на статичну міцність** визначаємо по формулі (4.5) ефективне напруження

$$\sigma_{ef} = \frac{32000}{3,14 \cdot 20^3} \sqrt{285,4^2 + 0,75 \cdot 12,9^2} = 363,8 \leq 668,3 \text{ МПа.}$$

Напруження в небезпечному перерізі від різних типів деформацій:

- нормальне напруження стиску

$$\sigma_a = \frac{4F_{a1}}{\pi d_{\phi 2}^2} = \frac{4 \cdot 129,5}{3,14 \cdot 20^2} = 0,4 \text{ МПа};$$

- нормальне напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{32M_{max}}{\pi d_{\phi 2}^3} = \frac{32 \cdot 285,4}{3,14 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^3} = 363,6 \text{ МПа};$$

- дотичне напруження кручення

$$\tau = \frac{16T_1}{\pi d_{\phi 2}^3} = \frac{16 \cdot 12,9}{3,14 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^3} = 8,2 \text{ МПа.}$$

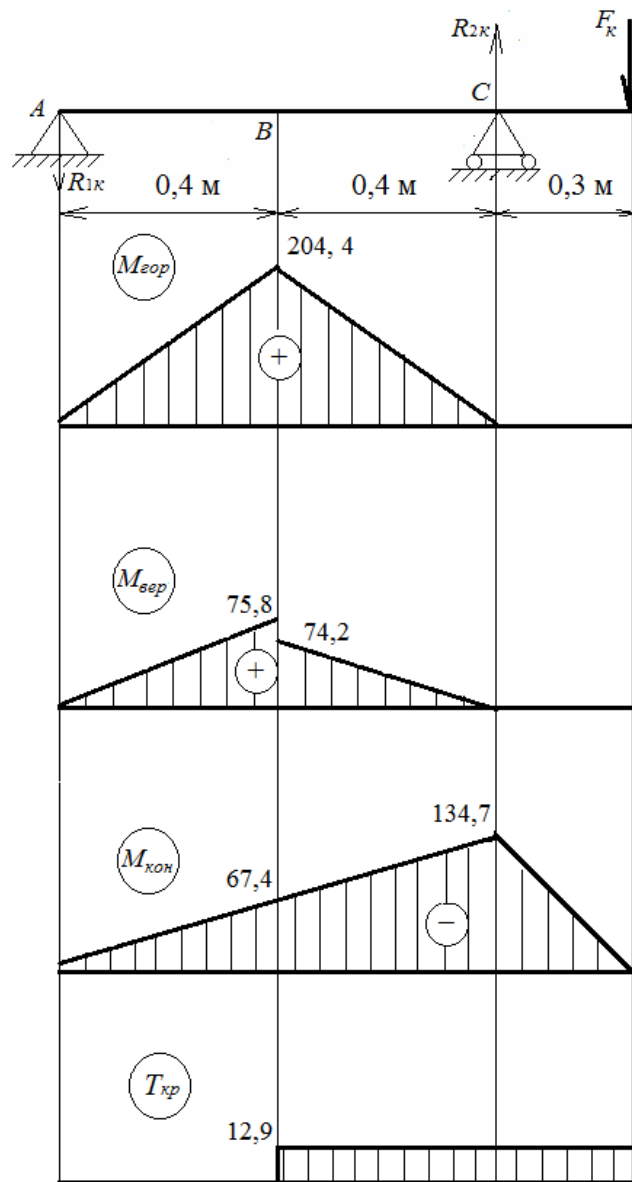


Рис. 4. 18. Епюри моментів для швидкохідного валу

Границі витривалості матеріалу визначаємо по формулам

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_g = 0,45 \cdot 668,3 = 300,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_g = 0,25 \cdot 668,3 = 167,1 \text{ МПа}.$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для валів із шпонковими пазами знаходять залежно від границі міцності матеріалу по *Додатку 23*

$$K_\sigma = 1,76 \text{ і } K_\tau = 1,54.$$

Визначаємо коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень

$$\psi_\sigma = 0,02 + 0,0002\sigma_g = 0,02 + 0,0002 \cdot 668,3 = 0,15;$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,15 = 0,075.$$

Коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу валу, визначаємо по *Додатку 32*

$$K_d = 0,89.$$

По формулам (4.8) визначаємо коефіцієнт запасу міцності вала в небезпечному перерізі за нормальними та дотичними напруженнями

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_{32}} = \frac{300,7}{1,76 \cdot 0,4 + 0,15 \cdot 363,6} = 5,4;$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \Psi_\tau \tau_m} = \frac{167,1}{1,54 \cdot 8,2 + 0,075 \cdot 8,2} = 12,6.$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт міцності вала в перерізі під шестірнею визначаємо по формулі (4.7)

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{5,4 \cdot 12,6}{\sqrt{5,4^2 + 12,6^2}} = 5,0 \geq [s] = 2,5.$$

Оскільки витривалість валу в небезпечному перерізі забезпечується, то коректування його діаметра не потрібне.

Аналогічним чином розраховується і тихохідний вал, для нього вихідними даними є осьова, радіальна та колова сила на колесі, крутний момент на тихохідному валу та ділительний діаметр колеса. Матеріал тихохідного валу не залежить від матеріалу зубчастого колеса, тому обирається окремо.

4.6. Вибір та перевірка підшипників

Як зазначалося вище, опорами валів слугують підшипники кочення, тому їх правильний вибір є досить важливим моментом в процесі курсового проектування. Підбір конкретного типу підшипників проводиться залежно від передачі, що проектується.

В **циліндричній прямозубій передачі** не діють осьові сили, тому для фіксації вала використовують кулькові радіальні підшипники.

В **циліндричній косозубій передачі** мають місце незначні осьові сили, тому для їх сприйняття слід застосовувати кулькові або роликові радіально-упорні підшипники.

В **конічній передачі** є необхідність в регулюванні зачеплення, тому на валах конічного редуктора використовують радіально-упорні підшипники. Для зменшення повздовжніх габаритів швидкохідного вала підшипники встановлюють за схемою «врозпір» (рис. 4.3).

В **черв'ячній передачі** діють значні осьові сили, тому на тихохідному валу зазвичай встановлюють роликові радіально-упорні підшипники. Для фіксації швидкохідного вала найчастіше застосовують два типи підшипників. В більш навантаженій опорі встановлюють два кулькові радіально-упорні підшипники, а інша опора є плаваючою і реалізується за допомогою кулькового радіального підшипника.

Нижче наведено методику вибору і розрахунку підшипників для швидкохідного вала, розрахунок якого виконано в пункті 4.5.

Приклад вибору підшипників та розрахунку підшипників

Вихідні дані:

- тип передачі – циліндрична косозуба;
- частота обертання вала $n_1 = 720 \text{ хв}^{-1}$;
- діаметр вала в місці встановлення $d_{a2} = 20 \text{ мм}$;
- термін безперервної роботи $L_h = 5 \text{ років} = 5 \cdot 365 \cdot 24 = 43 \text{ 800 годин}$.

Згідно вимог даного пункту, оберемо для фіксації швидкохідного вала кулькові радіально-упорні підшипники. За діаметром вала в місці посадки попередньо призначаємо підшипник 46304, характеристики якого

$$d = 20 \text{ мм}, D = 52 \text{ мм}, B = 15 \text{ мм}, C_r = 17800 \text{ Н}.$$

Перевіримо даний підшипник на довговічність по найбільш навантаженій опорі. Сумарна реакція в другій опорі, яка значно більше навантажена через консольну силу

$$R_2 = \sqrt{R_{2c}^2 + R_{2g}^2} + R_k = \sqrt{185,5^2 + 510,9^2} + 617,4 = 1160,9 \text{ Н}.$$

Гарантований термін роботи підшипника

$$L_r = \left(\frac{C_r}{R_2} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_1} = \left(\frac{17800}{1160,9} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 720} = 83427 \geq 43800 \text{ годин}.$$

Обраний підшипник задовольняє умовам довговічності.

На складальному кресленні проставляються габаритні, міжосьові (у трьох площинах), посадочні і справочні розміри, а також розміри опорних поверхонь. До габаритних відносяться розміри, що визначають довжину, ширину і висоту редуктора.

На складальному кресленні для спрощення допускається не показувати дрібні фрагменти деталей та з'єднань (фаски, скруглення, заглиблення). При використанні великої кількості крипіжних деталей одного типу і розміру можна детально зобразити деталі лише одного місця з'єднання, всі інші показувати умовно. Також на кресленні допускається умовне зображення спрощене представлення різьби та її елементів.

Технічні вимоги розміщують в полі креслення над головним написом у вигляді стовпцю, який не перевищує ширини головного напису. Кожна позиція починається з нового рядку, має окремий номер і містить інформацію, що не відображена на кресленні (граничні відхилення, вимоги до точності монтажу, правила транспортування та зберігання, тип мастила, особливі умови експлуатації, вимоги до форбування поверхонь).

Технічна характеристика розташовується під технічними вимогами, має власну нумерацію і містить інформацію відносно передаваної потужності, передаточного числа, частот обертання валів і моменту на вихідному валу.

До складального креслення додається текстовий документ – специфікація, який виконується на форматі А4. Заповнення специфікації проводиться зверху донизу в наступній послідовності: документація; складальні одиниці; пояснювальна записка; самостійно розроблені деталі; стандартні деталі, розділені по окремим групам (кріпильні деталі, підшипники кочення).

Специфікація оформлюється у вигляді додатку до пояснювальної записки, її зразок наведено в *Додатку 3*.

5.2. Приклади виконання графічної частини

В курсовій роботі з дисципліни «Прикладна механіка» передбачені складальні креслення наступних типів одноступінчатих редукторів:

- циліндричний прямозубий редуктор;
- циліндричний косозубий редуктор;
- конічний редуктор;
- черв'ячний редуктор з нижнім розташуванням черв'яка;
- черв'ячний редуктор з верхнім розташуванням черв'яка.

Приклади креслень наведені нижче.

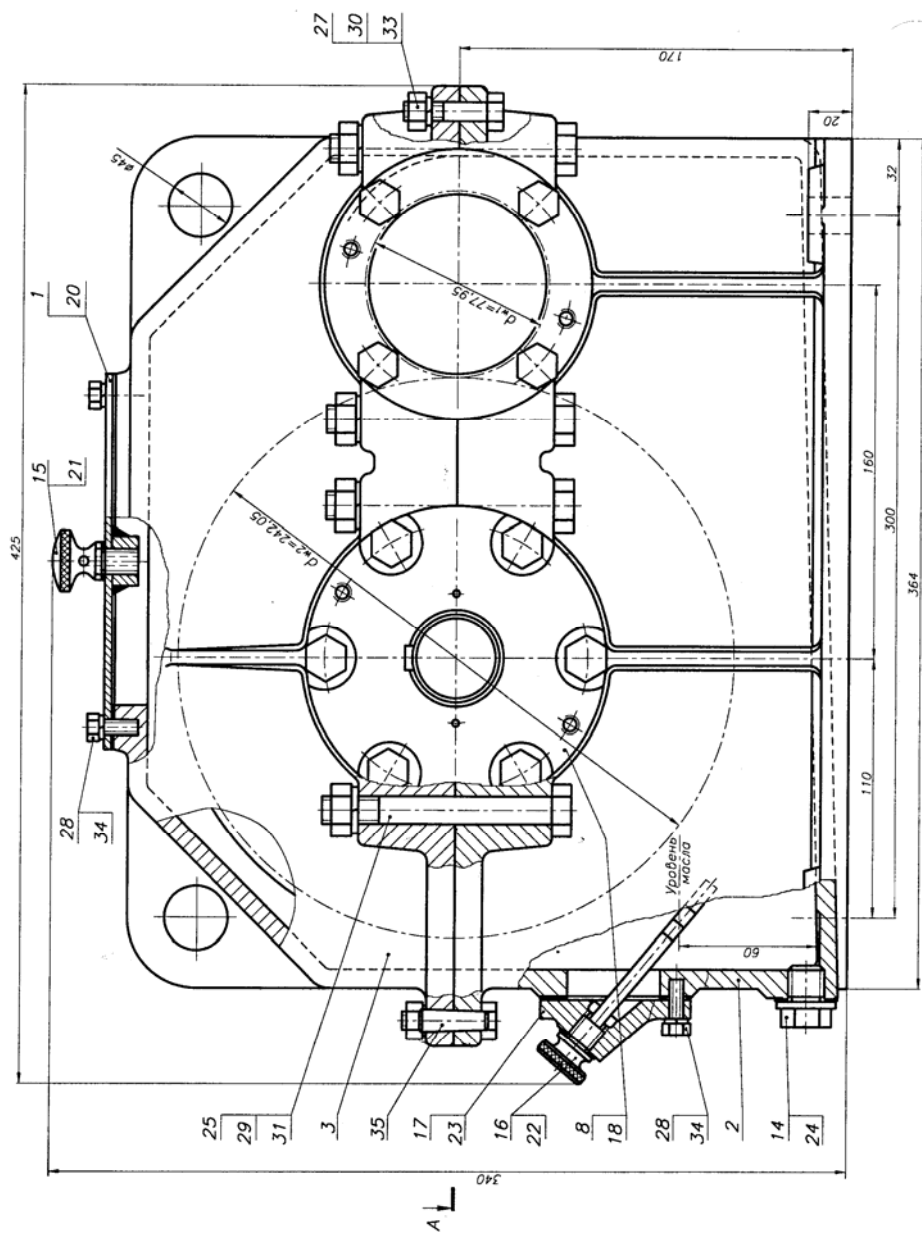


Рис. 5.3. Креслення корпусу циліндричного редуктора

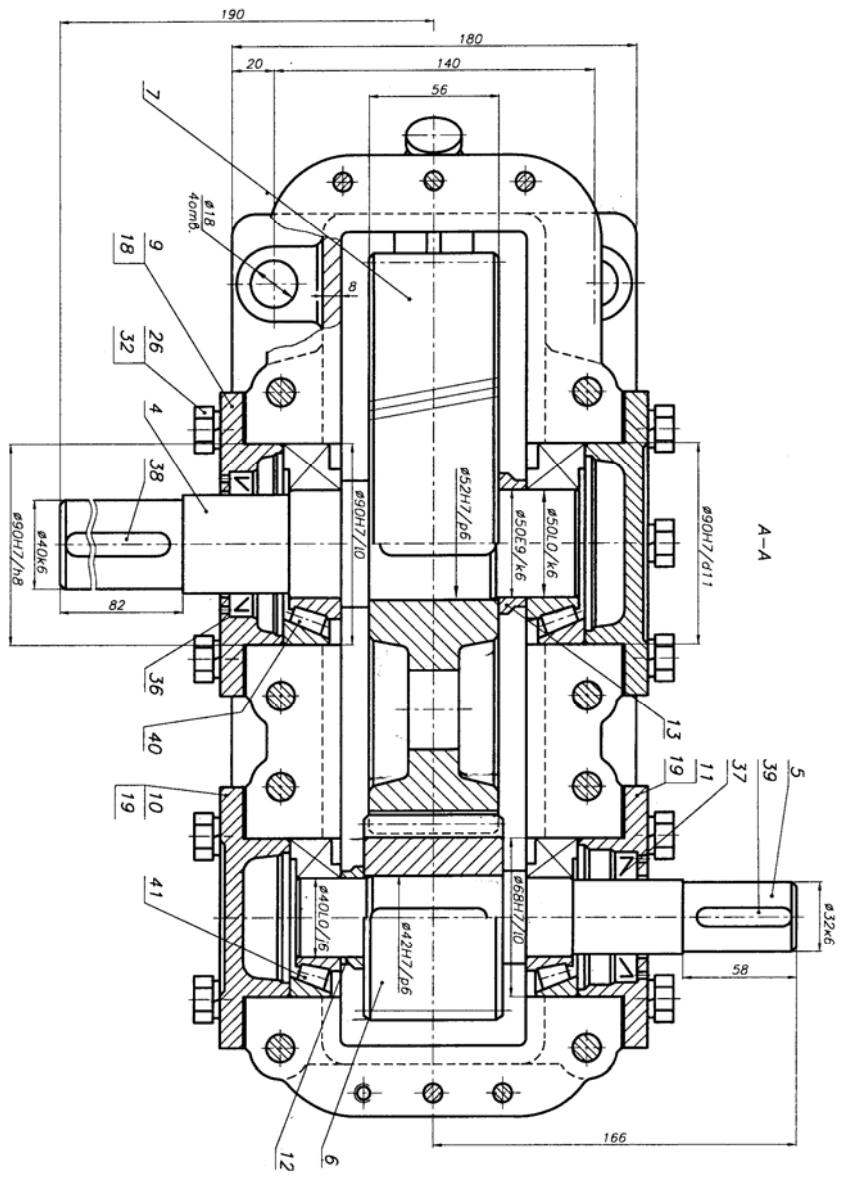


Рис. 5.4. Креслення циліндричного косозубого редуктора

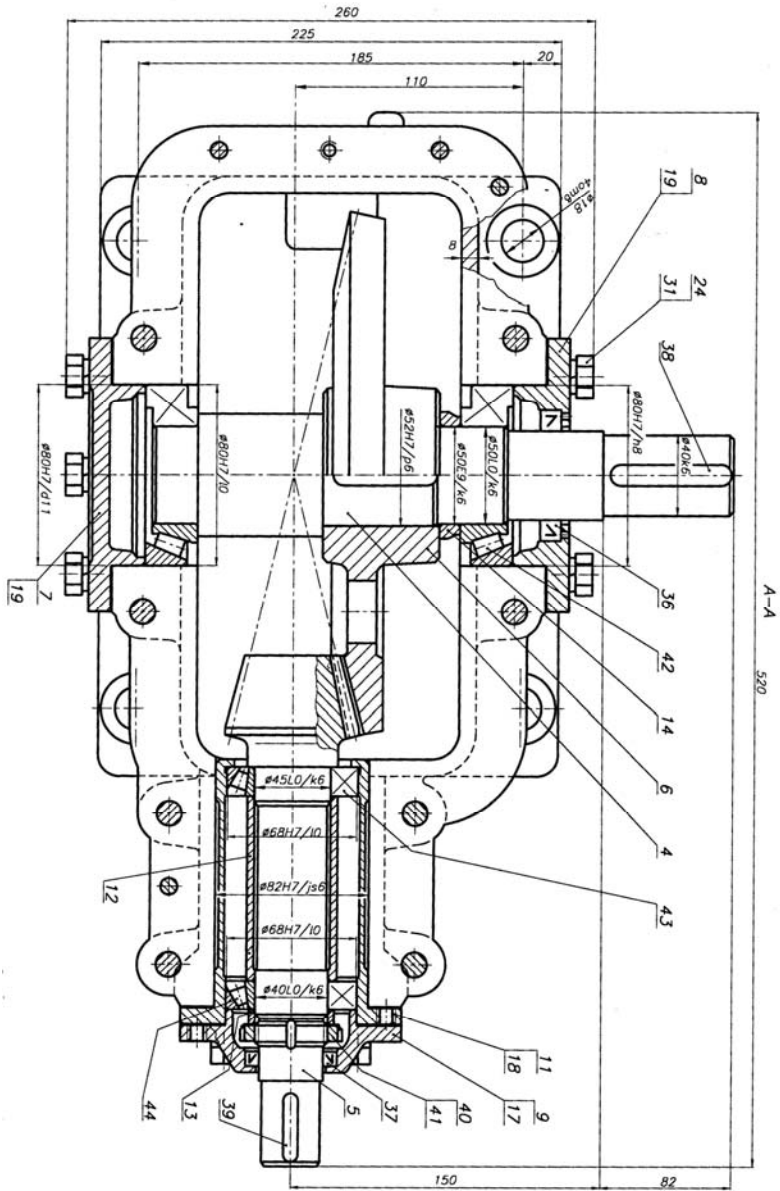


Рис. 5.5. Креслення конічного редуктора

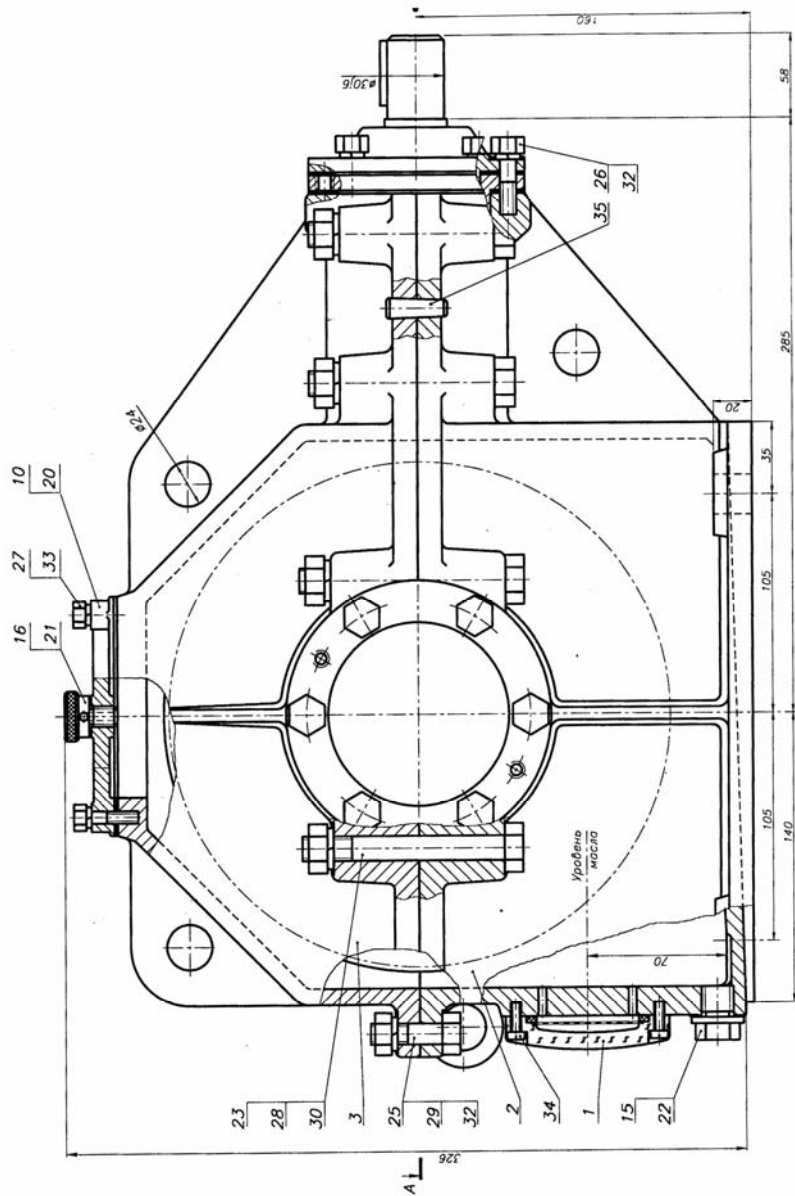


Рис. 5.6. Креслення корпусу конічного редуктора

ВИБІР ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ

Методичні рекомендації до виконання курсової роботи з дисципліни «Прикладна механіка» містять 10 завдань (схем приводів машин підприємств легкої промисловості), які наведені нижче. До кожного завдання наведено 10 варіантів вихідних даних (потужність, кутова або лінійна швидкість, сила). Таким чином сумарна кількість комбінацій завдань на курсову роботу складає 100.

Студенти обирають завдання на курсовий проект за двома останніми цифрами залікової книжки. Остання цифра залікової книжки вказує номер завдання, тобто конкретну схему привода. За передостанньою цифрою залікової книжки студенти отримують вихідні дані в таблиці до відповідного завдання.

Приклад вибору завдання

Нехай останні дві цифри залікової книжки студента – 41. Спочатку за останньою цифрою він має обрати перше завдання до курсової роботи – схему привода стрічкового конвеєра. Наступним кроком є отримання розрахункових даних. За передостанньою цифрою номера залікової книжки в табл. 1 знаходимо:

- потужність на вихідному валу $N_3 = 5,0$ кВт;
- кутова швидкість вихідного валу $\omega_3 = 12$ рад/с.

Схема привода, потужність і кутова швидкість утворюють повний комплекс вихідних даних, необхідних і достатніх для виконання курсової роботи.

ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ

Завдання 1

Розробити проект привода стрічкового конвеєра, схема якого наведена на рис. 1. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного вала n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 1.

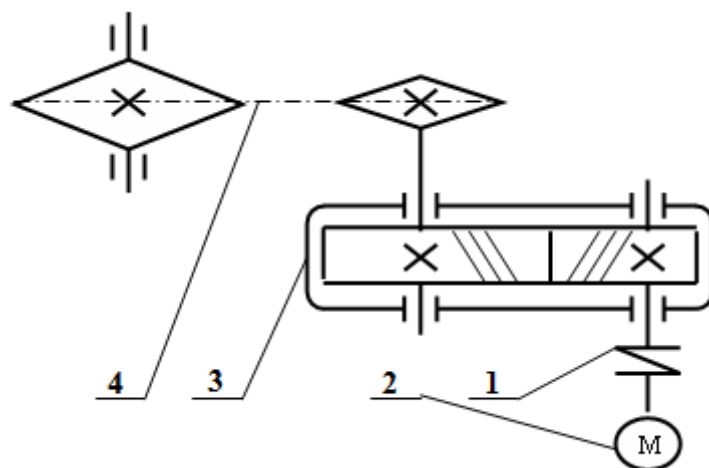


Рис. 1. Привод стрічкового конвеєра: 1 – муфта типу МПВП, 2 – електричний двигун, 3 – одноступінчатий циліндричний косозубий редуктор, 4 – ланцюгова передача.

Таблиця 1

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного вала ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	3,5	9	7
2	4,0	10	3
3	4,5	11	4
4	5,0	12	5
5	5,5	13	3
6	5,0	14	4
7	4,5	15	5
8	4,0	16	3
9	3,5	17	4
0	3,0	18	5

Завдання 2

Розробити проект приводу пластинчастого конвеєра, схема якого наведена на рис. 2. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного вала n_3 . Термін роботи приводу L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 2.

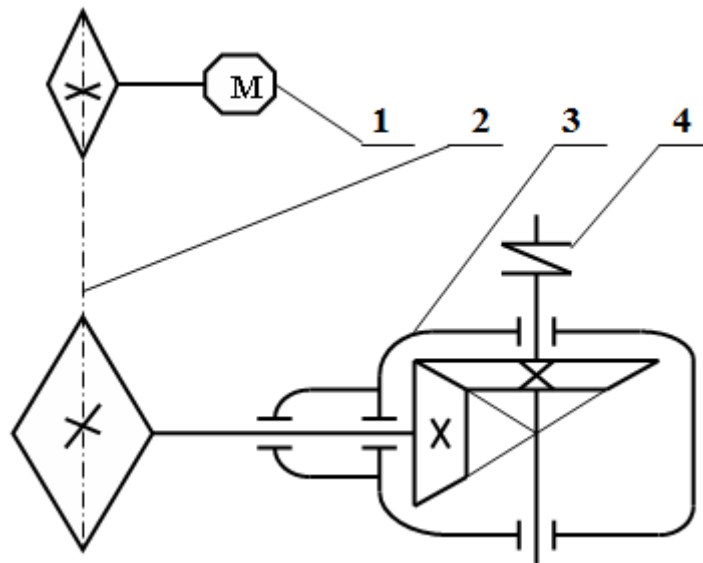


Рис. 2. Привод пластинчастого конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – ланцюгова передача, 3 – одноступінчатий конічний редуктор, 4 – муфта типу МПВП.

Таблиця 2

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного валу ω_3 , кВт	Термін роботи приводу L_h , років
1	2,2	4	7
2	2,4	4,5	3
3	2,6	5	4
4	2,8	5,5	5
5	3,0	6,0	3
6	3,2	6,5	4
7	3,4	6,0	5
8	3,6	5,6	3
9	3,8	4,2	4
0	4,0	3,8	5

Завдання 3

Розробити проект приводу поличного елеватора, схема якого наведена на рис. 3. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного валу n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 3.

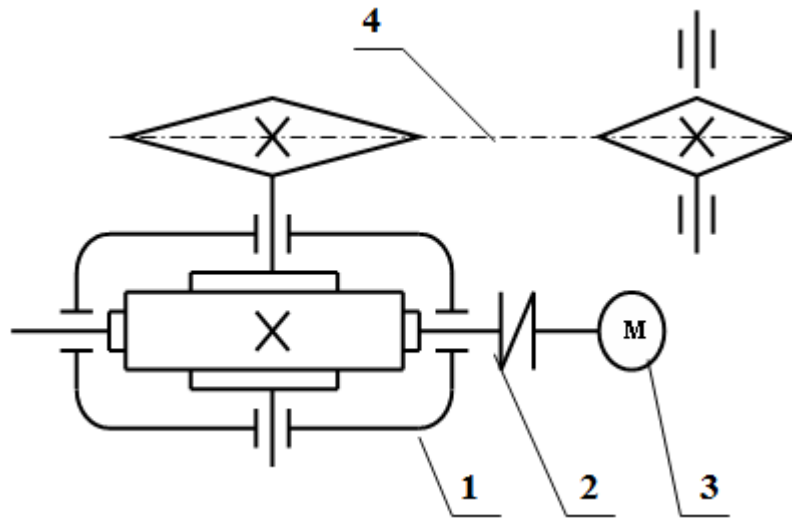


Рис. 3. Привод поличного елеватора: 1 – електричний двигун, 2 – муфта типу МПВП, 3 – одноступінчатий черв'ячний редуктор з нижнім розташуванням черв'яка, 4 – ланцюгова передача.

Таблиця 3

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного валу ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	3,5	3,2	4
2	4,0	3,4	4
3	4,5	3,6	4
4	5,0	3,8	4
5	5,5	2,0	5
6	5,0	2,2	5
7	4,5	2,4	5
8	4,0	2,6	6
9	3,5	2,8	6
0	3,0	2,0	6

Завдання 4

Розробити проект привода люлечного конвеєра, схема якого наведена на рис. 4. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного вала n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 4.

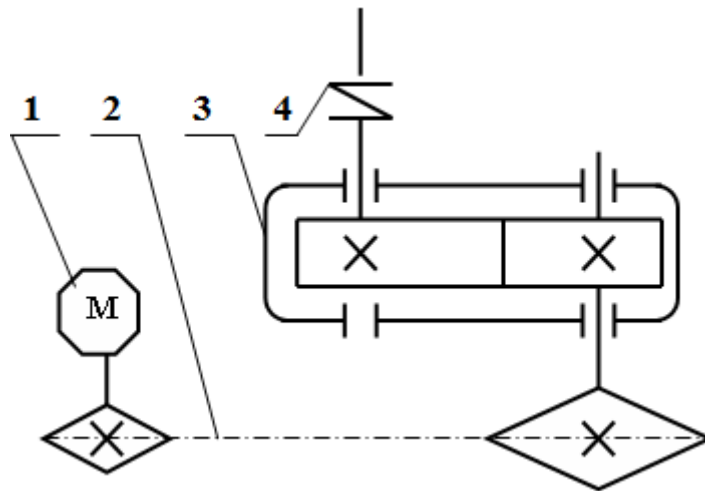


Рис. 4. Привод люлечного конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – ланцюгова передача, 3 – одноступінчатий циліндричний прямозубий редуктор, 4 – муфта типу МПВП.

Таблиця 4

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного вала ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	4,5	3	6
2	4,0	8,2	6
3	4,5	8,5	6
4	6,0	8,0	6
5	6,5	7,2	5
6	6,0	7,5	5
7	6,5	7,0	5
8	6,0	6,2	4
9	5,5	6,4	4
0	5,0	6,6	4

Завдання 5

Розробити проект приводу підвісного конвеєра, схема якого наведена на рис. 5. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного вала n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 5.

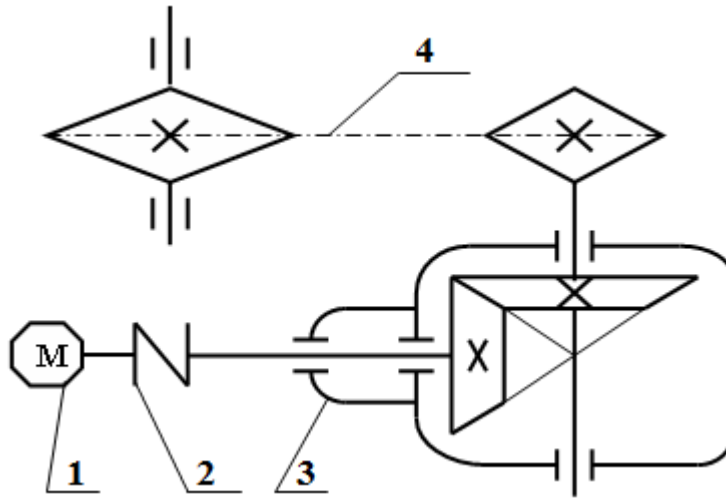


Рис. 5. Привод підвісного конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – муфта типу МПВП, 3 – одноступінчатий конічний редуктор, 4 – ланцюгова передача.

Таблиця 5

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного вала ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	5,5	9	7
2	5,0	10	3
3	5,5	11	4
4	6,0	12	5
5	6,5	13	3
6	7,0	14	4
7	7,5	15	5
8	9,0	16	3
9	9,5	17	4
0	10,0	18	5

Завдання 6

Розробити проект приводу гвинтового конвеєра, схема якого наведена на рис. 6. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного вала n_3 . Термін роботи приводу L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 6.

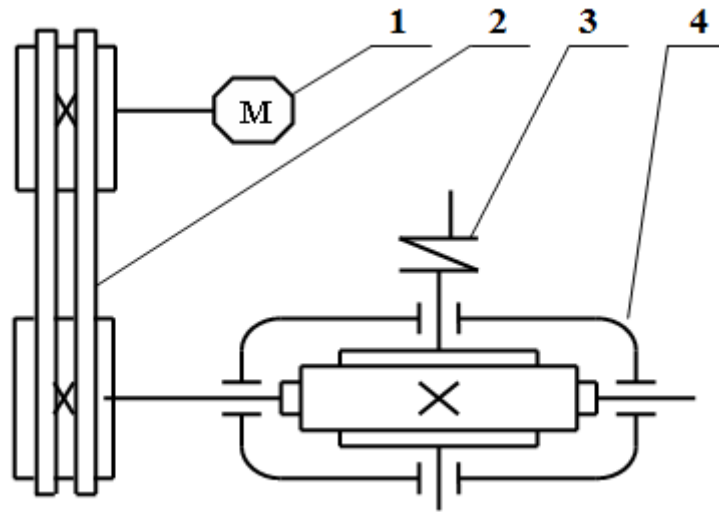


Рис. 6. Привод гвинтового конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – пасова передача, 3 – муфта типу МПВП, 4 – одноступінчатий черв'ячний редуктор з верхнім розташуванням черв'яка.

Таблиця 6

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного вала ω_3 , кВт	Термін роботи приводу L_h , років
1	3,5	1,9	7
2	4,0	1,0	3
3	4,5	1,1	4
4	5,0	1,2	5
5	5,5	1,3	3
6	5,0	1,4	4
7	4,5	1,5	5
8	4,0	1,6	3
9	3,5	1,7	4
0	3,0	1,8	5

Завдання 7

Розробити проект привода коливного конвеєра, схема якого наведена на рис. 7. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного валу n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 7.

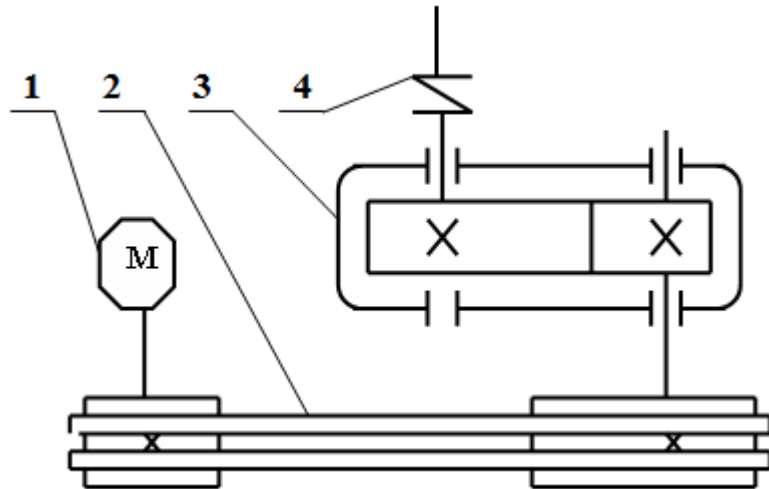


Рис. 7. Привод коливного конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – пасова передача, 3 – одноступінчатий прямозубий циліндричний редуктор, 4 – муфта типу МПВП.

Таблиця 7

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного валу ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	3,0	9	7
2	4,0	9,2	3
3	4,0	9,4	4
4	5,0	9,6	5
5	5,0	9,8	3
6	5,0	10,0	4
7	4,0	10,2	5
8	4,0	10,4	3
9	3,0	10,6	4
0	3,0	10,8	5

Завдання 8

Розробити проект привода інерційного конвеєра, схема якого наведена на рис. 8. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного валу n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 8.

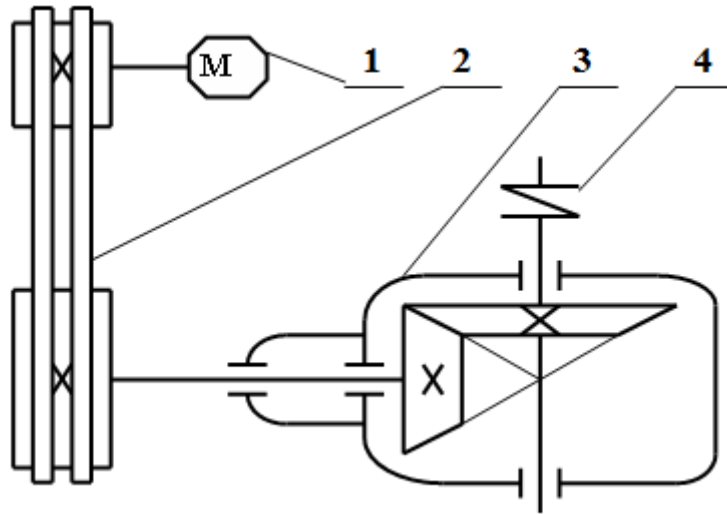


Рис. 8. Привод інерційного конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – пасова передача, 3 – одноступінчатий прямозубий конічний редуктор, 4 – муфта типу МПВП.

Таблиця 8

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного валу ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	1,5	5,9	7
2	1,0	6,0	3
3	1,5	6,1	4
4	1,0	6,2	5
5	2,5	6,3	3
6	2,0	6,4	4
7	3,5	6,5	5
8	3,0	6,6	3
9	4,5	6,7	4
0	4,0	6,8	5

Завдання 9

Розробити проект привода вібраційного конвеєра, схема якого наведена на рис. 9. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного вала n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 9.

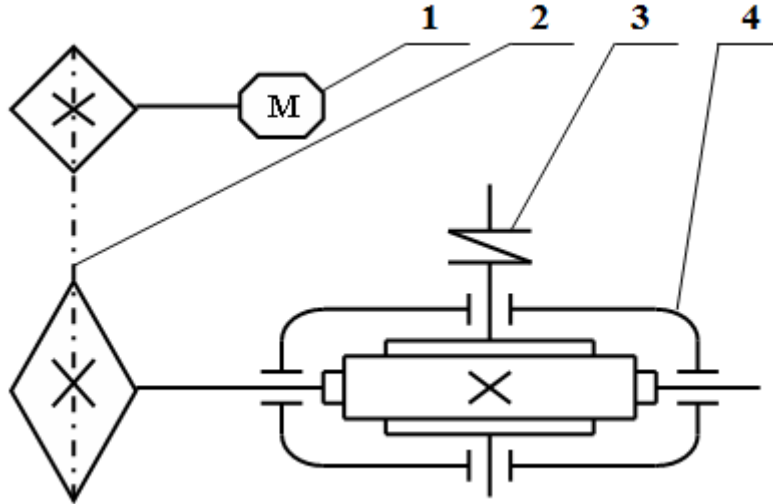


Рис. 9. Привод вібраційного конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – ланцюгова передача, 3 – муфта типу МПВП, 4 – одноступінчатий черв'ячний редуктор з нижнім розташуванням черв'яка.

Таблиця 9

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного валу ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	3,5	1,9	7
2	4,0	2,0	3
3	4,5	3,1	4
4	5,0	3,2	5
5	5,5	4,3	3
6	5,0	4,4	4
7	4,5	4,5	5
8	4,0	3,6	3
9	3,5	3,7	4
0	3,0	3,8	5

Завдання 10

Розробити проект привода стрічкового конвеєра, схема якого наведена на рис. 10. Потужність на вихідному валу N_3 кВт, кутова швидкість обертання вихідного вала n_3 . Термін роботи привода L_h років, дані до розрахунку взяти з табл. 10.

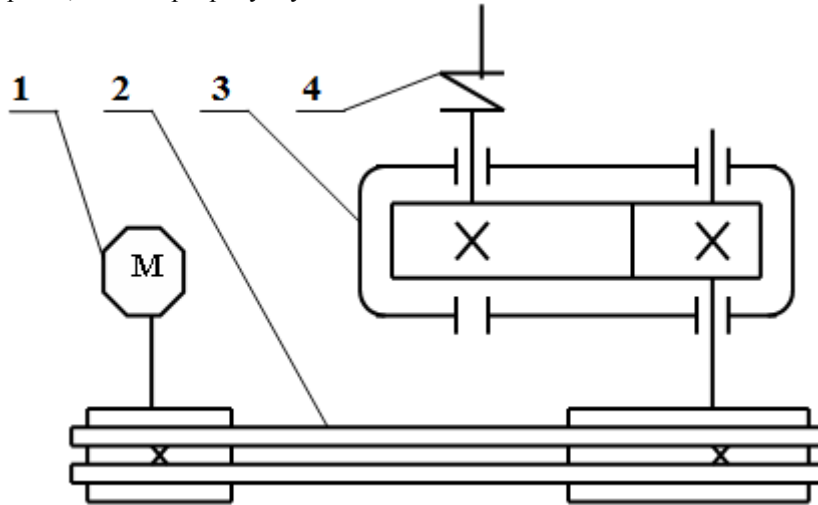


Рис. 10. Привод стрічкового конвеєра: 1 – електричний двигун, 2 – пасова передача, 3 – одноступінчатий прямозубий циліндричний редуктор, 4 – муфта типу МПВП.

Таблиця 10

Варіант	Потужність на вихідному валу N_3 , кВт	Кутова швидкість вихідного вала ω_3 , кВт	Термін роботи привода L_h , років
1	7,5	9	7
2	8,0	10	3
3	8,5	11	4
4	9,0	12	5
5	9,5	13	3
6	10,0	14	4
7	10,5	15	5
8	11,0	16	3
9	11,5	17	4
0	12,0	18	5

Список використаної літератури

1. Гарнець В.М. Деталі машин. Підручник. – К. Кондор. 2009. – 386 с.
2. Деталі машин: підруч. для студ. вищ. навч. закл. /В.І. Дирда, Ю. М. Овчаренко, Ю. Г. Козуб, І. Є. Рижков; за ред. проф. В. І. Дирди. – Вид. друге, переробл. і доповн. – Луганськ : Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2010. – 308 с.
3. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 526 с.
4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: АСАДЕМА, 2003. – 396 с.
5. Детали машин: Атлас конструкций /под ред. Д. Н. Решетова – М.: Машиностроение, 1992. – 367 с.
6. Гузенков П. Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986. – 360 с.
7. Иосилевич Г. Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
8. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 384 с.
9. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1993. – 462 с.
10. Орлов Л. И. Основы конструирования. – В 2 т. – М.: Машиностроение, 1988. Т. 1. – 560 с.; Т. 2 – 544 с.
11. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие/Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высш. шк., 2004. – 309 с.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Зразок титульного аркуша пояснювальної записки

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

**Луганський національний університет імені Тараса
Шевченка**

Інститут торгівлі, обслуговуючих технологій та туризму

кафедра інженерно-педагогічних дисциплін

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до курсової роботи з дисципліни
«Прикладна механіка»

Шифр 01

Виконала: студентка групи 3 ПНШ
Грицишна Олена Миколаївна

Керівник курсової роботи: доцент
кафедри ІПД Дохняк Б.М.

ЛУГАНСЬК 2012

**Завдання до курсової роботи
з дисципліни «Прикладная механика»**

Студентка Грицишина Олена

Група 3 ПОШ

Спеціальність «Технологія виробів легкої промисловості»

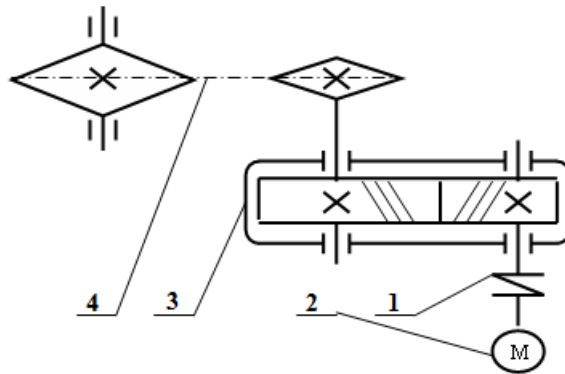
Шифр залікової книжки 01

Тип привода привод стрічкового конвеєра

Потужність на вихідному валу $N_3 = 3,0$ кВт

Кутова швидкість вихідного вала $\omega_3 = 18$ рад/с

Схема редуктора



Студент _____

Завдання видано _____

Керівник курсової роботи _____ (Калайдо О. В.)

Продовження Додатку 3
Зразок оформлення специфікації

Формат	Зона	Поз.	Позначка	Найменування	Кількість	Примітки
				Стандартні вироби		
				Болти		
				ГОСТ 7798 - 70		
		18		М 16×40	4	
		19		М 8×20	22	
		20		М 16×80	4	
				Гайки		
				ГОСТ 5916-70		
		21		М16	8	
				Шайби		
				ГОСТ 6402-84		
		22		16	8	
				Шпонки		
				ГОСТ 23360-78		
		24		5×5×30	1	
		25		5×5×40	1	
		26		8×7×30	1	
				Підшипники		
				ГОСТ 8328-75		
		27		7303	2	
		28		7304	2	
				Матеріали		
				Масло ІПП - 114		2 л
				ГОСТ 174794-87		
				Курсова робота «Прикладна механіка» шифр 01		
Ізм	Лист	№ док	Підпис	Дата		
Розроб.					Літера	Лист
Перевір.					Н	1
П. конт.						2
Н. конт.					Кафедра ІПД	
Затв.						

Додаток 4

Орієнтовні значення основних параметрів механічних передач

Тип передачі	Передаточне число	ККД
Циліндрична	до 6,3	0,95...0,98
Конічна	до 5	0,92...0,95
Планетарна	до 15	0,95...0,99
Хвильова	60...300	0,75...0,92
Черв'ячна	8...80	0,70...0,92
Ланцюгова	до 8	0,92...0,96
Пасова	до 6	0,94...0,96
Фрикційна	до 7	0,85...0,96

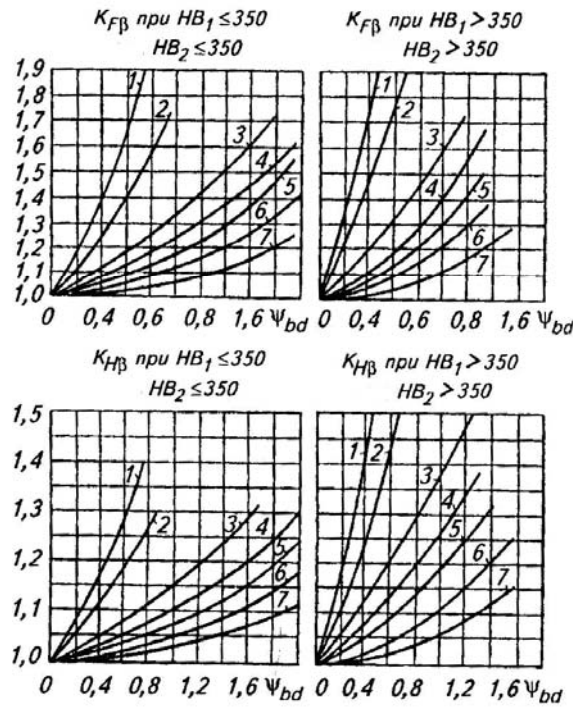
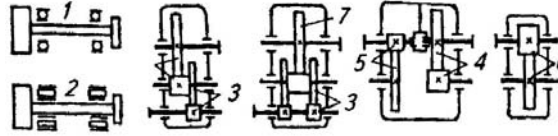
Додаток 5

Матеріали і термообробка матеріалів

Марка сталі	Термообробка	Твердість зубців		Міцність, МПа		
		маточини	поверхні	σ_b	σ_m	σ_{-1}
40	Нормалізація	163...207 HB	163...207 HB	550	320	220
45	Поліпшення	235...262 HB	235...262 HB	780	540	335
		269...302 HB	269...302 HB	890	650	380
40X	Поліпшення	235...262HB	235...262 HB	790	640	375
	Поліпшення	269...302 HB	269...302 HB	900	750	410
	гартування СВЧ	269...302 HB	45...50 HRC	900	750	410
40XH 35XM	Поліпшення	235...262HB	235...262 HB	800	630	380
	Поліпшення	269...302 HB	269...302 HB	920	750	420
	гартування СВЧ	269...302 HB	48...53HRC	920	750	420
40XHMA	Поліпшення та азотування	269...302 HB	50...56 HRC	980	780	440
20X 20XHM 80XGT	Поліпшення, цементация та гартування	300...400 HB	56...63HRC	1000	800	450

Циліндрична і конічна передача											
1 ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3		
2 ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1		
Черв'ячна передача											
1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	
z	4			2			1				

Графіки визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ для циліндричних передач



Додаток 8

Стандартні міжосьові відстані циліндричних передач

1 ряд	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800
2 ряд	140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710, 900

Додаток 9

Стандартні значення модуля і коефіцієнта діаметра черв'яка

Модуль m , мм	
1 ряд	1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25
2 ряд	1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12; 14
Коефіцієнт діаметра черв'яка q	
$m = 1,6$ мм	10; 12,5; 16; 20
$m = 2 \dots 12,5$ мм	8; (10); 12,5; 16; 20
$m = 16$ мм	8; 10; 12,5; 16;
$m = 20$ мм	8; 10

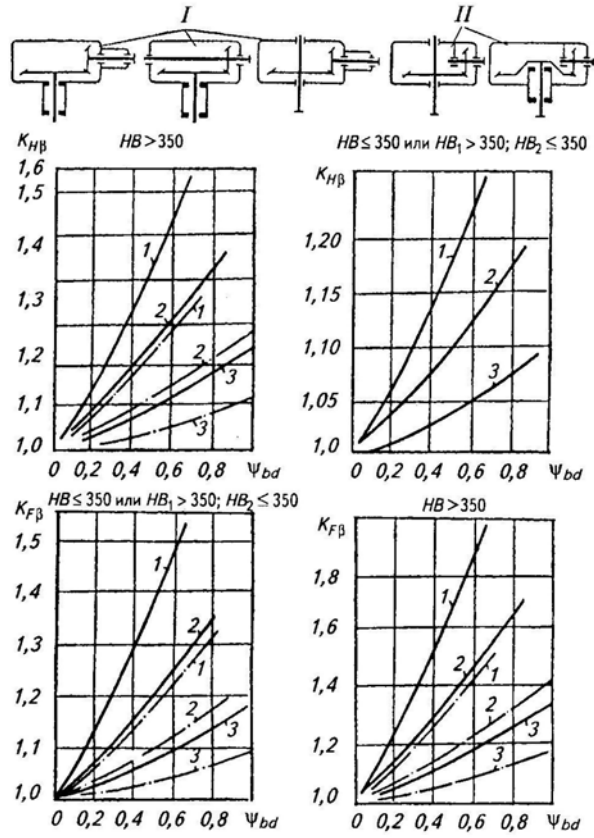
Додаток 10

До визначення коефіцієнта форми зубців Y_F

z	Коефіцієнт зміщення інструменту x								
	- 0,5	- 0,4	- 0,25	- 0,16	0	0,16	0,25	0,4	0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	3,68	3,46
16	–	–	–	–	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	–	–	–	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	–	–	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,66	3,58	3,54	3,49	3,44
63	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,55	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
160	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56	3,56
∞	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

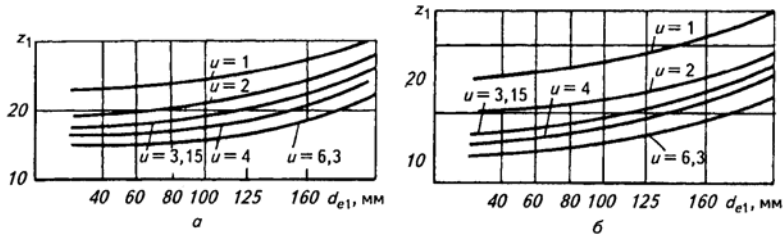
Додаток 11

Графіки визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ для конічних передач



Додаток 12

Визначення кількості зубців конічної шестерні



Додаток 13
Основні параметри конічних зубчастих передач

Зовнішній діаметр колеса d_{e2} , мм	Ширина зубчастин b_2 , мм при номінальних передаточних числах u																
	1	1,12	1,25	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
50	10	9,5	9	9	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(56)	11	10,5	10	10	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(71)	14	14	13	12	12	11,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	—	—	—	—	—	—	—	—
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14	14	—	—	—	—	—	—	—	—
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	—	—	—	—	—	—	—
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	—	—	—	—	—	—	—
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	18	—	—	—	—	—
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	20	—	—	—	—
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	28	28
(225)	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	75	75

Додаток 14

Стандартні міжосьові відстані черв'ячних передач

1 ряд	50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500
2 ряд	45, 56, 71, 90, 112, 140, 180, 225, 280, 355, 450

Додаток 15

Параметри приводних роликів ланцюгів

Роликові ланцюги, тип ПР за ГОСТ 13568-75	p_s , мм	d , мм	B , мм	Потужність $[P]_p$, кВт при частоті $n_{01} \text{ хв}^{-1}$ і $z_{01} = 25$			
				50	200	400	600
ПР-12,7-9000-2	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68
ПР-12,7-18000-1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13
ПР-12,7-18000-2	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98
ПР-15,875-23000-1	15,85	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08
ПР-15,875-23000-2	15,87	5,08	13,28	0,75	2,7	4,88	6,67
ПР-19,05-32000	19,05	5,96	17,75	1,41	4,8	8,38	11,4
ПР-25,4-56700	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7
ПР-31,75-88500	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0
ПР-38,1-127000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7
ПР-44,45-172400	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3
ПР-50,8-226800	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138

Додаток 16

Вибір перерізу пасів

	Нормального перерізу			Вузького перерізу		
	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>УO</i>	<i>УA</i>	<i>УB</i>
Крутний момент T , Н·м	< 30	15 – 60	50 – 150	< 150	90 – 400	300 – 2000
Мінімальний діаметр ведучого шківів D_1 , мм	63	90	125	63	90	140

Додаток 17

Параметри шківів для приводних клинових пасів, мм

Переріз	W_p	c	h	e	f	r
<i>O</i>	8,5	2,5	7	12	8	0,5
<i>A</i>	11	3,3	8,7	15	10	1
<i>B</i>	14	4,2	10,8	19	12,5	1
<i>B</i>	19	5,7	14,3	25,5	17	1,5
<i>Г</i>	27	8,1	19,9	37	24	2
<i>Д</i>	32	9,6	23,4	44,5	29	2

Додаток 18
Стандартний ряд довжини паса

400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000
--

Додаток 19
Основні розміри клинових пасів

Основні розміри паса, мм ²	Позначення перерізу паса					
	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>
<i>a</i>	8,5	11	14	19	27	32
<i>b</i>	10	13	17	22	32	38
<i>h</i>	6	8	10,5	13,5	19	23,5
<i>y</i>	2,1	2,8	4	4,1	6,9	8,2
Площа перерізу <i>A</i> , мм ²	47	81	138	231	472	692
Маса 1 м <i>q</i> , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,30	0,60	0,90

Додаток 20
Стандартний ряд діаметра шківів

Стандартний ряд діаметра <i>D</i> шківів, мм
40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000

Додаток 21
Характеристики призматичних шпонок

Діаметр валу <i>d</i> ₁ , мм	Розміри перерізу		Глибина пазів, мм		Довжина шпонки <i>l</i> , мм
	<i>b</i> , мм	<i>h</i> , мм	на валу <i>t</i> ₁	в маточині <i>t</i> ₂	
12 < <i>d</i> ₁ ≤ 17	5	5	3	2,3	10...56
17 < <i>d</i> ₁ ≤ 22	6	6	3,5	2,8	10...60
22 < <i>d</i> ₁ ≤ 30	8	7	4	3,3	16...70
30 < <i>d</i> ₁ ≤ 38	10	8	5	3,3	22...110
38 < <i>d</i> ₁ ≤ 44	12	8	5	3,3	28...140
44 < <i>d</i> ₁ ≤ 50	14	9	5,5	3,8	36...160
50 < <i>d</i> ₁ ≤ 58	16	10	6	4,3	45...180
58 < <i>d</i> ₁ ≤ 65	18	11	7	4,4	50...200
65 < <i>d</i> ₁ ≤ 75	20	12	7,5	4,9	56...220
75 < <i>d</i> ₁ ≤ 85	22	14	9	5,4	63...250
85 < <i>d</i> ₁ ≤ 95	25	14	9	5,4	70...280

Довжину призматичної шпонки вибирають з ряду: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

Додаток 22

Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Твердість НВ	σ_b	σ_m	τ	σ_{-1}	τ_{-1}	Ψ_σ	Ψ_τ
		МПа						
Ст 5	190	520	280	150	220	130	0	0
40Л	180	550	320	150	240	140	0	0
45	200	570	290	150	250	150	0	0
	240	800	550	300	350	210	0	0
	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
35ХМ	280	920	750	450	420	250	0,1	0,05
40Х	200	730	500	280	320	200	0,1	0,05
	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	270	900	750	450	410	240	0,1	0,05
40ХН	240	820	650	390	360	210	0,1	0,05
	270	920	750	450	420	250	0,1	0,05
40ХНМ	270	980	780	460	440	275	0,1	0,05
20	145	400	240	120	170	100	0	0
20Х	197	650	400	240	300	160	0,05	0
20ХМН	350	1000	800	550	480	240	0,15	0,1
12ХН3	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05
18ХГТ	330	1150	950	665	520	280	0,15	0,1
30ХГТ	320	1150	950	665	520	310	0,15	0,1

Додаток 23

Ефективні коефіцієнти напружень для валів

σ_b , МПа	З шпонковим пазом, виконаним фрезою		
	торцевою K_σ	дисковою K_σ	K_τ
400	1,30	1,51	1,20
500	1,38	1,64	1,37
600	1,46	1,76	1,54
700	1,54	1,89	1,71
800	1,62	2,01	1,88
900	1,69	2,14	2,05
1000	1,77	2,26	2,22
1100	1,84	2,38	2,30
1200	1,92	2,50	2,39

Технічні дані трифазних асинхронних електричних двигунів серії 4А

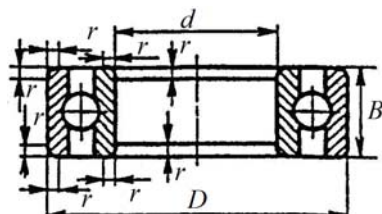
Типорозмір двигуна	Номинальна потужність $P_{ном}$, кВт	Асинхронна частота $n_{ном}$, хв ⁻¹	$T_{max}/T_{ном}$
1	2	3	4
<i>Синхронна частота обертання 750 хв⁻¹</i>			
4A90LA8	0,75	700	1,9
4A90LB8	1,1	700	1,9
4A100L8	1,5	700	1,9
4A112MA8	2,2	700	2,2
4A112MB8	3,0	700	2,2
4A132S8	4,0	720	2,6
4A132M8	5,5	720	2,6
4A160S8	7,5	730	2,2
4A160M8	11,0	730	2,2
<i>Синхронна частота обертання 1000 хв⁻¹</i>			
4A80A6	0,75	915	2,2
4A80B6	1,1	920	2,2
4A90L6	1,5	935	2,2
4A100L6	2,2	950	2,2
4A112MA6	3,0	955	2,5
4A112MB6	4,0	950	2,5
4A132S6	5,5	965	2,5
4A132M6	7,5	970	2,5
4A160S	11,0	975	2,0
<i>Синхронна частота обертання 1500 хв⁻¹</i>			
4A71B4	0,75	1390	2,2
4A80A4	1,1	1420	2,2
4A80B4	1,5	1415	2,2
4A90L4	2,2	1425	2,4
4A100S4	3,0	1435	2,4
4A100L4	4,0	1430	2,4
4A112M4	5,5	1445	2,2
4A132S4	7,5	1455	3,0
4A132M4	11,0	1460	3,0
<i>Синхронна частота обертання 3000 хв⁻¹</i>			
4A71A2	0,75	2840	2,2
4A71B2	1,1	2810	2,2
4A80A2	1,5	2850	2,6
4A80B2	2,2	2850	2,6

Продовження додатку 24

1	2	3	4
4A90L2	3,0	2840	2,5
4A100S2	4,0	2880	2,5
4A100L2	5,5	2880	2,5
4A112M2	7,5	2900	2,8
4A132M2	11,0	2900	2,8

Додаток 25

Кулькові радіальні однорядні підшипники



Умовні позначки: D – зовнішній діаметр підшипника, мм; d – внутрішній діаметр підшипника, мм; B – ширина підшипника, мм; r – зазор, мм; C_r – радіальна вантажність, Н; C_a – осьова вантажність, Н.

Особливо легка серія діаметрів 1

Марка	d	D	B	r	C_r	C_a
100	10	26	8	0,5	4620	1960
101	12	28	8	0,5	5070	2240
104	20	42	12	1	9360	4500
105	25	47	12	1	12200	5600
106	30	55	13	1,5	13200	6800
107	35	62	14	1,5	15900	8500
108	40	68	15	1,5	16800	9300
109	45	75	16	1,5	21200	12200
110	50	80	16	2	21600	13200
111	55	90	18	2	28100	17000
112	60	95	18	2	29600	18300
113	65	100	18	2	30700	19600
114	70	110	20	2	37700	24500
115	75	115	20	2	39700	26000
116	80	125	22	2	47700	31500
117	85	130	22	2	49400	33500
118	90	140	24	2,5	57200	39000
120	100	150	24	2,5	60500	41500

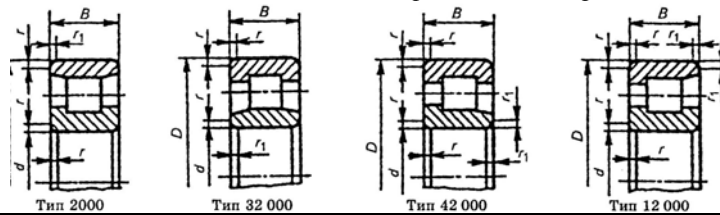
<i>Легка серія діаметрів 2</i>						
Марка	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_a</i>
200	10	30	9	1	5900	2650
201	12	32	10	1	6890	3100
202	15	35	11	1	7800	3550
203	17	40	12	1	9560	4500
204	20	47	14	1,5	12700	6200
205	25	52	15	1,5	14000	6950
206	30	62	16	1,5	19500	10000
207	35	72	17	2	25500	13700
208	40	80	18	2	32000	17800
209	45	85	19	2	33200	18600
210	50	90	20	2	35100	19800
211	55	100	21	2,5	43600	25000
212	60	110	22	2,5	52000	31000
213	65	120	23	2,5	56000	34000
214	70	125	24	2,5	61800	37500
215	75	130	25	2,5	66300	41000
216	80	140	26	3	70200	45000
217	85	150	28	3	83200	53000
218	90	160	30	3	95600	62000
220	100	180	34	3,5	124000	79000
<i>Середня серія діаметрів 3</i>						
Марка	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_a</i>
300	10	35	11	1	8060	3750
301	12	37	12	1,5	9750	4650
302	15	42	13	1,5	11400	5400
303	17	47	14	1,5	13500	6650
304	20	52	15	2	15900	7800
305	25	62	17	2	22500	11400
306	30	72	19	2	28100	14600
307	35	80	21	2,5	33200	18000
308	40	90	23	2,5	41000	22400
309	45	100	25	2,5	52700	30000
310	50	110	27	3	61800	36000
311	55	120	29	3	71500	41500
312	60	130	31	3,5	81900	48000
313	65	140	33	3,5	92300	56000
314	70	150	35	3,5	104000	63000

Продовження додатку 25

Марка	d	D	B	r	C_r	C_a
315	75	160	37	3,5	112000	72500
316	80	170	39	3,5	124000	80000
317	85	180	41	4	133000	90000
318	90	190	43	4	143000	99000
320	100	215	47	4	174000	132000
<i>Важка серія діаметрів 4</i>						
Марка	d	D	B	r	C_r	C_a
403	15	62	17	2	22900	11800
405	25	80	21	2,5	36400	20400
406	30	90	23	2,5	47000	26700
407	35	100	25	2,5	55300	31000
408	40	110	27	3	63700	36500
409	45	120	29	3	76100	45500
410	50	130	31	3,5	87100	52000
411	55	140	33	3,5	100000	63000
412	60	150	35	3,5	108000	70000
413	65	160	37	3,5	119000	78000
414	70	180	42	4	143000	105000
416	80	200	48	4	163000	125000
417	85	210	52	5	174000	135000
418	90	225	54	5	183000	146000

Додаток 26

Роликові радіальні однорядні підшипники

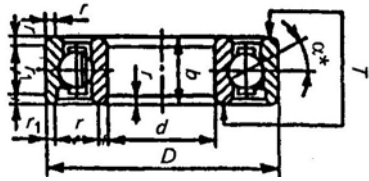


<i>Легка серія діаметрів підвищеної вантажності 2</i>							
Марка	d	D	B	r	r_1	C_r	C_a
...202	15	35	11	1	0,5	12500	6400
...203	17	40	12	1	0,5	17200	7100
...204	20	47	14	1,5	1	25100	12600
...205	25	52	15	1,5	1	28600	15200
...206	30	62	16	1,5	1	38000	19600

Продовження додатку 26

Марка	d	D	B	r	r_1	C_r	C_a
...207	35	72	17	2	1	48400	26500
...208	40	80	18	2	2	53900	29500
...209	45	85	19	2	2	60500	35000
...210	50	90	20	2	2	64400	37500
...211	55	100	21	2,5	2	84200	49000
...212	60	110	22	2,5	2,5	93500	53500
...213	65	120	23	2,5	2,5	106000	66500
...214	70	125	24	2,5	2,5	119000	71000
...215	75	130	25	2,5	2,5	130000	81500
...216	80	140	26	3	3	138000	87000
...217	85	150	28	3	3	165000	108000
...218	90	160	30	3	3	183000	120000
...220	100	180	34	3,5	3,5	251000	170000
<i>Серія діаметрів 3 підвищеної вантажності</i>							
Марка	d	D	B	r	r_1	C_r	C_a
...305	25	62	17	2	2	40200	23000
...306	30	72	19	2	2	51200	26000
...307	35	80	21	2,5	2,5	64400	35000
...308	40	90	23	2,5	2,5	80900	44500
...309	45	100	25	2,5	2,5	99000	56000
...310	50	110	27	3	3	110000	70500
...311	55	120	29	3	3	138000	87500
...312	60	130	31	3,5	3,5	151000	98000
...313	65	140	33	3,5	3,5	183000	107000
...314	70	150	35	3,5	3,5	205000	124000
...315	75	160	37	3,5	3,5	242000	149000
...316	80	170	39	3,5	3,5	260000	163000
...317	85	180	41	4	4	297000	190000
...318	90	190	43	4	4	319000	206000
...320	100	215	47	4	4	391000	250000
...322	110	240	50	4	4	468000	310000

Кулькові радіально-упорні однорядні підшипники

Умовні позначки: D – зовнішній діаметр підшипника, мм; d –внутрішній діаметр підшипника, мм; $b = T$ – ширина підшипника, мм; r і r_1 – зазори, мм; C_r – радіальна вантажність, Н; C_a – осьова вантажність, Н; α^* – кут контакту $\alpha = 15^\circ$ для типу 36000, $\alpha = 26^\circ$ для типу 46000, $\alpha = 36^\circ$ для типу 66000.

Легка серія діаметрів 2							
Марка	d	D	B	r	r_1	C_r	C_a
46202	15	35	11	1	0,5	8520	3650
46203	17	40	12	1	0,5	9200	5750
46204	20	47	14	1	0,5	14800	7640
46205	25	52	15	1,5	0,8	15700	8340
46206	30	62	16	1,5	0,8	21900	12000
46207	35	72	17	1,5	0,8	29000	16400
46208	40	80	18	2	1	36800	21400
46209	45	85	19	2	1	38700	23100
46210	50	90	20	2	1	40600	24900
46211	55	100	21	2	1	50300	31500
46212	60	110	22	2	1	60800	38800
46213	65	120	23	2,5	1,2	69400	45900
46214	70	125	24	2,5	1,2	70000	52000
46215	75	130	25	2,5	1,2	78400	53800
46216	80	140	26	2,5	1,2	87900	60000
46217	85	150	28	3	1,5	94400	65100
46218	90	160	30	3	1,5	111000	76200
46220	100	180	34	3,5	2	148000	107000
Середня серія діаметрів 3							
Марка	d	D	B	r	r_1	C_r	C_a
46303	17	47	14	1,5	1	16100	8000
46304	20	52	15	2	1,1	17800	9000
46305	25	62	17	2	1	26900	14600
46306	30	72	19	2	1	32600	18300
46307	35	80	21	2	1,2	42600	24700
46308	40	90	23	2,5	1,2	50000	30100
46309	45	100	25	2,5	1,2	61400	37000
46310	50	110	27	3	1,5	71800	44000

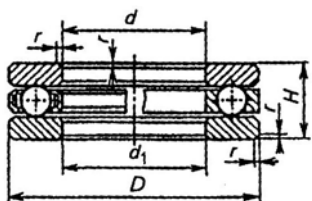
Продовження додатку 27

Марка	d	D	B	r	r_1	C_r	C_a
46312	60	130	31	3	1,5	100000	65300
46313	65	140	33	3,5	1,5	113000	75000
46314	70	150	35	3,5	2	127000	85300
46318	90	190	43	4	2	165000	122000
46320	100	215	47	4	2	213000	177000
<i>Важка серія діаметрів 6</i>							
Марка	d	D	B	r	r_1	C_r	C_a
66406	30	90	23	2,5	1,2	43800	27600
66407	35	100	25	2,5	1,2	45400	33700
66408	40	110	27	2,5	1,2	72200	42300
66409	45	120	29	3	1,5	81600	47300
66410	50	130	31	3,5	2	98900	60100
66412	60	150	35	3,5	2	125000	79500
66414	70	180	42	4	2	152000	109000
66418	90	225	54	5	2,5	208800	162000

Додаток 28

Кулькові упорні однорядні підшипники

Умовні позначки: D – зовнішній діаметр підшипника, мм; d і d_1 – внутрішні діаметри підшипника, мм; H – ширина підшипника, мм; r – зазор, мм; C_r – радіальна вантажність, Н; C_a – осьова вантажність, Н.

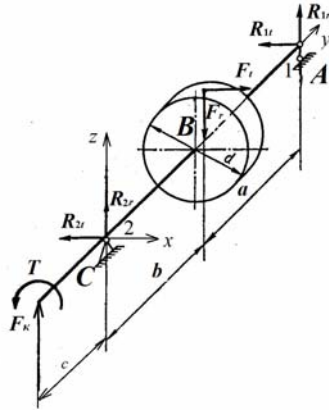


Серія діаметрів 1

Марка	d	d_1	D	H	r	C_r	C_a
8100	10	11	24	9	0,5	10000	11800
8101	12	13	26	9	0,5	10400	12900
8102	15	16	28	9	0,5	10600	14000
8103	17	18	30	9	0,5	11400	16600
8104	20	21	35	10	0,5	15000	22400
8105	25	26	42	11	1,0	18000	30000
8106	30	32	47	11	1,0	19000	33500
8107	35	37	52	12	1,0	20000	39000
8108	40	42	60	13	1,0	27000	53000
8109	45	47	65	14	1,0	28000	58500
8110	50	52	70	14	1,0	29000	64000

Продовження додатку 28

Марка	d	d_1	D	H	r	C_r	C_a
8111	55	57	78	16	1,0	30500	63000
8112	60	62	85	17	1,5	41500	85000
8113	65	67	90	18	1,5	38000	85000
8114	70	72	95	18	1,5	40000	93000
8115	75	77	100	19	1,5	44000	104000
8116	80	82	105	19	1,5	45000	108000
8117	85	87	110	19	1,5	45500	114000
8118	90	92	120	22	1,5	45500	118000
8120	100	102	135	25	1,5	45000	160000
<i>Серія діаметрів 2</i>							
Марка	d	d_1	D	H	r	C_r	C_a
8201	12	14	28	11	1,0	13200	16000
8202	15	17	32	12	1,0	16600	20800
8204	20	22	40	14	1,0	22400	32000
8205	25	27	47	15	1,0	28000	42500
8206	30	32	52	16	1,0	25500	40000
8207	35	37	62	18	1,5	35500	57000
8208	40	42	68	19	1,5	46500	83000
8209	45	47	73	20	1,5	49000	67000
8210	50	52	78	22	1,5	50000	90000
8211	55	57	90	25	1,5	61000	114000
8212	60	62	95	26	1,5	62000	118000
8213	65	67	100	27	1,5	64000	125000
8214	70	72	105	27	1,5	65500	134000
8215	75	77	110	27	1,5	67000	143000
8216	80	82	115	28	1,5	75000	160000
8217	85	87	125	31	1,5	98000	212000
8218	90	92	135	35	2,0	120000	255000
8220	100	102	150	38	2,0	122000	270000
8222	110	112	160	38	2,0	129000	305000



Умови рівноваги системи записуються окремо для горизонтальної і вертикальної площин.

Горизонтальна площина

1. Рівняння рівноваги сил в горизонтальній площині

$$\sum F = 0; \quad -R_{1t} - R_{2t} + F_t = 0;$$

$$R_{1t} + R_{2t} = F_t.$$

2. Рівняння моментів

$$\sum M_A = 0; \quad -F_t a + R_{2t}(a+b) = 0;$$

$$R_{2t}(a+b) = F_t a; \quad R_{2t} = \frac{F_t a}{a+b}.$$

3. Знаходження реакції в першій опорі

$$R_{1t} = F_t - R_{2t} = F_t - F_t \frac{a}{a+b} = F_t \left(1 - \frac{a}{a+b}\right) = F_t \left(\frac{a+b-a}{a+b}\right) = F_t \frac{b}{a+b}.$$

4. Знаходження згинальних моментів на границях ділянок вала

$$M_A = M_C = 0; \quad M_B = R_{1t} \cdot a = F_t \frac{ab}{a+b}.$$

Вертикальна площина

1. Рівняння рівноваги сил у вертикальній площині

$$\sum F = 0; \quad R_{1r} + R_{2r} - F_r = 0; \quad R_{1r} + R_{2r} = F_r.$$

2. Рівняння моментів

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_r a + R_{2r}(a+b) = 0; \quad R_{2r}(a+b) = F_r a; \quad R_{2r} = \frac{F_r a}{a+b}.$$

3. Знаходження реакції в першій опорі

$$R_{1r} = F_r - R_{2r} = F_r - F_r \frac{a}{a+b} = F_r \left(1 - \frac{a}{a+b}\right) = F_r \left(\frac{a+b-a}{a+b}\right) = F_r \frac{b}{a+b}.$$

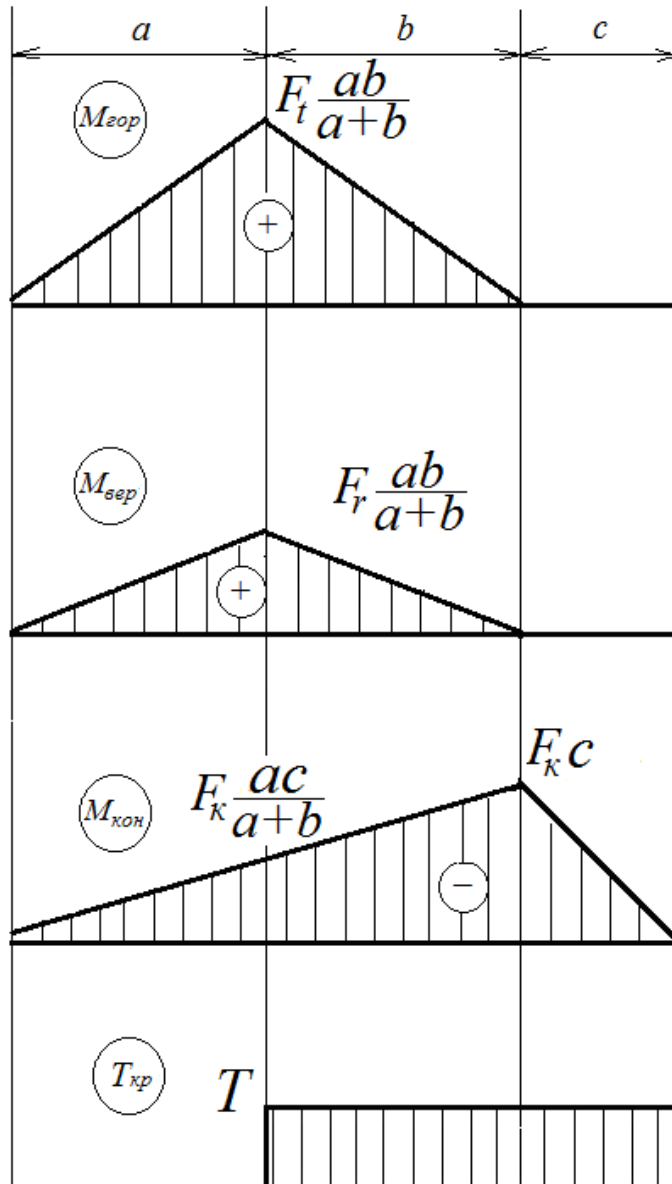
4. Знаходження згинальних моментів на границях ділянок вала

$$M_A = M_C = 0; \quad M_B = R_{1r} a = F_r \frac{ab}{a+b}.$$

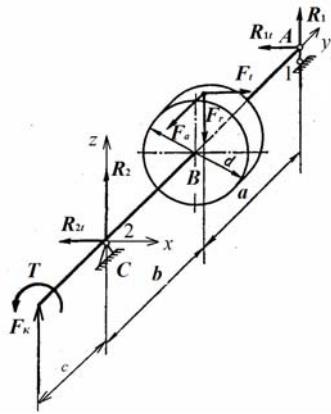
Площина дії консольної сили

Розрахунок згинальних моментів від дії консольної сили наведено на с. 71 – 72.

Етюри валів циліндричної прямозубої передачі



Розрахунок валів циліндричної косозубої і черв'ячної передач



Горизонтальна площина

1. Рівняння рівноваги сил в горизонтальній площині

$$\sum F = 0; \quad -R_{1t} - R_{2t} + F_t = 0;$$

$$R_{1t} + R_{2t} = F_t.$$

2. Рівняння моментів

$$\sum M_A = 0; \quad -F_t a + R_{2t}(a+b) = 0;$$

$$R_{2t}(a+b) = F_t a; \quad R_{2t} = \frac{F_t a}{a+b}.$$

3. Знаходження реакції в першій опорі

$$R_{1t} = F_t - R_{2t} = F_t - F_t \frac{a}{a+b} = F_t \frac{b}{a+b}.$$

4. Знаходження згинальних моментів на

границях ділянок вала

$$M_A = M_C = 0; \quad M_B = R_{1t} \cdot a = F_t \frac{ab}{a+b}.$$

Вертикальна площина

1. Рівняння рівноваги сил у вертикальній площині

$$\sum_{i=1}^n F = 0. \quad R_1 - F_r + R_2 = 0; \quad R_1 + R_2 = F_r.$$

2. Згинальний момент, викликаний дією осьової сили

$$M_a = F_a \frac{d_1}{2}.$$

3. Друге рівняння рівноваги (рівняння моментів)

$$\sum_{i=1}^n M_C(F_i) = 0. \quad -F_r b + R_1(a+b) + M_a = 0.$$

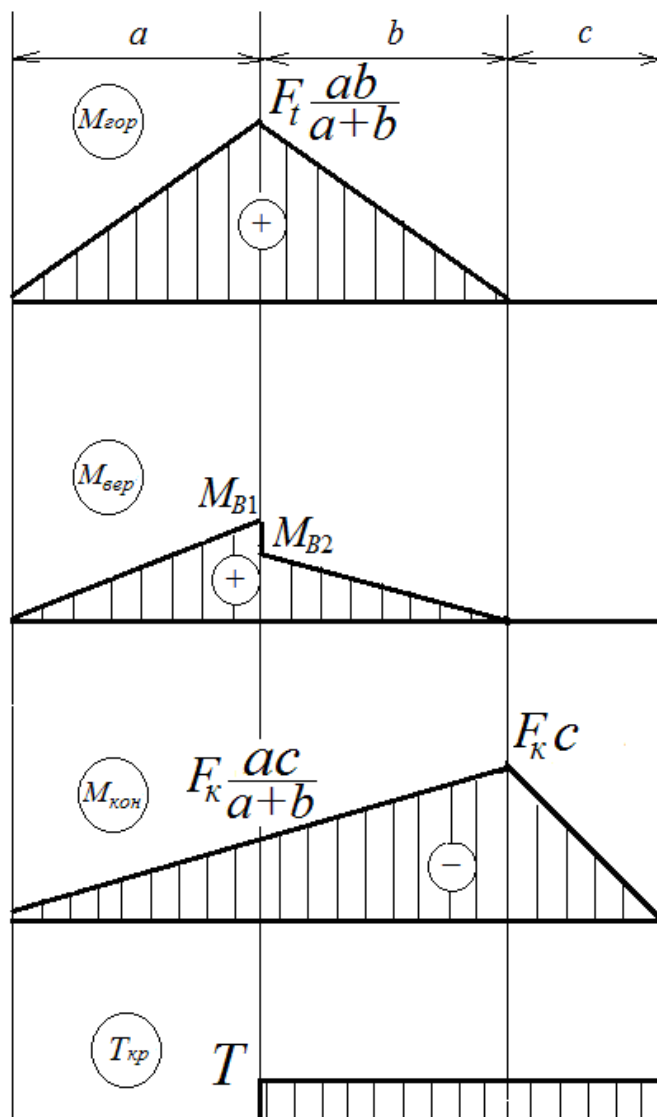
$$R_1(a+b) = F_r b - M_a; \quad R_1 = \frac{F_r b - M_a}{a+b}.$$

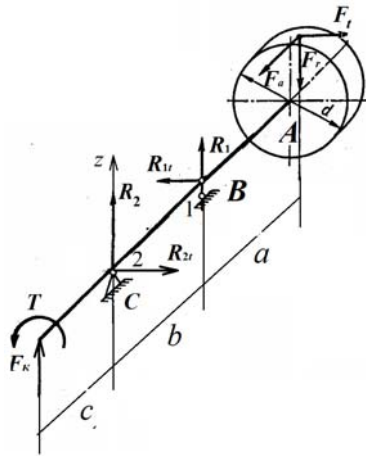
4. Знаходження згинальних моментів на границях ділянок вала

$$M_A = M_C = 0; \quad M_{B1} = R_1 a = \frac{(F_r b - M_a)a}{a+b}; \quad M_{B2} = M_{B1} - M_a.$$

Площина дії консольної сили

Розрахунок згинальних моментів від дії консольної сили наведено на с. 71 – 72.



Горизонтальна площина

1. Рівняння рівноваги сил в горизонтальній площині

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0; \quad -R_{1t} + F_t + R_{2t} = 0;$$

$$R_{1t} - R_{2t} = F_t.$$

2. Друге рівняння рівноваги системи

$$\sum_{i=1}^n M_C(F_i) = 0. \quad -F_t(a+b) + R_{1t}b = 0;$$

$$R_{1t} = \frac{F_t(a+b)}{b}.$$

4. Знаходження згинальних моментів на границях ділянок вала

$$M_A = M_C = 0; \quad M_B = F_t a.$$

Вертикальна площина

1. Рівняння рівноваги сил у вертикальній площині

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0. \quad R_1 - F_r + R_2 = 0; \quad R_1 + R_2 = F_r.$$

2. Згинальний момент, викликаний дією осьової сили

$$M_a = F_a \frac{d_1}{2}.$$

3. Друге рівняння рівноваги (рівняння моментів)

$$\sum_{i=1}^n M_C(F_i) = 0. \quad -F_r(a+b) + R_1a + M_a = 0.$$

$$R_1a = F_r(a+b) - M_a; \quad R_1 = \frac{F_r(a+b) - M_a}{a}.$$

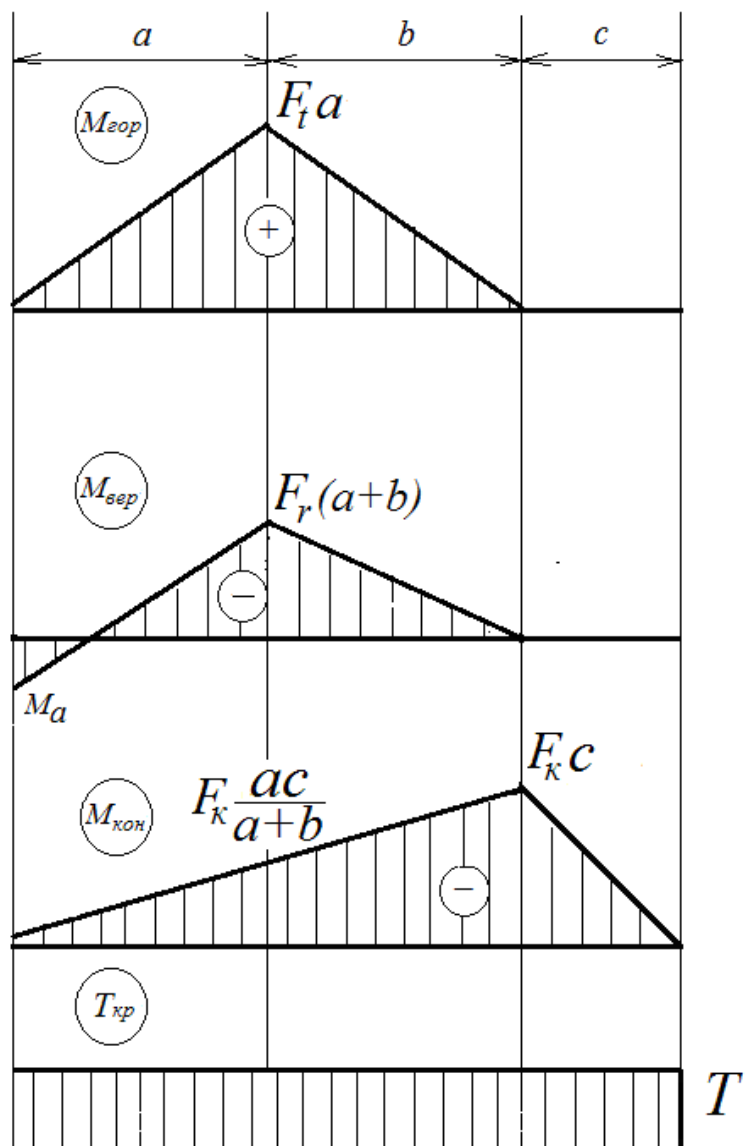
4. Знаходження згинальних моментів на границях ділянок вала

$$M_A = M_a; \quad M_B = M_a - R_1a = -F_r(a+b); \quad M_C = 0.$$

Площина дії консольної сили

Розрахунок згинальних моментів від дії консольної сили наведено на с. 71 – 72.

Епюри швидкохідного валу конічної передачі



Коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала

Матеріал вала	K_d при діаметрі перерізу d , мм						
	10	20	30	40	50	70	100
Вуглецева сталь $\sigma_s =$ 400...500 МПа	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70
Вуглецева або легована сталь $\sigma_s =$ 500...800 МПа	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68
Легована сталь $\sigma_s =$ 800...1200 МПа	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65

Калайдо О. В., Грицишина О. М. Прикладна механіка. – Методичні рекомендації до виконання курсової роботи для студентів спеціальності «Професійна освіта. Технологія виробів легкої промисловості» усіх напрямків підготовки та форм навчання.

Методичні рекомендації містить основні теоретичні відомості з найбільш важливих розділів дисципліни, а також детальні приклади розрахунку механічних передач, валів та приводів.

Рекомендації орієнтовано на студентів 3 і 4 курсів спеціальності «Професійна освіта. Технологія виробів легкої промисловості», проте вони можуть бути корисним студентам інших спеціальностей, що вивчають дисципліну «Деталі машин».

Ключові слова: редуктор, механічна передача, потужність, сила, коефіцієнт корисної дії.

Калайдо А. В., Грицишина Е. Н. Прикладная механика. – Методические рекомендации к выполнению курсовой работы для студентов специальности «Профессиональное обучение» всех направлений подготовки и форм обучения.

Методические рекомендации содержат теоретические сведения по всем основным разделам дисциплины, а также детальные примеры расчетов механических передач, валов и приводов.

Рекомендации ориентированы на студентов 3 и 4 курсов специальности "Профессиональное образование. Технология изделий легкой промышленности", также они могут быть полезными студентам других специальностей, которые изучают данную дисциплину или дисциплину «Детали машин».

Ключевые слова: редуктор, механическая передача, мощность, сила, коэффициент полезного действия.

Kalaydo A. V., Grischishina H. N. Application mechanics. – For the students of specialty "Professional education" different forms of studies.

A given textbook contains basic theoretical information from the most important divisions of discipline and also detailed examples of mechanical transmissions calculations, billows and drives.

A textbook is oriented for students 3 and 4 year of studies specialty "Professional education" a full-time and part-time forms of studies regardless of professional aspiration, also it can be to the useful students of other specialties which study disciplines «Application mechanics» or «Details of machines».

Key words: reductor, mechanical transmission, power, force, efficiency.

Навчальне видання

КАЛАЙДО Олександр Віталійович
ГРИЩИШИНА Олена Миколаївна

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

*Методичні рекомендації до виконання курсової роботи
для студентів спеціальності «Професійна освіта»
напряму підготовки «Технологія виробів легкої
промисловості»*

За редакцією авторів
Комп'ютерний макет – О. В. Калайдо

Здано до склад. 07. 08. 2012 р. Підп. до друку 26.09. 2012 р.
Формат 60x84 1/16. Папір офсет. Гарнітура Times New Roman
Друк ризографічний. Ум. друк. арк. 7,15
Наклад 200 прим. Зам. № 186.

Видавець і виготовлювач
Видавництво Державного закладу
«Луганський національний університет імені Тараса Шевченка»
вул. Оборонна, 2, м. Луганськ, 91011. т/ф: (0642) 58-03-20.
e-mail: alma-mater@list.ru
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №3459 від 09.04.2009 р.