

Міністерство освіти й науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

ДЕТАЛІ МАШИН

ЗБІРНИК ЗАДАЧ ЧАСТИНА I

для студентів механічних спеціальностей

Краматорськ
ДДМА
2019

УДК 621.81

Деталі машин : Збірник задач. Частина 1 для студентів механічних спеціальностей. / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ: ДДМА, 2019. –57 с.

У збірник включені задачі по розрахунках робочих і допустимих напружень при різних видах деформації, розрахунках механічних передач: прямозубих, косозубих, шевронних циліндричних передач, прямозубих, конічних, черв'ячних, пасових і ланцюгових передач.

Укладачі:

С. Г. Карнаух, доц.;

М. Г. Таровик, асист.

Відп. за випуск:

С. Г. Карнаух, доц.

ЗМІСТ

<i>Вступ</i>	4
<i>1 Загальні питання розрахунку деталей (вузлів) машин</i>	5
1.1 Розрахунок робочих напружень при різних видах деформації при статичному навантаженні	5
1.2 Проектний і перевірочний розрахунки деталей (вузлів) машин на міцність при статичному навантаженні	10
<i>2 Загальні характеристики механічних передач</i>	15
2.1 Основні кінематичні і силові параметри передач	15
2.2 Зубчасті передачі. Основні параметри евольвентного зачеплення	18
<i>3 Передачіпрямозубими циліндричними колесами</i>	20
3.1 Геометричні параметри передач	20
3.2 Сили в зачепленні прямозубих циліндричних коліс	21
3.2 Розрахунки на міцність	23
<i>4 Передачі косозубими і шевронними колесами</i>	27
4.1 Геометричні параметри передач	27
4.2 Сили в зачепленні косозубих циліндричних коліс	29
4.3 Розрахунки на міцність передач косозубими й шевронними циліндричними колесами	31
<i>5 Конічні ортогональні прямозубі передачі</i>	34
5.1 Геометричні параметри передач	34
5.2 Сили в зачепленні конічних прямозубих коліс	35
5.3 Розрахунки на міцність	36
<i>6 Черв'ячні передачі з циліндричним черв'яком з архімедовим профілем витків</i>	39
6.1 Геометричні параметри передач	39
6.2 Кінематичні характеристики	40
6.3 Сили в зачепленні	41
6.4 ККД черв'ячної передачі	42
6.5 Розрахунок черв'ячних передач на міцність і теплостійкість	44
<i>7 Пасові передачі</i>	43
7.1 Коефіцієнт ковзання	43
7.2 Коефіцієнт тяги	44
7.3 Розрахунок плоскопасової передачі	45
7.4 Розрахунки клинопасової та поліклинової передач	48
<i>8 Ланцюгові передачі</i>	50

ВСТУП

Методичні вказівки складені для студентів, які вивчають дисципліну «Деталі машин». У результаті вивчення цього курсу майбутній спеціаліст повинен знати:

- конструкцію типових деталей (вузлів) машин, їх характеристики та доцільну сферу застосування;
- види та причини відмов деталей машин, основні критерії їх працездатного стану;
- рекомендації, правила, норми та методи розрахунку деталей машин.

Задача курсу – вивчення явищ, які відбуваються в типових деталях і вузлах машин, шляхів застосування методів опору матеріалів для оцінки напруженого стану деталей з метою визначення розмірів і надання їм найбільш раціональних форм, щоб забезпечити задані надійність та довговічність машин.

Мета даних вказівок – сформулювати для студентів основні питання курсу, допомогти сконцентрувати увагу на суттєвих моментах теорії, методах розрахунку і конструювання типових деталей (вузлів) машин, навчити самостійно користуватися підручниками і довідковою літературою. Відповідно до основних розділів дисципліни «Деталі машин» задачі згруповані за темами.

Задача навчання полягає не у тому, щоб довести студента до повного опанування всіма знаннями, а в тому, щоб навчити навичкам, які б зробили його здатним у подальшому житті оволодіти знанням у будь-якій галузі його майбутньої праці.

Ніхто ще нічому не навчився, слухаючи або запам'ятовуючи правила; практика повинна закріпити звичку діяти, не думаючи про правила.

1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ (ВУЗЛІВ) МАШИН

1.1 Розрахунок робочих напружень при різних видах деформації при статичному навантаженні

Задача 1.1

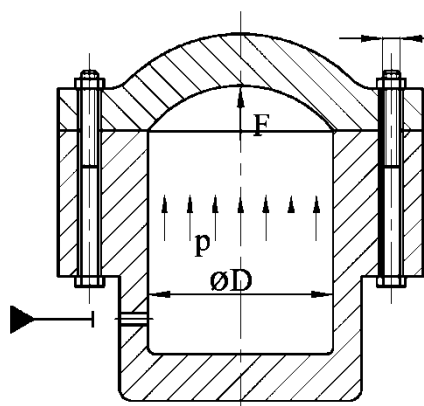


Рисунок 1.1

Таблиця 1.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Кількість болтів z	6	4	4	8	6	5
Болт	M6	M8	M10	M12	M16	M20
d_1 , мм	4,918	6,647	8,376	10,106	13,835	17,294
F , кН	0,6	0,8	1,5	5	8	10

Кришка моторного циліндра кріпиться до корпусу болтами кількістю z із внутрішнім діаметром різьби d_1 . Навантаження, що виникає під дією тиску робочої рідини у внутрішній порожнині циліндру і діє на болти кришки дорівнює F . Розрахуйте максимальні напруження в тілі одного болта, викликані тиском у циліндрі (рис. 1.1). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.1.

Задача 1.2

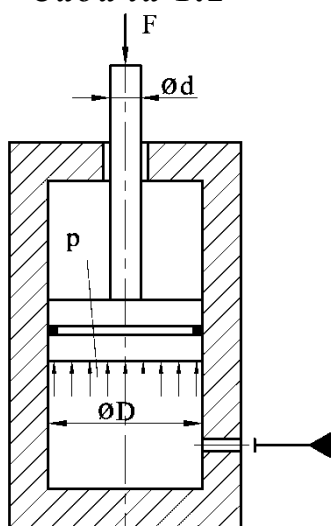


Рисунок 1.2

Таблиця 1.2

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d , мм	22	33	45	55	60	65
F , кН	0,6	0,8	1,5	5	8	10

Під дією тиску робочої рідини у циліндрі переміщається поршень, шток якого має діаметр d . Сила спротиву з боку заготовки дорівнює F . Розрахуйте напруження в тілі штоку (рис. 1.2). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.2.

Задача 1.3

Пристрій для виміру моменту являє собою пластину із пружинної сталі розмірами $b \times h$, яка консольно кріпиться до стійки. Навантаження на пластину прикладаються на відстані l від місця кріплення пластини до стійки. Прогин пластини вимірюється індикатором. Розрахуйте максимальні напруження в пластині, якщо до пластини прикладена сила F (рис. 1.3). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.3.

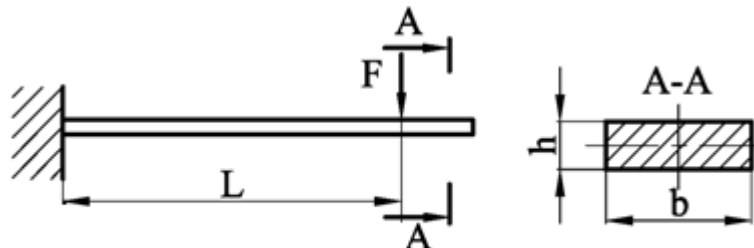


Рисунок 1.3

Таблиця 1.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Товщина пластини h , мм	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Ширина пластини b , мм	15	20	25	30	35	40
Навантаження F , Н	30	40	50	60	70	80
Відстань l , мм	40	50	60	80	90	100

Задача 1.4

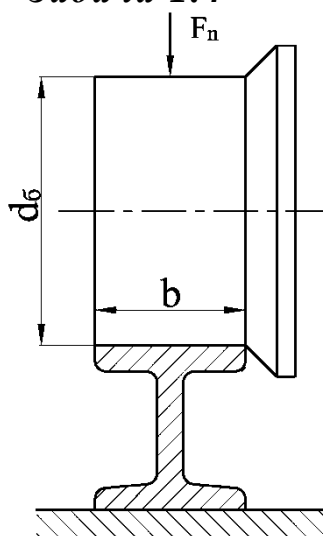


Рисунок 1.4

Таблиця 1.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_{δ} , мм	220	250	300	350	400	450
b , мм	20	35	40	45	52	60
F_n , кН	2,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0

Чавунний циліндричний коток вагонетки котиться по плоскій сталевій рейці. Діаметр котка d_{δ} , ширина рейки b , навантаження на коток F_n . Розрахуйте максимальні напруження в зоні контакту котка з рейкою. При розрахунку прийняти: нормальний (поздовжній) модуль пружності (модуль Юнга): для сталі – $2,15 \cdot 10^5$ МПа, для чавуну – $1,5 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3 (рис. 1.4). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.4.

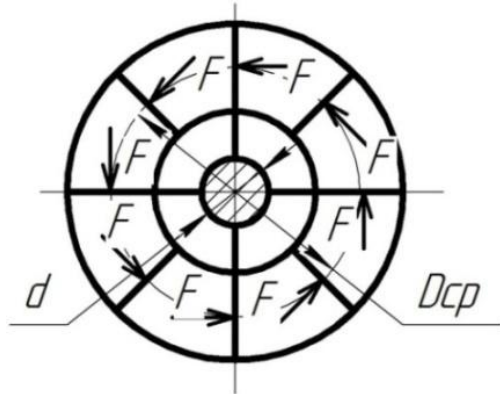
Задача 1.5

Рисунок 1.5

Вентилятор повітрорудки має n лопатей, закріплених у кільці із середнім діаметром D_{cp} . Сила опору повітряної маси на кожній лопаті становить F . Діаметр вала вентилятора d . Розрахуйте напруження в тілі вала (рис. 1.5). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.5.

Таблиця 1.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
n	6	8	10	12	14	16
D_{cp} , мм	300	350	400	450	500	550
F , Н	60	70	80	90	100	110
d , мм	20	25	30	35	40	45

Задача 1.6

Циліндричні пальці діаметром d_m кріплять між собою дві тяги та муфту. На з'єднання діє сила F , як показано на ескізі (рис. 1.6). Розрахуйте напруження в тілі пальця. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.6.

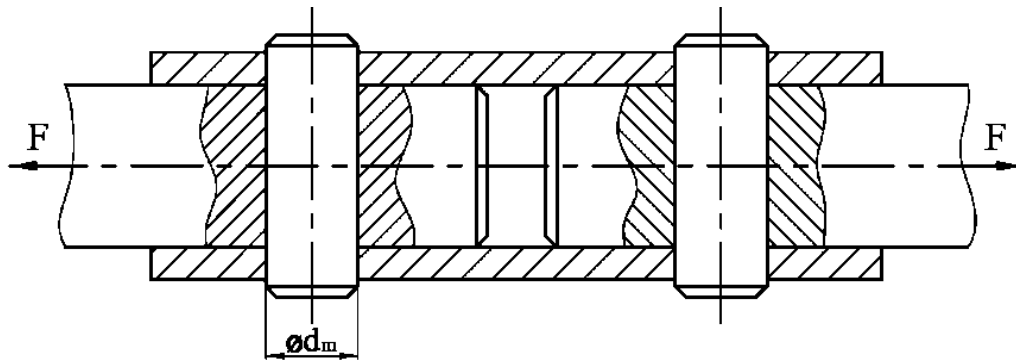


Рисунок 1.6

Таблиця 1.6

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_m , мм	10	12	16	18	20	22
F , кН	3	5	7	9	11	13

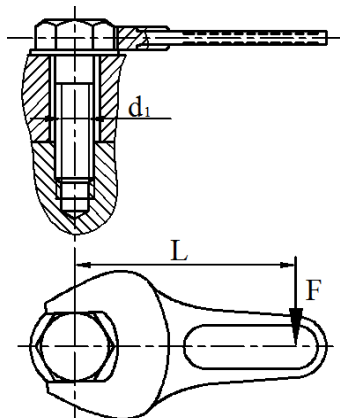
Задача 1.7

Рисунок 1.7

Таблиця 1.7

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
L , мм	100	120	140	160	180	200
F , Н	50	60	70	80	90	100

При закручуванні болта М8 із внутрішнім діаметром різьби $d_1 = 6,647$ мм ключем довжиною l прикладається сила F . Розрахувати напруження в небезпечному перерізі болта (рис. 1.7). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.7.

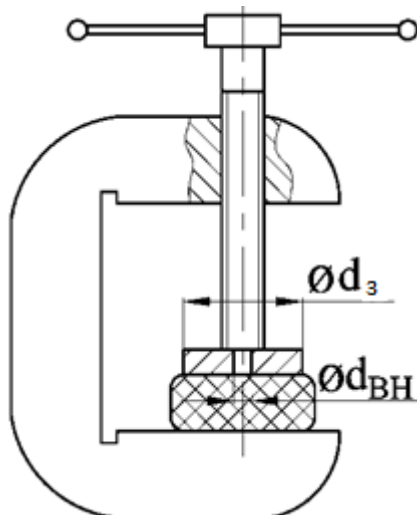
Задача 1.8

Рисунок 1.8

Таблиця 1.8

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_3 , мм	30	35	40	45	50	55
$d_{вн}$, мм	10	15	20	25	30	35
F , кН	8	9	10	11	12	13

Опорна частина струбцини має кільцеву форму з зовнішнім і внутрішнім діаметрами: d_3 і $d_{вн}$. Сила стиску опорних поверхонь F (рис. 1.8). Розрахувати напруження на опорних поверхнях частин струбцини і заготовки. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.8.

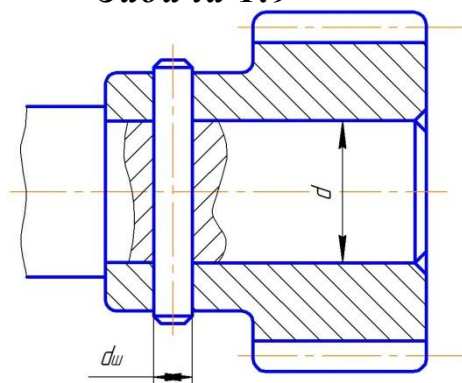
Задача 1.9

Рисунок 1.9

Циліндрична шестерня закріплена на валу діаметром d за допомогою циліндричного штифта $d_{ш}$. Розрахувати напруження, що виникають в тілі штифта, якщо шестерня передає момент T (рис. 1.9). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.9.

Таблиця 1.9

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d , мм	30	35	40	45	50	55
$d_{ш}$, мм	10	15	20	25	30	35
$T, Н \cdot м$	100	150	200	250	275	300

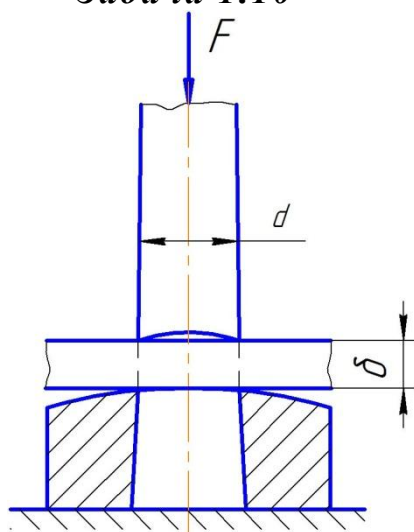
Задача 1.10

Рисунок 1.10

Визначити напруження, що виникають у пластині товщиною δ при продавлюванні пуансоном отвору діаметром d (рис. 1.10). Сила, прикладена до пуансона F . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.10.

Таблиця 1.10

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d , мм	30	35	40	45	50	55
δ , мм	10	15	20	25	30	35
$F, Н$	100000	150000	200000	250000	275000	300000

1.2 Проектний і перевірочний розрахунки деталей (вузлів) машин на міцність при статичному навантаженні

Задача 1.11

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр валика 2 механізму керування кулачковою зчіпною муфтою 3 (рис.1.11), якщо відома сила F , що діє на відстані l . Валик виготовлено із сталі 45 ($\sigma_T = 321 \text{ МПа}$). Коефіцієнт безпеки прийняти рівним $S = 1,5$. Навантаження на деталі вважати статичним. Прийняти $\tau_{T_{кр}} \cong 0,6\sigma_T$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.11.

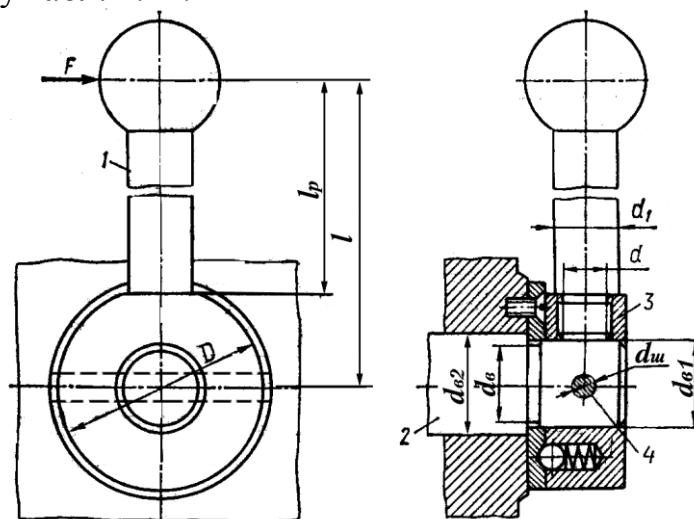


Рисунок 1.11

Таблиця 1.11

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F , Н	200	300	400	500	600	700
l , мм	500	450	400	300	250	200

Задача 1.12

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр штифта 4 механізму керування кулачковою зчіпною муфти 3 (див. рис. 1.11), якщо відома сила F , що діє на відстані l . Діаметр валика у місці установки штифта розрахувати за формулою $d_{e1} = d_e + 2 \text{ мм}$. Штифт виготовлений з термообробленої сталі 50 ($\sigma_T = 620 \text{ МПа}$). Коефіцієнт безпеки прийняти рівним $S = 1,5$. Навантаження на деталі вважати статичним. Прийняти $\tau_{T_{зр}} \cong 0,6\sigma_T$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.12.

Таблиця 1.12

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F , Н	300	500	900	200	450	900
l , мм	250	200	150	220	180	160
d_e , мм	15	16	18	12	15	18

Задача 1.13

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр стрижня 1 ручки механізму керування кулачкової зчіпної муфти 3 (див. рис. 1.11), якщо відома сила F , що діє на відстані l . Конструктивно прийняти розмір $l_p = l - 30$ мм. Ручка керування виготовлена зі сталі 45 ($\sigma_T = 321$ МПа). Коефіцієнт запасу міцності прийняти рівним 2. Навантаження на деталі вважати статичним. Прийняти $\sigma_{T_{32}} \cong 1,2\sigma_T$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.13.

Таблиця 1.13

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F , Н	400	500	600	700	800	900
l , мм	800	700	600	500	400	300

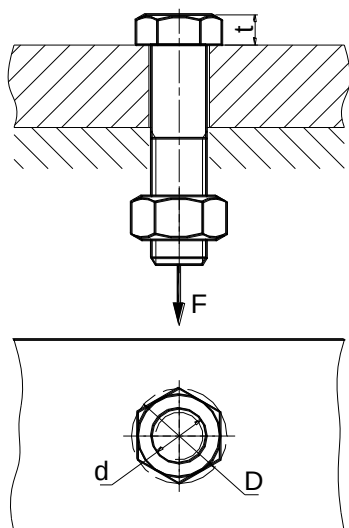
Задача 1.14

Рисунок 1.12

Болт діаметром d (внутрішній діаметр d_1), що працює на розтяг (рис. 1.12), опирається головкою на лист металу. Визначити діаметр головки болта D , якщо допустимі напруження розтягу у з'єднанні болта дорівнюють 100 МПа, а допустимі напруження зминання по площі обпирання головки – 40 МПа. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.14.

Таблиця 1.14

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d , мм	20	22	24	27	30	33
d_1 , мм	18,376	20,376	22,051	25,051	27,727	30,727

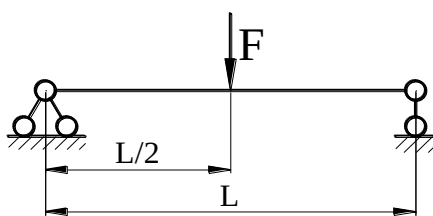
Задача 1.15

Рисунок 1.13

Колесо ручного візка закріплено посередині нерухомої осі (рис. 1.13). Навантаження на колесо F , довжина осі L , матеріал осі – Сталь 20 ($\sigma_T = 321$ МПа). Розрахувати діаметр осі. Рекомендації: при розрахунку $[\sigma]_{32}$ коефіцієнт запасу міцності прийняти $S = 2$; $\sigma_{T_{32}} = 1,2\sigma_T$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.15.

Таблиця 1.15

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F , Н	300	400	500	600	700	800
L , мм	40	50	60	70	80	90

Задача 1.16

Дві тяги з'єднані між собою за допомогою втулкової муфти штифтами, як показано на рис. 1.14, і навантажуються силою F . Матеріал штифта – сталь Ст. 5 ($\sigma_T = 280 \text{ МПа}$). Розрахувати й призначити діаметр штифта. Рекомендації: при розрахунку $[\tau]_{зр}$ коефіцієнт запасу міцності прийняти $S = 1,8$; $\tau_{Тзр} \approx 0,5\sigma_T$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.16.

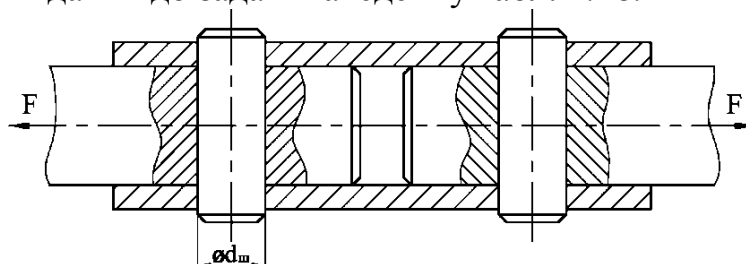


Рисунок 1.14

Таблиця 1.16

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F , Н	2000	2500	3000	3500	4000	4500

Задача 1.17

Тяга круглого перетину зі сталі 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$) діаметром d сприймає поздовжню силу. Розрахувати максимальну величину поздовжньої сили, що навантажує тягу. Рекомендації: при розрахунку $[\sigma]_p$ прийняти $S = 2$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.17.

Таблиця 1.17

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d , мм	20	25	30	35	40	45

Задача 1.18

Вал діаметром d із сталі 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$) навантажується крутним моментом T . Розрахувати величину крутного моменту із умови міцності. При розрахунках $[\tau]_{кр}$ прийняти $S = 2,4$; $\tau_{Ткр} \approx 0,7\sigma_T$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.18.

Таблиця 1.18

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d , мм	10	15	20	25	30	35

Задача 1.19

На тягу зі сталі 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$) діє сила F . Перевірити міцність тяги. Рекомендації: при розрахунках $[\sigma]_p$ прийняти $S = 2,2$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.19.

Таблиця 1.19

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d , мм	10	15	20	25	30	35
F , кН	20	25	30	35	40	45

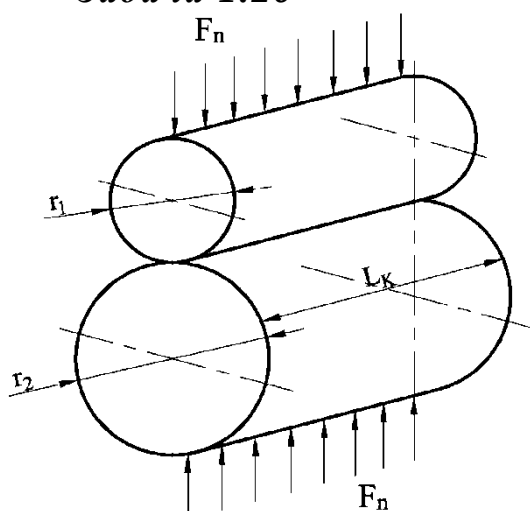
Задача 1.20

Рисунок 1.15

Два сталевих циліндричних котки фрикційної передачі радіусами r_1 і r_2 притискаються один до одного силою F_n (рис. 1.15). Прийняти: допустимі контактні напруження рівними $[\sigma]_H = 400 \text{ МПа}$, коефіцієнт матеріалу котків $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ і розрахувати ширину котків L_k . Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.20.

Таблиця 1.20

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
r_1 , мм	25	50	75	100	125	150
r_2 , мм	50	100	125	200	250	300
F_n , кН	10	15	20	25	30	35

Задача 1.21

Два сталевих циліндричних котки фрикційної передачі радіусами r_1 і r_2 притискаються один до одного силою F_n (див. рис. 1.15). Ширина котків L_k . Прийняти допустимі контактні напруження $[\sigma]_H = 600 \text{ МПа}$, коефіцієнт матеріалу котків $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ і розрахувати силу F_n стиску котків із умови міцності. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.21.

Таблиця 1.21

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
r_1 , мм	25	50	75	100	125	150
r_2 , мм	50	100	125	200	250	300
L_k , мм	40	50	60	70	80	90

Задача 1.22

До труби будівельного майданчика (рис. 1.16) з розмірами: зовнішній діаметр $d_з$, внутрішній $d_{вн}$ консольно на відстані l підвішений вантаж вагою G . Оцінити міцність труби, якщо матеріал труби – Сталь 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$). Коефіцієнт безпеки $S = 2$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.22.

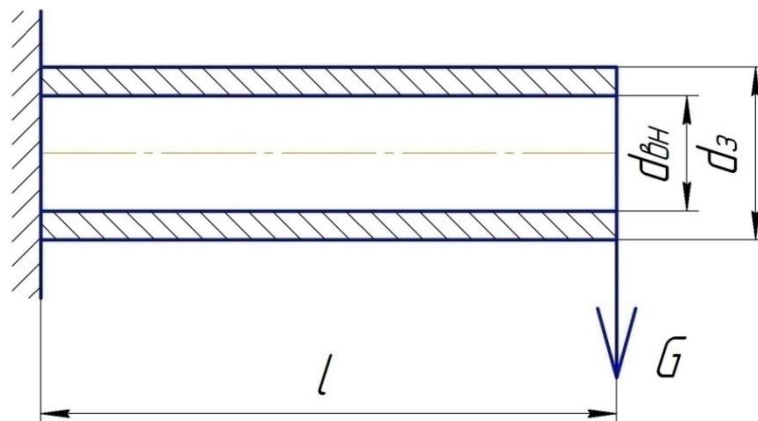


Рисунок 1.16

Таблиця 1.22

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$d_з$, мм	80	90	100	110	120	130
$d_{вн}$, мм	60	70	80	90	100	110
l , мм	800	900	1000	1100	1200	1300
G , кН	10	15	20	25	30	35

Задача 1.23

Стрижні 1 і 2 з'єднані штифтом 3 та навантажені силами F (рис. 1.17). Із умови міцності з'єднання визначити розміри: $D, d_{шт}$, якщо: діаметр стрижня 2 – d , $[\sigma]_p = 120 \text{ МПа}$, $[\tau]_{зр} = 80 \text{ МПа}$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.23.

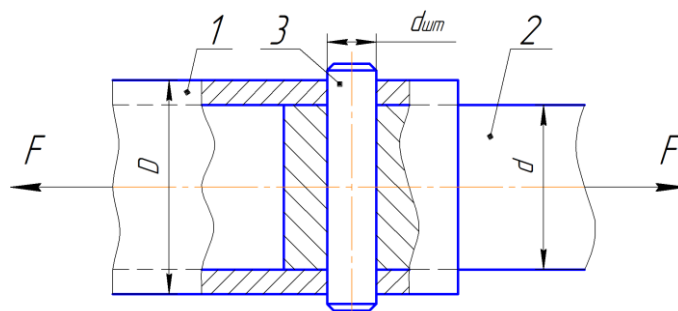


Рисунок 1.17

Таблиця 1.23

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F , кН	10	15	20	25	30	35
d , мм	15	20	25	30	35	40

2 ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Основні кінематичні і силові параметри передач

Задача 2.1

Сила натягу канату на барабані лебідки F_t , діаметр барабана d_δ , частота обертання барабана n_δ , передаточне число редуктора U_p , ККД лебідки $\eta_{прив} = 0,87$ (рис. 2.1). Розрахуйте частоту обертання валу електродвигуна, момент обертання і потужність на його валу. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.1.

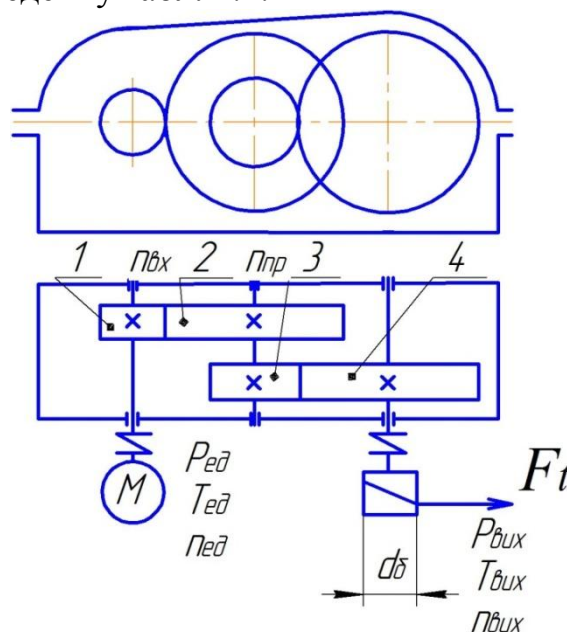


Рисунок 2.1

Таблиця 2.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F_t , Н	1500	1750	2000	2250	2500	2750
d_δ , мм	200	250	300	350	400	450
n_δ , хв^{-1}	100	110	125	150	175	200
U_p	6,0	6,5	7,0	7,1	7,5	8,0

Задача 2.2

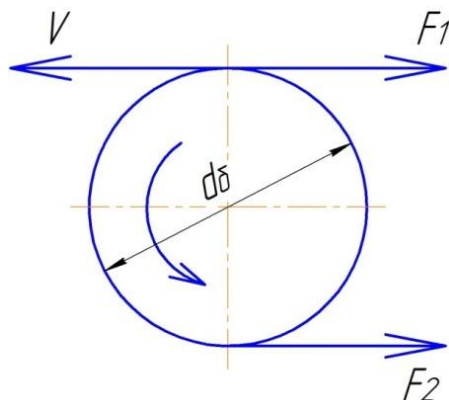


Рисунок 2.2

Стрічка конвеєра обгинає приводний барабан діаметром d_δ . Натяг віток стрічки: ведучої – F_1 , веденої – F_2 , швидкість стрічки V (рис. 2.2). Розрахуйте частоту обертання барабана, обертальний момент і потужність на його валу. Примітка: $F_t = F_1 - F_2$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_{δ} , мм	200	250	300	350	400	450
F_1 , Н	5000	5500	6000	6500	7000	7500
F_2 , Н	2500	3000	3500	4000	4500	5000
V , м/с	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 2.3

У передачах двоступінчастого редуктора із циліндричними зубчастими колесами початкові діаметри: шестірні першої ступені – d_1 , шестірні другої ступені – d_3 . Частоти обертання валів: вхідного – $n_{\text{вх}}$, проміжного – $n_{\text{пр}}$, вихідного – $n_{\text{вих}}$. Розрахуйте: передаточні числа пар першої й другої ступені, початкові діаметри коліс першої й другої ступені, окружні швидкості коліс першої й другої ступені (див. рис. 2.1). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.3.

Таблиця 2.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	30	35	40	45	50	55
d_3 , мм	40	45	50	55	60	65
$n_{\text{вх}}$, хв^{-1}	730	935	975	1425	1480	2740
$n_{\text{пр}}$, хв^{-1}	206	263	275	401	417	772
$n_{\text{вих}}$, хв^{-1}	73	94	98	143	149	276

Задача 2.4

Визначити передаточне число редуктора приводної станції стрічкового конвеєра, схема якої представлена на рис. 2.1. Швидкість руху стрічки V , діаметр барабана d_{δ} , асинхронна частота обертання валу електродвигуна $n_{\text{ед}}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.4.

Таблиця 2.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
V , м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
d_{δ} , мм	150	200	250	300	350	400
$n_{\text{ед}}$, хв^{-1}	700	740	955	985	1455	1480

Задача 2.5

Обертальний момент на вхідному валу двоступінчастого редуктора $T_{\text{вх}}$. Розрахуйте обертальний момент на вихідному валу (див. рис. 2.1), якщо відомі початкові діаметри зубчастих коліс редуктора: шестірні першої ступені d_1 , колеса першої ступені d_2 , шестірні другої ступені d_3 , колеса другої ступені d_4 , ККД пари підшипників кочення – 0,99, ККД пари зубчас-

тих коліс – 0,97. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.5.

Таблиця 2.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
T_{ex} , Н м	40	60	80	100	120	140
d_1 , мм	40	45	50	55	60	65
d_2 , мм	142	160	178	195	213	231
d_3 , мм	80	85	90	95	100	105
d_4 , мм	224	238	252	266	280	294

Задача 2.6

Визначити частоту обертання конічного колеса й частоту обертання циліндричного колеса, а також момент на вихідному валу, якщо відомі: потужність е/двигуна P_{ed} , частота обертання валу е/двигуна n_{ed} , діаметр ведучого шківa d_{u1} , діаметр веденого шківa d_{u2} , передаточне число редуктора U_p , передаточне число пари 3-4 U_{3-4} (рис. 2.3). Для довідки: ККД пасової передачі – 0,96; ККД редуктора – 0,91. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.6.

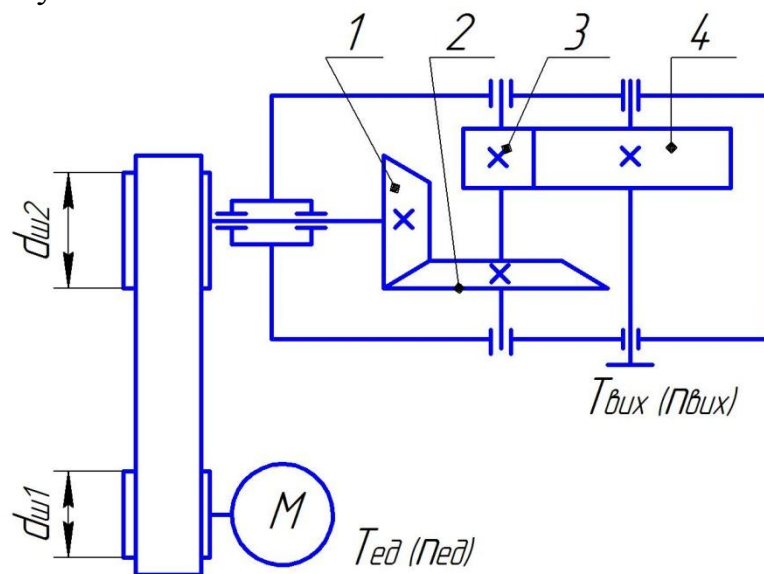


Рисунок 2.3

Таблиця 2.6

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_{ed} , кВт	4,0	5,5	7,5	11,0	15,0	18,5
n_{ed} , хв^{-1}	900	970	1380	1480	2740	2960
d_{u1} , мм	100	80	40	60	50	100
d_{u2} , мм	250	240	80	120	100	200
U_p	8,0	8,9	9,9	11,2	12,6	14,2
U_{3-4}	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00

2.2 Зубчасті передачі. Основні параметри евольвентного зачеплення

Задача 2.7

Число зубців прямозубого циліндричного колеса z , його модуль m . Розрахуйте радіус кривизни евольвенти профілю в точці, що відповідає полюсу, при стандартному значенні кута зачеплення α й при зміні кута зачеплення на α' . У скільки разів зміниться величина радіуса? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.7.

Таблиця 2.7

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z	17	20	25	30	35	40
m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
α' , град	10	15	17	22	25	27

Задача 2.8

Розрахуйте кут зачеплення передачі прямозубими циліндричними колесами, якщо число зубців одного з коліс z і діаметр його основного кола дорівнює діаметру кола впадин. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.8.

Таблиця 2.8

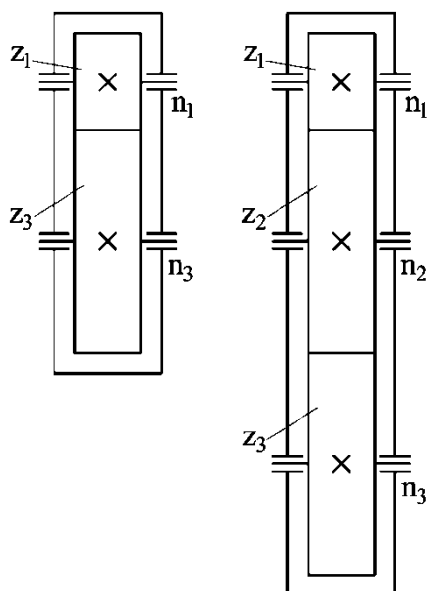
№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z	17	20	25	30	35	40

Задача 2.9

При якому числі зубців для зубчастого колеса нормального зачеплення виконується умова? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.9.

Таблиця 2.9

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Умова	$d_b < d_f$	$d_b > d_f$	$d_b < d_a$	$d_b > d_a$	$d_b = d_f$	$d_b = d_a$

Задача 2.10

Визначити передаточне число, частоту обертання вихідного вала для двох зубчастих передач, схеми яких представлені на рис. 2.4. Указати, який вплив має проміжне зубчасте колесо z_2 на величину передаточного числа й на напрямок обертання введеного вала. Числа зубців: z_1, z_2, z_3 . Частота обертання вхідного вала n_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.10.

Рисунок 2.4

Таблиця 2.10

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z_1	20	25	18	24	17	25
z_2	25	40	36	48	45	70
z_3	71	89	64	85	60	89
$n_1, \text{хв}^{-1}$	720	780	890	920	1390	1480

Задача 2.11

Розрахувати розміри зубчастої пари для випадків зовнішнього й внутрішнього зачеплень: ділильні діаметри, діаметри кіл виступів і западин, діаметри основних кіл шестірні й колеса, міжосьова відстань передач, якщо відомі числа зубців z_1, z_2 , і модуль m . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.11.

Таблиця 2.11

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z_1	18	19	25	20	28	24
z_2	64	67	89	71	99	85
$m, \text{мм}$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

3 ПЕРЕДАЧ ПРЯМОЗУБИМИ ЦИЛІНДРИЧНИМИ КОЛЕСАМИ

3.1 Геометричні параметри передач

Задача 3.1

Міжосьова відстань пари прямозубих циліндричних коліс a , зовнішній діаметр (діаметр кола виступів) шестірні d_{a1} , число зубців шестірні z_1 . Розрахуйте передаточне число зубчастої пари U_{1-2} . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	112	125	140	160	180
d_{a1} , мм	44	48	54	60	80	102
z_1	20	22	25	28	30	32

Задача 3.2

У передачі циліндричними прямозубими колісьми з внутрішнім зачепленням число зубців шестірні z_1 , модуль m , міжосьова відстань a . Розрахуйте ділильні діаметри коліс пари і її передаточне число. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл.3.2.

Таблиця 3.2

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z_1	18	20	25	30	35	40
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
a , мм	80	100	125	140	160	180

Задача 3.3

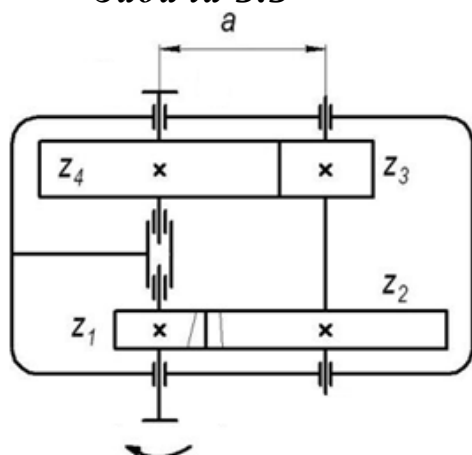


Рисунок 3.1

Загальне передаточне число двоступінчатого співвісного циліндричного редуктора U_p . Міжосьова відстань швидкохідної й тихохідної пар a (рис. 3.1). Передаточне число швидкохідної пари U_{1-2} . Розрахуйте ділильні діаметри коліс редуктора й уточнені передаточні числа його передач. Модулі зачеплення передач m однакові. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.3.

Таблиця 3.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_p	8	10	13	16	20	25
a , мм	100	125	140	160	180	200
U_{1-2}	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00

Задача 3.4

Передаточне число прямозубої циліндричної передачі U_{1-2} . Контактна витривалість зубців забезпечується при міжосьовій відстані a , а згинна витривалість – при модулі m . Розрахуйте числа зубців коліс пари, її фактичне передаточне число й похибку передаточного числа у відсотках до заданого. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.4.

Таблиця 3.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
a , мм	140	160	180	200	225	250
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 3.5

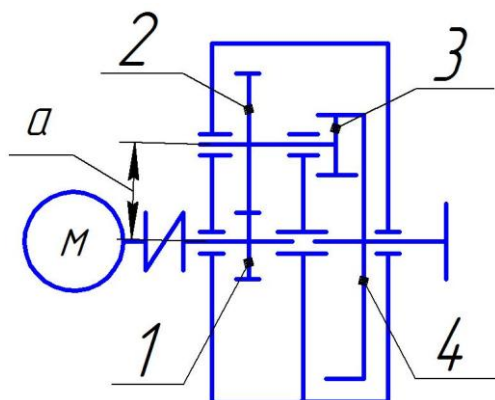


Рисунок 3.2

Двоступінчастий циліндричний співвісний зубчастий редуктор складається зі швидкохідної пари 1-2 зовнішні зачеплення й тихохідної 3-4 внутрішні зачеплення (рис. 3.2). За відомими параметрами: міжосьовій відстані a , передаточному числу редуктора U_p , передаточному числу U_{3-4} , модулю зачеплення m , визначити передаточне число пари 1-2 й число зубців зубчастих коліс. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.5.

Таблиця 3.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	200	220
U_p	5,60	7,06	8,88	11,20	14,18	17,75
U_{3-4}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m , мм	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5

3.2 Сили в зачепленні прямозубих циліндричних коліс

Задача 3.6

Пара прямозубих циліндричних коліс передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Міжосьова відстань пари a , передаточне число U_{1-2} . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.6.

Таблиця 3.6

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
n_1 , хв^{-1}	720	950	1420	1480	2740	2960
a , мм	100	112	125	140	160	180
U_{1-2}	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00

Задача 3.7

Пара прямозубих циліндричних коліс, шестерня якої має зовнішній діаметр d_{a1} , число зубців z_1 , навантажується обертовим моментом T_1 . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.7.

Таблиця 3.7

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_{a1} , мм	66	84	108	144	185	235
z_1	20	22	25	30	35	40
T_1 , Н м	30	40	50	60	70	80

Задача 3.8

Одноступінчастий редуктор із циліндричними прямозубими колесами має міжосьова відстань a . Обертовий момент на вихідному валу редуктора $T_{вих}$. Числа зубців редуктора: шестірні – z_1 , колеса – z_2 . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.8.

Таблиця 3.8

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	112	125	140	160	180
$T_{вих}$, Н м	300	350	400	450	500	550
z_1	20	25	30	35	40	45
z_2	71	89	107	124	142	160

Задача 3.9

За умовою забезпечення контактної міцності зубців прямозубої циліндричної передачі зубці можуть навантажуватися нормальною силою F_n . Передача має міжосьову відстань a і передаточне число U_{1-2} . Розрахуйте обертовий момент на вихідному валу. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.9.

Таблиця 3.9

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F_n , Н	1500	1750	2000	2500	3000	3500
a , мм	100	112	125	140	160	180
U_{1-2}	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00

3.2 Розрахунки на міцність

Задача 3.10

Сума ділильних діаметрів прямозубої циліндричної пари $(d_1 + d_2)$ визначає габарит передачі. Пара передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Передаточне число пари – U_{1-2} . Розрахувати контактні напруження на робочих поверхнях зубців. При розрахунку прийняти: коефіцієнт матеріалу – $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – 0,9, коефіцієнт форми профілю – 1,77, коефіцієнт навантаження – K_H , коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо міжосьової відстані – ψ_{ba} . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.10.

Таблиця 3.10

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$(d_1 + d_2)$, мм	142	160	180	200	224	250
P_1 , кВт	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
n_1 , хв^{-1}	720	940	1120	1420	1520	1800
U_{1-2}	1,60	1,80	2,00	2,24	2,80	3,15
K_H	1,30	1,40	1,45	1,47	1,50	1,60
ψ_{ba}	0,2	0,25	0,2	0,25	0,315	0,4

Задача 3.11

Для пари прямозубих циліндричних коліс прийняте рішення замінити матеріал Сталь 40 з термообробкою поліпшення до твердості $H(\sigma_{H \text{ limb}} = 2HB + 70)$ на Сталь 40 з термообробкою ТВЧ до твердості $H'(\sigma_{H \text{ limb}} = 17HRC + 200)$. Визначити, у скільки разів зменшиться міжосьова відстань пари за інших рівних умов. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.11.

Таблиця 3.11

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
HB	190	195	200	205	210	215
HRC	48	49	50	51	52	53

Задача 3.12

З умови контактної міцності поверхні зубців визначити величину допустимої потужності на шестірні одноступінчастого редуктора із циліндричними прямозубими колесами, якщо міжосьова відстань передачі a , передаточне число U_{1-2} , ширина зубчастого вінця b , частота обертання шестірні n_1 . Допустимі контактні напруження для зубців коліс $[\sigma]_H = 400 \text{ МПа}$ передачі, коефіцієнт навантаження – $K_H = 1,3$. При розрахунку прийняти: коефіцієнт матеріалу – $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної

довжини контактних ліній – 0,9, коефіцієнт форми профілю зубця – 1,77. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.12.

Таблиця 3.12

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	160	180	200	225	250	280
U_{1-2}	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50
b_2 , мм	25	30	35	40	45	50
n_1 , хв^{-1}	720	940	1120	1420	1520	1800

Задача 3.13

Вага двохступінчастого циліндричного редуктора виявляється близькою до мінімально можливої, якщо діаметри ведених коліс першої й другої ступені однакові. Виконати розбивку загального передаточного числа U_p по ступенях: U_{1-2} , U_{3-4} так, щоб при однакових в обох парах контактних напруженнях забезпечити зазначену рівність діаметрів. Коефіцієнт навантаження прийняти в обох парах однаковим, а коефіцієнт ширини вінця колеса відносно міжосьової відстані прийняти для другої ступені вдвічі більшим, ніж для першої. Матеріал коліс пар однаковий. Прийняти із стандартного ряду передаточні числа U_{1-2} , U_{3-4} , та розрахувати похибку передаточного числа редуктора у %. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.13.

Таблиця 3.13

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_p	6,3	7,1	11,2	12,6	14,8	16,0

Задача 3.14

Розрахувати геометричні параметри одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора загального призначення: міжосьову відстань, ділильні діаметри коліс, числа зубців, ширину вінця колеса, якщо відомі: частота обертання шестірні n_1 , потужність на шестірні P_1 , передаточне число U_{1-2} , модуль зачеплення m , коефіцієнт навантаження $K_H = 1,2$, коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно міжосьової відстані ψ_{ba} , допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$, матеріал коліс – Сталь 40Х (поліпшення). При розрахунку прийняти сумарний коефіцієнт $K_{ap} = 9750 \text{ МПа}^{1/3}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 6.18.

Таблиця 3.14

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
n_1 , хв^{-1}	720	940	1120	1420	1520	1800
U_{1-2}	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630
$[\sigma]_H$, МПа	490	520	540	560	580	600

Задача 3.15

Визначити контактні напруження, що виникають у зубцях коліс одноступінчастого прямозубого циліндричного редуктора й дати висновок про придатність редуктора для передачі заданої потужності, якщо відомі: передана потужність P_1 , частота обертання вхідного вала $n_{\text{вх}}$, модуль зачеплення m , числа зубців шестірні й колеса – z_1 і z_2 , ширина зубчастого вінця колеса – b_2 , коефіцієнт навантаження – K_H , допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$, коефіцієнт матеріалу коліс – $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – 0,9; коефіцієнт форми профілю зубця – $Z_H = \sqrt{2/\sin(2\alpha)}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.15.

Таблиця 3.15

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
$n_{\text{вх}}$, хв^{-1}	740	960	1370	1750	2100	2500
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
z_1	20	22	25	30	35	40
z_2	71	78	89	107	124	142
b_2 , мм	20	25	30	35	40	45
K_H	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$[\sigma]_H$, МПа	495	520	540	560	600	650

Задача 3.16

Для передачі прямозубими циліндричними колесами визначена міжосьова відстань a . Розрахувати модуль передачі, якщо передача передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Передаточне число пари U_{1-2} , коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо міжосьової відстані ψ_{ba} . При розрахунку прийняти: коефіцієнт навантаження – K_F , допустимі напруження згину – $[\sigma]_F$, коефіцієнт форми зубця – Y_F . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 3.16.

Таблиця 3.16

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	63	71	80	90	100	112
P_1 , кВт	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
n_1 , хв^{-1}	700	750	800	850	900	950
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,355	0,400	0,450
K_F	1,35	1,40	1,45	1,50	1,55	1,60
Y_F	3,90	3,95	4,00	4,05	4,10	4,15
$[\sigma]_F$, МПа	190	200	210	220	225	230

4 ПЕРЕДАЧІ КОСОЗУБИМИ І ШЕВРОННИМИ КОЛЕСАМИ

4.1 Геометричні параметри передач

Задача 4.1

Розрахувати основні параметри циліндричної косозубої передачі (рис. 4.1): передаточне число, кількість зубців колеса, діаметри шестерні і колеса: ділильні, виступів і впадин, міжосьову відстань, якщо: частота обертання шестерні n_1 , частота обертання колеса n_2 , стандартний модуль m , число зубців шестерні z_1 , кут нахилу зубця β . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.1.

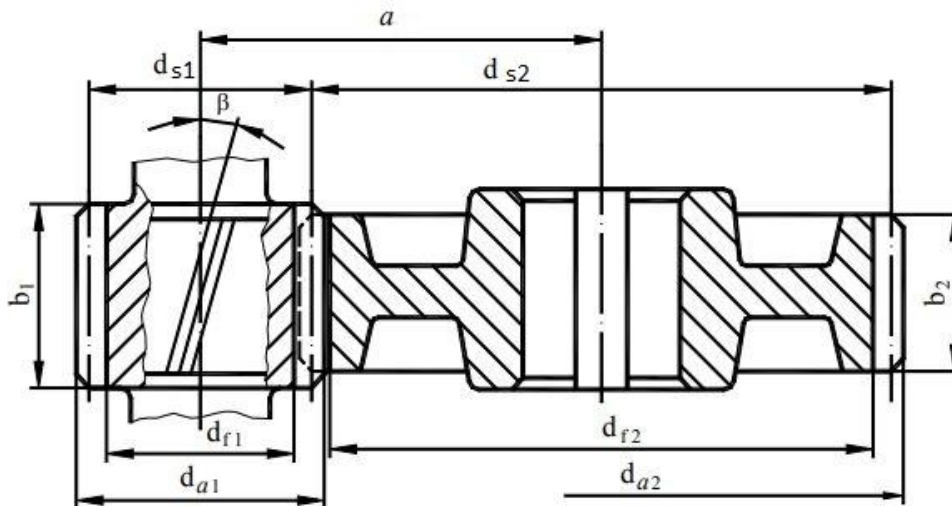


Рисунок 4.1

Таблиця 4.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$n_1, \text{хв}^{-1}$	720	890	980	1380	1470	2740
$n_2, \text{хв}^{-1}$	360	397	392	493	467	772
$m, \text{мм}$	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
z_1	20	22	24	26	28	30
$\beta, \text{град}$	8,2345	10,1234	13,4567	14,2568	15,8945	16,3276

Задача 4.2

Міжосьова відстань косозубої циліндричної передачі a , її стандартний модуль m , число зубців шестерні z_1 , передаточне число пари U_{1-2} . Колеса пари нарізані без зміщення інструмента. Розрахуйте кут нахилу зубців коліс β . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$a, \text{мм}$	100	112	125	140	160	180
$m, \text{мм}$	3,00	2,50	2,25	2,00	1,75	1,50
z_1	20	25	30	35	40	45
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55

Задача 4.3

Шестірня з роздвоєним шевроном має кут нахилу зубців β і нарізується нормальною черв'ячною фрезою без зміщення (не корегована). Яке найменше число зубців можливо за умови відсутності підрізання зубців? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
β , град	25	27	30	32	35	40

Задача 4.4

Розрахувати основні геометричні розміри косозубих коліс циліндричного зубчастого одноступінчастого редуктора: ділильні діаметри, діаметри кіл виступів і впадин зубців шестірні й колеса, кут нахилу зубців, якщо відомі наступні його параметри: міжосьова відстань a , сума зубців $(z_1 + z_2)$, передаточне число U_{1-2} , модуль зачеплення нормальний m , зачеплення не кореговане. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	180	200
$(z_1 + z_2)$	90	100	110	115	120	125
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 4.5

У пари косозубих циліндричних коліс міжосьове відстань a , крок зачеплення в нормальному до зубця перетині p , крок в торцевому до зубця перетині p_s , число зубців шестірні z_1 . Розрахуйте фактичне передаточне число зубчастої пари U_{1-2} . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.5.

Таблиця 4.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	180	200
p , мм	4,7124	6,2832	7,8540	9,4248	10,9956	12,5664
p_s , мм	4,9026	6,5368	8,1710	9,8052	11,4394	13,0736
z_1	22	25	28	30	35	40

Задача 4.6

Шестерня косозубої циліндричної передачі має z_1 зубців, обертається з частотою n_1 . Частота обертання колеса n_2 . Визначити модуль зачеплення (нормальний та торцевий), якщо міжосьова відстань передачі a та

кут нахилу зубців β . Яке число зубців колеса z_2 ? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.6.

Таблиця 4.6

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z_1	22	25	28	30	35	40
$n_1, \text{хв}^{-1}$	450	600	875	1050	1260	1700
$n_2, \text{хв}^{-1}$	250	300	350	375	400	425
a , мм	100	112	125	140	160	180
β , град	8,2345	10,1234	13,4567	14,2568	15,8945	16,3276

4.2 Сили в зачепленні косозубих (шевронних) циліндричних коліс

Задача 4.7

Передача косозубими циліндричними колесами має міжосьову відстань a , передаточне число U_{1-2} , торцевий модуль m_s , стандартний модуль m . Шестірня навантажується обертовим моментом T_1 . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.7.

Таблиця 4.7

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	180	200
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m_s , мм	2,0805	2,6006	3,1208	3,6409	4,1610	4,6812
m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
T_1 , Н м	80	90	100	110	120	130

Задача 4.8

Передача косозубими циліндричними колесами передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Міжосьова відстань передачі a , передаточне число U_{1-2} . Який повинен бути кут нахилу зубця, щоб осьова сила не перевищила значення F_a ? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.8.

Таблиця 4.8

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$n_1, \text{хв}^{-1}$	720	790	930	1170	1350	1670
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
a , мм	63	71	80	90	100	112
F_a , Н	300	350	400	450	500	550

Задача 4.9

За умовою забезпечення контактної міцності робочої поверхні зубця косозубого циліндричного колеса до нього прикладена нормальна сила F_n . Ділильний діаметр колеса d_{s2} , число його зубців z_2 . Колесо нарізане інструментом з модулем m . Розрахуйте обертовий момент, яким можна навантажувати колесо передачі T_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.9.

Таблиця 4.9

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F_n , Н	1300	1500	1700	2000	2500	3000
d_{s2} , мм	110,7874	184,6457	276,9685	387,7559	517,0078	664,7244
z_2	71	89	107	124	142	160
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 4.10

У пари косозубих циліндричних коліс міжосьова відстань a , передаточне число U_{1-2} , стандартний модуль m , число зубців шестірні z_1 . Розрахуйте співвідношення сил: F_n/F_t ; F_a/F_t ; F_r/F_t . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.10.

Таблиця 4.10

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	63	112	160	180	200	280
U_{1-2}	2,0	2,5	2,8	6,3	4,0	4,5
m , мм	2,0	2,5	3,0	1,5	2,0	2,5
z_1	20	24	28	32	36	40

Задача 4.11

Для одноступінчатого редуктора із шевронними колесами визначити сили, що діють у зачепленні. Дано: потужність на шестерні P_1 , частота обертання шестерні n_1 , передаточне число U_{1-2} , сума зубців $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$, модуль зачеплення нормальний (стандартний) m , кут нахилу зубця β ; напрямок нарізки – правий, кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.11.

Таблиця 4.11

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
n_1 , хв^{-1}	720	780	920	980	1450	2870
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
$z_{\Sigma} = z_1 + z_2$	100	110	120	130	140	150
m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
β , град	25,6340	28,2345	31,3456	34,1256	37,4523	40,1256

4.3 Розрахунки на міцність передач косозубими й шевронними циліндричними колесами

Задача 4.12

В одноступінчастому циліндричному редукторі вирішено передачу прямозубими циліндричними колесами з коефіцієнтом ширини зубчастого вінця щодо міжосьової відстані $\psi_{ba\,np}$ замінити передачею шевронними колесами з кутом нахилу зубця β й коефіцієнтом ширини вінця $\psi_{ba\,nu}$ для півшеврону. У скільки разів зміниться міжосьова відстань передачі при такій заміні? При розрахунку прийняти: $K_{ap} = 100\sqrt[3]{9,55 \cdot Z_M^2 Z_H^2 Z_\varepsilon^2 / 2}$; $Z_M = 275 MПа^{1/2}$; $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha}$ – для прямозубої передачі; $Z_H = \sqrt{2 \cdot \cos \beta / \sin 2\alpha}$ – для шевронної передачі; $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$ – для прямозубої передачі; $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ – для шевронної передачі; $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)]\cos \beta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.12.

Таблиця 4.12

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
β , град	25	28	30	35	40	45
$\psi_{ba\,np}$	0,250	0,315	0,355	0,400	0,315	0,355
$\psi_{ba\,nu}$	0,20	0,25	0,20	0,25	0,20	0,25
z_1	18	20	22	25	28	30
z_2	36	45	55	70	88	107

Задача 4.13

Для матеріалу, з якого виготовлена шестірня косозубої циліндричної передачі, визначені допустимі контактні напруження – $[\sigma]_H$. Перевірити контактну витривалість зубця шестірні, якщо нормальна сила, що діє на зубець – F_n , коефіцієнт навантаження K_H , передаточне число U_{1-2} , коефіцієнт ширини зубчастого вінця ψ_{ba} , міжосьова відстань a , число зубців шестірні z_1 , кут нахилу зубця β . При розрахунку прийняти: коефіцієнт матеріалу – $Z_M = 275 MПа^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ ($\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)]\cos \beta$), коефіцієнт форми профілю зубця – $Z_H = \sqrt{2 \cdot \cos \beta / \sin 2\alpha}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.13.

Таблиця 4.13

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$[\sigma]_H$, МПа	410	450	490	517	580	615
F_n , Н	1650	1700	1750	1850	1900	2000
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
K_H	1,35	1,40	1,45	1,50	1,55	1,60
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630
a , мм	100	125	140	160	180	200
z_1	19	23	27	30	33	35
β , град	8,2345	10,9632	12,1221	14,5974	15,7345	16,0213

Задача 4.14

Передача прямозубими циліндричними колесами передаточним числом U_{1-2} має характеристики: стандартний модуль зачеплення m , число зубців шестірні z_1 , ширину зубчастого вінця b . Шестірня навантажується обертовим моментом T_1 і в небезпечному перерізі зубця виникають напруження згину σ_F , а величина допустимих напружень дорівнює $[\sigma]_F$. При цьому шестерня є непрацездатною. Чи буде забезпечуватися її працездатність, якщо при тих же характеристиках зубці нарізати з нахилом β ? При розрахунку прийняти: $K_F = 1,48$, $Y_F = 3,47 + 13,2/z_E$, $z_E = z/\cos^3 \beta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл.4.14.

Таблиця 4.14

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
z_1	20	24	28	32	36	40
b , мм	30	33	36	40	45	50
T_1 , Н м	50	60	70	80	90	100
σ_F , МПа	235	245	255	265	275	285
$[\sigma]_F$, МПа	180	180	180	180	180	180
β , град	8,2345	10,9632	12,1221	14,5974	15,7345	16,0213

Задача 4.15

Передача косозубими циліндричними колесами з міжосьовою відстанню a , передаточним числом U_{1-2} , коефіцієнтом ширини вінця щодо міжосьової відстані ψ_{ba} , числом зубців шестірні z_1 й кутом нахилу зубця β передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Розрахуйте величину нормального модуля зачеплення, що забезпечує згинну витривалість зубця, якщо допустимі напруження згину для матеріалу шестірні – $[\sigma]_F$. При розрахунку прийняти: $K_F = 1,46$; $Y_F = 3,47 + 13,2/z_E$;

$z_E = z / \cos^3 \beta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 4.15.

Таблиця 4.15

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	80	100	112	125	140	160
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630
z_1	22	24	26	28	30	32
β , град	10,1234	14,6543	15,9766	17,7654	18,7765	20,3456
P_1 , кВт	5,5	6,0	6,5	7,0	10,0	12,0
n_1 , с^{-1}	720	780	920	980	1450	1600
$[\sigma]_F$, МПа	160	165	170	180	190	150

5 КОНІЧНІ ОРТОГОНАЛЬНІ ПРЯМОЗУБІ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Геометричні параметри передачі

Задача 5.1

У пари прямозубих конічних коліс зовнішній торцевий модуль зачеплення $m_e = m$, число зубців шестірні z_1 , число зубців колеса z_2 . Розрахуйте зовнішню конусну відстань передачі R_e . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.1.

Таблиця 5.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
m_e , мм	3	2,5	2	3,5	5	3
z_1	24	31	35	41	46	55
z_2	48	69	88	115	145	195

Задача 5.2

Для пари прямозубих коліс відомі: зовнішня конусна відстань R_e , передаточне число U_{1-2} . Приймаючи коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,28$, розрахувати діаметри шестерні й колеса у середньому перерізі зубця. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.2.

Таблиця 5.2

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
R_e , мм	83	95	100	112	124	130
U_{1-2}	1,80	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55

Задача 5.3

Ділильні діаметри зубчастих коліс конічної прямозубої передачі у зовнішньому торцевому перерізі: шестірні – d_{e1} , колеса – d_{e2} . Розрахувати середні ділильні діаметри коліс і середню конусну відстань передачі, приймаючи коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,28$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.3.

Таблиця 5.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_{e1} , мм	50	56	64	71	79	79
d_{e2} , мм	100	125	160	200	250	280

Задача 5.4

У конічній передачі з міжосьовим кутом 90° передаточне число – U_{1-2} , а конусна відстань – R_e . Розрахувати у зовнішньому торцевому перерізі модуль $m_e = m$ і зовнішній діаметр шестірні d_{a1} . Число зубців шестірні – z_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.4.

Таблиця 5.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80
R_e	150	170	190	210	230	250
z_1	25	30	35	40	45	50

Задача 5.5

У конічній передачі з передаточним числом U_{1-2} модуль у середньому перерізі зубця – m_m при довжині зубця b . Обчислити модуль і зовнішній діаметр шестірні. Число зубців шестірні z_1 . Коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,28$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.5.

Таблиця 5.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,4	1,6	1,8	2,0	2,24	2,5
m_m , мм	1,29	1,72	2,15	2,58	3,44	4,3
b , мм	9	13	22	36	55	60
z_1	20	25	30	35	40	45

5.2 Сили в зачепленні конічних прямозубих коліс**Задача 5.6**

У передачі конічними прямозубими колесами передаточне число – U_{1-2} , дільний діаметр колеса у зовнішньому торцевому перетині d_{e2} й колесо навантажується обертовим моментом T_2 . Розрахуйте сили в зачепленні в середньому зубцю перетині, якщо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.6.

Таблиця 5.6

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,4	1,6	1,8	2,0	2,24	2,5
d_{e2} , мм	100	125	160	200	250	280
T_2 , Н · м	150	200	250	300	350	400

Задача 5.7

Підшипники, на які спирається вал конічного прямозубого колеса, допускають осьову силу F_{a2} . Розрахуйте максимальний обертовий момент на валу колеса, якщо модуль у зовнішньому торцевому перетині дорівнює $m_e = m$, число зубців колеса – z_2 , передаточне число конічної пари – U_{1-2} . Коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.7.

Таблиця 5.7

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$F_{a2}, \text{Н}$	200	250	300	350	400	450
$m, \text{мм}$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$z_2, \text{мм}$	80	90	100	110	120	140
U_{1-2}	1,80	2,00	2,24	2,5	2,8	3,15

Задача 5.8

Передача прямозубими конічними колесами має конусну відстань R_e і передатне число U_{1-2} . Її шестірня навантажується крутним моментом T_1 . Розрахуйте сили в зачепленні в середньому торцевому перетині. Коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 8.11.

Таблиця 5.8

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$R_e, \text{мм}$	80	90	100	110	120	130
U_{1-2}	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15
$T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	30	40	50	60	70	80

5.3 Розрахунки на міцність**Задача 5.9**

У конічній прямозубій передачі з міжосьовим кутом 90° обоє зубчастих сталевих колеса мають по $z_1 = z_2 = z$ зубців і обертаються із частотою $n_1 = n_2 = n$. Модуль зубця у зовнішньому торцевому перерізі – $m_e = m$, довжина зубця – b . Переданий обертовий момент T_1 . Коефіцієнт навантаження в розрахунках контактної й згинної міцності зубців прийняти рівними 1,2. У розрахунках прийняти: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; $Z_\varepsilon \cong 0,9$; $Z_H \cong 1,77$, коефіцієнт змінності кроку $K_p \cong 0,72$. Коефіцієнт форми зубця розрахувати за формулою: $Y_F = 3,47 + 13,2/z_k$, де $z_k = z/\cos \delta$. Розрахувати зубці коліс за контактними й згинними напруженнями. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.9.

Таблиця 5.9

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z	20	17	32	45	55	65
$n, \text{хв}^{-1}$	24	60	80	120	90	140
$m, \text{мм}$	5	4	3,5	2,5	3	3,5
$b, \text{мм}$	20	50	55	45	40	25
$T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	100	150	180	200	250	300

Задача 5.10

При роботі передачі в небезпечному перерізі зубця конічної шестірні виникає напруження згину σ_F . Яке напруження згину випробовує зубець колеса, якщо передаточне число U_{1-2} , число зубців шестірні z_1 ? Зубці не кореговані, нормальної висоти. Коефіцієнт форми зубця розрахувати по формулі: $Y_F = 3,47 + 13,2/z_k$, де $z_k = z/\cos \delta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.10.

Таблиця 5.10

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
σ_F , МПа	135	150	165	180	195	210
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
z_1	20	24	28	32	36	40

Задача 5.11

В одноступінчатому редукторі із прямозубою конічною передачею передаточне число U_{1-2} , число зубців колеса z_2 , модуль зубця у зовнішньому торцевому перерізі $m_e = m$. Яким крутним моментом можна навантажувати колесо цієї передачі, виходячи із згинної витривалості зубця, якщо коефіцієнт навантаження в розрахунку згинної міцності K_F , допустимі напруження згину $[\sigma]_F$, коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$? Коефіцієнт форми зубця розрахувати по формулі $Y_{F_2} = 3,47 + 13,2/z_{K_2}$, $z_{K_2} = z_2/\cos \delta_2$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.11.

Таблиця 5.11

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15
z_2	60	64	68	72	76	80
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
K_F	1,60	1,65	1,70	1,75	1,80	1,85
$[\sigma]_F$, МПа	227	212	232	208	222	217

Задача 5.12

Розрахувати дільний діаметр колеса конічної прямозубої передачі у зовнішньому торцевому перерізі, якщо: обертовий момент на колесі T_2 , коефіцієнт навантаження $K_H = 1,6$, число зубців шестерні z_1 , модуль у зовнішньому торцевому перерізі m , конусна відстань R_e , допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$, коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. У розрахунках прийняти: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; $Z_\epsilon \cong 0,9$; $Z_H \cong 1,77$, коефіцієнт змінності кроку $K_p \cong 0,72$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 5.12.

Таблиця 5.12

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
T_2	150	200	250	300	350	400
z_1	25	25	31	36	41	46
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
R_e	120	140	160	180	200	220
$[\sigma]_H$, МПа	400	450	500	550	600	650

6 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ З ЦИЛІНДРИЧНИМ ЧЕРВ'ЯКОМ З АРХІМЕДОВИМ ПРОФІЛЕМ ВІТКІВ

6.1 Геометричні параметри передачі

Задача 6.1

Розрахувати передаточне число черв'ячної передачі, якщо її міжосьова відстань дорівнює a , число заходів черв'яка z_1 при коефіцієнті діаметра q й модулі зачеплення m . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 6.1.

Таблиця 6.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	80	125	140	200	180	225
z_1	4	2	4	2	1	1
q	8	10	12,5	14	16	20
m , мм	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5

Задача 6.2

Відомі наступні параметри черв'ячної передачі: міжосьова відстань a , передаточне число $U_{\text{чп}}$, число заходів черв'яка z_1 й коефіцієнт діаметра черв'яка q . Розрахувати ділильні діаметри черв'яка й черв'ячного колеса, а також модуль зачеплення. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 6.2.

Таблиця 6.2

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	280	250	200	125	280	160
$U_{\text{чп}}$	12,5	50,0	20,0	25,0	40,0	16,0
z_1	4	1	2	2	1	2
q	20,0	12,5	10,0	12,5	16,0	8,0

Задача 6.3

Розрахувати ділильний діаметр черв'яка, якщо міжосьова відстань черв'ячної пари дорівнює a , передаточне число $U_{\text{чп}}$, модуль зачеплення m й число заходів черв'яка z_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 6.3.

Таблиця 6.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	280	160	250	280	125	200
$U_{\text{чп}}$	40,0	16,0	50,0	10,0	25,0	20,0
m , мм	10	8	8	10	4	8
z_1	1	2	1	4	2	2

Задача 6.4

Ділильний діаметр черв'яка дорівнює d_1 , модуль зачеплення черв'ячної передачі m , передаточне число $U_{\text{чп}}$, число заходів черв'яка z_1 . Визначити кут підйому витка черв'яка й міжосьову відстань передачі. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 6.4.

Таблиця 6.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	40	80	100	40	80	100
$U_{\text{чп}}$	16,0	40,0	12,5	20,0	16,0	20,0
m , мм	5	5	8	4	10	10
z_1	2	1	4	2	2	2

6.2 Кінематичні характеристики**Задача 6.5**

Розрахувати швидкість ковзання в передачі, якщо число заходів черв'яка дорівнює z_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q , модуль зачеплення m і частота обертання черв'яка n_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.5.

Таблиця 6.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
q	8	8	12,5	12,5	20	8
m , мм	10	8	5	10	8	16
z_1	2	4	1	2	4	1
n_1 , хв^{-1}	960	1445	765	940	2880	520

Задача 6.6

Визначити швидкість ковзання в черв'ячній передачі, якщо частота обертання черв'яка n_1 , частота обертання колеса n_2 , а їхні ділильні діаметри відповідно d_1 і d_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.6.

Таблиця 6.6

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
n_1 , хв^{-1}	960	2880	400	1440	736	1312
n_2 , хв^{-1}	77	90	50	72	23	82
d_1 , мм	160	80	40	100	64	32
d_2 , мм	400	320	160	400	256	128

Задача 6.7

Міжосьова відстань черв'ячної передачі дорівнює a , модуль зачеплення m , число заходів черв'яка z_1 , а коефіцієнт діаметра черв'яка q . Ви-

значити колові швидкості черв'яка й черв'ячного колеса, а також швидкість ковзання в зачепленні, якщо колесо обертається із частотою n_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.7.

Таблиця 6.7

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	280	200	100	250	140	80
m , мм	8	10	5	10	5	4
z_1	4	1	4	2	2	2
q	20	8	8	10	16	8
$n_2, \text{хв}^{-1}$	77	90	50	72	37	82

Задача 6.8

Міжосьова відстань черв'ячної передачі a . Передаточне число U_{1-2} . Розрахувати частоти обертання черв'яка й черв'ячного колеса, якщо колові швидкості черв'яка й черв'ячного колеса відповідно рівні V_1 і V_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.8.

Таблиця 6.8

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	80	160	250	100	200	280
U_{1-2}	16,0	32,0	20,0	8,0	32,0	12,5
V_1 , м/с	2,20	2,46	7,54	0,84	12,06	8,04
V_2 , м/с	0,55	0,31	1,51	0,42	1,51	1,61

6.3 Сили в зачепленні

Задача 6.9

Обертовий момент на колесі черв'ячної передачі T_2 , міжосьова відстань пари a , число зубців колеса z_2 , коефіцієнт діаметра черв'яка q і передаточне число $U_{\text{чп}}$. Приймаючи коефіцієнт тертя рівним f , розрахувати сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.9.

Таблиця 6.9

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
$T_2, \text{Н} \cdot \text{м}$	700	400	600	550	480	380
a , мм	250	160	140	280	200	100
z_2	32	32	50	40	32	40
q	8	8	20	16	8	10
$U_{\text{чп}}$	16	8	25	10	16	40
f	0,07	0,06	0,07	0,05	0,06	0,07

Задача 6.10

Із умови контактної міцності зубця черв'ячного колеса його можна навантажити нормальною силою F_{n2} . Чи може черв'ячна передача передати потужність P_{2max} при частоті обертання колеса n_2 , якщо міжосьова відстань дорівнює a , а модуль зачеплення m при коефіцієнті діаметра черв'яка q ? Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.10.

Таблиця 6.10

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F_{n2} , Н	730	1020	1400	1600	850	1320
P_{2max} , кВт	0,2	1,5	1,45	2,5	0,3	1,0
n_2 , хв^{-1}	30	72	56	80	75	43
a , мм	125	200	250	280	160	280
m , мм	4	8	8	10	8	10
q	12,5	10	12,5	16	8	16

Задача 6.11

Розрахувати сили в зачепленні черв'ячної передачі, якщо потужність на валу черв'яка P_1 при його кутовій швидкості ω_1 , модулі зачеплення m , коефіцієнті діаметра черв'яка q і числі заходів z_1 . При розрахунку прийняти коефіцієнт тертя в зачепленні рівним f . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.11.

Таблиця 6.11

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	1,13	4,18	3,94	2,16	1,46	2,74
ω_1 , с^{-1}	502,3	302,6	473,3	100,6	107,9	260
m , мм	4	10	8	10	8	8
q	12,5	8,0	10,0	10,0	8,0	12,5
z_1	4	1	2	2	1	4
f	0,04	0,06	0,03	0,03	0,04	0,06

6.4 ККД черв'ячної передачі**Задача 6.12**

Відомі параметри черв'ячної передачі: дільний діаметр черв'яка d_1 , передаточне число $U_{\text{чп}}$, дільний діаметр колеса d_2 . Розрахуйте потужність на черв'яку, якщо потужність на черв'ячному колесі P_2 і коефіцієнт тертя в зачепленні f . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.12.

Таблиця 6.12

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	80	64	160	40	64	80
$U_{\text{чп}}$	32,0	32,0	12,5	8,0	12,5	32,0
d_2 , мм	320	256	400	160	320	400
P_2 , кВт	0,80	1,20	1,60	2,00	2,40	2,80
f	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065

Задача 6.13

Обертовий момент на черв'яку черв'ячної передачі T_1 . Параметри черв'ячної пари: міжосьова відстань a , передаточне число $U_{\text{чп}}$, дільний діаметр колеса d_2 . Приймаючи коефіцієнт тертя в зачепленні f , розрахуйте обертовий момент на колесі. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.13.

Таблиця 6.13

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
T_1 , Н м	17,0	13,2	4,2	18,4	20,0	35,0
a , мм	280	200	125	280	200	320
$U_{\text{чп}}$	12,5	20,0	25,0	40,0	16,0	25,0
d_2 , мм	400	320	200	400	320	400
f	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065

Задача 6.14

Черв'як черв'ячної передачі обертається із частотою n_1 й навантажується корисної (коловою) силою F_{t_1} . Параметри черв'ячної пари: міжосьова відстань a , модуль зачеплення m , коефіцієнт діаметра черв'яка q , число заходів нарізки черв'яка z_1 . Приймаючи коефіцієнт тертя в зачепленні f , розрахуйте потужність на черв'яку й черв'ячному колесі. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 6.14.

Таблиця 6.14

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
n_1 , хв^{-1}	960	1430	1610	840	720	2880
F_{t_1} , Н	400	285	210	200	315	560
a , мм	280	200	160	80	100	250
m , мм	8	10	8	4	5	10
q	20	8	8	8	8	10
z_1	4	1	1	2	4	2
f	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065

6.5 Розрахунок черв'ячних передач на міцність і теплостійкість

Задача 6.15

Черв'ячний одноступінчастий редуктор установлений у приводі лебідки, яка має діаметр барабана d_δ . Розрахуйте вантажопідйомність лебідки F_t , якщо міжосьова відстань черв'ячної передачі a , число зубців колеса z_2 , коефіцієнт діаметра черв'яка q . При розрахунку прийняти сумарний коефіцієнт у розрахунку міжосьової відстані по обертаючому моменті $K'_a = 300 \text{ МПа}^{1/3}$, коефіцієнт навантаження K_H , допустимі контактні напруження черв'ячного колеса $[\sigma]_H$. ККД пари підшипників кочення – 0,99. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.15.

Таблиця 6.15

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_δ , мм	250	500	350	400	300	450
a , мм	100	200	140	160	180	160
z_2	32	50	40	36	50	40
q	8,0	12,5	16,0	14,0	20,0	10,0
K_H	2,20	2,12	2,10	2,10	2,15	2,05
$[\sigma]_H$, МПа	221	204	198	217	215	210

Задача 6.16

Черв'ячна передача має характеристики: міжосьова відстань a , число заходів черв'яка z_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q , передаточне число $U_{\text{чп}}$. Розрахуйте потужність на черв'ячному колесі, якщо частота обертання черв'яка n_1 , допустимі контактні напруження – $[\sigma]_H$. При розрахунку прийняти: коефіцієнт навантаження K_H , коефіцієнт матеріалу – $Z'_M = 8600 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт форми профілю зубця – $Z_H = \sqrt{2 \cos^2 \gamma / \sin 2\alpha}$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.16.

Таблиця 6.16

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
a , мм	125	160	100	140	200	180
z_1	2	1	4	2	2	1
q	8	12,5	8	16	18	8
$U_{\text{чп}}$	16	50	8	20	16	40
$n_1, \text{хв}^{-1}$	1430	1725	940	720	1200	800
$[\sigma]_H$, МПа	230	210	220	216	225	212
K_H	2,05	2,10	2,15	2,20	2,25	2,30

Задача 6.17

Розрахувати згинну витривалість зубця черв'ячного колеса, якщо: потужність на колесі P_2 , коефіцієнт навантаження K_F ; частота обертання черв'яка n_1 , дільний діаметр черв'яка d_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q , число заходів черв'яка z_1 , передаточне число $U_{\text{чп}}$. Коефіцієнт форми зубця черв'ячного колеса $Y_F' = 1,8$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.17.

Таблиця 6.17

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_2 , кВт	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
K_F	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50	1,55
n_1 , хв^{-1}	720	840	920	980	1420	1480
d_1 , мм	64	63	112	160	80	100
q	8	10	14	16	16	20
z_1	4	4	2	2	1	1
$U_{\text{чп}}$	8	10	18	20	40	50

Задача 6.18

Одноступінчастий черв'ячний редуктор передає потужність P_2 і має характеристики: модуль зачеплення m , передаточне число $U_{\text{чп}}$, число заходів черв'яка z_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q . Розрахуйте очікувану температуру нагріву мастила редуктора, прийнявши: коефіцієнт тертя в зачепленні f , коефіцієнт тепловіддачі – $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, температуру навколишнього середовища – 20°C і оцінити виконання умови теплостійкості передачі, якщо допустима температура нагріву мастила – 85°C . Для довідки: площу тепловіддачі редуктора розрахувати по формулі $A = 10a^{1,71}$, де a – міжосьова відстань передачі в метрах. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 6.18.

Таблиця 6.18

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_2 , кВт	0,5	1,0	0,7	1,2	0,8	1,8
m , мм	8,0	10,0	4,0	5,0	5,0	10,0
$U_{\text{чп}}$	32,0	10,0	16,0	20,0	8,0	16,0
z_1	1	4	2	2	4	2
q	8,0	10,0	8,0	10,0	8,0	8,0
f	0,060	0,055	0,065	0,070	0,070	0,050

7 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

7.1 Коефіцієнт ковзання

Задача 7.1

Фактичне передатне число пасової передачі становить U , діаметри ведучого і веденого шківів відповідно рівні d_1 й d_2 . Розрахувати коефіцієнт пружного ковзання й частоту обертання ведучого шківів, якщо частота обертання веденого – n_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
U	1,314	1,448	1,141	1,318	1,637	1,473
d_1 , мм	125	100	112	125	112	140
d_2 , мм	160	140	125	160	180	200
n_2 , хв ⁻¹	722	560	1020	2010	420	890

Задача 7.2

Діаметри ведучого і веденого шківів відповідно рівні d_1 і d_2 . Коефіцієнт пружного ковзання ε . Розрахувати передаточне число та частоту обертання ведучого шківів n_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	90	112	125	140	100	160
d_2 , мм	125	160	225	200	160	315
ε , %	2,4	3,2	2,75	3,42	3,3	2,5
n_1 , хв ⁻¹	700	965	2880	1430	1240	800

Задача 7.3

У пасовій передачі відомий діаметр ведучого шківів d_1 , частота його обертання n_1 , передаточне число U й коефіцієнт пружного ковзання ε . Розрахувати діаметр веденого шківів й частоту його обертання. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.3.

Таблиця 7.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	140	125	112	100	160	125
n_1 , хв ⁻¹	935	1430	700	2880	965	730
U	1,462	1,32	1,64	2,298	1,289	1,477
ε	0,023	0,027	0,018	0,021	0,03	0,025

Задача 7.4

Діаметри ведучого і веденого шківів пасової передачі відповідно рівні d_1 і d_2 , а їхні частоти обертання n_1 і n_2 . Розрахувати коефіцієнт пружного ковзання. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	125	100	140	160	100	180
d_2 , мм	180	140	225	200	180	250
n_1 , хв ⁻¹	1430	940	955	2880	735	1460
n_2 , хв ⁻¹	940	655	580	2200	400	1030

7.2 Коефіцієнт тяги**Задача 7.5**

Розрахувати коефіцієнт тяги плоскопасової передачі, що передає потужність P_1 , при частоті обертання ведучого шківів n_1 та діаметрі d_1 . У передачі використаний плоский пас шириною b і товщиною δ . Напруження від попереднього натягу пасу σ_0 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.5.

Таблиця 7.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	4	6,5	3,6	7,1	5,5	8
n_1 , хв ⁻¹	1440	970	2900	2880	935	970
d_1 , мм	160	180	225	140	200	225
b , мм	56	80	125	63	125	160
δ , мм	4,5	5	5,5	4	5,5	6
σ_0 , МПа	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8

Задача 7.6

Натяг віток пасу в працюючій пасовій передачі: ведучої – F_1 , веденої – F_2 . Розрахувати коефіцієнт тяги. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.6.

Таблиця 7.6

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F_1 , Н	3100	2500	2700	1230	3000	1420
F_2 , Н	760	500	420	210	800	720

Задача 7.7

Ведучий шків пасової передачі діаметром d_1 навантажується обертаючим моментом T_1 . Коефіцієнт тяги передачі φ . Розрахувати натяг віток пасу. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.7.

Таблиця 7.7

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	125	140	160	180	200	225
T_1 , Н м	30	45	60	70	80	85
φ	0,46	0,5	0,62	0,38	0,43	0,55

Задача 7.8

Діаметр ведучого шків пасової передачі d_1 , її фактичне передаточне число U_φ , коефіцієнт пружного ковзання ε , коефіцієнт тяги φ , зусилля попереднього натягу віток F_0 . Розрахувати обертаючий момент на валу веденого шків. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.8.

Таблиця 7.8

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	90	112	125	140	100	160
U_φ	1,423	1,476	1,851	1,479	1,655	2,02
ε	0,024	0,032	0,0275	0,0342	0,033	0,025
φ	0,36	0,41	0,45	0,43	0,46	0,44
F_0 , Н	430	460	500	540	380	560

7.3 Розрахунок плоскопасової передачі**Задача 7.9**

Плоскопасова передача передає потужність P_1 при частоті обертання ведучого шків n_1 і діаметрі d_1 . Число шарів прогумованого пасу i . Умови експлуатації передачі задані: кутом обхвату пасом ведучого шків α_1 ; кутом нахилу лінії центрів до горизонту θ . При розрахунку прийняти коефіцієнт режиму роботи C_p й розрахувати ширину пасу. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.9.

Таблиця 7.9

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	0,5	6,3	4,0	7,0	13,0	35,0
n_1 , хв ⁻¹	965	1440	730	1430	970	725
d_1 , мм	100	160	200	224	250	400
i	2	3	3	4	5	6
α_1 , град	160	170	150	160	160	170
θ , град	30	45	0	70	20	0
C_p	1,1	1,0	1,4	1,25	1,1	1,1

Примітка. Для довідки див. табл. 7.10-7.13.

Таблиця 7.10

Число шарів, i	2	3	3	4	5	6
Діаметр ведучого шківа d_1 , мм	100	160	200	224	250	400
Питоме колове зусилля p_0 , Н/мм	6,0	9,1	9,3	12,3	15,1	18,7

Таблиця 7.11

Кут обхвату α_1 , град	150	160	170	180
Коефіцієнт C_α	0,91	0,94	0,97	1

Таблиця 7.12

Кут нахилу передачі до обрію θ , град	0°-60°	60°-80°	80°-90°
Коефіцієнт C_θ	1,0	0,9	0,8

Таблиця 7.13

Швидкість пасу V , м/с	1	5	10	15	20	25	30
Коефіцієнт C_V	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

Задача 7.10

Прогумований плоский пас на основі бельтингу 320 має число прокладок i , товщину δ й ширину b . Питоме зусилля попереднього натягу F_0 . Діаметр ведучого шківа d_1 , частота його обертання n_1 . Умови роботи передачі: кут обхвату ременем ведучого шківа α_1 ; кут нахилу лінії центрів до обрію θ ; коефіцієнт режиму роботи C_p . Розрахувати максимальну потужність, що може передати пасова передача. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.14.

Таблиця 7.14

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
i	3	5	4	2	3	4
δ	3,75	6,25	5,0	2,5	3,75	5,0
b , мм	63	100	71	25	50	90
F_0 , Н/мм	2,25	2,5	2,25	2,5	2,0	2,5
d_1 , мм	160	250	224	100	160	250
n_1 , хв ⁻¹	965	1430	2880	700	1465	2900
α_1 , град	160	170	165	175	155	170
θ , град	0	45	60	0	70	50
C_p	1,5	1,4	1,8	1,6	1,4	1,5

Примітка. Для довідки див. табл. 7.15

Таблиця 7.15

i	2	3	3	4	4	5
d_1 , мм	100	160	160	224	280	250
F_0 , Н/мм	2,5	2,0	2,25	2,25	2,5	2,5
p_0 , Н/мм	6,0	7,3	8,5	11,4	12,5	15,1

Примітка. Значення коефіцієнтів C_α , C_θ , C_V брати з табл. 7.11-7.13.**Задача 7.11**

Розрахувати обертаючий момент на валу ведучого шківа плоскопасової передачі з текстильним бавовняним пасом. Число шарів пасу i , товщина δ й ширина b . Ведучий шків діаметром d_1 охоплений пасом на кут α_1 . Попередній натяг пасу викликає в ньому напруження σ_0 . Умови роботи передачі визначаються також кутом нахилу лінії центрів до обрію θ . Швидкість пасу дорівнює V . Коефіцієнт режиму навантаження дорівнює C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.16.

Таблиця 7.16

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
i	4	6	4	8	6	4
δ , мм	4,5	6,5	4,5	8,5	6,5	4,5
b , мм	60	75	40	150	100	90
d_1 , мм	140	180	180	280	224	112
α_1 , град	160	170	150	160	150	170
σ_0 , МПа	1,8	1,8	2,0	1,8	1,8	1,6
θ , град	45	0	75	30	60	70
V , м/с	7,5	3,0	6,0	12	16	10
C_p	1,5	1,5	1,5	1,4	1,3	1,5

Примітка. Для довідки див. табл. 7.17

Таблиця 7.17

i	4		4		4	6	6		8
d_1 , мм	112		140		180	180	224		280
σ_0 , МПа	1,6	1,8	1,8	2,0	2,0	1,8	1,8	2,0	1,8
p_0 , Н/мм	6,2	6,7	7,3	7,8	8,3	10,1	10,8	11,5	13,9

Примітка. Значення коефіцієнтів C_α , C_θ , C_V брати з табл.7.11-7.13.

Задача 7.12

При випробуванні плоского текстильного бавовняного пасу товщиною δ й шириною b попереднім натягом у ньому створюються напруження σ_0 . Розрахувати потужність, якою можна навантажити передачу в еталонних умовах, якщо діаметри її шківів $d_1 = d_2$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.18.

Таблиця 7.18

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
i	4	6	8	6	4	8
δ , мм	4,5	6,5	8,5	6,5	4,5	8,5
b , мм	50	75	125	90	80	100
σ_0 , МПа	1,8	1,8	1,8	2,0	2,0	1,8
$d_1 = d_2$, мм	112	180	280	224	140	280

Примітка. Для довідки див. табл. 7.11-7.13, 7.17.

7.4 Розрахунки клинопасової та поліклинової передач

Задача 7.13

Розрахувати потужність, що може передати клинопасова передача з кількістю пасів z заданого профілю, якщо ведучий шків діаметром d_1 обертається з частотою n_1 й охоплюється пасом на кут α_1 . Довжина пасу L . Коефіцієнт режиму навантаження C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.19.

Таблиця 7.19

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Профіль	Б	А	Б	В	О	А
z	1	4	5	3	3	2
d_1 , мм	140	125	160	250	71	112
n_1 , хв ⁻¹	1430	765	1795	1535	2700	860
L , мм	1800	1360	1800	3750	1000	1370
α_1 , град	140	140	150	160	170	160
C_p	1,15	1,2	1,18	1,09	1,08	1,14

Примітка. Для довідки див. табл. 7.20-7.23

Таблиця 7.20 – Потужність P_0 , передана одним клиновим пасом еталонної передачі

Профіль	L_0 , мм	d_1 , мм	P_0 , кВт, при V_1 , м/с					
			3	5	10	15	20	25
О	1320	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
		90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
А	1700	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
		125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
Б	2240	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,85	3,27
		160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
		180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
В	3750	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,6

Таблиця 7.21 – Коефіцієнт C_ℓ

L/L_0	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
C_ℓ	0,79	0,82	0,86	0,89	0,93	1,0	1,04	1,07	1,10	1,13

Таблиця 7.22 – Коефіцієнт C_α

α_1 , град	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Таблиця 7.23 – Коефіцієнт C_z

Кількість пасів	1	2...3	4...6	Понад 6
C_z	0,74	0,79	0,83	0,86

Задача 7.14

Розрахувати обертаючий момент на ведучому шківі в передачі з поліклиновим пасом заданого профілю, який має z клинових виступів. ведучий шків діаметром d_1 обертається із частотою n_1 . Кут обхвату пасом ободу ведучого шківів α_1 , довжина пасу L , коефіцієнт режиму роботи C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.24.

Таблиця 7.24

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Профіль	М	К	Л	К	М	К
z	30	25	35	18	28	20
d_1 , мм	250	80	180	100	200	80
n_1 , хв ⁻¹	765	1190	535	955	955	1195
L , мм	2690	570	2560	1278	3590	995
α_1 , град	140	150	140	160	170	170
C_p	1,3	1,2	1,37	1,11	1,09	1,14

Примітка. Для довідки табл. 7.21-7.23, 7.25

Таблиця 7.25 – Потужність P_{10} , передана полікліновим пасом з 10 клиновими виступами еталонної передачі

Профіль	L_0 , мм	d_1 , мм	P_{10} , кВт, при V_1 , м/с							
			2	5	10	15	20	25	30	35
К	710	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
		100	0,97	2,2	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	–
Л	1600	180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,5	22,8	23,4	22,0
М	2240	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	–
		250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48

Задача 7.15

Призначити профіль і число пасів клинопасової передачі, що передає потужність P_1 при частоті обертання ведучого шківa n_1 й діаметрі d_1 . Довжина пасу в передачі відповідає еталонній, ведучий шків охоплюється пасом на кут α_1 , коефіцієнт режиму навантаження C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.26.

Таблиця 7.26

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	7	12	2,8	21	9	3,2
d_1 , мм	125	180	90	250	160	112
n_1 , хв ⁻¹	1530	1065	1065	1147	1195	515
α_1 , град	160	140	170	150	160	150
C_p	1,11	1,4	1,15	1,12	1,3	1,1

Примітка. Для довідки табл. 7.21-7.23, 7.25, 7.27.

Таблиця 7.27 – Рекомендовані значення крутного моменту T_1

Профіль	О	А	Б	В	Г
T_1 , Н м	<30	15-60	50-150	120-600	450-2400

8 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

Задача 8.1

Перевірити приводний роликовий ланцюг з умови зносостійкості шарніра ланцюга, якщо на передачу діє обертаючий момент T_1 , число зубців провідної зірочки z_1 , інтенсивність навантаження характеризується коефіцієнтом K_n , зовнішня динаміка передачі характеризується коефіцієнтом K_A . Припустимий питомий тиск у шарнірі ланцюга $[p]_{3H}$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл.8.1.

Таблиця 8.1

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	ПР-19,05	2ПР-25,4	2ПР-15,875	ПР-31,75	2ПР-19,05	ПР-38,1
T_1 , Н м	80	125	170	160	200	190
z_1	25	27	19	27	31	21
K_H	1	0,8	0,4	0,6	0,2	1
K_A	1	1,3	1	1,5	1,5	1,3
$[p]_{3H}$, МПа	20	28	32	25	33	24

Примітка. У розрахунку використовувати довідкові дані табл. 8.2.

Таблиця 8.2 – Параметри приводних роликів ланцюгів

Марка ланцюга	p_c , мм	B , мм	D_p , мм	A_{on} , мм ²	$F_{руйн}$, кН	q , кг/м
1	2	4	5	6	7	8
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180					31,8	1,40
ПР-15,875-2270	15,875	9,65	10,16	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-4540					45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200					72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	15,88	15,88	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-11340					113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700					177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400					254,0	11,00

Задача 8.2

Перевірити приводний роликів ланцюг з умови втомної міцності пластин ланцюга протягом заданого терміну служби, якщо потужність на ведучій зірочці P_1 , частота обертання ведучої зірочки n_1 , число зубців ведучої зірочки z_1 , інтенсивність навантаження характеризується коефіцієнтом K_H , зовнішня динаміка характеризується коефіцієнтом K_A . Припустимий питомий тиск, що гарантує міцність пластин ланок ланцюга – $[p]_{втом}$. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	ПР-38,1	2ПР-25,4	ПР-15,875	2ПР-19,05	ПР-25,4	ПР-12,7
P_1 , кВт	7,5	4,5	5	3,8	3	4,5
n_1 , хв ⁻¹	185	230	110	245	300	290
z_1	23	29	31	19	25	27
K_n	0,8	1	0,7	0,65	0,45	0,8
K_A	1	1,3	1,5	1,3	1,5	1
$[p]_{\text{втом}}$, МПа	12,4	31,7	25	18	22	30

Примітка. Для довідки див. табл. 8.2.

Задача 8.3

Розрахувати потужність, що може передати приводний роликовий ланцюг з умови зносостійкості шарніра ланцюга, у передачі із числом зубців ведучої зірочки z_1 , частотою обертання провідної зірочки n_1 , коефіцієнтом інтенсивності навантаження K_n , коефіцієнтом динамічності навантаження K_A . Припустимий питомий тиск, що забезпечує зносостійкість ланцюга $[p]_{\text{зн}}$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені у табл. 8.4. Для довідки див. табл. 8.2.

Таблиця 8.4

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	2ПР-38,1	ПР-25,4	2ПР-15,875	ПР-19,05	2ПР-25,4	2ПР-12,7
z_1	23	29	19	31	25	27
n_1 , хв ⁻¹	200	230	120	215	280	190
K_n	0,8	1	0,6	0,4	0,25	1
K_A	2	1,2	1,2	1,5	1,3	1,5
$[p]_{\text{зн}}$, МПа	28	20	32	33	25	24

Задача 8.4

Визначити максимальний крутний момент, що може передавати приводний роликовий ланцюг з умови втомної міцності пластини в передачі із числом зубців ведучої зірочки z_1 , коефіцієнтом інтенсивності навантаження K_n , коефіцієнтом динамічності навантаження K_A . Припустимий питомий тиск, що гарантує міцність пластин ланцюга – $[p]_{\text{втом}}$. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 8.5. Для довідки див. табл. 8.2.

Таблиця 8.5

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	2ПР- 19,05	ПР- 38,1	2ПР- 15,875	2ПР- 31,75	ПР- 12,7	ПР- 25,4
z_1	27	23	19	27	25	21
K_H	1	0,8	0,7	0,65	0,45	0,8
K_A	1,3	1	1,5	1,5	1,3	1,5
$[p]_{\text{втом}}$, МПа	13,5	28,4	27	18	31	22

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Збірник задач Частина I

студентів механічних спеціальностей

Укладачі: КАРНАУХ Сергій Григорович,
 ТАРОВИК Микола Георгійович.

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання О. С. Ордина

10/2012. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 4,06.
Обл.-вид. арк. 2,95. Тираж прим. Зам. №

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003