

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**Навчально-науковий Аерокосмічний інститут**  
**Механіко-енергетичний факультет**  
**КАФЕДРА МАШИНОЗНАВСТВА**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри \_\_\_\_\_ (Кіндрачук М.В.)  
(підпис) (ПІБ)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 р.

Методичні рекомендації до виконання курсового проекту  
з дисципліни «Основи конструювання»  
(мова навчання – українська)

Галузь знань	0506	"Енергетика та енергетичне машинобудування"
Напрямок	6.050604	"Енергомашинобудування"

Розробники:

П.Носко  
П.Філь

K41  
0-453

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний авіаційний університет

## ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Методичні вказівки та завдання  
до курсового проекту  
для студентів спеціальності 6.090522  
“Газотурбінні установки і компресорні станції”

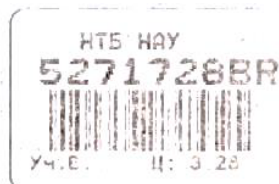
Київ 2005

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний авіаційний університет

## ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Методичні вказівки та завдання  
до курсового проекту  
для студентів спеціальності 6.090522  
“Газотурбінні установки і компресорні станції”

5271728BR



НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА  
ЧИТАЛЬНИЙ ЗАЛ  
НАВЧАЛЬНОЇ ЛІТЕРАТУРИ  
СТАРШИХ КУРСІВ

Київ 2005



УДК 62.-2.:621.81(076.5)  
ББК К41я7  
О753

Укладачі: *В.М.Павлов, Г.М.Борозенець,  
О.В.Голубничій, Є.М.Бабенко, А.С.Крижановський*

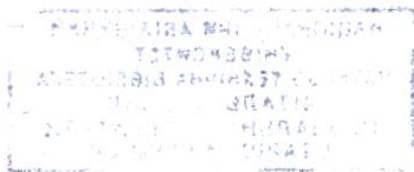
Рецензент *М.В.Кіндрачук*

Затверджено на засіданні науково-методично-редакційної ради Аерокосмічного інституту НАУ 19 квітня 2005 року.

О 753 **Основи конструювання:** Методичні вказівки та завдання до курсового проекту /Уклад.: В.М.Павлов, Г.М.Борозенець, О.В.Голубничій та ін. – К.: НАУ, 2005. – 32 с.

Наведено завдання до курсового проекту, загальні методичні вказівки і рекомендації до виконання графічних побудов та оформлення пояснювальної записки.

Призначені для студентів III курсу спеціальності 6.090522 “Газотурбінні установки і компресорні станції” (за кредитно-модульною системою навчання).



## ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Мета виконання курсового проекту - закріплення знань, одержаних студентами під час вивчення курсу “Основи конструювання”, та набуття практичних навиків дослідження і проектування механізмів сучасної авіаційної техніки.

Курсовий проект включає в себе такі розділи:

1. “Кінематичне та силове дослідження механізму” (один аркуш формату А2). *594x420 420x594*

2. “Загальний вигляд редуктора у двох проекціях” (один аркуш формату А1). *241x594 594x841*

3. “Робочі креслення нестандартних деталей редуктора” (за вказівкою керівника) (два аркуша формату А3). *297x420 (x2)*

У методичних вказівках для першого листа курсової роботи наведені 10 завдань до курсової роботи (рис. 1), кожне з яких має 10 варіантів (табл. 1). Номер завдання до курсової роботи студент вибирає за останньою цифрою номера залікової книжки, а номер варіанта – за передостанньою цифрою. Цифра 0 (ноль) відповідає десятому завданню (варіанта).

Для других листів завдання вибираються з табл. 2 за двома останніми цифрами номера залікової книжки.

Графічну частину завдання виконують олівцем на білому папері для креслення. Бажано виконувати креслення на комп'ютері в програмі AUTOKAD або Компас. Пояснювальну записку до курсового проекту (аркуші формату А4) виконують на комп'ютері. На кожному аркуші ліворуч треба залишати поле (25 мм) для підшивки, а праворуч – для випишування кінцевих результатів та зауважень рецензента.

Пояснювальна записка повинна мати розділи, кожний з яких рекомендується починати з нового аркуша (сторінки). Розділи повинні мати заголовки і порядкові номери, позначені арабськими цифрами з крапкою.

Рейтингова оцінка за курсовий проект виставляється за 100-бальною системою і складається з суми балів за: 1 лист - 30 балів, 2 лист - 40 балів, 3 та 4 листи - по 10 балів, оформлення пояснювальної записки - 10 балів. Набрана сума балів множиться на вагомий коефіцієнт (0,3), який затверджений на засіданні кафедри.

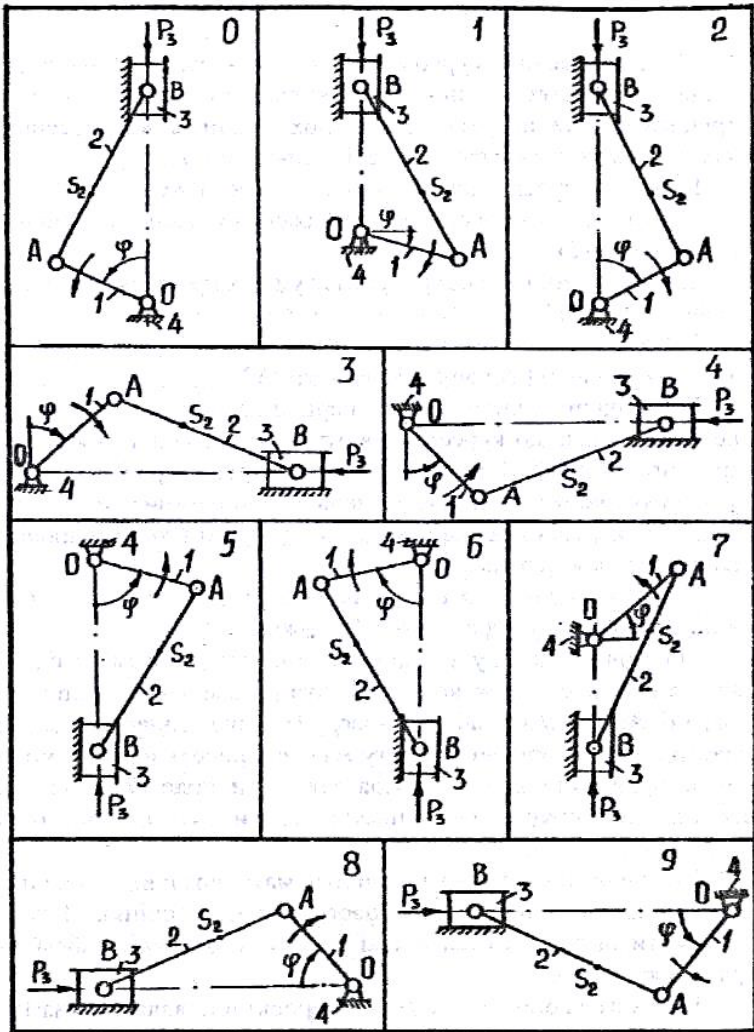


Рис. 1

Таблиця 1

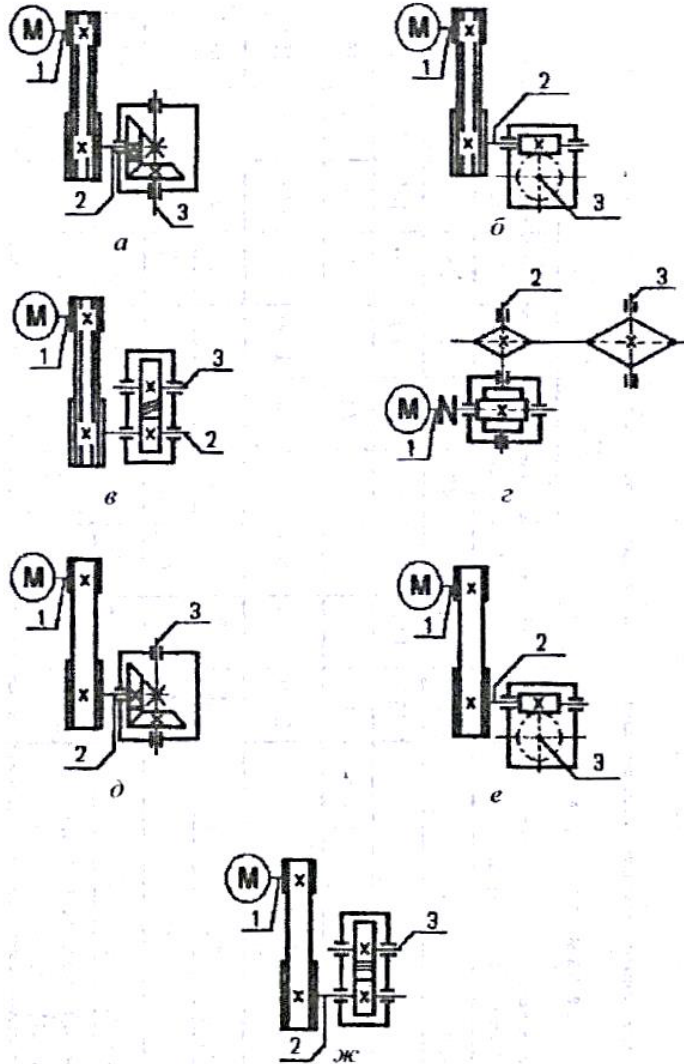
Параметр	Номер варіанта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Положення механізму $\varphi$ , Град	30	45	60	120	150	210	240	300	315	330
Розмір ланок, мм: $l_{01}$	25	30	35	40	45	50	28	34	42	46
$l_{12}$	125	140	170	190	215	240	136	165	210	220
$l_{13}$	42	46	55	65	72	80	45	48	70	75
Частота обертання ланки I $n_1$ , об/хв	2000	1800	1600	1400	1200	1000	1750	1700	1350	1150
Маса ланок, кг: $m_2$	0,8	1,8	2,5	3,0	3,5	4,0	1,5	2,0	3,2	3,4
$m_3$	0,6	1,5	2,0	2,5	3,0	3,8	1,2	1,7	2,8	2,9
Момент інерції ланок, кг м <sup>2</sup> : $I_{S2}$	0,007	0,012	0,015	0,021	0,029	0,032	0,009	0,014	0,025	0,0286
Сила стисненого повітря в заданому положенні, кН: $P_3$	2,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	2,8	3,8	4,6	4,8



Таблиця 2

## Вихідні дані для проектування

Номер варіанта	Склад привода	Потужність на вихідному валі $P_2$ , кВт	Частота обертання $n_2$ , хв <sup>-1</sup>
01	Електродвигун, клинопасова передача, конічний	2,0	60
02	передача, конічний	2,5	75
03	одноступінчатий редуктор, муфта (рис. 2, а)	3,0	70
04		3,5	55
05		4,0	60
06	Електродвигун, клинопасова передача, черв'ячний	1,0	15
07	редуктор з верхнім розміщенням черв'яка	1,5	10
08	редуктор з верхнім розміщенням черв'яка	2,0	20
09	(рис. 2, б)	2,5	25
10		3,0	30
11	Електродвигун, черв'ячний редуктор з нижнім розміщенням черв'яка,	3,5	30
12	ланцюгова передача	2,0	35
13		3,0	40
14	(рис. 2, з)	3,2	25
15		4,0	45
16	Електродвигун, клинопасова передача, одноступінчатий	4,0	80
17	прямоозубий циліндричний редуктор (рис. 2, ж)	4,5	90
18		5,0	95
19		5,5	75
20		4,2	70
21	Електродвигун, клинопасова передача, одноступінчатий	3,5	70
22	косозубий циліндричний редуктор (рис. 2, в)	4,0	80
23		4,5	85
24		5,0	90
25		5,5	95
26	Електродвигун, плоскпасова передача, конічний	3,5	60
27	одноступінчатий редуктор	2,0	80
28		3,0	75
29	(рис. 2, д)	4,0	65
30		4,5	70

Рис. 2  
6

Продовження табл. 2

Номер варіанта	Склад привода	Потужність на вихідному валі $P_2$ , кВт	Частота обертання $n_2$ , хв <sup>-1</sup>
31	Електродвигун, плоскопасова передача, черв'ячний редуктор з верхнім розміщенням черв'яка (рис. 2, е)	2,5	15
32		3,5	20
33		4,5	25
34		5,5	30
35		6,0	35
36	Електродвигун, муфта, черв'ячний редуктор з нижнім розміщенням черв'яка, ланцюгова передача (рис. 2, з)	2,0	20
37		2,5	25
38		3,5	30
39		4,5	35
40		5,0	40
41	Електродвигун, плоскопасова передача, одноступінчатий прямозубий циліндричний редуктор (рис. 2, ж)	3,0	65
42		3,5	75
43		4,0	80
44		4,5	70
45		5,0	85
46	Електродвигун, плоскопасова передача, одноступінчатий косозубий циліндричний редуктор (рис. 2, в)	4,0	70
47		3,5	85
48		5,5	80
49		5,0	75
50		3,0	65
51	Електродвигун, клинопасова передача, конічний одноступінчатий редуктор, муфта (рис. 2, а)	4,0	55
52		5,0	60
53		6,0	70
54		4,5	75
55		3,5	80
56	Електродвигун, клинопасова передача, черв'ячний редуктор з верхнім розміщенням черв'яка (рис. 2, б)	4,0	30
57		4,5	35
58		5,5	40
59		6,5	45
60		3,5	25
61	Електродвигун, черв'ячний одноступінчатий редуктор з нижнім розміщенням черв'яка, ланцюгова передача (рис. 2, з)	4,0	40
62		4,5	35
63		5,0	30
64		5,5	35
65		6,0	25

Закінчення табл. 2

Номер варіанта	Склад привода	Потужність на вихідному валі $P_2$ , кВт	Частота обертання $n_2$ , хв <sup>-1</sup>
66	Електродвигун, клинопасова передача, одноступінчатий косозубий циліндричний редуктор (рис. 2, в)	5,0	70
67		4,5	75
68		4,0	65
69		3,5	60
70		3,0	55
71	Електродвигун, плоскопасова передача, конічний одноступінчатий редуктор (рис. 2, д)	6,0	85
72		5,5	80
73		5,0	75
74		4,5	70
75		3,0	65
76	Електродвигун, плоскопасова передача, черв'ячний редуктор з верхнім розміщенням черв'яка (рис. 2, е)	4,5	35
77		5,5	40
78		5,0	45
79		4,0	50
80		3,5	55
81	Електродвигун, черв'ячний редуктор з нижнім розміщенням черв'яка, ланцюгова передача (рис. 2, з)	3,0	40
82		2,5	35
83		4,0	30
84		5,0	50
85		6,0	45
86	Електродвигун, плоскопасова передача, одноступінчатий прямозубий циліндричний редуктор (рис. 2, ж)	4,5	65
87		5,0	70
88		6,0	75
89		6,5	80
90		7,0	60
91	Електродвигун, клинопасова передача, одноступінчатий косозубий циліндричний редуктор (рис. 2, в)	6,0	55
92		6,5	60
93		7,0	65
94		7,5	70
95		5,5	75
96	Електродвигун, клинопасова передача, конічний одноступінчатий редуктор (рис. 2, а)	3,5	65
97		2,5	75
98		2,0	85
99		3,5	80
100		1,5	90



## ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВИХ РОЗДІЛІВ ЗАПИСКИ

### 1. Кінематичне та силове дослідження механізму

1.1. Визначити структуру досліджуваного механізму.

1.2. Накреслити план механізму в заданому положенні.

Довжину ланки 2 зображати на кресленні відрізком  $AB = 100 \dots 150$  мм.

1.3. Побудувати план швидкостей та план прискорень для заданого положення механізму. Швидкість і прискорення точки  $A$  зображати на планах відрізком не менше 100 мм.

1.4. У заданому положенні механізму визначити кутові швидкості та кутові прискорення ланок і показати їх напрямки на плані механізму.

1.5. Визначити сили інерції та моменти пар сил інерції ланок механізму. Показати їх напрямки на плані механізму.

1.6. Методом планів сил знайти зусилля в кінематичних парах без урахування тертя і напрямки дії прикладеної до ланки 1 зрівноважувальної сили (зрівноважувального моменту).

1.7. Визначити значення зрівноважувальної сили (зрівноважувального моменту) способом жорсткого важеля М.Є. Жуковського і порівняти одержані в пп. 1.6 і 1.7 значення зрівноважувальної сили (зрівноважувального моменту). Визначити розходження між ними в процентах.

### 2. Вибір електродвигуна і кінематичний розрахунок привода

1. Розробити кінематичну схему привода.

2. Визначити потрібну потужність електродвигуна, користуючись вихідними даними для проектування.

3. Вибрати електродвигун. У загальному машинобудуванні найширше застосовують асинхронні короткозамкнені електродвигуни серії 4А (ГОСТ 19523-81) з асинхронною частотою обертання  $1500 \text{ хв}^{-1}$  [1].

4. Визначити загальне передаточне число привода і розподілити його між передачами привода (пасовою або ланцюговою та редуктором).

5. Обчислити частоту обертання кожного вала привода.

6. Визначити кутову швидкість кожного вала привода.

Обчислити потужність на кожному валі привода.

7. Обчислити потужність електродвигуна, користуючись вихідними даними.

8. Розрахувати обертальний момент на кожному валі привода. Вихідні дані не повинні відрізнятись від розрахованих більш ніж на 4%.

### 3. Послідовність розрахунку плоскопасової передачі

1. Залежно від умов роботи передачі вибрати тип паса.

2. Визначити діаметр меншого шківів за формулою Саверіна, остаточно значення діаметра узгодити за ГОСТ 17383-73.

3. Визначити колову швидкість і порівняти її з допустимою.

4. Визначити діаметр більшого (веденого) шківів й узгодити за ГОСТ 17383-73.

5. Уточнити передаточне відношення і кутову швидкість веденого вала.

6. Залежно від компоновки привода машини призначити міжосьову відстань.

7. Визначити кут обхвату пасом меншого шківів, який має перевищувати  $150^\circ$ .

8. Визначити довжину паса.

9. Визначити частоту пробігу паса. Вона не повинна перевищувати  $5 \text{ с}^{-1}$ . Якщо ця умова не виконується, треба збільшити міжосьову відстань.

10. Визначити допустиме корисне напруження.

11. Підрахувати колову силу на меншому шківів.

12. За коловою силою і допустимим корисним напруженням обчислити потрібну площу поперечного перерізу паса.

13. Підібрати стандартні розміри поперечного перерізу паса.

14. Обчислити силу тиску на вали.

### 4. Послідовність розрахунку клинопасової передачі

1. Визначити переріз паса за заданою потужністю та частотою обертання ведучого вала.

2. Обчислити діаметр меншого шківів й узгодити його



значення зі стандартним рядом, враховуючи, що для кожного перерізу паса визначено найменший діаметр шківа.

3. Визначити діаметр більшого (веденого) шківа й узгодити його значення зі стандартним рядом.

4. Уточнити передаточне відношення і кутову швидкість веденого вала. Значення обчислених параметрів не повинні відрізнятися від вихідних більш ніж на 4%.

5. Призначити міжосьову відстань, враховуючи рекомендації.

6. Визначити довжину паса й узгодити її значення із стандартним рядом.

7. Уточнити значення міжосьової відстані, враховуючи значення стандартної довжини паса.

8. Знайти кут обхвату меншого шківа.

9. Вибрати коефіцієнт режиму та тривалості роботи.

10. Вибрати коефіцієнт, що враховує довжину паса.

11. Вибрати коефіцієнт, що враховує кут обхвату меншого шківа.

12. Вибрати коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження пасів.

13. Вибрати потужність, яку може передати один пас вибраного перерізу.

14. Обчислити потрібне число пасів, остаточно призначити кількість пасів, що дорівнює більшому цілому числу, ніж обчислена.

15. Визначити силу тиску на вали.

16. Сконструювати шків.

#### 5. Послідовність розрахунку ланцюгової передачі

1. Вибрати тип ланцюга.

2. За заданим або обчисленим передаточним відношенням знайти кількість зубів меншої (ведучої) зірочки.

3. Обчислити кількість зубів більшої зірочки, добираючи найбільше ціле число.

4. Орієнтовно визначити крок ланцюга; отримане значення кроку ланцюга узгодити за таблицею стандарту (бажано округлити в бік зменшення його значення).

5. Визначити колову (лінійну) швидкість ланцюга.

6. Знайти оптимальну міжосьову відстань.

7. Визначити кількість ланок ланцюга (отримане значення треба округлити до парного числа).

8. Уточнити міжосьову відстань.

9. Визначити сили, що виникають у гілках ланцюга (у ведучій і веденій).

10. Вибраний ланцюг перевірити за середнім тиском у шарнірах, який забезпечує його зносостійкість.

11. Перевірити вибраний ланцюг на міцність за коефіцієнтом запасу.

12. Визначити геометричні параметри зірочки.

13. Виконати ескіз зірочки.

#### 6. Послідовність розрахунку закритих прямозубих циліндричних передач

1. Вибрати матеріали для виготовлення шестерні і колеса, призначити режим роботи (реверсивний, неревверсивний), навантаження (стале чи змінне), термін служби передачі і знайти допустимі напруження (контактні та згину).

2. Враховуючи знаходження зубчастих коліс відносно опор, вибрати коефіцієнт розподілу навантаження на ширині вінця.

3. Попередньо вибрати значення коефіцієнта ширини коліс.

4. Обчислити міжосьову відстань і узгодити її із стандартним рядом.

5. Враховуючи вибрану міжосьову відстань, обчислити модуль й узгодити його зі стандартним рядом.

6. Обчислити кількість зубів шестерні й колеса (округлити до найближчих цілих чисел).

7. Уточнити передаточне відношення, враховуючи округлені значення кількості зубів шестерні і колеса.

8. Перевірити міжосьову відстань.

9. Обчислити геометричні розміри зубчастих коліс.

10. Обчислити ширину шестерні та колеса.

11. Визначити коефіцієнт ширини шестерні за діаметром

12. Обчислити колову швидкість і призначити відповідний ступінь точності передачі.

13. Уточнити значення коефіцієнта навантаження.

14. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з



допустимими. Якщо вони перевищують допустимі, треба змінити параметри передачі (модуль, міжосьову відстань) і зробити перерахунок.

15. Розрахувати сили, що діють у зачепленні.
16. Виконати перевірку передачі на згин зубів.
17. Виконати ескізи зубчастих коліс.

#### ✓ 7. Послідовність розрахунку закритих косозубих циліндричних передач

1. Вибрати матеріали шестерні та колеса і знайти допустимі напруження (контактні та згину).

2. Враховуючи знаходження зубчастих коліс відносно опор, вибрати коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця.

3. Вибрати коефіцієнт ширини коліс.

4. Обчислити, міжосьову відстань й узгодити її із стандартним рядом.

5. Враховуючи вибрану міжосьову відстань, обчислити нормальний модуль зачеплення.

6. Попередньо вибрати кут нахилу зуба.

7. Обчислити кількість зубів шестерні і колеса (округлити до найближчих цілих чисел).

8. Уточнити значення кута нахилу зуба.

9. Обчислити геометричні розміри зубчастих коліс.

10. Перевірити міжосьову відстань.

11. Обчислити ширину шестерні та колеса.

12. Визначити коефіцієнт ширини шестерні за діаметром.

13. Обчислити колову швидкість і призначити відповідний ступінь точності передачі.

14. Обчислити коефіцієнт навантаження.

15. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з допустимими. Якщо вони перевищують допустимі, треба змінити параметри передачі (модуль, міжосьову відстань) і зробити перерахунок.

16. Розрахувати сили, що діють в зачепленні.

17. Виконати перевірку передачі на згин зубів.

18. Виконати ескізи зубчастих коліс.

#### 8. Послідовність розрахунку закритої прямозубої конічної передачі

1. Вибрати матеріали шестерні та колеса і знайти допустимі напруження (контактні та згину).

2. Вибрати коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані.

3. За умови опору проти контактної втомленості зубів обчислити зовнішній дільний діаметр колеса й узгодити його із стандартним.

4. Вибрати кількість зубів шестерні.

5. Обчислити кількість зубів колеса (округлити до найближчого цілого числа).

6. Уточнити передаточне відношення.

7. Обчислити зовнішній коловий модуль (округлювати до стандартних значень не обов'язково).

8. Обчислити параметри передачі.

9. Обчислити середню колову швидкість і призначити ступінь точності передачі.

10. Обчислити коефіцієнт навантаження.

11. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з допустимими. Якщо вони перевищують допустимі, треба змінити параметри передачі і зробити перерахунок.

12. Обчислити сили, що діють у зачепленні.

13. Виконати перевірку передачі на згин зубів.

14. Обчислити конструктивні розміри шестерні і колеса.

15. Виконати ескізи зубчастих конічних коліс.

#### 9. Послідовність розрахунку закритої черв'ячної передачі із циліндричним архімедовим черв'яком

1. Вибрати матеріали для черв'яка та черв'ячного колеса і знайти допустимі напруження (контактні, згину).

2. Попередньо вибрати коефіцієнт діаметра черв'яка.

3. Обчислити міжосьову відстань.

4. За обчисленою міжосьовою відстанню визначити модуль зачеплення та узгодити його із стандартним, одночасно вибрати коефіцієнт діаметра черв'яка згідно з вибраним модулем.



5. За вибраними значеннями модуля і коефіцієнта діаметра черв'яка уточнити міжосьову відстань.
6. Обчислити основні розміри черв'яка і черв'ячного колеса.
7. Обчислити колову відстань черв'яка
8. Обчислити швидкість ковзання і перевірити правильність вибору матеріалу.
9. Уточнити ККД редуктора.
10. Знайти ступінь точності передачі.
11. Обчислити коефіцієнт навантаження.
12. Обчислити діючі контактні напруження і порівняти їх з допустимими. Якщо вони перевищують останні, треба змінити модуль зачеплення або матеріал передачі.
13. Перевірити зуби черв'ячного колеса на згин.
14. Виконати ескізи черв'яка і черв'ячного колеса.

#### ✓ 10. Послідовність розрахунку валів

1. Вибрати матеріал вала.
2. Виконати попередній розрахунок вала на кручення.
3. Виконати попереднє компоновання редуктора і знайти відстані між точками прикладання сил вала, що розраховується.
4. Накреслити схему навантаження вала в горизонтальній і вертикальній площинах.
5. Визначити реакції опор на відповідних схемах (горизонтальній і вертикальній).
  - 6. Визначити згинальні моменти в поперечних перерізах вала (у горизонтальній та вертикальній площинах). Побудувати епюри згинальних моментів (у горизонтальній і вертикальній площинах).
  - 7. Визначити крутні моменти в перерізах вала.
  - 8. Визначити найбільш небезпечний переріз вала.
  - 9. Визначити сумарний згинальний момент у найбільш небезпечному перерізі вала.
  - 10. Визначити зведений момент у найбільш небезпечному перерізі вала.
11. Обчислити діаметр вала з розрахунку на згин та кручення (третя теорія міцності) і порівняти його з діаметром вала на попередньому кресленні редуктора.
12. Обчислити сумарні реакції опор.
13. Виконати ескіз вала.

#### ✓ 11. Вибір шпонок

1. Вибрати шпонки за таблицями зі стандартного ряду залежно від діаметра вала (розміри перерізу шпонки). Довжина шпонки вибирається залежно від довжини маточини й узгоджується з стандартним рядом.
2. Визначити допустимі напруження зминання (при чавунних маточинах  $[\sigma_{зм}] = 50...70$  МПа, при сталевих  $[\sigma_{зм}] = 100...130$  МПа) і зрізу ( $[\tau_{зр}] = 60...100$  МПа).
3. Перевірити з'єднання на зріз і зминання, розраховуючи діючі напруження зминання і зрізу, та порівняти їх з допустимими.

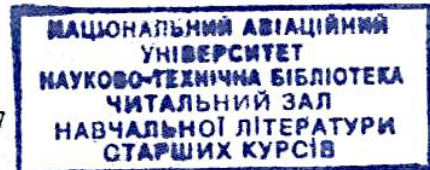
#### ✓ 12. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідіймністю

1. Після попереднього розрахунку валів на кручення вибрати діаметр вала під підшипником.
2. Вибрати підшипники за таблицями каталогів залежно від напрямку і розміру навантаження, діаметра цапфи, на яку насаджується підшипник.
3. Виписати з каталогу розміри підшипника, його динамічну і статичну вантажопідіймності.
4. Обчислити еквівалентне навантаження.
5. Обчислити динамічну вантажопідіймність і порівняти її з потрібною. Якщо вона нижча за потрібну, взяти підшипник іншої серії (більш важкої).

#### ✓ 13. Вибір муфти

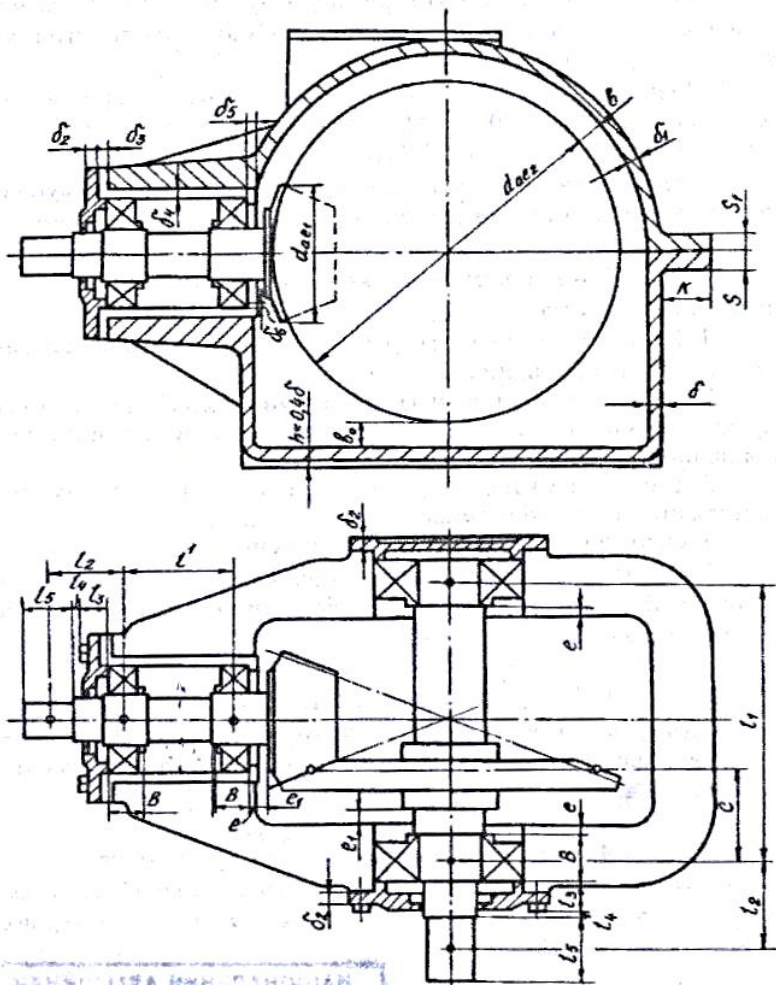
Муфту вибирають за відповідними таблицями довідників залежно від діаметра вала, обертального моменту, який передається, і кутової швидкості.

У дод. 1-4 наведено компоновочні ескізи редукторів із табл. 3 допустимих розмірів, у дод. 5-8 - загальні види усіх схем редукторів. У дод. 9-15 приведені креслення характерних нестандартних деталей.



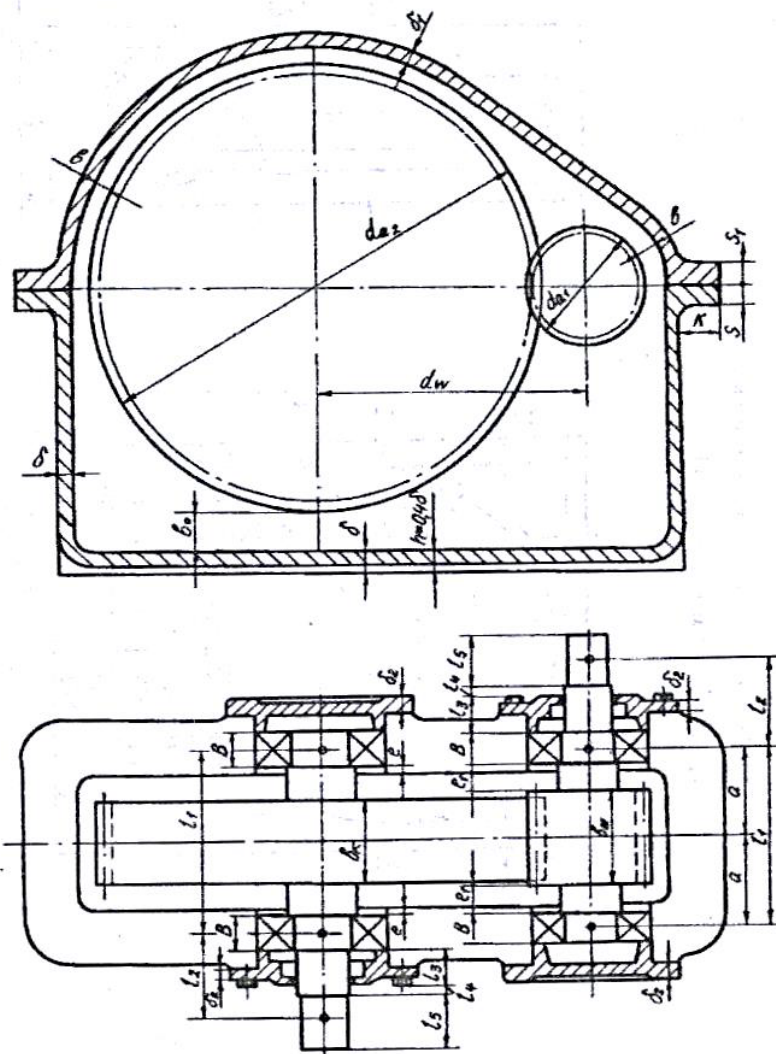


Компоновочний ескіз одноступінчатого конічного редуктора



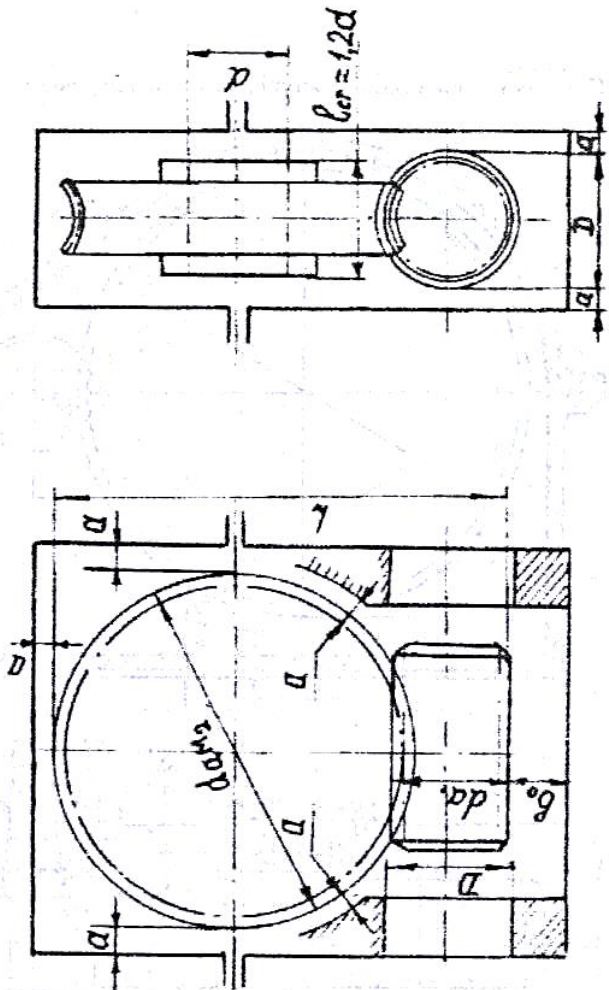
СТАНДАРТ  
 НАСТАНОВИ  
 ДО  
 ПРАКТИЧНОГО  
 ВИКОРИСТАННЯ  
 ПРАКТИЧНОГО  
 ВИКОРИСТАННЯ  
 ПРАКТИЧНОГО  
 ВИКОРИСТАННЯ

Компоновочний ескіз одноступінчатого циліндричного редуктора



Компонування ескіз черв'ячного редуктора

$$\left(\sqrt[3]{L} + 3 \text{ мм}; h_0 \geq 4a\right)$$



Основні розміри корпусів редукторів

Параметр	Познач.	Орієнтовні розміри, мм
Товщина стінки корпусу редуктора: одноступінчатого циліндричного одноступінчатого черв'ячного одноступінчатого конічного	$\delta$	У всіх випадках $0,025a_H + 1$ $0,04a_H + 1$ $0,05R_e + 1$
Товщина стінки кришки редуктора: одноступінчатого циліндричного одноступінчатого черв'ячного одноступінчатого конічного	$\delta_1$	У всіх випадках $\delta \geq 7,5$ $0,02a_H + 1$ $0,032a_H + 2$ $0,04R_e + 1$
Товщина верхнього фланця корпусу редуктора	$S$	$(1,5 - 1,75)\delta$
Товщина нижнього фланця корпусу редуктора	$S_2$	2,35 $\delta$
Товщина фланця кришки редуктора	$S_1$	$(1,5 - 1,75)\delta_1$
Діаметр фундаментних болтів	$d_1$	$(0,03 - 0,036)a_H$ $0,72R_e + 12$
Діаметр болтів корпусу і кришки у бобишок	$d_2$	$(0,7 - 0,75)d_1$
Діаметр болтів фланця корпусу і кришки	$d_3$	$(0,5 - 0,6)d_1$
Діаметр болтів кріплення кришок підшипників	$d_4$	M8 - M10
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до торця деталі, що обертається	$e_1$	$e_1 = (1,0 - 1,2)\delta$
Відстань від торця підшипника кочення до внутрішньої стінки корпусу редуктора: зубчастого циліндричного зубчастого конічного черв'ячного	$l$	$l \approx \delta$ $l \approx d_1$ $l = 8 - 12 \text{ мм}$ $l = 8 - 12 \text{ мм}$
Відстань між підшипниками консольного вала конічного редуктора	$l^1$	$l^1 \approx (2,5 - 3,5)d_1$ де $d_1$ - внутрішній діаметр підшипника
Відстань між підшипниками консольного вала черв'яка	$l$	$l = (0,8 - 1,0)d_2$ де $d_2$ - діаметр ділячного кола черв'ячного колеса
Довжина вихідних кінців валів редуктора	$l_5$	$l_5 = (1,0 - 1,5)d_6$ де $d_6$ - діаметр вихідного кінця вала
Розрахункова відстань від осі деталі, що обертається, до опори вала зубчастого (черв'ячного колеса)	$l_2$	$l_2 = 0,5(B + l_3) + l_3 + l_4$ де $l_4 = d_4$ , $l_3$ - визначається конструктивно

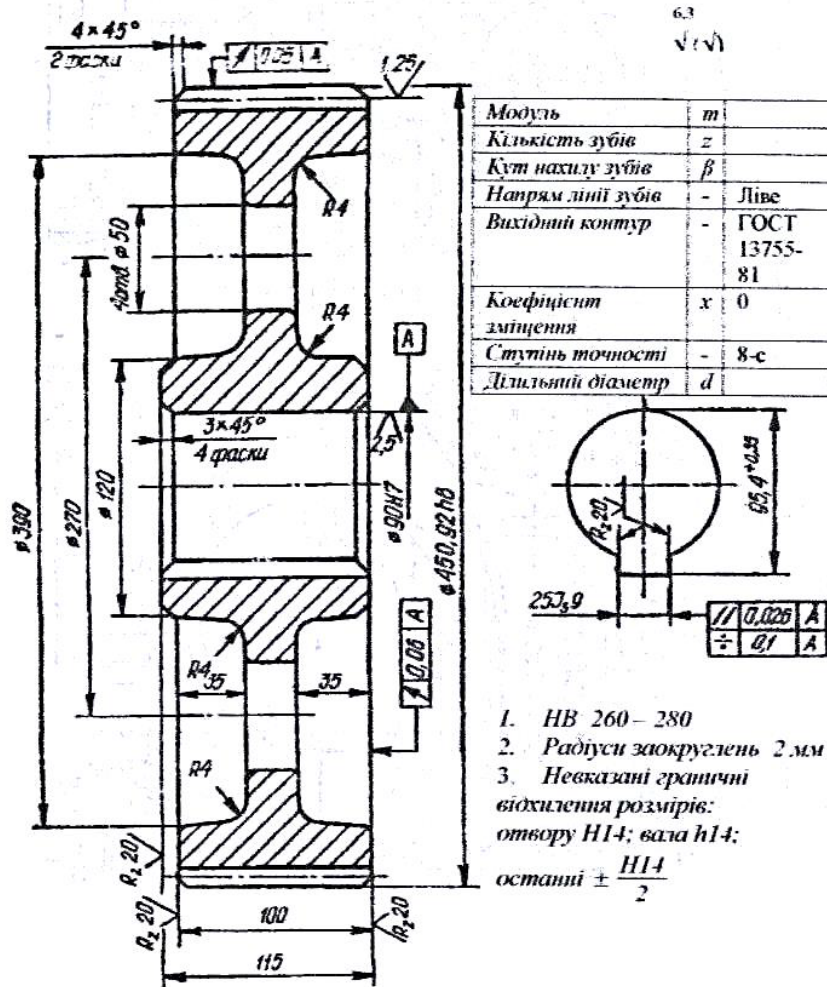




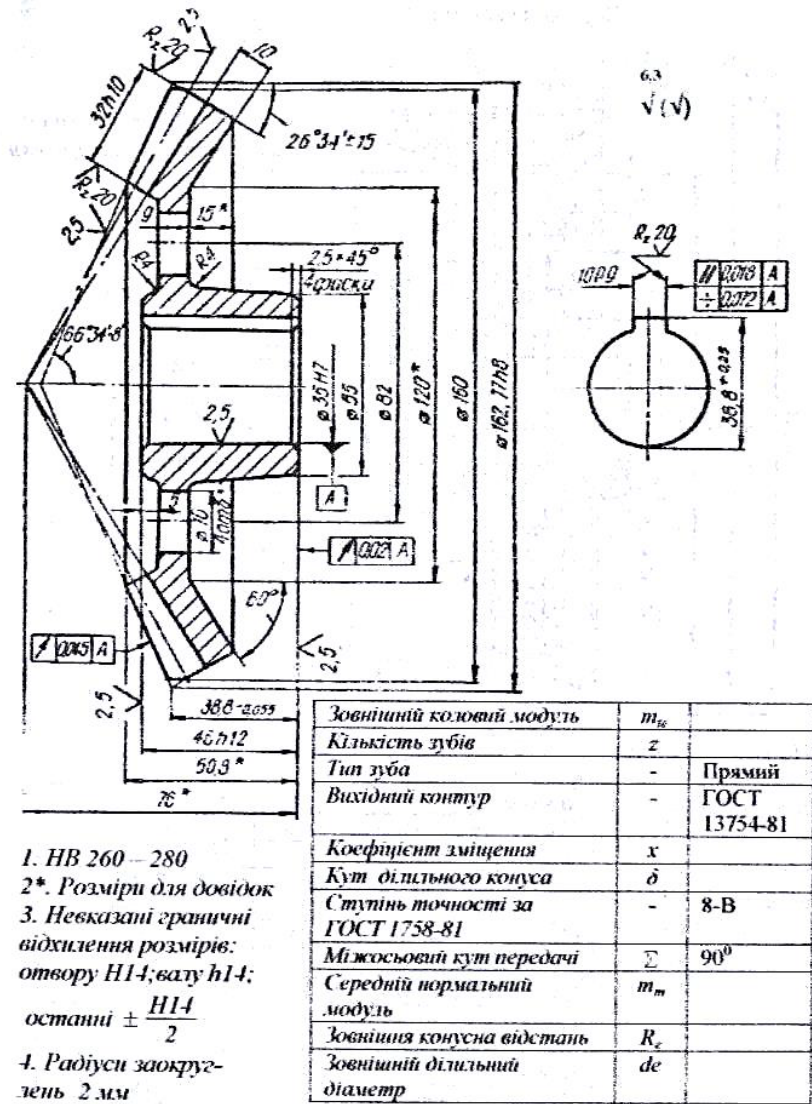




Колесо зубчасте (сталь 40X ГОСТ4543-71)

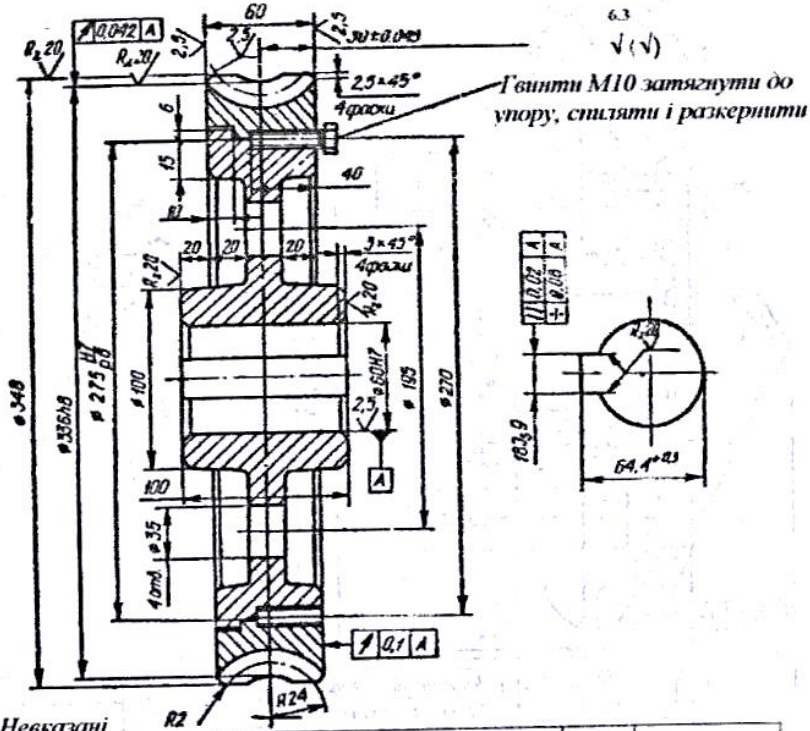


Конічне зубчасте колесо



Додаток 11

Черв'ячне колесо

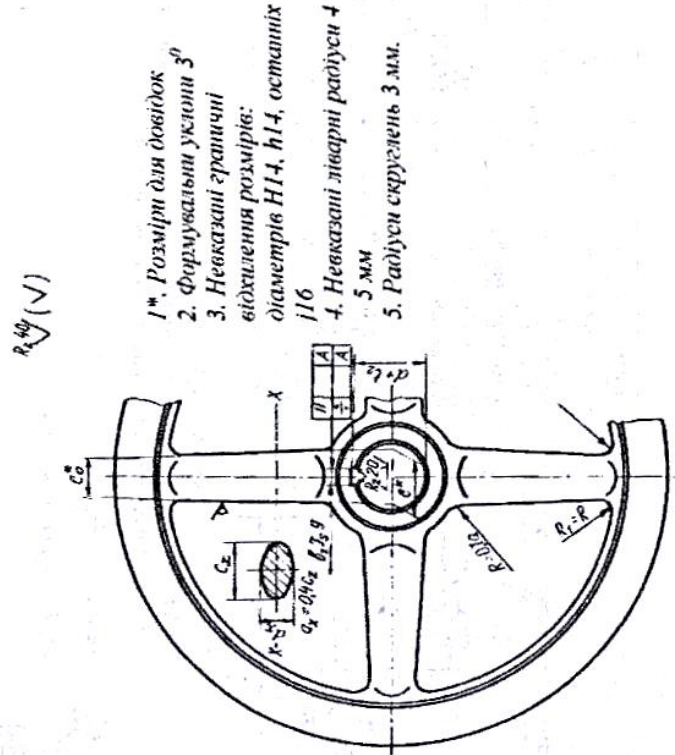


1. Невказані радіуси 3 мм
2. Формувальні ухили
3. Невказані граничні відхилення розмірів: отвору H14; вала h14; останні  $\pm \frac{H14}{2}$

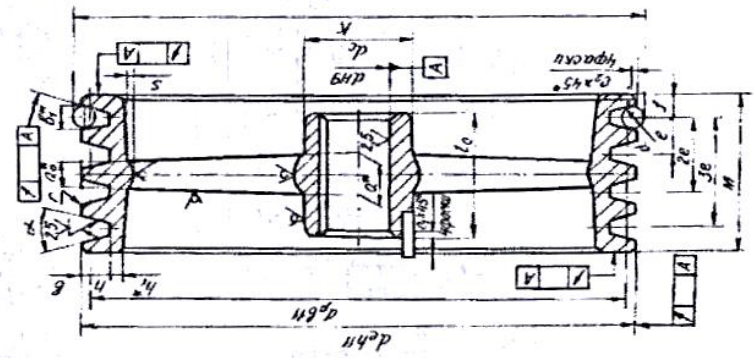
Модуль	<i>m</i>	
Кількість зубів	<i>z<sub>2</sub></i>	
Коефіцієнт зміщення черв'яка	<i>x</i>	0
Напрямок лінії зуба		Правий
Вихідний виробляючий черв'як		ГОСТ 19036-81
Ступінь точності		7-с
Міжосьова відстань	<i>a<sub>н</sub></i>	192 <sup>-0.048</sup>
Дільний діаметр	<i>d<sub>2</sub></i>	320
Вид сполученого черв'яка		ЗА
Кількість витків сполученого черв'яка	<i>z<sub>1</sub></i>	2
Дільний кут підйому гвинтової лінії зуба	<i>γ</i>	14°02'10"

Додаток 12

Шків клинопасової передачі



- 1\*. Розміри для довідок
2. Формувальні ухили 3°
3. Невказані граничні відхилення розмірів: діаметрів H14, h14, остальних I16
4. Невказані ліварні радіуси 4
5. Радіуси скруглень 3 мм.

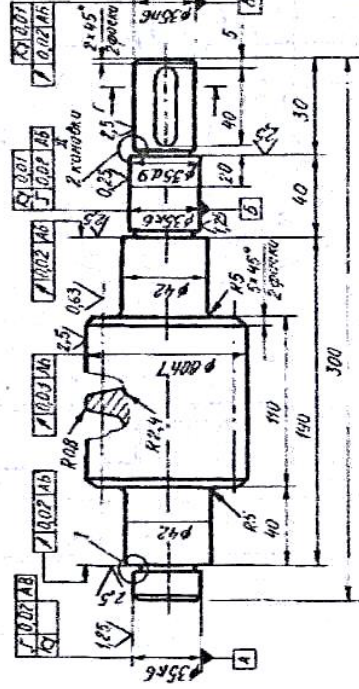




Черв'як

$R_2 \sqrt{V}$

Модуль	<i>m</i>	5
Кількість витків	<i>z</i> <sub>1</sub>	2
Вид черв'яка		ZA
Дальший кут підйому ліній витка	<i>γ</i>	9°05'24"
Напрямок ліній витка		Праве
Вихідний черв'як		ГОСТ 19036-81
Ступінь точності		8 - с
Кут прорізу	<i>α</i>	20°
Дальший діаметр черв'яка	<i>d</i> <sub>1</sub>	62,5
Хід витка	<i>P</i> <sub>h</sub>	31,4

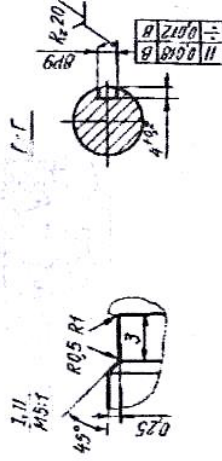


30

1. Твердість серцевини черв'яка HB 220
2. Неповні витки зрізати до товщини повних витків і притупити
3. Невказані зрізничні відхилення розмірів: вазу H14.

остатки  $\pm \frac{H14}{2}$

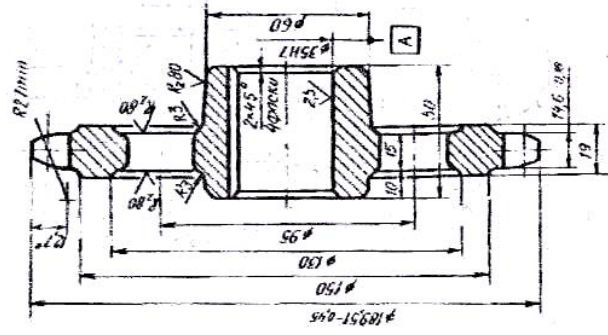
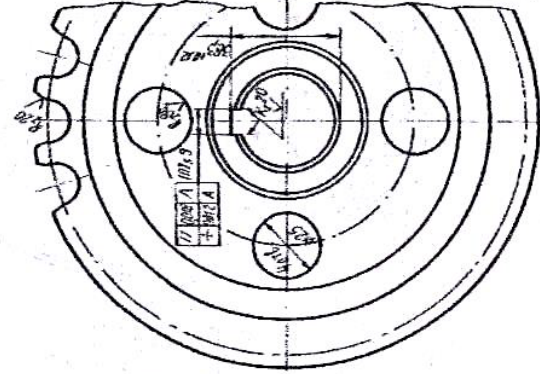
4\*. Розміри для довідок



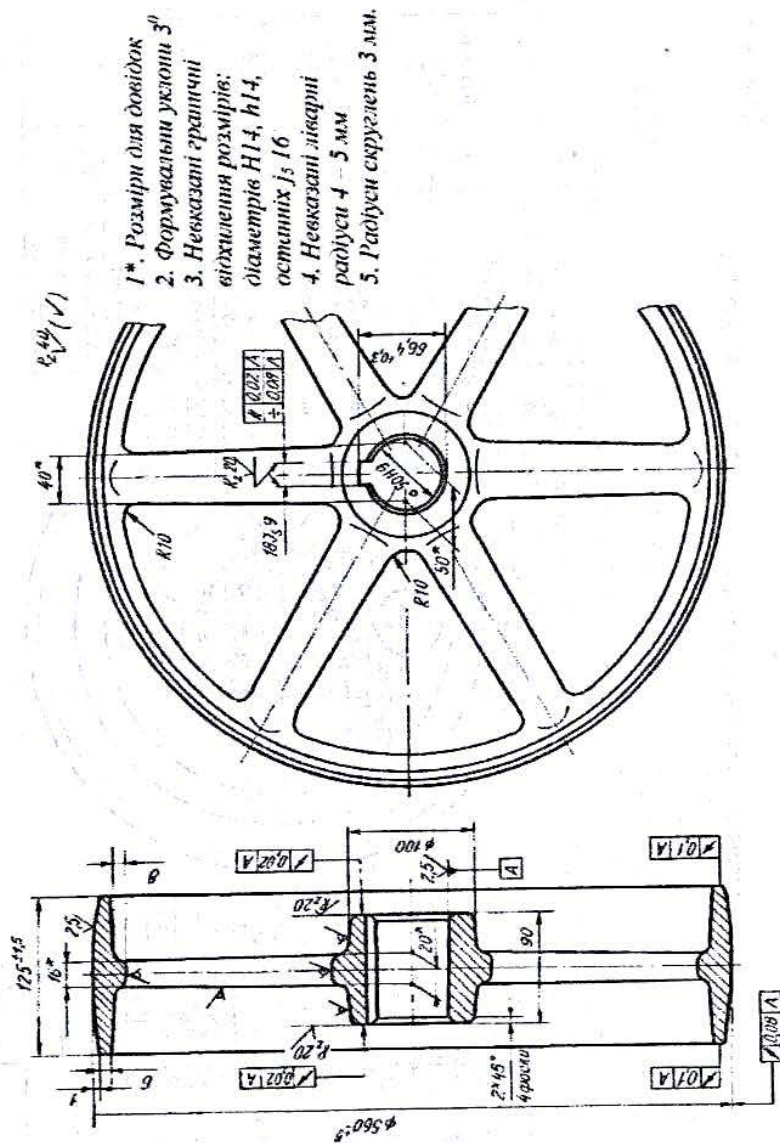
Зірочка привідного роликвого ланцюга (сталь 40X ГОСТ 4543-71)

$R_2 \sqrt{V}$

Кількість зубів	<i>z</i>	
Спряжу-вальний ланцюг	<i>l</i>	
Діаметр ролика	<i>d</i> <sub>1</sub>	
Профіль зуба за ГОСТ 591-69		Без змі-нення 2
Клас точності за ГОСТ 591-69		
Діаметр кола западин	<i>d</i> <sub>1</sub>	
Допуск на різницю кроків	<i>δ</i>	0,1
Радіальне биття крока	<i>F</i> <sub>0</sub>	0,25
Радіальне биття зубчастого венця		0,25
Діаметр діального кола	<i>d</i> <sub>1</sub>	
Спряжу-вальний ланцюг	<i>h</i>	
Відстань між внутрішніми пластинками	<i>B</i> <sub>вн</sub>	



31



## ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Методичні вказівки та завдання  
 до курсового проекту  
 для студентів спеціальності 6.090522  
 “Газотурбінні установки і компресорні станції”

Укладачі: ПАВЛОВ Віктор Миколайович  
 БОРОЗЕНЕЦЬ Григорій Михайлович  
 ГОЛУБНИЧІЙ Олександр Васильович  
 БАБЕНКО Євгеній Михайлович  
 КРИЖАНОВСЬКИЙ Андрій Станіславович



Технічний редактор  
 Коректор

Підп. до друку 07.10.05. Формат 60x84/16. Папір офс.  
 Офс. друк. Ум. фарбовідб. 8. Ум. друк. арк. 1,86. Обл.-вид. арк.2,0.  
 Тираж 100 пр. Замовлення № 218-1. Вид. № 110/III

Видавництво НАУ  
 03680. Київ-680, проспект Космонавта Комарова,1

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002



К42  
0753

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний авіаційний університет**

**ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**  
**Кінематичне та силове**  
**дослідження**  
**плоских механізмів**

Методичні вказівки до виконання  
курсowego проекту для студентів  
спеціальності 6.090522 "Газотурбінні  
установки і компресорні станції"

**Київ 2005**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний авіаційний університет**

**ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**  
**Кінематичне та силове**  
**дослідження**  
**плоских механізмів**

Методичні вказівки до виконання  
курсowego проекту для студентів  
спеціальності 6.090522 "Газотурбінні  
установки і компресорні станції"

74308 BR

НТБ НАУ  
**74308BR**  
  
Уч.в. Ц: 2.76

Національний авіаційний  
університет  
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА  
№ 2.

**Київ 2005**



УДК 62.-2.:621.81(076.5)  
ББК К41я7  
О753

Укладачі: Є.М.Бабенко, А.С.Крижановський,  
В.М.Павлов, Г.М.Борозенець, О.В.Голубничій

Рецензент М.В.Кіндрачук

Затверджено на засіданні науково-методично-редакційної  
ради Аерокосмічного інституту НАУ 4 жовтня 2005 року.

О 753 **Основи конструювання Кінематичне та силове дослідження механізмів:** Методичні вказівки до виконання курсового проекту /Уклад.: Є.М.Бабенко, А.С.Крижанівський, В.М. Павлов та ін. – К.: НАУ, 2005. – 20 с.

Містять методичні рекомендації до розрахунку та виконання графічних побудов першого аркуша курсового проекту.

Призначені для студентів третього курсу спеціальності 6.090522 "Газотурбінні установки і компресорні станції"

## ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Графічну частину завдання курсової роботи "Кінематичне та силове дослідження плоских важільних механізмів" виконують олівцем на білому папері для креслення формату А2. Бажано виконувати креслення на комп'ютері за допомогою програм AUTOKAD або КОМПАС. Всі допоміжні побудови виконують тонкими лініями і зберігають на кресленні. Над кожним окремим кресленням і графіком роблять стандартним шрифтом надпис і вказують масштаб побудов.

Розрахунки треба виконувати в послідовності, яка відповідає порядку графічних побудов. Всі величини, що входять до формул, мають бути роз'яснені, вказані їх одиниці виміру в системі СІ. Числові значення величин треба підставити в формули з проміжними розрахунками і після розрахунків записувати кінцевий результат.

### Кінематичне та силове дослідження механізму

1. Визначити структуру досліджуваного механізму.
2. Накреслити план механізму в заданому положенні. Довжину ланки 2 зображати на кресленні відрізком  $AB = 100 - 150$  мм.  
На планах механізму показати положення точки  $S_2$ , проставити номери ланок, позначити центри обертальних кінематичних пар та напрямку, напрямок обертання початкової ланки.
3. Побудувати план швидкостей та план прискорень для заданого положення механізму. Швидкість і прискорення точки  $A$  зобразити на планах відрізком не менше 100 мм.
4. У заданому положенні механізму визначити кутову швидкість та кутове прискорення ланки 2 і показати їх напрямок на плані механізму.
5. Визначити сили інерції та момент пар сил інерції ланок механізму. Показати їх напрямок на плані механізму.
6. За допомогою планів сил знайти зусилля в кінематичних парах без урахування тертя, яке виникає між елементами кінема-



тичних пар, а також значення і напрямок дії прикладеної до ланки 1 зрівноважуючої сили (зрівноважуючого моменту). При побудові плану сил найбільшу відому силу, що входить до складу векторного рівняння, зобразити відрізком не менше 100 мм.

7. Визначити значення зрівноважуючої сили (зрівноважуючого моменту) за методом жорсткого важеля М.С. Жуковського.

8. Порівняти одержані в п.п. 6 і 7 значення зрівноважуючої сили (зрівноважуючого моменту) і визначити розходження між ними у відсотках, вважаючи значення зрівноважуючої сили, знайдене способом жорсткого важеля М.С. Жуковського, більш точним.

### КІНЕМАТИЧНЕ ТА СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ... 2 4

Вихідні дані:  $\angle \varphi = 60^\circ$ ;  $l_{OA} = 50$  мм;  $l_{AB} = 130$  мм;

$l_{AS_2} = 60$  мм;  $m_2 = 2,5$  кг;  $m_3 = 2,0$  кг. Центри ваг ланок 1,2,3

знаходяться відповідно в точках  $O$ ,  $S_2$ ,  $B$ . Момент інерції шатуна:  $J_{S_2} = 0,015$  кг·м<sup>2</sup>. Сила тиску стисненого повітря:  $P_3 = 1,5$  кН. Кривошип (ланка 1) обертається за годинниковою стрілкою з частотою  $n_1 = 765$  об/хв.

#### Порядок дослідження

1. Побудова плану механізму в заданому положенні.

Планом механізму називають графічне зображення взаємного розташування ланок, яке виконане в масштабі й відповідає обраному моменту часу (рис. 1).

Визначаємо ступінь вільності механізму:

$$W = 3(n-1) - 2p_1 - p_2 = 3(4-1) - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Запис структури механізму матиме наступний вигляд:

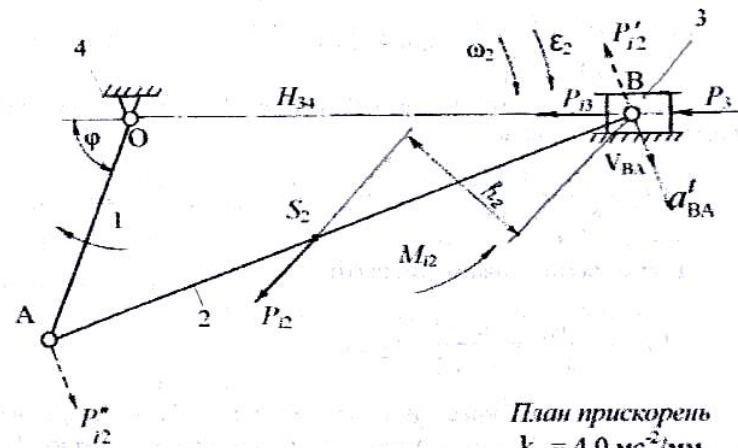
ланки 2 і 3 – діада № 3;

ланки 1 і 4 – група початкових ланок.

План механізму починаємо будувати із зображення ланки 1 у вибраному положенні. Умовимося довжину ланки 1 зобразити на

План механізму

$$k_L = 0,001 \text{ мм/мм}$$



План прискорень

$$k_a = 4,0 \text{ мс}^2/\text{мм}$$

План швидкостей

$$k_V = 0,05 \text{ мс}^{-1}/\text{мм}$$

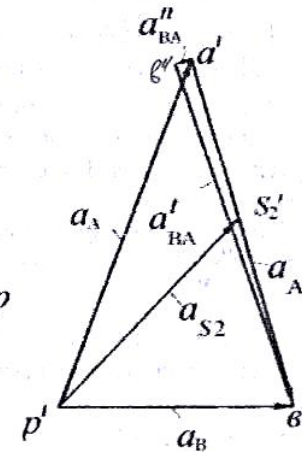
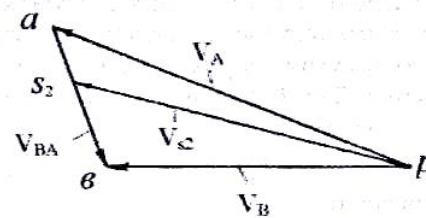


Рис. 1. Побудова планів швидкостей і прискорень механізму

кресленні відрізком  $\overline{OA} = 50$  мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану механізму

$$k_\ell = \frac{\ell_{OA}}{OA} = \frac{0,050}{50} = 0,001 \text{ м/мм.}$$

Відрізки, якими зображені ланки 2 і 3 на кресленні, відповідно дорівнюють:

$$\overline{AB} = \frac{\ell_{AB}}{k_\ell} = \frac{0,130}{0,001} = 130 \text{ мм.}$$

Визначаємо довжини відрізків  $\overline{AS}_2$  і  $\overline{AS}_4$ :

$$\overline{AS}_2 = \frac{\ell_{AS2}}{k_\ell} = \frac{0,060}{0,001} = 60 \text{ мм.}$$

Обираємо на кресленні положення центра обертальної кінематичної пари  $O$ , яка утворена початковою ланкою 1 та нерухомою ланкою 4. Через точку  $O$  проводимо напрямну  $H_{34}$  та відкладаємо від неї відрізок  $\overline{OA} = 50$  мм під кутом  $\angle \varphi = 60^\circ$ .

Для визначення положення точки  $B$  з точки  $A$  робимо циркулем засічки на напрямній  $H_{34}$  радіусом  $\overline{AB} = 130$  мм. Пряма лінія, яка поєднує точку  $A$  з точкою  $B$ , зображає ланку 2 механізму. Накресливши ланку 3 у вигляді прямокутника довільних розмірів та зазначивши підштриховкою нерухому ланку, одержуємо план механізму в заданому положенні. Такий спосіб побудови планів механізму називають способом засічок.

## 2. Побудова планів швидкостей.

Побудова планів швидкостей та прискорень виконується в порядку, який зворотний запису структури механізму, тобто в першу чергу будують плани для початкової ланки, а потім – для груп Ассур в порядку їхнього приєднання до початкової ланки.

Визначаємо швидкість точки  $A$ , яка належить початковій ланці:

$$V_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot \ell_{OA} = \frac{3,14 \cdot 765}{30} \cdot 0,05 = 4,0 \text{ м/с.}$$

Домовимося зображати на плані швидкість точки  $A$  відрізком  $\overline{pa} = 80$  мм. Тоді масштабний коефіцієнт швидкостей:

$$k_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{4,0}{80} = 0,05 \text{ м·с}^{-1}/\text{мм.}$$

Довільно обираємо на кресленні точку  $p$  (полос плану швидкостей) і відкладаємо від неї перпендикулярно до  $OA$  в напрямку обертання ланки 1 відрізок  $\overline{pa} = 80$  мм, який являє собою швидкість точки  $A$  (рис.2).

Для визначення швидкості точки  $B$  складаємо векторне рівняння:

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{B,A}}$$

де  $\overline{V_A} \perp OA$ ;  $\overline{V_{B,A}} \perp BA$ ;  $\overline{V_B} \parallel H_{34}$ .

Домовимося відомий за величиною та напрямком вектор підкреслювати двома лініями, а відомий лише за напрямком – однією лінією.

Розв'язуємо наведене векторне рівняння графічно. Для цього через точку  $a$  проводимо пряму, яка перпендикулярна до  $AB$ , а через точку  $p$  – пряму, яка паралельна до напрямної  $H_{34}$ . На перетинанні цих прямих ставимо точку  $v$ . Відрізок  $\overline{pv}$  зображає швидкість точки  $B$  ( $V_B$ ) в обраному масштабі, а відрізок  $\overline{av}$  – швидкість точки  $B$  відносно точки  $A$  ( $V_{B,A}$ ). Вектор  $\overline{V_B}$  спрямований від точки  $p$  до точки  $v$ , вектор  $\overline{V_{B,A}}$  – від точки  $a$  до точки  $v$ .

Значення цих швидкостей:

$$V_B = k_V \cdot \overline{pv} = 0,05 \cdot 58 = 2,9 \text{ м/с;}$$

$$V_{B,A} = k_V \cdot \overline{av} = 0,05 \cdot 27 = 1,35 \text{ м/с.}$$



Швидкість точки  $S_2$  ( $V_{S_2}$ ), яка належить до ланки 2 визначасмо на підставі теореми про відносні швидкості точок однієї ланки (теореми подібності): прямі лінії, які з'єднують точки на плані ланок і прямі лінії, які з'єднують кінці векторів швидкостей (прискорень) цих точок на плані швидкостей (прискорень), утворюють подібні фігури.

Точка  $S_2$  на плані швидкостей буде лежати на відрізку  $\overline{as_2}$  і розташовуватися також, що й точка  $S_2$  на ланці  $AB$  плану механізму. Положення точки  $S_2$  на плані швидкостей знаходимо, виходячи з пропорції:

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{as_2}}{\overline{ab}}$$

$$\text{звідки: } as_2 = ab \cdot \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = 27 \cdot \frac{60}{130} = 12,5 \text{ мм.}$$

Відкладаємо на відрізку  $\overline{ab}$  плану швидкостей від точки  $a$  відрізок  $\overline{as_2}$  і знаходимо точку  $S_2$ , порядок розташування якої має бути таким самим, як і на плані механізму ( $\overline{AS_2B}$  та  $\overline{as_2b}$ ). З'єднуючи  $S_2$  з полюсом  $p$ , одержимо відрізок  $\overline{ps_2}$ , який зображає у масштабі швидкість точки  $S_2$ . Значення цієї швидкості дорівнюватиме:

$$V_{S_2} = k_v \cdot \overline{ps_2} = 0,05 \cdot 68 = 3,4 \text{ м/с.}$$

### 3. Побудова плану прискорень.

Визначаємо прискорення точки  $A$ , яка належить до початкової ланки. Прискорення точки  $A$ , яка здійснює обертальний рух по колу радіусом  $\ell_{O_1}$ , знаходимо наступним чином:

$$\overline{a_A} = \overline{a_{A_0}^n} + \overline{a_{A_0}^t},$$

де  $a_{A_0}^n$  – нормальне прискорення, яке спрямоване до центра обертання;  $a_{A_0}^t$  – тангенціальне прискорення, що спрямоване по

дотичній до кола радіуса  $\ell_{O_1}$  в напрямку кутового прискорення  $\varepsilon_1$  ланки 1.

Через те, що кривошип (ланка 1) обертається зі сталою кутовою швидкістю, тобто  $\omega_1 = \text{const}$ , кутове прискорення  $\varepsilon_1 = 0$ , отже й  $a_{A_0}^t = \varepsilon_1 \cdot \ell_{O_1} = 0$ . Тоді прискорення точки  $A$  дорівнюватиме:

$$a_A = a_{A_0}^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{O_1} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \ell_{O_1} = \left(\frac{3,14 \cdot 765}{30}\right)^2 \cdot 0,05 = 320,56 \text{ м/с}^2.$$

Домовимося зображати на плані прискорення точки  $A$  відрізком  $\overline{p'a'} = 80,0$  мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану прискорень:

$$k_a = \frac{a_A}{p'a'} = \frac{320,56}{80} = 4 \text{ мс}^2/\text{мм.}$$

Довільно обираємо на кресленні точку  $p'$  (полюс плану прискорень) і відкладаємо від неї паралельно  $\overline{OA}$  в напрямку від точки  $A$  до точки  $O$  вектор  $\overline{p'a'}$  у вигляді відрізка  $\overline{p'a'} = 80,0$  мм.

Для визначення прискорення точки  $B$  складемо векторне рівняння:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t},$$

де  $\overline{a_B} \parallel H_M$ ;  $a_{BA}^n$  – нормальне прискорення точки  $B$  відносно точки  $A$ ;  $\overline{a_{BA}^n} \parallel \overline{BA}$ ;  $a_{BA}^t$  – тангенціальне прискорення точки  $B$  відносно точки  $A$ ;  $\overline{a_{BA}^t} \perp \overline{AB}$ .

Значення  $a_{BA}^n$  визначаємо за формулою

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{\ell_{AB}} = \frac{1,35^2}{0,130} = 14,0 \text{ м/с}^2.$$

Розв'язуємо графічно записане векторне рівняння. З цією метою через точку  $a'$  проводимо пряму, яка паралельна до  $AB$ , і відкладаємо на ній у напрямку від точки  $B$  до точки  $A$  відрізок  $\overline{a'v''}$ , який зображує в прийнятому масштабі прискорення  $a''_{BA}$ . Довжина відрізка:

$$\overline{a'v''} = \frac{a''_{BA}}{k} = \frac{14}{4} = 3,5 \text{ мм.}$$

Через одержану точку  $v''$  проводимо пряму, яка перпендикулярна до  $AB$ , а через полюс плану прискорень  $p'$  – паралельну пряму до напрямної  $H_{36}$ . В місці перетину цих прямих одержимо точку  $v'$ . Відрізок  $\overline{p'v'}$  зображує в обраному масштабі прискорення точки  $B$  ( $a_B$ ), а відрізок  $\overline{v''v'}$  – прискорення  $a'_{BA}$ . Значення цих прискорень дорівнюють:

$$a_B = k_a \cdot \overline{p'v'} = 4 \cdot 49 = 196 \text{ м/с}^2;$$

$$a'_{BA} = k_a \cdot \overline{v''v'} = 4 \cdot 67 = 268 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки  $S_2$  ( $a_{S_2}$ ) визначаємо на підставі теореми про відносні прискорення точок однієї ланки.

Положення точки  $S'_2$  на плані прискорень знаходимо з пропорції:

$$\frac{AS'_2}{AB} = \frac{a'_{S'_2}}{a'_{a'_2}};$$

$$\text{звідки } \overline{a's'_2} = \overline{a'a'_2} \cdot \frac{AS'_2}{AB} = 78 \cdot \frac{60}{130} = 36 \text{ мм.}$$

Відкладаємо на відрітку  $\overline{a'a'_2}$  плану прискорень від точки  $a'$  відрізок  $\overline{a's'_2}$  знаходимо точку  $S'_2$ . З'єднуючи точку  $S'_2$  з полюсом  $p'$ , одержимо відрізок  $\overline{p's'_2}$ , який зображає у масштабі

прискорення точки  $S'_2$ . Значення цього прискорення дорівнюватиме:

$$a_{S_2} = k_a \cdot \overline{p's'_2} = 4 \cdot 50 = 200 \text{ м/с}^2;$$

4. Визначення кутових швидкостей та кутових прискорень ланки механізму.

Для визначення напрямку кутової швидкості ланки 2 ( $\omega_2$ ) слід розглянути рух точки  $B$  відносно точки  $A$ . З цією метою вектор відносної швидкості  $\overline{V_{BA}}$  треба перенести, зберігаючи його напрям, з плану швидкостей у точку  $B$  на плані механізму.

Кутова швидкість ланки 2 ( $\omega_2$ ) буде спрямована в той бік, в який рухається точка  $B$  відносно точки  $A$  (див. рис. 1).

Значення кутової швидкості  $\omega_2$  знаходимо за формулою:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{r_{AB}} = \frac{1,35}{0,130} = 10,4 \text{ с}^{-1};$$

Для визначення напрямку кутового прискорення ланки 2 ( $\varepsilon_2$ ) треба перенести з плану прискорень, зберігаючи напрям, прискорення  $a'_{BA}$  до точки  $B$ . Розглядаючи умовно рух точок  $B$  відносно точки  $A$  в напрямку тангенціальної складової відносних прискорень ( $a'_{BA}$ ), знаходимо, що кутове прискорення  $\varepsilon_2$  спрямовано за годинниковою стрілкою (див. рис. 1).

Значення кутового прискорення обчислюємо за формулою:

$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{BA}}{r_{AB}} = \frac{268}{0,130} = 2062 \text{ с}^{-2};$$

Зіставлення напрямів  $\omega$  та  $\varepsilon$  в ланці 2 показують, що ланка 2 рухається прискорено.



5. Силове дослідження механізму.

Визначимо сили та моменти сил інерції.

$$\bar{P}_i = -m \cdot a;$$

$$\bar{M} = -J \cdot \varepsilon.$$

де  $m$  – маса ланки;  $a$  – прискорення центра мас ланки;  $J$  – момент інерції ланки;  $\varepsilon$  – кутове прискорення ланки.

Для того, щоб позбавитися знака “мінус”, потрібно сили та моменти інерції ланок спрямувати у бік протилежний лінійному або кутовому прискоренню відповідно. Визначимо сили інерції для даного випадку:

$$P_{12} = m_2 a_{S2} = 2,5 \cdot 200 = 500 \text{ Н};$$

$$P_{33} = m_3 a_B = 2,0 \cdot 196 = 392 \text{ Н};$$

Сили інерції спрямовані протилежно до прискорень центрів ваги ланок ( див. рис. 1).

Величину моменту сил інерції ланок обчислюємо за формулою:

$$M_{12} = J_{S2} \varepsilon_2 = 0,015 \cdot 2062 = 30,93 \text{ Н м};$$

Момент сил інерції ланки спрямований протилежно кутовому прискоренню цієї ланки.

Визначим зусилля в кінематичних парах групи Ассур, яка утворена ланками 2 і 3. Для цього намалюємо в масштабі довжин  $k_\ell = 0,001 \text{ м/мм}$  окремо групу Ассур (ланки 2 і 3) в заданому положенні й прикладаємо до ланок усі діючі на них сили (рис. 2).

На ланку 3 діють чотири сили:  $N_{43}$  – з боку нерухомої ланки 4,  $N_{23}$  – з боку ланки 2,  $P_3$  – сила тиску стисненого повітря,  $P_{13}$  – сила інерції. На ланку 2 діє один момент  $-M_{12}$  і три сили:  $N_{32}$  – з боку ланки 3,  $N_{12}$  – з боку ланки 1,  $P_{12}$  – сила інерції. Невідомими є  $N_{12}$  – зусилля в обертальній кінематичній парі А,  $N_{32}$  (або  $N_{23}$ ) – зусилля в обертальній парі В,  $N_{43}$  – зусилля в поступальній кінематичній парі.

Невідому силу  $N_{12}$  розкладаємо на дві складові: нормальну  $N_{12}^n$ , яка спрямована вздовж ланки АВ і тангенціальну  $N_{12}^t$ , яка спрямована перпендикулярно до ланки АВ (рис. 3). Напрямом  $N_{12}^t$

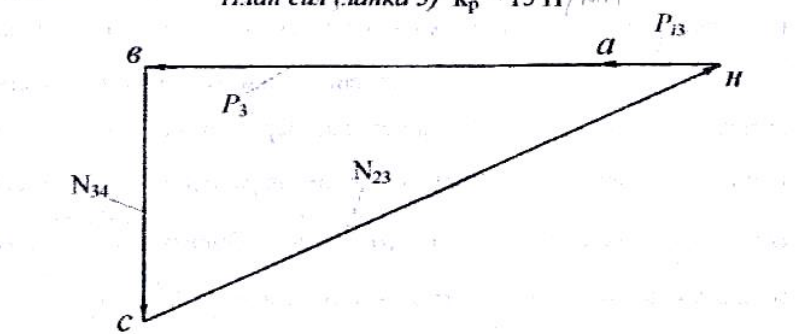
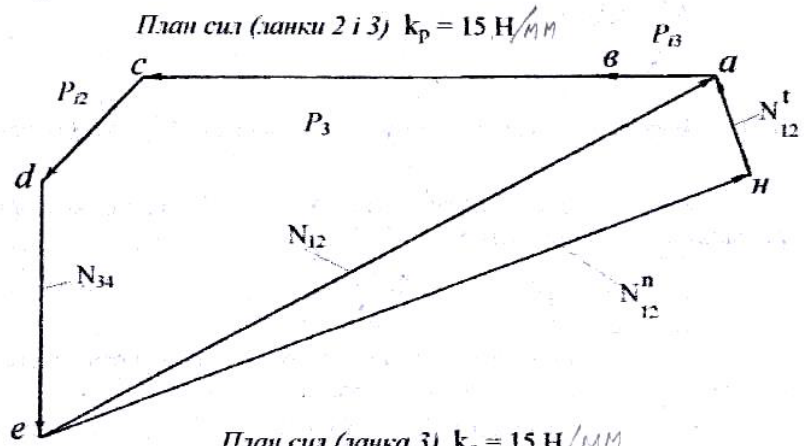
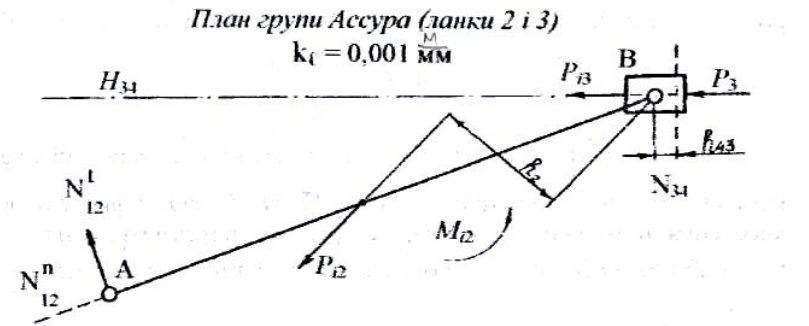


Рис. 2 Визначення зусиль в кінематичних парах Групи Ассур (ланки 2 і 3)

$$P_{12}^n + P_{12}^t - F_{12} + F_{13} + T_{12} + S_{43} = 0$$

задасмо довільно. Розглянемо рівновагу ланки 2 і складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 2 відносно точки  $B$ :

$$-N_{12}^I \cdot \ell_{AB} + P_{12} \cdot h_2 + M_{12} = 0.$$

Сили  $N_{12}^I$  і  $N_{32}$  не утворюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки  $B$  дорівнюють нулю. Плече  $h_2$  легко визначити з креслення, помноживши довжину відрізка  $h_2$  (в міліметрах) на масштабний коефіцієнт  $k_\ell$ . Розв'язавши рівняння, знаходимо:

$$N_{12}^I = (P_{12} \cdot h_2 + M_{12}) / \ell_{AB} =$$

$$= (500 \cdot 30 \cdot 0,001 + 30,94) / 0,130 = 353,3 \text{ Н.}$$

Знак "плюс" свідчить про те, що напрям  $N_{12}^I$  було обрано вірно.

Розглянемо рівновагу групи Ассура. Складемо векторне рівняння сил, які діють на ланки 2 і 3:

$$\overline{N_{12}^I} + \overline{P_{13}} + \overline{P_{32}} + \overline{P_{12}} + \overline{N_{43}} + \overline{N_{12}^n} = 0.$$

Векторне рівняння має дві невідомі й легко розв'язується графічно шляхом побудови плану сил.

Обравши масштабний коефіцієнт сил  $k_P = 15 \text{ Н/мм}$ , відкладаємо з довільної точки  $H$  (полюса плану сил) послідовно сили  $N_{12}^I$ ,  $P_{13}$ ,  $P_{32}$ ,  $P_{12}$ , позначивши кінці векторів відповідно літерами  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  (рис. 3). Проведемо через точку  $d$  паралельну лінію до  $N_{43}$ , а через полюс  $H$  – лінію, яка паралельна  $N_{12}^n$ . В місці перетинання цих ліній знаходимо точку  $e$ . Відрізки  $\overline{de}$ ,  $\overline{eH}$ ,  $\overline{ea}$  зображують у масштабі  $k_P$ , відповідно сили  $N_{43}$ ,  $N_{12}^n$  і  $N_{12}$ .

Величини сил визначасмо за формулами:

$$N_{43} = k_P \cdot |\overline{de}| = 15 \cdot 58 = 870 \text{ Н;}$$

$$N_{12}^n = k_P \cdot |\overline{eH}| = 15 \cdot 168 = 2520 \text{ Н;}$$

$$N_{12} = k_P \cdot |\overline{ea}| = 15 \cdot 172 = 2580 \text{ Н.}$$

Розглянемо рівновагу ланки 2.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\overline{N_{12}} + \overline{P_{12}} + \overline{N_{32}} = 0.$$

Розв'язуємо це рівняння графічно шляхом побудови плану сил. Обравши масштабний коефіцієнт сил  $k_P = 15 \text{ Н/мм}$ , відкладаємо з довільної точки  $H$  (полюса плану сил) послідовно

сили  $N_{12}$  і  $P_{12}$ , позначаючи кінці векторів відповідно літерами  $a$  та  $b$  (рис. 2). Одержану точку  $b$  з'єднуємо з полюсом  $H$ . Відрізок  $\overline{bH}$  зображує в масштабі  $k_P$  зусилля  $N_{32}$ . Знаходимо її величину:

$$N_{32} = k_P \cdot |\overline{bH}| = 15 \cdot 142 = 2130 \text{ Н.}$$

Розглянемо рівновагу ланки 3.

Складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на цю ланку відносно точки  $B$  (див. рис. 2):

$$-N_{43} \cdot h_{43} = 0.$$

Сили  $P_{13}$ ,  $P_{12}$ ,  $N_{23}$  не створюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки  $B$  дорівнюють нулю, що означає  $h_{43} = 0$ .

*Силовий розрахунок групи початкових ланок*

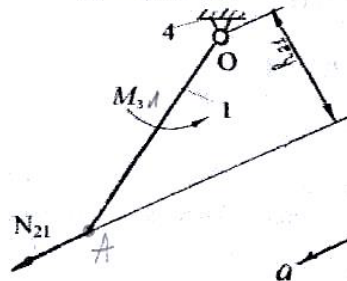
Накреслимо в масштабі  $k_\ell = 0,001 \text{ м/мм}$  групу початкових ланок (ланки 1 і 6) у загальному положенні і прикладемо до ланок усі сили, які діють на них (рис. 3).

На ланку 1 діє момент  $M_3$  і две сили:  $N_{21}$  – з боку ланки 2 і  $N_{41}$  – з боку нерухомої ланки 4.

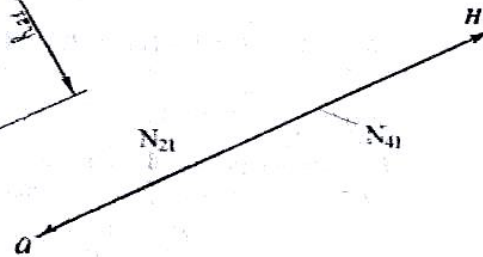


План групи початкових ланок

$$k_t = 0,001 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$



План сил (ланка 1)  $k_p = 25 \text{ Н/мм}$



Важіль М.Є. Жуковського  
(повернутий на  $90^\circ$  план швидкостей)

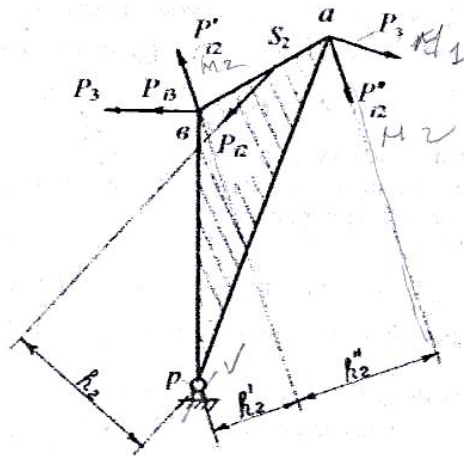


Рис. 3 Жорсткий важіль М.Є. Жуковського

16

Розглянемо рівновагу ланки 1.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\underline{N_{21}} + \underline{N_{41}} = 0.$$

$$\underline{N_{21}} = -\underline{N_{41}} \quad \Rightarrow \quad N_{12} = 2580$$

Розв'язуємо це рівняння графічно шляхом побудови плану сил. Обираємо масштабний коефіцієнт сил  $k_p = 25 \text{ Н/мм}$  та відкладаємо з довільного полюса  $H$  силу  $N_{21}$ , позначаючи кінець вектору літерою  $a$  (рис. 3). Знаходимо її величину:

$$N_{41} = k_p \cdot aH = 25 \cdot 103 = 2575 \text{ Н.}$$

Складаємо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 1, відносно точки  $O$ . Напрямок зрівноважуючого моменту  $M_3$  обираємо довільно (див. рис. 3):

$$N_{21} \cdot h_{21} - M_3 = 0.$$

Сила  $N_{41}$  не створює моменту, оскільки її плече відносно точки  $O$  дорівнює нулю. Плече  $h_{21}$  знаходимо із креслення, помноживши її довжину у міліметрах на масштабний коефіцієнт  $k_t$ . Розв'язуючи яке, знаходимо:

$$M_3 = N_{21} \cdot h_{21} = (2580 \cdot 28 \cdot 0,001) = 72,24 \text{ Н·м.}$$

Визначення зрівноважуючої сили способом жорсткого важеля Жуковського

Будуємо в довільному масштабі повернутий на  $90^\circ$  план швидкостей механізму (рис. 3).

Відомий за величиною й напрямом момент  $M_{12}$  показуємо у вигляді пари сил  $P'_{12}$  і  $P''_{12}$ , які прикладені в точках  $B$  і  $A$  перпендикулярно до  $AB$  (див. рис. 1). Знаходимо величини цих сил:

$$P'_{12} = P''_{12} = M_{12} / l_{AB} = 30,93 / 0,130 = 237,9 \text{ Н;}$$

Невідомий момент  $M_3$  показуємо у вигляді пари сил

$P'_3$  і  $P''_3$ , які прикладені в точках  $A$  і  $O$  перпендикулярно до  $OA$ .

17

Напряг моменту обираємо довільно (див. рис. 3).

Переносимо, зберігаючи напрям, усі сили з плану механізму у відповідні однойменні точки плану швидкостей (див. рис. 3).

Складаємо рівняння моментів усіх сил відносно полюса плану швидкостей:

$$-P'_3 \cdot \overline{pa} - P''_{12} \cdot h'_2 + P_{12} \cdot h_2 + P_{13} \cdot \overline{p\delta} + P_3 \cdot \overline{p\delta} + P'_{12} \cdot h'_2 = 0.$$

Плечі усіх сил підставляємо в рівняння в міліметрах, визначаючи їх безпосередньо із креслення. Розв'язуючи рівняння, знаходимо:

$$P'_3 = \frac{1}{pa} ( P_{12} \cdot h_2 + P_{13} \cdot \overline{p\delta} + P_3 \cdot \overline{p\delta} + P'_{12} \cdot h'_2 - P''_{12} \cdot h'_2 ) =$$

$$\frac{1}{80} (500 \cdot 23 + 392 \cdot 58 + 1500 \cdot 58 + 237,9 \cdot 19 - 237,9 \cdot 34) = 1471 \text{ Н.}$$

Визначимо величину зрівноважуючого моменту

$$M_3 = P'_3 \cdot \ell_{O1} = 1471 \cdot 0,05 = 73,54 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Визначимо розбіжність у відсотках  $M_3$ , які знайдені різними способами:

$$\Delta M_3 = \frac{73,54 - 72,24}{73,54} \cdot 100\% = 1,78\%.$$

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
2. Воронкін М.Ф., Цимбалюк А.А. Основи теорії механізмів і машин: Конспект лекцій. – К.: КМУЦА, 2000. – 208 с.
3. Воронкін М.Ф., Карлашов О.В., Бабенко Є.М. Теорія механізмів і машин. Кінематичне та силове дослідження механізмів: Методичні вказівки до курсової роботи. – К.: НАУ, 2000. – 88 с.
4. Бабенко Є.М., Крижановський А.С. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до курсової роботи. – К.: НАУ, 2005. – 26 с.



Навчально-методичне видання

## ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Кінематичне та силове  
дослідження  
плоских механізмів

Методичні вказівки до виконання  
курсowego проекту для студентів  
спеціальності 6.090522 "Газотурбінні  
установки і компресорні станції"

Укладачі: БАБЕНКО Євгеній Михайлович  
КРИЖАНОВСЬКИЙ Андрій Станіславович  
ПАВЛОВ Віктор Миколайович  
БОРОЗЕНЕЦЬ Григорій Михайлович  
ГОЛУБНИЧИЙ Олександр Васильович

Технічний редактор *А.І.Лавринович*  
Коректор *О.О.Крусь*

Підп. до друку 16.12.05. Формат 60x84/16. Папір офс.  
Офс. друк. Ум. фарбовідб.6. Ум. друк. арк.1,16. Обл.-вид. арк.1,25.  
Тираж 100 пр. Замовлення № 273-1. Вид. № 160/III.

Видавництво НАУ  
03680. Київ-680, проспект Космонавта Комарова,1

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002

к 412  
0757

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
Національний авіаційний університет

## **ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**

**Методичні вказівки до виконання курсового  
проекту для студентів спеціальності  
6.090522 “Газотурбінні установки  
і компресорні станції”**

Київ 2006

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний авіаційний університет



## **ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**

Методичні вказівки до виконання курсового  
проекту для студентів спеціальності  
6.090522 “Газотурбінні установки  
і компресорні станції”

Київ 2006

Національний авіаційний  
університет  
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА  
БРОШУРА № 3



УДК 62.-2.:621.81(076.5)

ББК К41я7

0753

Укладачі: *В.М.Павлов, Г.М.Борозенець, О.В.Голубничій,  
Є.М.Бабенко, А.С.Крижановський*

Рецензент *М.М.Регульський*

Затверджено на засіданні науково-методично-редакційної ради Аерокосмічного інституту НАУ 4 квітня 2006 року.

**Основи конструювання:** Методичні вказівки до виконання курсового проекту /Уклад.: В.М.Павлов, Г.М.Борозенець, О.В.Голубничій та ін. – К.: НАУ, 2006. – 40 с.

Методичні вказівки вміщують рекомендації до розрахунку на міцність зубчатих і черв'ячних передач, а також до конструювання коліс, валів, шпонкових з'єднань приводів машин. Наведені необхідні довідкові матеріали.

Призначені для студентів третього курсу спеціальності 6.090522 "Газотурбінні установки і компресорні станції".

## ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

У сучасній методиці розрахунку зубчатих і черв'ячних передач основним критерієм працездатності прийнята контактна втома робочих поверхонь зубів, що враховується при розрахунку на втому за контактними напруженнями. Напряга згину є причиною поломки зубів, що може бути попереджена розрахунком на втому за напругами згину.

При інженерному проектуванні розрахунки поділяють на проектні та перевірочні. Проектні розрахунки використовують для визначення розмірів деталей машин та їхніх елементів. Перевірні розрахунки є обов'язковими і найбільш точними та виконуються за потрібними критеріями працездатності на кінцевих етапах проектування і конструювання деталей машин.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту містять основні етапи проектного та перевірного розрахунку зубчатих і черв'ячних передач, валів, підшипників, шпонкових з'єднань. Наведені необхідні довідкові матеріали.

Пояснювальну записку до курсового проекту (аркуші формату А4) виконують на комп'ютері.

Додатки до пояснювальної записки проекту у вигляді схем, епор і креслень виконують на окремих аркушах і підшивають у відповідні місця розрахунку. Аркуші пояснювальної записки нумерують. Графічна частина проекту включає в себе два аркуші формату А1:

перший – загальний вид редуктора у двох проекціях із необхідними розрізами (проставляють габаритні розміри і посадки в місцях розміщення сполучених деталей, наводиться технічна характеристика редуктора);

другий – аркуш розбивають на декілька стандартних форматів. На них виконують робочі креслення нестандартних деталей (за вказівкою керівника).

Графічну частину виконують олівцем на білому папері для креслення у стандартному масштабі. Бажано виконувати креслення на комп'ютері в програмі AUTOKAD або Компас.

Графічна частина проекту і пояснювальна записка мають бути виконані відповідно до вимог стандартів ЄСКД.

# 1. ПРИКЛАД ВИБОРУ ДВИГУНА І КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ ПРИВОДА

## 1.1. Технічне завдання

Спроекувати привод технологічної машини, що складається з електродвигуна, пласкопасової передачі, конічного одноступінчастого редуктора, якщо потужність на вихідному валі  $P_3 = 3,0$  кВт, а частота обертання  $n_3 = 50$  хв<sup>-1</sup>.

Порядок розрахунку наведений у підрозділі 1.2.

## 1.2. Порядок розрахунку

1. Розробити кінематичну схему привода і пронумерувати вали, починаючи з вала електродвигуна (рис. 1).

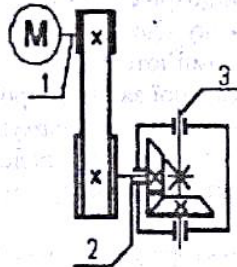


Рис. 1. Кінематична схема привода

2. Визначити потрібну потужність електродвигуна. Для цього підраховуємо загальний ККД привода, який дорівнює добутку ККД, послідовно з'єднаних передач. У нашому випадку

$$\eta = \eta_{пл} \cdot \eta_{кр}$$

де  $\eta$ ,  $\eta_{пл}$ ,  $\eta_{кр}$  - ККД відповідно загальний, пласкопасової передачі і конічного редуктора, включаючи підшипники кочення.

Приблизні значення ККД для різних типів передач наведено в табл. 1.

Таблиця 1  
Приблизні значення ККД передач

Передача	ККД
Пасова:	
пласкопасова	0,95 - 0,96
клинопасова	0,95 - 0,96
ланцюгова	0,92 - 0,94
Одноступінчастий редуктор:	
конічний	0,95 - 0,96
циліндричний	0,97 - 0,98
Черв'ячний редуктор з архімедовим черв'яком:	
однозахідний	0,7 - 0,75
двозахідний	0,75 - 0,82
чотиризахідний	0,85 - 0,95

Загальний ККД привода

$$\eta = 0,95 \cdot 0,96 = 0,912.$$

Потрібну потужність електродвигуна дістаємо в результаті ділення вихідної потужності  $P_3$  на загальний ККД:

$$P_{потр} = \frac{P_3}{\eta} = \frac{3,0}{0,912} = 3,28 \text{ кВт.}$$

3. За табл. 2 вибираємо двигун з найближчою більшою потужністю і синхронною частотою обертання  $n_c = 1500$  хв<sup>-1</sup>.

У нашому випадку це електродвигун ЧА 100L4 з номінальною потужністю  $P_n = 4,0$  кВт, коефіцієнтом ковзання  $\epsilon = 4,7\%$ , синхронна частота обертання  $n_c = 1500$  хв<sup>-1</sup>.



Асинхронна частота обертання двигуна

$$n_{\text{дв}} = n_c \left( 1 - \frac{\varepsilon}{100} \right);$$

$$n_{\text{дв}} = 1500 \cdot \left( 1 - \frac{4,7}{100} \right) = 1429,5 \text{ хв}^{-1}.$$

Таблиця 2  
Електродвигуни асинхронні серії ЧА, закриті, що обдуваються (ГОСТ 19523-81)

Потужність, кВт	Типорозмір	Ковзання $\varepsilon, \%$	Синхронна частота обертання, $n_c, \text{хв}^{-1}$
0,55	ЧА 71А4	7,3	1500
0,75	ЧА 71В4	7,5	1500
1,1	ЧА 80А4	5,4	1500
1,5	ЧА 80В4	5,8	1500
2,2	ЧА 90L4	5,1	1500
3,0	ЧА 100S4	4,4	1500
4,0	ЧА 100L4	4,7	1500
5,5	ЧА 112M4	3,7	1500
7,5	ЧА 132S4	3,0	1500
11,0	ЧА 132M4	2,8	1500
15,0	ЧА 160S4	2,3	1500

4. Знаходимо загальне передаточне число привода. Воно дорівнює асинхронній частоті обертання двигуна, поділеній на

частоту обертання вихідного вала привода:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3} = \frac{1429,5}{50} = 28,59.$$

Розподілимо загальне передаточне число між передачами привода. Воно дорівнює добутку передаточних чисел передач привода. У нашому випадку

$$U_{\text{заг}} = U_{\text{п.п}} \cdot U_{\text{к.р}},$$

де  $U_{\text{п.п}}$ ,  $U_{\text{к.р}}$  - передаточне число відповідно плоскопасової передачі і кінцевого одноступінчастого редуктора.

Передаточні числа треба вибирати виходячи з таких рекомендацій:

- для одноступінчастих циліндричних редукторів (ГОСТ 85-66)

$U = 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10;$

- для одноступінчастих кінцевих редукторів (ГОСТ 12289-76)

$U = 1; 1,12; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3;$

- для черв'ячного редуктора (ГОСТ 13563-68)

$U = 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.$

Передаточне відношення: плоскопасової передачі - до 5; клинопасової - до 6; ланцюгової - до 6.

Виходячи з наведених значень передаточних чисел вибирають такі, добуток яких дасть підраховане загальне передаточне число.

У нашому випадку

$$U_{\text{к.р}} = 5,6 \text{ тоді } U_{\text{п.п}} = \frac{U_{\text{заг}}}{U_{\text{к.р}}} = \frac{28,59}{5,6} = 5,1.$$

5. Знаходимо частоту обертання валів привода:

1-го  $n_1 = n_{\text{дв}} = 1429,5 \text{ хв}^{-1};$

2-го  $n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{п.п}}} = \frac{1429,5}{5,1} = 280,29 \text{ хв}^{-1};$

$$\text{3-го } n_3 = \frac{n_2}{U_{к.р}} = \frac{280,29}{5,6} = 50,05 \text{ хв}^{-1}.$$

6. Визначаємо кутову швидкість валів:

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

$$\text{2-го } \omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{н.п}} = \frac{149,69}{5,1} = 29,35 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{3-го } \omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{к.р}} = \frac{29,35}{5,6} = 5,24 \text{ с}^{-1}.$$

7. Обчислюємо потужність на валах:

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

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{н.п} = 3,28 \cdot 0,95 = 3,116 \text{ кВт} = 3,1 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{к.р} = 3,116 \cdot 0,95 = 2,99 \text{ кВт} = 3,0 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

8. Знаходимо обертальний момент на валах:

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

$$T_2 = T_1 \cdot U_{н.п} \cdot \eta_{н.п} = 21,91 \cdot 10^3 \cdot 5,1 \cdot 0,95 = 106,1 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_{к.р} \cdot \eta_{к.р} = 106,1 \cdot 10^3 \cdot 5,6 \cdot 0,96 = 570,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Обчислені значення не відрізняються від вихідних більш ніж на 4%.

Отримані результати записуємо в табл. 3.

Таблиця 3  
Результати кінематичного розрахунку привода

Показники	Вал		
	1	2	3
Частота обертання $n$ , хв <sup>-1</sup>	1429,5	280,3	50
Кутова швидкість $\omega$ , с <sup>-1</sup>	149,7	29,4	5,2
Потужність $P$ , кВт	3,28	3,12	3,0
Обертальний момент $T$ , Н·м	21,9	106,1	570,7

### 1.3. Розрахунок зубчастих передач

З аналізу роботи зубчастих передач видно, що зуби під дією нормального тиску зубів  $F_n$  і сили тертя  $P_T = f \cdot F_n$  знаходяться в складному напруженому стані. Вирішальні впливи на їх працездатність здійснюють контактні напруги  $\sigma_H$  і напруга згину  $\sigma_F$ , що змінюються за деякими змінними циклами.

Перемінні контактні напруги і тертя профілів зубів викликають ушкодження їхніх робочих поверхонь, що враховується при розрахунку на втому по контактних напругах підвищення твердості поверхонь зубів і ступеня їхньої точності виготовлення.

Напруги згину є причиною поломки зубів, що може бути попереджена розрахунком на втому за напругами згину.

Сучасна методика розрахунку закритих зубчастих передач (ДСТ 21354-75) основним критерієм працездатності приймає контактну втому робочих поверхонь зубів. Практикою експлуатації і спеціальними дослідженнями встановлено, що навантаження, яке допускається на контактну міцність зубів, визначається твердістю матеріалу, з якого виготовлені зубчасті колеса. Найбільшу твердість, а отже, і найменші габарити і масу зубчастої передачі можна одержати при виготовленні зубчастих коліс зі сталей, що піддаються термічній обробці.

Основним матеріалом для виготовлення зубчастих коліс приводів служать вуглецеві і леговані сталі. Залежно від твердості



сталеві зубчасті колеса умовно прийнято поділяти на дві групи.

*Перша група* – колеса з твердістю поверхонь не більше HB 350, застосовуються в мало і середньонавантажених передачах. Матеріалами для коліс цієї групи служать вуглецеві сталі 35, 40, 45, 50 і леговані сталі 40X, 45X, 40XH і ін. Термообробку нормалізації чи поліпшення проводять до нарізування зубів. Колеса з такою термообробкою добре припрацьовуються. Для рівномірного зношування зубів твердість шестерні прямозубої передачі має бути на (25...50) HB більшою за твердість колеса.

*Друга група* – колеса з твердістю поверхонь більше за HB 350. У таких випадках твердість вимірюється за шкалою Роквелла (більше за HRC 45). Висока твердість робочих поверхонь зубів досягається об'ємними і поверхневими загартуваннями, цементацією, азотуванням, ціануванням, що дозволяє в кілька разів підвищувати навантажувальну здатність зубчастих передач порівняно з поліпшеними сталями.

Зуби коліс із твердістю поверхонь більше за HB 350 не припрацьовуються і тому забезпечувати різницю твердостей зубів шестерні і колеса не потрібно. Для загартування використовують сталі 45, 40X, 40XH, 35XM. Цементацію застосовують для коліс, розміри яких мають бути мінімальними (авіація, транспорт). Для цементації використовують сталі 20X, 12XН3А та ін. Азотування забезпечує особливо високу твердість поверхонь шарів зубів. Для азотування застосовують сталі 40XНМА, 40X2НМА, 38XНЮА.

Розрахунки зубчастих передач виконують у такій послідовності.

1. Визначити допустимі напруги: контактну  $\sigma_H$  і згинальну  $\sigma_F$ . У разі необмеженого терміну роботи привода допустимі напруги визначають за формулами:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H_0} K_{HL}}{S_H}, \quad [\sigma]_F = \frac{\sigma_{F_0} K_{FL}}{S_F},$$

де  $\sigma_{H_0}$  і  $\sigma_{F_0}$  межі контактної і згинальної витривалості при базовому циклі напруги зубів  $N_H$ . Вони залежать від твердості робочих поверхонь зубів і визначаються за табл.4:

$K_{HL}$ ,  $K_{FL}$  – коефіцієнти довговічності. Якщо кількість циклів навантаження кожного зуба колеса більше базового, то приймають  $K_{HL} = 1,0$  і  $K_{FL} = 1,0$ . У завданнях для курсового проекту наведений саме такий випадок.  $S_H$  і  $S_F$  – нормативні коефіцієнти безпеки. Для коліс з нормалізованої і поліпшеної сталі, а також при об'ємному загартуванні беруть  $S_H = 1,1$ . При поверхневому зміцненні зубів –  $S_H = 1,2$ .

Значення коефіцієнта  $S_F$  наведені в табл. 4.

2. Визначити необхідну міжосьову відстань з умови контактної міцності робочих поверхонь зубів для циліндричних закритих зубчастих передач за формулою:

$$a_w \geq K_a (\dot{U} \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 U^2 \psi_{sa}}},$$

де  $a_w$  – міжосьова відстань;  $K_a$  – числовий коефіцієнт:  $K_a=49,5$  для прямозубих передач і  $K_a=43$  для косозубих передач;  $U$  – передатне відношення зубчастої передачі;  $T_2$  – обертальний момент, який передається колесом (Н м), розраховується;  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт концентрації навантаження, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця зуба колеса, що пов'язана з деформацією валів і самих зубчастих коліс береться в табл. 5;

$\psi_{sa}$  – коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса.

Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса щодо міжосьової відстані  $\psi_{sa} = \frac{b}{a_w}$ , де  $b_2$  – ширина вінця зубчастого

колеса, яку попередньо вибирають з ряду:

для прямозубих передач 0,1; 0,125; 0,16; 0,25;

для косозубих передач 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63.



Таблиця 4

## Значення меж контактної та згинальної витривалості

Марка сталі	Вид термічної обробки	Твердість зубів		Контактна витривалість $\sigma_{H_0}$ , МПа	Згинальна витривалість $\sigma_{F_0}$ , МПа	Коефіцієнт безпеки $S_F$
		на поверхні	у серцевині біля основи			
40; 45; 50; 40X; 40XH; 40XФА; 50XH; 35XM	Нормалізація, поліпшення	HB 180...350		2HB +70	1,8HB	1,75
40X; 40XH; 40XФА;	Об'ємне загартування	HRC 45...55		18 HRC + 150	500...5 50	1,8
40X; 40XH3МА; 50XH; 35XM; 40XM; 45XЦ;	Поліпшення та загартування при нагріванні ТВЧ	48...58	25...35	17 HRC + 200	650...7 00	1,75
20X; 20XH; 20XH2M; 25XГТ; 12XH2; 12XH3А; 18XГТ	Поліпшення, цементация і загартування	56...63	30...45	23 HRC	950	1,55
25XГТ	Нітроцементация	56...63	30...45	23 HRC	750	1,55
30XMЮА; 40X; 40XH2МА; 40XФА	Поліпшення та азотування	50...60	24...40	1050	300+ 1,2 HRS (серцевина зуба)	1,75

Таблиця 5

Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{HP}$ 

Розташування зубчастих коліс відносно опор вала	Твердість HB поверхонь зубів	
	$\leq 350$	$>350$
Симетричне	1,0...1,15	1,05...1,25
Несиметричне	1,1...1,25	1,15...1,35
Консольне	1,2...1,35	1,25...1,45

Отримані за формулою значення міжосьової відстані округляють до найближчого більшого стандартного значення:

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500;

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900.

Першому ряду слід надати перевагу перед другим.

3. Визначити необхідний зовнішній дільний діаметр колеса з умови контактної міцності робочих поверхонь зубів для конічної закритої прямозубої передачі за формулою:

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{HP} U}{0,85 [\sigma]_H}}$$

Значення коефіцієнта  $K_{HP}$  визначають з табл. 5.

Отримані значення  $d_{e2}$  округляють до найближчого більшого стандартного значення: 50, (56), 63, (71), 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630.

Кращими є значення без дужок.

Фактичні значення  $d_{e2}$  не повинні відрізнятися від номінальних більш ніж на 2%.

4. Визначити модуль зачеплення.

Для циліндричних зубчастих передач нормальний модуль  $m$  вибирають в інтервалі  $m = (0,01...0,02) a_w$  і вирівнюють його до стандартного значення:



1-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20;  
2-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Першому ряду слід надати перевагу перед другим.

Для конічної прямозубої передачі зовнішній коловий модуль визначають за формулою:

$$m_e = \frac{de_2}{z_2} = \frac{de_2}{z_2 U},$$

де  $z_1$  – кількість зубів шестерні ( $z_1 = 18 \dots 32$ );  $z_2$  – кількість зубів колеса ( $z_2 = z_1 \cdot u$ ).

Округляти отримане значення модуля  $m_e$  до стандартного не обов'язково.

5. Визначають кількість зубчастих коліс.

Для шестерні циліндричної зубчастої передачі кількість зубів знаходять за формулою:

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m_H (U \pm 1)} \geq 17 \cos^3 \beta.$$

Кут нахилу зубів у косозубої циліндричної передачі задають в інтервалі  $\beta = 8 \dots 15$ .

У прямозубої циліндричної передачі  $\beta = 0$ . Отримане значення  $z_1$  округляють до цілого числа. Для коліс циліндричної і конічної передачі кількість зубів знаходять за формулою:

$$z_2 = z_1 \cdot U,$$

Після визначення кількості зубів косозубої циліндричної передачі необхідно перевірити міжосьову відстань за формулою:

$$a_w = \frac{m_H (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}.$$

Якщо виявиться невідповідність отриманого результату раніш прийнятним значенням  $a_w$  за стандартом, то в цьому випадку необхідно усунути розбіжність зміною кута  $\beta$ :

$$\cos \beta = \frac{m_H (z_1 + z_2)}{2 a_w}.$$

6. Визначити геометричні параметри зубчастих коліс.

Для циліндричних зубчастих передач знаходять:

діаметри ділільних кіл:

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta},$$

$$d_2 = 2 a_w - d_1,$$

діаметри кіл вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2m,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m,$$

діаметри кіл западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m,$$

ширину вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{sa} a_w,$$

ширину вінця шестерні:

$b_1 = 1,12 b_2$  – якщо твердість робочих поверхонь зубів  $HV \leq 350$ ;

$b_1 = b_2$  – якщо твердість робочих поверхонь зубів обох коліс  $HV > 350$ .

Отримані значення  $b_1$  і  $b_2$  округляють до стандартного значення з ряду: 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

Для конічних прямозубих передач знаходять: кути ділительних конусів колеса і шестерні:

$$\delta_2 = \arctg U, \quad \delta_1 = 90 - \delta_2;$$

зовнішні ділительні діаметри зубів шестерні і колеса:

$$d_{e1} = m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

зовнішні діаметри вершин зубів шестерні і колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2;$$

зовнішні діаметри западин зубів шестерні і колеса:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_2;$$

зовнішня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5b;$$

середній ділительний діаметри шестерні і колеса:

$$d_{m1} = 2R_m \cdot \sin \delta_1;$$

$$d_{m2} = 2R_m \cdot \sin \delta_2;$$

середній коловий модуль:

$$m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2}.$$

7. Зробити перевірочний розрахунок зубів коліс за контактними напруженнями:

для циліндричних зубчастих передач за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_b}{a_w U} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U \pm 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma]_H;$$

для конічних передач за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_b}{R_m U} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U \pm 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma]_H,$$

де числовий коефіцієнт:

$K_b = 310$  – для циліндричних прямозубих передач;

$K_b = 270$  – для циліндричних косозубих передач;

$K_b = 355$  – для конічних прямозубих передач.

Коефіцієнт навантаження  $K_H$  визначають як добуток трьох коефіцієнтів:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV},$$

де  $K_{H\alpha}$  – коефіцієнт точності виготовлення;  $K_{HV}$  – динамічний коефіцієнт.

Коефіцієнт  $K_{H\alpha}$  враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами.

При прямозубій передачі  $K_{H\alpha} = 1,0$ .

При косозубій передачі  $K_{H\alpha}$  залежить від ступеня точності й колової швидкості зубчастих коліс (визначають за табл.6).

Таблиця 6

Значення коефіцієнта  $K_{H\alpha}$  для косозубих передач

Степінь точності	Колова швидкість зубчастих коліс $V$ , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,1	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,1	1,16	–	–	–



Колову швидкість зубчастого колеса визначають за формулою:

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

8. Визначити сили, що діють у зачепленні зубів.

Для циліндричної передачі знаходять:  
колову силу:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2},$$

де  $T$  – переданий зубчастим колесом обертальний момент;

$d$  – діаметр дільного кола колеса;

радіальну силу:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

де  $\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення;

осьову силу:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Для конічної прямозубої передачі знаходять:

осьові сили:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}},$$

де  $d_{m1}, d_{m2}$  – середній діаметр шестерні і колеса;

радіальні й осьові сили:

$$F_{r1} = F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

$$F_{r2} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2.$$

Силіві закриті зубчасті передачі виконують різного ступеня точності залежно від колової швидкості коліс. Степінь точності визначають за табл. 7.

Таблиця 7

Степінь точності виготовлення зубчастих коліс

Тип зубчастої передачі	Колова швидкість $V$ , м/с	
	до 5 м/с	Більше 5 м/с
Циліндрична прямозуба	8	7
Циліндрична косозуба	8	8
Конічна прямозуба	7	–

Коефіцієнт  $K_{H\beta}$  визначають за табл. 8

Таблиця 8

Значення коефіцієнта  $K_{H\beta}$

Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса $\psi_{ca} = \frac{b}{d}$	Твердість поверхонь зубів					
	HB ≤ 350			HB > 350		
	Розташування шестерні відносно опор					
	симетричне	несиметричне	консольне	симетричне	несиметричне	консольне
0,4	1,00	1,04	1,15	1,02	1,08	1,33
0,6	1,02	1,06	1,24	1,04	1,14	1,5
0,8	1,03	1,08	1,30	1,06	1,21	–
1,0	1,04	1,11	–	1,09	1,29	–

Коефіцієнт  $K_{H\beta}$  враховує динамічні навантаження, що виникають у зачепленні. Його визначають за табл. 9.

9. Виконати перевірочний розрахунок зубів коліс на міцність на згинання:

для циліндричних зубчастих передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{b \cdot m} \leq [\sigma]_F,$$

де  $K_F$  – коефіцієнт навантаження;  $Y_F$  – коефіцієнт форми зубів;  
 $Y_\beta$  – коефіцієнт нахилу зубів.

Таблиця 9

Значення коефіцієнта  $K_{H\alpha}$ 

Тип зубчастієї передачі	Твердість HB поверхонь зубів	Колова швидкість $V$ , м/с			
		до 5	10	15	20
		Ступінь точності			
		8	7		
Прямо-зуба	$\leq 350$	1,05	—	—	—
	$> 350$	1,10	—	—	—
Косозуба	$\leq 350$	1,00	1,01	1,02	1,05
	$> 350$	1,00	1,05	1,07	1,10

Для конічних прямозубих передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{0,85 \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]$$

Перевірочний розрахунок варто проводити для зубів того з коліс, що знаходиться в зачепленні, для якого відношення менше  $\frac{[\delta]_F}{Y_F}$ . Коефіцієнт  $Y_F$  враховує форму зуба і його вибирають з табл.10.

Таблиця 10

Значення коефіцієнта  $Y_F$ 

$z(z)$	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
$Y$	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,68	3,62	3,61	3,61	3,60

Для косозубих циліндричних коліс коефіцієнт  $Y$  треба визначити за еквівалентною кількістю зубів, що визначають за формулами:

для косозубих конічних коліс:

$$z_E = \frac{z}{\cos \beta};$$

для прямозубих конічних коліс:

$$z_E = \frac{z}{\cos \delta}.$$

Коефіцієнт навантаження  $K_F$  визначають за формулою:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де  $K_{F\alpha}$  – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Для прямозубих коліс  $K_{F\alpha} = 1,0$ . Для косозубих коліс  $K_{F\alpha} = 0,92$ .

$K_{F\beta}$  – коефіцієнт концентрації навантаження, що визначають за табл.11.

Таблиця 11

Значення коефіцієнта  $K_{F\beta}$ 

Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса $\psi_{ur} = \frac{b}{d}$	Твердість поверхонь зубів							
	HB $\leq 350$				HB $\leq 350$			
	Розташування шестерні відносно опор							
	Симетричне	Несиметричне	Консольне		Симетричне	Несиметричне	Консольне	
Шарико-підшипники			Ролико-підшипники	Шарико-підшипники			Ролико-підшипники	
0,2	1,00	1,4	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,7	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	—	1,72
0,8	1,08	1,17	—	1,59	1,13	1,28	—	—
1,0	1,10	1,23	—	—	1,20	1,40	—	—

$K_{FV}$  – коефіцієнт, що враховує динамічну дію навантаження, що визначають за табл.12



Таблиця 12

Орієнтоване значення коефіцієнта  $K_{FF}$ 

Ступінь точності	Твердість НВ робочої поверхні зубів	Колова швидкість $V$ , м/с					
		3		3...8		8...12,5	
		прямозуба	косозуба	прямозуба	косозуба	прямозуба	косозуба
6	$\leq 350$	1,0	1,0	1,2	1,0	1,3	1,1
	$> 350$	1,0	1,0	1,15	1,0	1,25	1,0
7	$\leq 350$	1,15	1,0	1,35	1,0	1,45	1,2
	$> 350$	1,15	1,0	1,25	1,0	1,35	1,1
8	$\leq 350$	1,25	1,1	1,45	1,3	–	1,4
	$> 350$	1,20	1,1	1,35	1,2	–	1,3

Коефіцієнт нахилу зубів  $Y_{\beta}$ :

для прямозубих коліс  $Y_{\beta} = 1,0$

для косозубих коліс  $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}$

де  $\beta$  – кут нахилу зуба.

#### 1.4. Послідовність проектувального розрахунку черв'ячної передачі

Черв'ячні передачі застосовують у тих випадках, коли геометричні осі ведучого і веденого валів перехрещуються (звичай під прямим кутом). У більшості випадків ведучим є черв'як, тобто короткий трапецієподібний гвинт. Розглянемо розрахунок черв'ячної передачі без зміщення з архімедовим черв'яком, що має кут профілю в осьовому перерізі  $\alpha = 20^{\circ}$ .

1. Вибирати матеріал черв'яка і черв'ячного колеса.

Для черв'яків застосовують ті ж марки сталей, що і для зубчастих коліс (див. табл.4).

Для силових черв'ячних передач при тривалій їхній роботі застосовують загартовання до твердості HRC 45.

Матеріали вінця черв'ячного колеса умовно поділяють на три групи в залежності від швидкості ковзання в зачепленні. Через те, що швидкість ковзання на початку розрахунку ще не відома, очікувану швидкість ковзання попередньо визначають за формулою:

$$V_s = 4,3\omega_1 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{T_2},$$

де  $V$  – швидкість ковзання, м/с;  $T$  – обертальний момент, який передається колесом, Н м;  $\omega_1$  – кутова швидкість шестерні,  $s^{-1}$ .

З табл.13 визначають механічні характеристики для матеріалу вінця черв'ячного колеса.

Таблиця 13

#### Механічні характеристики матеріалів вінців черв'ячного колеса

Матеріал вінця колеса	Швидкість ковзання $V_s$ , м/с	Спосіб виливання	Межа плинності $\sigma_p$	Межа міцності при розтягуванні $\sigma_p$	Межа міцності при згинанні $\sigma_{gr}$
			МПа		
Бр010Н1Ф1	$>5$	Відцентровий	165	285	
Бр010Ф1	$>5$	В кокіль	195	245	
Бр010Ф1	$>5$	В землю	132	215	
Бр А9ЖЗЛ	2...5		200	500	
Бр А9ЖЗЛ	2...5	В кокіль	195	490	
Бр А9ЖЗЛ	2...5	В землю	195	392	
СЧ 12	$<2$	В землю	–	–	280

2. Визначаємо допустимі напруги контактні  $[\sigma]_H$  і згинання  $[\sigma]_F$ .

Розрахунок на міцність черв'ячної пари роблять за матеріалом вінця черв'ячного колеса, як менш міцному порівняно з матеріалом черв'яка.

Для олов'яних бронз допустимі контактні напруги

визначають з умови опору викришуванню робочих поверхонь зубів

$$[\sigma]_H = \sigma_{H_0} K_{HL} C_V,$$

де  $\sigma_{H_0}$  – межа контактної витривалості, що пов'язана з межею міцності бронзи при розтягуванні  $\sigma_p$ :

$$\sigma_{H_0} = 0,9\sigma_p,$$

$K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності, що приймають при тривалій роботі рівним 1,0;  $C_V$  – коефіцієнт, що враховує інтенсивність зношування зуба колеса і його значення залежить від швидкості ковзання (табл.14).

Таблиця 14

Значення коефіцієнта  $C_V$

Швидкість ковзання $V_S$ , м/с	5	6	7	8
Коефіцієнт $C_V$	0,95	0,88	0,83	0,80

Для безолов'яних бронз і чавунів допустимі контактні напруги визначають з умови опору заїданню:

$$\text{для бронз: } [\sigma]_H = 300 - 25V_S;$$

$$\text{для чавунів } [\sigma]_H = 175 - 35V_S.$$

Допустимі напруги згинання  $[\sigma]_F$  для матеріалів черв'ячних коліс наведені в табл.15.

Таблиця 15

Значення допустимих напруг згинання

Матеріал вінця колеса	Нереверсивна передача	Реверсивна передача
Бронза	$[\sigma]_F = (0,08\sigma_\sigma + 0,25\sigma_T)K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,16\sigma_\sigma K_{FL}$
Чавун	$[\sigma]_F = 0,12\sigma_{зг} K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,075\sigma_{зг} K_{FL}$

Приймаємо коефіцієнт довговічності  $K_{FL} = 1,0$ . Значення границі плинності  $\sigma_H$  і меж міцності при розтяганні  $\sigma_p$  і згинанні  $\sigma_{зг}$  вибирають в табл.13.

3. Визначають міжосьову відстань передачі:

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\left( \frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2} T_2 K_H,$$

де  $z_2$  – кількість зубів колеса

$$z_2 = z_1 \cdot U;$$

де  $z_1$  – кількість заходів черв'яка, обумовлене табл.16;

$q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка, мінімальне значення якого визначають за формулою:

$$q_{\min} = 0,212z_2,$$

(отримане значення  $q_{\min}$  погоджують зі стандартним рядом значень: 7,1; 8,0; 9,0; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25);

$T_2$  – обертальний момент, що передається колесом, Н·мм.

$K_H$  – коефіцієнт навантаження, що визначається за формулою

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\gamma},$$

де  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактної лінії;  $K_{H\gamma}$  – коефіцієнт, що

враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні.

Значення коефіцієнта  $K_{H\beta}$  розраховують за формулою:

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{\Theta} \right)^2 (1 - x),$$

де  $\Theta$  – коефіцієнт деформації черв'яка, що визначають за табл.17;

$x$  – допоміжний коефіцієнт, який можна приймати при незначних коливаннях навантаження  $x = 0,6$ .



Таблиця 16

## Кількість заходів черв'яка

Передаточне відношення черв'ячної передачі, $U$	8...14	14...30	Більше 30
Кількість заходів черв'яка, $z_1$	4	2	1

Таблиця 17

Значення коефіцієнта  $\Theta$ 

Кількість заходів черв'яка, $z_1$	Значення коефіцієнта $\Theta$ при коефіцієнті діаметра черв'яка $q$					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	245
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Значення коефіцієнта  $K_{HV}$  визначають за табл.18.

Таблиця 18

Значення коефіцієнта  $K_{HV}$ 

Степінь точності	Значення коефіцієнта $K_{HV}$ при швидкості ковзання $V$ , м/с			
	до 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	1,00	1,00	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	—
9	1,25	—	—	—

4. Після визначення міжосьової відстані знайти модуль зацеплення зі співвідношення:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}$$

Отримане значення модуля округляють до найближчого стандартного значення (табл.19).

Таблиця 19

Значення модуля зацеплення  $m$ 

$m$ , мм	2,5; 3,15; 4,0; 5,0	6,3; 8,0; 10,0; 12,5	10
$q$	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 6

Після вибору стандартних значень  $m$  і  $q$  необхідно обчислити фактичне значення міжосьової відстані, що відповідає прийнятим параметрам:

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2}$$

Бажано, щоб остаточне значення міжосьової відстані збігалось зі стандартними значеннями: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 126; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500 мм.

5. Визначити геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса:

ділительний діаметр черв'яка

$$d_1 = mq;$$

діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m;$$

довжину нарізаної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 3m \quad (\text{якщо } z_1 = 1;2);$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m + 3m \quad (\text{якщо } z_1 = 4);$$

ділительний діаметр черв'ячного колеса

$$d_2 = mz_2;$$

діаметр вершин зубів черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m;$$

діаметр западин зубів черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m;$$

ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_1 \geq 0,75d_{a1} \quad (\text{якщо } z_1 = 1;2);$$

$$b_1 \geq 0,67d_{a1} \quad (\text{якщо } z_1 = 4);$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

6. Розрахувати коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')},$$

де  $\psi$  – ділительний кут підйому витка черв'яка. Значення кута  $\psi$  залежно від  $q$  і  $z_1$  наведені в табл.20;

$\rho'$  – зведений кут тертя, який приймають залежно від швидкості ковзання

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \psi},$$

де  $V_1$  – колова швидкість черв'яка

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60},$$

де  $n_1$  – частота обертання вала черв'яка.

Числові значення кута тертя між черв'яком і колесом приймають за табл.21.

Таблиця 20

Значення кута підйому  $\psi$  на ділительному циліндрі черв'яка

Кількість заходів черв'яка $Z_1$	Коефіцієнт $q$					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	11°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
4	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Таблиця 21

Значення кута тертя  $\rho'$

Швидкість ковзання $V_s$ , м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
$\rho'$	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'
	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'
Швидкість ковзання $V_s$ , м/с	3	4	7	10	15
$\rho'$	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Менші значення кута тертя  $\rho'$  приймають для олов'яної бронзи, великі значення – для безолов'яної бронзи і чавуна.



7. Визначити сили в черв'ячному зачепленні:  
колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

окружна сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі

$$F_{r1} = F_{a2} = \frac{F_{t2} z_1}{q\eta};$$

радіальна сила на черв'яку і колесі (при  $\alpha = 20^\circ$ )

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

8. Перевірити зуби колеса за контактними напругами.

Розрахункову контактну напругу в зачепленні визначають за формулою:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2} K_H}{d_1 d_2}} \leq [\sigma]_H.$$

Результат перевірного розрахунку варто визнати незадовільним, якщо  $\sigma_H$  перевищує  $[\sigma]_H$  більш ніж на 5% (передача перевантажена), а також у випадку, якщо розрахункова напруга нижча на 15% або більше (передача недовантажена). Треба змінити параметри передачі і повторити перевірку напруг.

9. Перевіряють зуби колеса за напругами згинання.

Розрахункова напруга згинання в підставі зуба визначається за формулою:

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K_F Y_{F2}}{b_2 m} \leq [\sigma]_F,$$

де  $K_F$  – коефіцієнт навантаження;  $K_F = K_H$ ;  $Y_{F2}$  – коефіцієнт форми зуба, прийнятий за табл.22 залежно від еквівалентно кількості зубів черв'ячного колеса:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi}.$$

Таблиця 22

Значення коефіцієнта  $Y_F$

Еквівалентна кількість зубів колеса $Z_{E2}$	28	30	35	40	45
$Y_{F2}$	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22
Еквівалентна кількість зубів колеса $Z_{E2}$	50	65	80	100	152
$Y_{F2}$	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Зазвичай розрахункові напруги згинання в зубах коліс виявляються значно нижчими за тих, що допускаються, тому що навантажувальна здатність закритих черв'ячних передач обмежується контактною міцністю.

10. Виконати тепловий розрахунок черв'ячного редуктора.

При роботі черв'ячної передачі виділяється велика кількість теплоти, що нагріває мастило, а воно через стінки корпусу передає цю теплоту навколишньому середовищу.

Визначити температуру мастила в редукторі за формулою:

$$t_m = t_n + \frac{R(1-\eta)}{K_T A} \leq [t]_m,$$

де  $t_n$  – температура повітря поза корпусом редуктора (звичайно  $t_n = 20^\circ\text{C}$ );  $K_T$  – коефіцієнт теплопередачі. Для чавунних корпусів редуктора  $K_T = 12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ ;  $A$  – площа поверхні корпусу редуктора, дорівнює сумі поверхонь всіх його стінок, крім поверхні дна.

Розміри стінок корпусу редуктора можна взяти за ескізним кресленням редуктора. Приблизно поверхню охолодження корпусу редуктора вибирають залежно від міжосьової відстані передачі за табл.23.

## Площа поверхні охолодження редуктора

Міжосьова відстань $a_n$ , мм	80	100	125	140	160
$A$ , м <sup>2</sup>	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54
Міжосьова відстань $a_n$ , мм	180	200	225	250	280
$A$ , м <sup>2</sup>	0,67	0,80	1,00	1,20	1,40

Значення допустимої температури мастила залежить від його марки. Зазвичай приймають  $[t]_m = 80...95^\circ\text{C}$ .

Якщо при розрахунку виявиться, що  $t_m > [t]_m$ , то необхідно або збільшити поверхню охолодження  $A$ , застосовуючи охолодження ребра, або застосувати штучне охолодження.

## 1.5. Проектний розрахунок валів редуктора та їхнє конструювання

Під час виконання проектного розрахунку на початковому етапі відомі лише деталі, що розміщуються на валах, та діючі зовнішні навантаження: крутний момент і сили у зубчастому зачепленні. Виходячи з умов роботи вала та деяких вимог, що висуваються до конструкції вала, вибирають матеріал для їхнього виготовлення. Наприклад, назначають нормалізовану сталь 45, для якої  $\sigma_T = 363\text{ МПа}$  і  $\sigma_s = 598\text{ МПа}$ .

Надалі орієнтовно визначають діаметр вала у характерних його перерізах за умовою міцності на кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_p} \leq [\tau]_{кр}$$

Беручи полярний момент опору перерізу

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3,$$

можна визначити потрібний діаметр вала

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}}$$

Діаметр вала визначають для перерізів, у яких діє тільки крутний момент, до того ж у цьому випадку для сталевих валів допустиме напруження беруть заниженим

$$[\tau]_{кр} = 20...30\text{ МПа.}$$

Наприклад, у конструкції редуктора вихідні ділянки валів зазнають тільки деформації кручення, тому значення цього діаметра попередньо можна оцінити за умовами міцності на кручення.

Маючи розміри деталей, що розміщуються на валах, та враховуючи зручність їхнього монтажу і способів фіксації, надалі розробляють усю конструкцію вала.

Як приклад розглянемо розрахунок діаметрів вала, конструкція якого наведена на рис. 2.

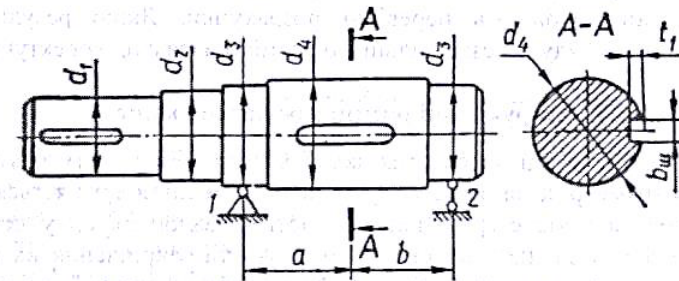


Рис. 2

У конструкції цього вала ділянка вала діаметром  $d_1$  зазнає тільки деформації кручення, тому значення діаметра попередньо



визначасмо за умовою міцності на кручення

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}}$$

Розрахункове значення діаметра округляємо до стандартного значення з ряду лінійних розмірів: 16, 18, 22, 25, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 63, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

Діаметр вала під ущільнення  $d_2$  збільшуємо на 2...5 мм та округляємо до стандартного значення з ряду лінійних розмірів.

$$d_2 = d_1 + (2...5) \text{ мм.}$$

Діаметр вала під підшипники  $d_3$  збільшуємо також на 2...5 мм, але значення цього діаметра необхідно мати закінчення цифрами 0 або 5.

$$d_3 = d_2 + (2...5) \text{ мм.}$$

Діаметр вала під зубчасте колесо збільшуємо ще на 2...5 мм та округляємо до стандартного значення з ряду лінійних розмірів.

$$d_4 = d_3 + (2...5) \text{ мм.}$$

При цьому розрахунку слід забезпечувати мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступенів вала, але достатні для створення упорних буртиків, потрібних для осьової фіксації деталей.

У результаті попередньої розробки конструкції вала достають розміри всіх його конструктивних елементів. За цими розмірами виконують перевірні розрахунки. Якщо результати розрахунків будуть незадовільні, то розміри вала слід коректувати.

### 1.6. Конструктивні розміри зубчастих коліс

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів. Якщо діаметр кола впадин зубів колеса мало відрізняється від діаметра вала, шестерню виготовляють із валом як одну деталь. Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, виготовляють насадними. На рис. 3 показані конструкції зубчастих коліс.

Зубчасті колеса, які мають дискову конструкцію, складаються з трьох частин: обода, на якому нарізані зуби; маточини, в якій

роблять отвір для посадки на вал; диска, який з'єднує обід з маточиною. Наближені розміри елементів цих коліс такі: діаметр маточини  $d_m = (1,8...2,0) d_0$ ; довжина маточини  $l_m = (1,2...1,5) d_0$ , де  $d_0$  – діаметр отвору маточини; товщина диска  $\delta_d = (0,25...0,35) b$ , де  $b$  – ширина зубчастого вінця колеса; товщина обода  $\delta_0 = (3...4)m$ , де  $m$  – модуль зачеплення.

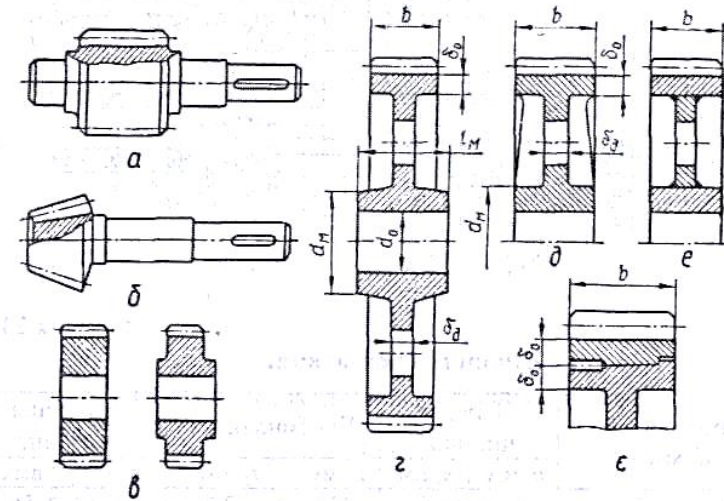


Рис. 3

### 1.7. Шпонкові з'єднання

З'єднання вала з маточиною колеса здійснюється за допомогою шпонок. Шпонкою називають деталь, яку вставляють у пази вала і маточини колеса з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертальний момент від маточини до вала (або навпаки). На рис. 4 зображені деталі шпонкового з'єднання: 1 – шпонка призматична, 2 – вал і 3 – маточина.

Найбільше застосування знайшли призматичні шпонки. Згідно із стандартом ширину призматичної шпонки  $b$  і висоту  $h$

вибирають залежно від діаметра вала  $d$ . Стандарт також регламентує глибину паза на валу  $t_1$  і у маточини  $t_2$  (табл. 24). Довжину шпонки  $l$  вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу. Робоча довжина призматичної шпонки з округленими торцями  $l_0 = l - b$ , а для шпонки з плоскими торцями  $l_0 = l$ .

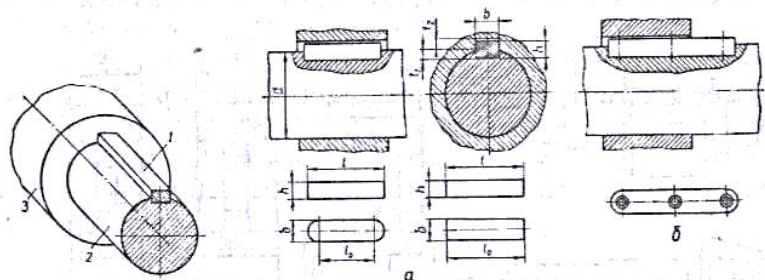


Рис. 4

Таблиця 24

Шпонки призматичні

Діаметр вала $d$ , мм	Переріз шпонки		Глибина пазів		Гранична довжина	
	$b$ , мм	$h$ , мм	$t_1$ , мм	$t_2$ , мм	min	max
Від 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10	56
« 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14	70
« 22 » 30	8	7	4,0	3,3	18	90
« 30 » 38	10	8	5,0	3,3	22	110
« 38 » 44	12	8	5,0	3,3	28	140
« 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36	160
« 50 » 58	16	10	6,0	4,3	45	180
« 58 » 65	18	11	7,0	4,4	50	200
« 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56	220
« 75 » 85	22	14	9,0	5,4	63	250
« 85 » 95	25	14	9,0	5,4	70	280

Примітка. Ряд довжин шпонок, мм: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані, розрахунок їх виконують як перевірний. Основним є розрахунок за умовами обмеження напружень змінання (рис. 5)

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм}$$

де  $F$  – сила, що діє на навантажені поверхні;  $A_{зм}$  – площа поверхні змінання;  $[\sigma]_{зм}$  – допустимі напруження.

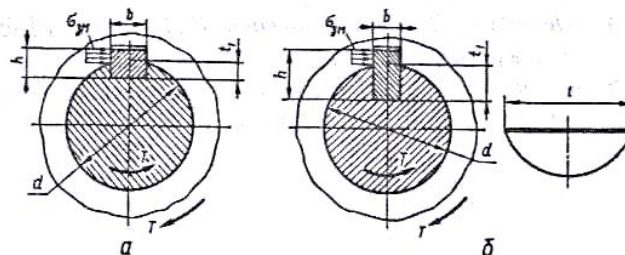


Рис. 5

Для даного з'єднання маємо наближено

$$F = \frac{2T}{d}$$

де  $T$  – обертальний момент;  $d$  – діаметр вала.

Площу поверхні змінання знаходять за формулою

$$A_{зм} = (h - t_1) l_0$$

Таким чином, умову міцності шпонкового з'єднання записують у вигляді

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d l_0 (h - t_1)} \leq [\sigma]_{зм}$$

Допустимі напруження для нерухомих з'єднань беруть  $[\sigma]_{зм} = (100 \dots 120)$  МПа.



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Іванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высш. шк. 1984. – 336 с.
2. *Павлице В.Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк. 1993. – 556 с.
3. *Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М.* Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
4. *Цехиович Л.И., Петриченко И.П.* Атлас конструкций редукторов. – К.: Вища шк. 1990. – 151 с.
5. *Кирчан Н.Ф., Баласаян Р.А.* Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа. – 1991. – 276 с.

Навчально-методичне видання

## ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Методичні вказівки до виконання курсового проекту  
для студентів спеціальності 6.090522  
“Газотурбінні установки і компресорні станції”

Укладачі: ПАВЛОВ Віктор Миколайович  
БОРОЗЕНЕЦЬ Григорій Михайлович  
ГОЛУБНИЧИЙ Олександр Васильович  
БАБЕНКО Євгеній Михайлович  
КРИЖАНОВСЬКИЙ Андрій Станіславович

Технічний редактор А.І.Лавринович  
Коректор О.О.Крусь

Підп. до друку 23.08.06. Формат 60x84/16. Папір офс.  
Офс. друк. Ум. друк. арк. 2,32. Обл.-вид. арк. 2,5.  
Тираж 100 пр. Замовлення № 164-1. Вид. № 43/III

Видавництво НАУ  
03680. Київ-680, проспект Космонавта Комарова, 1

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002