

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**  
**ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД**  
**«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**



**В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб**

## **Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС**

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник  
для студентів вищих навчальних закладів*

Дніпропетровськ  
НГУ  
2011

УДК 621.81  
ББК 34.44  
П84

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів напряму підготовки 6.07010601 Автомобільний транспорт (лист № 1/11-1057 від 08.02.2011)*

Рецензенти:

О.О. Рассказов, д-р техн. наук, проф. (ДВНЗ «Національний транспортний університет»), завідувач кафедри теоретичної та прикладної механіки, м. Київ);

С.В. Ракша, д-р техн. наук, проф. (ДВНЗ «Дніпропетровський національний технічний університет залізничного транспорту»), завідувач кафедри прикладної механіки);

В.І. Дирда, д-р техн. наук, проф. (ДВНЗ «Дніпропетровський державний аграрний університет»), завідувач кафедри надійності та ремонту машин).

**Проців, В.В.**

П84 Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст]: навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.

ISBN 978–966–350–272–4

Розглянуто методи проектування одноступеневих зубчастих редукторів за допомогою як традиційних розрахункових засобів, так і сучасних із застосуванням комп'ютерної програми тривимірного моделювання КОМПАС компанії АСКОН. Наведено відомості з теорії та практики геометричних й обчислювальних побудов деталей машин і механізмів, що дозволяють виконувати їх тривимірні зображення. Основну увагу приділено розв'язку задач за темами дисципліни «Деталі машин». Показано суть методики переходу від тривимірних моделей до робочих креслеників деталей, складальних одиниць і вузлів. Викладено правила оформлення текстових та графічних документів згідно з ЄСКД і держстандартами України.

Мета посібника – інформаційно-методичне забезпечення самостійної роботи студентів при виконанні курсового проекту, підготовці до контрольних заходів з нормативної дисципліни «Деталі машин».

Навчальний посібник призначено для студентів напряму підготовки 6.07010601 Автомобільний транспорт при вивченні ними нормативної навчальної дисципліни «Деталі машин».

УДК 621.81  
ББК 34.44

ISBN 978–966–350–272–4

© В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб, 2011  
© Національний гірничий університет, 2011

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6
1. ЗМІСТ, ОФОРМЛЕННЯ ТА ОБСЯГ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ .....	7
1.1. Завдання на курсовий проект .....	7
1.2. Варіанти завдань на курсове проектування .....	8
1.3. Вибір схеми компоновки і визначення передавального числа редуктора .....	9
1.4. Вибір привідного електродвигуна .....	10
2. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ .....	13
2.1. Вибір матеріалів для виготовлення зубчастих коліс .....	13
2.2. Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах .....	16
2.2.1. Визначення коефіцієнтів еквівалентності навантаження .....	16
2.2.2. Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах .....	18
2.2.3. Визначення коефіцієнтів навантаження зубчастих коліс .....	18
2.3. Розрахунок параметрів циліндричної зубчастої передачі .....	20
2.3.1. Визначення міжосьової відстані в зубчастій передачі .....	23
2.3.2. Розрахунок зубців на контактну міцність і визначення ширини колеса й шестірні ..	23
2.3.3. Визначення модуля зубчастих коліс .....	24
2.3.4. Визначення кута нахилу зубця (для косозубих коліс) .....	24
2.3.5. Визначення числа зубців у колесах .....	24
2.3.6. Перевірний розрахунок зубців на згинальну витривалість .....	25
2.3.7. Визначення діаметрів зубчастих коліс .....	26
2.3.8. Визначення сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс .....	26
2.3.9. Визначення консольних сил .....	27
3. РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ .....	29
3.1. Вибір матеріалів для виготовлення зубчастих коліс .....	29
3.2. Визначення допустимих напружень у конічних передачах .....	30
3.2.1. Визначення коефіцієнтів еквівалентності навантаження .....	30
3.2.2. Визначення допустимих напружень .....	30
3.2.3. Визначення коефіцієнтів навантаження .....	30
3.3. Розрахунок параметрів конічної зубчастої передачі .....	31
3.3.1. Визначення діаметра основи ділильного конуса .....	31
3.3.2. Розрахунок зубців на контактну міцність та визначення ширини колеса й шестірні	31
3.3.3. Визначення кількості зубців у зубчастих колесах .....	33
3.3.4. Визначення модуля зубчастих коліс .....	34
3.3.5. Вибір кута нахилу зубця (для коліс з круговим зубцем і косозубих) .....	34
3.3.6. Перевірний розрахунок зубців на згинальну витривалість .....	34
3.3.7. Обчислення діаметрів і кутів зубчастих коліс .....	35
3.3.8. Визначення сил у зачепленні зубчастих коліс .....	36
4. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ .....	38
4.1. Критерії підбору матеріалів на виготовлення черв'яків і коліс .....	38
4.2. Визначення допустимих напружень у черв'ячних передачах .....	39
4.2.1. Обчислення коефіцієнтів еквівалентності навантаження .....	39
4.2.2. Обчислення допустимих напружень у черв'ячних колесах .....	41
4.2.3. Визначення коефіцієнтів навантаження для черв'ячних передач .....	41
4.3. Розрахунок параметрів черв'ячної передачі .....	42
4.3.1. Визначення міжосьової відстані між черв'яком і колесом .....	42
4.3.2. Визначення числа зубців у черв'ячному колесі .....	42
4.3.3. Обчислення модуля і коефіцієнта діаметра зубчастих коліс .....	42
4.3.4. Розрахунок коефіцієнта зміщення початкового контуру коліс .....	43
4.3.5. Визначення діаметрів і кутів скошу черв'яка й колеса .....	44
4.3.6. Перевірний розрахунок зубців на контактну міцність .....	45
4.3.7. Перевірний розрахунок зубців на згинальну витривалість .....	46

4.3.8. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі .....	47
4.3.9. Визначення сил, які виникають у зачепленні черв'ячної передачі .....	48
5. ПОБУДОВА ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЕЙ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС .....	50
5.1. Побудова зубчастих коліс циліндричної передачі.....	51
5.2. Побудова зубчастих коліс конічної передачі .....	62
5.2.1. Побудова зубців на моделях прямозубих конічних коліс .....	63
5.2.2. Побудова зубців на моделях конічних коліс з круговим зубцем .....	68
5.3. Побудова моделей черв'яка і колеса черв'ячної передачі .....	70
5.3.1. Побудова зубців на моделі черв'яка.....	72
5.3.2. Побудова зубців черв'ячного колеса.....	75
5.4. Побудова 3D-моделі зубчастого зачеплення.....	77
6. РОЗРАХУНОК ВИХІДНИХ КІНЦІВ ВАЛІВ РЕДУКТОРА.....	81
7. ВИБІР ПІДШИПНИКІВ І ПОБУДОВА ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЕЙ ВАЛІВ У СКЛАДЕНОМУ ВИГЛЯДІ .....	82
7.1. Особливості компонування валів циліндричних редукторів.....	82
7.2. Характерні риси компонування валів конічних редукторів .....	83
7.3. Специфіка компонування валів черв'ячних редукторів.....	83
7.4. Побудова тривимірної моделі вала .....	83
7.5. Побудова тривимірних моделей валів у складеному вигляді.....	85
8. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ .....	92
8.1. Розрахунок вала на статичну міцність .....	92
8.1.1. Побудова епюр згинальних і крутних моментів на валах .....	92
8.1.2. Визначення сумарної величини згинального моменту .....	95
8.1.3. Визначення величини еквівалентного моменту.....	97
8.1.4. Визначення діаметрів вала в небезпечних перерізах .....	97
8.2. Розрахунок вала на міцність від втоми.....	97
8.3. Розрахунок вала на жорсткість .....	100
8.4. Рекомендації до побудови епюр .....	100
8.5. Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань .....	101
9. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ .....	102
9.1. Перевірний розрахунок радіальних підшипників.....	102
9.1.1. Розрахунок під час дії радіального навантаження.....	102
9.1.2. Розрахунок в умовах дії радіального й осьового навантажень .....	103
9.2. Перевірний розрахунок радіально-упорних підшипників .....	104
9.3. Перевірний розрахунок упорних підшипників .....	107
10. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ І ПІДШИПНИКІВ ЗАСОБАМИ БІБЛІОТЕКИ КОМПАС-SHAFT 2D.....	108
10.1. Розрахунок валів засобами бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D .....	108
10.2. Розрахунок підшипників з використанням бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D .....	113
10.3. Редагування 3D-моделей валів .....	114
11. КОМПОНУВАННЯ МОДЕЛІ РЕДУКТОРА .....	116
11.1. Побудова тривимірної моделі складеної зубчастої передачі.....	116
11.2. Побудова допоміжного ескізу площини з'єднання корпусу.....	117
11.3. Редагування параметрів валів і місць монтування підшипників на валах .....	119
12. ПОБУДОВА КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА.....	120
12.1. Побудова 3D-моделей корпусних деталей методом додавання стінок .....	121
12.2. Побудова 3D-моделей корпусних деталей методом оболонки .....	128
12.3. Виготовлення зварних корпусних деталей.....	128
12.4. Перевірний розрахунок рознімних з'єднань .....	131
13. ПОБУДОВА 3D-МОДЕЛІ СКЛАДАЛЬНОЇ ОДИНИЦІ РЕДУКТОРА .....	132
14. ПОБУДОВА 3D-МОДЕЛЕЙ ІНШИХ ДЕТАЛЕЙ .....	133
15. УСТАНОВЛЕННЯ СТАНДАРТНИХ КРІПІЛЬНИХ ДЕТАЛЕЙ ТА УЩІЛЬНЕНЬ.....	135

16. ВИКОНАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ КРЕСЛЕНИКІВ РЕДУКТОРА І ЙОГО ДРІБНИХ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ .....	137
16.1. Створення креслеників .....	137
16.2. Нанесення розмірів і створення списку технічних умов на кресленнику .....	144
16.2.1. Вибір допусків у розмірах спряжень деталей .....	145
16.2.2. Уведення списку технічних вимог до складальних і робочих креслеників .....	145
16.3. Заповнення основного напису складального кресленника .....	145
16.4. Рекомендації до застосування мастила для редуктора .....	146
16.5. Розстановка позицій складальних одиниць і деталей .....	147
17. ВИКОНАННЯ РОБОЧИХ КРЕСЛЕНИКІВ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА .....	148
17.1. Основні правила оформлення робочого кресленника .....	148
17.2. Розрахунок допусків форми і розташування поверхонь деталей .....	150
18. СТВОРЕННЯ СПЕЦИФІКАЦІЇ РЕДУКТОРА І СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ .....	153
19. СКЛАДАННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ .....	158
19.1. Рекомендований зміст пояснювальної записки .....	159
19.2. Оформлення пояснювальної записки .....	159
20. ПІДГОТОВКА КУРСОВОГО ПРОЕКТУ ДО ДРУКУ Й ЗАХИСТУ .....	163
ЛІТЕРАТУРА .....	166
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК .....	167
Додаток А. Приклади оформлення креслеників курсового проекту .....	168
Додаток Б. Приклади оформлення специфікацій курсового проекту .....	175
Додаток В. Приклади оформлення початкових аркушів пояснювальної записки курсового проекту .....	177

## ВСТУП

Набуті навички самостійного розрахунку розмірів і міцності окремих деталей та цілих вузлів машин і механізмів завжди знадобляться майбутнім фахівцям машинобудівних спеціальностей не тільки для подальшої роботи в проектних організаціях, а й для того, щоб розумітися на експлуатації, обслуговуванні, ремонті основного технологічного й допоміжного устаткування.

Викладена тут теоретична й практична інформація стане в пригоді студентам при вивченні дисципліни «Деталі машин», зокрема під час виконання індивідуальних завдань і курсового проекту одноступеневого зубчастого редуктора спеціального призначення з використанням автоматизованої системи на базі програмного продукту КОМПАС (комплекс автоматизованих систем) російської компанії АСКОН. Редуктор являє собою механізм з однією або більше механічними передачами, що перетворює високу кутову швидкість обертання вхідного вала в нижчу на вихідному валу, підвищуючи при цьому крутний момент. Цей механізм входить до складу багатьох типів промислового устаткування.

Завдання курсового проекту полягає у формуванні цілісного уявлення про склад й оформлення комплексу конструкторської документації, відповідно до ЕСКД при створенні нового виду техніки або під час ремонту та модернізації існуючої. При цьому велике значення для студента має перший самостійний досвід розробки електронних моделей різних деталей і складальних одиниць.

Хочеться вірити, що студент, який починає працювати з цим навчальним посібником, уже засвоїв курси дисциплін «Машинобудівне креслення», «Технологія машинобудування», «Допуски й посадки», набув навичок автоматизованого проектування (хоча б його основи) в середовищах КОМПАС-Графік та КОМПАС 3D, що створені не раніше від версії V10SP2.

Примітно, що в ході викладу матеріалу даються пояснення послідовного виконання побудов та операцій у програмному середовищі КОМПАС. Причому при першій згадці про нову операцію наводяться достатньо детальні вказівки до її застосування (надалі вони стають усе більш лаконічними). При цьому студент має володіти навичками роботи в програмному середовищі Microsoft Windows на рівні кваліфікованого користувача, знати правила округлення чисел, уміти інтерполювати табличні функції.

Автори висловлюють компанії АСКОН, а саме її регіональному представнику в м. Дніпропетровську Литвинчуку А.В. за співпрацю й допомогу в розробці цього навчального посібника.

# 1. ЗМІСТ, ОФОРМЛЕННЯ ТА ОБСЯГ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

*Мета розділу – ознайомити студента з основними засобами виконання курсового проекту одноступеневого редуктора (дисципліна “Деталі машин”) та застосування для цього системи тривимірного твердотілого моделювання КОМПАС.*

Курсовий проект, який подає студент до захисту, повинен містити такі компоненти:

а) файли тривимірних моделей усіх деталей та складальних одиниць, що входять в електронну модель спроектованого редуктора у відповідних форматах програмного середовища КОМПАС;

б) креслярську документацію (паперову версію) на трьох аркушах формату А1 або відповідну за площею, якщо виконана в інших форматах (А4, А3 чи А2), у тому числі:

на аркуші 1 – редуктор, складальний кресленник формату А1;

на аркуші 2 – корпусна деталь (корпус або кришка на вибір студента), робочий кресленник формату А1;

на аркуші 3 – вал у складеному вигляді, складальний кресленник формату А3;

– вал (вал-шестірня або черв'як), робочий кресленник формату А3;

– зубчасте (черв'ячне) колесо, робочий кресленник формату А3;

– дві прохідні кришки валів, робочі кресленники формату А4;

в) файли двовимірних креслень усіх деталей і складальних одиниць, зображених на паперових аркушах креслярської документації, та побудованих у параметричному зв'язку з відповідними тривимірними моделями програми КОМПАС, а також файли для друку із порушеним параметричним зв'язком;

г) пояснювальну записку в електронному вигляді (у файлі) текстового формату середовища КОМПАС, а також віддруковану (і переплетену) на папері форматом А4;

д) електронну версію специфікації редуктора в складеному вигляді та окремих його елементів у файлі формату специфікації програми КОМПАС, а також друковану версію на аркушах формату А4, скріпчених степлером.

Електронні моделі деталей мають бути виконані за ДСТУ 2.052-2006 (Електронна модель виробу. Загальні документи), а складальних одиниць – за ДСТУ 2.053-2006 (Електронна структура виробу. Загальні положення).

Креслярську документацію (складальні й робочі кресленники), а також текстові документи (специфікації складальних одиниць і пояснювальну записку) слід виконати на папері відповідно до вимог ЄСКД. Оскільки програма КОМПАС автоматично видає (за умовчужанням) точні розміри форматів кресленників і текстових документів, знаків шорсткості поверхонь і допусків форми деталей, позначень видів, розрізів, перерізів, товщину ліній, розміри стрілок, шрифтів і т. д., що використовують у конструкторських документах, то студентові зайве знати напам'ять ці й багато інших нюансів оформлення документації. А тому можна зосередитися на процесі творчого конструювання, вчитися визначати потрібну кількість і розташування видів, перерізів, розрізів у документах; правильно проставляти розміри та допуски, посадки, шорсткості; подавати технічні вимоги до правильного виготовлення деталей, складання редуктора та його вузлів. Точність обчислень найчастіше обмежується трьома цифрами після коми (якщо інше не позначено в тексті). Числові параметри для розрахунку зубчастих коліс або валів, узяті з таблиць, слід розраховувати з використанням методів лінійної інтер- та екстраполяції.

## 1.1. Завдання на курсовий проект

Кожен студент отримує у викладача свій варіант технічного завдання на курсове проектування. У складі завдання – вісім показників технічних вимог до виробу, які мають бути враховані в процесі проектування редуктора.

## 1.2. Варіанти завдань на курсове проектування

Варіанти завдань для проектування одноступеневого редуктора наведено в табл. 1.1. Усі циліндричні редуктори, що перелічені нижче, повинні бути розраховані як реверсивні. Інші типи редукторів – нереверсивні.

Таблиця 1.1

Варіанти параметрів до курсового проекту з деталей машин на тему:  
«Проектування одноступеневого зубчастого редуктора»

Номер варіанта	Синхронна частота обертання двигуна, $\text{хв}^{-1}$	Частота обертання вихідного вала, $\text{хв}^{-1}$	Крутий момент на вихідному валу, Н·м	Клас навантаження	Ресурс, тис. год	Тип редуктора*	Вид зубців**
1	2	3	4	5	6	7	8
1	750	150	190	1,00	8	Цил	К
2	1000	400	240	0,80	9	Кон	Крг
3	1500	300	160	0,63	11	Цил	Ш
4	3000	100	50	1,00	12	Черв	А
5	750	170	220	0,80	10	Кон	П
6	1000	360	185	0,63	13	Кон	Крг
7	1500	330	115	1,00	14	Цил	Ш
8	3000	670	100	0,80	15	Цил	К
9	750	50	250	0,63	12	Черв	Е
10	1000	320	150	1,00	7	Кон	П
11	1500	375	250	0,80	8	Кон	Крг
12	3000	750	125	0,63	9	Цил	К
13	750	210	320	1,00	14	Цил	К
14	1000	25	135	0,63	10	Черв	А
15	1500	420	180	0,80	11	Цил	Ш
16	3000	85	25	1,00	12	Черв	Е
17	750	240	400	0,80	16	Цил	К
18	1000	250	115	0,80	13	Цил	Ш
19	1500	450	65	1,00	14	Кон	Крг
20	3000	95	50	0,80	15	Черв	А
21	750	270	140	0,63	8	Цил	К
22	1000	220	95	1,00	9	Цил	К
23	1500	54	195	0,80	10	Черв	Е
24	3000	680	40	0,80	11	Цил	Ш
25	750	30	250	1,00	10	Черв	А
26	1500	600	80	0,63	12	Цил	Ш
27	1000	200	370	0,80	13	Кон	П
28	3000	1200	80	0,63	14	Цил	К
29	1000	340	300	0,63	15	Кон	Крг
30	1500	45	85	0,80	16	Черв	Е
31	750	160	600	1,00	16	Цил	Ш
32	1000	190	100	0,80	15	Кон	Крг



1	2	3	4	5	6	7	8
33	1500	280	340	0,63	14	Цил	Ш
34	3000	58	35	0,80	13	Черв	А
35	750	180	370	0,63	12	Кон	Крг
36	1000	210	450	1,00	11	Кон	П
37	1500	310	60	0,63	10	Цил	К
38	3000	65	100	1,00	9	Черв	Е
39	750	200	140	0,80	8	Цил	К
40	1000	240	120	1,00	7	Кон	П
41	1500	360	190	0,80	8	Кон	Крг
42	3000	730	50	0,63	9	Цил	К
43	750	220	85	0,63	10	Цил	К
44	1000	27	250	0,80	11	Черв	А
45	1500	410	70	1,00	12	Цил	Ш
46	3000	830	60	0,80	13	Цил	К
47	750	25	150	0,63	14	Черв	Е
48	1000	310	120	0,80	15	Цил	Ш
49	1500	470	100	1,00	16	Кон	Крг
50	3000	93	30	0,63	7	Черв	А
51	750	280	170	0,80	8	Цил	К
52	1000	350	140	0,63	9	Цил	К
53	1500	52	75	1,00	10	Черв	Е
54	3000	1050	60	0,80	11	Цил	К
55	750	31	150	0,63	12	Черв	А
56	1000	380	270	1,00	13	Цил	Ш
57	1500	580	50	0,63	14	Кон	П
58	3000	1100	40	0,80	15	Цил	К
59	750	320	90	1,00	8	Кон	Крг
60	1000	390	170	0,80	10	Цил	Ш
61	1500	350	150	1,00	10	Кон	Крг
62	1000	200	100	0,80	15	Цил	К
63	3000	60	80	0,63	20	Черв	Е
64	750	268	90	0,80	14	Цил	П

\* Цил – циліндричний; Кон – конічний; Черв – черв'ячний.

\*\* П – прямі; К – косі; Крг – кругові; Ш – шевронні; А – архімедові; Е – евольвентні.

### 1.3. Вибір схеми компоновки і визначення передавального числа редуктора



Перед початком проектування редуктора передусім визначають варіант його компоновальної схеми. Яким буде редуктор: вертикальним чи горизонтальним; який спосіб виготовлення корпусу (литий або зварний) і яке положення площини його рознімання? Нарешті, встановлюють вид підшипникових вузлів і тип підшипників на кожному з валів; тип ущільнень і спосіб фіксації валів для запобігання поздовжнім переміщенням; тип мастила зубчасті пари, вид мастилопоказчика, сапуна й оглядового вікна; спосіб монтування редуктора на фундаменті; тип вихідних кінців валів (циліндричні чи конічні). Усе це потрібно хоча б орієнтовно вибрати на початковому етапі проектування, для чого бажано, наприклад, з атласу редукторів [1, 2] вибрати для зразка один з них, що якнайповніше відповідає проектуваному. Можна також скористатися 2D-бібліотекою програми КОМПАС «Бібліотека редукторів», вибравши в її меню одноступеневі редуктори, а потім – опцію «Сборка». Тут і далі для

зручності сприйняття відповідну інформацію подано мовою оригіналу програми (російською), а шрифтом виділено текст з її меню, команд, операцій та бібліотек, де поряд з назвами стоять умовні іконки (якщо вони є). На будь-якому етапі роботи окремі елементи компонування можна переглядати, оскільки студент має їх виконати найраціональніше. Користуючись даними варіанта, спочатку визначають передавальне число редуктора як відношення частот обертання вхідного (швидкохідного) та вихідного (тихохідного) валів, тобто

$$u = \frac{n_{1c}}{n_2},$$

де  $n_{1c}$ ,  $n_2$  – частота обертання вхідного (синхронна частота двигуна) і вихідного валів відповідно,  $\text{хв}^{-1}$  (табл. 1.1). Величину передавального числа належить також урахувувати при виборі схеми компонування редуктора, адже залежно від цього зовнішній вигляд редукторів одного типу може бути різним.

#### 1.4. Вибір привідного електродвигуна

Електродвигун, який надаватиме руху вхідному валу редуктора, вибирають з числа трифазних асинхронних, які найчастіше використовують для приводу редукторів будь-якого призначення. Можна також скористатися 2D-бібліотекою системи КОМПАС – «Бібліотека електродвигателів» і вибрати в її меню двигуни «Переменного тока трехфазные», а згодом опцію «Асинхронные общего применения» (це треба робити у відкритому файлі програми КОМПАС типу  «Чертеж» або  «Фрагмент»). Параметри двигунів найпоширенішої серії 4А наведено в табл. 1.2.

Потужність електродвигуна (кВт) визначають за такою формулою:

$$P_e = \frac{T_2 n_2}{955 \cdot 10^4 \eta_\Sigma},$$

де  $T_2$  – крутний момент на вихідному валу (табл. 1.1), його потрібно один раз перевести з Н·м у Н·мм, а потім використовувати цю величину протягом усього розрахунку;  $\eta_\Sigma$  – загальне значення ККД приводу, знаходять як

$$\eta_\Sigma = \eta_m \eta_p,$$

де  $\eta_m$  – ККД з'єднувальної муфти (заздалегідь можна взяти таким, що дорівнює 0,98);  $\eta_p$  – ККД одноступеневого зубчастого редуктора. Середні значення  $\eta$  передач різних типів з урахуванням втрат в опорах валів на підшипниках кочення наведено в табл. 1.3. Під час вибору двигуна потрібно пам'ятати, що його завищена потужність призводить до зростання реактивного опору в електромережі й знижує  $\cos \varphi$ . Водночас допустиме перевантаження електродвигуна становить від 5 до 8 % за його постійної величини та в межах 10...12 % від номінальної при змінних навантаженнях. Відповідну модель вибирають з довідкової літератури за номінальною потужністю двигуна й синхронною частотою обертання його вала.

Після цього в пояснювальну записку заносять такі характеристики електродвигуна:

- позначення;
- номінальну потужність, кВт;
- синхронну частоту обертання вала,  $\text{хв}^{-1}$ ;
- відношення пускового моменту до номінального  $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$ ;
- габаритні розміри, мм;
- тип, діаметр і довжину вихідного кінця вала (якщо наведені), мм;
- точну (асинхронну) частоту обертання  $n_1$ , яку знаходять, наприклад, у колонці «Точная частота вращения» бібліотеки електродвигунів програми КОМПАС чи в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

## Електродвигуни закриті, обдунні, єдиної серії 4А

Потужність номінальна $P_e$ , кВт	Синхронна частота обертання $n_{1c}$ , $\text{хв}^{-1}$							
	3000		1500		1000		750	
	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$
0,25	–	–	–	–	–	–	71В8/680	1,6
0,37	–	–	–	–	71А6/910	2,0	80А8/675	1,6
0,55	–	–	71А4/1390	2,0	71В6/900	2,0	80В8/700	1,6
0,75	71А2/2840	2,0	71В4/1390	2,0	80А6/915	2,0	90ЛA8/700	1,6
1,10	71В2/2810	2,0	80А4/1420	2,0	80В6/920	2,0	90ЛВ8/700	1,6
1,50	80А2/2850	2,0	80В4/1415	2,0	90Л6/935	2,0	100Л8/700	1,6
2,20	80В2/2850	2,0	90Л4/1425	2,0	100Л6/950	2,0	112МА8/700	1,8
3,00	90Л2/2840	2,0	100S4/1435	2,0	112МА6/955	2,0	112МВ8/700	1,8
4,00	100S2/2880	2,0	100Л4/1430	2,0	112МВ6/950	2,0	132S8/720	1,8
5,50	100Л2/2880	2,0	112М4/1445	2,0	132S6/965	2,0	132М8/720	1,8
7,50	112М2/2900	2,0	132S4/1455	2,0	132М6/970	2,0	160S8/730	1,4
11,00	132М2/2900	1,6	132М4/1460	2,0	160S6/975	1,2	160М8/730	1,4
15,00	160S2/2940	1,4	160S4/1465	2,0	160М6/975	1,2	180М8/730	1,2
18,50	160М2/2940	1,4	160М4/1465	2,0	180М6/975	1,2	–	–
22,00	180S2/2945	1,4	180S4/1470	2,0	–	–	–	–
30,00	180М2/2945	1,4	180М4/1470	2,0	–	–	–	–

\* У чисельнику показано тип двигуна, а в знаменнику – асинхронну частоту його обертання.

Таблиця 1.3

Середні значення  $\eta_p$  зубчастих і черв'ячних передач різних типів з урахуванням втрат в опорах валів на підшипниках кочення

Тип передачі	Закрита, працює в масляній ванні	Відкрита
Зубчаста з колесами: – циліндричними – конічними	0,96 – 0,98 0,95 – 0,97	0,92 – 0,94 0,91 – 0,93
Черв'ячна з черв'яком: – однозахідним – двозахідним – чотиризахідним	0,70 – 0,80 0,75 – 0,85 0,80 – 0,90	
Клинопасова	0,94 – 0,96	0,94 – 0,96
Ланцюгова		0,92 – 0,95


Знаючи точне значення частоти обертання вала двигуна  $n_1$  при номінальному навантаженні, передавальне число редуктора обчислюють за відомою формулою:

$$u = \frac{n_1}{n_2}$$

Ескіз електродвигуна з основними розмірами подають у пояснювальній записці, як це, наприклад, показано на рисунку для двигуна АІР56А4, потужністю 12 кВт, синхронною частотою  $1500 \text{ хв}^{-1}$ , масою 3,5 кг).

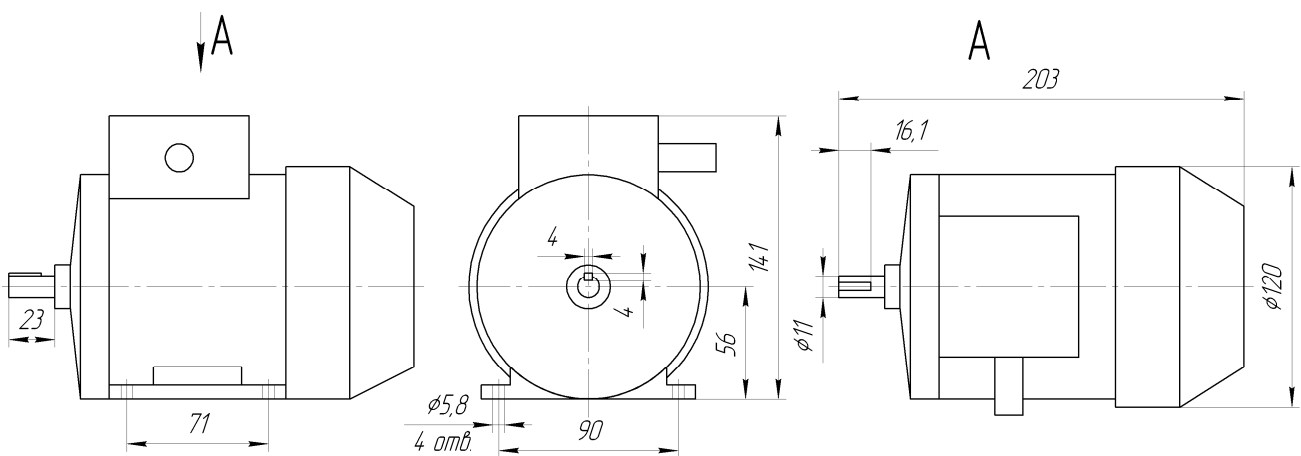
Будь-який ескіз у системі КОМПАС зручно зображувати, використовуючи файл типу  «Фрагмент», а потім «вставляти» його у пояснювальну

Фрагмент

записку, яку виконують у файлі типу  «Текстовый документ», як це буде описано

Текстовый документ

нижче (див. п. 19.2).



### Питання для самоконтролю

1. Наведіть приклад одного з варіантів конструювальної схеми циліндричного одноступеневого редуктора.
2. Запишіть кілька формул для розрахунку передавального числа редуктора та поясніть фізичний зміст цієї величини.
3. Якими принципами керуються, вибираючи привідний електродвигун для редуктора?
4. Що таке синхронна частота обертання асинхронного двигуна?
5. Яким чином зображується ескіз електродвигуна в системі КОМПАС?

## 2. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

*Мета розділу – ознайомлення студента з методикою обчислення параметрів циліндричних зубчастих передач (ЦЗП) та принципами вибору матеріалів для виготовлення зубчастих коліс, оволодіння навичками розрахунку сил, що виникають при зачепленні ЦЗП у застосуванні до прямо- й косозубих, а також шевронних передач.*

Параметри циліндричних зубчастих передач розраховують за дещо спрощеною традиційною методикою [3], використовуючи такі символи для позначення величин:

$T$  – крутний момент на валу, Н·мм;

$M$  – згинальний момент на валу, Н·мм;

$F_t$  – колова сила при зачепленні, Н;

$F_r$  – радіальна сила при зачепленні, Н;

$F_a$  – осьова сила при зачепленні, Н;

$n$  – частота обертання вала (зубчастого колеса), хв<sup>-1</sup>;

$v$  – колова швидкість зубчастого вінця, м/с;

$u$  – передавальне число передачі;

$a$  – міжосьова відстань (ділильна) передачі, мм;

$d$  – діаметр зубчастих коліс, мм;

$m$  – модуль зубчастих коліс, мм;

$z$  – число зубців шестірні (колеса);

$\alpha$  – кут зачеплення, град;

$\beta$  – кут нахилу лінії зубця шестірні (колеса), град;

$\sigma$  – нормальне напруження в матеріалах, МПа;

$\sigma_{H\lim}^0$  – границя тривалої контактної витривалості, МПа;

$\sigma_{F\lim}^0$  – границя тривалої згинальної витривалості, МПа;

$\psi_a$  – коефіцієнт ширини зубчастого колеса;

$x$  – зміщення початкового контуру зубчастого зачеплення.

Під час обчислень слід дотримуватися зазначених розмірностей величин.

При вищенаведених величинах нижні індекси позначають:

$i$  – зубчасте колесо в позначенні передачі (при цьому число 1 стосується шестірні, 2 – колеса);

$H$  – належність до контактної міцності;

$F$  – належність до згинальної витривалості;

$n$  – нормальний;

$t$  – коловий або торцевий;

$r$  – радіальний;

$a$  – осьовий.

### 2.1. Вибір матеріалів для виготовлення зубчастих коліс

У виробництві зубчастих коліс використовують сталь, чавуни різних марок, неметалеві матеріали (для легко навантажених та малошумних передач), рідше – сплави кольорових металів.

Колеса силових передач здебільшого виготовляють із сталі, рідше – з чавунного литва. Колеса великих діаметрів (800 мм і більше) роблять відлитими, а менших діаметрів – з кованих або штампованих заготівок. Для виробництва коліс із твердістю активних поверхонь зубців менше 350 одиниць за Брінелем ( $HV \leq 350$ ) застосовують сталі марок 40, 45<sup>1</sup>, 50, 50Г,

<sup>1</sup> Бажано використати виділені марки сталей, тому що вони закладені в довідник матеріалів програми КОМПАС

35X 40X, 45X, 38XC, 35XMA, 30XH3A, 34XM та ін. Потрібної твердості активних поверхонь зубців досягають термообробкою нормалізацією або поліпшенням. Використання перелічених марок сталі дає можливість виготовити колеса за спрощеною схемою, коли чистова обробка заготовки та зубців можлива і після термообробки.

Для отримання підвищеної навантажувальної здатності, зниження габаритів і маси передачі доцільно створювати високу твердість активних поверхонь зубців, чого досягають об'ємним поверхневим гартуванням та хіміко-термічною обробкою (цементациєю, азотуванням, ціануванням). У цьому випадку зубці нарізають до процесу термообробки, а можливі фінішні операції виконують після неї.

В табл. 2.1 перелічено найпоширеніші марки сталей для виготовлення зубчастих коліс, а також подано способи термообробки й орієнтовна сфера їх застосування. Основні механічні характеристики найбільш уживаних сталей для виготовлення зубчастих коліс – у табл. 2.2.

Таблиця 2.1

Найпоширеніші марки сталей для виготовлення зубчастих коліс

Спосіб термообробки	Марка сталі	Досяжна твердість	Основні особливості	Рекомендоване застосування
1	2	3	4	5
Об'ємне гартування	45, 40X, 40XH 35XM 40XH4MA 38XC та ін.	<i>HRC</i> 45 – 55	Підвищена чутливість сталі до концентрації напружень; підвищені залишкові напруження і жолоблення. Схильність до утворення гартівних дефектів	Мало- та середньонавантажені передачі
Цементация, об'ємне гартування	15X, 20X, 12XH34 12XH2, 12X2H4A 20XH3A, 20XH3A 20XH, 18X2H4BA, 25XGM, 18XGT, 15XGH2TA, 20XGP, 20XGHP, 20XGHP, 20XGCA та ін.	<i>HRC</i> 56 – 63	Найбільша несуча здатність зубців; якість обробки здебільшого залежить від хімічного складу сталі, її прогартуваності, від концентрації вуглецю в поверхневому шарі, твердості серцевини, режимів термообробки, застосовуваного устаткування й оснащення. Теплостійкість становить 200 °C. Глибина шару обробки від 0,1 до 2 мм	Важконавантажені відповідальні зубчасті колеса
Азотування	38X2MЮA, 38X2Ю, 40XФА та ін.	<i>HRC</i> 52 – 60	Найбільша твердість поверхні й теплоємність (400 – 500 °C), незначне жолоблення, висока поверхнева крихкість, чутливість до перевантажень, тривалий процес азотування. Глибина шару обробки від 0,1 до 0,8 мм	Середньонавантажені зубчасті колеса з неможливістю зубошліфування, зубчасті колеса, призначені для роботи при високих температурах

1	2	3	4	5
Ціанування	20X, 35X, 40X, 40XH, 25XГТ, 25ХГМ, 30ХГТ, 40ХН2МА й більшість цементованих сталей	<i>HRC</i> 56 – 64	Висока твердість, зносостійкість, нечутливість до концентрації напружень, відсутність окалини, теплостійкість (250 °С). Глибина шару обробки від 0,1 до 0,8 мм	Середньонавантажені нешліфовані зубчасті колеса в умовах дрібносерійного виробництва
Нітроцементация	20,40X, 25XГТ, 25ХГМ, 12ХН3Ф, 20Х3НА, 20ХГНР, 20ХГР, 20X, 18ХГТ, 20ХГТ та ін.	<i>HRC</i> 56 – 63	Зносостійкість, твердість, невеликі жолоблення, нечутливість до внутрішнього окислення, можлива крихкість. Глибина шару обробки від 0,2 до 0,8 мм	Середньонавантажені нешліфовані зубчасті колеса
Гартування СВЧ	40, 45, 50, 50Г, 40X, 40XH, 38XC, 40ХН2МА, 50ПМ, У6 та ін.	<i>HRC</i> 42 – 50	Невеликі деформації (залежать від способу гартування), відсутність окалини, підвищена чутливість до концентрації напружень, міцність зубців визначається глибиною гартування і формою загартованого шару	Мало- та середньонавантажені зубчасті колеса при виготовленні їх із сталі зі зниженим прогартовуванням

Таблиця 2.2

Основні механічні характеристики найпоширеніших марок сталей для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Розміри коліс, мм		Твердість поверхні, <i>HRC</i>	Межа міцності $\sigma_b$ , МПа	Межа плинності $\sigma_t$ , МПа	Вид термообробки
	діаметр	ширина				
1	2	3	4	5	6	7
35	Будь-які	Будь-які	–	550	270	Нормалізація
<b>45</b>	Будь-які	Будь-які	285	620	375	–//–
45	125	80	–	780	540	Поліпшення
45	80	50	–	890	650	–//–
40X	200	125	–	790	640	–//–
40X	125	80	–	900	750	–//–
<b>45X</b>	125	80	285	980	410	Нормалізація
35ХМ	315	200	–	800	670	Поліпшення
35ХМ	200	125	–	920	790	–//–
<b>38XC</b>	200	125	285	850	736	Нормалізація

1	2	3	4	5	6	7
40ХН	315	200	–	800	630	Поліпшення
40ХН	200	125	–	920	750	Поліпшення
40ХН	200	125	48 – 53	920	750	Поліпшення + гартування СВЧ
18ХГТ	200	125	56	820	715	Цементация
12ХН3А	200	125	56	940	677	– // –
12Х2Н4А	200	125	61	812	704	– // –
20Х2Н4А	125	80	59	816	709	– // –
20ХН3А	Будь- яким	Будь-яка	57	945	682	– // –
30ХН3А	315	200	62	950	700	– // –

## 2.2. Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах

### 2.2.1. Визначення коефіцієнтів еквівалентності навантаження

Коефіцієнти еквівалентності (приведення) режиму роботи редуктора  $K_{HE}$  та  $K_{FE}$  визначають залежно від класу навантаження, відображеного в технічному завданні на курсовий проект (див. підрозд. 1.2). Їх, як і коефіцієнт режиму  $X$ , установлюють за даними табл. 2.3 відповідно до виду термообробки зубчастих коліс передачі.

Таблиця 2.3

Коефіцієнти режиму та коефіцієнти еквівалентності режиму роботи редуктора

Клас навантаження	$K_{HE}$	$X$	$K_{FE}$	
			$HB < 350^*$	$HRC > 40^{**}$
Н 1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Н 0,800	0,800	0,750	0,810	0,840
Н 0,630	0,630	0,500	0,725	0,775
Н 0,560	0,560	0,400	0,680	0,745
Н 0,500	0,500	0,315	0,645	0,745
Н 0,400	0,400	0,200	0,575	0,665
Н 0,315	0,315	0,125	0,510	0,615

\* Нормалізація, поліпшення, азотування.  
\*\* Гартування і цементация.

Коефіцієнти довговічності  $K_{H\partial i}$  та  $K_{F\partial i}$  залежно від сумарного числа циклів  $N_i$  роботи кожного зубчастого колеса передачі (напрацювання) визначають за такими формулами:

$$K_{H\partial i} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{N_{HG}}} \leq 1;$$



$$K_{F\partial i} = K_{FE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{N_{FG}}} \leq 1,$$

де  $N_{HG}$  – база контактних напружень, залежна від твердості матеріалу, яка обчислюється за виразом  $N_{HG} = 30 \cdot HB^{2,4}$ . Для шестірні звичайно вибирають твердіший матеріал, ніж для колеса (не менше як на 10 одиниць твердості за Брінелем), оскільки за одиницю часу воно здійснює більше обертів. Саме на цьому етапі остаточно вибирають матеріали для виготовлення зубчастих коліс, а значення їх твердості визначають за табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Характеристики міцності деяких марок сталей, що йдуть на виготовлення зубчастих коліс

Термічна обробка	Твердість зубців HRC на поверхні	Марка сталі	$\sigma_{H \lim}^{0 **}$ , МПа	$S_H$	$\sigma_{F \lim}^{0 **}$ , МПа	$S_F$	$[\sigma_{H \max}]^{**}$ , МПа	$[\sigma_{F \max}]^{**}$ , МПа	
Нормалізація Поліпшення	HB 180 – 350	40; <b>45</b> ; <b>45X</b> ; <b>38XC</b> ; 35XM та ін.	2HB + 70	1,1	1,8HB	1,75	2,8 $\sigma_T$	2,7HB	
Об'ємне гартування	45 – 55	40X; 40XH; 35XM та ін.	18HRC+ + 150		500				1400
Гартування при нагріванні СВЧ по всьому контуру колеса (модуль $m_n \geq 3$ )	56 – 63	50; У7	17HRC+ + 200	1,2	630		40 HRC	1260	
	42 – 50	40X; 35XM; 40XH та ін.			420				
Гартування при нагріванні СВЧ наскрізне з проникненням у западини (модуль $m < 3$ )*	42 – 50	40X; 35XM; 40XH та ін.			375				1430
Азотування	52 – 60	45X; 40XФА; 40XША та ін.	1050		10HRC + + 240				30HRC
Цементация і гартування	56 – 59	<b>18XГТ</b> ; <b>12X2H4A</b> ; <b>20X2H4A</b> ;	23HRC	600	1,55	40HRC	1200		
	60 – 63	<b>12XH3A</b> ; <b>12X2H4A</b> ; <b>20XH3A</b> ; <b>30XH3A</b>		710					
Нітроцементация та гартування	56 – 63	25XГМ			750		1520		

\* Поширюється на всі перерізи зубця та частину тіла зубчастого колеса під основою западин.  
\*\* Значення визначають за середньою твердістю зубців.

За номограмою, що зображена на рис. 2.1, можна перевести значення твердості з *HRC* в *HB*, причому  $N_{FG}$  – база згинальних напружень (беруть такою, що дорівнює  $4 \cdot 10^6$ ).

Напрацювання зубчастих коліс передачі протягом терміну експлуатації редуктора визначають таким чином:

$$N_i = N_p \cdot n_i \cdot 60,$$

де  $N_p$  – ресурс роботи редуктора, год, його значення беруть з технічного завдання на курсовий проект (див. підрозд. 1.2). Якщо  $N_i \geq 10^8$ , то  $K_{F0i} = 1$ .



Рис. 2.1

За найменшим значенням величини  $K_{H0i}$  вибирають лімітуючий елемент передачі (шестірня або колесо), і тільки для нього виконують розрахунки. Якщо обидва коефіцієнти дорівнюють одиниці, то вибирають колесо.

### 2.2.2. Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах

Значення допустимих контактних напружень для лімітуючого елемента передачі встановлюють за таким виразом:

$$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{H \lim i}^0}{S_H},$$

де  $S_H$  – коефіцієнт безпеки відповідно до контактних напружень.

Допустимі згинальні напруження визначають таким чином:

$$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{F \lim i}^0}{S_F},$$

де  $S_F$  – коефіцієнт безпеки стосовно згинальних напружень.

Вирази для обчислення величин  $\sigma_{H \lim i}^0$ ,  $\sigma_{F \lim i}^0$ ,  $S_H$ ,  $S_F$  беруть з табл. 2.4, а значення границі плинності  $\sigma_T$  для обраної марки сталі, щоб підставити її у формули табл. 2.4, – з табл. 2.2.

### 2.2.3. Визначення коефіцієнтів навантаження зубчастих коліс

Спочатку обчислюють приблизне значення колової швидкості колеса (м/с), тобто

$$v = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \psi_a}},$$

де  $C_v$  – коефіцієнт, залежний від виду термообробки (беруть з табл. 2.5);  $\psi_a$  – коефіцієнт ширини колеса (відношення ширини колеса до міжосьової відстані), задають у межах від 0,10 до 0,25 для прямозубих передач, від 0,25 до 0,40 для косозубих та від 0,50 до 1,00 для шевронних із такого ряду стандартних чисел: 0,100; 0,150; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 1,000.

Далі, використовуючи значення величини  $v$ , з табл. 2.6 вибирають ступінь точності передачі для забезпечення необхідної плавності її ходу. Навантаження в зачепленні визначають з урахуванням нерівномірності його розподілу між зубцями по їхній довжині, а також

узявши до уваги його ударні складові. Тому встановлюють значення коефіцієнтів навантаження  $K_H$  і  $K_F$ , тобто

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu};$$

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\nu},$$

де  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  – коефіцієнти розподілу навантаження за контактною міцністю та згинальною витривалістю відповідно, при цьому для прямозубих коліс вони дорівнюють одиниці, а для косозубих (залежно від ступеня точності передачі, що визначають за номограмою з рис. 2.2, де показано криві розподілу цієї величини) їх знаходять з табл. 2.7 відповідно;  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{F\alpha}$  – коефіцієнти концентрації навантаження за контактною міцністю й згинальною витривалістю відповідно. При розробці циліндричних передач зазвичай вибирають матеріал для виготовлення коліс твердістю менше 350 одиниць за Брінелем ( $HB_2 < 350$ ), тоді

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1 - X) + X \geq 1,05.$$

Таблиця 2.5

Величина коефіцієнта впливу термообробки  $C_v$  на швидкість колеса

Тип передачі	Вид термообробки*				
	П <sub>1</sub> + П <sub>2</sub>	СВЧ <sub>1</sub> + П <sub>2</sub>	Ц <sub>1</sub> + П <sub>2</sub>	СВЧ <sub>1</sub> + СВЧ <sub>2</sub> Г <sub>1</sub> + Г <sub>2</sub>	Ц <sub>1</sub> + Ц <sub>2</sub>
Прямозуба	13,0	14,0	15,5	17,5	21,0
Косозуба	15,0	16,0	17,5	19,5	23,5

\* П – поліпшення; Г – гартування об'ємне; СВЧ – гартування поверхневе при нагріванні струмом високої частоти; Ц – цементация.

Таблиця 2.6

Рекомендований ступінь точності передачі у редукторі

Вид передачі	Колова швидкість $v$ , м/с			
	менше 5	від 5 до 8	від 8 до 12,5	понад 12,5
Прямозуба	9	8	7	6
Косозуба	9	9	8	7

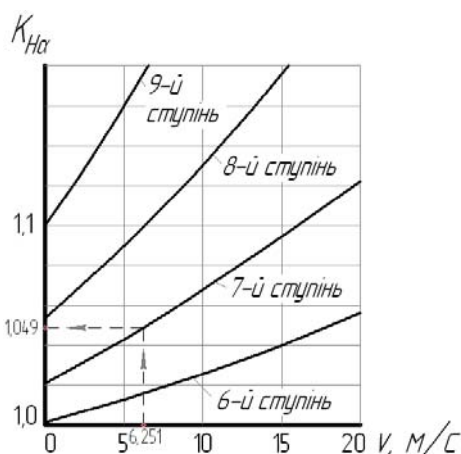


Рис. 2.2

Якщо для виготовлення колеса вибирають більш твердий матеріал за  $HB350$ , то  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ , де  $K_{H\beta}^0$  – початкове значення коефіцієнта концентрації навантаження за контакт-

ною міцністю (до припрацювання зубців), для одноступеневого циліндричного редуктора його беруть з даних у колонці 7 табл. 2.8.

Таблиця 2.7  
Значення коефіцієнта точності виготовлення коліс передачі  $K_{F\alpha}$

Ступінь точності	6-й	7-й	8-й	9-й
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Таблиця 2.8  
Значення коефіцієнта  $K_{H\beta}^0$

$b/d_1^*$ ( $b/d_{m1}$ )	Рівень твердості поверхонь зубців**	Схема передачі							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	a	1,70	1,40	1,30	1,18	1,08	1,04	1,02	1,00
	б	1,35	1,20	1,15	1,09	1,05	1,02	1,01	1,00
0,4	a	2,40	1,90	1,60	1,36	1,20	1,12	1,08	1,02
	б	1,70	1,45	1,30	1,18	1,10	1,06	1,05	1,01
0,6	a	3,10	2,40	2,00	1,60	1,34	1,24	1,14	1,06
	б	2,05	1,70	1,50	1,30	1,17	1,12	1,07	1,03
0,8	a	4,00	3,00	2,40	1,86	1,54	1,40	1,26	1,10
	б	2,50	2,00	1,70	1,43	1,27	1,20	1,13	1,05
1,0	a	–	3,60	2,80	2,12	1,80	1,60	1,40	1,20
	б	–	2,30	1,90	1,56	1,40	1,30	1,20	1,10
1,2	a	–	–	3,20	2,44	2,08	1,80	1,60	1,30
	б	–	–	2,10	1,72	1,54	1,40	1,30	1,15
1,4	a	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,80	1,42
	б	–	–	–	1,90	1,70	1,52	1,40	1,21
1,6	a	–	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,60
	б	–	–	–	–	1,90	1,70	1,50	1,30

\* Для циліндричних передач  $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$ ; для конічних передач  $\frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{u^2+1}$ .

\*\* a –  $HB_2 \leq 350$ ; б –  $HRC_2 \geq 40$ .

Примітка. У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію.

Коефіцієнт концентрації навантаження залежно від згинальної витривалості  $K_{F\beta}$  для тих самих умов виготовлення коліс обчислюють таким чином:

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1 - X) + X \geq 1,04.$$

Якщо для виготовлення колеса вибирають твердіший матеріал за  $HB350$ , то  $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$ , де  $K_{F\beta}^0$  – початкове значення коефіцієнта концентрації навантаження за згинальною витривалістю (до припрацювання зубців), а розраховуючи одноступеневий циліндричний редуктор, його беруть з колонки 7 табл. 2.9;  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  – коефіцієнти динамічності за контактною та згинальною міцністю, беруть з табл. 2.10 та 2.11 відповідно.

### 2.3. Розрахунок параметрів циліндричної зубчастої передачі

На цьому етапі розрахунку визначають основні параметри зубчастої передачі циліндричного редуктора, основні геометричні розміри показано на рис. 2.3 (ці позначення пояснено нижче в ході розрахунку).

Таблиця 2.9

Значення коефіцієнта  $K_{F\beta}^0$ 

$b/d_1^*$ ( $b/d_{m1}$ )	Рівень твердості поверхонь зубців**	Схема передачі							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	a	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	б	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	a	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	б	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	a	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	б	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	a	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	б	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	a	–	2,80	2,28	1,82	1,60	1,46	1,31	1,16
	б	–	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	a	–	–	2,54	2,04	1,80	1,60	1,46	1,23
	б	–	–	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	a	–	–	–	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	б	–	–	–	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	a	–	–	–	–	2,23	2,01	1,74	1,46
	б	–	–	–	–	1,67	1,53	1,38	1,23

\* Для циліндричних передач  $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$ ; для конічних передач  $\frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{u^2+1}$ .

\*\* а –  $HB_2 \leq 350$ ; б –  $HRC_2 \geq 40$ . Примітка. Дивись табл. 2.8.

Таблиця 2.10

Значення коефіцієнта  $K_{Hv}$ 

Ступінь точності обробки	Рівень твердості поверхонь зубців*	Колова швидкість $v$ , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-а	a	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
	б	$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
7-а	a	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
8-а	a	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9-а	a	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

\* а –  $HB_2 \leq 350$ ; б –  $HRC_2 \geq 40$ .

Примітки. 1. У чисельнику наведено дані для циліндричних прямозубих коліс, а в знаменнику – для косозубих і конічних. 2. У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію.

Значення коефіцієнта  $K_{Fv}$ 

Ступінь точності обробки	Рівень твердості поверхонь зубців*	Колова швидкість $v$ , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-a	а	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	б	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7-a	а	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8-a	а	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9-a	а	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

\* а –  $HB_2 \leq 350$ ; б –  $HRC_2 \geq 40$ .

Примітки. 1. У чисельнику наведено дані для циліндричних прямозубих коліс, а в знаменнику – для косозубих і конічних. 2. У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію.

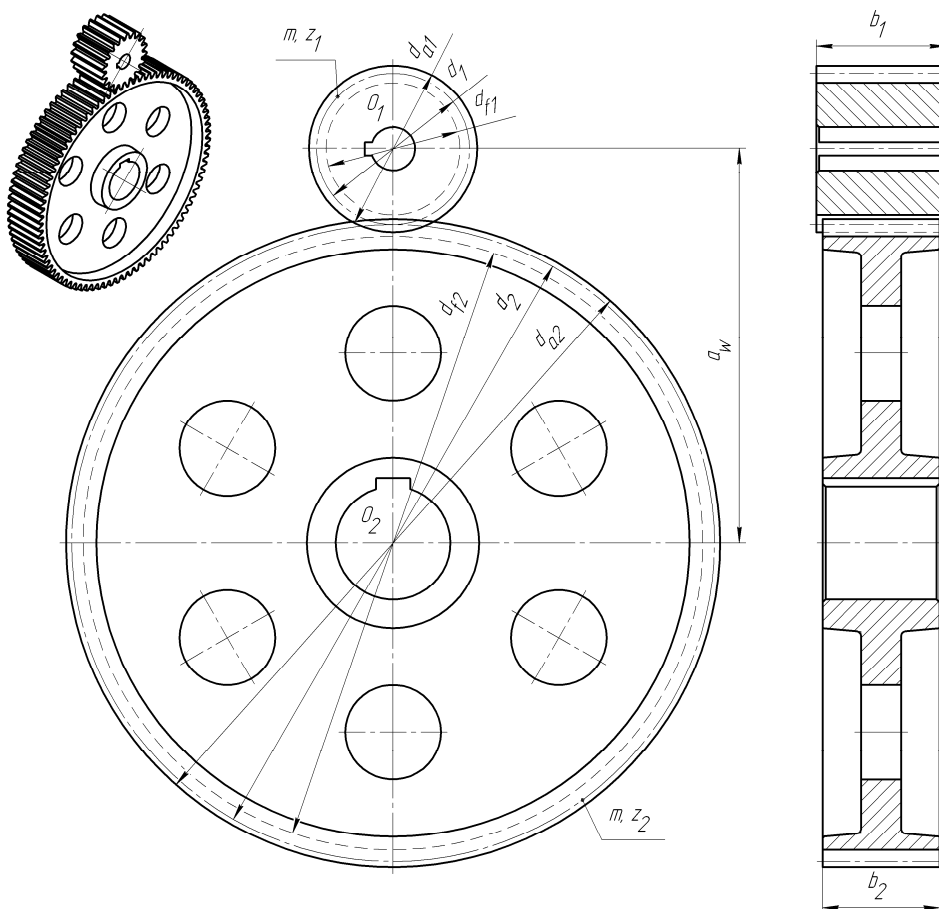


Рис. 2.3

### 2.3.1. Визначення міжосьової відстані в зубчастій передачі

Спочатку міжосьову відстань зубчастої передачі (мм) визначають, враховуючи контактну міцність активних поверхонь зубців колеса (якщо воно виступає як лімітуючий елемент) або шестірні, за такою формулою

$$a = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]_2 u}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\theta 2} K_H}{\psi_a}},$$

де  $K$  – коефіцієнт (для прямозубих коліс дорівнює 315, а для косозубих – 270).

Для зовнішнього зачеплення (у дужках) приймають знак плюс, а для внутрішнього – мінус. Потім з нижченаведеного єдиного ряду значень головних параметрів редукторів вибирають найближче стандартне: 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710.

### 2.3.2. Розрахунок зубців на контактну міцність і визначення ширини колеса й шестірні

Ширину колеса (мм) знаходять, користуючись таким виразом:

$$b_2 = \psi_a a.$$

Отримане значення округляють до найближчого більшого з такого ряду  $Ra 40$  переважних чисел: 1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2; 2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950. У проставленні розміру на кресленнику кількість знаків після коми (якщо вона є) має відповідати записаному вище. Якщо існує технічно обґрунтована необхідність, допускається застосовувати додаткові розміри [4, т. 1, с. 481].

Ширину шестірні  $b_1$  задають більшою від ширини колеса на величину від трьох до семи міліметрів і так само округляють до найближчого більшого значення з ряду переважних чисел  $Ra 40$ .

Зубці коліс перевіряють на контактну міцність за такою умовою:

$$\sigma_{Hi} = K \frac{u \pm 1}{a u} \sqrt{\frac{u \pm 1}{b_2} T_2 K_{H\theta i} K_H} \leq [\sigma_H]_i.$$

При цьому допустиме відхилення напруження становить  $\pm 5\%$ . Якщо ця умова не виконується, то при додатному відхиленні збільшують величину  $a$  і/або  $b_2$ , а при від'ємному – зменшують, потім повторюють перевірку.

Далі перевіряють зубці на статичну контактну міцність з урахуванням короткочасного пікового (пускового) крутного моменту двигуна, що був вибраний у підрозділі 1.4 як

$$\sigma_{H \max i} = \sigma_{Hi} \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T_1 K_{H\theta i}}} \leq [\sigma_{H \max}]_i.$$

Значення параметра  $[\sigma_{H \max}]$  встановлюють за табл. 2.4. При цьому, якщо  $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$ , то збільшують  $a$  і/або  $b_2$ , а розрахунки повторюють.

Далі обчислюють уточнене значення колової швидкості колеса (м/с) таким чином:

$$v_2 = \frac{2a \pi n_1}{10^3 \cdot 60 (u \pm 1)}.$$

Отриманий результат порівнюють з попереднім і якщо різниця виявиться більшою за 10 %, то вносять зміни в значення  $K_H$  і розрахунок повторюють як у підрозд. 2.2.

### 2.3.3. Визначення модуля зубчастих коліс

Модуль  $m$  рекомендується вибирати для прямозубих коліс, а нормальний модуль  $m_n$  для косозубих і шевронних коліс зубчастого зачеплення (бо стосовно прямозубих коліс модуль  $m$  і є нормальним), користуючись такими співвідношеннями:

$$m_n = 0,015a, \text{ якщо твердість зубців } HB \leq 350;$$

$$m_n = 0,025a, \text{ якщо твердість зубців } HRC \geq 40.$$

Значення модуля в міліметрах округляють до найближчого з такого стандартного ряду: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 3,15; 3,5; 4,0; 6,0; 6,3; 8,0; 10. У розрахунку силових передач модуль не призначають меншим від 1,5 мм.

На практиці звичайно вибирають таке значення модуля, що може бути виконаним на устаткуванні підприємства за допомогою наявного оснащення та інструментів (модульні фрези, різці та гребінки). У разі отримання незадовільних результатів при подальших розрахунках на міцність зубців коліс можна брати також інші значення модуля з розширеного стандартного ряду [3, с. 51].

### 2.3.4. Визначення кута нахилу зубця (для косозубих коліс)

У розрахунку косозубих і шевронних коліс кут нахилу зубців устанавлюють за таким виразом:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m_n}{b_2},$$

але при цьому він не може перевищувати  $20^\circ$ .

Для шевронних коліс кут нахилу зубців звичайно беруть від  $25^\circ$  до  $30^\circ$ , після чого перевіряють коефіцієнт осевого перекриття на виконання такої умови:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{m_n \pi} \geq 1,12.$$

### 2.3.5. Визначення числа зубців у колесах

Сумарне число зубців ( $z_1 + z_2$ ) у прямозубій передачі визначають за таким виразом:

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m}.$$

Це число має бути цілим, тому його округляють до найближчого меншого цілого числа. Отже, число зубців шестірні

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geq 17,$$

його округляють до найближчого цілого числа. Кількість зубців колеса визначають як  $z_2 = z_\Sigma - z_1$ . Воно також повинне вийти цілим.

Сумарне число зубців ( $z_1 + z_2$ ) у косозубій передачі знаходять таким чином:

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m_n} \cos \beta.$$

Це число має бути цілим, тому його округляють до найближчого меншого цілого числа.

Число зубців шестірні розраховують за таким виразом:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geq 17 \cos \beta.$$

Його округляють до найближчого цілого числа.

Якщо кількість зубців шестірні виявилася на один – два зубці меншою від допустимої (мінімально можлива 17), то передачу можна виконати із застосуванням висотної корекції,



аби уникнути підрізування ніжок зубців. При цьому враховують зміщення початкового контуру шестірні, яке визначають таким чином:

$$x = \frac{17 - z_1}{17} \leq 0,6.$$

Розраховуючи зубчасті колеса ву передачах із зовнішнім зачепленням, звичайно приймають, що  $x_2 = -x_1$ , тоді сумарне зміщення дорівнюватиме нулю.

Для косозубих коліс замість  $x_1$  та  $x_2$  належить підставляти такі значення:  $x_{n1} = x_1 / \cos \beta$  і  $x_{n2} = x_2 / \cos \beta$ .

Число зубців колеса  $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$  і воно має бути цілим.

Але коли прийнято, що  $z_1 = 17$ , замість обчислених 16, 15, 14 і менше, то  $z_2 = z_1 u$ .

Фактичне значення передавального числа передачі, яке фігурує в попередній рівності, відповідає такому співвідношенню:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Його обчислюють з точністю до п'яти знаків після коми і в такому вигляді використовують, розраховуючи параметри зубчастих коліс.

### 2.3.6. Перевірний розрахунок зубців на згинальну витривалість

Такий розрахунок виконують послідовно для зубців шестірні й колеса. Розрахункові напруження, що виникають в зубцях під навантаженням, не повинні перевищувати допустимі.

Для прямозубих коліс ця умова має такий вигляд:

$$\sigma_{Fi} = \frac{T_2 K_{F\partial i} K_F Y_{Fi} (u \pm 1)}{b_i m a u} \leq [\sigma_F]_i,$$

а для косозубих і шевронних

$$\sigma_{Fi} = \frac{T_2 K_{F\partial i} K_F K_{F\alpha} Y_{Fi} Y_{\beta} (u \pm 1)}{b_i m_n a u} \leq [\sigma_F]_i,$$

де  $Y_{Fi}$  – коефіцієнт форми зубця шестірні або колеса, який для зовнішнього зачеплення визначають з табл. 2.12 залежно від зміщення  $x$  колеса й еквівалентного числа зубців у зубчастому колесі  $z_{vi}$ ;  $Y_{\beta}$  – коефіцієнт кута нахилу лінії зубця.

Еквівалентне число зубців колеса розраховують таким чином:

$$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta},$$

а коефіцієнт кута нахилу лінії зубця

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

Якщо розрахункові напруження, що виникають у зубці під навантаженням, перевищать допустимі більш ніж на 5 %, то необхідно збільшити міжосьову відстань  $a$  й повторити розрахунки, наведені в підрозд. 2.3.2. При меншому відхиленні використовують висотну корекцію, при цьому беруть (додаючи) таке зміщення:  $x_2 = -x_1 = 0,1$ , і повторюють перевірний розрахунок зубців на згинальну витривалість.

Потім перевіряють зубці на статичну згинальну витривалість, враховуючи значення короткочасного пікового (пускового) моменту двигуна, обчисленого в підрозд. 1.4 за такою формулою:

$$\sigma_{F \max i} = \sigma_{Fi} \frac{T_{пуск}}{T_1 K_{F\partial i}} \leq [\sigma_{F \max}]_i.$$

Тут значення величини  $[\sigma_{F \max}]$  беруть з табл. 2.4.

Значення коефіцієнта форми зубця  $Y_{Fi}$ 

Еквівалентне (біеквівалентне) число зубців $z_{vi}$	Коефіцієнт зміщення колеса $x$										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25		4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,06	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,66	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Примітка. Для визначення коефіцієнтів використовують інтерполяцію.

### 2.3.7. Визначення діаметрів зубчастих коліс

Нижче наведено формули для розрахунку діаметрів косозубих циліндричних коліс. Розрахунки прямозубих виконують за такими самими формулами, але  $\cos \beta$  дорівнює одиниці, а нормальний модуль відповідно  $m$  (обчислення здійснюють з точністю до п'яти знаків після коми).

Ділильний діаметр шестерні визначають за таким виразом:

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

а колеса –

$$d_2 = 2a - d_1.$$

Діаметри (мм) кола вершин і западин зубчастих коліс при зовнішньому зачепленні знаходять таким чином:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2(1 + x_1) m_n; \\ d_{f1} &= d_1 - 2(1,25 - x_1) m_n; \\ d_{a2} &= d_2 + 2(1 + x_2) m_n; \\ d_{f2} &= d_2 - 2(1,25 - x_2) m_n. \end{aligned}$$

### 2.3.8. Визначення сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс

Наведені нижче розрахункові формули використовуються для встановлення проєкцій нормальних сил  $F_1$  та  $F_2$  на відповідні їм осі, які з'являються в зачепленні циліндричних передач (сили позначені умовно без індексів, оскільки вони однакові для кожного колеса передачі, але спрямовані протилежно одна одній). На рис. 2.4 зображено проєкції сил на відповідні осі, що прикладені до зубців коліс цієї передачі. Таким чином, стосовно прямозубої циліндричної передачі (рис. 2.4, а) проєкції нормальних сил знаходять таким чином:

колова сила

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{a u} = \frac{2T_2}{d_2}, \text{ Н};$$

радіальна сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н},$$

де  $\alpha$  – кут зачеплення передачі, за стандартом дорівнює  $20^\circ$ .

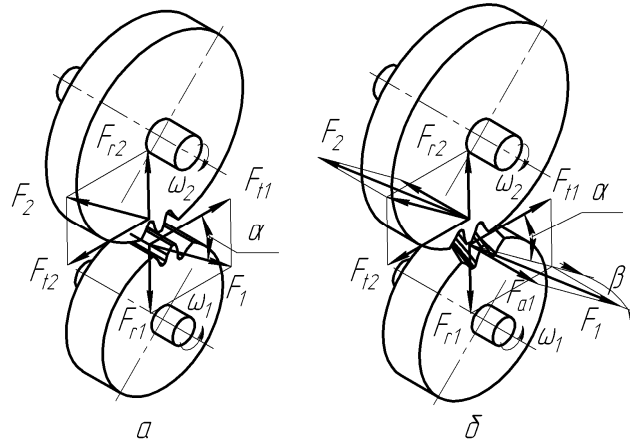


Рис. 2.4

Для косозубої циліндричної передачі (рис. 2.4, б) сили, що виникають у зачепленні, визначають наведеним далі способом:

колова сила

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{a u} = \frac{2T_2}{d_2}, \text{ Н};$$

радіальна сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ Н};$$

осьова сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}.$$

Сили, що виникають при зачепленні в шевронній циліндричній передачі, зокрема в півшевроні, визначають так:

колова

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{2a u} = \frac{T_2}{d_2}, \text{ Н};$$

радіальна

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ Н};$$

осьова

$$F_z = F_t \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}.$$

Осьові сили в півшевронах однакові за величиною, але протилежні за напрямком.

### 2.3.9. Визначення консольних сил

До вхідного й вихідного валів редукторів усіх типів звичайно прикладаються консольні радіальні (розпірні) сили, що виникають під дією сил тяжіння шківів пасових передач, зірочок ланцюгових передач або півмуфт, які з'єднують вали редуктора з валами вузлів і механізмів, що з ними сполучені. За таких умов конструкторові відома маса кожної із перелічених деталей і, відповідно, величини й точки прикладання радіальних сил (сил тяжіння) на консолях валів.

Якщо ж спосіб приєднання редуктора не обумовлений технічним завданням (див. під-розд. 1.2), то орієнтовні значення згаданих величин обчислюють за такими формулами:

Консольна сила на вхідному валу (шестірні)

$$F_{\kappa 1} = 3,5 \sqrt{\frac{T_2}{u}}, \text{ Н};$$

а на вихідному валу (колеса)

$$F_{\kappa 2} = 3,5 \sqrt{T_2}, \text{ Н}.$$

Точкою прикладання консольних сил вважають середину вихідних кінців валів. А напрямки цих сил встановлюють за напрямком дії сили тяжіння насаджуваних на вал деталей.

### ***Питання для самоконтролю***

- 1. Які основні параметри необхідно обчислити при розрахунку циліндричного зубчастого зачеплення?*
- 2. Які сили діють в циліндричному косозубому зачепленні та як вони спрямовані в просторі?*
- 3. Які параметри зубчастої передачі слід округляти відповідно до стандартного ряду переважних чисел?*
- 4. Що являє собою модуль зубчастого зачеплення?*
- 5. Які значення мають кути нахилу зубця в шевронних передачах?*

### 3. РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

*Мета розділу – оволодіння методикою розрахунку параметрів конічних зубчастих передач, а також сил, що виникають під час зачеплення в цих передачах; вивчення параметрів вибору матеріалу для виготовлення зубчастих коліс, зокрема в процесі розрахунку конічних прямозубих передач і тих, що мають кругові зубці.*

Конічні зубчасті передачі розраховують за дещо спрощеною традиційною методикою, [3] використовуючи такі позначення величин:

$T$  – крутний момент на валу, Н·мм;

$M$  – згинальний момент на валу, Н·мм;

$F_t$  – колова сила в зачепленні, Н;

$F_r$  – радіальна сила в зачепленні, Н;

$F_a$  – осьова сила в зачепленні, Н;

$n$  – частота обертання вала (зубчастого колеса),  $\text{хв}^{-1}$ ;

$v$  – колова швидкість зубчастого вінця, м/с;

$u$  – передавальне число передачі;

$d$  – діаметр зубчастих коліс, мм;

$m$  – модуль зубчастих коліс, мм;

$z$  – число зубців шестірні (колеса);

$\alpha$  – кут зачеплення, град;

$\beta$  – кут нахилу лінії зубця шестірні (колеса), град;

$R_e$  – конусна відстань, мм;

$\delta$  – кут ділильного конуса шестірні (колеса), град;

$\sigma$  – нормальне напруження в матеріалах, МПа;

$\sigma_{H\text{lim}}^0$  – границя тривалої контактної витривалості, МПа;

$\sigma_{F\text{lim}}^0$  – границя тривалої згинальної витривалості, МПа;

$\psi_a$  – коефіцієнт ширини зубчастого колеса;

$x$  – зміщення початкового контуру зубчастого зачеплення.

Наведених тут розмірностей величин слід дотримуватися під час обчислень.

Крім цього нижні індекси при величинах означають:

$i$  – зубчасте колесо в позначенні передачі (при цьому число 1 стосується шестірні, 2 – колеса);

$H$  – належність до контактної міцності;

$F$  – належність до згинальної витривалості;

$n$  – нормальний;

$t$  – коловий або торцевий;

$r$  – радіальний;

$a$  – осьовий;

$e$  – належність до великого кола ділильного конуса.

#### 3.1. Вибір матеріалів для виготовлення зубчастих коліс

На конічні зубчасті колеса вибирають такий самий матеріал, як і на циліндричні (див. підрозд. 2.1).

Для об'ємного та поверхневого зміцнення конічних і циліндричних зубчастих коліс використовують однакові методи.

## 3.2. Визначення допустимих напружень у конічних передачах

### 3.2.1. Визначення коефіцієнтів еквівалентності навантаження

Коефіцієнти еквівалентності навантаження конічних зубчастих коліс визначають аналогічно до обчислення цих величин стосовно циліндричних передач (див. підрозд. 2.2.1).

### 3.2.2. Визначення допустимих напружень

Допустимі напруження в конічних зубчастих колесах установлюють аналогічно до розрахунку цього параметра для циліндричних передач (див. підрозд. 2.2.2).

### 3.2.3. Визначення коефіцієнтів навантаження

Орієнтовне значення колової швидкості (м/с) на середньому діаметрі зубчастого вінця колеса знаходять з такого виразу:

$$v_2 = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}},$$

де  $C_v$  – коефіцієнт, що враховує вплив різних видів термообробки, яким підлягають зубці шестірни та колеса, визначають за табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Величина коефіцієнта впливу термообробки  $C_v$

Вид передачі	Вид термообробки*				
	П1 + П2	СВЧ1 + П2	Ц1 + П2	СВЧ1 + СВЧ2 Г1 + Г2	Ц1 + Ц2
Прямозуба	15,0	16,0	17,5	19,5	23,5
З круговим зубом	10	10	11	11	13,5

\* П – поліпшення; Г – гартування об'ємне; СВЧ – гартування поверхневе при нагріванні струмом високої частоти; Ц – цементация.

Далі, використовуючи значення колової швидкості  $v$  з табл. 3.2, встановлюють потрібний ступінь точності передачі.

Таблиця 3.2

Рекомендований ступінь точності передачі

Вид передачі	Колова швидкість, м/с			
	менше 5	від 5 до 8	від 8 до 12,5	більше 12,5
Прямозуба	8	7	–	–
З круговим зубом	9	9	8	7

Навантаження в зачепленні визначають, враховуючи ударне доповнення, нерівномірність розподілу цих навантажень між зубцями та залежно від довжини зубця. Тому спершу обчислюють коефіцієнти навантаження  $K_H$  і  $K_F$ , а саме:

$$K_H = K_{H\sigma} K_{H\epsilon} K_{H\nu};$$

$$K_F = K_{F\sigma} K_{F\epsilon} K_{F\nu};$$

де  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  – коефіцієнти розподілу навантаження за контактною міцністю та згинальною витривалістю відповідно, для конічних коліс їх значення беруть з табл. 2.7 залежно від ступеня точності передачі (див. табл. 3.2);  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{F\alpha}$  – коефіцієнти концентрації рівня навантаження залежно від контактної міцності та згинальної витривалості відповідно. При виготовленні конічних передач звичайно вибирають матеріал для коліс твердістю менше 350 одиниць за Брінелем ( $HB_2 < 350$ ), тоді для прямозубих коліс

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,05.$$

а для коліс з круговим зубцем

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0(1 - X) + X} \geq 1,1.$$

Якщо для колеса вибирають твердіший від  $HB350$  матеріал, то  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ , де  $K_{H\beta}^0$  – початковий коефіцієнт концентрації рівня навантаження стосовно контактної міцності (до припрацювання зубців), що використовується в розрахунках одноступеневого конічного редуктора (його значення беруть з табл. 2.8, колонка 2).

Коефіцієнт концентрації рівня навантаження стосовно згинальної міцності  $K_{F\beta}$  у тих самих умовах виготовлення прямозубих коліс визначають таким чином:

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,04,$$

а для коліс з круговим зубцем

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta}^0(1 - X) + X} \geq 1,08.$$

Коли для колеса вибирають матеріал, твердіший за  $HB350$ , то  $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$ , де  $K_{F\beta}^0$  – початковий коефіцієнт концентрації навантаження стосовно згинальної міцності (до припрацювання зубців), який застосовується в розрахунках одноступеневого конічного редуктора, його значення приймають за табл. 2.9, колонка 2;  $K_{Hv}$ ,  $K_{Fv}$  – коефіцієнти динамічності за контактною і згинальною міцністю (їхні значення беруть з табл. 2.10 і 2.11 відповідно).

### 3.3. Розрахунок параметрів конічної зубчастої передачі

На цьому етапі розраховують величини основних параметрів зубчастої передачі конічного редуктора, геометричні розміри якої разом з іншими позначеннями показано на рис. 3.1 (вони будуть розкриті нижче в ході обчислень передачі).

#### 3.3.1. Визначення діаметра основи ділильного конуса

Діаметр основи ділильного конуса колеса (мм) приблизно знаходять за таким виразом:

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{uT_2 K_{H\alpha 2} K_H}{[\sigma_H]^2 \theta_H}},$$

де  $\theta_H$  – коефіцієнт зміцнення (його значення беруть з табл. 3.3).

Найближче стандартне значення цієї величини  $d_{e2}$  приймають відповідно до єдиного ряду основних параметрів (див. підрозд. 2.3.1).

#### 3.3.2. Розрахунок зубців на контактну міцність та визначення ширини колеса й шестірни

Для виконання цих розрахунків, перш за все, зовнішню конусну відстань (мм) визначають приблизно за такою формулою:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{u^2}}.$$

## Значення коефіцієнтів, залежних від виду термообробки

Розрахункові величини	Спосіб зміцнення зубців*		
	$\Pi_1 + \Pi_2$	СВЧ <sub>1</sub> + $\Pi_2$ $\Gamma_1 + \Pi_2$ $\Psi_1 + \Pi_2$	СВЧ <sub>1</sub> + СВЧ <sub>2</sub> $\Gamma_1 + \Gamma_2$ $\Psi_1 + \Psi_2$
$\theta_H$	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
$\theta_F$	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$
$K$	18	14	11,2

\*  $\Pi$  – поліпшення;  $\Gamma$  – гартування об'ємне; СВЧ – гартування поверхневе при нагріванні струмом високої частоти;  $\Psi$  – цементация.

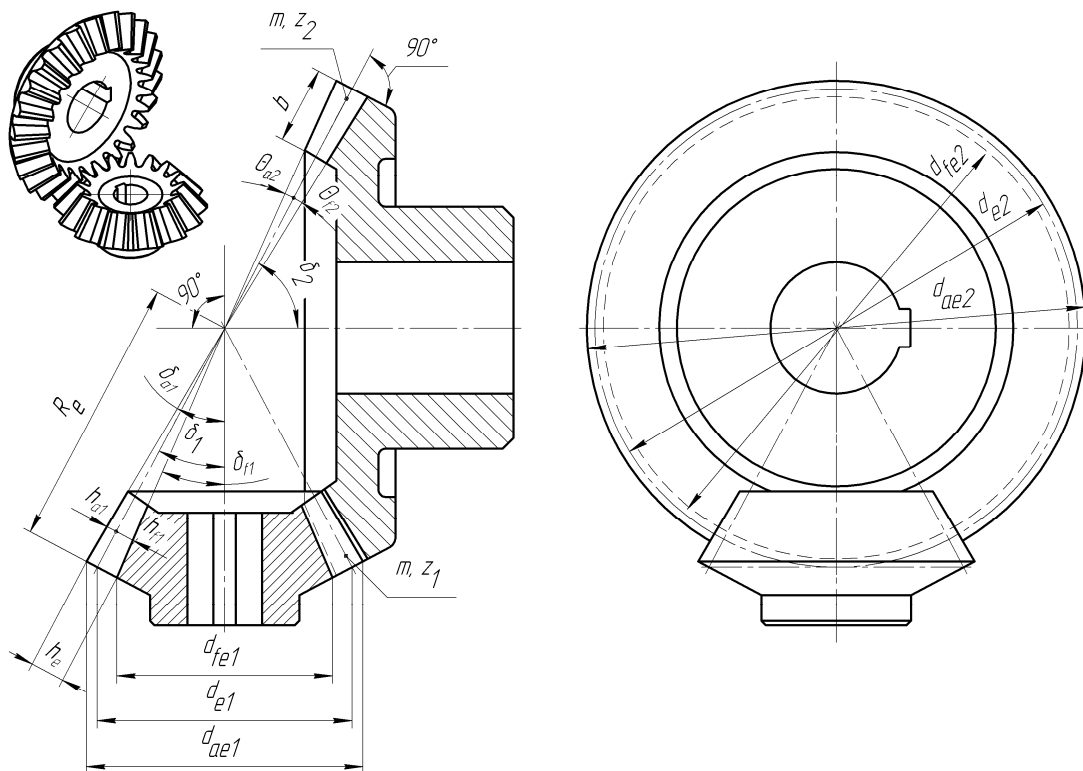


Рис. 3.1

У конічних передачах ширина колеса (мм) та шестірні однакова. Її обчислюють таким чином:

$$b = 0,285R_e.$$

Отримане значення округляють до найближчого з ряду  $Ra40$  (див. підрозд. 2.3.1).

Щоб переконатися у відсутності помилок при обчисленні основних параметрів і забезпечити повне використання матеріалів зубчастої пари, перевіряють значення контактних напружень, що виникають у зачепленні, використавши такий вираз:

$$\sigma_{Hi} = \frac{2120}{d_{e2}} \sqrt{\frac{u T_2 K_{H\alpha i} K_H}{d_{e2} \theta_H}} \leq [\sigma_H]_i.$$

Відхилення від допустимого значення цієї величини не має перевищувати  $\pm 5\%$ . Якщо відхилення має додатне значення, то збільшують  $d_{e2}$ , а якщо від'ємне – зменшують.

Потім обчислюють уточнене значення колдової швидкості (м/с) зубчастого вінця колеса за таким рівнянням:



$$v_2 = \frac{0,857 d_{e2} \pi n_1}{10^3 \cdot 60 u}$$

Отриманий результат порівнюють із попереднім, і якщо різниця перевищить 10 %, то вносять зміни в значення коефіцієнта  $K_H$ , а розрахунок повторюють за методикою, починаючи з підрозділу 3.2.

Потім зубці перевіряють на статичну контактну міцність з урахуванням короткочасного пікового або пускового крутного моменту двигуна, вибраного з довідкової літератури, або з підрозд. 1.4, користуючись таким виразом:

$$\sigma_{H \max i} = \sigma_{Hi} \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T_1 K_{H\theta i}}} \leq [\sigma_{H \max}]_i$$

Значення величини  $[\sigma_{H \max}]$  встановлюють за табл. 2.4. Якщо  $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$ , то приймають, що  $\sigma_{H \max} = [\sigma_{H \max}]$ , і  $d_{e2}$  обчислюють ще раз (див. підрозд. 3.3.1), при цьому замість величини  $T_1$  вносять  $T_{\text{пуск}}$ .

### 3.3.3. Визначення кількості зубців у зубчастих колесах

Спочатку цю величину обчислюють за такою формулою:

$$z_2 = K \cdot \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}}$$

де  $K$  – коефіцієнт, вибраний з табл. 3.3. Знаючи число зубців колеса, обчислюють їх кількість у шестірні за таким виразом:

$$z_1 = \frac{z_2}{u}$$

Одержану величину округляють до найближчого цілого числа, але не менше мінімально допустимого за умов підрізання ніжок зубців. Краще прийняти число зубців у шестірні не меншим 17, аби уникнути їх висотної корекції. Якщо число зубців шестірні виявиться на 1 або 2 одиниці меншим від допустимого (мінімально можливе 13), то для такої передачі можна застосувати висотну корекцію, щоб запобігти процесу підрізання ніжок зубців, або змінити величину конусної відстані  $R_e$ . За цих умов величину відносного зміщення шестірні вибирають з табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Відносне зміщення кінчної шестірні  $x_{n1}$

Кількість зубців $z_1$	Передавальне число $u$							
	1,00	1,25	1,60	2,00	2,25	3,15	4,00	5,00
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Примітка. Для визначення величин використовують інтерполяцію.

Але коли прийнято, що  $z_1 = 17$ , замість обчислених 16, 15, 14 і менше, то  $z_2 = z_1 u$ .

Для зубчастих коліс конічних передач звичайно приймають, що  $x_{n2} = -x_{n1}$ , тоді сумарне зміщення буде дорівнювати нулю, при цьому товщина зубця шестірні зростає, а колеса – зменшиться.

Тепер уточнюють число зубців колеса за фактично прийнятим числом зубців шестірні, тобто

$$z_2 = z_1 u.$$

Отриманий результат округляють до найближчого цілого числа і визначають фактичне передавальне число передачі, обчислюючи з точністю до п'яти знаків після коми й використовуючи його з такою самою точністю в розрахунках геометричних параметрів зубчастих коліс.

Передавальне число уточнюють за такою формулою:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

### 3.3.4. Визначення модуля зубчастих коліс

На цій стадії розрахунку знаходять зовнішній торцевий модуль (мм), а саме:

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}.$$

У тому разі, коли побудову зубців на тривимірних моделях зубчастих коліс надалі здійснюватимуть з використанням торцевого модуля (а це рекомендовано), то має бути прийнято його найближче значення із стандартного ряду (див. підрозд. 2.3.3). Коли ж така побудова відбуватиметься із застосуванням нормального модуля в середньому перерізі  $m_{nm}$ , то округлення величини  $m_{te}$  до рівня стандартної не обов'язкове.

### 3.3.5. Вибір кута нахилу зубця (для коліс з круговим зубцем і косозубих)

Кут нахилу лінії зубця  $\beta_m$  в середині зубчастого вінця конічних коліс з круговим зубцем звичайно дорівнює  $35^\circ$  ( $\cos \beta_m = 0,81915$ ), хоч іноді передбачають й іншу величину кута нахилу зазначеної лінії (навіть нульову).

### 3.3.6. Перевірний розрахунок зубців на згинальну витривалість

Розрахунок зубців на згинальну витривалість – перевірний і проходить послідовно у застосуванні до зубців шестерні та колеса. Розрахункові напруження, що виникають у зубці під навантаженням, не мають бути вищими від допустимих.

Для прямозубих та коліс з круговим зубцем умова виглядає так:

$$\sigma_{Fi} = \frac{2,75 T_2 K_{F\partial i} K_F Y_{Fi} (u \pm 1)}{b m_{te} \theta_F d_{e2}} \leq [\sigma_F]_i.$$

Тут  $Y_{Fi}$  – коефіцієнт форми зубця шестерні або колеса, який для зовнішнього зачеплення визначають за табл. 2.12 залежно від величини коефіцієнта зміщення колеса  $x$  та біеквівалентного числа зубців колеса  $z_{vi}$ . Біеквівалентне число зубців колеса розраховують таким чином:

$$z_{vi} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_i},$$

де  $\delta_i$  – кут ділильного конуса (град), при цьому для колеса

$$\delta_2 = \arctg u,$$

а для шестірні

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

$\theta_F$  – коефіцієнт зміцнення, значення якого беруть з табл. 3.3.

Якщо розрахункові напруження в зубці під навантаженням перевищать допустимі більше як на 5 %, то необхідно взяти більше значення модуля й повторити розрахунки з підрозд. 3.3.4. Можна також використати міцніший матеріал або застосувати інший вид термообробки. При меншому відхиленні іноді запроваджують висотну корекцію (табл. 3.4) для зміни коефіцієнта форми зубця  $Y_{Fi}$  за табл. 2.8.

Потім зубці перевіряють на статичну згинальну витривалість, враховуючи короточасний піковий або пусковий крутний момент двигуна, вибраний з довідкової літератури (див. підрозд. 1.4):

$$\sigma_{F \max i} = \sigma_{Fi} \frac{T_{\text{пуск}}}{T_1 K_{F\delta i}} \leq [\sigma_{F \max}]_i.$$

Значення  $[\sigma_{F \max}]$  встановлюють за табл. 2.4.

### 3.3.7. Обчислення діаметрів і кутів зубчастих коліс

Оскільки діаметр основи ділительного конуса колеса вже відомий, то діаметр ділительного конуса основи шестірні (мм) обчислюють як

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u},$$

потім уточнюють значення зовнішньої конусної відстані за таким виразом:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2},$$

і визначають число зубців плоского колеса завдяки такій формулі:

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Далі обчислюють середню конусну відстань (мм) таким чином:

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

Після цього можна легко обчислити розрахунковий нормальний модуль (мм) у середньому перерізі зубця, а саме:

$$m_{nm} = \frac{2R_m \cos \beta_m}{z_c}.$$

Якщо побудова зубців на тривимірних моделях зубчастих коліс відбувається із застосуванням торцевого модуля  $m_{te}$  (а це рекомендовано), то немає необхідності округляти нормальний модуль в середньому перерізі зубця до стандартного значення. А коли названу вище побудову здійснюють за допомогою нормального модуля в середньому перерізі  $m_{nm}$ , то слід приймати його найближче значення із стандартного ряду (див. підрозд. 2.3.3).

Чергова операція – розрахунки з метою визначення решти геометричних розмірів коліс конічної передачі, для зручності яких використовують нормальний модуль у середньому перерізі  $m_{nm}$ . Лінійні розміри (мм) обчислюють з точністю до п'яти знаків після коми, а кутові – у градусах з точністю до мінут і секунд. Отже, визначення геометричних параметрів відбувається за переліченими нижче виразами:

Висота головки зубця в розрахунковому перерізі

$$h_{a1} = (1 + x_{n1})m_{nm};$$

$$h_{a2} = (1 - x_{n1})m_{nm}.$$

Висота ніжки зубця в розрахунковому перерізі

$$h_{f1} = (1,25 - x_{n1})m_{nm};$$

$$h_{f2} = (1,25 + x_{n1})m_{nm}.$$

Кути скосу ніжки зубця

$$\theta_{f1} = \operatorname{arctg} \frac{h_{f1}}{R}; \theta_{f2} = \operatorname{arctg} \frac{h_{f2}}{R}.$$

Кути скосу головки зубця

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \theta_{a2} = \theta_{f1}.$$

Кути конуса вершин зубців

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}.$$

Кути конуса западин зубців

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 + \theta_{f2}.$$

Процес збільшення висоти головки зубця під час переходу від розрахункового перерізу на зовнішній торець формалізують таким чином:

$$\Delta h_{ae1} = 0,5b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}; \Delta h_{ae2} = 0,5b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}.$$

А підвищення висоти ніжки зубця за тих самих умов набуває такого вигляду:

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2}; \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1}.$$

Зовнішня висота головки зубця буде такою:

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1}; h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}.$$

Зовнішня висота ніжки зубця

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1}; h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}.$$

Зовнішня висота зубця

$$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}.$$

Діаметр вершин зубців шестірні та колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1; d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2.$$

Діаметр западин зубців шестірні та колеса

$$d_{fe1} = d_{e1} + 2h_{fe1} \cos \delta_1; d_{fe2} = d_{e2} + 2h_{fe2} \cos \delta_2.$$

### 3.3.8. Визначення сил у зачепленні зубчастих коліс

Нижче наведено розрахункові формули для встановлення проекцій нормальних сил  $F_1$  та  $F_2$  на відповідні їм осі, що з'являються у зачепленні конічної передачі, рис. 3.2.

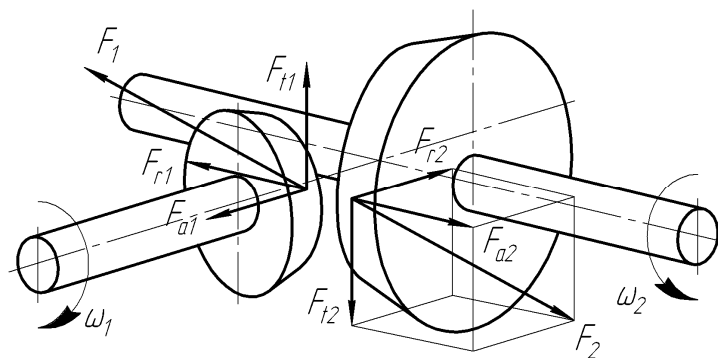


Рис. 3.2

Колова сила на шестірні

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{0,857d_{e2}} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \text{ Н.}$$

Осьова сила на шестірні

$$F_{a1} = F_{t1} \gamma_a, \text{ Н.}$$





Радіальна сила на шестірні

$$F_{r1} = F_{t1} \gamma_r, \text{ Н.}$$

Коефіцієнти  $\gamma_a$  та  $\gamma_r$  обчислюють за формулами табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Формули для розрахунку коефіцієнтів  $\gamma_a$  та  $\gamma_r$

Схема шестерні	Напрямок лінії зубця й обертання	Коефіцієнти	
		$\gamma_a$	$\gamma_r$
	Правий, по ходу годинникової стрілки	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1)$ ,	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1)$ ,
	Лівий, проти ходу годинникової стрілки	а якщо $\beta_m = 35^\circ$ , то $0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$	а якщо $\beta_m = 35^\circ$ , то $0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1$
	Правий, проти ходу годинникової стрілки	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1)$ ,	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1)$ ,
	Лівий, по ходу годинникової стрілки	а якщо $\beta_m = 35^\circ$ , то $0,444 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1$	а якщо $\beta_m = 35^\circ$ , то $0,444 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1$

Колова сила на колесі

$$F_{t2} = -F_{t1}, \text{ Н.}$$

Осьова сила на колесі

$$F_{a2} = -F_{r1}, \text{ Н.}$$

Радіальна сила на колесі

$$F_{r2} = -F_{a1}, \text{ Н.}$$

Знак «мінус» у рівняннях свідчить про те, що напрямки цих сил протилежні.

Визначають також консольні сили на вихідних кінцях валів у порядку, що описаний в підрозд. 2.3.9 стосовно циліндричної зубчастої передачі.

### Питання для самоконтролю

1. Які основні геометричні параметри треба розрахувати для конічного зубчастого зачеплення?
2. Які сили функціонують у конічному зачепленні та які їхні напрямки у просторі?
3. Назвіть види зубців, використаних при конічному зачепленні.
4. Знайдіть на ескізі конічної передачі кут ділильного конуса шестірні.
5. Якого значення надають куту нахилу лінії зубця у конічних колесах з круговим зубцем?

#### 4. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

*Мета розділу – оволодіння методикою розрахунку параметрів черв'ячних передач, сил, що діють під час зачеплення у цих передачах, а також прийомами вибору матеріалів для виготовлення черв'яків і черв'ячних коліс, зокрема в процесі вивчення черв'ячних архімедових та евольвентних передач.*

Параметри черв'ячних передач розраховують за спрощеною традиційною методикою [3], застосовуючи такі позначення величин:

$T$  – крутний момент на валу, Н·мм;

$M$  – згинальний момент на валу, Н·мм;

$F_t$  – колова сила в зачепленні, Н;

$F_r$  – радіальна сила в зачепленні, Н;

$F_a$  – осьова сила в зачепленні, Н;

$n$  – частота обертання вала (зубчастого колеса),  $\text{хв}^{-1}$ ;

$v_s$  – швидкість ковзання, м/с;

$u$  – передавальне число передачі;

$d$  – діаметр зубчастих коліс, мм;

$R$  – радіус скруглення зубчастих коліс, мм;

$m$  – модуль зубчастих коліс, мм;

$q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка;

$z$  – число заходів черв'яка і зубців колеса;

$\alpha$  – кут зачеплення, град;

$\gamma$  – кут підйому витка черв'яка, град;

$p_1$  – розрахунковий крок черв'яка, мм;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії;

$\varphi$  – зведений кут тертя між черв'яком і черв'ячним колесом, град;

$K_m$  – коефіцієнт тепловіддачі корпуса редуктора;

$t_p$  – робоча температура мастила, °С;

$\sigma$  – нормальне напруження в матеріалах, МПа;

$\sigma_{H\lim}^0$  – границя тривалої контактної витривалості, МПа;

$\sigma_{F\lim}^0$  – границя тривалої згинальної витривалості, МПа;

$x$  – зміщення початкового контуру зубчастого зачеплення.

Наведених тут розмірностей величин слід дотримуватися під час обчислень.

Необхідно дотримуватися розмірності величин, узявши до уваги такі значення індексів:

$i$  – зубчасте колесо в позначенні передачі (при цьому число 1 стосується шестірні, 2 – колеса);

$H$  – належність до контактної міцності;

$F$  – належність до згинальної витривалості;

$n$  – нормальний;

$t$  – коловий або торцевий;

$r$  – радіальний;

$a$  – осьовий.

##### 4.1. Критерії підбору матеріалів на виготовлення черв'яків і коліс

Матеріали, з яких роблять черв'ячні пари, повинні мати антифрикційні властивості, гарну припрацьовуваність та підвищену теплопровідність, оскільки внаслідок тертя ковзання між ними виділяється велика кількість тепла.

Випробування черв'яків завжди потребує більшої кількості циклів навантаження, ніж випробування черв'ячних коліс. Тому черв'яки звичайно виготовляють із цементованих сталей. Для відповідальних передач частіше всього застосовують сталь марок **18ХГТ<sup>2</sup>**, **12Х2Н4А**, **20Х2Н4А**, **12ХН3А**, **20ХН3А**, **30ХН3А** піддані цементації та загартуванню до твердості *HRC56* або навіть *HRC63*. Після гартування черв'яки шліфують і навіть полірують. У передачах, що працюють з великими перервами чи рідко зазнають максимальних навантажень, можуть бути використані черв'яки, загартовані методом нагрівання СВЧ до твердості від *HRC56* до *HRC63*. У цьому разі найбільш надійною буде сталь марок 40Х, 35ХМ, 40ХН.

Матеріалом для виготовлення черв'ячних коліс, які працюють при інтенсивному навантаженні, може слугувати олов'яниста бронза. А при менш напруженій експлуатації та швидкості ковзання до 3 м/с використовують безолов'янисту бронзу й латунь. Якщо ж передача діє епізодично зі швидкістю, меншою 2 м/с, то можна обмежитись сірим чавуном.

Дуже часто для економії коштовних сплавів, особливо із вмістом міді, зубчасте колесо виготовляють складеним, зокрема зубчастий вінець з кольорового сплаву, а серцевину, тобто маточину – зі сталі.

Вибір матеріалу черв'яка значною мірою залежить від швидкості його ковзання по черв'ячному колесу, тому спочатку визначають приблизну величину швидкості (м/с), тобто

$$v_s = \frac{4n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_2}.$$

Далі, користуючись даними табл. 2.3, залежно від класу навантаження, зазначеного в завданні на курсовий проект (див. підрозд. 1.2), знаходять коефіцієнт еквівалентності (зведення) стосовно контактних навантажень  $K_{HE}$ , з урахуванням якого вибирають групу матеріалів (табл. 4.1) згідно з вимогами до виготовлення черв'ячного колеса.

Таблиця 4.1

Вибір групи матеріалів для виготовлення черв'ячних коліс

Швидкість ковзання колеса $v_s$ , м/с	Коефіцієнт еквівалентності $K_{HE}$			
	більше 0,4	від 0,2 до 0,4	від 0,1 до 0,2	менше 0,1
Від 4 до 8	Ia	Ia	Iб	Iб
Від 3 до 4	Ia	Iб	IIa	IIб
Від 2 до 3	Iб	IIa	IIб	III
Менше 2	IIa	IIб	III	III

Якщо в технічному завданні на проект записано величину відносної тривалості ввімкнення редуктора (ТВ), то  $K_{HE}$  корегують, помноживши його на ТВ. Коли ж ця величина відсутня, то вважають, що ТВ дорівнює одиниці (що буває при безперервній роботі).

Подальші дії – визначення матеріалу. Механічні властивості матеріалів при виготовленні черв'ячних коліс (зубчастих вінців) наведено в табл. 4.2.

## 4.2. Визначення допустимих напружень у черв'ячних передачах

### 4.2.1. Обчислення коефіцієнтів еквівалентності навантаження

У черв'ячній передачі завжди лімітуючим виступає черв'ячне колесо, оскільки воно виготовлене з менш міцного матеріалу, а тому режим роботи і розрахункове навантаження стосується саме цієї деталі.

Коефіцієнти еквівалентності (зведення)  $K_{HE}$ ,  $K_{FE}$  та режиму роботи редуктора, як і в циліндричних передачах, визначають залежно від класу навантаження, взятого в технічному

<sup>2</sup> Бажано використати виділені марки сталей, тому що вони закладені в довідник матеріалів програми КОМПАС

завданні на курсовий проект (див. підрозд. 1.2). Згадані коефіцієнти встановлюють за табл. 2.3 відповідно до режиму термообробки.

Коефіцієнти довговічності  $K_{H\theta 2}$  та  $K_{F\theta 2}$  обчислюють, виходячи з сумарного числа циклів  $N_2$  роботи черв'ячного колеса передачі (напрацювання), за такими формулами:

$$K_{H\theta 2} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_{HG}}};$$

$$K_{F\theta 2} = K_{FE} \cdot \sqrt[9]{\frac{N_2}{N_{FG}}},$$

де  $N_{HG}$  – база контактних напружень, що відносяться до твердості матеріалу, яку встановлюють таким чином:

$$N_{HG} = 30HB^{2,4}.$$

Зауважимо, що за номограмою на рис. 2.1 значення твердості можна перевести з  $HRC$  у  $HB$ .

Таблиця 4.2

Механічні властивості матеріалів, передбачених для виготовлення черв'ячних коліс

Група матеріалу за опірністю	Марка матеріалу	Спосіб відливання*	Механічні властивості, МПа	
			Границя міцності $\sigma_B$	Границя плинності $\sigma_T$
Ia	<b>БрОНФ-10-1-1</b>	В	285	165
	<b>БрОФ-10-1</b>	К	275	200
Iб	<b>БрОЦС5-5-5</b>	З	230	140
		К	200	90
IIa	<b>БрАЖН-10-4-4</b>	З	145	80
		В	700	460
	<b>БрАЖМц-10-3-1,5</b>	К	650	430
		З	550	360
	<b>БрАЖ-9-4</b>	В	450	300
		К	530	245
З		500	230	
IIб	<b>ЛМцСО58-2-2-2</b>	З	425	195
		В	550	330
		К	450	295
III	<b>СЧ18-36</b>	З	400	260
	<b>СЧ15-38</b>	З	355**	–
			315**	–

\* В – відцентрове; К – у кокіль; З – у землю.  
 \*\* Границя міцності на вигин.

Для черв'ячних передач база згинальних напружень  $N_{FG} = 1 \cdot 10^6$ .

Величину напрацювання визначають протягом терміну експлуатації редуктора за такою формулою:

$$N_2 = N_p \cdot n_2 \cdot 60,$$

де  $N_p$  – ресурс роботи редуктора, зазначений у технічному завданні на курсовий проект, год (див. підрозд. 1.2).

Для безолов'янистої бронзи, латуні та чавуну (II та III групи матеріалів за опірністю) коефіцієнт  $K_{H\theta 2}$  приймають таким, що дорівнює одиниці.



#### 4.2.2. Обчислення допустимих напружень у черв'ячних колесах

Допустимі контактні напруження  $[\sigma_H]$  стосовно черв'ячного колеса передачі знаходять, використовуючи визначений із табл. 4.3 коефіцієнт зношення  $C_v$  за поданими в табл. 4.4 рекомендаціями. Уміщені тут значення відповідають компоновальній схемі редуктора з нижнім розташуванням черв'яка, де зона зачеплення постійно перебуває в мастилі. Якщо цю умову не дотримано, то взяті з таблиці значення слід помножити на коефіцієнт 0,85.

Таблиця 4.3

Значення коефіцієнта зношення  $C_v$

Швидкість ковзання $v_s$ , м/с	менше 1	з 1 до 2	з 2 до 3	з 3 до 4	з 4 до 5	з 5 до 6	з 6 до 7	більше 7
Коефіцієнт зношення $C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Таблиця 4.4

Допустимі напруження в матеріалі черв'ячного колеса, МПа

Група матеріалу за опірністю	$[\sigma_H]$			$[\sigma_F]$	$[\sigma_{H \max}]$	$[\sigma_{F \max}]$
	Черв'як цементований	Черв'як гартований СВЧ	Черв'як поліпшений			
Ia Iб	$C_v \cdot 0,9 \sigma_B$	– $C_v \cdot 0,75 \sigma_B$	–	$0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B$	$4 \sigma_T$	$0,8 \sigma_T$
IIa IIб	$300 - 25 v_s$ $275 - 25 v_s$	$275 - 25 v_s$ $250 - 25 v_s$			$2 \sigma_T$	
III	–	$200 - 35 v_s$			$175 - 35 v_s$	

Якщо розглядають реверсивну передачу, то отримані значення  $[\sigma_F]$  множать на коефіцієнт реверсивності 0,8.

#### 4.2.3. Визначення коефіцієнтів навантаження для черв'ячних передач

У процесі розрахунку черв'ячної передачі коефіцієнти навантаження визначають двічі: під час обчислення основних параметрів передачі та перед її перевіркою на міцність.

Навантаження, що виникає в зачепленні черв'ячної передачі, нерівномірно розподіляється по ширині зубця, викликаючи поштовхи. Коефіцієнт навантаження  $K_{HF}$  для черв'ячної передачі використовують також у розрахунках на контактну міцність і згинальну витривалість, він має таке значення:

$$K_{HF} = K_\beta K_v,$$

де  $K_\beta$  – коефіцієнт концентрації навантаження за контактною міцністю й згинальною витривалістю. З постійним навантаженням ця величина дорівнює одиниці, а якщо навантаження змінне, то попереднє значення коефіцієнта обчислюється за таким виразом:

$$K_\beta = 0,5(K_\beta^0 + 1),$$

де  $K_\beta^0$  – початковий коефіцієнт концентрації навантаження за контактною міцністю й згинальною витривалістю (до припрацювання зубців); для одноступеневого черв'ячного редуктора його значення вибирають залежно від параметра західності черв'яка  $z_1$  (див. рис. 4.1),

при цьому кількість заходів черв'яка беруть з табл. 4.5;  $K_v$  – коефіцієнт динамічності, його попереднє значення для розрахунку дорівнює одиниці.

Таблиця 4.5

Визначення кількості заходів черв'яка

Передавальне число $u$	Від 8 до 16	Від 16 до 30	Понад 31
Кількість заходів $z_1$	4	2	1

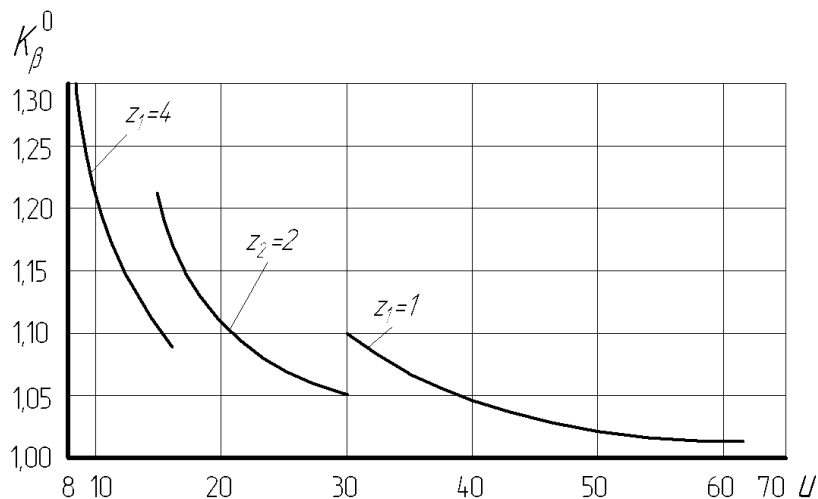


Рис. 4.1

### 4.3. Розрахунок параметрів черв'ячної передачі

На цьому етапі обчислюють основні показники зубчастої передачі черв'ячного редуктора, геометричні розміри якої показано на рис. 4.2. Подані на цьому рисунку позначення будуть роз'яснені нижче у ході розрахунку передачі.

#### 4.3.1. Визначення міжосьової відстані між черв'яком і колесом

Попереднє значення міжосьової відстані (мм) розраховують за такою формулою:

$$a = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\alpha 2} K_{HF}}{[\sigma_H]^2}}$$

Як бачимо, тут використовують попереднє значення коефіцієнта навантаження  $K_{HF}$ . Допустимі величини контактних напружень  $[\sigma_H]$  знаходять за рекомендаціями табл. 4.4 для черв'ячного колеса передачі.

#### 4.3.2. Визначення числа зубців у черв'ячному колесі

Попереднє число зубців черв'ячного колеса встановлюють з такого виразу:

$$z_2 = z_1 u.$$

#### 4.3.3. Обчислення модуля і коефіцієнта діаметра зубчастих коліс

Спочатку заздалегідь визначають модуль  $m$  (мм) за такою рівністю:

$$m = 1,6 \frac{a}{z_2}.$$

Отриманий результат округляють до найближчого значення із стандартного ряду (див. підрозд. 2.3.3) та обчислюють коефіцієнт діаметра, тобто

$$q = \frac{2a}{m} - z_2.$$

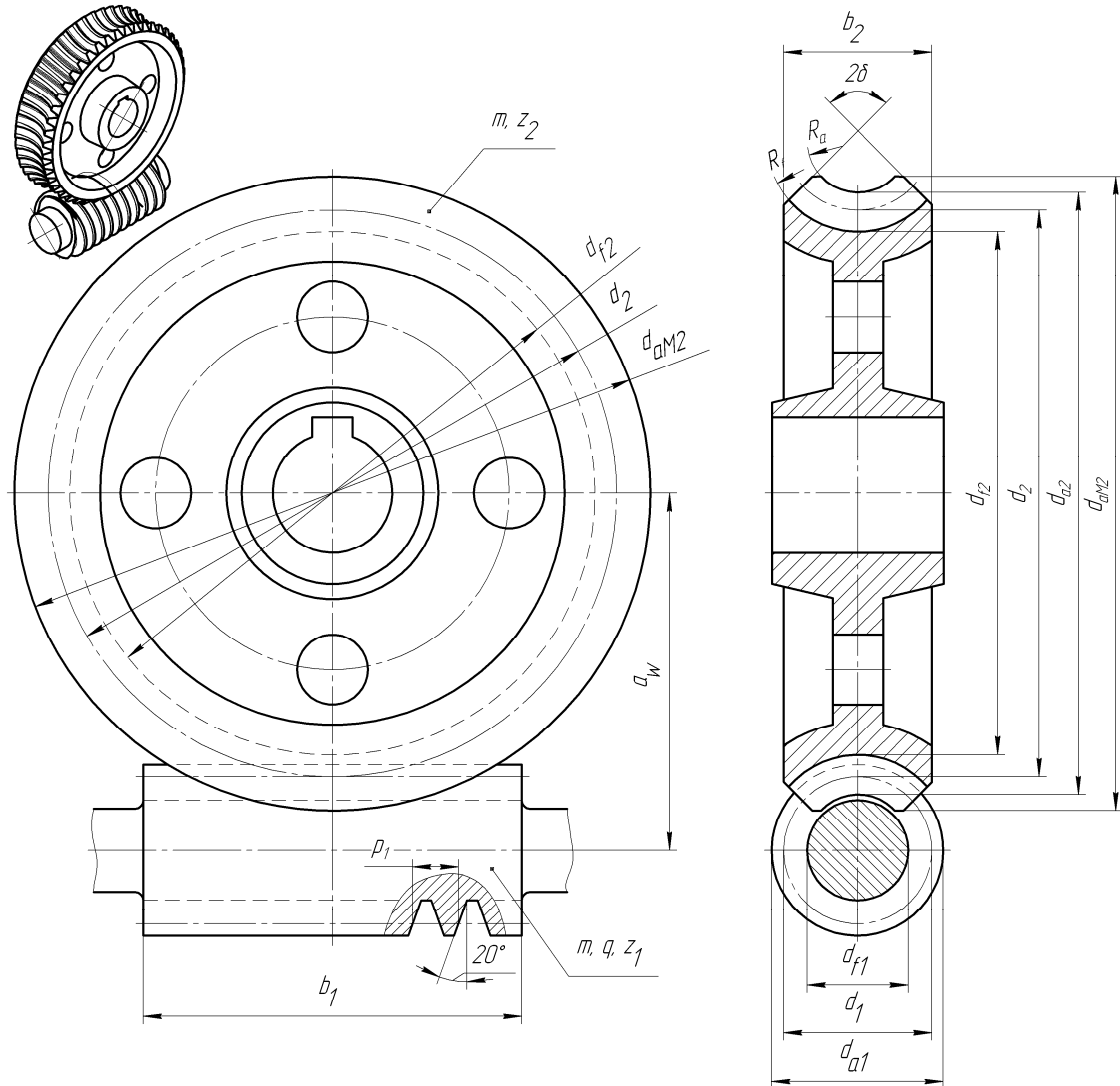


Рис. 4.2

Одержаний результат округляють до найближчого значення з такого стандартного ряду: 8; 10; 12,5; 14; 16; 20.

Усі попередні значення величини  $q$  можна застосовувати з таким числом витків черв'яка  $z_1$ : 1, 2 та 4. Значення коефіцієнта діаметра, що дорівнюють 18 та 25, використовують тільки в розрахунку однозахідного черв'яка.

#### 4.3.4. Розрахунок коефіцієнта зміщення початкового контуру коліс

Коефіцієнт зміщення, встановлений за такою формулою:

$$x = \frac{1}{m} \left[ a - \frac{m}{2} (z_2 + q) \right],$$

має перебувати в межах  $\pm 1$ , інакше доводиться змінювати величини  $a$ ,  $m$ ,  $z_2$ ,  $q$  і домагатися дотримання цієї умови, розрахувавши заново параметри передачі з підрозділу 4.3.1. Після цього обчислюють фактичне значення передатного числа таким чином:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

#### 4.3.5. Визначення діаметрів і кутів скосу черв'яка й колеса

Далі розраховують основні лінійні (мм) і кутові (град) розміри, характерні для черв'яка та черв'ячного колеса, відповідно до перелічених нижче параметрів.

Розрахунок параметрів черв'яка

Ділильний діаметр

$$d_1 = m q.$$

Початковий діаметр

$$d_{w1} = m (q + 2x).$$

Діаметр вершин витків

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

Діаметр западин витків

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 m_1.$$

Ділильний кут підйому витків

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}.$$

Початковий кут підйому витків

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Розрахунковий крок черв'яка (відстань між характерними точками його сусідніх витків)

$$p_1 = \pi m.$$

Хід витка черв'яка (відстань між характерними точками сусідніх витків спіралі одного заходу)

$$p_{z1} = p_1 z_1.$$

Довжину нарізної частини черв'яка  $b_1^0$  визначають залежно від кількості заходів черв'яка за рекомендаціями табл. 4.6.

Довжина шліфованого черв'яка

$$b_1 = b_1^0 + 4m,$$

а нешліфованого

$$b_1 = b_1^0.$$

Таблиця 4.6

Розрахунок довжини нарізної частини черв'яка

Коефіцієнт зміщення $x$	Кількість заходів черв'яка $z_1$	
	1 і 2	4
-1,0	$b_1^0 \geq (10,5 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (10,5 + 0,09z_2) m$
-1,5	$b_1^0 \geq (8 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (9,5 + 0,09z_2) m$
0	$b_1^0 \geq (11 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,09z_2) m$
+0,5	$b_1^0 \geq (11 + 0,1z_2) m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
+1,0	$b_1^0 \geq (12 + 0,1z_2) m$	$b_1^0 \geq (13 + 0,1z_2) m$

Розрахунок параметрів черв'ячного колеса

Ділильний діаметр

$$d_2 = m z_2.$$

Діаметр вершин зубців

$$d_{a2} = d_2 + 2m (1 + x).$$

Найбільший діаметр колеса

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

Діаметр западин

$$d_{f2} = d_2 - 2m (1,2 - x).$$

Радіус лінії головок зубців колеса, який неодмінно проставляють на креслениках, знаходять за такою формулою:

$$R_a = 0,5d_1 - m.$$

Стосовно радіуса лінії ніжок зубців колеса треба зазначити, що цей розмір не проставляють на креслениках через його автоматичне утворення при нарізуванні фрезою зубців на колесі, а обчислюють цей параметр таким чином:

$$R_f = 0,5d_1 + 1,2m.$$

Кут підйому витка черв'яка на початковому циліндрі

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 = \psi_a a,$$

де  $\psi_a$  – коефіцієнт ширини зубчастого вінця; приймають як 0,355 для одно- та двозахідних черв'яків, і як 0,315 – чотиризахідних.

#### 4.3.6. Перевірний розрахунок зубців на контактну міцність

Після розрахунку основних параметрів черв'ячної передачі (міжосьової відстані  $a$ , модуля зачеплення  $m$ , коефіцієнта діаметра черв'яка  $q$ , числа заходів черв'яка  $z_1$ , числа зубців колеса  $z_2$ , початкового діаметра черв'яка  $d_{w1}$  та ін.) здійснюють перевірний розрахунок зубців на контактну міцність і згинальну витривалість. Для цього обчислюють уточнене значення коефіцієнтів  $K_{HF}$  за відомою формулою (див. підрозд. 4.2.3), підставивши уточнені величини коефіцієнти  $K_\beta$  і  $K_v$ : вони визначаються таким чином:

– коефіцієнт концентрації навантаження за контактною та згинальною міцністю при перевірному розрахунку

$$K_\beta = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

де  $\theta$  – коефіцієнт деформації черв'яка (беруть з табл. 4.7) залежно від кількості заходів черв'яка  $z_1$  і коефіцієнта його діаметра  $q$ ;  $X$  – коефіцієнт режиму, який визначають за табл. 2.3;

– коефіцієнт динамічності за контактною та згинальною міцністю  $K_v$ , при перевірному розрахунку залежить від колової швидкості колеса (див. табл. 2.10), як і коефіцієнт  $K_{Hv}$  для циліндричних передач, що мають твердість робочих поверхонь зубців коліс менше 350 одиниць за Брінеллем ( $HB \leq 350$ ) і такий самий ступінь точності (у знаменнику це рядок «а»); при цьому величину колової швидкості колеса (м/с) обчислюють за такою формулою:

$$v_2 = \frac{\pi m z_2 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}.$$

Таблиця 4.7

Визначення коефіцієнта деформації черв'яка

Число заходів черв'яка $z_1$		Коефіцієнт діаметра черв'яка $q$					
		8	10	12,5	14	16	20
1	$\theta$	72	108	154	176	225	248
2	$\theta$	57	86	121	140	171	197
4	$\theta$	47	70	98	122	137	157

Примітка. Для визначення величин використовують інтерполяцію.

Ступінь точності передачі також знаходять за номограмою, що подається на рис. 2.2, залежно від колової швидкості колеса, а фактичну швидкість ковзання (м/с) за такою рівністю:

$$V_s = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w}.$$

З урахуванням фактичної швидкості ковзання (табл. 4.3) знову визначають коефіцієнт  $C_v$ , а потім уточнюють величини допустимих напружень  $[\sigma_H]$  та  $[\sigma_F]$ , характерних для матеріалу колеса (табл. 4.4).

Далі виконують перевірку фактичних контактних напружень, а саме:

$$\sigma_{H2} = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{HF}}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]_2.$$

Відхилення напружень не має перевищувати  $\pm 5\%$  від допустимого. Якщо фактичні значення параметра менші допустимих більш як на  $10\%$ , то для виготовлення черв'ячного колеса доцільно підбирати дешевший матеріал. Коли  $\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \leq 0,85$ , то необхідно зменшити міжосьову відстань  $a$  з єдиного ряду розмірів і ще раз обчислити  $\sigma_H$ .

Перевіряють також зубці на статичну контактну міцність за такою формулою:

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{\text{нукк}}}{T_1 K_{H\theta 2}}} \leq [\sigma_{H \max}]_2.$$

Значення  $[\sigma_{H \max}]$  встановлюють за табл. 4.4. Якщо  $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$ , то значення  $a$  збільшують, а розрахунки повторюють.

#### 4.3.7. Перевірний розрахунок зубців на згинальну витривалість

Зубці черв'ячного колеса перевіряють на згинальну витривалість за таким виразом:

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54 T_2 K_{F\theta 2} K_{HF} Y_{F2} \cos \gamma_w}{m d_{w1} d_2} \leq [\sigma_F]_2,$$

де  $Y_{F2}$  – коефіцієнт форми зубця, його значення залежить від еквівалентного числа зубців за табл. 4.8.

Еквівалентне число зубців черв'ячного колеса обчислюють як

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}.$$

Зубці черв'ячного колеса перевіряють і на статичну згинальну витривалість, а саме

$$\sigma_{F_{\max 2}} = \sigma_{F_2} \frac{T_{\text{выск}}}{T_1 K_{F\delta 2}} \leq [\sigma_{F_{\max}}]_2.$$

Значення величини  $[\sigma_{F_{\max}}]$  вибирають з табл. 4.4.

Таблиця 4.8

Визначення коефіцієнта форми зубця

Еквівалентна кількість зубців $z_{v2}$	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Коефіцієнт форми зубця $Y_{F_2}$	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Примітка. Для визначення величин використовують інтерполяцію.

#### 4.3.8. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Оскільки коефіцієнт корисної дії черв'ячного редуктора невисокий, у процесі його роботи виділяється значна кількість теплової енергії, що може призвести до перегрівання мастила й заклинювання механізму. Тому необхідно перевірити величину робочої температури мастила, що змазує передачу.

Спочатку визначають ККД редуктора за таким виразом:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \varphi)},$$

де  $\varphi$  – зведений кут тертя, величина якого залежить від матеріалу черв'ячного колеса й швидкості ковзання, його значення беруть з табл. 4.9.

Після цього знаходять потужність на черв'яку таким чином:

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{955 \cdot 10^4 \eta}.$$

Таблиця 4.9

Зведений кут тертя зубців черв'ячного колеса по черв'яку

Швидкість ковзання $v_s$ , м/с	Зведений кут тертя $\varphi$ , град	
	I група матеріалу	I, II та III групи матеріалу
0,01	5°40'	6°50'
0,10	4°30'	5°10'
0,25	3°40'	4°20'
0,50	3°10'	3°40'
1,00	2°20'	3°10'
1,50	2°20'	2°50'
2,00	2°00'	2°30'
2,50	1°40'	2°20'
3,00	1°30'	2°00'
4,00	1°20'	1°40'
7,00	1°00'	1°30'
10,00	0°55'	1°20'
15,00	0°50'	1°10'

Примітка. Для визначення величин використовують інтерполяцію.

Як правило, редуктори не обладнують додатковими вентиляторами, які б відводили тепло від їх корпусу повітряним струменем. За цих умов температуру нагрівання мастила ( $^{\circ}\text{C}$ ) в масляній ванні черв'ячного редуктора визначають за такою формулою:

$$t_p = \frac{(1-\eta)P_1}{K_m A(1+\psi)} + 20^{\circ} \leq [t]_p,$$

де  $K_m$  – коефіцієнт тепловіддачі, найчастіше приймають у межах 9...17 Вт/(м<sup>2</sup>· $^{\circ}\text{C}$ ) залежно від умов охолодження редуктора (великі значення вибирають за добрих умов охолодження);  $A$  – площа поверхні охолодження корпусу, м<sup>2</sup>, яка дорівнює сумі поверхонь усіх стінок та ребер, окрім поверхні дна, на цьому етапі її приблизне значення можна взяти з табл. 4.10 залежно від міжосьової відстані в передачі;  $\psi$  – коефіцієнт, що враховує відведення тепла від корпусу редуктора в раму або металеву плиту основи, він дорівнює 0,3;  $[t]_p$  – максимально допустима робоча температура нагрівання мастила, яке змазує передачу, за якої воно ще не втрачає корисних властивостей, звичайно передбачають на рівні 95  $^{\circ}\text{C}$ .

Таблиця 4.10

Визначення площині поверхні охолодження корпусу

Міжосьова відстань $a$ , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
Поверхня охолодження $A$ , м <sup>2</sup>	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

#### 4.3.9. Визначення сил, які виникають у зачепленні черв'ячної передачі

Нижче наведено розрахункові формули для визначення проекцій нормальних сил  $F_1$  та  $F_2$  на відповідні їм осі. Ці сили виникають у зачепленні черв'ячної передачі, напрямки їхньої дії позначено стрілками на рис. 4.3.

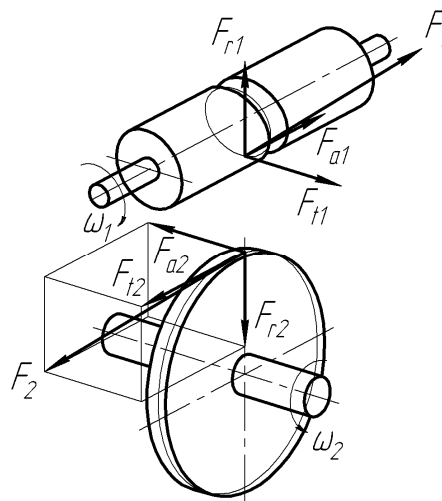


Рис. 4.3

Колова сила на черв'яку

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{d_{w1}u\eta}, \text{ Н.}$$

Осьова сила на черв'яку

$$F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}, \text{ Н.}$$

Радіальна сила на черв'яку

$$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н.}$$



Оскільки стандартний кут зачеплення  $\alpha$  дорівнює  $20^\circ$ , то

$$F_{r1} = 0,364F_{t2}, \text{ Н.}$$

Колова сила на колесі

$$F_{t2} = -F_{a1}, \text{ Н.}$$

Осьова сила на колесі

$$F_{a2} = -F_{t1}, \text{ Н.}$$

Радіальна сила на колесі

$$F_{r2} = -F_{r1}, \text{ Н.}$$

Знак «мінус» вказує на те, що напрямки сил протилежні.

А ще визначають консольні сили на вихідних кінцях валів, як у підрозд. 2.3.9 для циліндричної зубчастої передачі.

### ***Питання для самоконтролю***

- 1. Які основні параметри необхідно знайти при розрахунку черв'ячної передачі?*
- 2. Які сили діють у черв'ячному зачепленні та як вони спрямовані в просторі?*
- 3. З якою метою виконують тепловий розрахунок черв'ячної передачі?*
- 4. Що таке кількість заходів черв'яка?*
- 5. Яким чином визначають передавальне число черв'ячної передачі?*

## 5. ПОБУДОВА ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЕЙ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

*Розглянуто об'ємні відображення коліс циліндричних, конічних і черв'ячних передач та їх зачеплень за-собами програми тривимірного моделювання КОМПАС. Практично втілено методику «нарізання» зубців конічних і черв'ячних коліс, а також черв'яків.*

Усі приклади та коментарі стосовно побудови тривимірних моделей, графічних і текстових документів у програмному середовищі КОМПАС подано в посібнику для стандартного (заводського) інтерфейсу машинобудівного профілю в стилі Microsoft® Office 2003.

Точне дотримання загальних правил стосовно створення всіх електронних моделей деталей і складальних одиниць дасть можливість уникати втрат інформації і накопичення неточностей в конструкторських документах. Перш за все, користуючись пристроями флеш-пам'яті, на USB рекомендується створити нову папку, де зазначаються особисті дані студента (прізвище, група, номер варіанта курсового проекту), зокрема, зберігати файли, пов'язані з виконанням проекту (рис. 5.1). Ім'я папки має бути внесене в заголовок вікна.

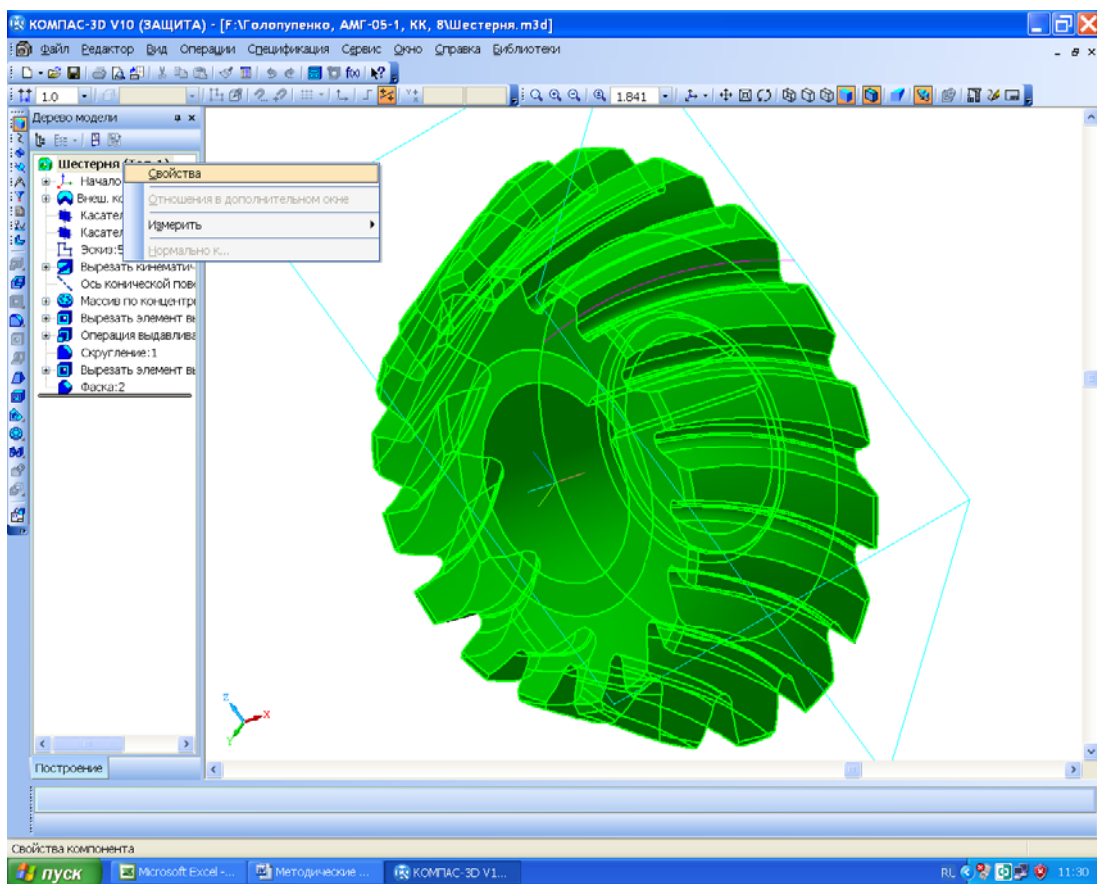


Рис. 5.1

Файли необхідно зберігати під упізнаваними надалі іменами, наприклад, «Шестірня», «Колесо», «Вал тихохідний», «Кришка прохідна», «Редуктор» і завжди полишати їх в одну й ту саму папку. Як на стадії побудови тривимірної моделі деталі, так і при її редагуванні, треба обов'язково заповнити клітинки панелі з переліком властивостей файлу деталі. Для цього належить навести курсор у дереві побудови моделі на його верхній рядок і натиснути праву кнопку миші. Як тільки з'явиться підменю (рис. 5.1), вибирають рядок «Свойства» і натискають ліву кнопку миші. У нижній частині екрана монітора, що добре видно на рис. 5.2, піс-

ля появи панелі «Свойства», неодмінно треба заповнити клітинку «Наименование» і присвоїти деталі ім'я з одного – двох слів (краще таке саме, як і файла).

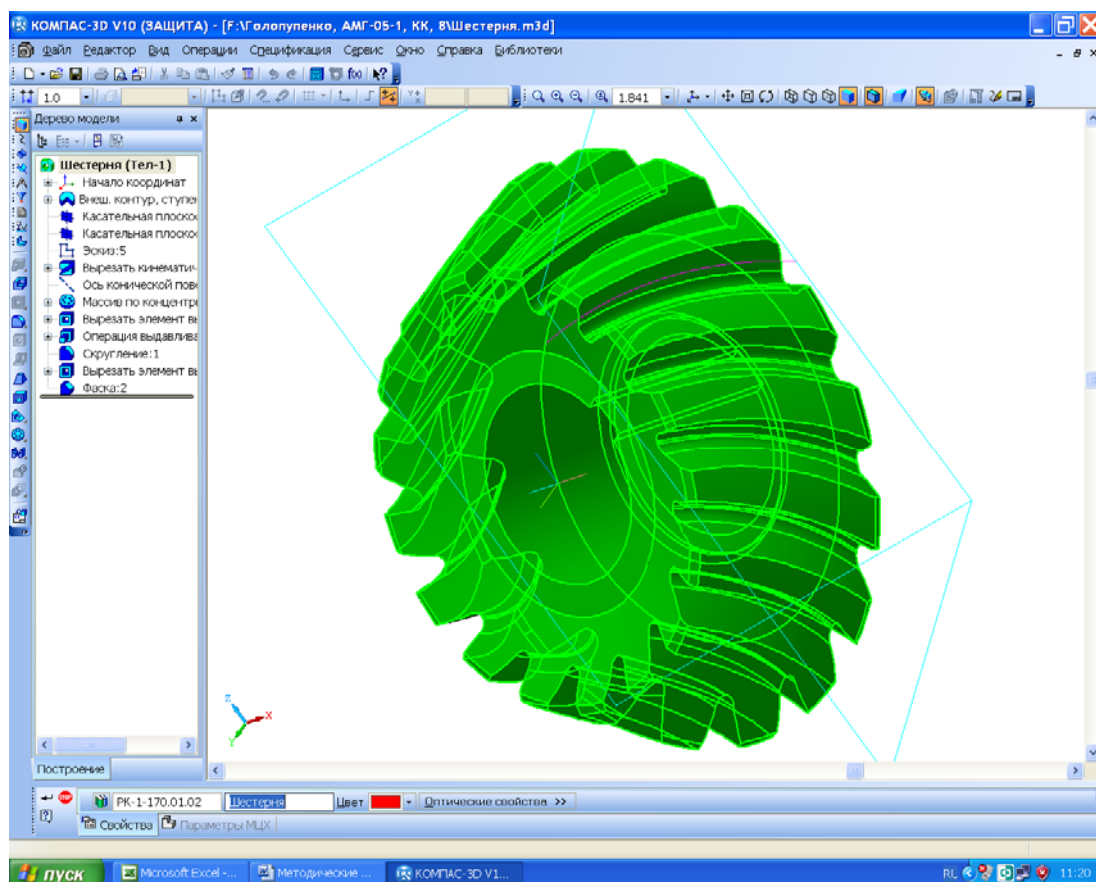




Рис. 5.2

Ще на цій стадії заповнюють клітинку «Обозначение», але перед випуском креслеників на друк його треба перевірити й заповнити згідно зі специфікацією складальної одиниці, до якої входить деталь. Те саме стосується складання, за винятком вибору матеріалу, оскільки це роблять для кожної деталі окремо. З цією метою відкривають закладку «Параметры МЦХ», як це показано на рис. 5.3, і вибирають пункт «Материал», з якого й буде виготовлено деталь. За умовчужанням у програмі запропоновано використовувати «Сталь 10 ГОСТ 1050-88» і якщо ця пропозиція залишиться без змін, то саме цей матеріал буде в основі кресленника деталі. Щоб зберегти вибрані параметри, потрібно натиснути на кнопку «Создать объект» на панелі «Свойства детали». Оскільки часто зображення основних площин і осей заважають сприймати тривимірну модель, їх приховують за допомогою команди «Вид→Скрыть», або навіть «Скрыть все вспомогательные объекты». Для розуміння змісту наведених нижче процедур, передбачених програмою КОМПАС, студент має паралельно виконувати їх на комп'ютері.

### 5.1. Побудова зубчастих коліс циліндричної передачі

Після завершення розрахунку зубчастої передачі переходять до побудови електронних моделей зубчастих коліс, які виконують у бібліотеці програми, що має назву КОМПАС-SHAFT 2D, використавши вхідні дані у вигляді результатів деяких проміжних обчислень. Передусім створюють новий файл програми КОМПАС і зберігають під уже знайомим іменем, наприклад, «Шестірня», у форматі  «Чертеж» або  «Фрагмент», залежно від того, з якої деталі зубчастого зачеплення розпочинають побудову (це може бути колесо).

Потім в меню «Менеджер библиотек» відкривають бібліотеку «Расчет и построение» та КОМПАС-SHAFT 2D, після чого подають команду «Построение модели». У падаючому меню натискають кнопку «Новая модель», а в новому підменю «Выбор типа отрисовки» вибирають, наприклад, напис «В полуразрезе» і підтверджують це натисканням кнопки «ОК» в діалоговому вікні програми, як показано на рис. 5.4.

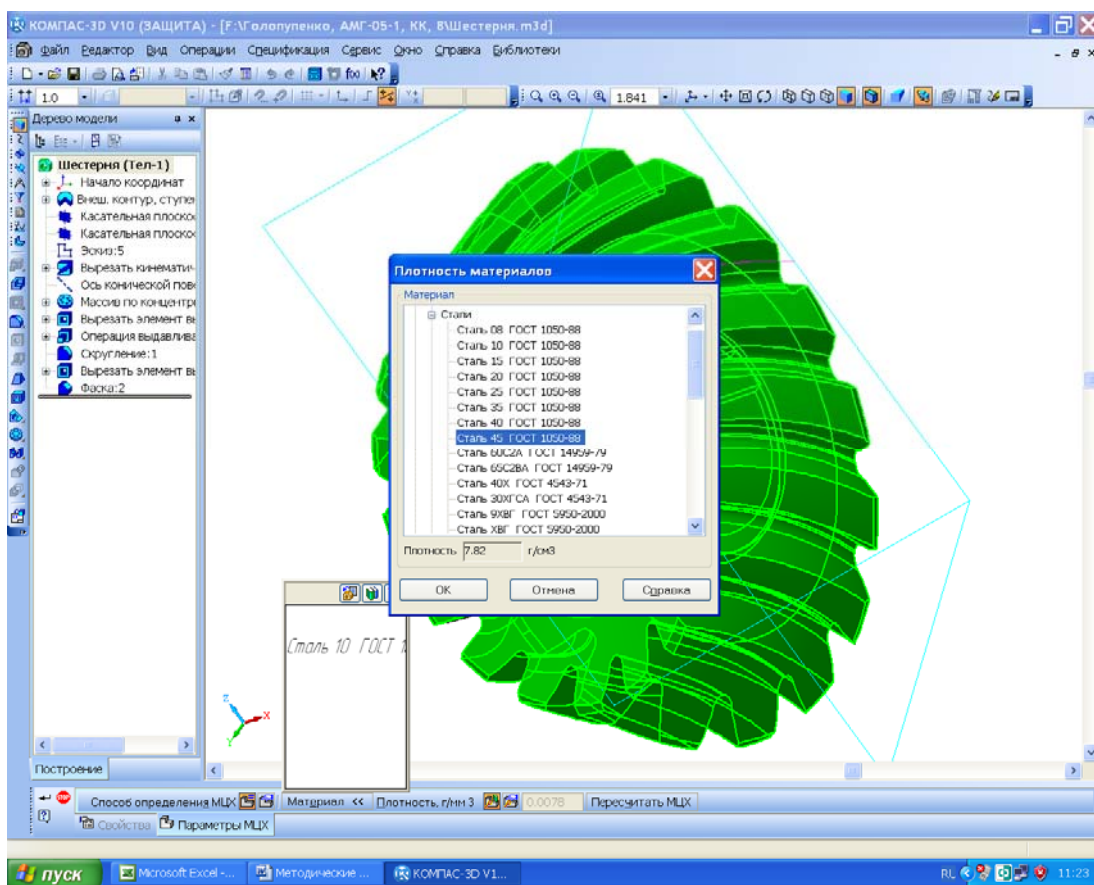


Рис. 5.3

Наведенням курсору у вигляді «хреста» відбувається прив'язування до початку координат на екрані монітора шляхом натискання лівої кнопки миші. Далі знову відкривається меню КОМПАС-SHAFT 2D, де у верхньому вікні «ВНЕШНИЙ КОНТУР» з'явилось дерево побудови моделі. Вибирають перше зверху вікно, оскільки в проектуваному редукторі використовують колеса тільки зовнішнього зачеплення. Натискають на кнопку «Элементы механических передач» і вибирають у падаючому підменю тип зубчастієї передачі, яку слід побудувати в курсовому проекті, наприклад, «Шестерня цилиндрической зубчатой передачи» (рис. 5.5). Після цього випадає нове підменю розрахунку цієї передачі. На цьому етапі, як простежується на рис. 5.6, є можливість задати виконання фасок та галтелей на торцях зубчастих коліс передачі, а потім натиснути кнопку «Запуск расчета». З появою нового підменю можна вибрати послідовність розрахунку із запропонованих у програмі варіантів: «Геометрический расчет», «Расчет на прочность» чи «Расчет на долговечность». Починають з геометричного розрахунку, а кнопки інших розрахунків поки що недоступні. Далі випадає підменю «Вариант расчета» з таким вибором видів розрахунку: «По межосевому расстоянию», «По коэффициентам смещения», «По диаметрам вершин колес». Можна вибирати будь-який вид розрахунку, наприклад, «По коэффициентам смещения», пропонується у програмі за умовчанням (рис. 5.7). Решту видів зазвичай застосовують, розраховуючи параметри спеціальних та багатоступеневих редукторів, коли конструкторові потрібно увести редуктор у конкретні конструкторські розміри вузла чи агрегата машини або використати готові колеса, які вже на ходу.

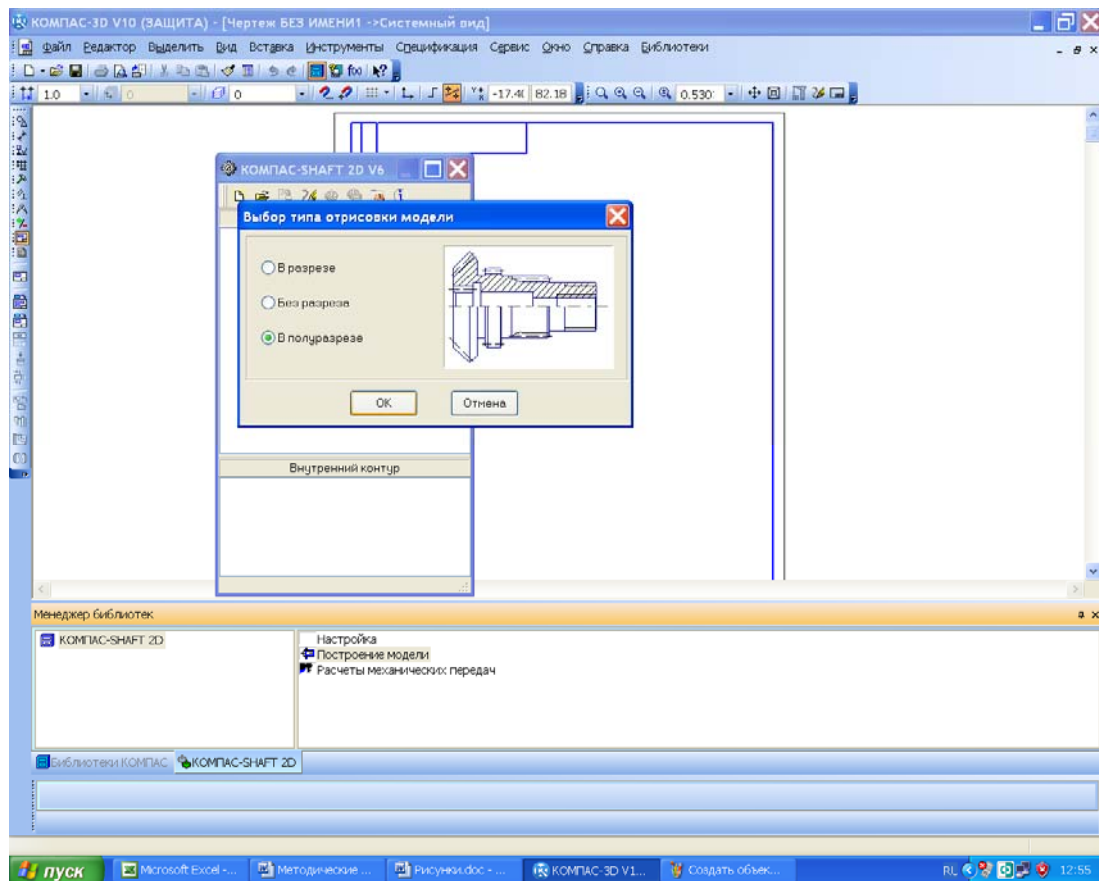








Рис. 5.4

Натиснувши кнопку «По коэффициентам смещения», розгортають вікно розрахунку «Страница 1» й заповнюють доступні для введення вихідної інформації клітинки відповідно до рис. 5.8. У деяких з них, наприклад, «2. Модуль, мм» міститься кнопка, що відкриває список стандартних значень, з якого можна вибрати відповідне. Так, клітинка «Коэффициент смещения исходного контура» має кнопку  вмонтованого калькулятора, натиснувши яку, користувач не тільки запускає розрахунок цієї величини, а й використовує її як рекомендовану програмою, хоча можна було ввести будь-яку іншу. Коли на першій сторінці введено достатній обсяг інформації, то стає доступним вікно «Страница 2», в якому за умовчанням наведено дані про ступінь точності виготовлення зубчастих коліс «7-С» та діаметри вершин зубців. У разі потреби ці параметри можна змінити, а потім натиснути кнопку  «Расчет» у вигляді калькулятора. Після цього у вікні «Ход расчета» висвітиться повідомлення про нормальний стан контрольованих параметрів зачеплення (рис. 5.9) або про те, що окремі з них не відповідають поставленим вимогам зачеплення, а тому мають бути змінені. У цьому разі необхідно повернутися на першу сторінку розрахунку й деякі вихідні дані змінити. Далі натискають кнопку  «Просмотр результатов расчета», а в новому вікні «Результаты расчета», що при цьому з'явилося, – кнопки  «Сохранить» та  «Печать» (рис. 5.10).

Таким чином, отримано роздруковану на папері таблицю з вхідними даними та результатами розрахунку зубчастої передачі, яку підшивають в додаток А пояснювальної записки до курсового проекту. Результати всіх комп'ютерних розрахунків мають бути теж віддруковані на папері й підшиті у відповідний розділ додатків пояснювальної записки.

Після успішного завершення геометричного розрахунку натискають кнопку  «Возврат в главное меню» і розпочинають черговий етап розрахунків «Расчет на прочность». При цьому знову розгорнуто вікно «Страница 1» підменю «Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки», в якому належить заповнити клітинки вихідних даних.

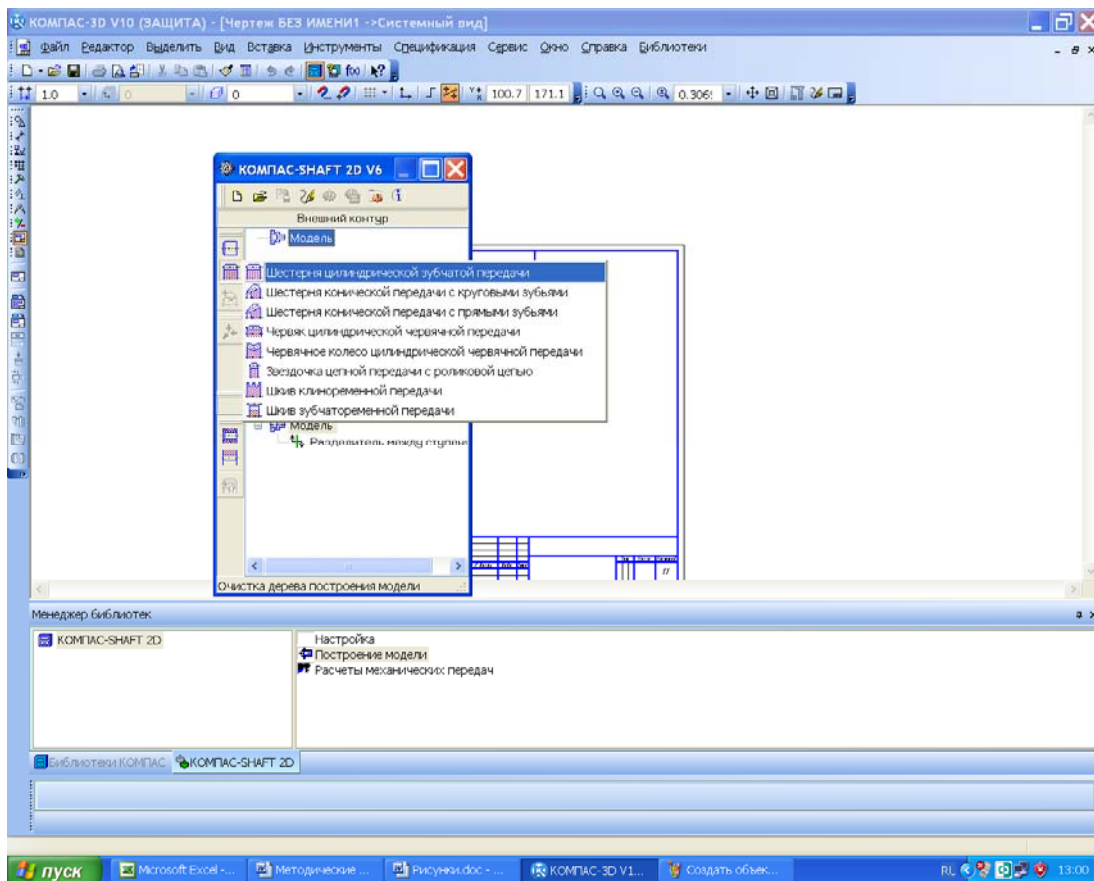


Рис. 5.5

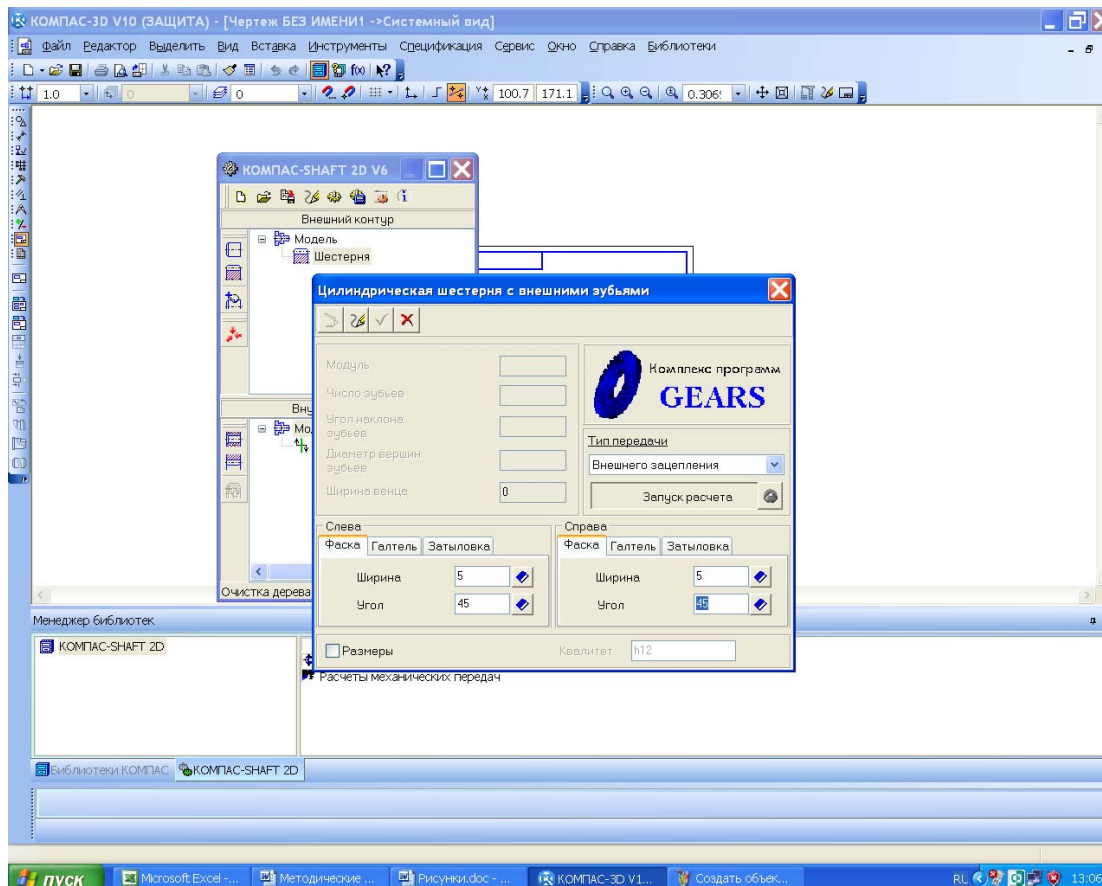


Рис. 5.6

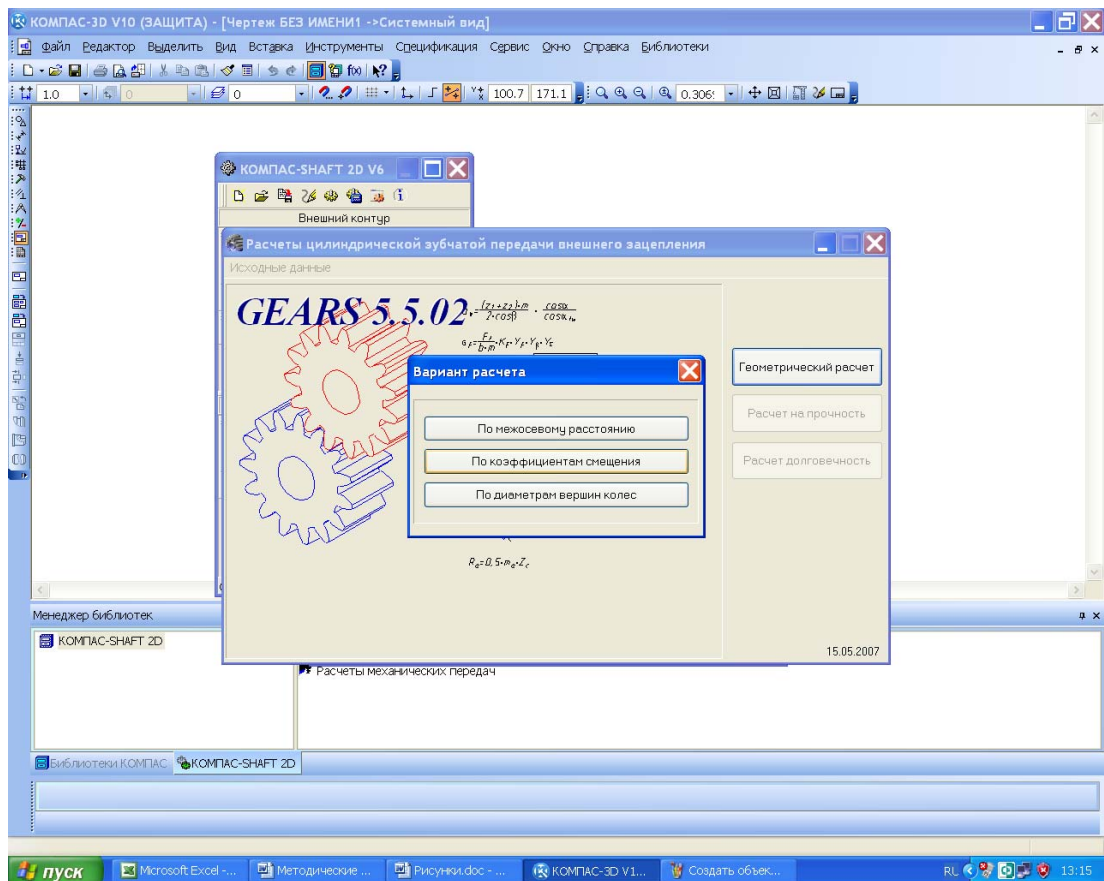


Рис. 5.7

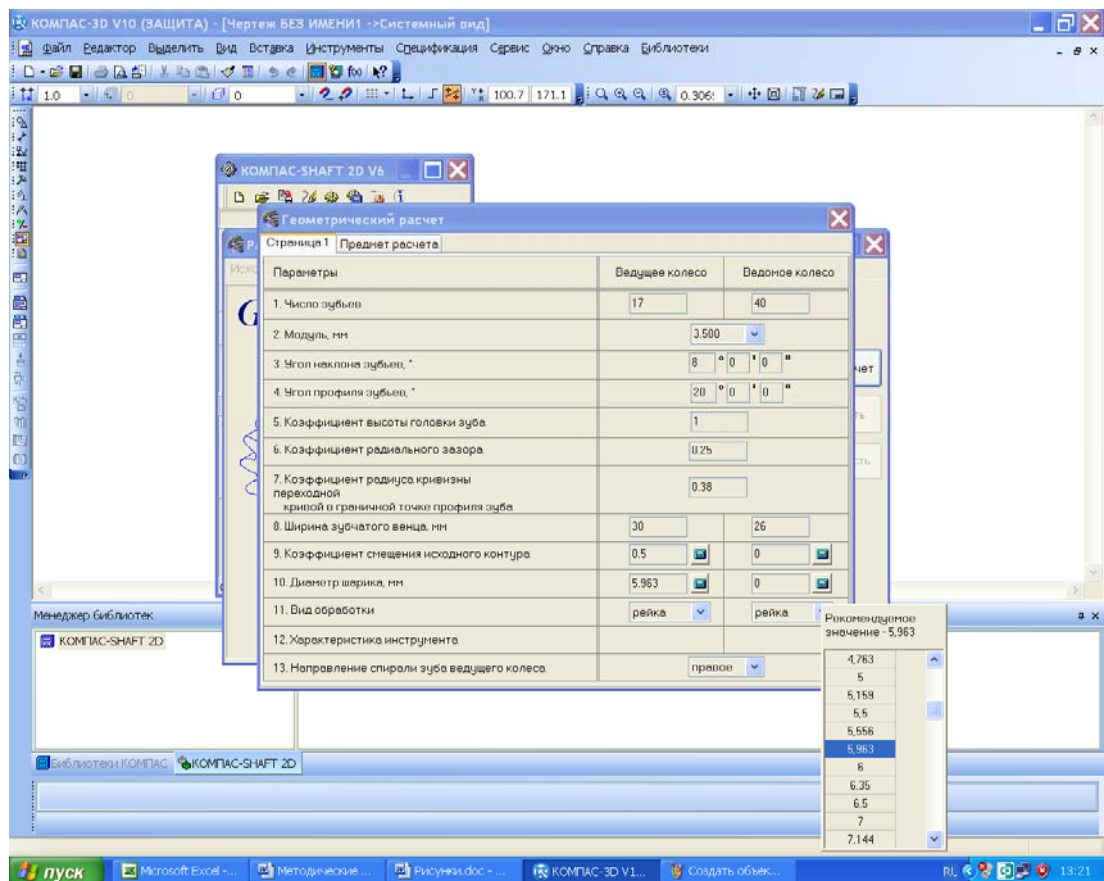


Рис. 5.8

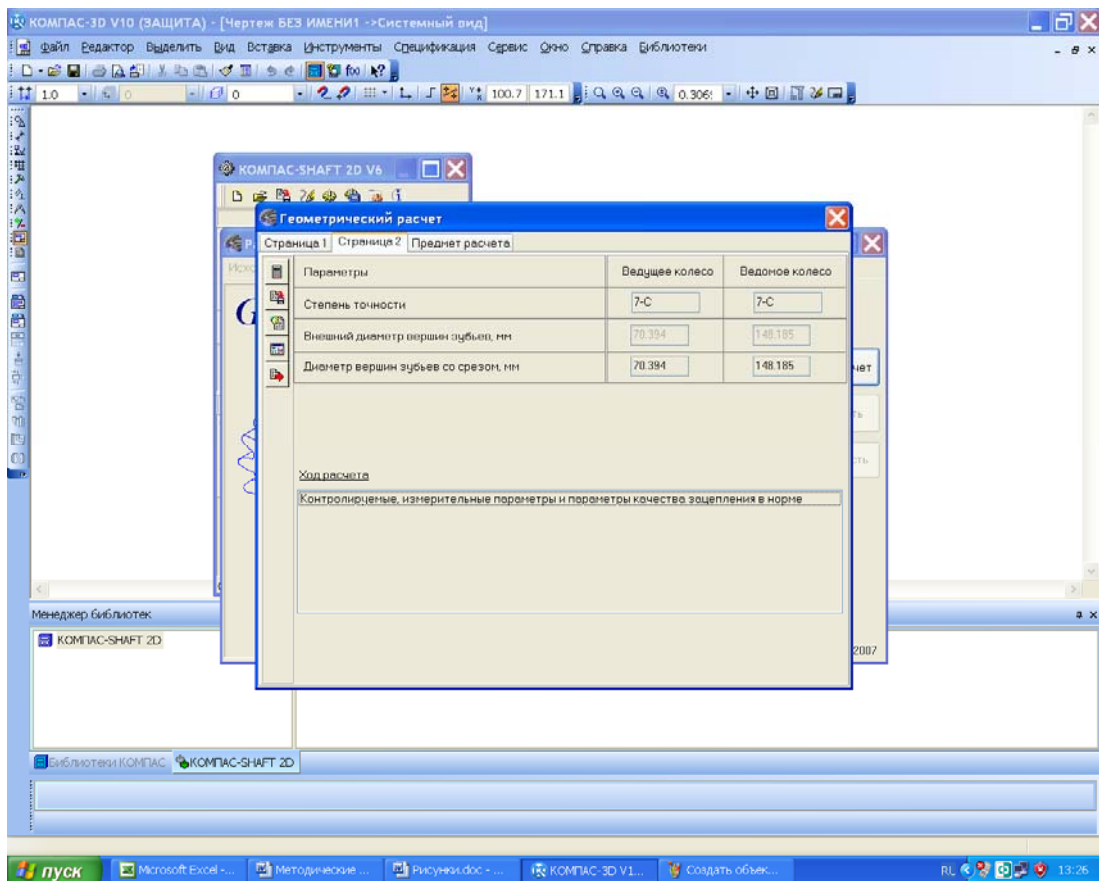


Рис. 5.9

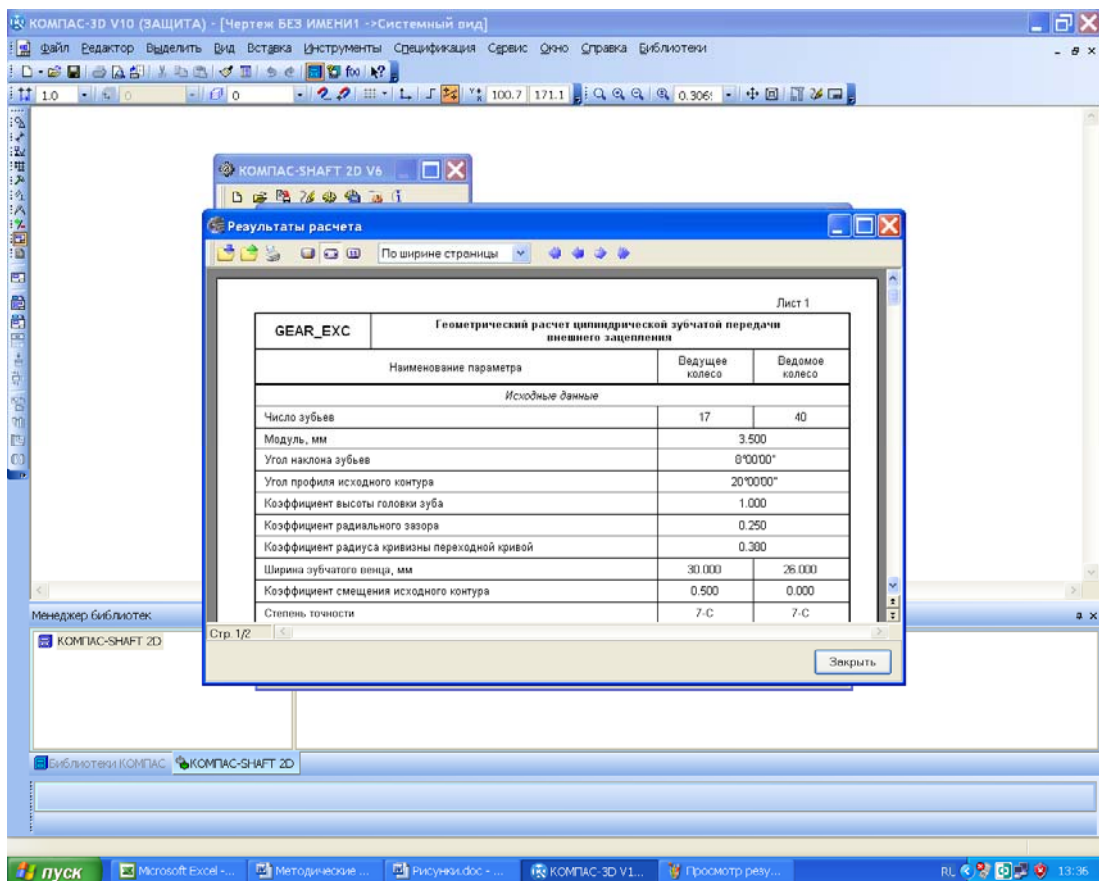


















Рис. 5.10



Поряд з клітинками параметрів 1 і 2 маємо додаткові кнопки , натисненням на які відкриваються нові підменю, де користувач може вибрати потрібну розрахункову схему редуктора (для циліндричного одноступеневого редуктора це шоста схема). Матеріали, з яких виготовлятимуться зубчасті колеса, потрібно залишити ті самі, що закладалися у підрозд. 2.1. Натиснення кнопки  в графі «2. Материал зубчатых колес» відкриває меню зі скороченим переліком властивостей матеріалів. Для отримання детального переліку зазначених властивостей треба натиснути кнопку  «Вывести отчет о материале» (деякі значення можуть відрізнятися від прийнятих раніше під час розрахунку зубчастої передачі в підрозд. 2.1), але на це можна не зважати. Якщо визначеної марки сталі (або іншого матеріалу) немає в пропонованому програмою переліку, то в графі «2. Материал зубчатых колес» позначають потрібну марку, а в графах 3 та 4 вручну вводять її допустимі параметри напруження на контакт і вигин, узяті із інших джерел. Далі вводять підменю «Расчетная нагрузка», при цьому використовують дані про крутний момент у зачепленні, а також параметр «Число оборотов на ведущем валу», після чого натискають на кнопку  «Расчет», яка при правильному введенні вихідних даних стає доступною. Перевіряють підсумки розрахунку і стежать за тим, щоб коефіцієнти запасу міцності за контактним напруженням та напруженням вигину (останні рядки відповідних блоків таблиці результатів) були більшими одиниці. Результати друкують на папері й підшивають до матеріалів пояснювальної записки курсового проекту. Потім за допомогою кнопки  знову повертаються в головне меню аби виконати останній вид розрахунків «Расчет на долговечность». Відкривається діалогове вікно «Страница 1», у якому за результатами проведених розрахунків уже заповнені майже всі клітинки, окрім «Базовый ресурс и его размерность». Якщо в завданні на курсовий проект містяться особливі вимоги до складу та якості навантаження, а також реверсивності роботи редуктора, то їх слід відображати в клітинках параметрів (з 8-ї по 11-ту). Далі натискають кнопку «Режим нагружения», розташовану поряд з кнопкою вікна «Страница 1», і кнопку  «Добавить режим». Вводять дані про вхідне навантаження в клітинки «Контакт» та «Изгиб» (крутний момент, що передається зачепленням), «Частота вращения шестерни» і «Число циклов», що дорівнює кількості циклів навантажень протягом усього терміну служби редуктора. Наступним кроком буде натискання кнопки  «Расчет», далі перевіряють і роздруковують результати розрахунку, які додають до пояснювальної записки.

У кінці розрахунків, повертаються в головне меню, натиснувши кнопку  (тут можна ввести вхідні дані, щоб заново обчислити параметри зубчастого зачеплення, коли отримані результати виявилися недостатньо успішними). Далі з'являється нове підменю «Выбор объекта построения», в якому можна вибрати об'єкт побудови шестерні або колеса (рис. 5.11).

Натиснення кнопки «ОК» робить активним меню «Цилиндрическая шестерня с внешними зубьями», в якому можна відкоригувати деякі параметри, а також увімкнути опцію проставлення розмірів на кресленнику. Перед побудовою кресленника натискають кнопку , і вже у відкритому файлі з'являється кресленик шестерні з умовним зображенням зубців, як того вимагає ЄСКД, а у вікні меню КОМПАС-SHAFT 2D – умовне зображення зубчастого колеса (рис. 5.12). Якщо перемістити на нього курсор і клацнути правою кнопкою миші, то з'явиться контекстне меню можливих маніпуляцій з моделлю, у тому числі й редагування, здійснюване в тому самому порядку, що й описані вище розрахунок і побудова. Отриманий двовимірний кресленик шестерні можна буде використовувати надалі для створення її робочого кресленника. Аби тепер побудувати тривимірну модель розрахованого вище зубчастого колеса, у меню КОМПАС-SHAFT 2D треба натиснути на кнопку  «Дополнительные построения», а потім вибрати в підменю таку саму кнопку  «Генерация твердотельной модели» і в підсумку система побудує в окремому вікні тривимірну модель шестерні, яка в меню «Окно» називатиметься «Деталь без имени 1». Щоб оглянути результат тривимірних побудов, слід натиснути кнопку  «Обновить, показать, перестроить», а тоді в підменю вибрати рядок  «Активировать курсор», відкрити через меню «Окно» цю деталь і, натис-

каючи кнопку «Сохранить как», зберегти під іменем, яке згодом можна буде знайти в папці з файлами курсового проекту, наприклад, «Шестерня» (рис. 5.13). Темно-сірий колір, заданий програмою за умовчанням для всіх створених деталей, можна відразу або пізніше змінити на інший. Але краще це робити негайно, тобто ще до першого збереження файлу деталі під наданим ім'ям. Кнопка «Цвет» – в меню панелі «Свойства» розташована поряд з вищеописаною «Наименование» (рис. 5.2). Завершити побудову шестірні можна натисканням кнопки  «Сохранить модель и выйти», але перед цим вийти з режиму  «Активировать курсор», натиснувши кнопку  «Прервать команду» у лівому нижньому куті екрана монітора.

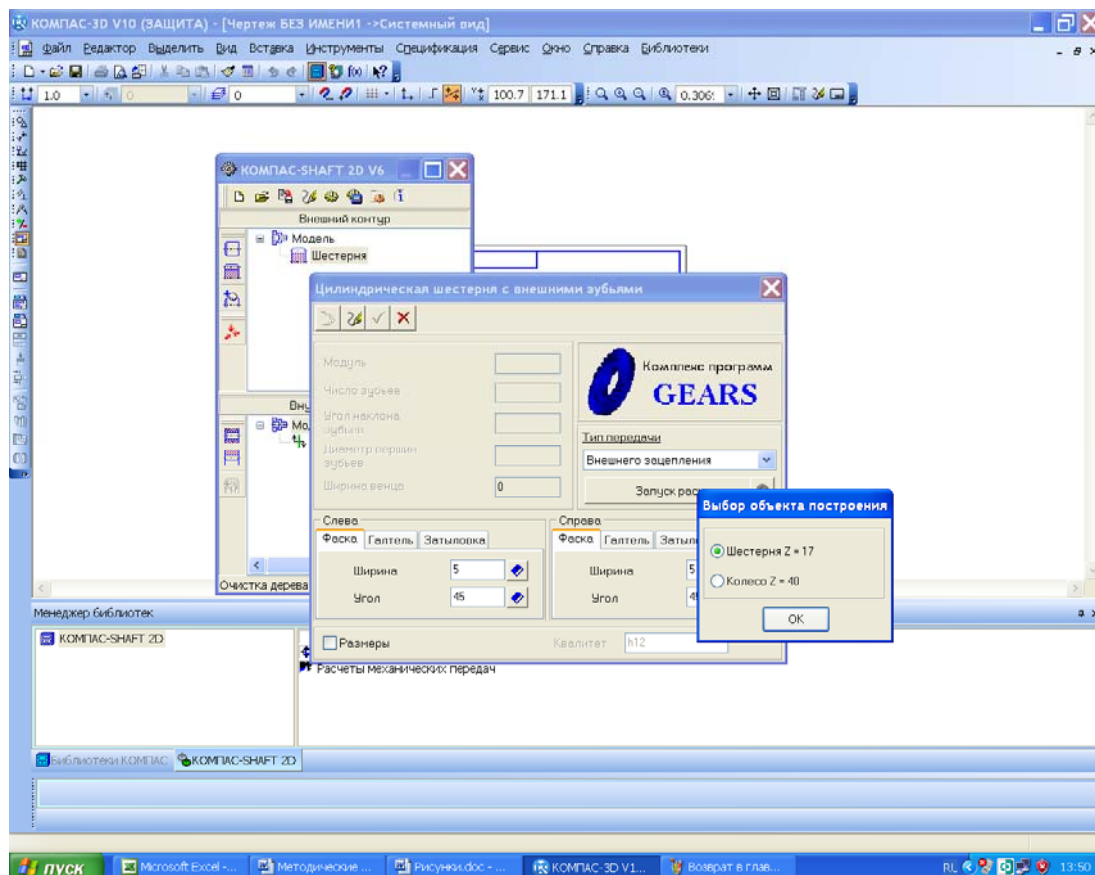











Рис. 5.11

Для побудови зубчастого колеса передачі необхідно повторити всі дії, запроваджені для побудови шестірні. Знову в меню КОМПАС-SHAFT 2D треба натиснути кнопку  «Элементы механических передач», вибрати опцію  «Шестерня цилиндрической передачи», а вже потім вводити в клітинки розрахунків ті самі значення, що й при розрахунку шестірні (природно, крім матеріалу, з якого її буде виготовлено). Для уникнення помилок належить використовувати надруковані таблиці вихідних даних і результатів обчислень. Виконавши побудову колеса, слід натиснути кнопку  «Дополнительные элементы ступеней» і додати до зображення зубчастого колеса за допомогою кнопки  «Кольцевые пазы», чи  «Кольцевые отверстия» відповідні елементи (для насадження на вал і зменшення ваги колеса), які в разі потреби відредагувати в меню КОМПАС-SHAFT 2D до моменту завершення побудови тривимірної моделі.

Якщо зображення зубчастого колеса формувалось у файлі типу «Чертеж», то, натиснувши кнопку  «Дополнительные элементы ступени», за допомогою кнопки  ще можна побудувати таблицю параметрів зачеплення, яку обов'язково розміщують у правому верхньому кутку робочого кресленника деталі (рис. 5.14) під позначенням невказаної шорсткості. Там же можна дати «замовлення» на побудову елементів  «Профиль зубьев», а також  «Полный профиль зубьев», що необхідні при виконанні робочого кресленника зубчастого колеса.

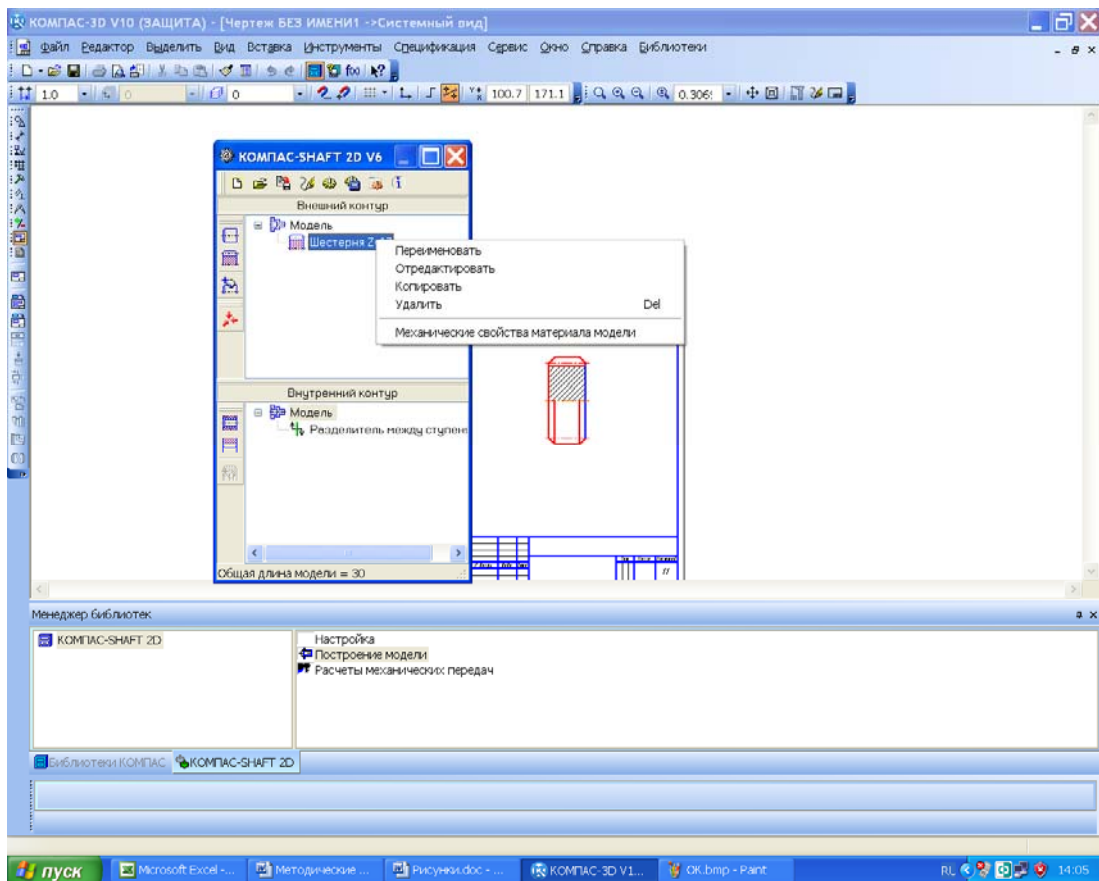


Рис. 5.12

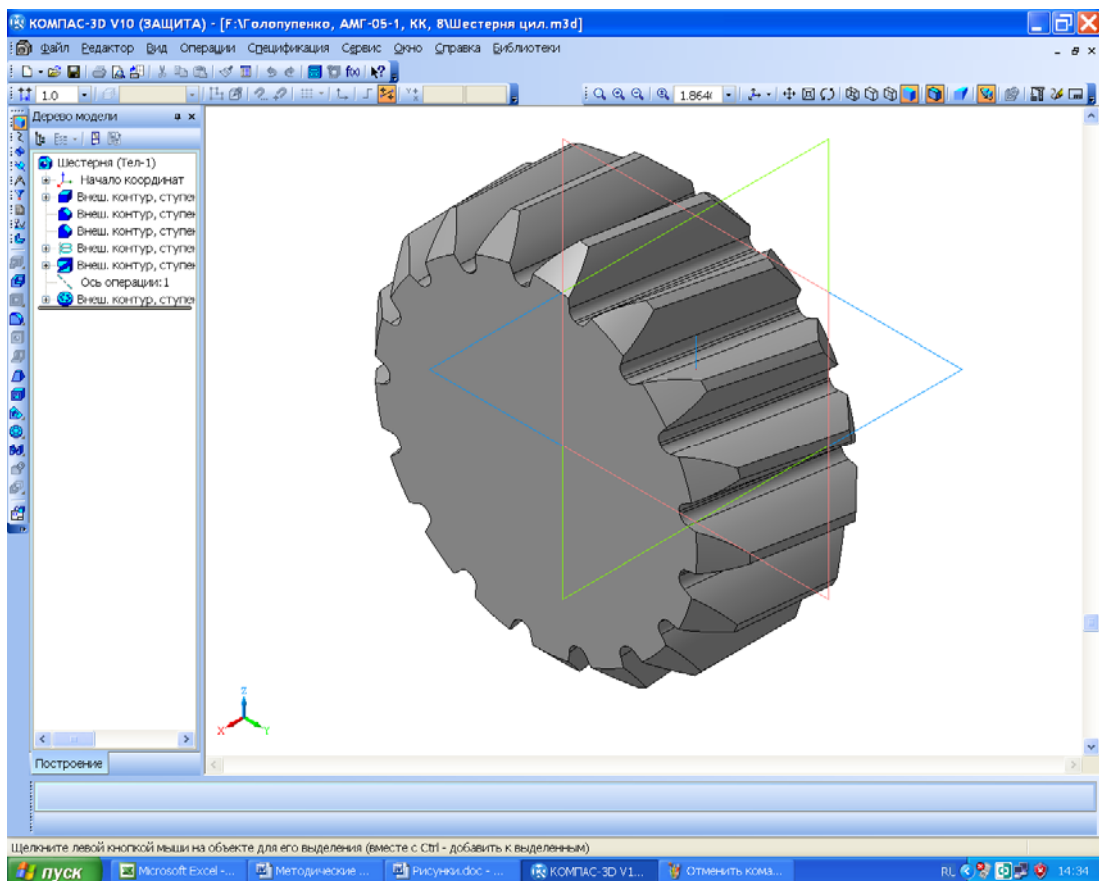


Рис. 5.13

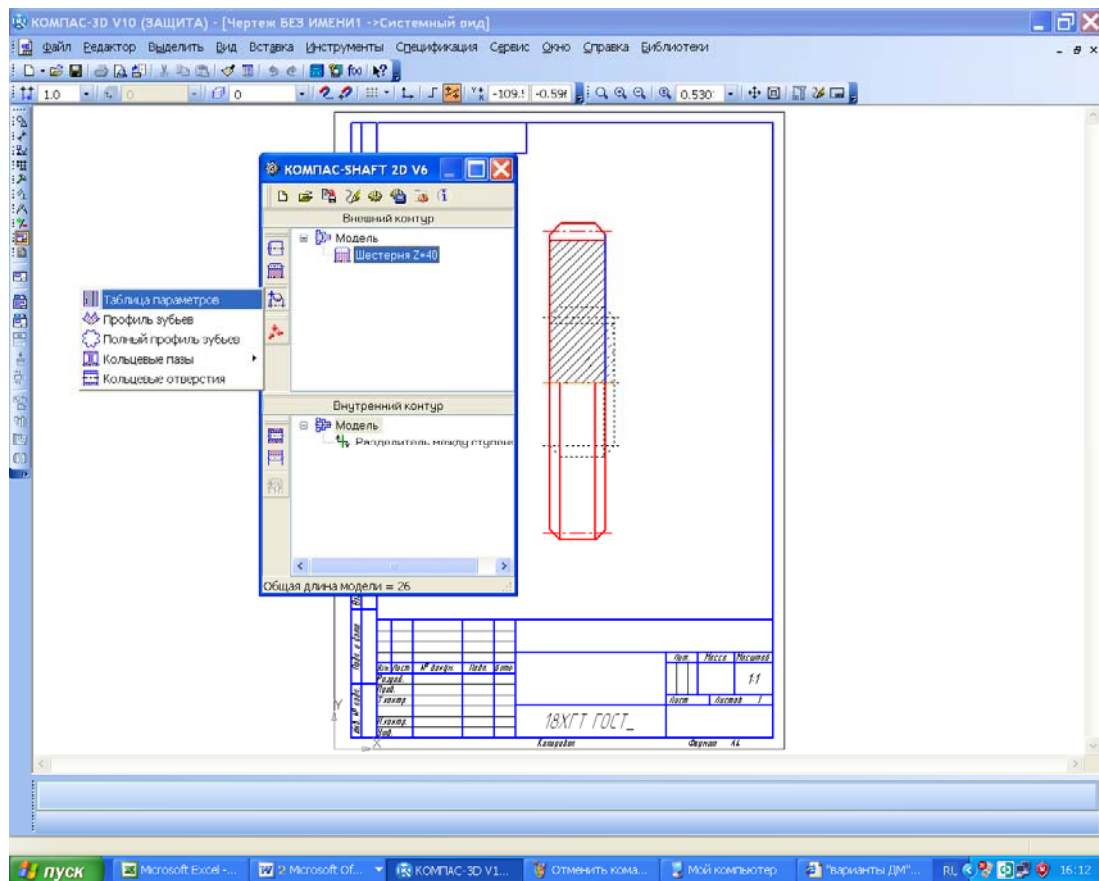




Рис. 5.14

Відкривши через деякий час файл кресленника або фрагмент, у якому за допомогою меню КОМПАС-SHAFT 2D побудовані зображення зубчастих коліс, його можна знову активізувати для редагування, двічі клацнувши лівою клавішею миші в місці будь-якої основної лінії зображення деталі.

Коли в передачі використано шевронні колеса, то спочатку слід побудувати половину зубчастого колеса (як косозубе циліндричне колесо), а потім приєднати до нього побудову другої половини, скориставшись операцією  «Зеркально отразить тело». Звичайно, в разі застосування коліс, нарізаних черв'ячною фрезою, перед дзеркальною побудовою необхідно додати до одного з торців уже завершеного півколеса половину канавки для виходу фрези (проміжного циліндричного ступеня, що відокремлює півшевроли колеса). Величину канавки для виходу фрези при нарізуванні шевронних коліс належить брати з літератури [4, т. 1, с. 492]. На рис. 5.15 цю операцію показано передостанньою та позначено як «Эскиз:4» в дереві побудови моделі.

Для закріплення зубчастих коліс на валах найчастіше використовують шпонкові з'єднання. З метою побудови шпонкових пазів на тривимірних моделях зубчастих коліс відкривають бібліотеку КОМПАС-SHAFT 3D і вибирають, наприклад, рядок  «Шпоночный паз под призматическую шпонку». Далі, керуючись підказками системи, вибирають циліндричну поверхню, на якій буде побудовано шпонковий паз, при цьому або погоджуються із запропонованим програмою варіантом шпонкового паза, або корегують його. Потім вказують на грань (найближчу до паза), як показано на рис. 5.16, і натискають кнопку «ОК». Далі програма сама побудує шпонковий паз, а тип застосованої шпонки повинен вибрати конструктор. Аналогічно можна побудувати трикутні або евольвентні шліци, якщо такий спосіб закріплення зубчастих коліс на валах буде виправданий, наприклад, рухливістю колеса щодо вала (у багатоступеневих коробках передач).

Як на стадії побудови тривимірної моделі деталі, так і згодом при її редагуванні потрібно обов'язково заповнити клітинки панелі властивостей файлу деталі.

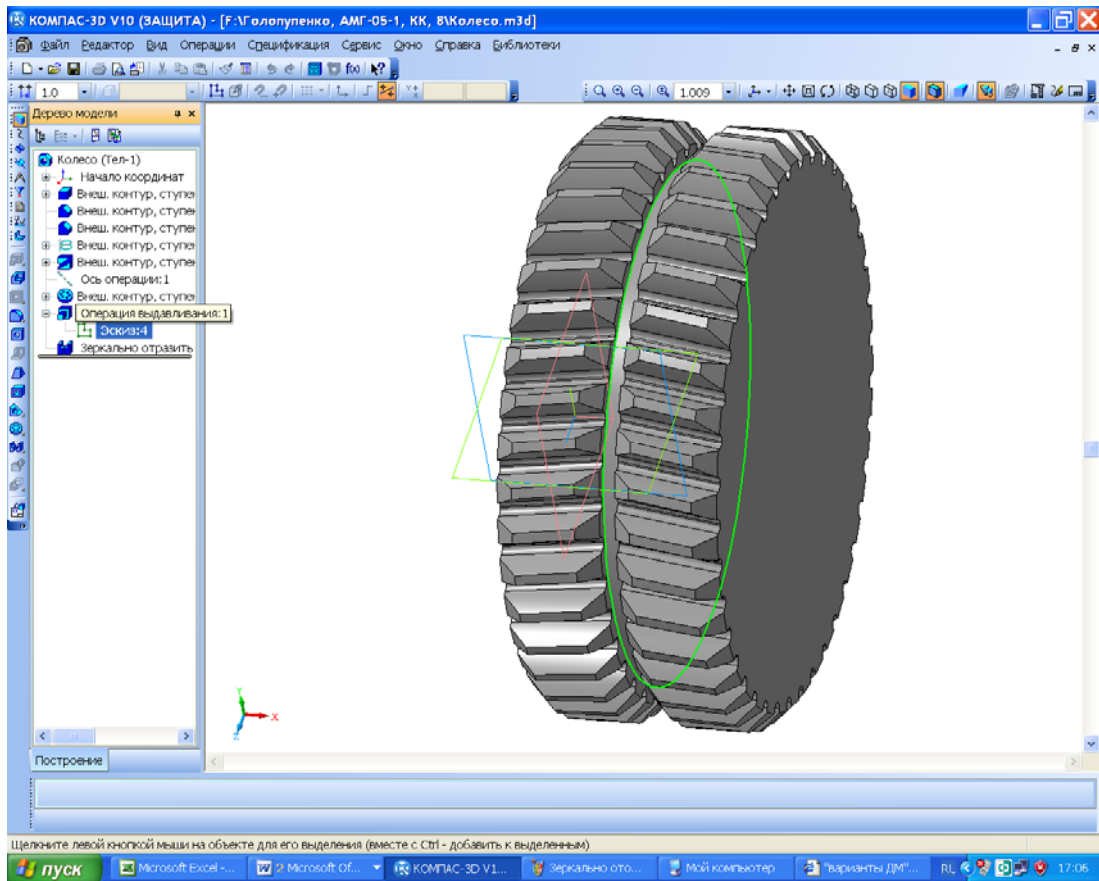


Рис. 5.15

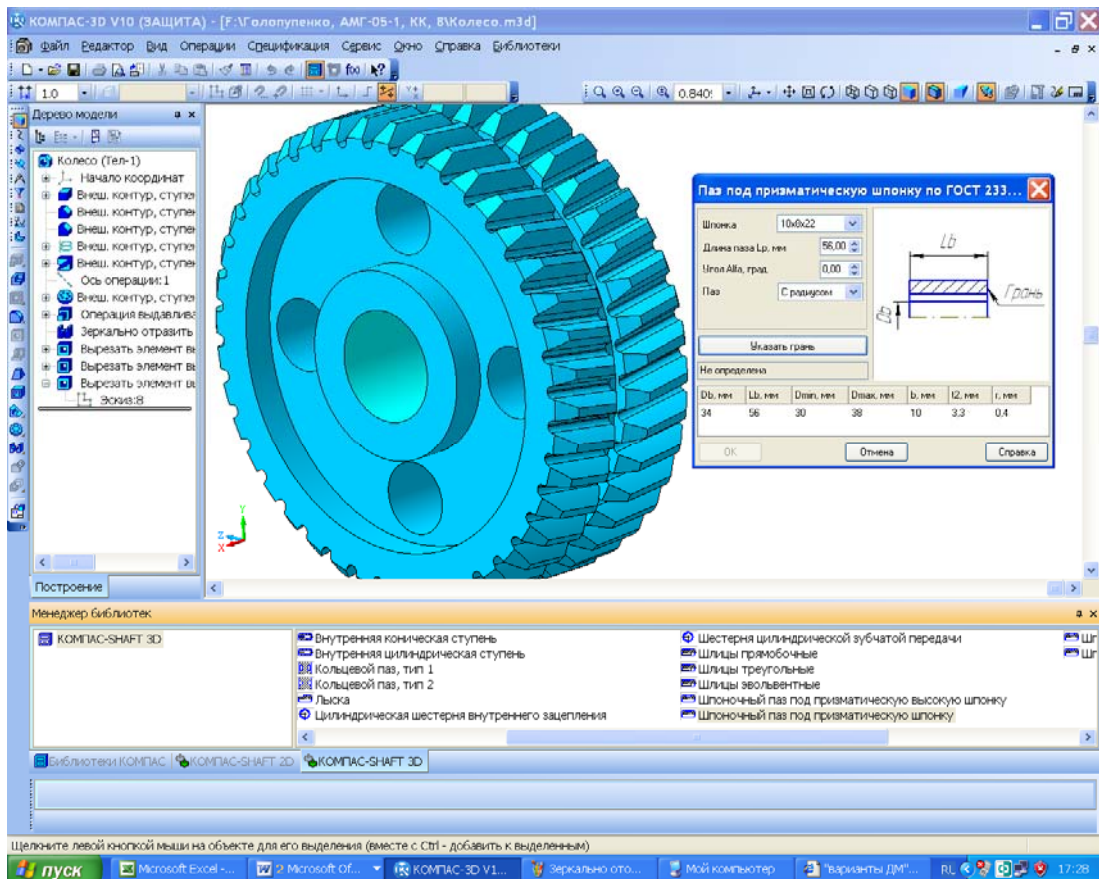


Рис. 5.16

Для цього потрібно навести курсор у дереві побудови моделей на його верхній рядок, і натиснути праву кнопку миші. Як тільки з'явиться підменю, в ньому слід вибрати рядок «Свойства» і натиснути ліву кнопку миші. Наступна операція – поява у нижній частині екрана монітора панелі «Свойства» (рис. 5.1 – 5.3), в якій вибирають матеріал для виготовлення деталі. Неодмінно заповнюють клітинку «Наименование», присвоївши деталі ім'я з одного – двох слів (краще однакове з ім'ям файлу). Якщо можливо, то на цій стадії заповнюють клітинку «Обозначение», але перед випуском креслеників на друк ці дані треба перевірити, чи відповідають вони специфікації складальної одиниці, до якої входить деталь.

Під час побудови моделі циліндричних зубчастих коліс треба дотримуватися рекомендацій щодо геометричних розмірів їх основних елементів, які наведені в табл. 5.1.

Шестерні зазвичай роблять ширшими від коліс на величину від 3 до 7 мм для компенсації можливих неточностей при складанні та регулюванні зачеплення й підшипників. Якщо відстань між западиною зубця шестерні та шпонковим пазом менша від 2,05  $m$ , то шестірню роблять сумісною з валом, і така деталь зветься валом-шестірнею.



Таблиця 5.1

Розміри елементів зубчастих коліс

Назва елемента	Розмір, мм	Ескіз
Діаметр ступиці (маточини)	$d_{cm} \geq 1,6d_e^*$	
Довжина ступиці (маточини)	$l_{cm} = (1,6...1,5)d_e$ , але не менше ширини вінця $B$	
Товщина обода	$\delta_o = (2,5...4)m_n^{**}$	
Товщина диска	$c_o = (0,2...0,3)B$	
Діаметр отворів у диску	$d_o = \frac{d_a^{***} - d_{cm}}{5}$	
Діаметр кола центрів в диску	$D_o = 0,5(d_o + d_{cm})$	
Фаски на зовнішньому діаметрі вінця $d_a$ , кут фаски $20^\circ$	$n = (0,5...0,7)m_n$ з округленням до стандартного значення	
* $d_e$ – діаметр вала; ** $m_n$ – модуль нормальний; *** $d_a$ – діаметр кола виступів зубців.		

## 5.2. Побудова зубчастих коліс конічної передачі

Побудову тривимірних моделей зубчастої конічної передачі також здійснюють засобами бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D, однак після натиснення кнопки «Элементы механических передач» потрібно вибрати тип конічної передачі, це може бути зокрема «Шестерня конической передачи с круговыми зубьями» або «Шестерня конической передачи с прямыми зубьями». Решта всіх дій аналогічна діям при побудові циліндричних зубчастих коліс, але в їхніх тривимірних моделях зубці не будуть «нарізані» самою програмою – їх слід будувати додатково.

Тому для спрощення побудови зубців геометричний розрахунок рекомендується робити за зовнішнім коловим модулем (значення вибирають зі стандартного ряду), а також вибрати тип 1 осьової форми зубця на «Странице 1» розрахунку. Праворуч від клітинки «10. Ширина зубчатого венца, мм» розміщено кнопку , натиснення якої видає підказку про найбільшу можливу за даних умов ширину вінця. Для вибору типу інструменту при нарізуванні кругового зубця треба перевести курсор на зображення фрези, натиснути праву кнопку миші і вибрати в падаючому підменю, наприклад, рядок «Метрическая зуборезная головка» (рис. 5.17), а потім і «підсвічений» рядок з розмірами головки, натиснувши кнопку «ОК». Отже, стає доступною кнопка  «Расчет», а з її натисненням запускається розрахунок зубчастого зачеплення.

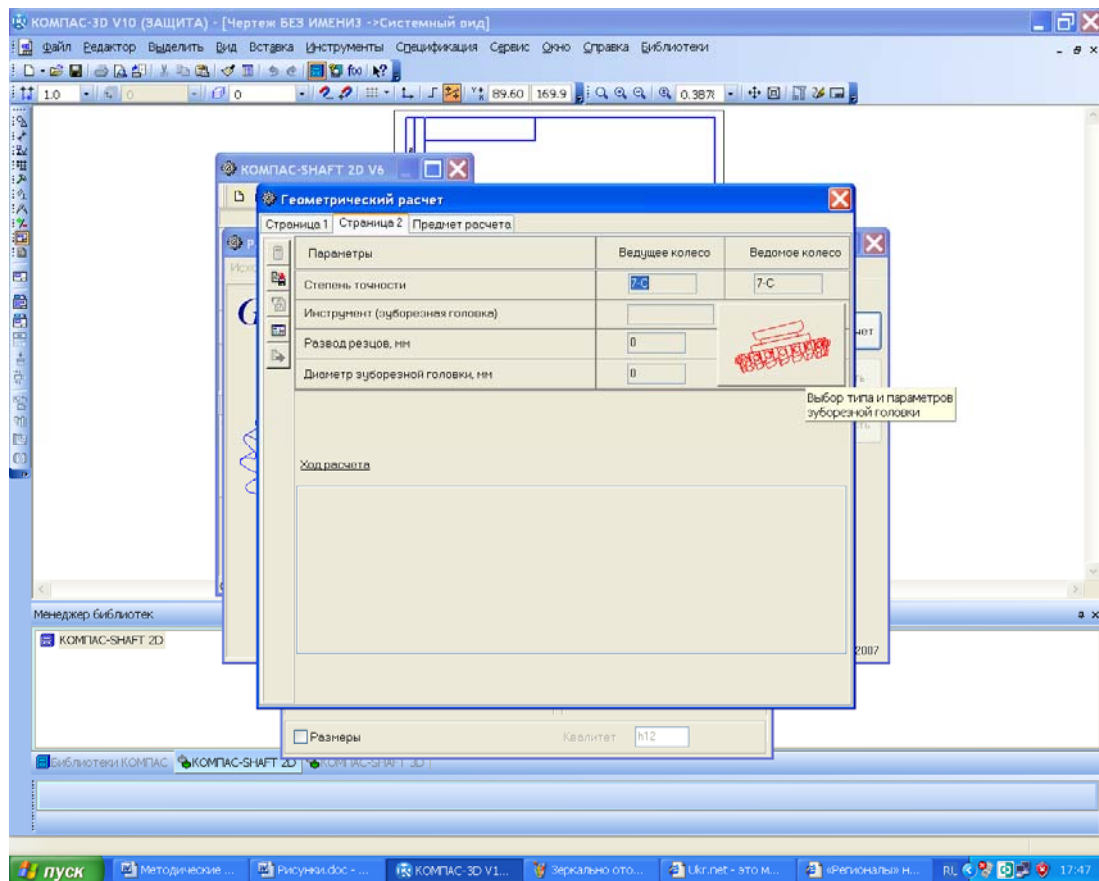


Рис. 5.17

Для спрощення подальшого процесу побудови зубців і зубчастого зачеплення бажано відмовитися від задання фасок і галтелей на більшій основі конуса при створенні моделі його заготовки. Їх можна додати потім, тобто після нарізування першого проміжку між сусідніми зубцями. А після створення загівки тривимірної моделі необхідно виконати описану далі процедуру. Відкрити ескіз операції «Операция вращения», провести через похилу (основну) лінію твірної головного конуса допоміжну пряму, а потім через початок координат уздовж осі колеса ще одну ортогональну допоміжну пряму. Виділити рамкою зображення напівперерізу загівки конічного колеса і за допомогою команди «Сдвиг» в меню «Редактирование» пересунути зображення, як це показано на рис. 5.18. Прив'язавшись до точки перетину двох допоміжних прямих, перемістити її в початок координат (світлі лінії відповідають попередньому положенню півперерізу колеса), закрити ескіз і перебудувати модель.

Далі на зубчастому колесі добудовують центральну маточину, отвір, шпонковий паз або шліци для закріплення колеса на валу. Якщо шестірня має стати валом-шестірнею, то до неї прибудовують інші частини вала потрібних діаметрів і довжини (це буде описано нижче у підрозд. 7.4).

На створених тривимірних моделях шестірні та колеса ще потрібно «нарізати» зубці, для чого використовують допоміжні побудови. Залежно від виду зубця конічного колеса (прямий або круговий) побудова відбувається по-різному.

Файл зберігають з потрібним іменем, наприклад, «Колесо коническое».

При створенні моделі конічних зубчастих коліс слід дотримуватися рекомендацій стосовно геометричних розмірів їх основних елементів (табл. 5.1).

### 5.2.1. Побудова зубців на моделях прямозубих конічних коліс

Зубці будують на вже згенерованій за допомогою програми KOMPASS-SHAFT 2D тривимірній загівці моделі конічного колеса. Для цього спочатку створюють тривимірну модель допо-

міжного прямокутного циліндричного колеса для зубчастої передачі з тими самими основними параметрами виступів зубців (їхньою кількістю, модулем, діаметрами кола западин і виступів). Потім у зазначеній моделі відкривають ескіз побудови перетину проміжку між сусідніми зубцями і копіюють зображення в буфер пам'яті засобами програми. Вони такі самі, як і в середовищі Windows (рис. 5.19). У виділеному ескізі копійована фігура підсвічується.

Далі переходять до файла заготовки конічного колеса та будують допоміжну дотичну площину до конуса вершин зубців колеса. Це роблять за допомогою інструментальної панелі «Вспомогательная геометрия» і команди «Касательная плоскость». На заготовці відкривають режим «Эскиз» і вставляють раніше збережене зображення, прив'язуючись до більшого кола конуса і відповідним чином орієнтуючи його, як це видно на рис. 5.20. При цьому допоміжну дотичну площину підсвічено, а вставлену в ескіз (це «Эскиз:б») у вікні дерева моделі фігуру зображено синьою основною лінією. Ескіз закривають (натисненням на ту саму кнопку, але вже підсвічену) і завдяки операції «Вырезать выдавливанием» «Через все» видаляють на моделі простір між двома сусідніми зубцями.

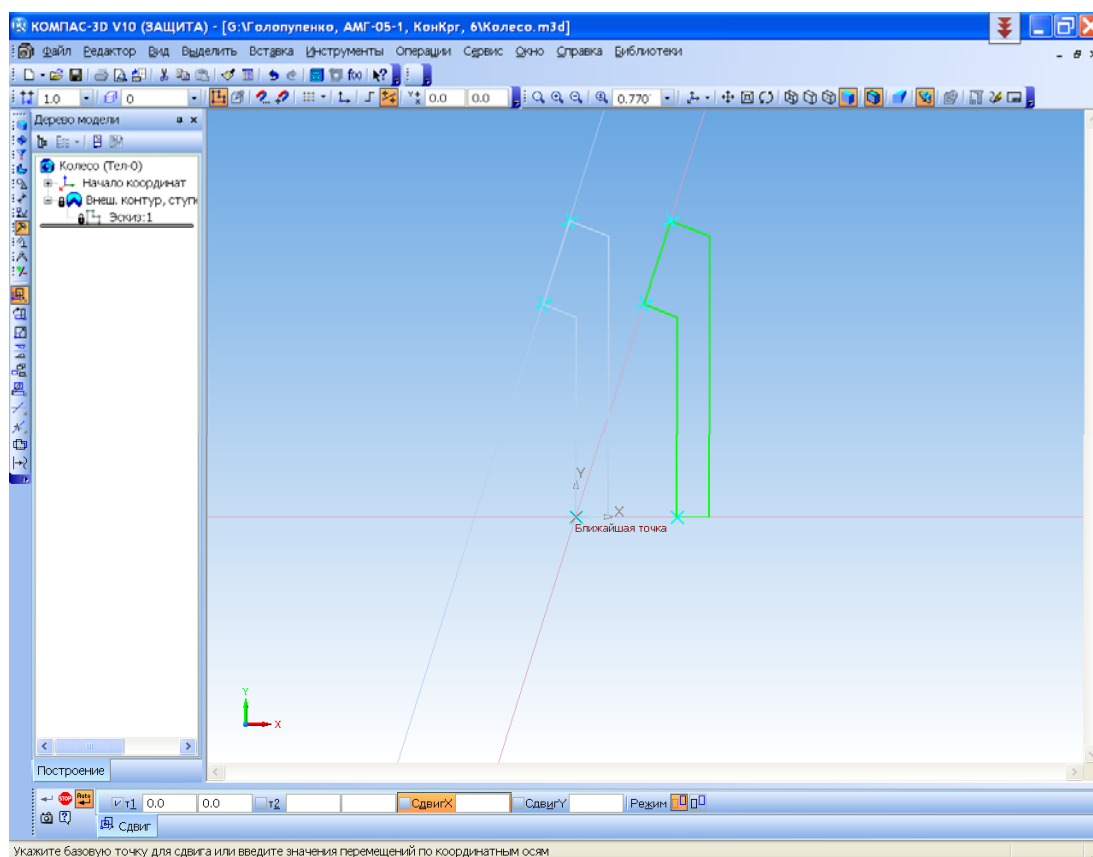


Рис. 5.18

Потім на одній з основних площин ескіз відкривають таким чином, щоб вирізаний проміжок розмістився на екрані монітора прямо перед очима, як це зображено на рис. 5.21. У відкритому ескізі будують допоміжну лінію, що проходить через вісь конічного колеса, а тоді за допомогою команди «Спроецировать объект» на інструментальній панелі «Геометрия» (кнопка стає активною при переході в режим «Эскиз») креслять відрізки проєкцій великої та малої основ головного конуса на площину ескізу (вони зображені синьою основною лінією). Далі вздовж твірної конуса через кінці побудованих відрізків проводять пряму допоміжну лінію, яка перетне осьову в деякій точці.

Тепер потрібно побудувати допоміжну пряму через одне з ребер вершин зубців (достатньо одного, оскільки вони симетричні), що утворилися після вирізання проміжку (на рисунку це нижні кінці відрізків проєкцій великої та малої основ конуса), і продовжити її до перетину з осьовою лінією.



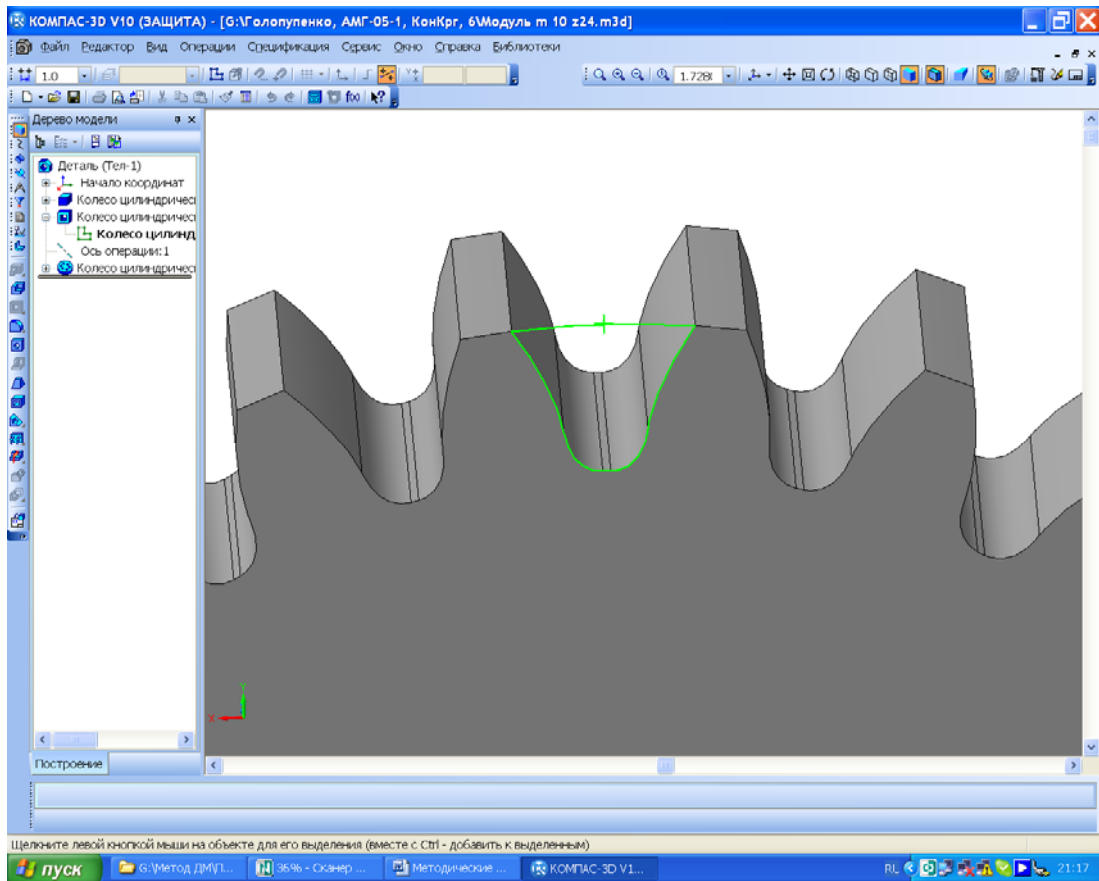


Рис. 5.19

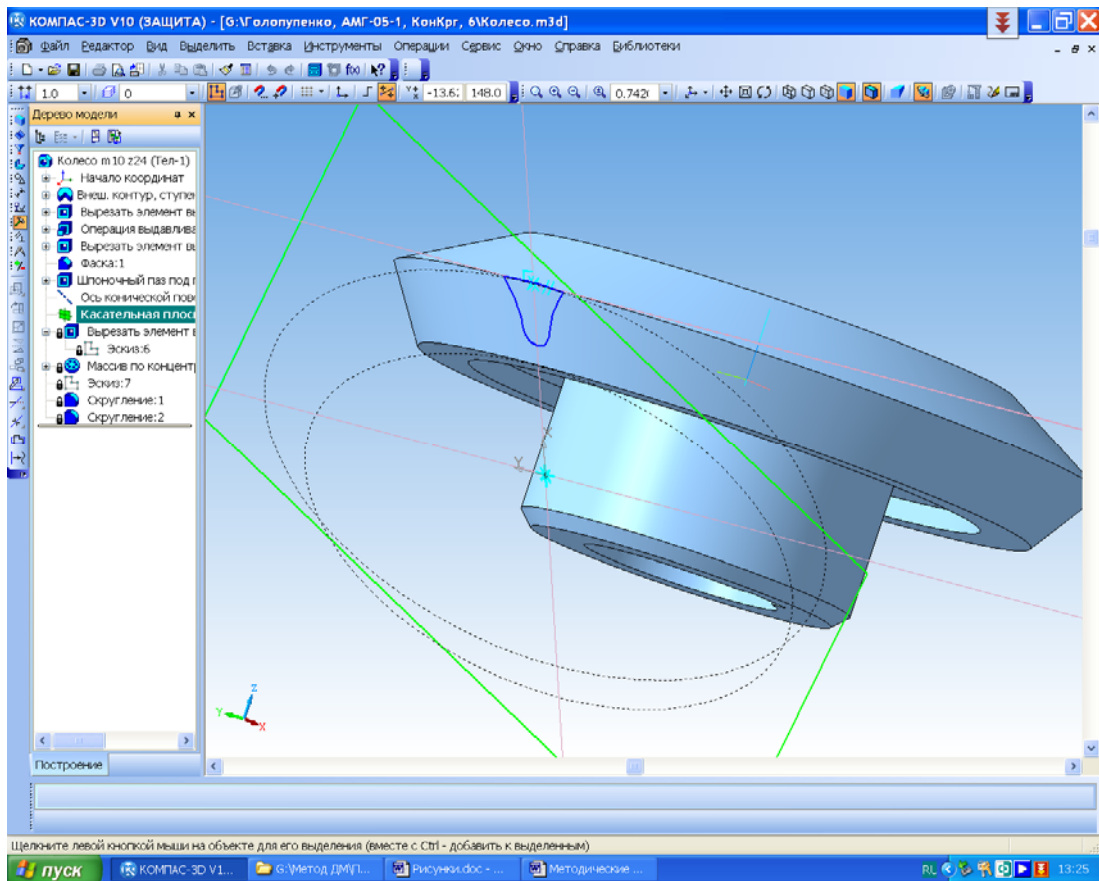


Рис. 5.20

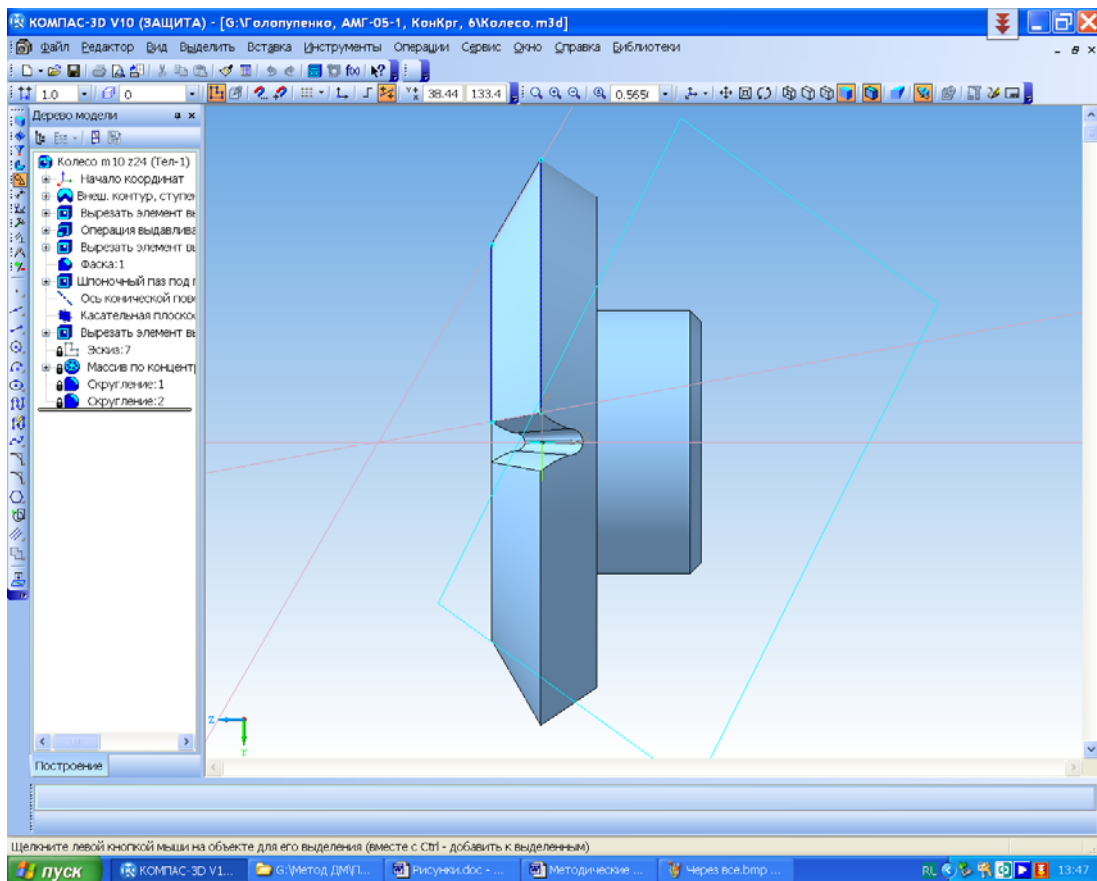


Рис. 5.21

Обидві точки перетинів повинні збігатися, але з першої спроби цього скоріше за все не станеться. Для виправлення цієї неточності треба повернутися до операції вирізування проміжку між зубцями й відредагувати її, ввівши деяку величину в операцію «Уклон внутрь» (кнопка має бути підсвіченою), наприклад  $1^\circ$ . Після цього в допоміжному ескізі перевіряють збіг точок перетину ліній з осью. Описану процедуру слід повторювати доти, поки відстань між точками не стане меншою одного міліметра, як це показано на рис. 5.21 (задовільна для навчальних завдань точність).

Крім цього, за допомогою команди «Ось конической поверхности» в меню інструментальної панелі «Вспомогательная геометрия» креслять вісь (показати курсором на конічну або циліндричну поверхню), необхідну для подальших побудов. А за допомогою операції «Массив по концентрической сетке» з меню інструментальної панелі «Редактирование детали» «нарізають» решту западин між зубцями колеса, щоб отримати модель цього елемента (рис. 5.22). Кількість елементів у цьому масиві має дорівнювати числу зубців колеса. Команду «Ось конической поверхности» використовують для побудови решти всіх западин між зубцями колеса за допомогою операції «Массив по концентрической сетке» з меню інструментальної панелі «Редактирование детали». На правій частині вінця (див. рис. 5.23) видно першу западину між двома сусідніми зубцями (виконану попередньо) і фантоми решти 37 западин, які й сформують 38 зубців колеса (після виконання зазначеної операції).

Описані побудови не зовсім точні (оскільки вершини кутів ділильного конуса  $\delta$ , конуса вершин  $\delta_a$  і конуса западин  $\delta_f$  загалом не збігаються), але й цього достатньо для виконання курсового проекту. Щоб досягти більшої точності в побудові зубців, необхідно нанести на ескіз (рис. 5.21) ще й лінії ділильного конуса та западин зубців, використовуючи розміри з рис. 3.1, розраховані в підрозд. 3.3.7. У цьому випадку уклон бічних поверхонь двох сусідніх зубців і западини між ними для точного дотримання значень кутів  $\delta$ ,  $\delta_a$  та  $\delta_f$  потрібно задавати окремо.

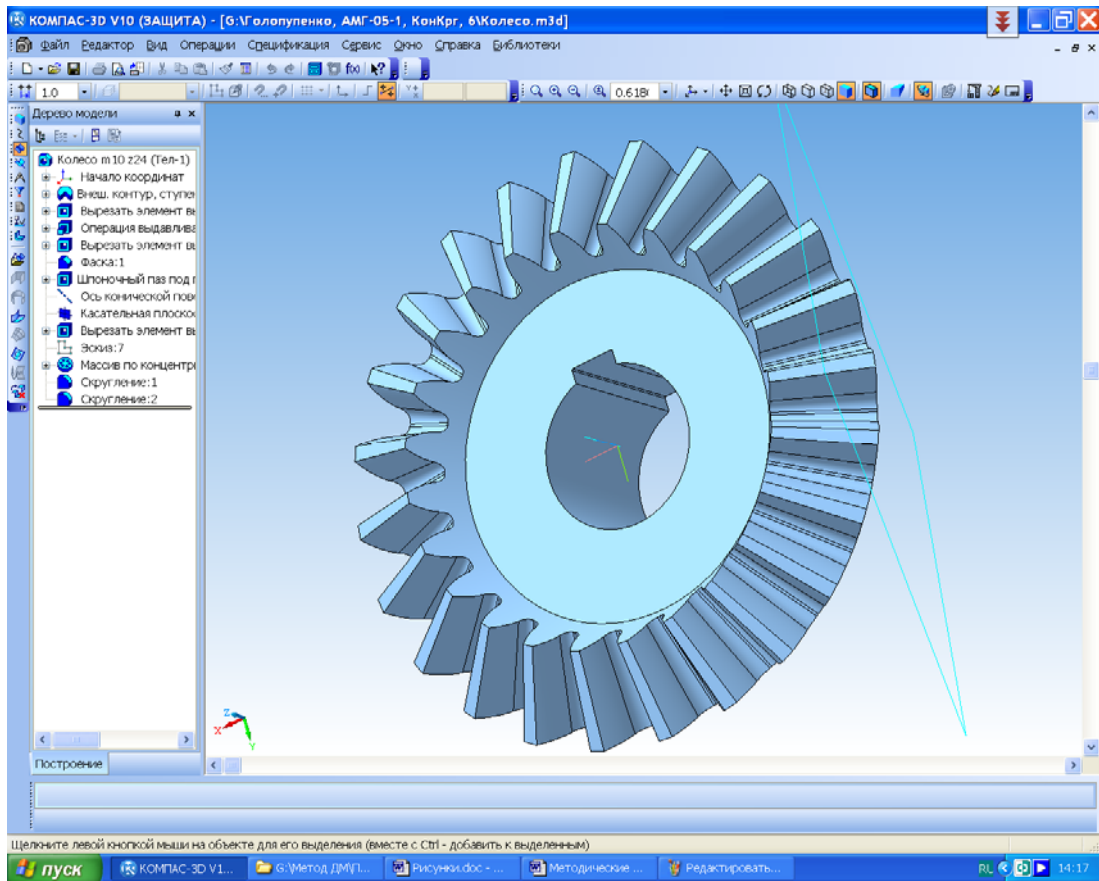


Рис. 5.22

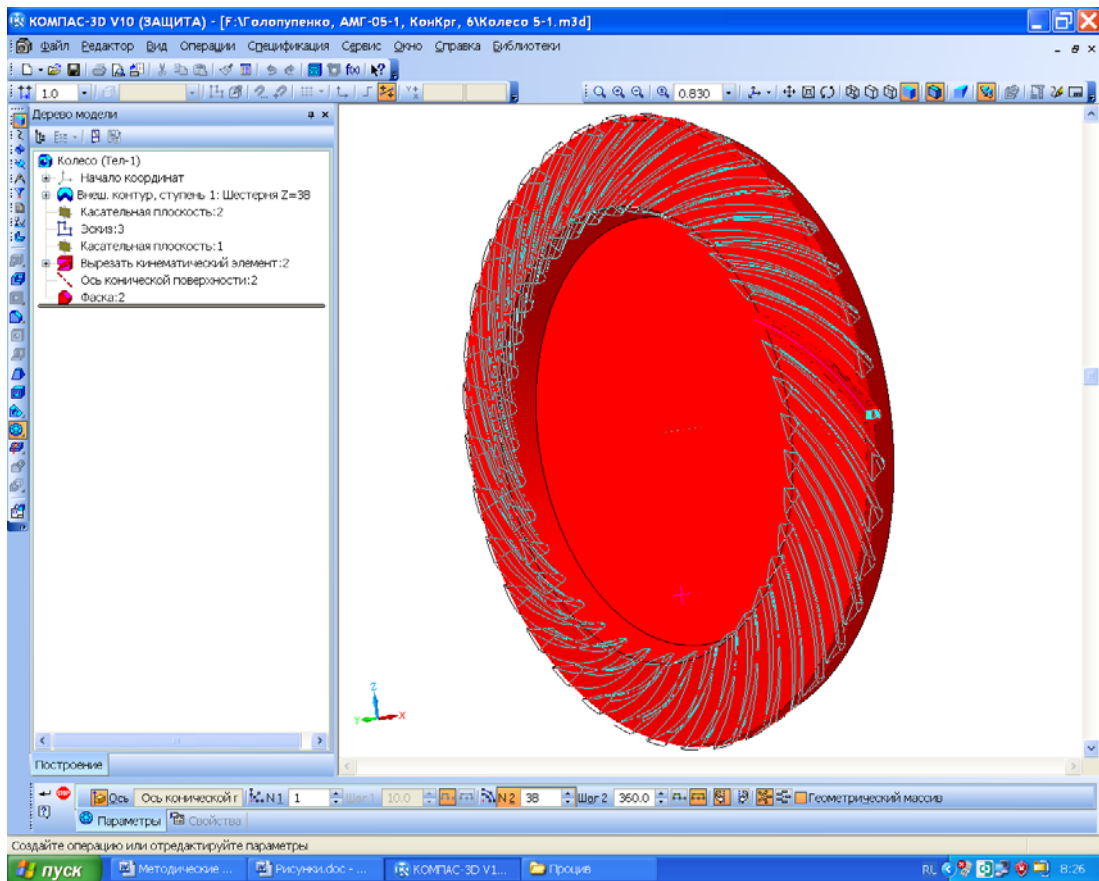










Рис. 5.23





Якщо будувати зубці за середнім модулем, то площина, на якій розміститься ескіз западини між двома сусідніми зубцями, має бути перпендикулярною іншій допоміжній площині, дотичній до ділильного конуса конічного колеса, і проходити через його середину. Ділильний конус цього разу слід зображувати за допомогою операції  «Поверхность вращения» з панелі інструментів  «Поверхности». Після завершення всіх побудов зазначену поверхню можна приховати, для чого в меню «Вид» належить вибрати операцію «Скрыть элемент», а потім – «Поверхности».

Файл тривимірної моделі зубчастого колеса потрібно зберегти під упізнаваним ім'ям.

### 5.2.2. Побудова зубців на моделях конічних коліс з круговим зубцем

Конічні передачі з круговим зубцем, як і з прямим, будують на вже згенерованій за допомогою програми КОМПАС-SHAFT 2D тривимірній заготовці моделі конічного колеса. На першому ескізі видаляють зовнішню фаску і зсувають зображення напівперерізу колеса до збігу лінії твірної конуса з початком координат у режимі  «Эскиз» (підрозд. 5.2.1). Далі також будують тривимірну модель допоміжного прямокутного циліндричного колеса для зубчастої передачі з тими самими основними параметрами (числом зубців, модулем, діаметрами кола їхніх западин і виступів). Потім в ній відкривають режим  «Эскиз» побудови проміжку між сусідніми зубцями і копіюють його зображення в буфер пам'яті засобами програми (вони такі самі, як і в середовищі Windows).

У файлі заготовки тривимірної моделі конічного колеса спочатку будують допоміжну площину, дотичну до конуса вершин зубців. Це роблять за допомогою інструментальної панелі  «Вспомогательная геометрия» та команди  «Касательная плоскость». Для цього після ввімкнення операції фіксують твірну конуса, а потім одну з двох головних площин, що проходять уздовж осі колеса. На ній створюють ескіз, використовуючи однойменну команду, і через початок координат проводять першу допоміжну пряму (ортогональну), шлях якої проходить через початок координат точно по прямій контакту площини і конуса (рис. 5.24). Далі в ескізі виконують низку побудов. За допомогою операції  «Спроецировать объект» на активній інструментальній панелі  «Геометрия» будують проекцію більшого кола твірної конуса вершин зубців. Це коло проєціюється у вигляді еліпса. Потім через початок координат проводять першу допоміжну лінію (горизонтальну), а на її перетині з проєкцією твірної конуса – другу (вертикальну). Під кутом 35° до останньої через ту саму точку проводять третю допоміжну лінію (найчастіше використовуване значення кута нахилу лінії зубця в конічних колесах з круговим зубцем).

Перпендикулярно до третьої лінії проводять четверту допоміжну, а паралельно їй на відстані радіуса ділильного конуса – останню п'яту допоміжну лінію. На перетині третьої та п'ятої ліній розміщують центр кола, що має діаметр ділильної головки. Далі будують коло (воно зображено штриховою лінією), діаметр якого дорівнює діаметру зубонарізної головки. Діаметр зазначеної головки беруть з переліку у вікні «Сторинца 2» розрахунку програми КОМПАС-SHAFT 2D (рис. 5.17). Частина одержаного кола (дуги) біля проєкції кола твірної конуса залишають, а рештки вилучають (або змінюють стиль лінії на будь-який інший, окрім основної). Позбуваються також решти основних ліній або змінюють їх стиль, наприклад, на тонку лінію. Побудована таким чином дуга стає траєкторією «вирізання» матеріалу в западині між двома сусідніми круговими зубцями колеса. Далі будують другу допоміжну площину, дотичну до зовнішнього конуса колеса, яка повинна розташовуватися поряд з початком дуги. Цього досягають за допомогою інструментальної панелі  «Вспомогательная геометрия» і команди  «Касательная плоскость» так само, як і під час побудови допоміжної площини на прямокутному конічному колесі (див. вище). На ній відкривають режим  «Эскиз» і вставляють раніше збережене зображення западини між двома сусідніми зубцями, відповідним чином орієнтуючи його і прив'язуючись до зовнішнього кола конуса. Далі ескіз закривають і, використовуючи операцію  «Вырезать кинематически», на моделі усувають простір між двома сусідніми зубцями. З цією метою у вікні «Дерево построения» вка-

зують на ескіз западини між двома сусідніми зубцями і на траєкторію – побудовану раніше дугу (добре видно на екрані монітора у вигляді основної лінії синього кольору). У меню «Движение сечения» вибирають команду «Сохранять угол наклона», натиснувши курсором на відповідну кнопку (вона має підсвітитися). Після цього на зовнішньому діаметрі конуса добудовуємо елемент «Фаска» і, як в підрозд. 5.2.1, завдяки команді «Ось конической поверхности» в меню інструментальної панелі «Вспомогательная геометрия» будують вісь. Її застосовують для виконання решти западин між зубцями колеса за допомогою операції «Массив по концентрической сетке» з меню інструментальної панелі «Редактирование детали». Унаслідок цього отримують модель зубчастого колеса, подану на рис. 5.25.

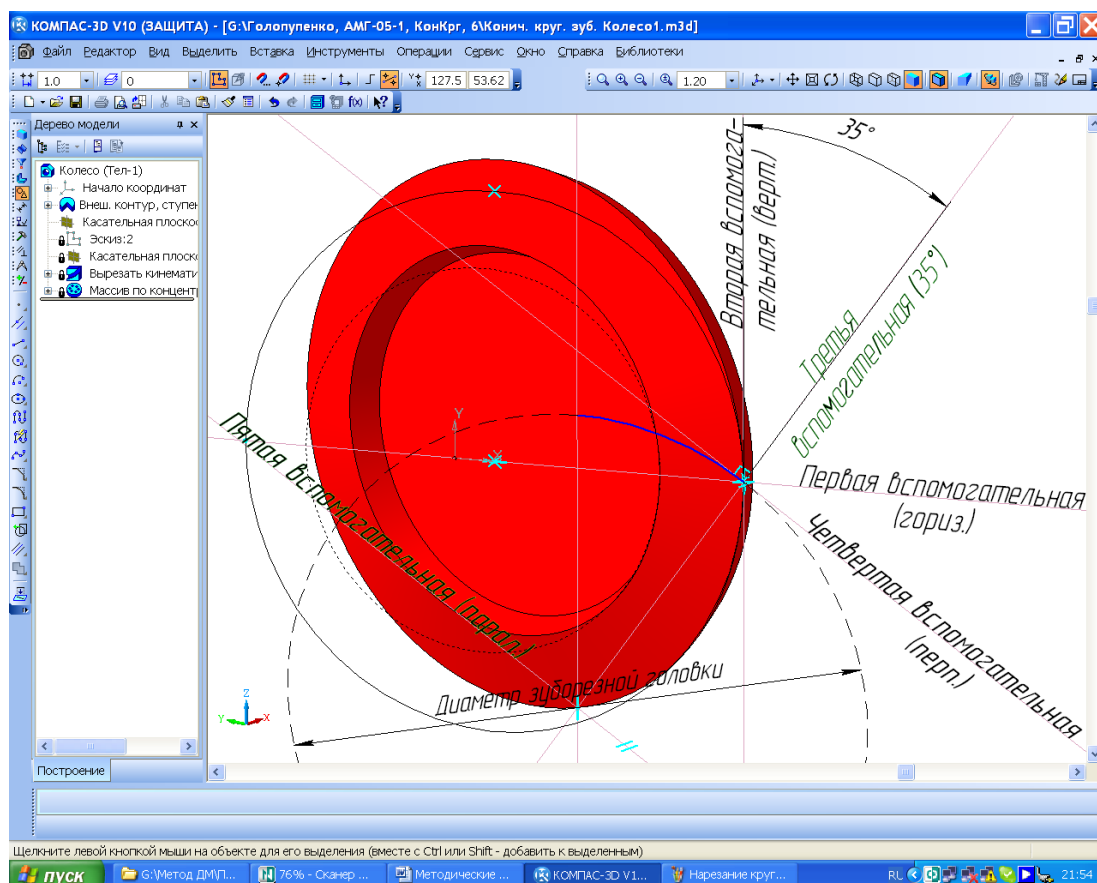




Рис. 5.24

Для побудови кругових зубців на конічній шестірні використовують уже одержану при виконанні моделі колеса дугу, проте напрям її нахилу має бути протилежним. Як і у випадку з колесом (рис. 5.26), в ескізі шестірні, створеному на першій допоміжній площині, дотичній до твірної конуса шестірні, за допомогою операції «Спроецировать объект» на активній інструментальній панелі «Геометрия» будують проекцію більшого кола твірної конуса вершин зубців. Потім проводять допоміжну пряму, що проходить через початок координат (аналогічно першій допоміжній прямій на рис. 5.24), і до точки їх перетину прив'язують вставку скопійованої дуги. Завдяки операції «Симметрия» в меню «Редактирование» треба скопіювати дугу, симетрично допоміжній лінії, використовуючи режим «Удалять исходные объекты». Подальші побудови кругових зубців на моделі шестірні повністю аналогічні діям стосовно колеса.

Описані побудови не зовсім точні, оскільки крива, уздовж якої відбувається нарізування зубця, має лежати в площині, дотичній до ділильного конуса, а не до конуса вершин зубців (та цього досить для виконання курсового проекту). Ділильний конус цього разу по-

винен бути побудований за участю операції  «Поверхность вращения» з панелі інструментів  «Поверхности». Таку побудову студент може виконати самостійно. Після завершення всіх побудов зазначену поверхню можна приховати, для чого в меню «Вид» належить вибрати операцію «Скрыть элемент», а потім – «Поверхности».

Файл із зображенням моделі зберігають, але згодом його можна відредагувати.

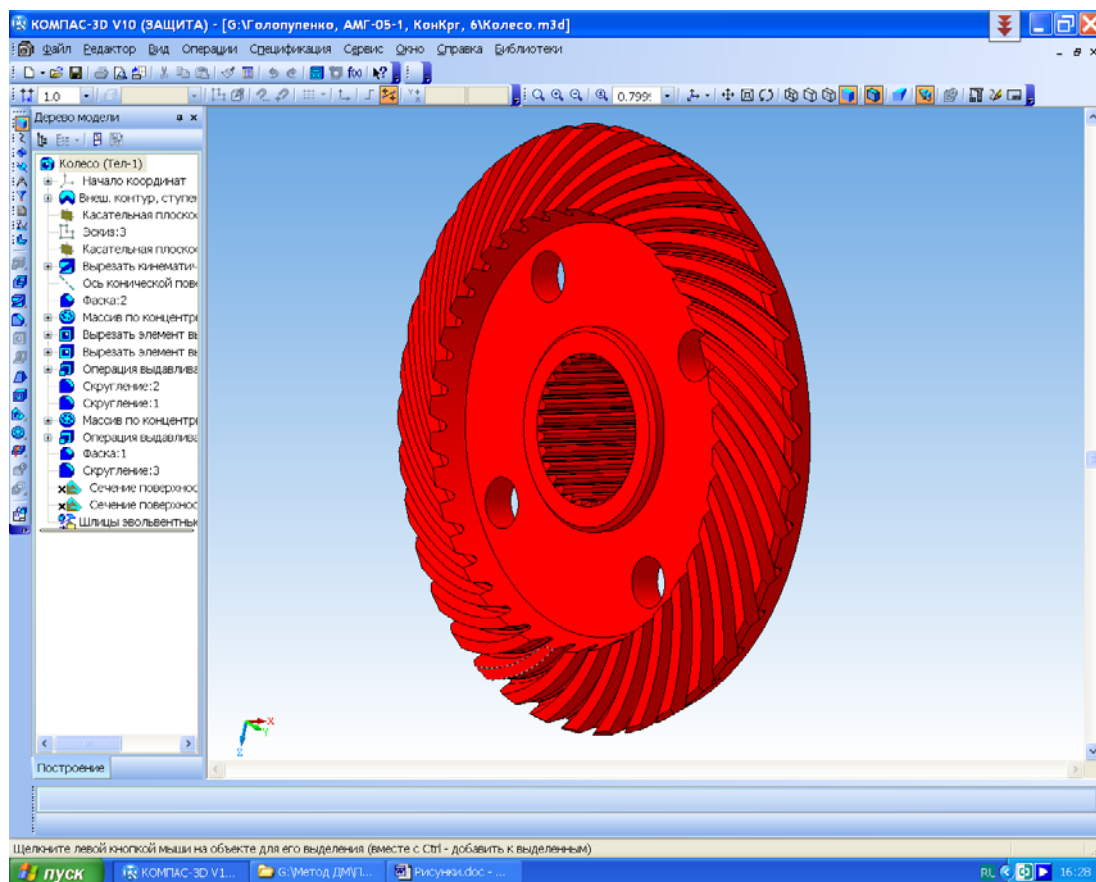





Рис. 5.25

### 5.3. Побудова моделей черв'яка і колеса черв'ячної передачі

Тривимірні моделі черв'ячної передачі створюють також у в бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D, користуючись при цьому кнопками  «Червяк цилиндрической червячной передачи» або  «Червячное колесо цилиндрической червячной передачи». За клітинкою введення «4. Коэффициент диаметра червяка» міститься кнопка , натиснення на яку викликає рекомендовані значення  $q$ , залежно від вибраного модуля, (рис. 5.27).

Важливий момент – вибір п'ятого параметра «Вид червяка» у вікні «Страница 1» геометричного розрахунку. За умовчужанням пропонується найпростіший і найбільш поширений «ZA» – черв'як Архімеда з трапецеїдальним зубцем. Якщо в завданні на курсовий проект інше не передбачено, слід вибирати саме його. Наступним за частотою застосування виявився черв'як з евольвентним зубцем «ZI». Щоб перейти до меню «Страница 2» з панелі «Геометрический расчет» стосовно черв'яка або черв'ячного колеса, треба натиснути на закладку «Предмет расчета», яка стане доступною (це поки що не виправлена помилка програми КОМПАС V10).

Закономірно, коли у відповідній деталі черв'ячної передачі (черв'ячному колесі) мають бути однакові вид зубця та інші основні параметри (наприклад, модуль  $m$  і коефіцієнт діаметра  $q$ ). Зазвичай черв'ячне колесо роблять складеним. Його центральну частину (маточину) виготовляють із міцної сталі (такої самої, як і при виробництві циліндричних зубчастих коліс), а зубчастий вінець – з бронзи або сірого чавуну.

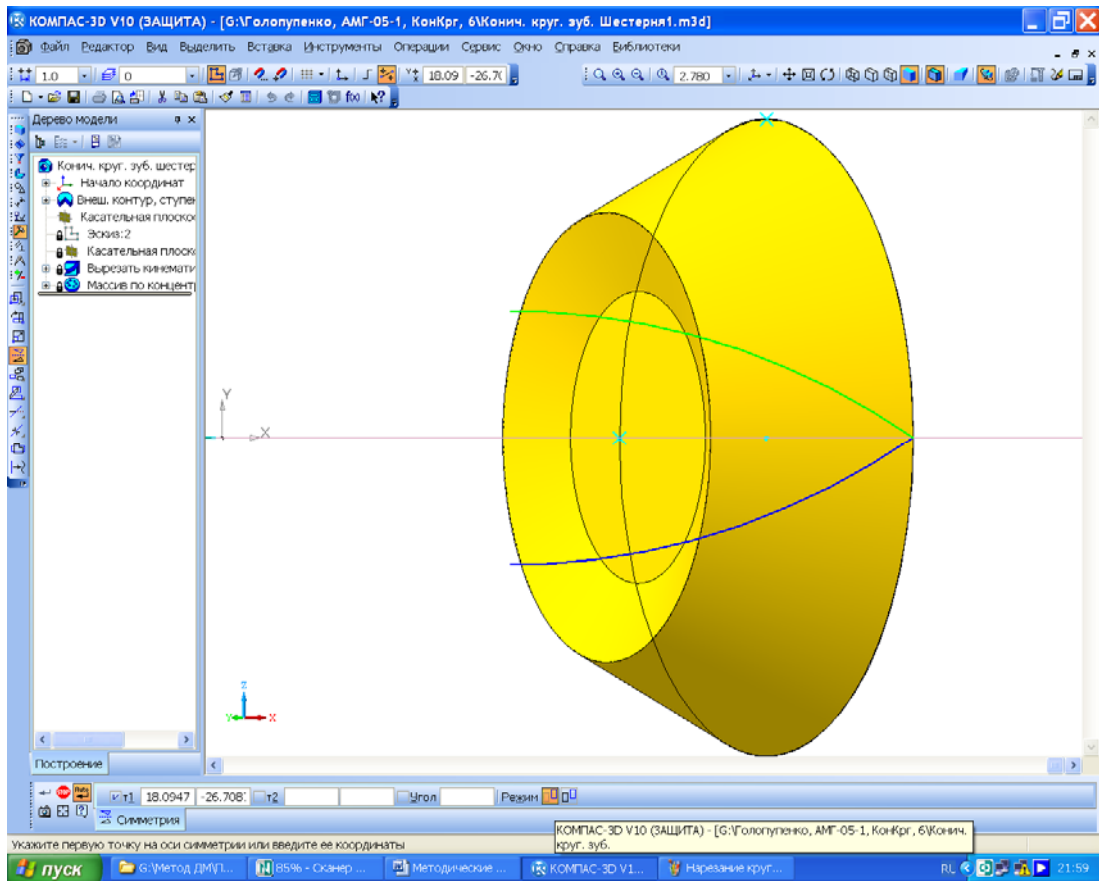


Рис. 5.26

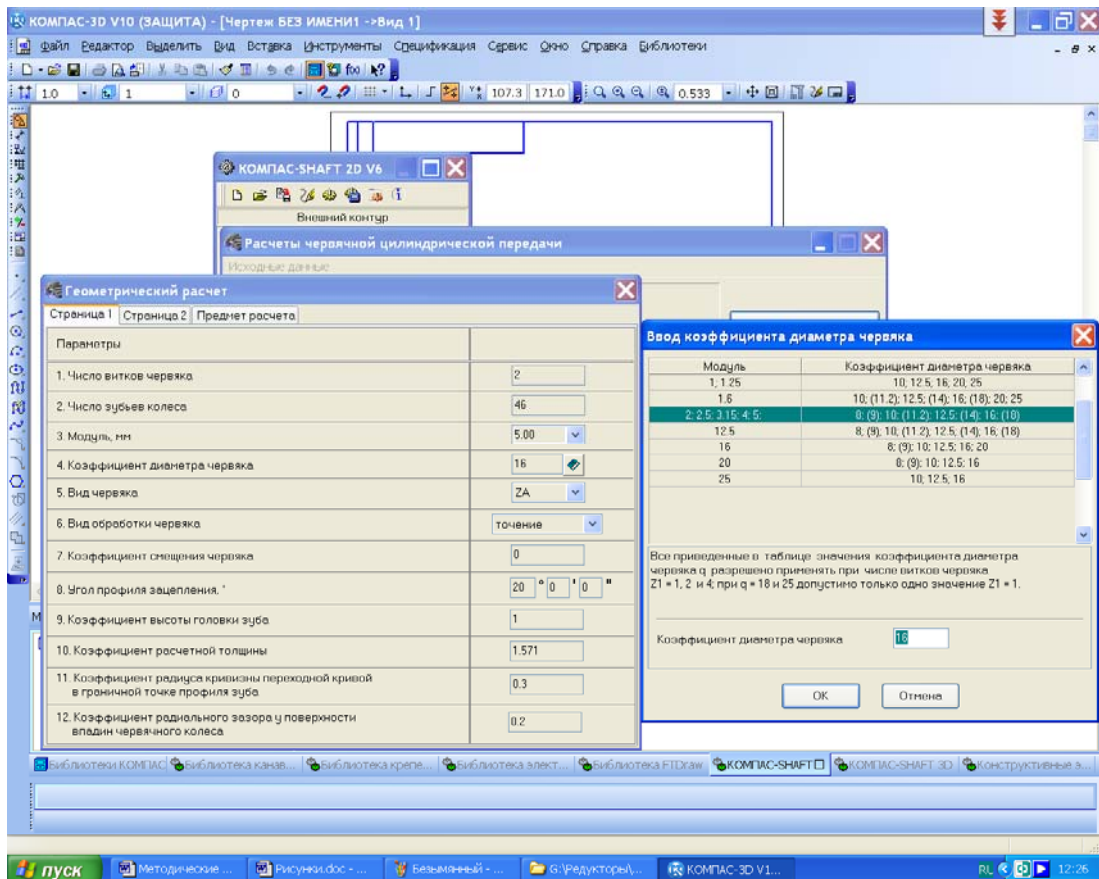


Рис. 5.27





Обидві деталі скріплюють нерозбірним з'єднанням, наприклад гужонами. Замість них можна використати гвинти. Це кріплення вибирають з програми КОМПАС таким чином: «Бібліотеки Стандартные изделия → Вставить элемент → Крепежные изделия → Винты → Винты установочные».


Далі алгоритм побудови черв'ячного колеса аналогічний прийнятому при побудові циліндричних зубчастих коліс, але в тривимірних моделях черв'яка і черв'ячного колеса зубці програмою КОМПАС не «нарізуються», а їх потрібно будувати додатково (як і для конічних коліс).

Не забудьте зберегти файли з результатами розрахунків у бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D, віддрукувати їх на папері, а також зберегти файли, які містять побудовані тривимірні моделі черв'яка і черв'ячного колеса, під упізнаваною назвою («Червяк», «Зубчатый венец» та ін.).

### 5.3.1. Побудова зубців на моделі черв'яка

Гвинтові зубці будують на вже згенерованій за допомогою бібліотеки програми КОМПАС-SHAFT 2D тривимірній заготовці моделі черв'яка (циліндрі). Нижче наведено опис побудови черв'яка Архімеда.



Спочатку за допомогою команди  «Смещенная плоскость» з меню інструментальної панелі  «Вспомогательная геометрия» будують допоміжну площину, паралельну торцю циліндра на відстані 3...5 мм від його тіла. Краще це робити біля торця, від якого починалася побудова циліндричної заготовки черв'яка (від початку координат моделі). На цій площині зображують циліндричну спіраль, уздовж якої розміщується матеріал, що заповнює простір між сусідніми витками, який потім буде видалений. Для цього виділяють допоміжну площину, від якої почнеться побудова спіралі, натискають на іконку  «Спираль цилиндрическая» в меню інструментальної панелі  «Пространственные кривые» і у відкритому меню побудови операції (на «Панели свойств», яка за умовчанням перебуває внизу екрана монітора), вводять параметри спіралі. При цьому число витків спіралі задають таким чином, щоб вона була довша від заготовки приблизно на один виток. Призначають параметр «Шаг»  $p_{z1}$ , який має дорівнювати параметру «Ход витка» (з таблиці «Результаты расчета» стосовно черв'яка в бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D) або беруть дані з підрозд. 4.3.3, маючи на увазі, що між сусідніми витками одного заходу повинні розміститися витки решти заходів (якщо їх два або чотири). Побудову спіралі треба спрямувати таким чином, щоб вона розміщувалась у тілі заготовки черв'яка. На закладці «Диаметр» тієї самої панелі належить увести величину діаметра, краще ділильного, отриману шляхом розрахунку, передбаченого програмою, або зовнішнього діаметра заготовки черв'яка (це не має істотного значення).

Потім на одній з основних площин, яка проходить через вісь черв'яка і початком спіралі, створюють новий ескіз, користуючись однойменним режимом (рис. 5.28). Для чого, перейшовши в інструментальну панель  «Геометрия», через початок координат проводять першу допоміжну пряму вздовж осі черв'яка (осьову). Паралельно їй з боку точки початку спіралі проводять другу допоміжну пряму по твірній циліндра заготовки (це буде діаметр кола, утвореного виступами зубців  $d_{a1}$ ). На відстані висоти зубця черв'яка (значення беруть з таблиці «Результаты расчета» стосовно черв'яка в бібліотеці програми КОМПАС-SHAFT 2D) від другої допоміжної проводять третю допоміжну пряму паралельно осьовій. Це і є лінія кола, утвореного западинами зубців, діаметр  $d_{f1}$  якого був обчислений у підрозд. 4.3.5.

Ще одну допоміжну лінію, четверту, проводять паралельно осьовій і на відстані радіуса ділильного кола (його діаметр  $d_1$  також узято з таблиці результатів розрахунку черв'яка в програмі) позначають на ескізі положення цього кола. Потім приблизно через початок спіралі, яка починається на допоміжній площині, проводять допоміжну пряму, перпендикулярну до осьової, а паралельно їй на відстані половини розрахункового кроку черв'яка  $p_1$  (його значення беруть з таблиці «Результаты расчета» черв'яка в бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D) –



ще одну допоміжну пряму. Через точки перетину двох допоміжних ліній з лінією ділильного кола під кутом  $20^\circ$  до них проводять ще дві допоміжні прямі, утворюючи трапецію, що відповідає простору між двома суміжними гвинтовими лініями заходів черв'яка.

Зазначену трапецію обводять замкненою ламаною основною лінією. Вона не повинна опинитися на тілі циліндра, оскільки гвинтова канавка при цьому виявиться не повністю «нарізаною» в тілі тривимірної моделі заготовки. Отже, ескіз готовий, його закривають і переходять до побудови гвинтових канавок, подаючи команду  «Вырезать кинематически». У панелі операції, що при цьому відкрилася, з вікна «Дерево модели» вибирають ескіз трапеції, а для траєкторії – циліндричну спіраль. У вікні меню «Движение сечения» вибирають опцію  «Сохранять угол наклона», натиснувши на однойменну кнопку курсором. Унаслідок цього з'являється гвинтова канавка.

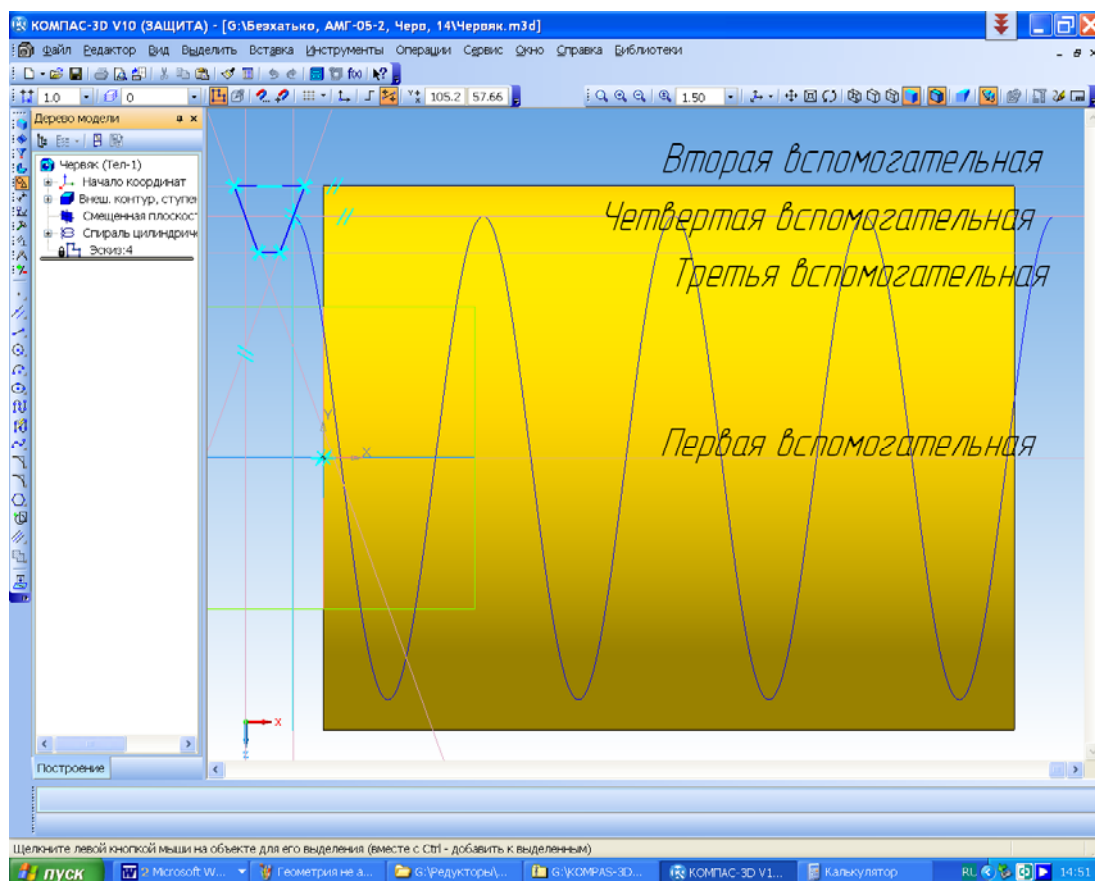






Рис. 5.28

Потім на місце кутів западин і вершин зубців накладають радіуси скруглення, величини яких беруть з таблиці «Результаты расчета» в бібліотеці програми КОМПАС-SHAFT 2D, зокрема з рядка «Радиус кривизны переходной кривой червяка». Виконання операції  «Скругление» відбувається в межах інструментальної панелі  «Редактирование детали». При цьому зокрема додають також радіус кривизни лінії притуплення витка, що дорівнює приблизно  $0,1 m$ . Таким чином, маємо проміжний етап створення моделі черв'яка, показаний на рис. 5.29. Якщо черв'як однозахідний ( $z_1 = 1$ ), то побудову гвинтового зубця закінчено, але щоб створити модель багатозахідного черв'яка (рис. 5.30), цього замало. Для дво- або чотиризахідного слід додатково створити решту гвинтових канавок за допомогою команди  «Массив по концентрической сетке», заздалегідь здійснивши побудову  «Ось конической поверхности», як це описано в підрозд. 5.2.1. Таким чином, побудовану модель черв'яка з прихованими допоміжними об'єктами можна побачити на рис. 5.30.

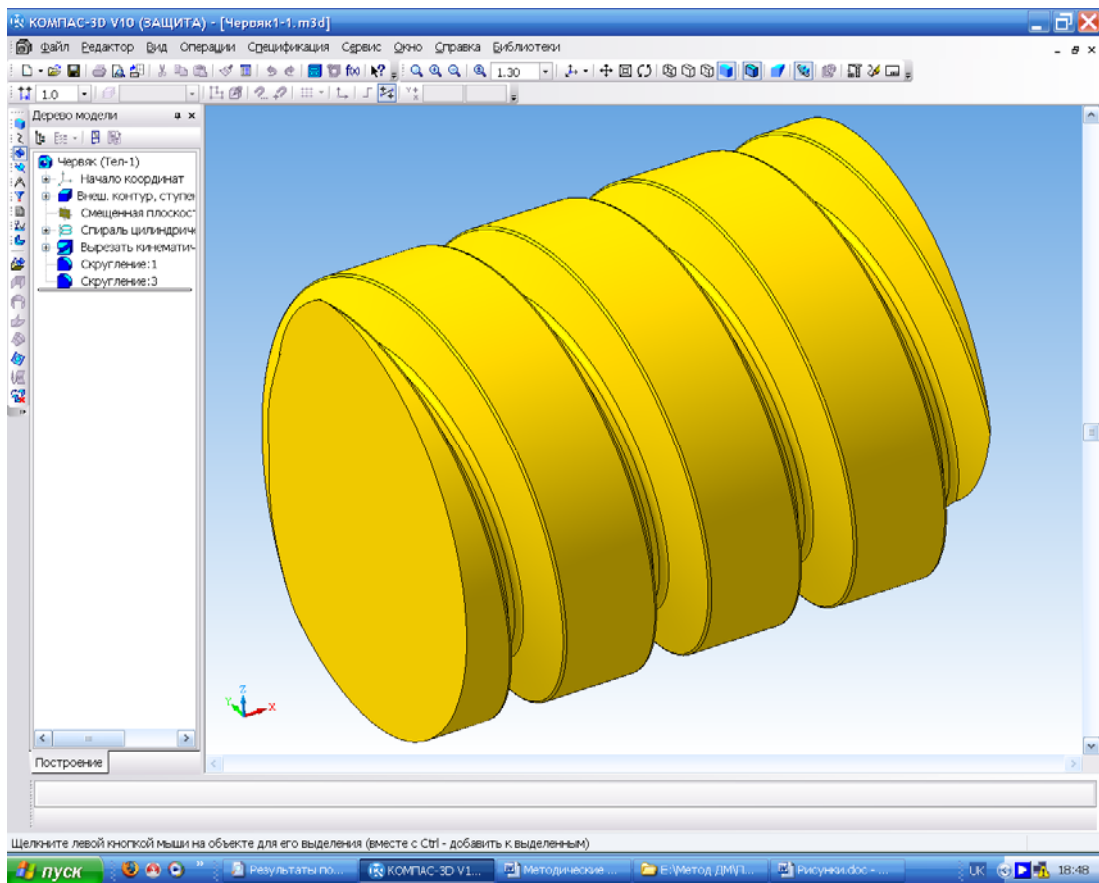


Рис. 5.29

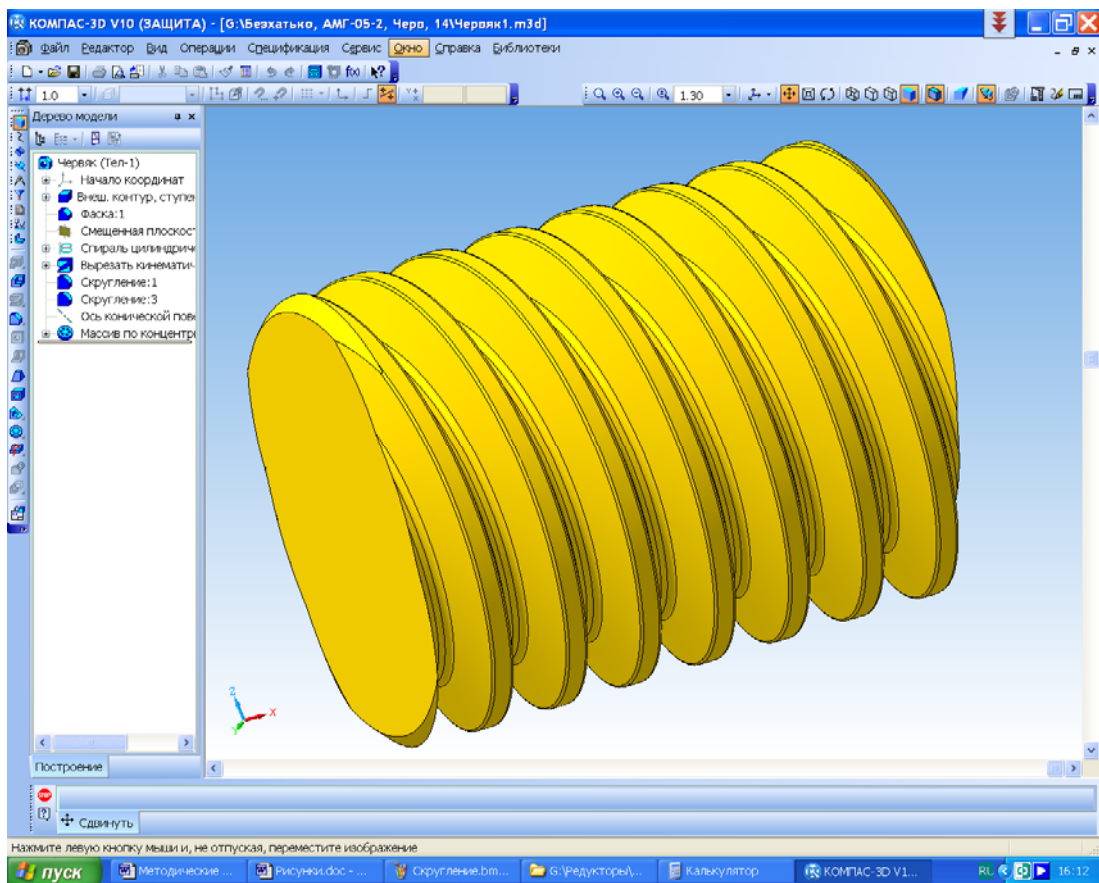




Рис. 5.30




Зазвичай на торцях циліндричної заготовки залежно від її форми і розмірів будують фаски висотою від 1,5 до 3 мм.

Створюючи модель черв'ячного зачеплення з евольвентним зубцем «Z1», ескіз простору між зубцями, як і при побудові конічних коліс (див. підрозд. 5.2.1), копіюють з ескізу допоміжної побудови. У зв'язку з цим спочатку будують тривимірну модель допоміжного прямозубого циліндричного колеса для зубчастої передачі з тими самими основними параметрами (числом зубців та їх виступів, модулем, діаметрами кола западин), що і в черв'ячному колесі. Потім відкривають ескіз побудови простору між сусідніми зубцями й копіюють зображення в буфер пам'яті засобами програми КОМПАС (вони такі самі, як і в середовищі Windows).


### 5.3.2. Побудова зубців черв'ячного колеса

Зубці для моделі черв'ячного колеса будують на вже згенерованій за допомогою бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D тривимірній заготовці моделі зубчастого вінця цієї деталі, або на самому колесі, якщо його розміри невеликі. У практиці зубці зазвичай нарізують на вже зібраному складеному черв'ячному колесі, коли заготовка вінця закріплена на маточині. Десята версія програми дає можливість будувати зубці у файлі  «Сборка». Нижче у файлі  «Де-

таль» продемонструємо процес побудови зубців на моделі черв'ячного колеса. Між іншим деталь, на якій «нарізають» зубці, надалі будемо називати просто колесом.

Побудову починають із створення у файлі заготовки черв'ячного колеса допоміжної площини, розміщеної під невеликим кутом (наприклад,  $5^\circ$ ) до однієї з головних площин, що проходять уздовж осі обертання черв'ячного колеса (не перпендикулярно), як це показано на рис. 5.31. Цю побудову здійснюють, застосовуючи інструментальну панель  «Вспомогательная геометрия» і команду  «Плоскость под углом к другой плоскости» (наприклад, до головної площини  $XU$  через вісь  $X$ ), аби надалі при створенні моделі складальної одиниці, змінюючи зазначений кут, добудувати тривимірну модель черв'ячного зачеплення, тобто досягти такого результату, щоб зубці колеса точно лягали в заглибини між гвинтовими канавками черв'яка. Паралельно першій допоміжній площині на відстані половини розрахункового кроку черв'яка (її значення беруть з таблиці «Результаты расчета» черв'яка або черв'ячного колеса бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D, оскільки вони мають бути однаковими), будують, застосовуючи команду  «Смещенная плоскость».

На цій площині, за підрозд. 5.3.1, будують спіраль з тими самими параметрами, що й для вже побудованого черв'яка, який у черв'ячній передачі працюватиме в парі з черв'ячним колесом. Але тут існують дві відмінності. Перша – число витків спіралі встановлюють у межах 0,5 (більше не потрібно для нарізування однієї западини між двома зубцями) і друга – точка прив'язки осі спіралі має бути з такими координатами:  $X$  дорівнює половині ширини вінця черв'ячного колеса, а  $Y$  – міжосьовій відстані передачі. Напрямок спіралі належить вибирати таким, щоб вона пройшла через тіло колеса, а її середина (чверть витка) була точно над осьовою лінією.

Далі будують ще одну допоміжну (третю) площину, перпендикулярну до першої, застосовуючи команду  «Плоскость под углом к другой плоскости» і встановлюючи кут між ними  $90^\circ$ , потім – останню, четверту, паралельно третій на міжосьовій відстані. Ця площина розташовується там, де буде вісь обертання черв'яка в черв'ячній передачі. На ній створюють ескіз, зображений на рис. 5.32. Уздовж поперечної осі симетрії колеса проводять допоміжну пряму, перпендикулярну до осьової лінії. Після цього паралельно їй на відстані радіуса згідно з параметром «Начальный диаметр червяка» (якщо коефіцієнт зміщення черв'яка дорівнює нулю, то він збігається з діаметром ділильного кола) з боку точки початку спіралі креслять ще одну допоміжну паралельну пряму. Ескізом вилученого матеріалу між двома сусідніми зубцями при їх нарізуванні на колесі служить виконана раніше побудова для «виготовлення» зубців черв'яка. Із файла цієї побудови копіюють зображення трапеції (евольвентної фігури) і вставляють її у поточний ескіз, належним чином орієнтуючи зображення для «нарізування» зубця і прив'язуючи його центр лінією ділильного кола до точки початку спіралі. Режим ескізу закривають.

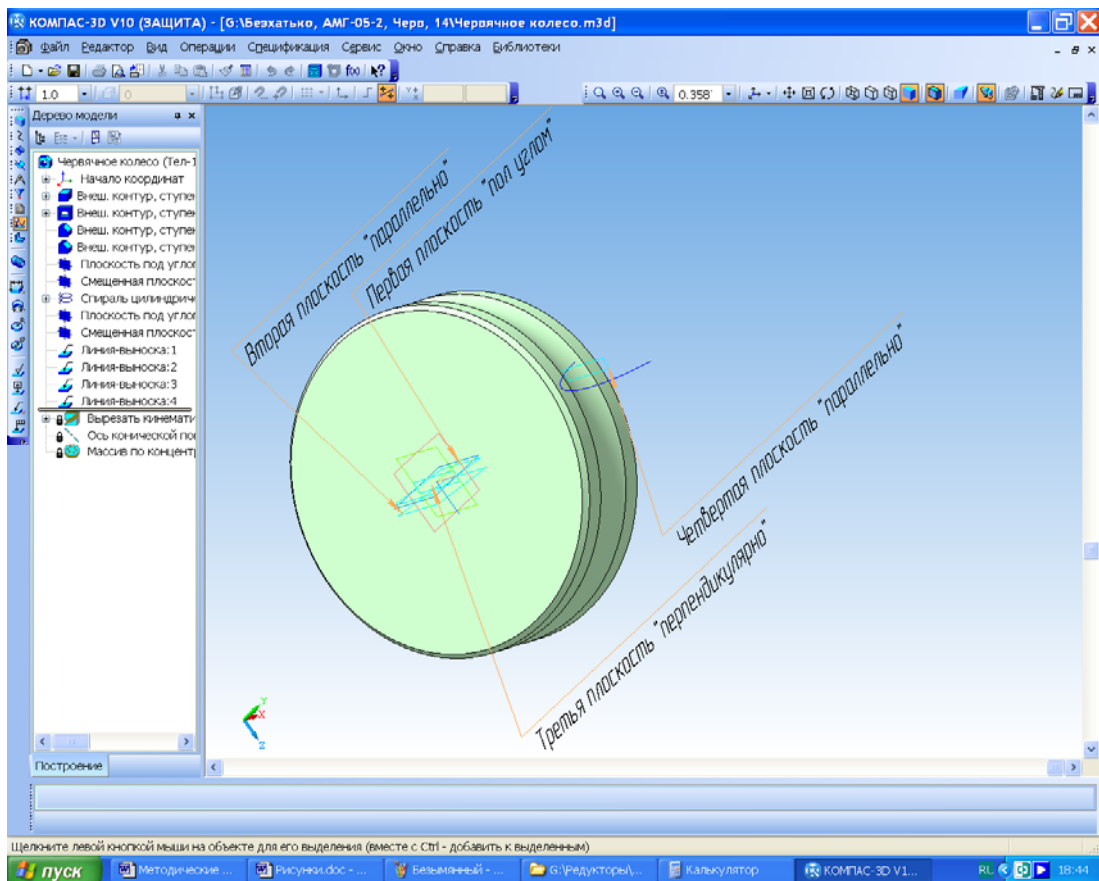


Рис. 5.31

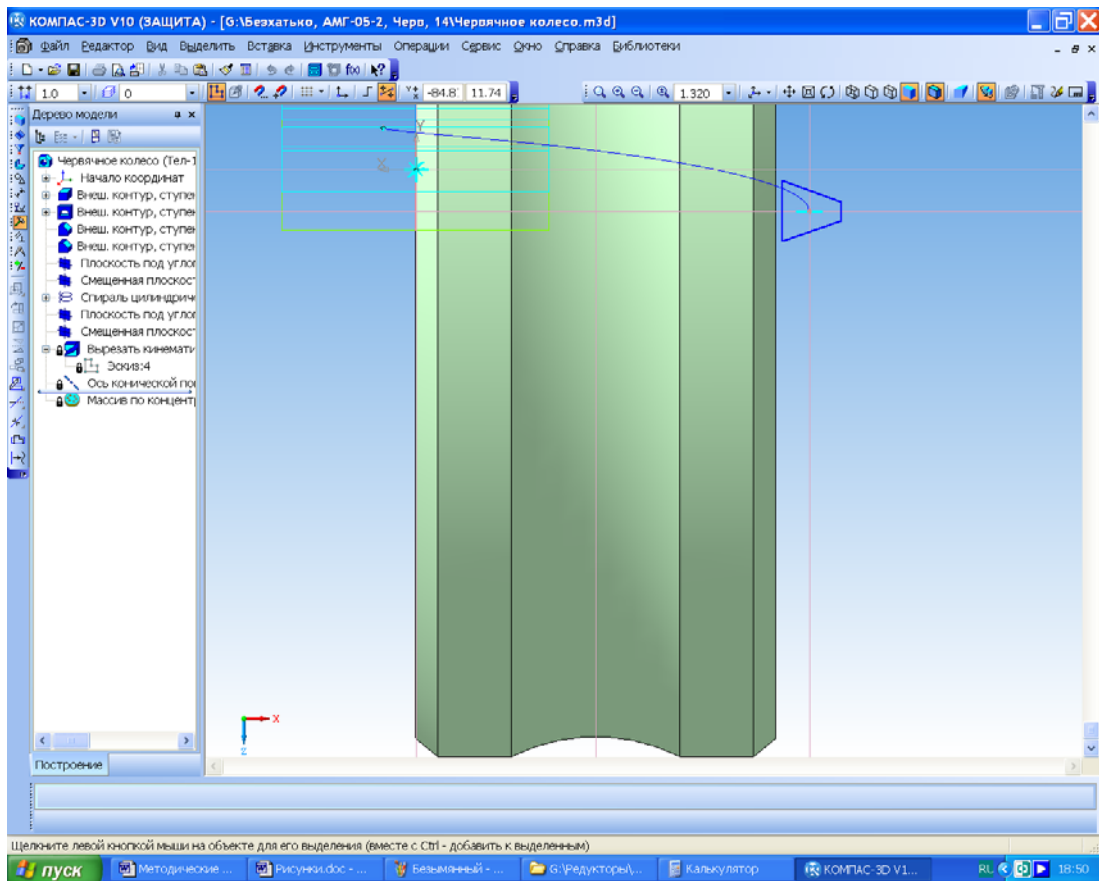





Рис. 5.32

Потім, як і в підрозд. 5.3.1, застосовуючи команду  «Вырезать кинематически», видаляють простір між двома сусідніми зубцями і так само будують решту зубців колеса. Для цього, узявши за основу команду  «Ось конической поверхности», будують вісь, а згодом вилучають решту просвітів між зубцями колеса за допомогою операції  «Массив по концентрической сетке». Коли ж будують зубчастий вінець, який потім насаджують на маточину, то видаляють центральну частину (рис. 5.33).

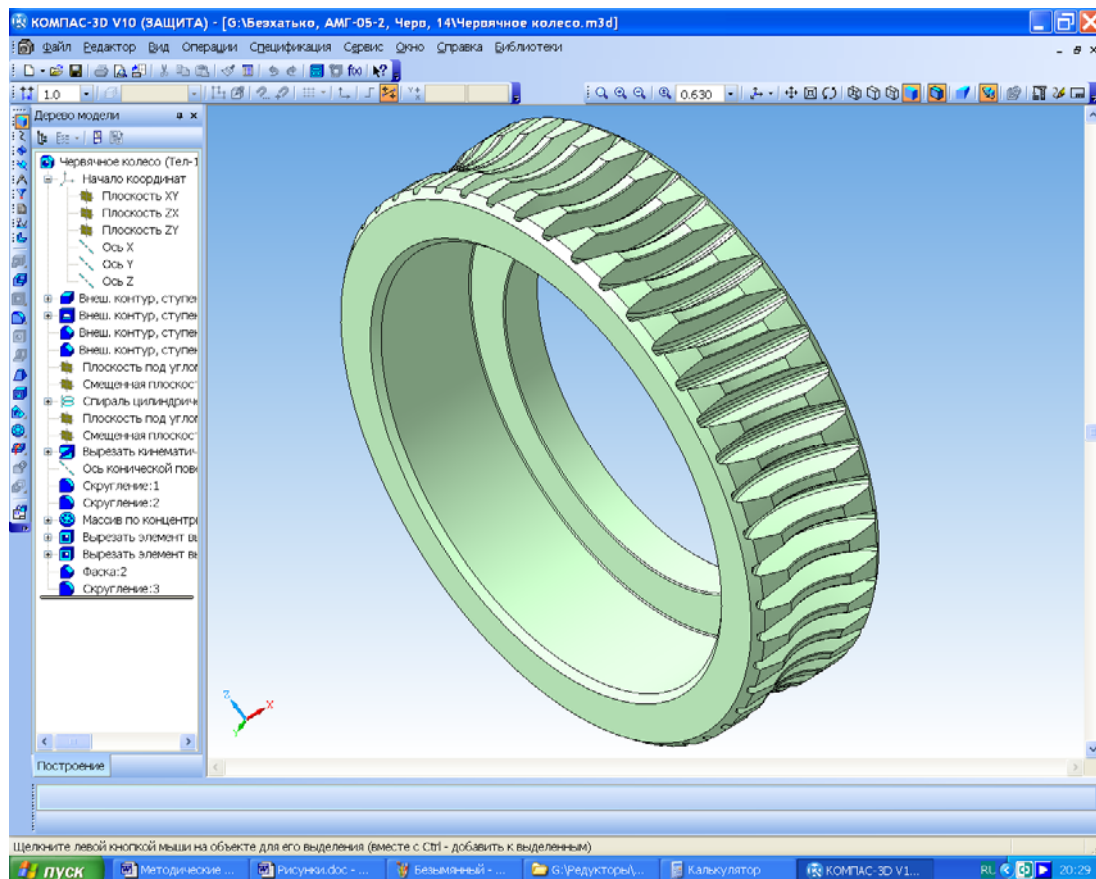





Рис. 5.33

#### 5.4. Побудова 3D-моделі зубчастого зачеплення

Завершивши моделювання зубчастих коліс, здійснюють перевірку побудову тривимірної моделі зубчастого зачеплення для циліндричної пари, як це показано на рис. 5.34. Для цього створюють у програмі КОМПАС файл формату  «Сборка», який краще відразу ж зберегти, присвоївши йому ім'я, наприклад, «Зубчаста пара». Створення цієї складальної одиниці починають з операції  «Добавить из файла» на панелі інструментів  «Редактирование сборки». Після натиснення лівою клавішею миші на цю кнопку відкривається підменю «Выберите модель», в якому модель можна вибрати або в одному з відкритих у даний момент вікон системи, або ж – з її файлу. Потім на екрані монітора з'являється фантом тривимірної моделі першої деталі, яку вставляють у складальну одиницю. Зазвичай курсор наводять на початок координат і натискають на ліву кнопку миші (це згодом дає можливість прив'язуватися до основних площин та осей файлу при накладанні спряжень, будуючи інші деталі складальної одиниці). Таким чином, зображення фіксується і його можна разом з системою координат переміщувати на екрані, обертати, розрізати і тощо всіма доступними засобами програми КОМПАС.

Щоб продовжити створення моделі складальної одиниці, зображеної на рис. 5.35, здійснюють описані нижче операції.

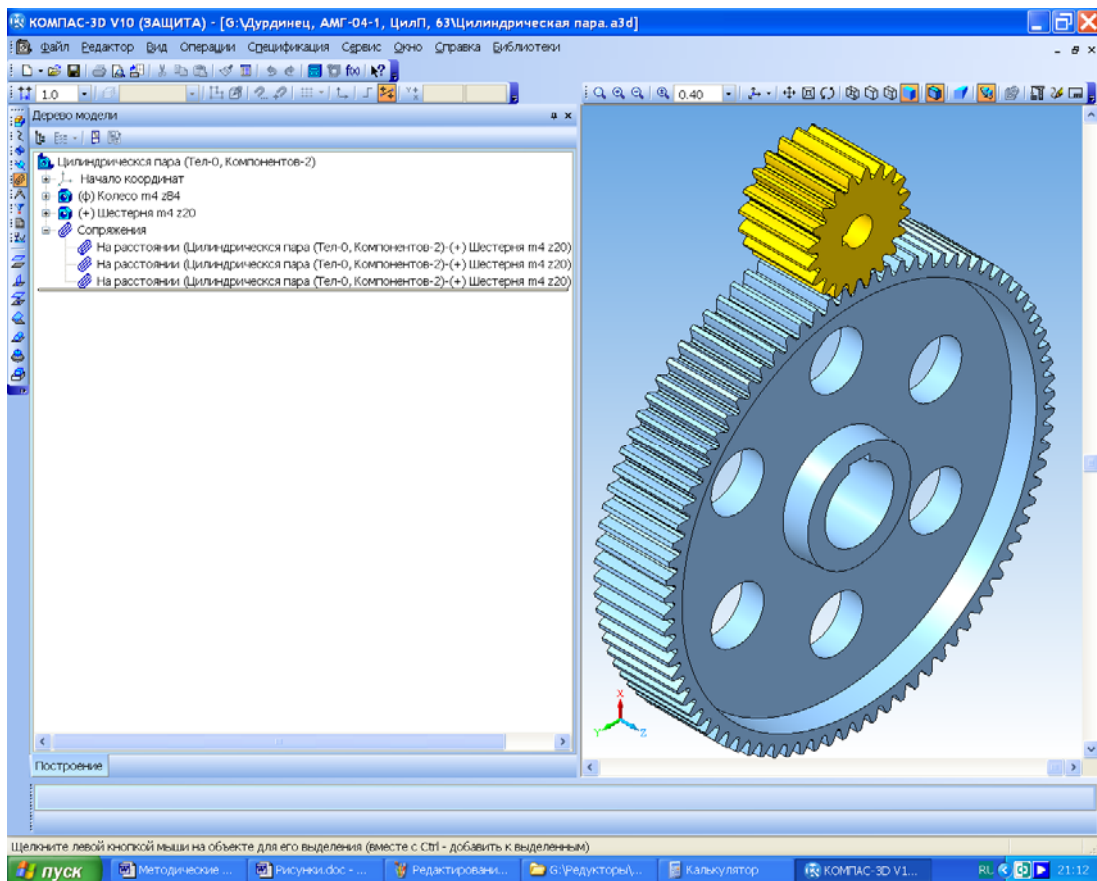


Рис. 5.34

Подаючи ту саму команду «Добавить из файла», поряд з першою деталлю розміщують наступні, але вона ще не зафіксована і може переміщатися щодо першої деталі складальної одиниці. Тому її можна рухати за допомогою команд «Переместить компонент» та «Повернуть компонент» з панелі інструментів «Редактирование сборки». Саме ці команди допомагають встановлювати другу деталь у найбільш близьке до потрібного положення.

Щоб зафіксувати деталь відносно початку координат складальної одиниці або першої деталі, запроваджують операції з інструментальної панелі «Сопряжения». На другій деталі визначають одну з площин (найчастіше основних), яка має збігатися з подібною площиною тривимірної моделі складальної одиниці. Потім вибирають спряження «Совпадение объектов» і, керуючись підказками програми, виділяють курсором по черзі обидві площини. Друга деталь швидко займає визначене місце. Потім розміщують зображення одного з торців другого зубчастого колеса на розрахунковій відстані.

Для цього вибирають спряження «На расстоянии», позначають відповідні площини, а в клітинці «Расстояние» величину відстані, як видно з рис. 5.36. Ця команда дає змогу при заданні й редагуванні спряження змінювати положення другої деталі за допомогою опцій «Направление» і «Ориентация», щоб виправити можливі неточності. Спряження «На расстоянии» використовують, наприклад, і для розміщення зображень торців зубчастих коліс у зачепленні на відстані один від одного, що дорівнює половині різниці ширини колеса й шестерні.

Далі розглянемо другий спосіб спряження конічної пари. Конічне колесо прив'язують у точці вершини конуса шестерні, яка першою була зафіксована на початку координат файлу складальної одиниці. Потім усувають можливість його перекочування по шестерні, сумістивши відповідні площини спряження «Совпадение объектов» або «На расстоянии» та використовуючи результати розрахунку розмірів зубчастого зачеплення з підрозд. 3.3.7.

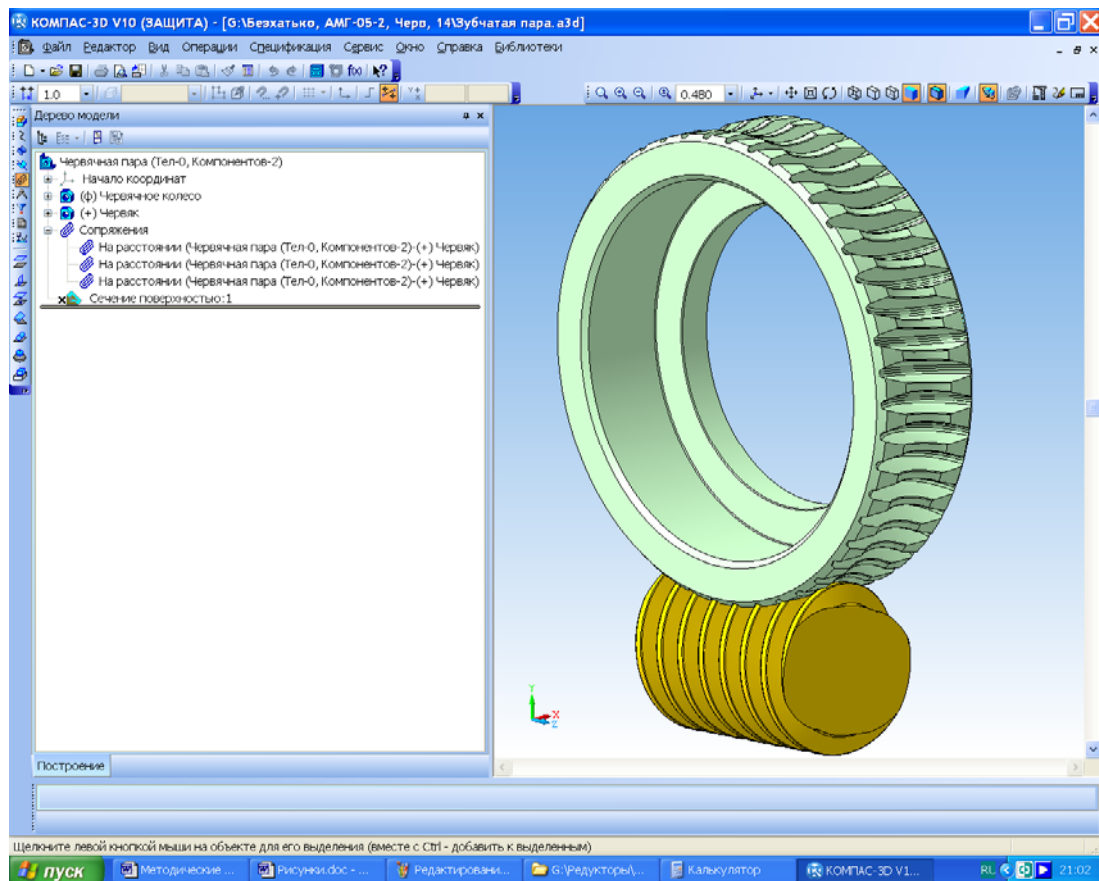



Рис. 5.35

Настав момент перевірки правильності моделювання зубчастого зачеплення. Для цього візуально переконаються, чи не наїжджають зубці суміжних коліс один на одного, чи є просвіт між головкою зубця одного колеса і западиною другого. Також корисно виконати переріз складальної одиниці, запровадивши операцію  «Сечение поверхностью» до однієї із підхожих площин (це добре видно на рис. 5.37).

Завершивши перегляд моделі, виконання операції припиняють у такій послідовності: наводять курсор на відповідний рядок цієї операції у вікні «Дерево построения», натискають праву кнопку миші й вибирають у контекстному меню рядок «Исключить из расчета». У будь-який момент операцію можна знову зробити активною, виконавши ті самі дії, але вибрати при цьому рядок «Включить в расчет».

Якщо все ж таки перегляд встановлює незбіг зубців, то складальну одиницю потрібно перебудувати, змінивши спряжені площини (зазвичай повертають другу деталь на  $90^\circ$ ) або змінити кут нахилу першої допоміжної площини в колесі.

### ***Питання для самоконтролю***

1. Для виконання яких завдань використовують бібліотеку програми КОМПАС-SHAFT 2D?
2. Яким чином позначають матеріал для виготовлення деталі, виконуючи її модель у програмі КОМПАС?
3. Які спряження належить використати для виконання моделі зачеплення циліндричної зубчастої передачі?
4. Якими спряженнями потрібно скористатися при виконанні моделі зачеплення конічної зубчастої передачі?
5. Як з двовимірної моделі зубчастого колеса можна зробити тривимірну засобами бібліотеки програми КОМПАС-SHAFT 2D?

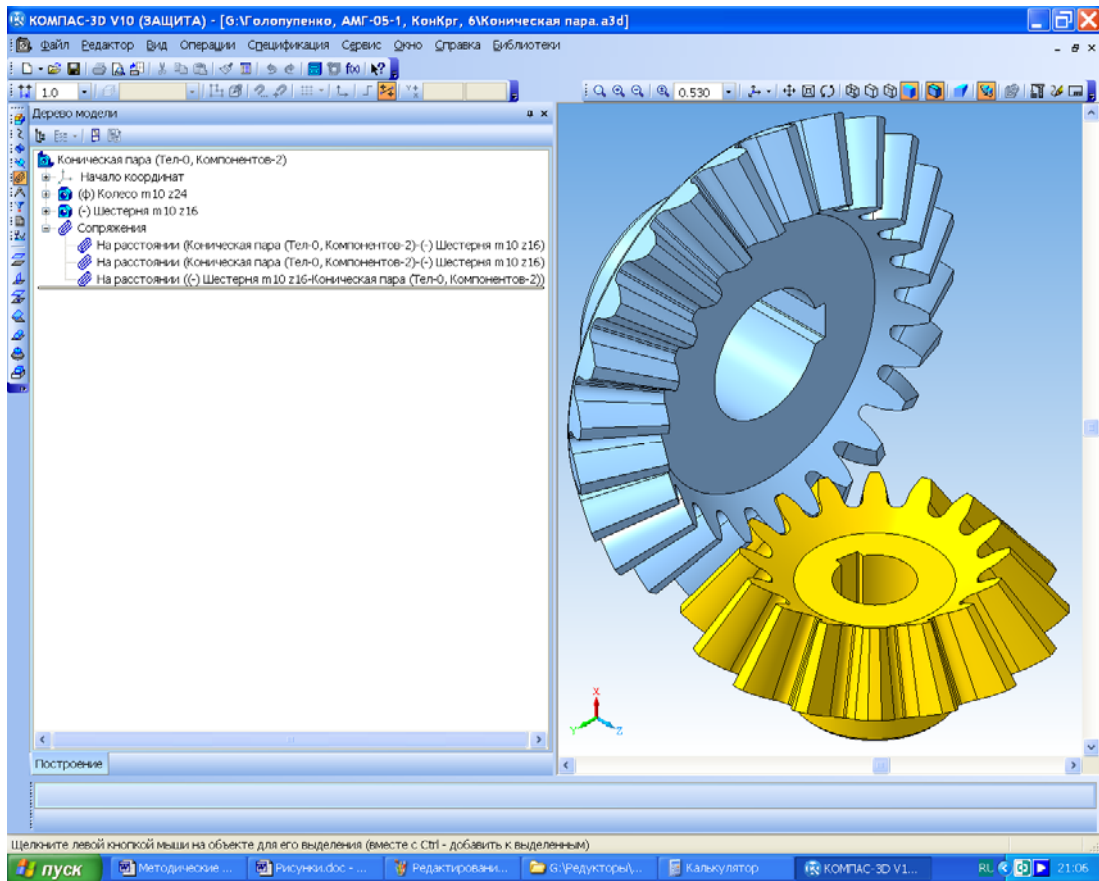


Рис. 5.36

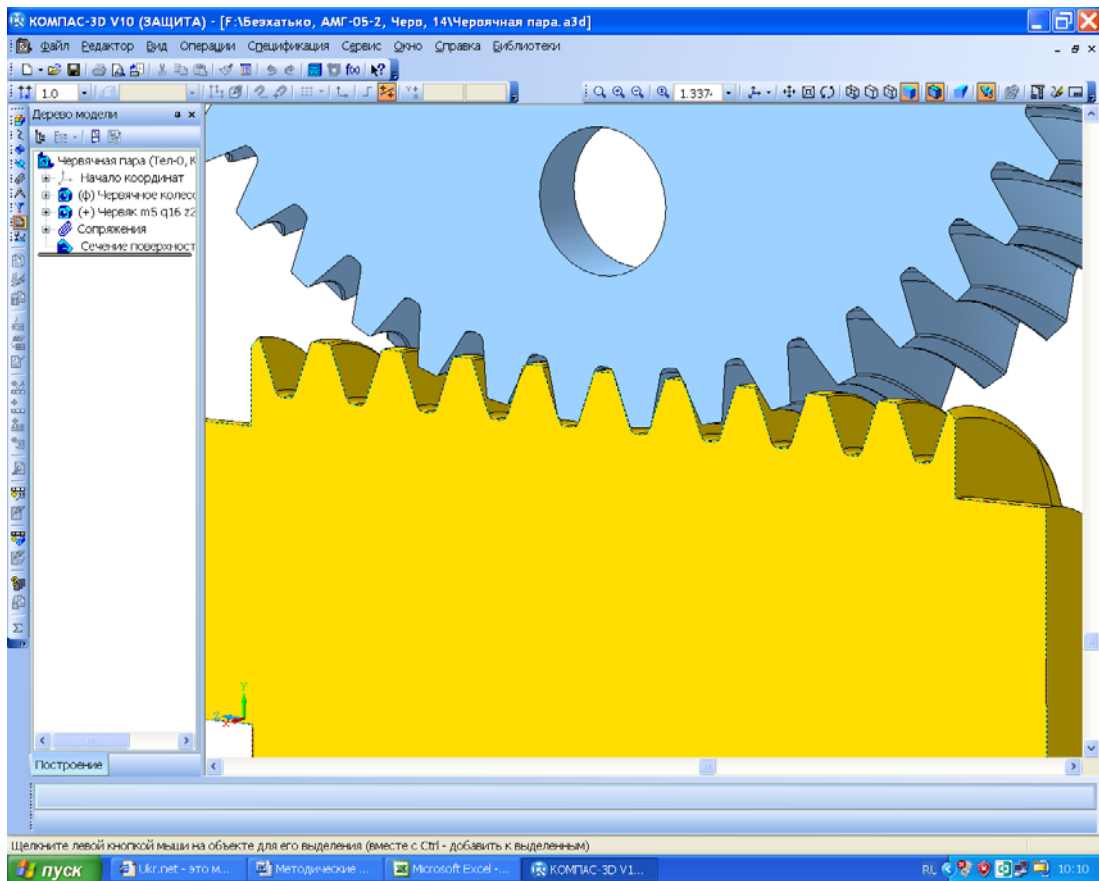


Рис. 5.37



## 6. РОЗРАХУНОК ВИХІДНИХ КІНЦІВ ВАЛІВ РЕДУКТОРА

*Мета розділу – ознайомити студентів з методикою розрахунку та проектування вихідних кінців валів редуктора.*

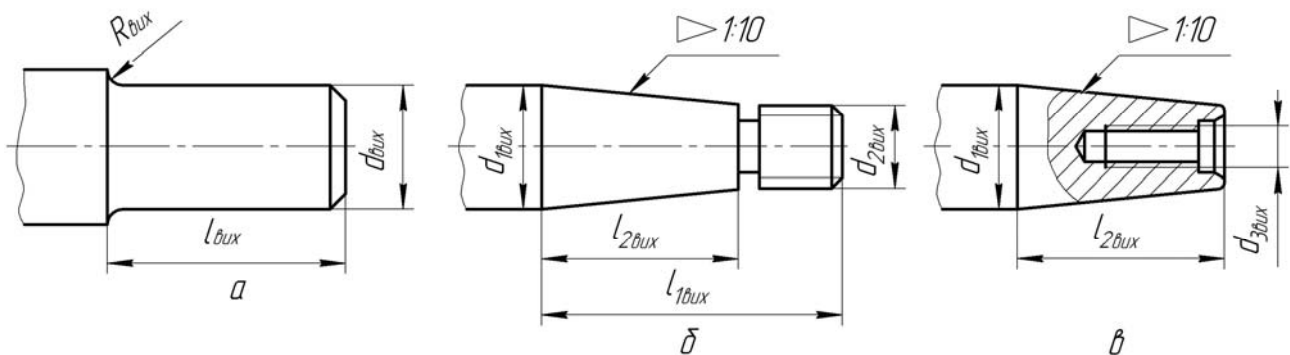
Розрахунок полягає у визначенні діаметрів вихідних кінців валів відповідно до міцності на крутіння при знижених значеннях дотичного напруження, а саме:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{16T_i}{\pi[\tau]_k}}$$

де  $[\tau]_k$  – допустиме дотичне напруження без урахування впливу вигину; його приймають таким, що дорівнює 15 МПа.

Перед розрахунком вибирають вид вихідного кінця вала, один із яких конічний I, II типів (б, в) або циліндричний (а), (див. рис.), а потім приймають його остаточні розміри (діаметр і довжину), округляючи у більший бік до найближчого значення із стандартного ряду (ГОСТ 6636-72).

Якщо в технічному завданні на проект не обумовлені спеціальні вимоги до використання муфт особливого типу, наприклад, з конусними отворами під вали, то при виконанні курсового проекту слід приймати циліндричні вихідні кінці валів, значення діаметрів яких беруть із нижченаведеного ряду: 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 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; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160 мм. Довжину вихідних кінців визначають за ГОСТ 12080-66 та ГОСТ 12081-72 [4, т. 2, с. 12] або під конкретний типорозмір муфти, якщо це передбачено в технічному завданні на проект редуктора чи вибрано на цьому етапі проектування.



### Питання для самоконтролю

1. Із чого починають розрахунок вихідного кінця вала?
2. Чи слід округляти обчислений діаметр вихідного кінця вала до стандартного?
3. Назвіть основні типи вихідних кінців валів.
4. Що таке значення допустимого дотичного напруження?
5. На які напруження (вигину чи зрізу) розраховані вихідні кінці валів?



застосовувати радіально-упорні підшипники але, наприклад, шевронні колеса, зрівноважені за осьовими силами, таких підшипників не потребують.

Звичайно внутрішні кільця підшипників безпосередньо або через масловідбивальні кільця (дистанційні втулки) упираються в буртики вала ліворуч чи праворуч від зубчастого колеса, а зовнішні кільця стискаються назустріч одне одному виступами кришок підшипникових вузлів, одна з яких глуха, а друга – прохідна (для вихідного кінця вала). Саме такі процеси відбуваються в нагрітому до робочої температури підшипнику, але в холодному стані між однією з кришок на валу та зовнішнім кільцем підшипника повинен бути зазор величиною від 0,5 до 1,0 мм [4, т. 2, с. 250]. Правильним було б зобразити цей вузол без проміжку, але тоді необхідно задати розмір висоти упорної частини кришки з допуском гарантованого зазору, наприклад *b12* або *b13*. Конічні ж підшипники завжди мають бути стиснені деяким попереднім монтажним осьовим зусиллям, яке виключає перекіс тіл кочення по відношенню до кілець підшипника.

Усередині прохідних кришок установлюють ущільнення (лабіринтові або сальникові), завдяки яким мастило не витікає, а пил не потрапляє всередину редуктора.


## 7.2. Характерні риси конструювання валів конічних редукторів

Шестірню конічного колеса часто виготовляють разом із валом, називаючи цю деталь валом-шестірнею (характерно і для циліндричних передач). Як правило, її встановлюють консольно в корпусі редуктора. Підшипники розміщують з боку вихідного кінця вала на деякій відстані один від одного, а іноді ставлять попарно або застосовують здвоєні підшипники спеціальних серій. Підшипники вихідного вала розміщують так само, як у циліндричних передачах. Проте для конічних передач більш прийнятними будуть конічні радіально-упорні й рідше – кулькові радіально-упорні підшипники. Трапляється, що в парі встановлюють підшипники різного розміру і навіть типу. Найчастіше підшипники фіксують внутрішніми кільцями відносно вала або дистанційної втулки, а зовнішніми кільцями – у корпусі редуктора або в проміжній гільзі – виступами кришок підшипникових вузлів.

## 7.3. Специфіка конструювання валів черв'ячних редукторів

Підшипникові вузли черв'ячних передач конструюють приблизно так само, як і циліндричних, але через великі значення осьових сил використовують підшипники того самого виду, що і в конічних передачах, тобто радіально-упорні. Іноді на валу черв'яка в парі з радіальним або радіально-упорним підшипником можуть бути застосовані упорні підшипники. Підшипникові вузли черв'ячних передач фіксують у корпусі редуктора так само, як і в циліндричних та конічних передачах.

## 7.4. Побудова тривимірної моделі вала

Побудову тривимірної моделі вала розпочинають із створення файлу у форматі  «Деталь» програми КОМПАС. Файл краще відразу зберегти під ім'ям, наприклад, Деталь «Вал тихохідний». У разі, коли швидкохідний вал, що входить у редуктор, виготовлено разом з шестірнею, то його нові ступені краще «прибудувати» до вже готової шестірні. Тому файл деталі «Шестірня» перейменовують на «Вал-шестірня».

Проектування вала традиційно починають із середньої частини, тобто циліндричного ступеня посадкового місця під кріплення зубчастого колеса, розміри якого вже приблизно визначені. На рис. 7.2 першу частину вала підсвічено. Цей ступінь повинен бути більшим на 5 або 30 мм в діаметрі, аніж вихідний кінець вала залежно від потужності редуктора (рис. 7.1). Потім з одного боку будують ступінь більшого діаметра, на який обіпреться колісний центр, а з другого – меншого діаметра, щоб колесо можна було насадити на вал (рис. 7.2).

Операції побудови циліндричних ступенів слід виконувати в наведеній далі послідовності. На одній з основних площин створюють ескіз, в якому, прив'язуючись до початку координат, будують коло належного діаметра, за допомогою команди «Окружность» з меню «Геометрия». Потім закривають ескіз і, користуючись командою «Операция выдавливания», формують циліндр потрібної довжини. І діаметр, і довжина будь-якої частини вала згодом можуть бути відредаговані.

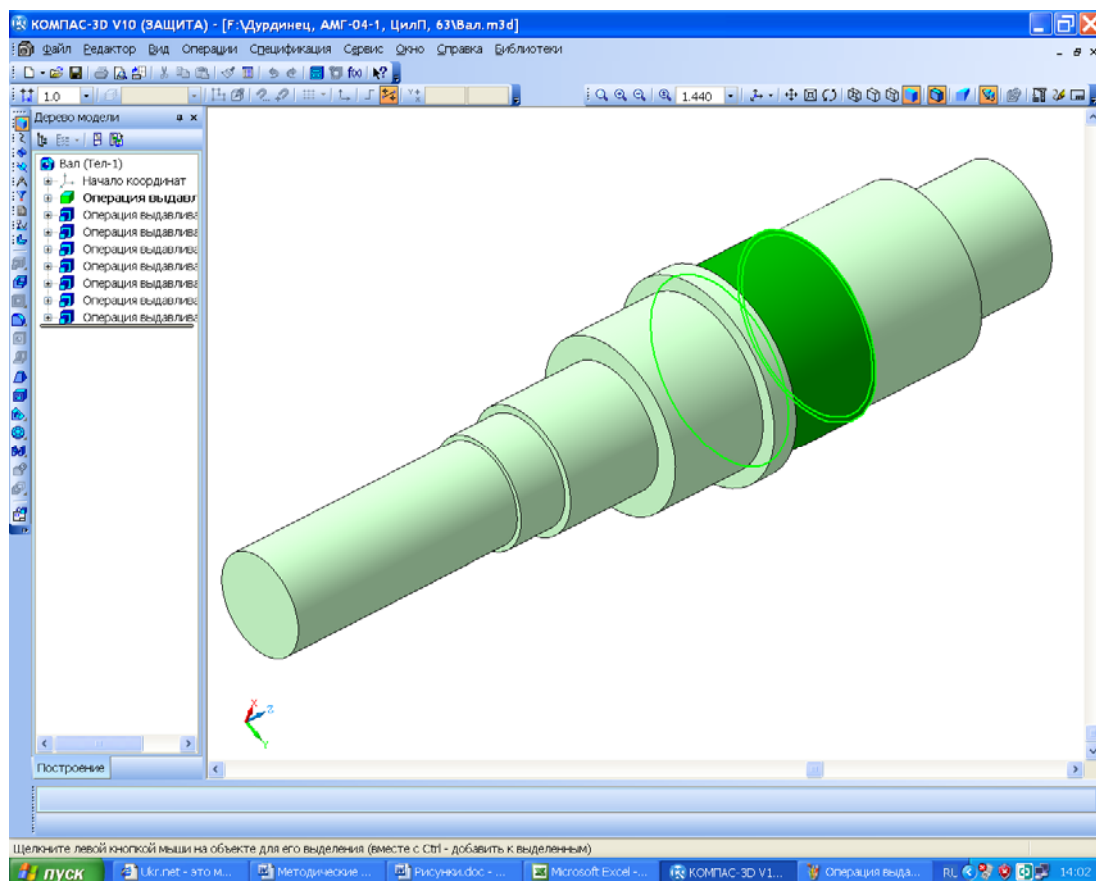


Рис. 7.2

Після побудови першої пари циліндричних ступенів навколо частини для насадження колеса створюють ще дві частини – посадкові місця для встановлення підшипників. Ці ступені мають бути меншого діаметра, ніж створені раніше. Розміри заплічників для встановлення підшипників стандартизовано, тому слід дотримуватися прийнятих у літературі рекомендацій [4, т. 2, с. 177]. Потім з боку вихідного кінця вала формують ще один елемент – опорну поверхню для встановлення ущільнень і, власне, сам вихідний кінець вала. Конічні ступені валів роблять аналогічно циліндричним, але з меню «Операции выдавливания» вибирають параметр «Уклон внутрь» у градусах.

У торцях важких і довгих валів роблять центрові отвори, використовуючи таку послідовність команд: «Стандартные элементы» → «Конструктивные элементы» → «Отверстия» → «Центровые отверстия», як це показано на рис. 7.3. Після вибору з бібліотеки типу й діаметра центрального отвору натискають на кнопку «Позиционирование» панелі «Свойства» позначивши координати отвору (для центрального вони нульові), і на кнопку «Создать объект». Отвір побудовано. Оскільки посадкові поверхні під внутрішні кільця підшипників шліфують, забезпечуючи потрібний розмір з допуском і шорсткістю поверхні, то в місцях виходу шліфувального круга (при обробці ступеня більшого діаметра) слід виконати канавки відповідного розміру. Їх «вирізування» викликають з бібліотеки в такій послідовності: «Машиностроение» → «Библиотека канавок для КОМПАС-3D» → «Канавка по ГОСТ 8820-

69 (выход шлифовального круга)», що видно з рис. 7.4. Виконуючи підказки програми, треба перевести курсор (з натисненням лівої кнопки миші) на циліндричну поверхню, де має бути побудована канавка, а потім вибрати в падаючому меню її відповідні розміри (краще прийняти рекомендовані) і показати торець, біля якого її «наріжуть». Канавка з'явиться після натиснення кнопки «ОК».

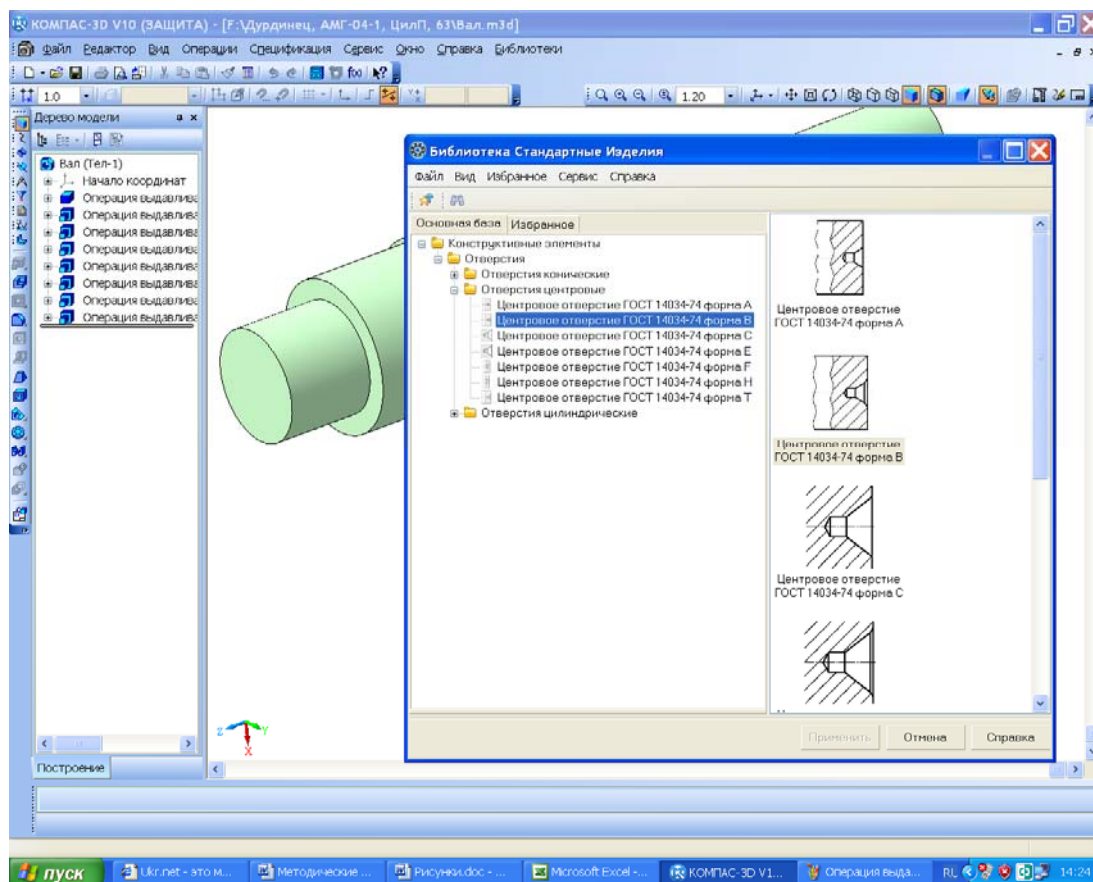


Рис. 7.3

Для кріплення зубчастих коліс на валах, а також півмуфт на вихідних кінцях валів найчастіше використовують шпонкові з'єднання. Пази шпонок і шліців на тривимірних моделях валів виконують так само, як це описано вище в підрозд. 5.1.

В останню чергу за допомогою команд інструментальної панелі «Редактирование детали» на валах виконують відповідні побудови «Фаски» і «Скругления», зокрема виділяють ребра або грані, на яких і створюють ці елементи. Висоту ребра фаски і кут її нахилу, як і величину радіуса, зазначають у відповідних клітинках меню операції. Готову модель вала зображено на рис. 7.5.

Аналогічно будують вал-шестірню і черв'як, який завжди виготовляють разом з валом, тільки першою циліндричною частиною служить уже побудована шестірня або черв'як.

### 7.5. Побудова тривимірних моделей валів у складеному вигляді

Вали в складеному вигляді – це перші складальні одиниці, тривимірні моделі яких слід будувати при виконанні курсового проекту одноступеневого редуктора. Для цього створюють файл «Сборка» програми КОМПАС, який бажано відразу ж зберегти, присвоївши йому ім'я, наприклад, «Вал быстроходный.а3d». Хоча цей файл має таку саму назву, що й деталь «Вал быстроходный.т3d», та його легко знайти, помітивши розширення на іконці файлу.

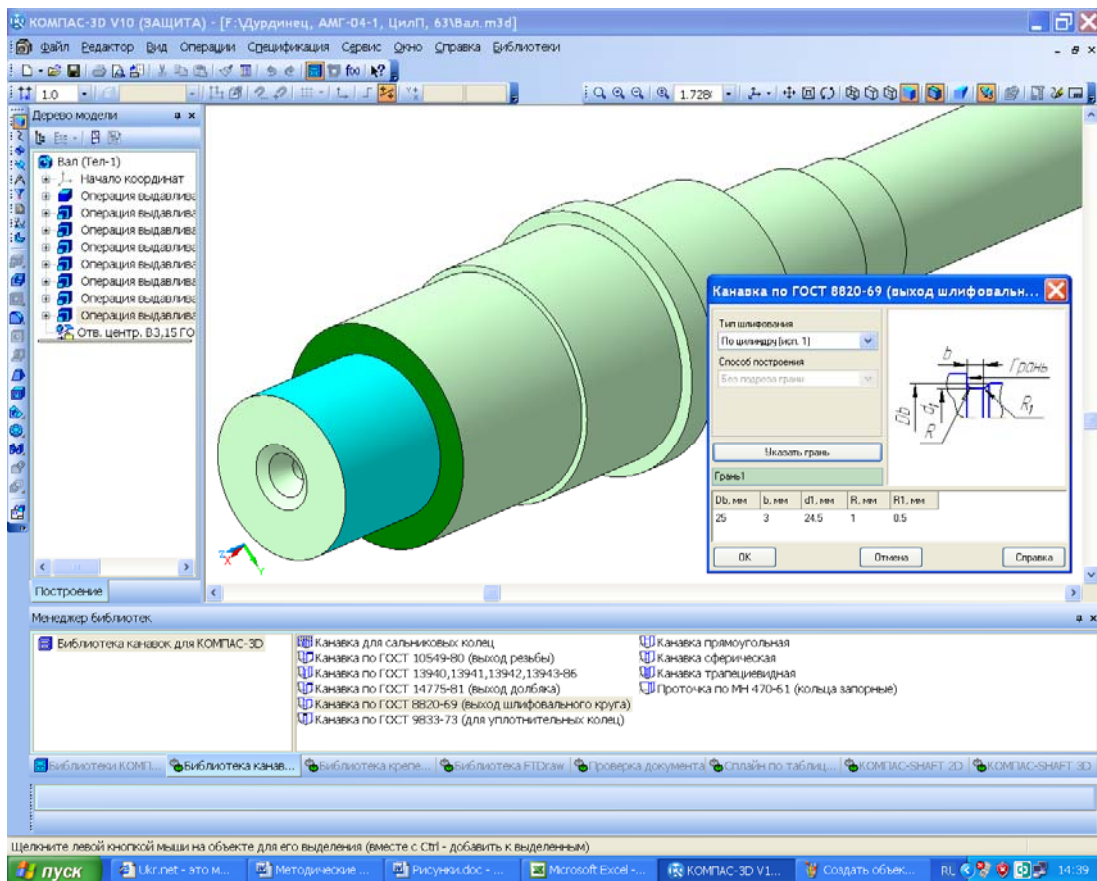


Рис. 7.4

Створення складальної одиниці починають з операції «Добавить из файла» панелі інструментів «Редактирование сборки», як це описано в підрозд. 5.4. Першою вставленою деталлю має бути вал (або вал-шестірня). На нього насаджують уже створену 3D-модель зубчастого колеса, підшипники, шпонки, тривимірні моделі яких вибирають з меню «Библиотека стандартных изделий».

Точне положення кожної щойно встановленої деталі визначається за допомогою інструмента «Сопряжение». Частіше інших використовують спряження «Соосность» і «Совпадение объектов». Якщо між підшипниками (їх внутрішніми кільцями) і частинами валів встановлено маслорозбійні кільця або дистанційні втулки, то їх можна створити або в окремому вікні (нового файлу), а потім вставити в складальну одиницю, або прямо в ній. У другому випадку спочатку виділяють курсором поверхню вже наявної в цій одиниці деталі, потім натискають на кнопку «Создать деталь». Можна навіть створити дрібнішу складальну одиницю, вибравши кнопку «Создать сборку». Програма пропонує зберегти в потрібному місці створювану деталь і надати їй ім'я. Після цього на виділеній поверхні створюють ескіз, у якому звичайним способом будують зображення першої поверхні або перерізу нової деталі. Далі ескіз закривають. Потім за допомогою одного з різновидів операції «Выдавливание» будують деталь, при цьому, якщо це дистанційна втулка, кільце регулювальне або прокладка (рис. 7.6), то її можна «протягнути», керуючись командами «На расстояние» «До поверхности», які вказують курсором. На цьому етапі треба обов'язково перевірити правильність взаємного розташування деталей на валу, застосовуючи операцію «Сечение поверхностью» для однієї з основних площин файлу (рис. 7.7). Маточина зубчастого колеса й торці внутрішніх кілець підшипників мають упиратися в буртики вала або в дистанційні втулки, а шпонки розміщуватись точно в підготовлених для них пазах.

Кожну деталь треба зафіксувати на валу одну відносно одної достатньою кількістю спряжень (тепер їх не можна перемістити за допомогою команд «Переместить компонент» та «Повернуть компонент» з панелі інструментів «Редактирование сборки»).

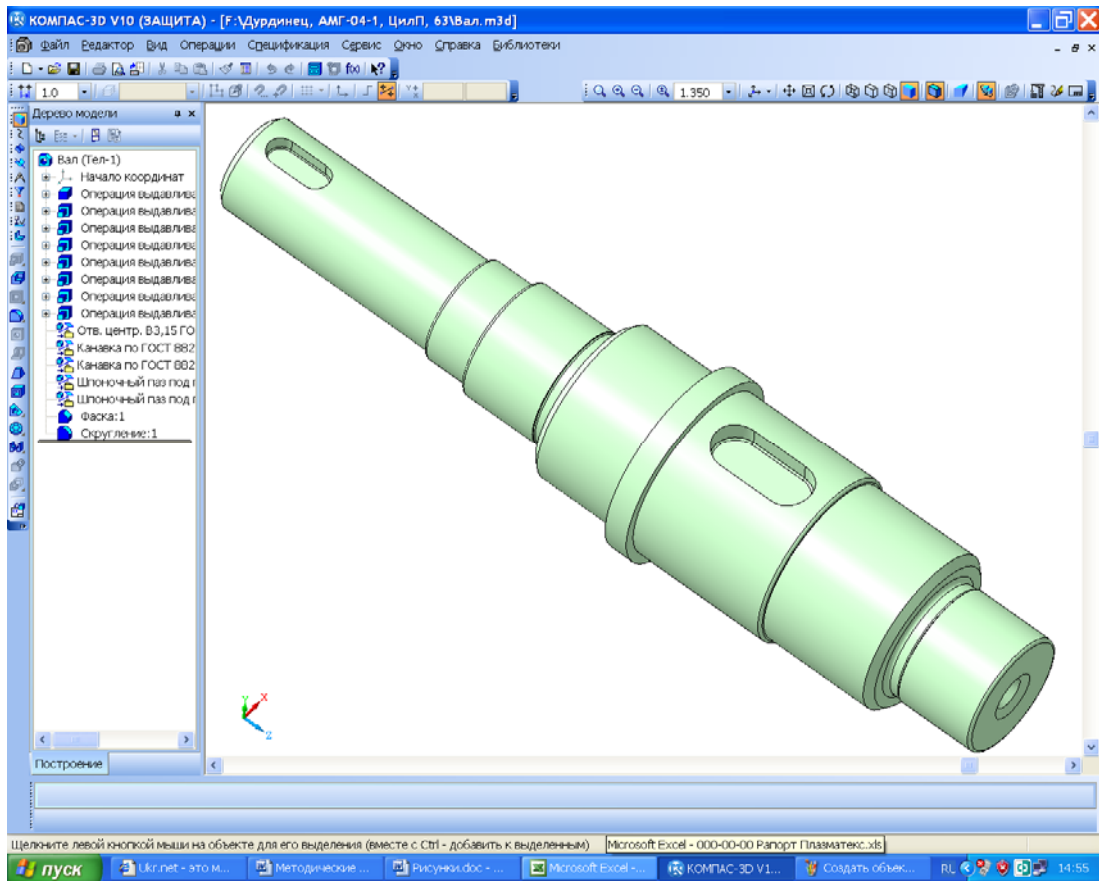


Рис. 7.5

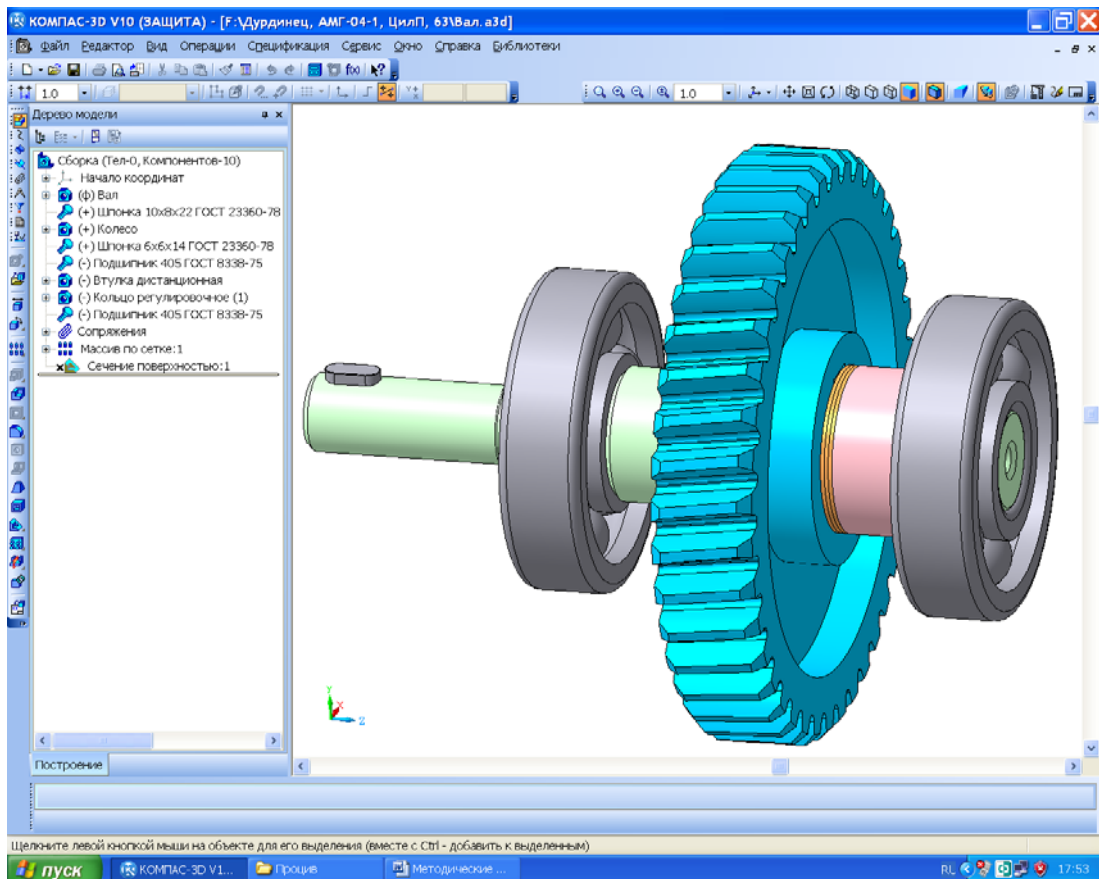



Рис. 7.6

Виняток становлять стандартні деталі без плоских граней, наприклад, циліндричні шайби й підшипники. Поряд з їх позначенням  (-) Підшипник 405 ГОСТ 8338-75 в меню «Дерево построения» завжди стоятиме мінус у дужках, оскільки один ступінь вільності залишається незафіксованим (обертання навколо поздовжньої осі). Тривимірні моделі всіх стандартних деталей із бібліотек програми КОМПАС завжди мають однаковий колір, який змінити неможливо.

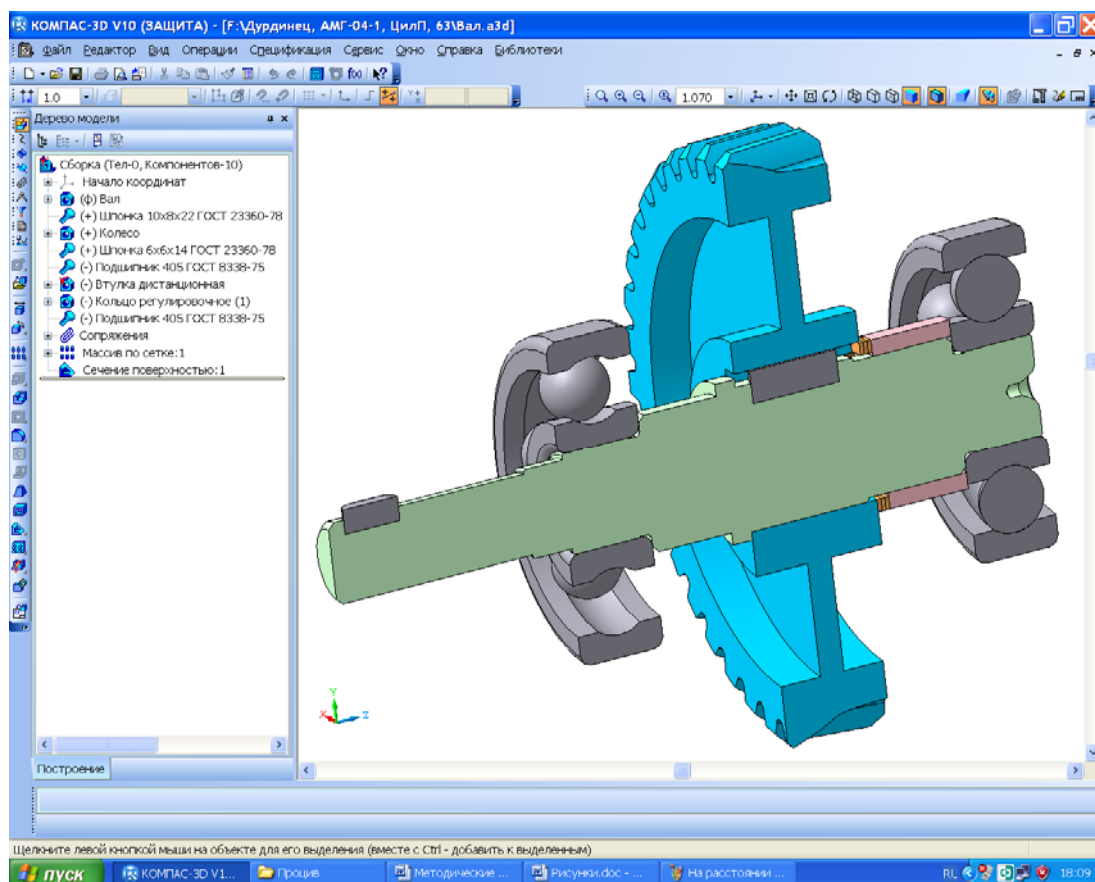





Рис. 7.7


Підшипники на рис. 7.7 завеликі, тому що бібліотека тривимірних моделей не має у своєму розпорядженні менших. Підшипник меншого розміру можна пошукати також у меню «Конструкторская библиотека» програми КОМПАС. Для цього створюють допоміжний

файл формату  «Фрагмент», а потім натисканням кнопки  «Менеджер библиотек»

Фрагмент

відкривають вікно «Машиностроение → Конструкторская библиотека → Подшипники» і вибирають папку, наприклад, «Подшипники шариковые» (рис. 7.8), після чого виділяють потрібний підшипник і натискають кнопку «ОК». З'являється фантом зображення розрізу підшипника, який вставляють у фрагмент, прив'язавшись до початку координат. Далі руйнують макрос зображення командою «Редактор → Разрушить» і поряд будують три зображення перерізу, зокрема внутрішнього кільця, тіла обертання і зовнішнього кільця, (рис. 7.9), копіюючи елементи зображень з розрізу підшипника. Ці зображення використовують для побудови тривимірних моделей відповідних деталей в окремих файлах формату  «Де-

Деталь

таль». У кожному файлі на одній і тій самій основній площині створюють ескіз, в який переносять зображення перерізу деталі з віссю обертання, прив'язуючись до початку координат ескізу точкою початку координат перерізу підшипника (на рис. 7.9 ці точки чітко видно). Моделі деталей будують за ескізами, користуючись командою  «Операция вращения».



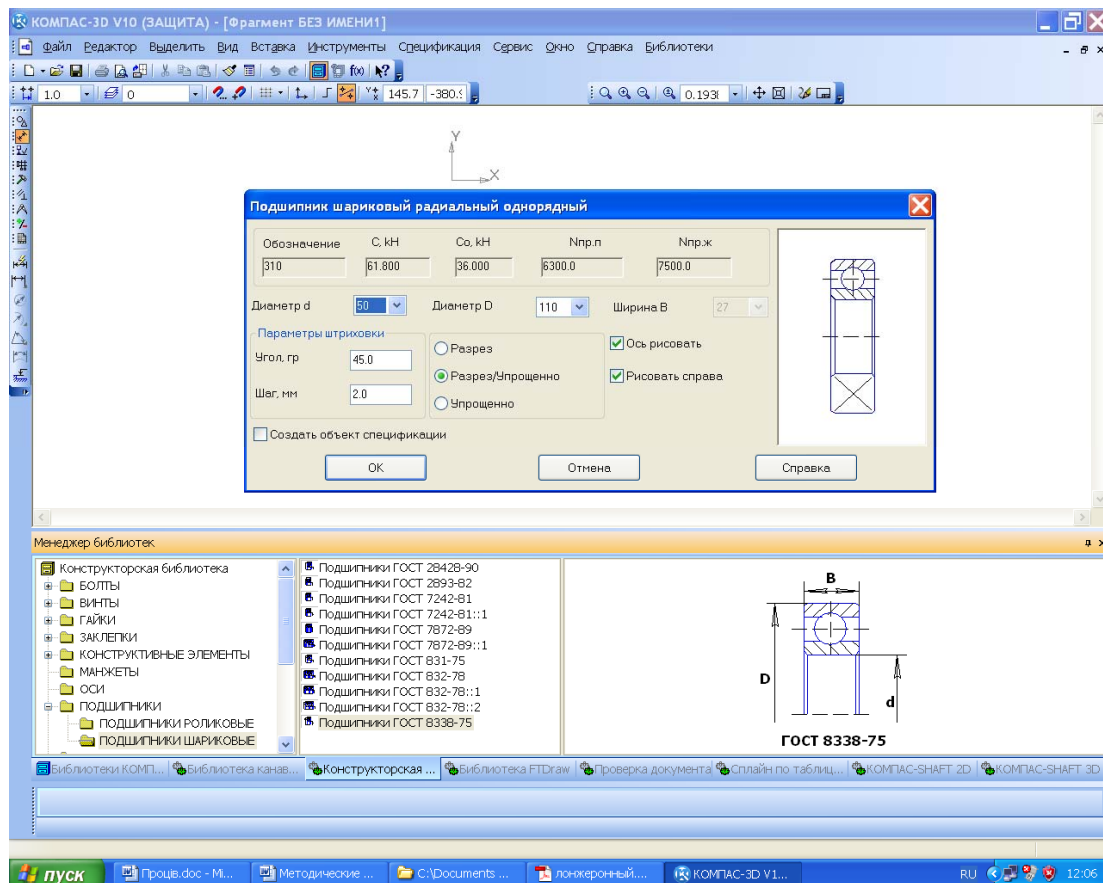






Рис. 7.8

Щоб скласти окремі деталі в підшипник, створюють файл  «Сборка» і, як вже описувалося вище, одну за одною вводять усі три деталі. Оскільки візуально кожна з них стоїть на своєму місці, але тільки перша фіксується за умовчанням, то слід зафіксувати решту деталей. Для цього наводять курсор на рядок деталі у вікні «Дерево построения», натискають праву кнопку миші у падаючому підменю, вибирають рядок «Включить фиксацию». Для невеликої складальної одиниці цього досить, але можна зафіксувати тіло кочення та зовнішнє кільце також за допомогою команди  «Сопряжения».

Підшипник набув характерних контурів, але в ньому присутнє поки тільки одне тіло кочення. Щоб побудувати решту, потрібно виконати операцію  «Ось конической поверхности», а потім за допомогою операції  «Массив по концентрической сетке» – необхідне число названих тіл. На рис. 7.10 першу введену в підшипник кульку виділено кольором, а безліч променів, що виходять з початку координат, відповідають осям початку координат кожної кульки. Якщо підшипника потрібного розміру немає в бібліотеках програми КОМПАС, то його можна пошукати в інших джерелах [5], а знайшовши потрібне, побудувати його ескіз, а також створити тривимірну модель підшипника в складеному вигляді.

Використавши описану вище методику, можна побудувати підшипник і як окрему деталь, що демонструє нам рис. 7.11. Для зображення підшипника в складальних одиницях проекту це не має великого значення, оскільки стандартні виробы не потребують робочих креслень, а подібні елементи належать до виробів, що можна придбати в інших виробників.

Так само будують інші деталі та дрібніші складальні одиниці, яких немає в розпорядженні бібліотек програми КОМПАС, але їх розміри стандартизовані або існують галузеві нормалі на їхню форму й величину.

Дуже часто в техніці застосовують підшипники кочення з відкритими сепараторами, розраховані на консистентне змащення.

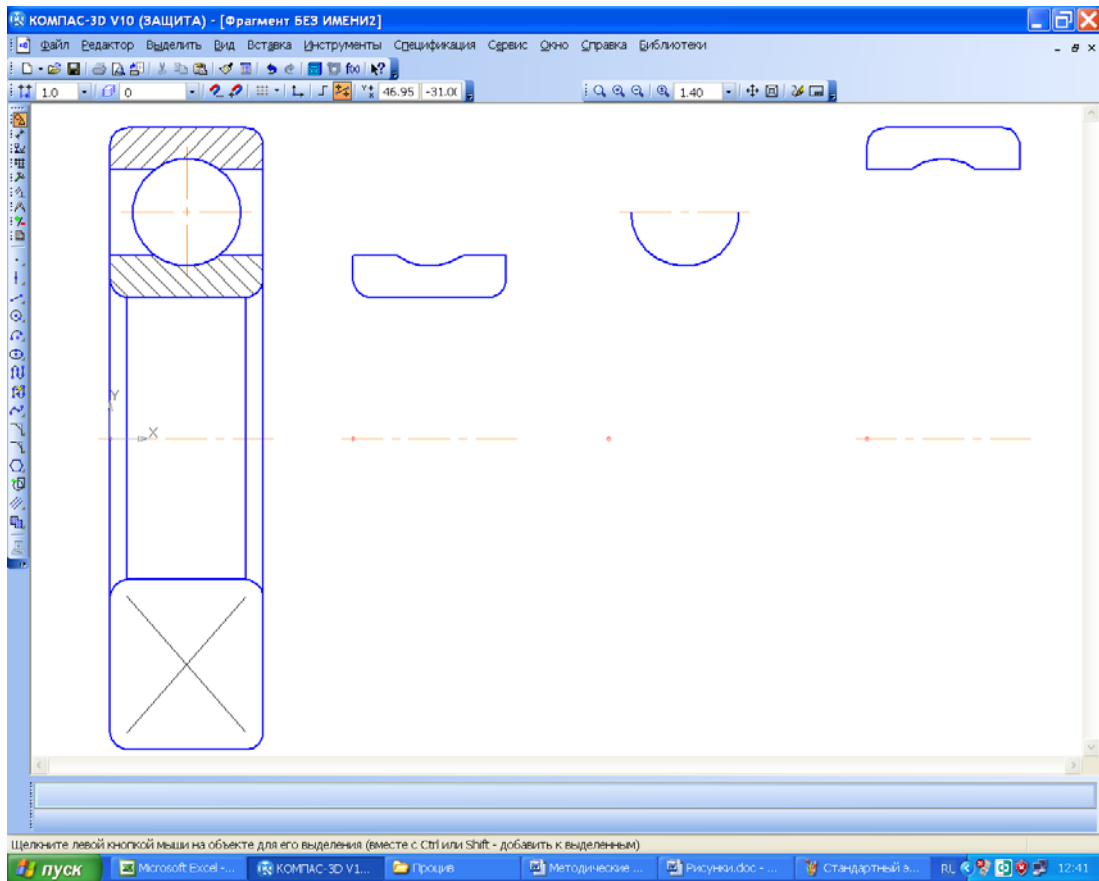


Рис. 7.9

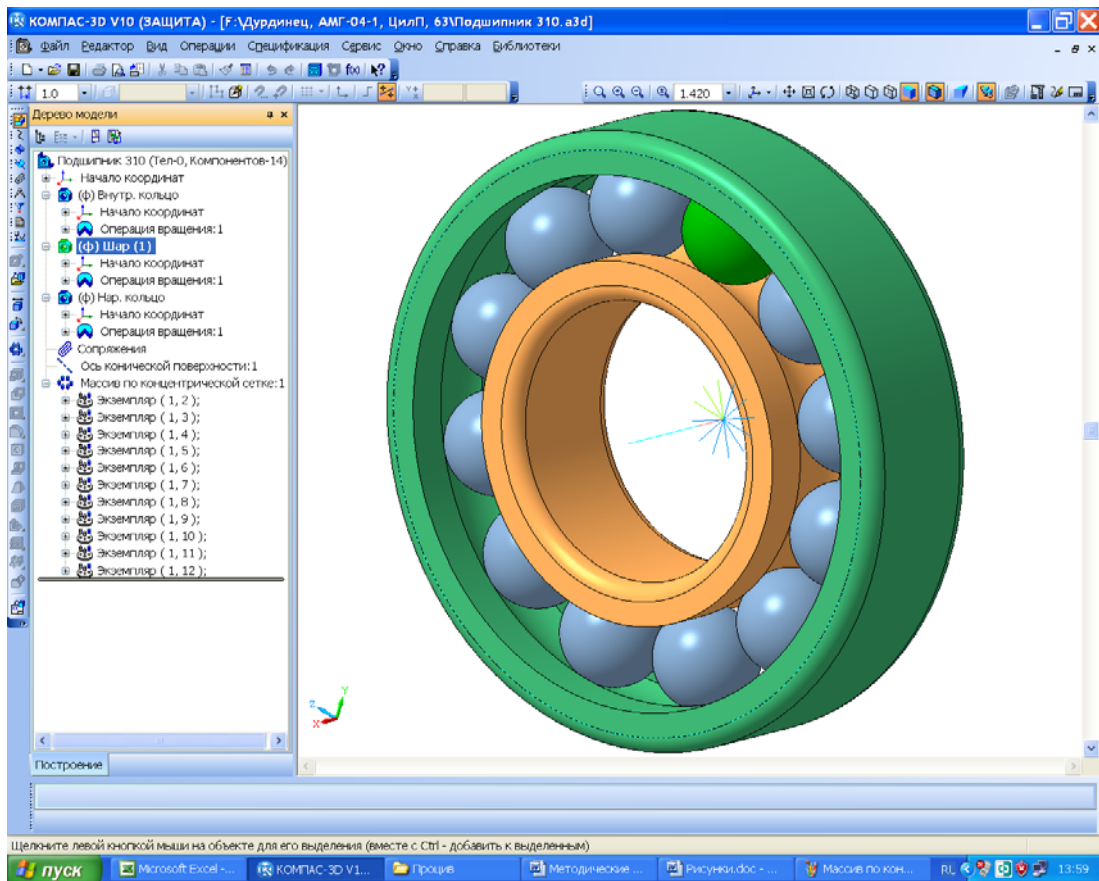


Рис. 7.10

Щоб запобігти попаданню в підшипники кочення рідкого мастила (звичайно це індустріальне мастило марок I20, I40), розбризкуваного зубчастими колесами у внутрішній порожнині редуктора, й уникнути розрідження консистентного мастила, ставлять масловідбивальні кільця, які обертаються разом з валами. Розміри таких кілець нормалізовані й описані в літературі [4, т. 3, с. 307].

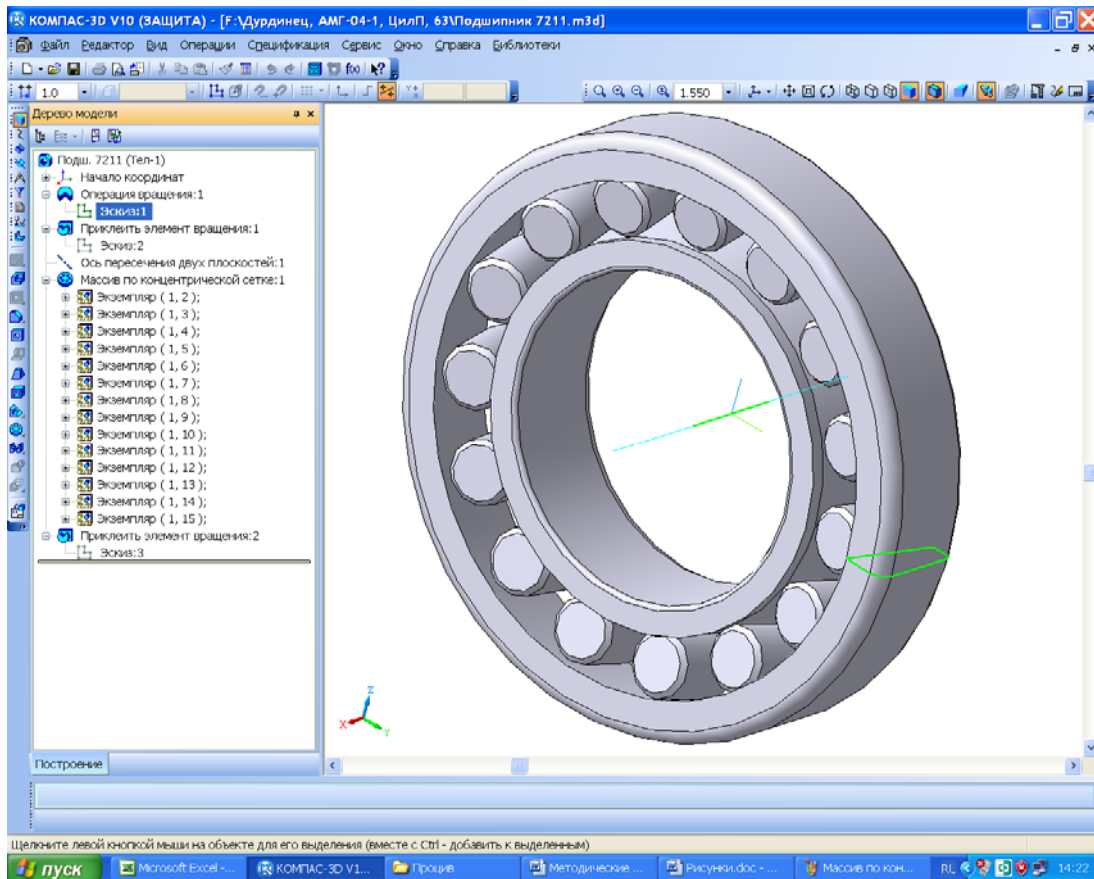


Рис. 7.11

Аби пил не проникав у підшипникові вузли й мастило не витікало на вихідних кінцях валів, усередині прохідних кришок установлюють ущільнення. Зазвичай їх роблять лабіринтовими, сальниковими або комбінованими відповідно до нормалей [4, т. 3, с. 307]. Манжетне ущільнення повинне містити стандартну манжету, яку слід вибирати з меню «Библиотека стандартных изделий» програми КОМПАС. Діаметр циліндричного ступеня вала перед вихідним його кінцем слід задавати, враховуючи розміри вибраного ущільнення (наприклад, на рис. 7.1 –  $\varnothing 19$ , а довжина дорівнює 8 мм).

Не завжди перший варіант побудови тривимірної моделі вала (як і будь-якої іншої деталі або складальної одиниці) буде достатньо вдалим. У разі виявлення на цьому етапі роботи (або надалі) помилок, неточностей, нестикувань або навіть нераціональності в проектуванні, всі недоліки треба усунути шляхом перебудови (редагування).

### ***Питання для самоконтролю***

1. Діаметр якої частини вала переважно мінімальний?
2. Які підшипники встановлюють на валах циліндричної прямозубої передачі?
3. Які підшипники встановлюють на валах циліндричної косозубої передачі?
4. Які підшипники найчастіше монтують на валах конічної передачі?
5. Які підшипники здебільшого встановлюють на валах черв'ячної передачі?

## 8. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

*Мета розділу – вивчення методики перевірного розрахунку валів на міцність і набуття навичок у побудові епюр згинальних та крутильних моментів на валу.*

Сконструйований у складеному вигляді вал з підшипниками і зубчастими колесами перевіряють на статичну та втомну міцність, а також на жорсткість [6, т. 2, с. 46].

### 8.1. Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок валів на статичну міцність найчастіше здійснюють стосовно середнього перерізу (між опорними підшипниками), де розташовані зубчасті колеса. При цьому враховують згинальні та крутні моменти, які виникають у перерізах валів.

#### 8.1.1. Побудова епюр згинальних і крутильних моментів на валах

Щоб перевірити статичну міцність валів, визначають реакцію їх опор (підшипникових вузлів), будують епюри згинальних і крутильних моментів. Для різних типів редукторів розрахункові схеми і форми епюр дещо відмінні одна від одної, тому нижче вони подані окремо.

Залежно від того, які компоновальні рішення застосовані при виробництві редукторів (горизонтальні, вертикальні, реверсивні, нереверсивні) розрахункові схеми і вид епюр згинальних моментів також можуть бути різними (рис. 8.1...8.5). Далі наведено приклади побудови цих епюр для ведучого вала двох типів редукторів (циліндричного, конічного) горизонтального компоновання. Звертаємо увагу, що в символічних позначеннях за умовчанням опущено нижній індекс 1. У розрахункових схемах веденого вала напрямки осьової та колової сил мають бути змінені на протилежні, а вирази для визначення реакцій  $R_j$  у  $j$ -й підшипниковій опорі ( $j = A, B$ ), горизонтальній (з індексом  $x$ ) або вертикальній (з індексом  $y$ ) площинах, а також згинальних моментів у небезпечних перерізах будуть іншими. Студент повинен не лише вміти будувати розрахункові схеми, епюри, а й визначити значення реакцій і згинальних моментів самостійно. Для розрахунку черв'ячного редуктора надано схеми ведучого та веденого валів вертикального компоновання. Вони зображені на рис. 8.6...8.7.

Розраховуючи реверсивні редуктори, необхідно визначити максимальні згинальні моменти в небезпечних перерізах валів для обох напрямків руху (осьова  $F_a$  та колова  $F_t$  сили змінюють свій напрямок на протилежний).

Сили, що виникають у зубчастому зачепленні відповідної передачі, уже визначено в підрозд. 2, 3 та 4. Розрахунок консольних радіальних сил  $F_k$  однаковий для редукторів усіх типів і виконано в підрозд. 2.3.9. Лінійні розміри валів і відстань між умовним місцем прикладання сил (середина ширини зубчастого колеса) і реакціями опор (середина ширини внутрішніх коліс підшипників) треба брати такі, що були отримані при побудові тривимірних моделей валів у складеному вигляді (див. підрозд. 7.5).

#### 8.1.1.1. Побудова епюр згинальних і крутильних моментів для валів циліндричних зубчастих передач

Стосовно нереверсивних горизонтальних циліндричних редукторів розрахункові схеми і вигляд епюр згинальних моментів на ведучому валу подаються на рис. 8.1...8.3, тут  $d_{wi}$  – початковий діаметр зубчастого колеса. Для некорегованих коліс він дорівнює дільному ( $d_1$  або  $d_2$ ), для решти може бути визначений як

$$d_{w1} = \frac{2a}{1+u}; d_{w2} = 2a - d_{w1}.$$

На епюрах  $R_{Ax}$ ,  $R_{Ay}$ ,  $R_{Bx}$ ,  $R_{By}$  – реакції в опорах, Н, а  $M_{xi}$ ,  $M_{yi}$  – згинальні моменти в горизонтальній і вертикальній площинах відповідно, Н·мм. Зауважимо, що схема на рис. 8.1. стосується валів циліндричної прямозубої передачі, на рис 8.2. – косозубої, рис. 8.3. – шевронної.

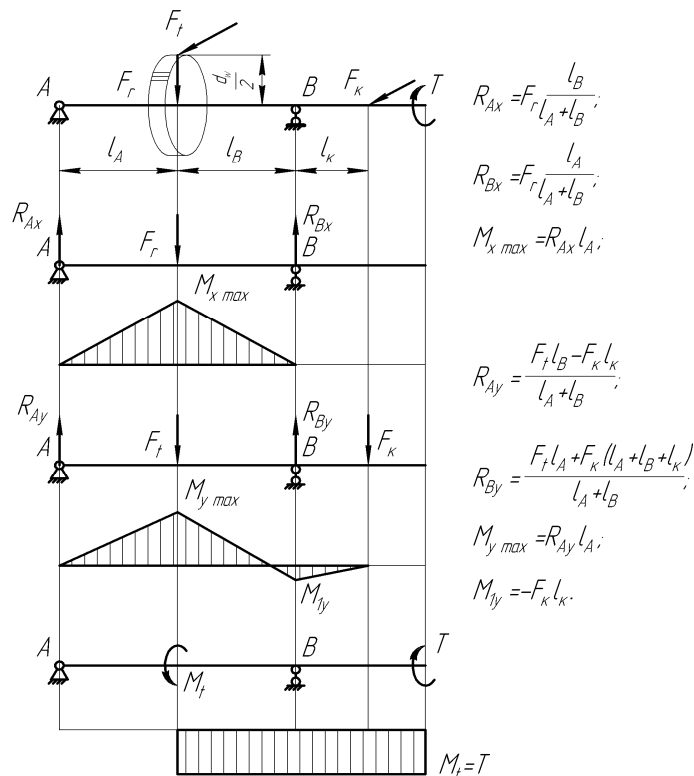


Рис. 8.1

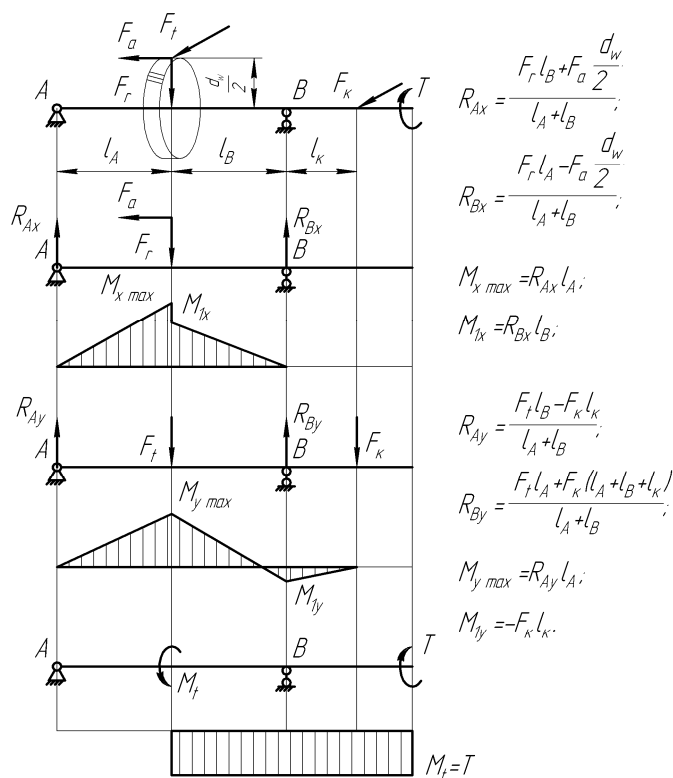


Рис. 8.2

Причому в шевронній передачі осьові сили, що виникають в напівшевронах, взаємно зрівноважуються.

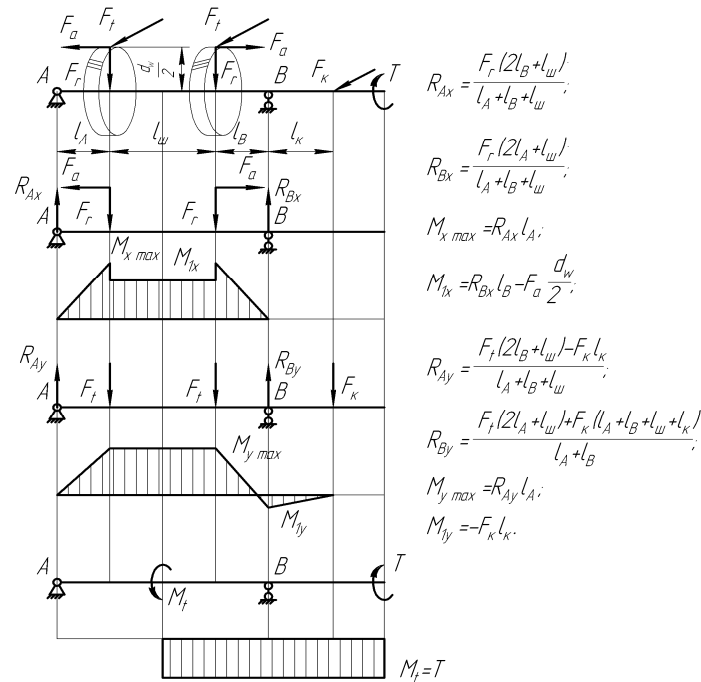


Рис. 8.3

### 8.1.1.2. Побудова епюр згинальних і крутних моментів для валів кінцевих зубчатих передач

Розрахункові схеми і вигляд епюр згинальних моментів ведучого вала нереверсивних горизонтальних кінцевих редукторів показано на рис. 8.4 та 8.5. При чому схема рис. 8.4. стосується валів з консольним розміщенням шестірні кінцевої передачі, а рис. 8.5 – з проміжним.

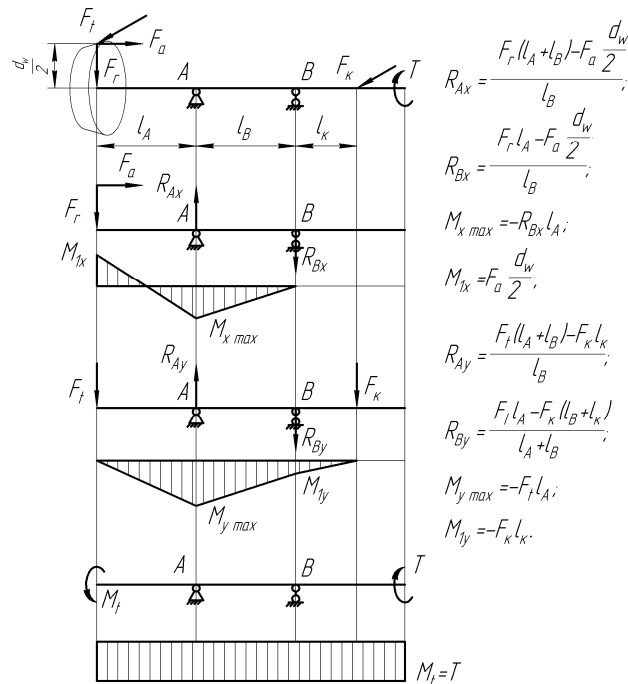


Рис. 8.4

Позначення на рисунках прийняті такі самі, як і на схемах для циліндричних передач (див. попередній пункт). Діаметри початкового кола слід визначати в місці середнього перерізу основного конуса зубчастих коліс.

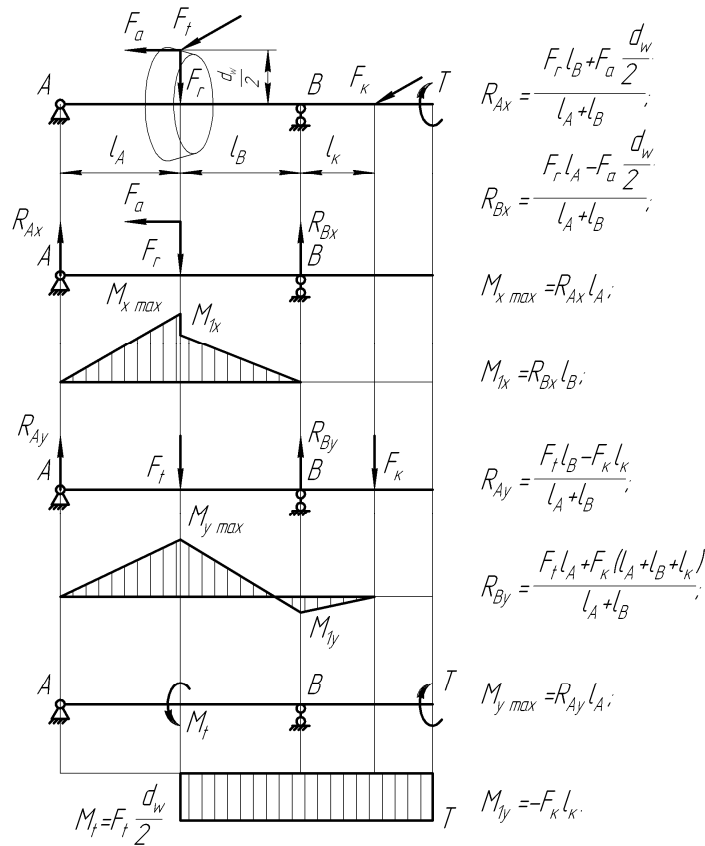


Рис. 8.5

### 8.1.1.3. Побудова епюр згинальних і крутних моментів для валів черв'ячних передач

Що стосується нереверсивних вертикальних черв'ячних редукторів, то розрахункові схеми і вигляд епюр згинальних моментів ведучого вала (черв'яка), подається на рис. 8.6, де позначення прийняті такі самі, як і на схемах для циліндричних і конічних передач (див. вище). Діаметри початкового кола черв'яка і черв'ячного колеса розраховують таким чином:

$$d_{w1} = (q + 2x)m; \quad d_{w2} = 2a - d_{w1}.$$

Зазначимо, що на валу черв'ячного колеса напрямки сил протилежні силам на черв'яку. Але колова сила черв'яка дорівнює осьовій силі колеса, осьова сила черв'яка – коловій силі колеса, а радіальні сили черв'яка і колеса однакові між собою. Вирази для визначення реакцій у підшипникових опорах *A* та *B*, розрахункові схеми і вигляд епюр згинальних моментів веденого вала (з черв'ячним колесом) бачимо на рис. 8.7.

### 8.1.2. Визначення сумарної величини згинального моменту

Найбільшу сумарну величину згинального моменту визначають для одного або кількох найбільш небезпечних перерізів вала, які вважаються такими внаслідок небезпечного співвідношенням діаметра вала і величин згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах. Таким чином, якщо вал порівняно тонкий, а величини згинальних моментів досить значні, то місце цього перерізу небезпечне, тобто в процесі експлуатації деталь може тут зламатись, отже, цей переріз вимагає перевірки.

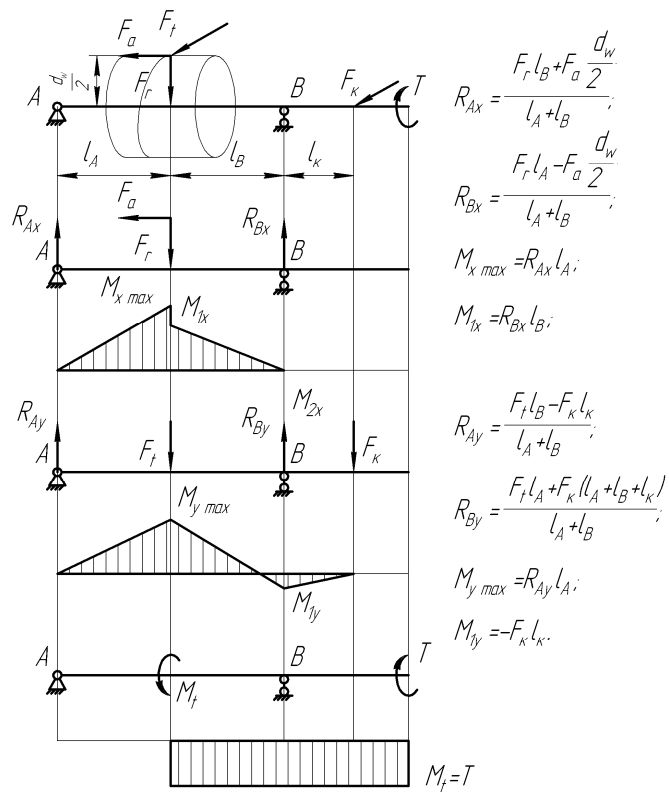


Рис. 8.6

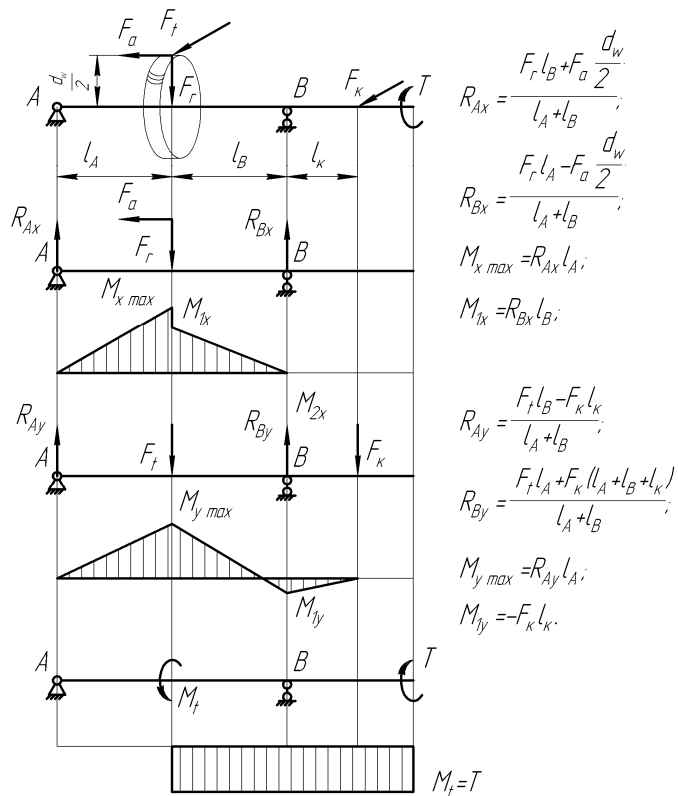


Рис. 8.7

З цією метою визначають найбільшу величину сумарного згинального моменту в  $k$ -му (небезпечному) перерізі за такою формулою:



$$M_{uk} = \sqrt{M_{xk}^2 + M_{yk}^2},$$

де  $M_{xk}$ ,  $M_{yk}$  – згинальні моменти, в горизонтальній і вертикальній площинах  $k$ -го перерізу відповідно, Н·мм.

### 8.1.3. Визначення величини еквівалентного моменту

Еквівалентний момент у  $k$ -му перерізі встановлюють таким чином:

$$M_{\equiv k} = \sqrt{M_{uk}^2 + T_k^2}.$$

### 8.1.4. Визначення діаметрів вала в небезпечних перерізах

У кожному небезпечному перерізі знаходять мінімально допустимий діаметр вала (мм) за умови його міцності й достатньої жорсткості, тобто

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_{\equiv k}}{0,1[\sigma_n]}},$$

де  $[\sigma_n]$  – допустимі напруження вигину (від 50 до 60 МПа).

Якщо хоча б в одному небезпечному перерізі вал виявиться надто тонким, то його діаметр треба збільшити до мінімально допустимого. Іноді при цьому збільшення потребують також розміри інших частин вала, що й виконують, відредагувавши його тривимірну модель.

## 8.2. Розрахунок вала на міцність від втоми

Розрахунок на міцність від втоми полягає у визначенні коефіцієнта запасу міцності  $S$  в місцях небезпечних перерізів вала. При цьому враховують характер зміни епюр згинальних і крутних моментів, наявність концентраторів напружень, східчасту форму вала.

Умова міцності для  $k$ -го перерізу вала має такий вигляд:

$$S_k = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

де  $[S]$  – допустимий коефіцієнт запасу міцності; здебільшого перебуває в межах від 1,3 до 1,5, а якщо вал має бути особливо жорстким, то й до 3;  $S_\sigma$ ,  $S_\tau$  – коефіцієнти запасу міцності за нормальним і дотичним напруженням відповідно, їх визначають таким чином:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

де  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – границі витривалості матеріалу (МПа) при вигині та крученні з симетричним знакозмінним циклом навантаження, для вуглецевих сталей величину  $\sigma_{-1}$  приймають такою, що дорівнює  $0,43 \sigma_b$ , а для легованих обчислюють за таким виразом  $0,35 \sigma_b + 70$  (значення  $\sigma_b$  можна узяти з таблиці 2.2, див. підрозд. 2.1);  $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$ ;  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  – амплітуда нормального та дотичного напруження;  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – середні значення нормальних дотичних напружень.

Зазвичай напруження в поперечному перерізі вала при вигині змінюється за симетричним циклом, а при крученні – за пульсуючим. Тому приймають, що

$$\sigma_m = \frac{4F_{ai}}{\pi d_k^2};$$

$$\sigma_a = \frac{M_{uk}}{0,1d_k^3};$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T_i}{2 \cdot 0,2d_k^3}.$$

У процесі реверсивного обертання вала напруження під час його крутіння змінюються за симетричним циклом, ось чому

$$\tau_m = 0; \tau_a = \frac{T_i}{0,2d_i^3};$$

Продовжимо опис величин, задіяних у визначенні коефіцієнтів запасу міцності вала:  $\psi_\sigma$ ,  $\psi_\tau$  – коефіцієнти, які характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу навантаження, а їхнє значення встановлюють з табл. 8.1;  $\beta$  – коефіцієнт поверхневого зміцнення, вводиться при поверхневому гартуванні СВЧ, азотуванні, цементуванні й т. д. (за табл. 8.2);  $\varepsilon_\sigma$ ,  $\varepsilon_\tau$  – масштабні чинники, тобто коефіцієнти, що враховують вплив поперечних розмірів вала, їхнє значення приймають за табл. 8.3;  $k_\sigma$ ,  $k_\tau$  – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при вигині та крутінні, що враховують вплив галтелі, поперечного отвору, кільцевої виточки, шпонкового паза, шліців, нарізі та ін. (за табл. 8.4). Якщо в одному перерізі діє кілька концентраторів напружень, беруть до уваги вплив найбільш небезпечного з них.

Таблиця 8.1

Коефіцієнти чутливості матеріалу вала до асиметрії циклу

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм, не менше	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
45 <sup>3</sup>	Будь-який	0,10	0,05
45X	Будь-який	0,10	0,05
38XC	Будь-який	0,10	0,05
20X2H4A	120	0,05	0,00
12XH3A	120	0,10	0,05
18XГТ	60	0,15	0,10
30XH3A	Будь-який	0,15	0,10

Таблиця 8.2

Коефіцієнт поверхневого зміцнення вала

Вид поверхневої обробки вала	Границя міцності $\sigma_B$ , МПа	Коефіцієнт поверхневого зміцнення валів різних типів		
		гладкі	з концентрацією напружень	
			$k_\sigma \leq 1,5$	$k_\sigma > 1,5$
Гартування з нагрівом	600 – 800	1,5 – 1,7	1,6 – 1,7	2,4 – 2,8
СВЧ	800 – 1000	1,3 – 1,5	0	0
Азотування	900 – 1200	1,1 – 1,2	1,5 – 1,7	1,7 – 2,1
Дробоструминний наклеп	600 – 1500	1,1 – 1,3	1,5 – 1,6	1,7 – 2,1
Накатування роликом	Будь-яка	1,1 – 1,3	1,3 – 1,5	1,8 – 2,0

<sup>3</sup> Бажано використати виділені марки сталей, тому що вони закладені в довідник матеріалів програми КОМПАС

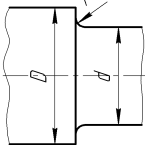
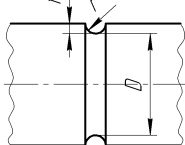
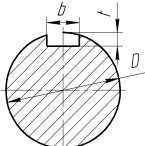
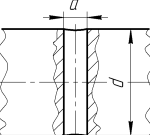
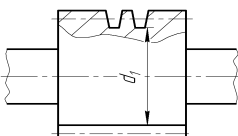
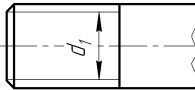
Таблиця 8.3

## Масштабні чинники для вала

Вид навантаження	Тип сталі	Діаметр вала, мм							
		10	20	30	40	50	70	80	100
$\varepsilon_\sigma$ (вигин)	Вуглецева	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,70
	Легована	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,64	0,62
$\varepsilon_\tau$ (крутіння)	Будь-яка	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,70

Таблиця 8.4

## Ефективні коефіцієнти концентрації напружень на валу

Концентратор	$k_\sigma$		$k_\tau$		Ескіз
	Границя міцності $\sigma_b$ , МПа				
	$\leq 700$	$> 700$	$\leq 700$	$> 700$	
Галтель (при значенні $D/d$ від 1,25 до 2)					
$r/d = 0,02$	2,50	3,50	1,80	2,10	
$r/d = 0,06$	1,85	2,00	1,40	1,53	
$r/d = 0,10$	1,60	1,64	1,25	1,33	
Виточка ( $t = r$ )					
$r/d = 0,02$	1,90	2,35	1,40	1,70	
$r/d = 0,06$	1,80	2,00	1,35	1,65	
$r/d = 0,10$	1,70	1,85	1,25	1,50	
Канавка шпонки					
	1,75	2,00	1,5	1,90	
Поперечний отвір (при значенні $a/d$ від 0,05 до 0,025)					
	1,90	2,00	1,75	2,00	
Нарізання витків черв'яка					
	2,30	2,50	1,70	1,90	
Нарізь					
	1,80	2,40	1,20	1,50	

### 8.3. Розрахунок вала на жорсткість

Розміри вала, встановлені в розрахунку на його міцність, не завжди гарантують достатню жорсткість цієї деталі, необхідну для нормальної роботи зубчастої та черв'ячної передач (можливий, наприклад, перекіс зубчастих коліс і концентрація навантаження по довжині зубця) і підшипників (затиснення тіл кочення). Вали редукторів загалом витримують перевірку на жорсткість (якщо при цьому її витримує найтонший, то другий не перевіряють), але для правильного зачеплення вали черв'яків завжди перевіряють на згинальну жорсткість.

Оптимальне значення згинальної жорсткості можливе за виконання таких умов:

$$f \leq [f]; \theta \leq [\theta],$$

де  $[f]$ ,  $[\theta]$  – граничні значення прогину й кути нахилу пружних ліній валів.

Величину  $[f]$  рекомендується приймати залежно від модуля зачеплення за описаними нижче співвідношеннями стосовно валів таких передач:

- циліндрична..... 0,01m;
- конічна, гіпоїдна та глобоїдна..... 0,005m;
- черв'ячна..... 0,01m.

Пропонується також передбачати допустиму величину кута нахилу вала  $[\theta]$  у підшипниках різного типу, зокрема для:

- радіального кулькового..... 0,005 рад;
- ковзання..... 0,001 рад.

При симетричному розташуванні опор стосовно прикладеного до зубчастого колеса навантаження (найбільш типового для одноступеневих редукторів) прогин (стріла прогину), наприклад, вала черв'яка визначається з такого виразу:

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 EI_{36}};$$
$$\theta = \frac{F_{r1} l_A l_B (l_A + 2l_B)}{6 EI_{36} (l_A + l_B)} - \frac{F_{t1} l (l_A + l_B)}{6 EI_{36}},$$






де  $E$  – модуль поздовжньої пружності, для сталі дорівнює  $2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $I_{36}$  – зведений момент інерції перерізу черв'яка з урахуванням витків, визначуваний як

$$I_{36} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left( 0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \text{ мм}^4.$$

Якщо жорсткість вала черв'яка недостатня, то коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$  збільшують, а далі повторюють розрахунки й побудови елементів черв'ячної передачі. Розраховуючи вали зубчастих передач, збільшують їх діаметри.

### 8.4. Рекомендації до побудови епюр

Розрахункові схеми й епюри моментів, наведені вище (рис. 8.1 – 8.7), будують з використанням засобів програмного середовища КОМПАС-Графік, що дуже зручно для їх подальшого введення в текст пояснювальної записки курсового проекту.

Для отримання рисунка створюють допоміжний файл формату  «Фрагмент», у якому, виконуючи операції з інструментальних панелей  «Геометрия»,  «Размеры»,  «Обозначения» і  «Редактирование», здійснюють необхідні побудови. З цією метою застосовують допоміжні лінії, відрізки, кола, еліпси, проставляють розміри і под. Масштаб зображення валів вибирають таким, щоб увесь рисунок розміщувався на аркуші формату А4.

На завершення файл зберігають, наприклад, під іменем «Епюри швидкохідного вала».

## 8.5. Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань

Деталі рознімних з'єднань проєктованого редуктора вибирають або за рекомендаціями програми КОМПАС (шпонки і шліци залежно від діаметра вала), або за таблицями з довідкових матеріалів. Тепер необхідно перевірити їх на міцність (на зминання та зріз).

Вибрані шпонки перевіряють на зминання. Сталь, з якої виготовляють шпонки, зазвичай міцніша від матеріалу маточини зубчастих коліс, тому фактично перевіряють самі маточини. Напруження зминання шпонки, що виникає під час її роботи, не мають перевищити допустиме для матеріалу, з якого буде виготовлено маточину колеса, тобто

$$\sigma_{зм} = \frac{T_i}{l_p d_i (h - t_1)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де  $T_i$  – крутний момент на конкретному валу, Н·мм ( $i = 1, 2$ );  $d_i$  – діаметр конкретного вала, мм ( $i = 1, 2$ );  $h$  – висота шпонки, мм;  $t_1$  – глибина паза шпонки вала, мм;  $l_p$  – робоча довжина шпонки, мм, якщо шпонка має скруглені торці, то  $l_p = l - b$ , де  $l, b$  – повна довжина і ширина шпонки відповідно, мм;  $[\sigma_{зм}]$  – допустиме напруження зминання, МПа. Для сталевих маточин значення цієї величини перебуває в межах від 60 до 100 МПа, а для чавунної – від 40 до 60 МПа.

На зріз шпонку перевіряють за такою формулою:

$$\tau_{зр} = \frac{2T_i}{l b d_i},$$

де  $\tau_{зр}$  – допустиме напруження на зріз шпонки,  $\tau_{зр} = 100$  МПа.

Якщо напруження зминання виявиться більш як на 5 % вищим від допустимого, то слід збільшити довжину шпонки або встановити дві шпонки під кутом  $180^\circ$  одна до одної. Коли ж напруження буде значно нижчим, то можна передбачити менший типорозмір шпонки. Для цього доведеться внести зміни в тривимірні моделі вала та зубчастого колеса.

### *Питання для самоконтролю*

- 1. Яким чином спрямовуються осьові сили в напівшевронах?*
- 2. Як можна перевірити міцність валів реверсивних редукторів?*
- 3. Як можна пояснити поняття небезпечного перерізу вала?*
- 4. Що являє собою коефіцієнт запасу міцності?*
- 5. Що таке концентратори напружень?*

## 9. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

*Мета розділу – вивчити методики перевірки найбільш поширених типів підшипників редуктора при різних схемах навантаження*

Розглянуті в розд. 7 підшипники необхідно перевіряти на несучу здатність і довговічність. Перевірний розрахунок здійснюють за традиційною методикою [5], яка дещо відмінна у застосуванні до різних типів підшипників.

### 9.1. Перевірний розрахунок радіальних підшипників

Радіальні кулькові та роликопідшипники призначені для сприймання здебільшого радіального навантаження, проте здатні витримувати й незначне осьове навантаження.

#### 9.1.1. Розрахунок під час дії радіального навантаження

Якщо на підшипник впливає тільки радіальне навантаження, наприклад, на валах прямозубої або шевронної циліндричної передачі, то послідовність розрахунку така:

– Визначають радіальне навантаження на підшипник  $j$ -ї опори ( $j = A, B$ ) з урахуванням режиму навантаження зубчастої передачі (у ньютонках), тобто

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

де  $K_{HE}$  – коефіцієнт еквівалентності режиму роботи передачі, (беруть з табл. 2.3 у підрозд. 2.2.1);  $F'_{rj}$  – імовірна радіальна реакція в опорах горизонтального одноступеневого редуктора при дії максимального тривалого моменту, Н·м, яку обчислюють таким чином:


$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2},$$

де  $R_j$  – реакції в підшипникових опорах  $A$  та  $B$  відповідно в площинах  $x$  або  $y$ , розраховані в підрозд. 8.1.1, Н.

– Для вибраного підшипника з довідкової літератури [5] виписують значення базової динамічної вантажопідйомності  $C$  (іноді її позначають  $C_r$ ), її можна також знайти в конструкторській бібліотеці програми КОМПАС. Для цього створюють допоміжний файл формату



Фрагмент

«Фрагмент», потім натискають кнопку  «Менеджер бібліотек», відкривають вікна «Машиностроение» → «Конструкторская библиотека» → «Подшипники» і вибирають папку, наприклад, «Подшипники шариковые», (рис. 7.8).

– Визначають еквівалентне навантаження, що діє на підшипник, а саме:

$$P = VF_{rj} K_{\sigma} K_t,$$

де  $V$  – коефіцієнт обертання, дорівнює 1,0, якщо обертається внутрішнє кільце підшипника, та 1,2 – якщо зовнішнє (у редукторах звичайно разом з валом обертається внутрішнє кільце);  $K_{\sigma}$  – коефіцієнт безпеки, залежно від умов його значення приймають у діапазоні від 1,0 до 2,5;  $K_t$  – температурний коефіцієнт (дорівнює 1,0), оскільки робоча температура підшипників кочення як правило не перевищує 100° С.

– Визначають номінальну довговічність (ресурс) підшипників у мільйонах обертів таким чином:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

або в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

де  $p$  – показник ступеня довговічності: для кулькопідшипників дорівнює 3, а для роликопідшипників – 10/3.

– Отримані значення ресурсу порівнюють із встановленим у технічному завданні на курсове проектування (див. підрозд. 1.2). Якщо розрахована довговічність менша від заданої або перевищує її більш ніж у 10 разів, то приймають інший відповідний типорозмір підшипника, а всі побудови тривимірних моделей і розрахунки валів, починаючи з розд. 7, повторюють.

### 9.1.2. Розрахунок в умовах дії радіального й осьового навантажень

Радіальні підшипники здатні сприймати як радіальні зусилля, так і осьові, що не перевищують 70 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Їх можна застосовувати, наприклад, на валах косозубої циліндричної передачі з кутом нахилу лінії зубця до  $9^\circ$ . Послідовність розрахунку підшипників цього разу така:

– визначити радіальне навантаження на підшипник  $j$ -ї опори ( $j = A, B$ ) з урахуванням режиму навантаження зубчастої передачі (у ньютонках), тобто

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

де  $K_{HE}$  – коефіцієнт еквівалентності режиму роботи передачі, (значення беруть з табл. 2.3 у підрозд. 2.2.1);  $F'_{rj}$  – імовірна радіальна реакція в опорах горизонтального одноступеневого редуктора при дії максимального тривалого моменту, Н·м, яку розраховують за такою формулою:

$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2},$$

де  $R_j$  – реакції в підшипникових опорах  $A$  та  $B$  відповідно в площинах  $x$  або  $y$ , визначені в підрозд. 8.1.1, Н;

– для вибраного з довідкової літератури [5] підшипника випишують значення базової динамічної  $C$  (іноді її позначають  $C_r$ ) і статичної  $C_0$  (іноді її позначають через  $C_{0r}$ ) вантажопідйомності;

– установити величину відношення осьової сили, що виникає в зубчастій передачі, до статичної вантажопідйомності підшипника, а саме:

$$\frac{F_a}{C_0},$$

і за його величиною, взятою з табл. 9.1, знаходять величину параметра осьового навантаження  $e$ ;

– розрахувати відношення величини осьової сили, що виникає в зубчастій передачі, до радіальних навантажень на підшипники двох опор вала, тобто

$$\frac{F_a}{VF_{rA}} \text{ і } \frac{F_a}{VF_{rB}},$$

де  $V$  – коефіцієнт обертання, який дорівнює 1,0, коли обертається внутрішнє кільце підшипника, та 1,2 – коли зовнішнє (у редукторах звичайно разом з валом обертається внутрішнє кільце);

– віднайти еквівалентне навантаження, що діє на кожен підшипник, таким чином:

$$P = (XVF_{rj} + YF_a) K_\sigma K_t, \text{ якщо } \frac{F_a}{VF_{rj}} > e;$$

$$P = VF_{rj} K_\sigma K_t, \text{ якщо } \frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e,$$

де  $X$ ,  $Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно, які вибирають з табл. 9.1 та 9.2 (залежно від типу підшипників), а решту коефіцієнтів визначають, як описано вище в підрозд. 9.1.1;

Таблиця 9.1

Значення параметра  $e$  та коефіцієнтів  $X$ ,  $Y$  для однорядних радіальних підшипників

$\frac{F_a}{C_0}$	$e^*$	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
		$X^*$	$Y^*$	$X^*$	$Y^*$
0,014	0,19	1,00	0,00	0,56	2,30
0,028	0,22				1,99
0,056	0,26				1,71
0,084	0,28				1,55
0,110	0,30				1,45
0,170	0,34				1,31
0,280	0,38				1,15
0,420	0,42				1,04
0,560	0,44				1,00

\* При визначенні параметрів  $e$ ,  $X$  та  $Y$  виконати лінійну інтерполяцію.

Таблиця 9.2

Значення параметра  $e$  та коефіцієнтів  $X$ ,  $Y$  для самовстановлюваних радіально-сферичних підшипників

$e$	Однорядні				Дворядні			
	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1,00	$0,42 \operatorname{ctg} \alpha$	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	1,00	$0,42 \operatorname{ctg} \alpha$	0,65	$0,65 \operatorname{ctg} \alpha$

– установити для найбільш навантаженої з двох опор підшипника номінальну довговічність (ресурс) у мільйонах обертів таким чином:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

або в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60n_i} \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

де  $p$  – показник ступеня довговічності, що для кулькопідшипників дорівнює 3, а для роликопідшипників – 10/3;  $n_i$  – частота обертання  $i$ -го вала;

– порівняти отримане значення ресурсу із вказаним у технічному завданні на курсове проектування (див. підрозд. 1.2). Якщо отримана величина менша від заданої або перевищує її більш ніж у 10 разів, то приймають інший відповідний типорозмір підшипника, а всі побудови тривимірних моделей і розрахунки валів, починаючи з розд. 7, повторюють.

## 9.2. Перевірний розрахунок радіально-упорних підшипників

Радіально-упорні підшипники застосовують у косозубих циліндричних, конічних і черв'ячних передачах, тобто там, де діють великі осьові сили. Підшипники на валу найчас-



тіше встановлюють «урозпір». При цьому можуть застосовуватись як кулькові, так і роликові підшипники. Послідовність розрахунку підшипників у цьому випадку така:

– Визначають радіальне навантаження на підшипник  $j$ -ї опори ( $j = A, B$ ) з урахуванням режиму навантаження зубчастої передачі,  $H$ , як

$$F_{rj} = F_{rj}' K_{HE},$$

де  $K_{HE}$  – коефіцієнт еквівалентності режиму роботи передачі, взятий з табл. 2.3 в підрозд. 2.2.1;  $F_{rj}'$  – імовірна радіальна реакція в опорах горизонтального одноступеневого редуктора при дії максимального тривалого моменту,  $H \cdot m$ , обчислювана за такою формулою:

$$F_{rj}' = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2},$$

де  $R_j$  – реакції в підшипникових опорах  $A$  та  $B$  відповідно в площинах  $x$  або  $y$ , визначені в підрозд. 8.1.1,  $H$ .

– Для вибраного підшипника з довідкової літератури [5] виписують значення базової динамічної  $C$  (іноді її позначають  $C_r$ ) і статичної  $C_0$  (іноді її позначають  $C_{0r}$ ) вантажопідйомності.

– Встановлюють величину параметра осевого навантаження  $e$ . Для конічних роликів підшипників (табл. 9.3) цей параметр  $1,5 \operatorname{tg} \alpha$ , де  $\alpha$  – кут контакту роликів, який вибирають з таблиць у довідковій літературі [5], [6, с. 135] залежно від конкретного типорозміру підшипника (у деяких джерелах він позначений літерою  $\beta$ ).

Таблиця 9.3

Значення параметра  $e$  та коефіцієнтів  $X, Y$  для радіально-упорних конічних і радіальних самовстановлюваних роликотідшипників

$e$	Однорядні				Дворядні			
	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1,00	0,00	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$

Для радіально-упорних кулькотідшипників значення параметра  $e$  знаходять за табл. 9.4 залежно від кута контакту  $\alpha$  і величини відношення осевої сили, що виникає в зубчастій передачі, до його статичної вантажопідйомності, тобто

$$\frac{F_r}{C_0}.$$

– Обчислюють осеві складові радіальних навантажень для кожної  $j$ -ї опори ( $j = A, B$ ), при цьому для кулькотідшипників вони будуть такими:

$$S_j = eF_{rj},$$

а для конічних

$$S_j = 0,83 eF_{rj}.$$

– Використовуючи осеву силу на валу  $F_a$ , що виникає в зубчастій передачі, визначають осеві навантаження  $F_{aj}$  на опори за допомогою залежностей, наведених у табл. 9.5.

– Для кожної опори знаходять відношення  $\frac{F_{aj}}{VF_{rj}}$  і порівнюють його з параметром  $e$ ,

де  $V$  – коефіцієнт обертання, який дорівнює 1,0, коли обертається внутрішнє кільце підшипника, та 1,2 – коли зовнішнє (у редукторах звичайно разом з валом обертається внутрішнє кільце).

Якщо цю умову не виконано, то  $X, Y$  (коефіцієнти радіального і осевого навантаження відповідно) вибирають з табл. 9.3.

– Для кожного підшипника обчислюють еквівалентне динамічне навантаження таким чином:

$$P_j = (XVF_{rj} + YF_{aj})K_\sigma K_t.$$

– Стосовно найбільш навантаженої з двох опор підшипника визначають номінальну довговічність (ресурс) у мільйонах обертів таким чином:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

або в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60n_i} \left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

де  $p$  – показник ступеня довговічності, який для кулькопідшипників дорівнює 3, а для роликопідшипників – 10/3;  $n_i$  – частота обертання  $i$ -го вала.

– Розраховану величину ресурсу порівнюють із визначеною в технічному завданні на курсове проектування (див. підрозд. 1.2). Якщо отримана величина менша від заданої або перевищує її більш ніж у 10 разів, то приймають інший відповідний типорозмір підшипника, а всі побудови тривимірних моделей і розрахунки валів, починаючи з розд. 7, повторюють.

Таблиця 9.4

Значення параметра  $e$  та коефіцієнтів  $X$ ,  $Y$  для радіально-упорних кулькопідшипників

$\alpha$	$\frac{F_a}{C_0}$	$e^*$	Однорядні				Дворядні			
			$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
12	0,014	0,30	1,00	0,00	0,45	1,81	1,00	2,08	0,74	2,94
	0,029	0,34				1,62		1,84		2,63
	0,057	0,37				1,46		1,60		2,37
	0,086	0,41				1,34		1,52		2,18
	0,110	0,45				1,22		1,39		1,98
	0,170	0,48				1,13		1,30		1,84
	0,290	0,52				1,04		1,20		1,69
	0,430	0,54				1,01		1,16		1,64
	0,570	0,54				1,00		1,16		1,62
15	0,015	0,38	1,00	0,00	0,44	1,47	1,00	1,65	0,72	2,39
	0,029	0,40				1,40		1,57		2,28
	0,058	0,43				1,30		1,46		2,11
	0,087	0,46				1,23		1,38		2,00
	0,12	0,47				1,19		1,34		1,93
	0,17	0,50				1,12		1,26		1,82
	0,29	0,55				1,02		1,14		1,66
	0,44	0,56				1,00		1,12		1,63
	0,58	0,56				1,00		1,12		1,63
18, 19, 20		0,57	1,00	0,00	0,43	1,00	1,00	1,09	0,70	1,63
24, 25, 26		0,68			0,41	0,87		0,92	0,67	1,44
30		0,80			0,39	0,76		0,78	0,63	1,28
35, 36		0,95			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07
40		1,14			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93

\* При визначенні параметрів  $e$ ,  $X$  та  $Y$  виконати лінійну інтерполяцію.

## Розрахунок осьових навантажень

Умови навантаження	Осьові навантаження
$S_A \geq S_B; F_a \geq 0$ $S_A < S_B; F_a \geq S_B - S_A$	$F_{aA} = S_A; F_{aB} = S_A + F_a$
$S_A < S_B; F_a < S_B - S_A$	$F_{aB} = S_B; F_{aA} = S_B + F_a$

**9.3. Перевірний розрахунок упорних підшипників**

Упорні підшипники рідко застосовують у редукторах. Як заведено, їх ставлять парою з радіальними або радіально-упорними підшипниками на валу черв'яка для замикання на корпусні деталі редуктора значних осьових сил, що виникають у черв'ячних передачах. Розрахунок упорних підшипників, що обертаються з частотою понад  $1 \text{ хв}^{-1}$ , найбільш простий і виконується поетапно:

– по-перше визначають еквівалентне навантаження, що діє на підшипник (Н), таким чином:

$$P = F_a K_o K_t,$$

де  $K_o$  – коефіцієнт безпеки, який залежно від певних умов приймають у діапазоні від 1,0 до 2,5;  $K_t$  – температурний коефіцієнт, що дорівнює 1,0, оскільки робоча температура підшипників кочення не перевищує, як правило,  $100^\circ\text{C}$ ;

– по-друге, установлюють номінальну довговічність (ресурс) підшипників у мільйонах обертів, а саме:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

або в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

де  $p$  – показник ступеня довговічності, для кулькопідшипників приймають таким, що дорівнює 3, а для роликпідшипників – 10/3;

– по-третє, обчислену величину ресурсу порівнюють із визначеною в технічному завданні на курсове проектування (див. підрозд. 1.2). Якщо отримана величина менша від заданої або перевищує її більш ніж у 10 разів, то приймають інший відповідний типорозмір підшипника, а всі побудови тривимірних моделей і розрахунки валів, починаючи з розд. 7, повторюють.

**Питання для самоконтролю**

1. Дайте визначення несучої здатності підшипника?
2. Що являє собою довговічність підшипника?
3. Яка різниця між радіальним та радіально-упорним підшипником?
4. Охарактеризуйте коефіцієнт запасу міцності підшипника.
5. Яка різниця між базовою статичною і динамічною вантажопідйомністю підшипника?

## 10. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ І ПІДШИПНИКІВ ЗАСОБАМИ БІБЛІОТЕКИ КОМПАС-SHAFT 2D

*Мета розділу – ознайомити студента з сучасними методами розрахунку валів і підшипників за допомогою вбудованих бібліотек програми КОМПАС.*

Перевірку виконаних звичайним способом розрахунків валів і підшипників на міцність та довговічність повторюють у бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D. Її функціонал частково описано в розд. 5, необхідно тільки продовжити в ній роботу.

### 10.1. Розрахунок валів засобами бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D

Перш за все, потрібно створити файл  «Чертеж» або  «Фрагмент» і зберегти його під знайомим іменем, наприклад, «Вал тихохідний» або «Вал-шестірня» (рис. 10.1).

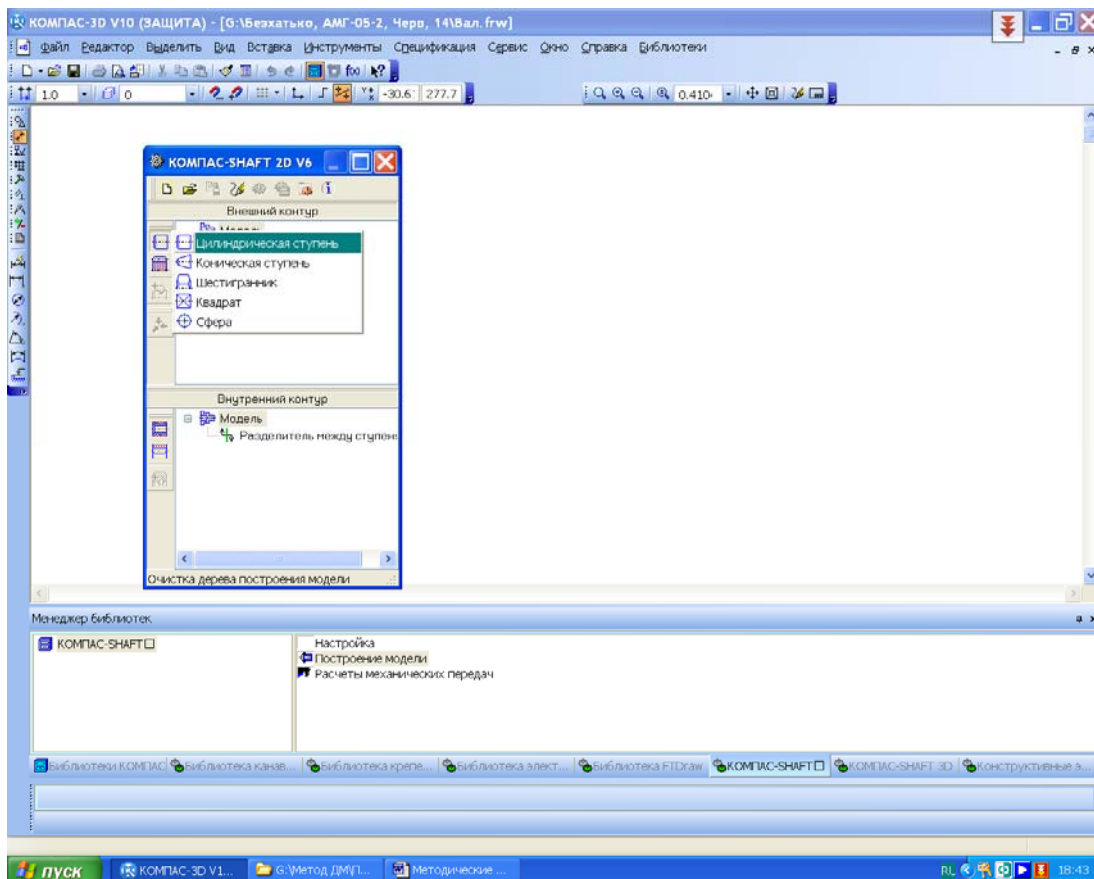







Рис. 10.1

У меню  «Менеджер библиотек» слід відкрити бібліотеку «Расчет и построение → КОМПАС-SHAFT 2D», а тоді вибрати команду  «Построение модели». У падаючому меню натиснути кнопку  «Новая модель», а в новому підменю «Выбор типа отрисовки» зупинитись, наприклад, на функції «В полуразрезе» і натиснути кнопку «ОК». Наведеним курсором у вигляді хрестика прив'яжемо до початку координат на екрані монітора, натиснувши ліву кнопку миші. При цьому знову відкриється меню КОМПАС-SHAFT 2D, де у верхньому вікні «Внешний контур» з'явиться дерево побудови моделі. Виберемо перше зверху вікно, оскільки починаємо побудову зовнішнього контуру вала. Потім натиснемо

кнопку  «Простые ступени», а в падаючому підменю – рядок  «Цилиндрическая ступень». Далі в ще одне падаюче меню «Цилиндрическая ступень» уведемо значення довжини й діаметра цього елемента, а також розміри фаски, хоча це не обов'язково (рис. 10.2). Після цього на екрані з'явиться двовимірне зображення циліндричної частини вала. Так поступово зліва направо одна за одною будують усі ступені вала.

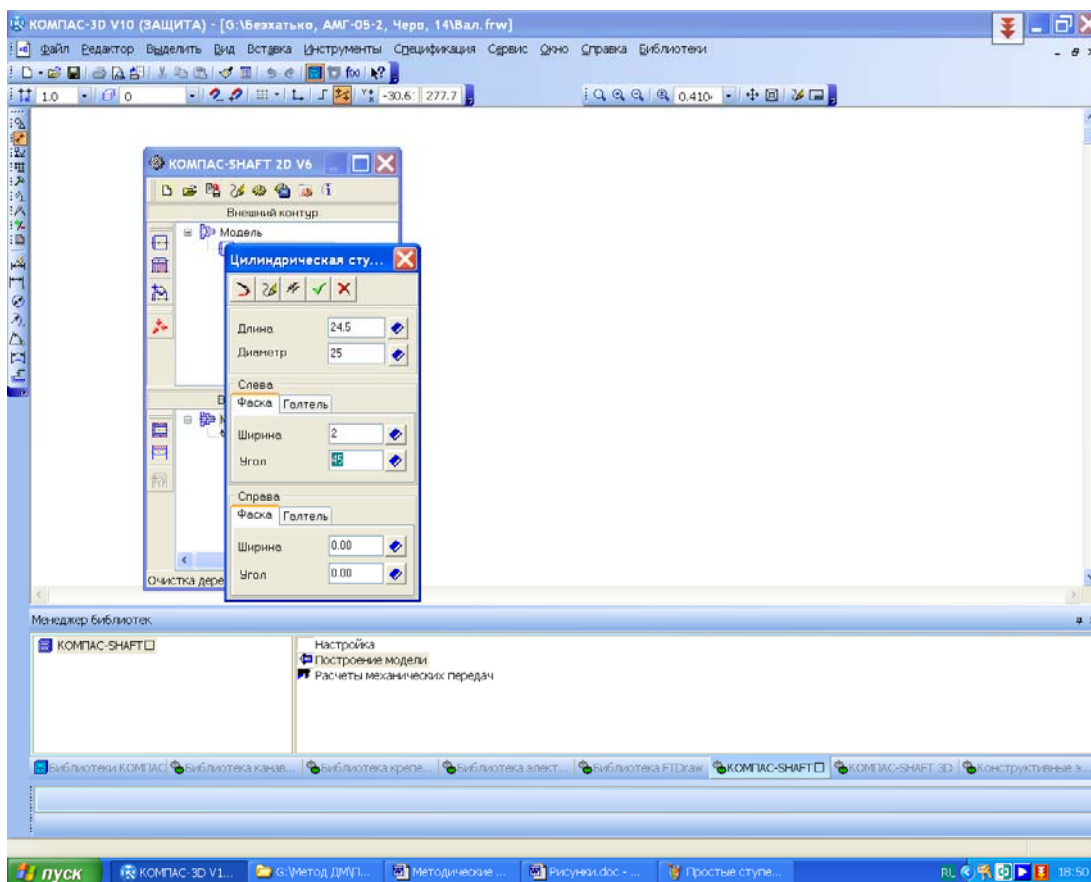






Рис. 10.2

Згодом переходять до іконки  «Дополнительные элементы ступеней»; вона стає доступною після виділення одної із частин у дереві побудови моделі. Починають з підшипників. Для цього виділяють частину вала, на якій розміститься перший підшипник (у нашому прикладі – перша побудована ступінь), натискають на кнопку  «Дополнительные элементы ступеней» і в падаючому меню вибирають рядок  «Подшипники» (рис. 10.3). Тепер з'являється меню «Подшипники», в якому треба вибрати рядок «Тип подшипника», зокрема, «Подшипники роликовые ГОСТ 27365-87» і «Вариант привязки», в нашому випадку це відбувається за допомогою внутрішнього кільця справа (рис. 10.4). Також за допомогою кнопок «Вариант отрисовки» (у нас – «Зеркальная») і «Расстояние от базового торца» визначають, яким способом буде побудовано підшипник, встановлюючи величину 2 мм (оскільки в прийнятій конструкції внутрішнє кільце підшипника упиратиметься не в буртик вала, а в масловідбивальне кільце товщиною 2 мм, установлене між підшипником і буртиком вала). Потім переходять до закладки «Выбор подшипника» і виділяють рядок з потрібним варіантом цієї стандартної одиниці. Натиснення кнопки «ОК» додає її до зображення моделі вала. Далі в дереві побудови моделі виділяють частину вала для посадкового місця під другий підшипник і вводять його в модель аналогічно першому, але, зорієнтувавши у протилежний бік. Тепер переходимо до процедури  «Приложение нагрузки». Ця кнопка стає доступною після виділення базового торця, від якого беруть відлік відстані до точки прикладання навантаження. За базовий краще приймати лівий торець вала і відповідно виділити в дереві побудови моделі перший ступінь (рис. 10.5).

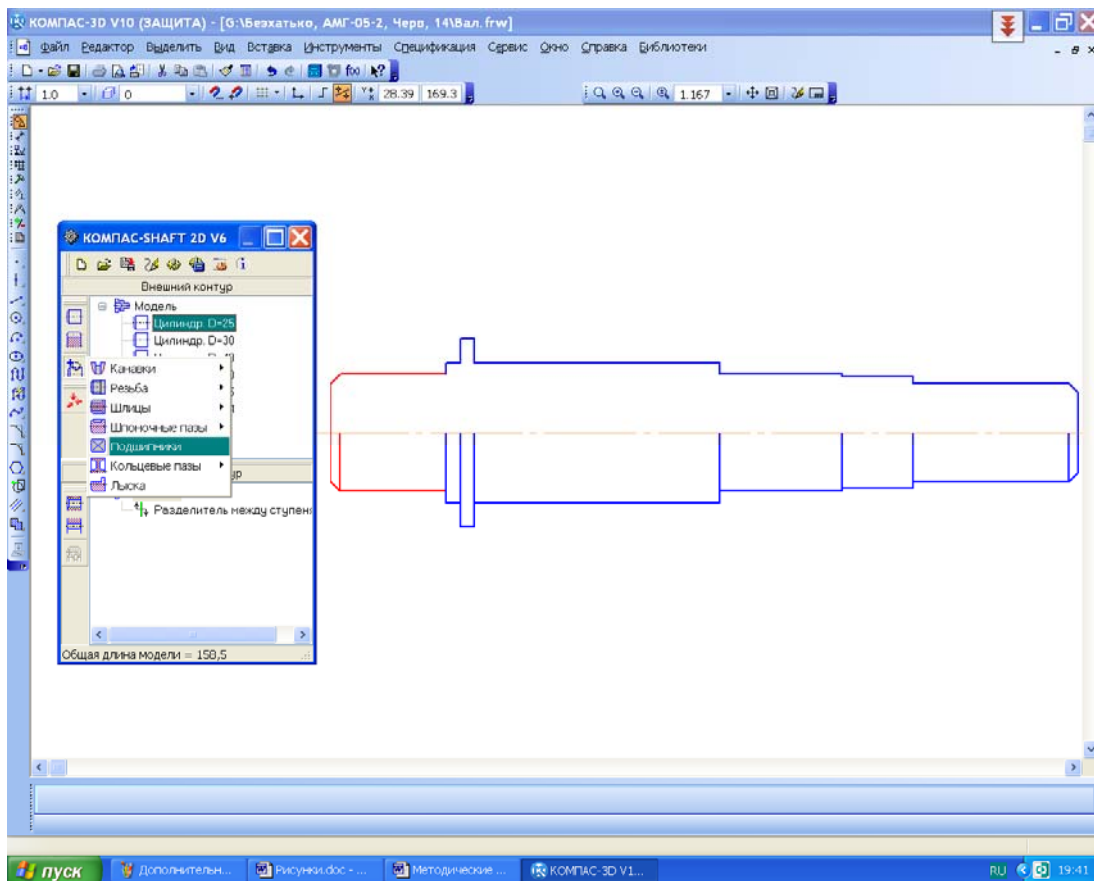


Рис. 10.3

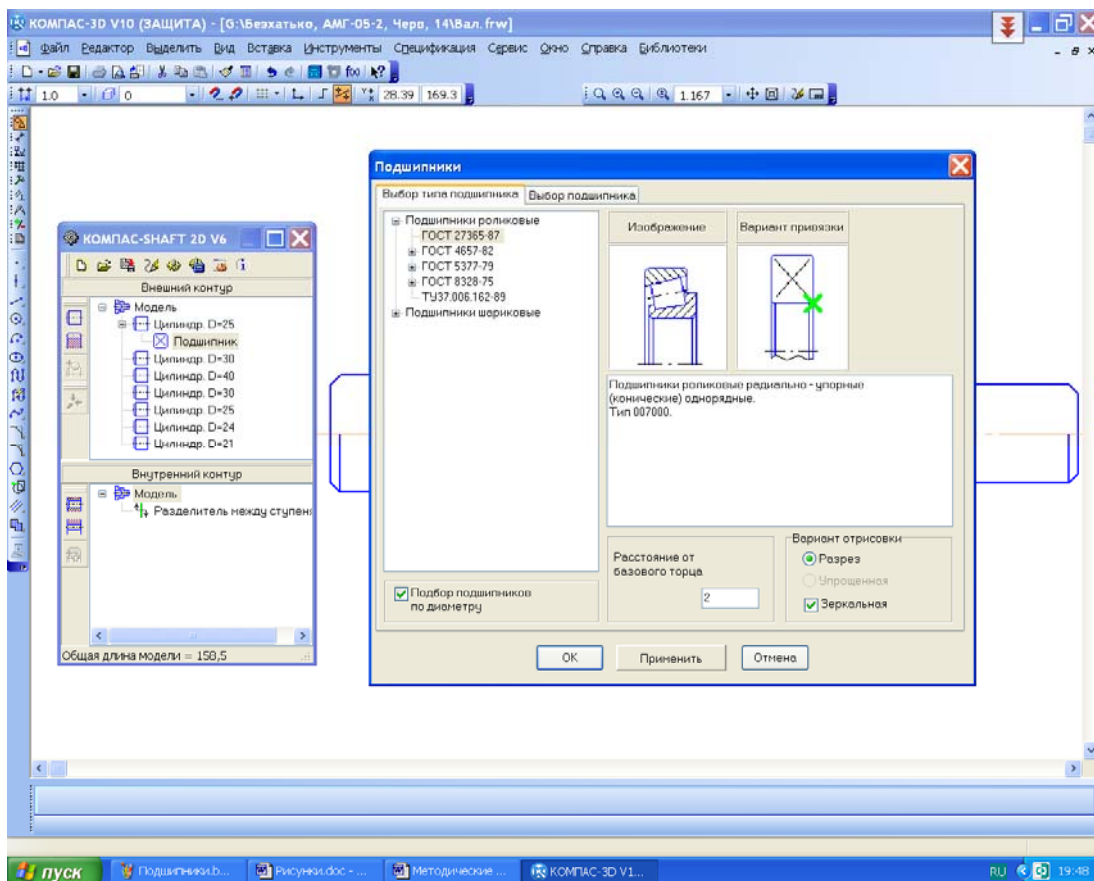


Рис. 10.4

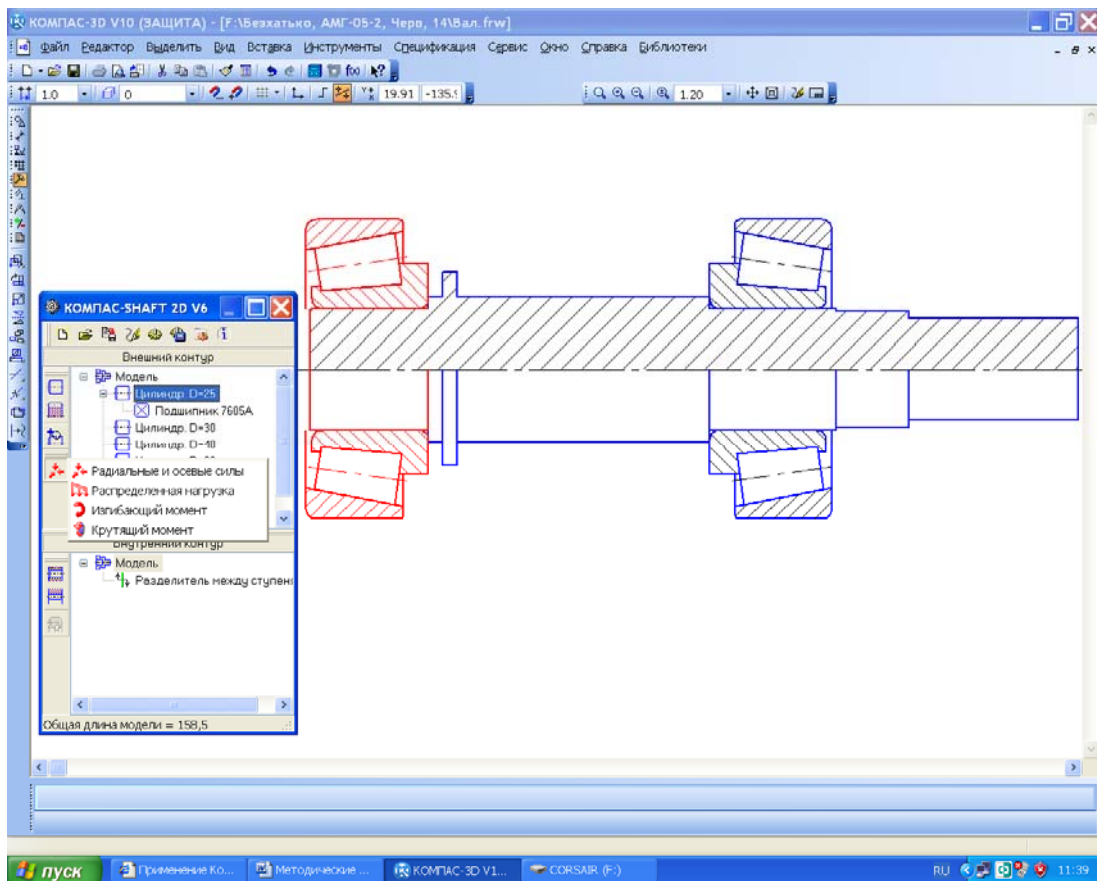


Рис. 10.5

Далі вводять параметри «Радиальные и осевые силы», «Распределенная нагрузка», «Изгибающий момент» і «Крутящий момент». При введенні навантаження кожного виду випадає спеціальне меню, його потрібно уважно заповнити, як це зроблено на рис. 10.6 на прикладі крутного моменту (дуже важливо не переплутати горизонтальну й вертикальну радіальні сили). Один і той самий вид навантаження можна вводити кілька разів, змінюючи точку прикладання (наприклад, радіальні й осьові сили вала з роздвоєним шевроном). Реакції підшипникових опор не вважаються зовнішнім навантаженням, тому їх не варто вводити кнопкою «Приложенные нагрузки», адже система їх визначить сама. Осьові сили в зубчастих передачах виникають на твірній коліс і не діють строго по осі вала, тому після введення такої сили до розрахункової схеми треба додати згинальний момент у відповідній площині, що дорівнює осьовій силі, помноженій на радіус діляльного кола.

Потім переходять до розрахунків і побудови епюр, для чого натискають на кнопку «Механические свойства материала модели, расчет модели и подшипников» меню системи. У падаючому підменю спочатку вибирають верхній рядок «Механические свойства материала модели», щоб визначити матеріал, з якого буде виготовлений вал, а потім – рядок «Расчет модели и подшипников». У новому падаючому підменю «КОМПАС Shaftcalc» вибирають кнопку «Общий расчет вала». Як тільки з'явиться меню «Расчет вала», у ньому належить вибрати побудову всіх видів епюр, натиснувши на кнопку «Выбрать все графики», і запустити розрахунок, скориставшись кнопкою «Сформировать отчет». Якщо матеріал для вала ще не вибрано, то це можна зробити зараз, перейшовши в меню «Сервис».

Після закінчення обчислень відкривається вікно з результатами, а також з графіками епюр сил, моментів, кутів прогину, еквівалентного напруження і коефіцієнта запасу міцності. Результати розрахунку перевіряють і друкують, після чого додають до матеріалів пояснювальну записку курсового проекту.

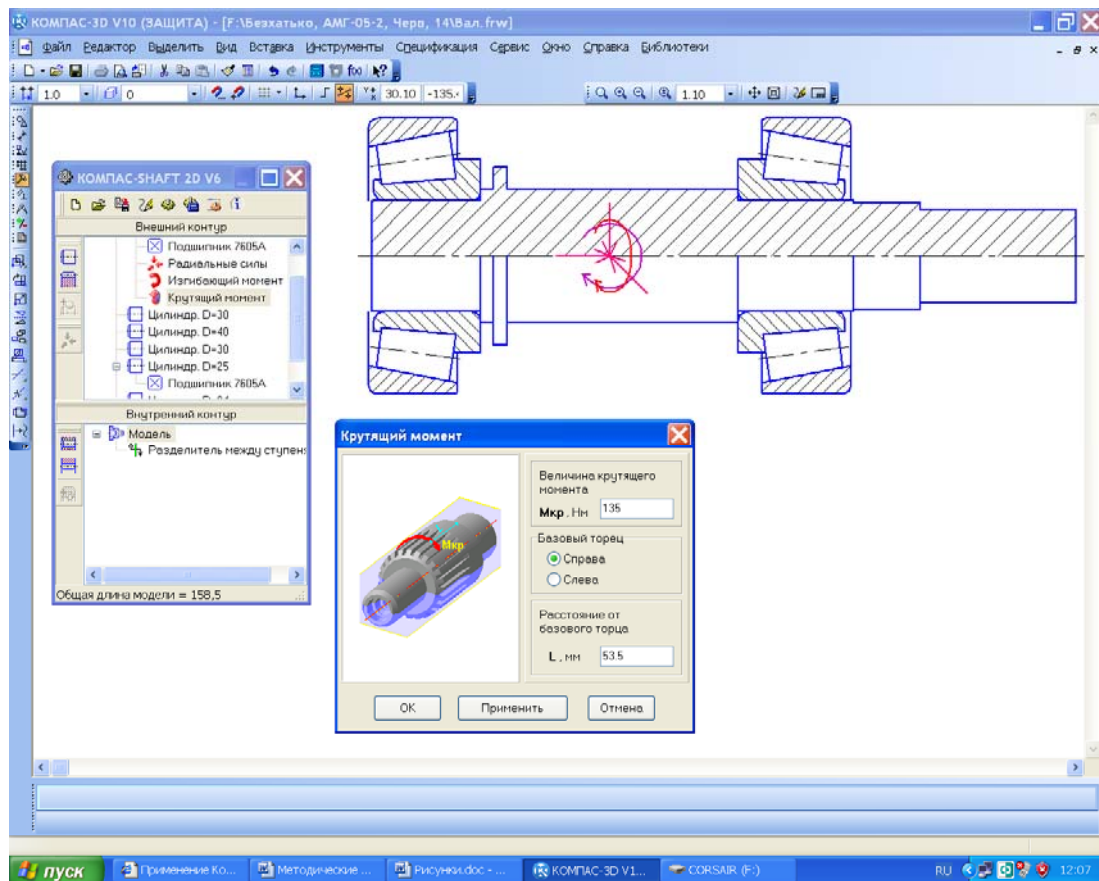


Рис. 10.6

Налаштовуючи меню «Расчет Вала», як зображено на рис. 10.7, можна встановити функцію друкування результатів у файлах типу «FastReport» і «Чертеж», для чого перед початком розрахунків натискають кнопки «На новом листе в КОМПАС-График» або «На отдельных листах в КОМПАС-График». Це дає можливість переглянути результати, навівши курсор на місце потрібного рядка закладки «Работа с документами», яка автоматично відкривається, й двічі клацнувши правою кнопкою миші. Натиснення на закладку «Графики и отчет» зберігає результати в папці C:\Program Files\ASCON\KOMPAS-3D V10\Libs\Shaft\Report, звідки їх можна копіювати, щоб зберігати разом з файлами курсового проекту, або роздруковувати на папері й додати до тексту пояснювальної записки.

Слід пам'ятати, що в програмі КОМПАС можливі помилки, наприклад, першу епюру «График радиальных сил в вертикальной плоскости» завжди відбудовують з лівою силою (реакцією опори), що дорівнює 50,000 кН, або замість епюри «График осевых сил» повторюється «График радиальных сил в горизонтальной плоскости», а деякі графіки іноді відтворюються накладеними один на одного. Та на це не треба звертати увагу.

Аналогічно можна виконати розрахунок і вала-шестірні або черв'яка, відкривши файл з уже створеною в бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D двовимірною моделлю шестірні або черв'яка та добудувати ліворуч і праворуч відсутні циліндричні ступені, а також підшипники з необхідними параметрами навантаження. У цьому разі деякі клітинки меню навантажень вже будуть заповнені за підсумками розрахунку зубчастих коліс. З цими значеннями можна погодитися або змінити їх. В усьому іншому розрахунок вала-шестірні або черв'яка аналогічний розрахунку вала. Щоб завершити роботу, потрібно натиснути кнопку «Сохранить модель и выйти», а також зберегти сам файл фрагмента або кресленника, в якому здійснювалися двовимірні побудови вала і його розрахунок.



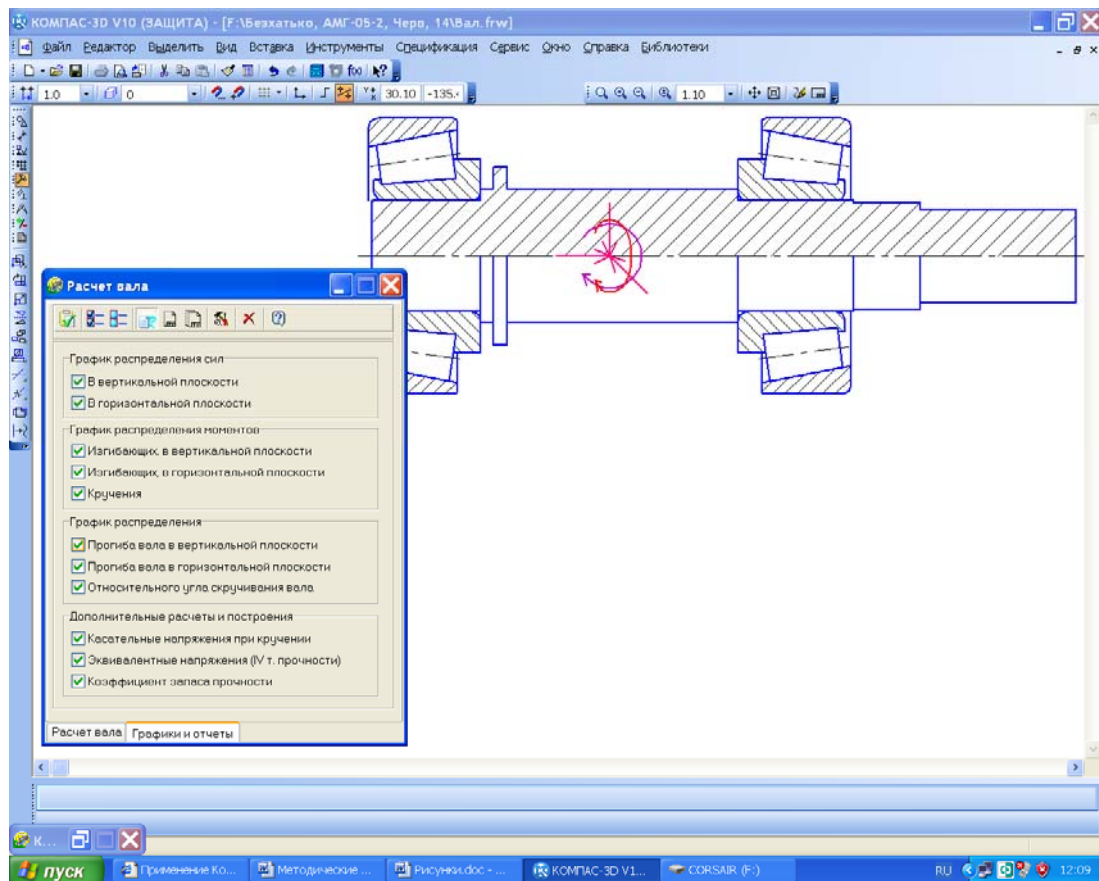


Рис. 10.7

Можна також побудувати тривимірну модель вала, вала-шестірні або черв'яка, натиснувши кнопку «Дополнительные построения», а тоді вибрати в підменю таку саму кнопку «Генерация твердотельной модели», як це вже описано в підрозд. 5.1. Але можна й відразу перейти до розрахунку підшипників.

## 10.2. Розрахунок підшипників з використанням бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D

Розрахунок підшипників продовжує обчислення параметрів валів. У меню «КОМПАС ShaftCalc» вибирають кнопку «Расчет подшипников», після чого відкривається меню «Расчет подшипников», у якому за результатами розрахунку вала вже заповнено деякі клітинки у двох рядках (параметрами лівого й правого підшипників). Але значення сил, що діють на підшипник уздовж осі, треба ввести (хоча ними вже користувались при розрахунку вала). Для цього потрібно перейти в меню «Настройки» і поставити позначку в рядку «Учитывать осевую нагрузку, действующую на радиальную нагрузку» (рис. 10.8). Потім відкривають закладку «Расчет на тепловыделение», ставлять позначку у відповідному віконці й за необхідності змінюють параметри підшипникового мастила. Далі натискають кнопку «Ресурс работы» і вводять однойменну величину а також значення частоти обертання вала. Натискають кнопки «ОК» і «Расчет подшипника». З'являється вікно з результатами обчислень, які потрібно зберегти в папці курсового проекту, роздрукувати на папері та додати до тексту пояснювальної записки.

Щоб закінчити з розрахунком підшипників, потрібно закрити меню «Расчет подшипников» і «КОМПАС ShaftCalc», натиснути кнопку «Сохранить модель и выйти», а також зберегти сам файл фрагмента або кресленик з двовимірними побудовами вала й підшипників та їх розрахунок.

### 10.3. Редагування 3D-моделей валів

За результатами перевірних розрахунків валів і підшипників насамперед слід відредагувати тривимірні моделі валів-деталей і валів – складальних одиниць. Для цього спочатку редагують моделі деталі. З цією метою відкривають файл вала, у дереві побудови знаходять операцію, яка вимагає змін, виділяють її курсором, при цьому відбувається підсвічення, й натискають праву кнопку миші. З появою підменю вибирають рядок «Редактировать» і вносять зміни в значення довжини вала, а якщо в підменю вибрати рядок «Редактировать эскиз», то й діаметра.

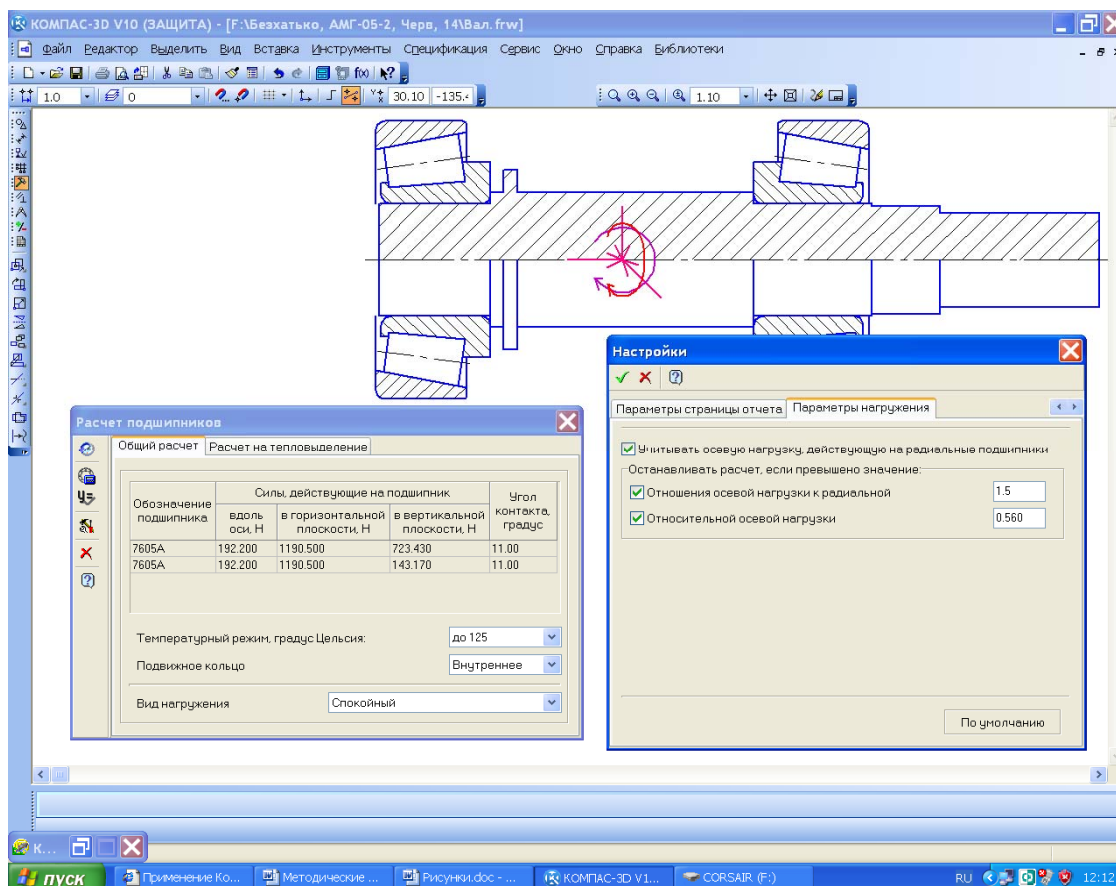


Рис. 10.8

Якщо після редагування валів – деталей потрібно змінити розміри дистанційних (упорних) втулок або кілець, то це можна зробити як описано вище, разом з тим не вдається уникнути деяких труднощів. Наприклад, коли під час редагування довжина або діаметр циліндричних ступенів вала істотно змінилися, до того ж додалися нові ступені або буртики, то програма може не встежити за змінами в параметрах деяких бібліотечних елементів (шпонкових пазів, канавок, шліців та ін.). Переконалися у правильності їх розташування можна шляхом ретельного огляду, а краще – детально перевірити самі розміри, для чого іноді потрібно перейти в режим редагування сумнівних операцій, відкривши їх ескізи й звірити розміри довжини й діаметра. При цьому зручно користуватися інструментальною панеллю «Измерения 3D» і командою «Расстояние и угол» в ній, але обережно – ця команда показує найкоротшу відстань між конкретними гранями, а не площинами, на яких вони розташовані.

Іноді після редагування складальних одиниць або деталей і деяких елементів операцій та ескізів у вікні «Дерево построения» може з'явитись знак «Ошибка построения». Найчастіше цей знак стосується деталей, окремі елементи яких створюють з використанням команди «Спроектировать объект», коли на площині ескізу будують об'єкти (чи їхні елементи), що являють собою проекції ребер або точок, отриманих при виконанні інших операцій стосовно тієї самої деталі чи навіть інших деталей складальної одиниці. Здійснюючи

певну перебудову (чи самоконтроль програми), можна втратити зв'язки з початковими площинами або об'єктами на них. Щоб уникнути цього, найпростіше позбутися від старих зв'язків, для чого відкривають проблемний ескіз, копіюють усе зображення або частину за допомогою команди «Редактор→Выделить все», а потім вирізають зображення командою «Вырезать» і прив'язуються курсором до початку координат. Натиснувши кнопку «Вставить», знову прив'язуються до початку координат і вставляють тільки-но вирізане зображення на колишнє місце. Колишній зв'язок деякий час ще зберігається, тому після проведених маніпуляцій ескіз потрібно закрити й знову відкрити, і нарешті вставити вирізане зображення. Знак «Ошибка построения» може стосуватися також з'єднань, коли з різних причин програма втрачає зв'язок з елементами складальної одиниці (рис. 10.9). Найчастіше це відбувається при їх вилученні або заміні.

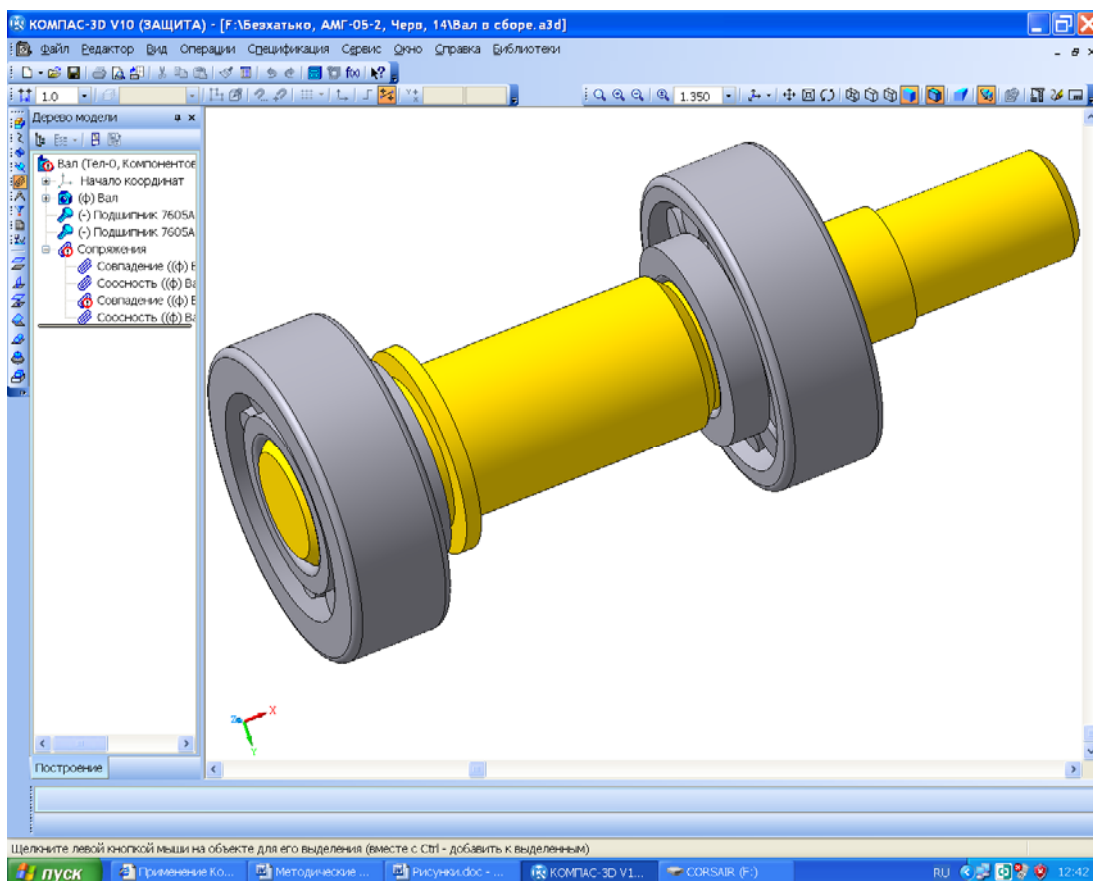


Рис. 10.9

Стандартизовані елементи, наявні в бібліотеках програми КОМПАС, редагують аналогічно, з тією різницею, що знову відкривають вікно бібліотеки, в якому належить вибрати інший відповідний елемент. Відредаговані файли, як правило, зберігають під тими самими іменами, що їм уже були присвоєні.

### ***Питання для самоконтролю***

1. У файлах якого типу бібліотека КОМПАС-SHAFT 2D будує схеми розрахунку валів?
2. Які сили й моменти (зовнішні чи внутрішні) мають бути введені в модуль бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D для розрахунку валів?
3. Які епюри будує бібліотека КОМПАС-SHAFT2D?
4. Чи треба вводити у програму розрахунку валів дані про матеріал, з якого вони будуть виготовлені?
5. Чи може визначити програма КОМПАС величину тепловиділення при розрахунку підшипників?

## 11. КОМПОНУВАННЯ МОДЕЛІ РЕДУКТОРА

*Мета розділу – набути навичок побудови тривимірної моделі компонування складального вузла спряження корпусних елементів редуктора для подальшого використання при моделюванні його корпусу.*

### 11.1. Побудова тривимірної моделі складеної зубчастої передачі

Наступний етап роботи з метою створення тривимірної моделі редуктора – побудова складеної зубчастої передачі засобами програми КОМПАС 3D (рис. 11.1). Процедура моделювання аналогічна описаній в підрозд. 5.4, тільки замість деталей зубчастих коліс у нову складальну одиницю вводять складені вали, при цьому їх відносять до більш дрібних складальних одиниць. Решту всіх операцій також здійснюють подібно до описаної процедури. Правильність моделювання зубчастого зачеплення перевіряють шляхом його розсікання по одній або двох перпендикулярних площинах за допомогою операції «Сечення поверхністю» (два останні рядки у вікні «Дерево построения» на рис. 11.1).

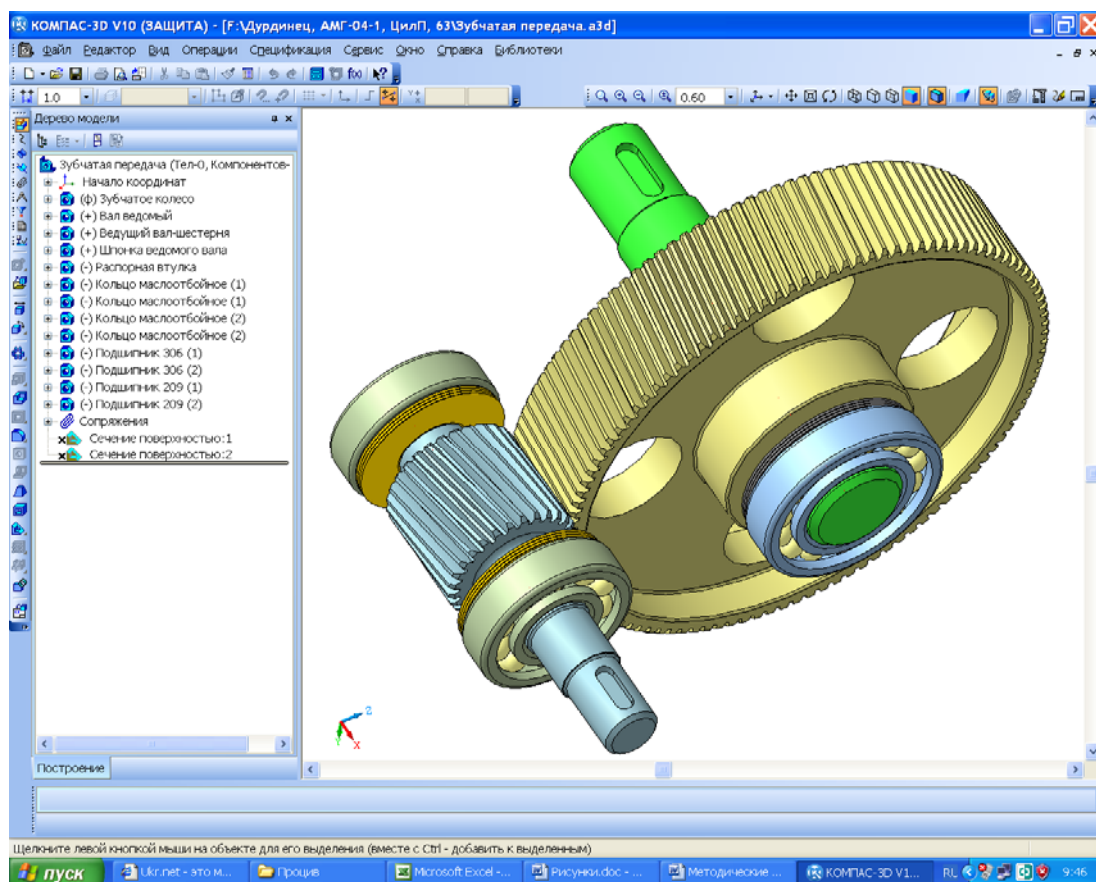


Рис. 11.1

Після закінчення перевірки згадану операцію виключають з розрахунку, навівши курсор на відповідний рядок у вікні «Дерево построения», далі натискають праву кнопку миші, а в контекстному меню вибирають рядок «Исключить из расчета» (перед іконкою операції з'являється хрестик). У будь-який момент операцію можна знову зробити активною, виконавши ті самі дії, але тепер вибирають рядок «Включить в расчет».

Переконавшись у правильності моделювання зачеплення зубчастої передачі, можна виключити з розрахунку операції «нарізування» зубців на шестернях, колесах і черв'яках, оскільки це вимагає значних обчислювальних ресурсів комп'ютера, тим більше, що вони

зайві при випуску креслеників. З цією метою у файлах деталей (або на їх іконках у дереві побудови) знаходять операцію «нарізування» першого проміжку між двома сусідніми зубцями і вводять в дію команду «Исключить из расчета». При цьому операції нарізування решти проміжків будуть виключені з розрахунку програмою автоматично.

Виконану модель зберігають у файлі під ім'ям, наприклад, «Зубчаста передача».

## 11.2. Побудова допоміжного ескізу площини з'єднання корпуса

Щоб перейти до побудови тривимірних моделей корпусних деталей, у файлі «Зубчаста передача» будують допоміжний ескіз на майбутній площині рознімного з'єднання корпусу та кришки (рис. 11.2).

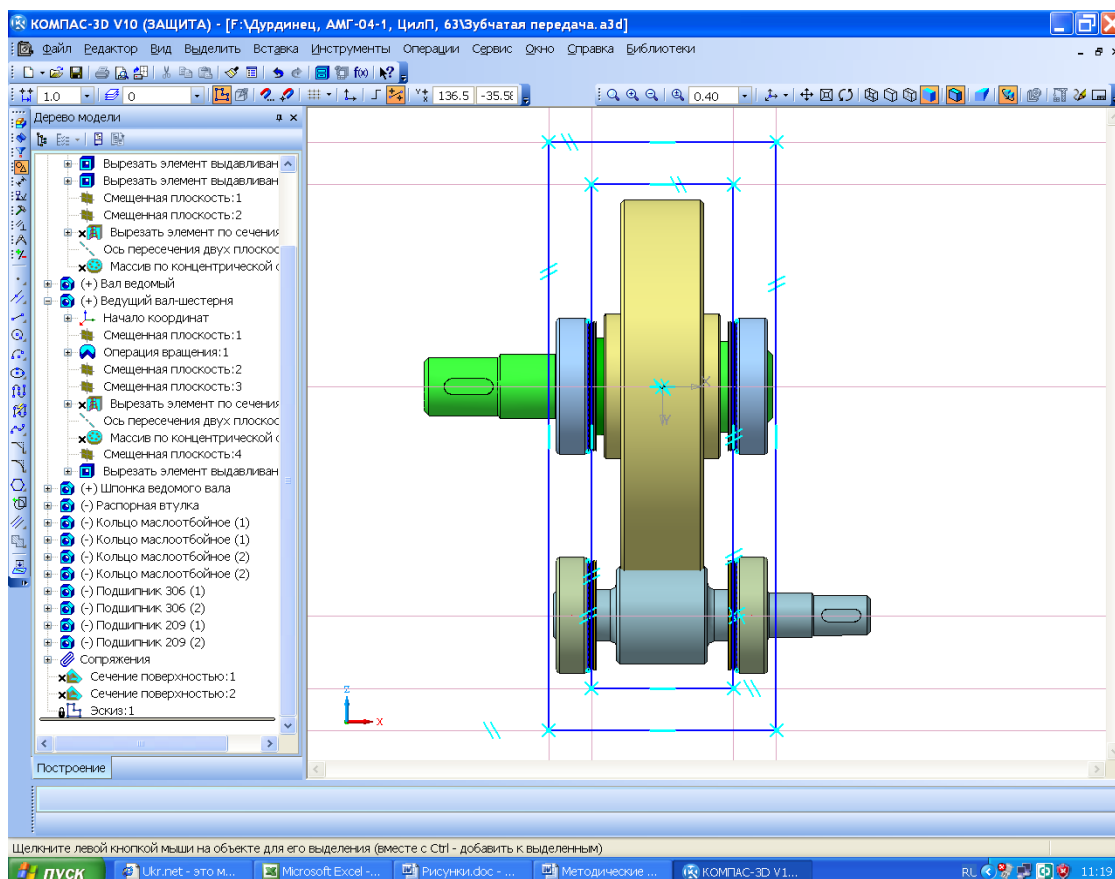




Рис. 11.2

Це площина, в якій відстань між осями валів дорівнює міжосьовій (звичайно одна з основних площин файлу). На ній створюють новий  «Эскиз:1» (на рис. 11.2 це останній рядок у вікні «Дерево построения»), де вздовж осей валів проводять допоміжні прямі. Як правило, одна з них проходить через початок координат. Потім за допомогою операції  «Спроецировать объект» проводять лінії проєкцій внутрішніх сторін підшипників (ближніх до зубчастого зачеплення). Відступаючи від цих ліній 2...5 мм усередину редуктора, проводять допоміжні прямі, які, перетинаючись, утворюють чотирикутник, тобто внутрішню порожнину редуктора. Відступ допоміжних паралельних прямих назовні за підшипники утворює зовнішній його контур і як зразок – зображення фланця рознімного з'єднання. Обидва контури обводять замкненою основною лінією. У деяких різновидах схем компонування редукторів, наприклад, у конічних, контур внутрішньої порожнини і площину фланця роблять не прямокутними, а складнішої форми (рис. 11.3). У черв'ячному редукторі поверхня рознімного з'єднання проходить через вісь вихідного вала (рис. 11.4).

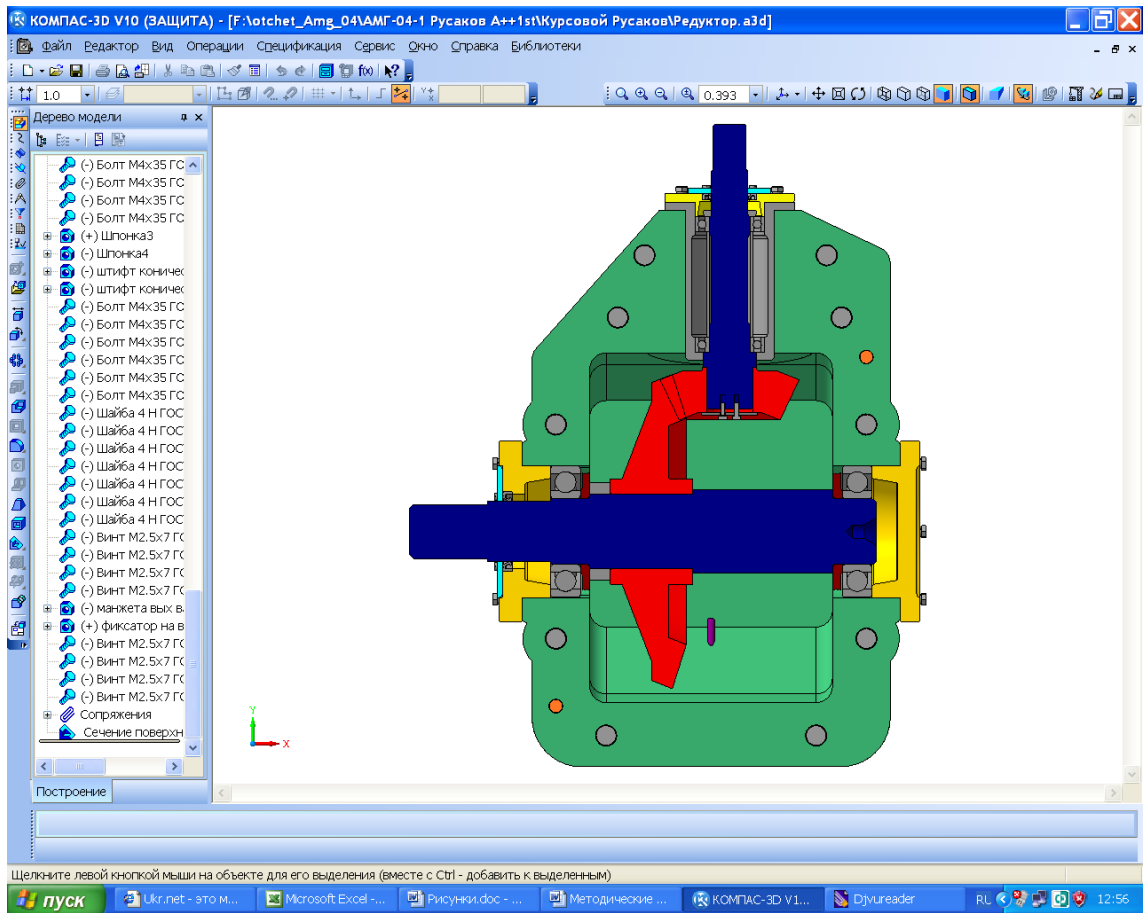


Рис. 11.3

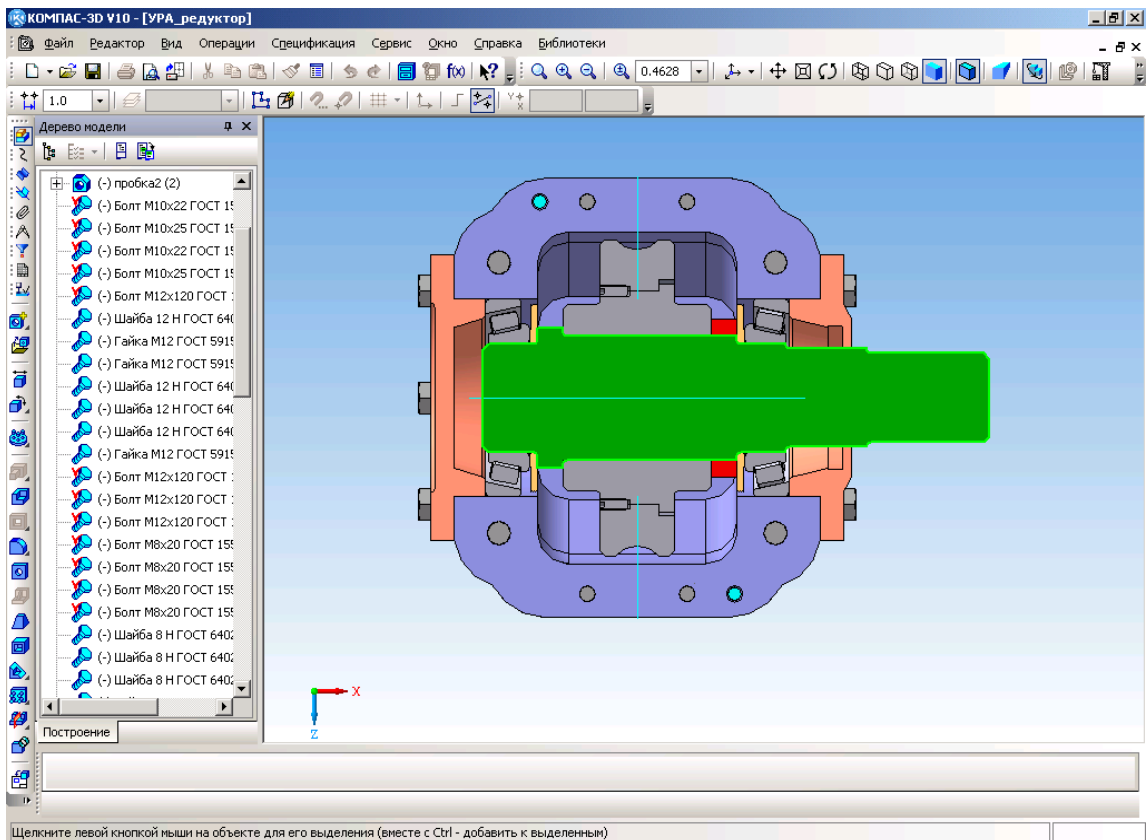


Рис. 11.4

У кожному конкретному випадку належить орієнтуватися на компоувальну схему, прийняту раніше (див. підрозд. 1.3).

Далі з ескізу вилучають основні лінії проєкцій підшипників, а два контури виділяють рамкою та копіюють у буфер пам'яті, прив'язуючись до початку координат. Ескіз закривають, а файл зберігають.

### 11.3. Редагування параметрів валів і місць монтування підшипників на валах

При побудові службового ескізу може з'ясуватися, що вали передачі виявилися занадто довгими чи короткими, або підшипники одного з валів (наприклад, одноступеневого редуктора) розташовані на різній відстані від зубчастого колеса або не на одній лінії з підшипниками іншого вала. Зверніть увагу, що на рис. 11.5 праві підшипники розташовані правильно, а ліві встановлені зі зміщенням один до одного. Тоді треба відредагувати елементи вала, як це описано в підрозд. 9.3, і перебудувати службовий ескіз площини рознімного з'єднання корпусу.

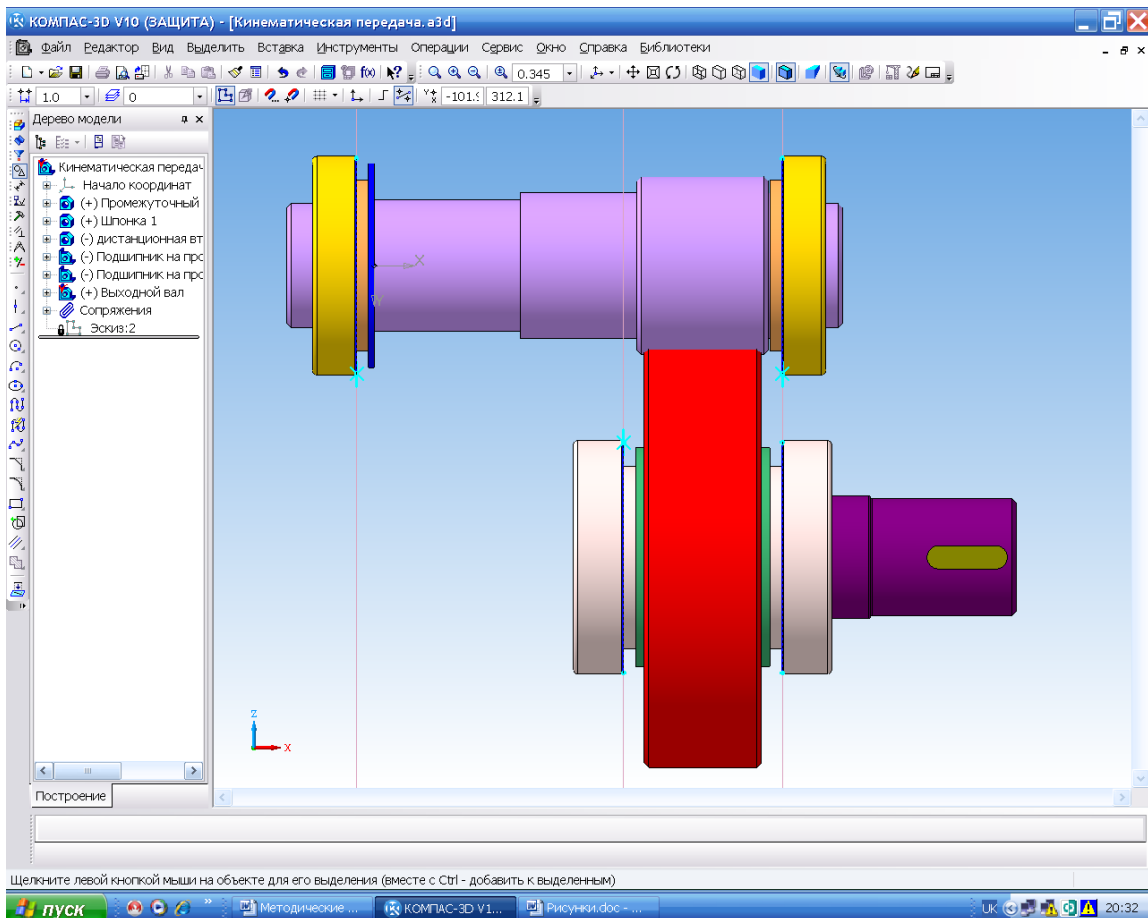



Рис. 11.5

#### *Питання для самоконтролю*

1. У якого типу файлах програми КОМПАС будуть складальні одиниці?
2. Що являє собою допоміжний ескіз?
3. Редагування тривимірної моделі вала – це зміна розмірів елементів моделі на ескізах, чи в операціях видавлювання?
4. Як слід орієнтувати допоміжний ескіз: через площину осей обох валів, чи перпендикулярно їм?
5. Яке з двох кілець підшипника має упиратися в буртик вала, на якому цей підшипник встановлено?

## 12. ПОБУДОВА КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Мета розділу – набути навичок проектування корпусу редуктора та моделювання його деталей засобами програми КОМПАС.

Побудову корпусних деталей звичайно починають з нижньої частини – корпусу. Створюють файл типу  «Деталь» у програмі КОМПАС 3D, на одній з площин (краще «ХУ») виконують ескіз, куди вставляють взятє в буфері пам'яті зображення фланця, скопійоване з допоміжного ескізу (див. підрозд. 10.2). Далі можливі два основні напрями побудови корпусних деталей, які будуть розглянуті нижче.

Розміри базових конструктивних елементів корпусних деталей, зображених на рис. 12.1, рекомендується вибирати з табл. 12.1.

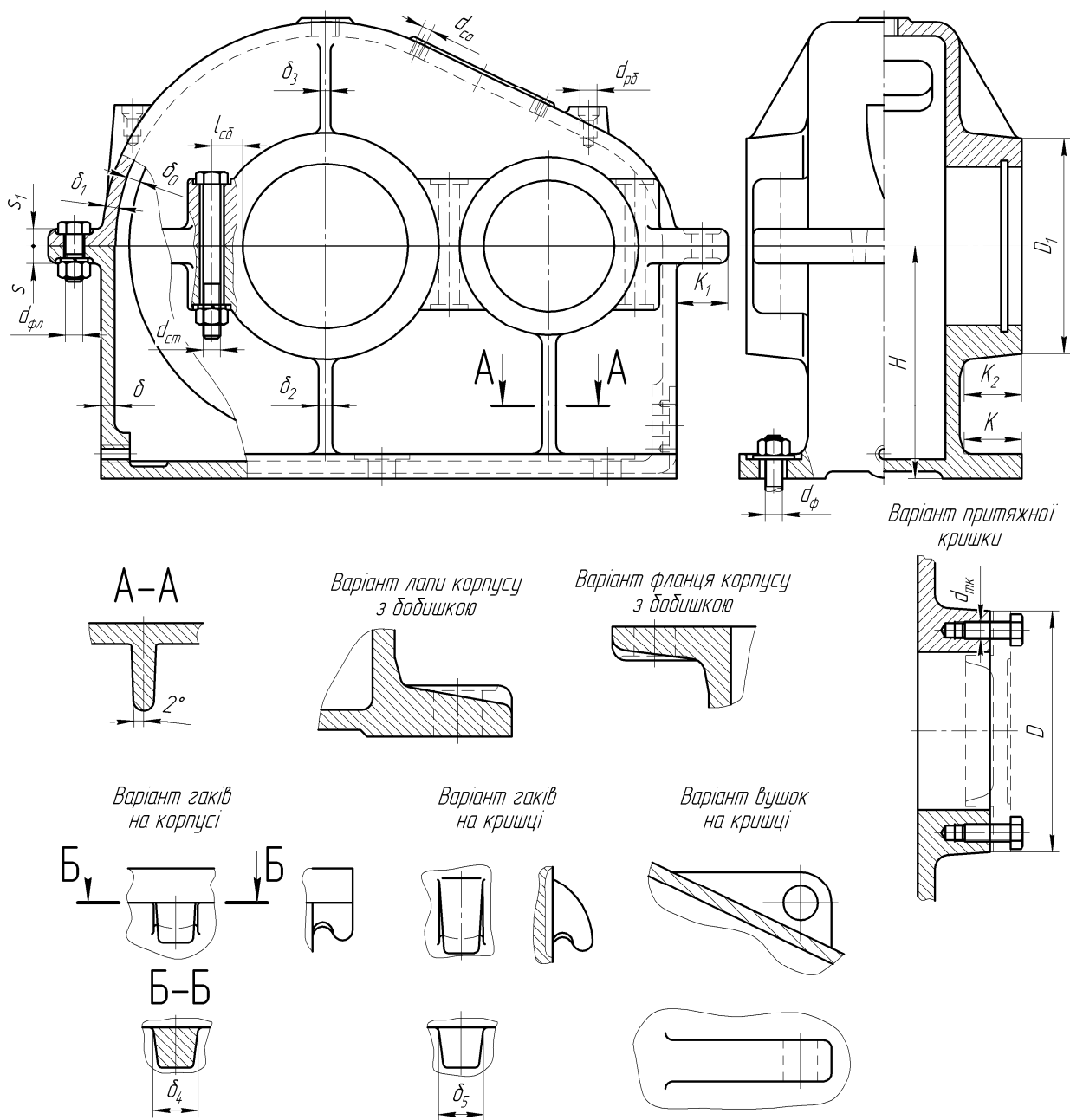





Рис. 12.1



Розміри конструктивних елементів корпусних деталей

№	Назва елемента	Розмір елемента, мм
1	Товщина стінки корпусу	$\delta = 1,3\sqrt[3]{0,01T_{2p}^*} \geq 6$
2	Товщина стінки кришки корпусу	$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6$
3	Товщина ребра разом зі стінкою корпусу	$\delta_2 = \delta$
4	Товщина ребра разом зі стінкою кришки	$\delta_3 = \delta_1$
5	Ливарний похил ребер	$2^\circ$
6	Діаметр бобишки під притяжну кришку	$D = 1,25d_n^{**} + 10$
7	Діаметр бобишки під закладну кришку	$D_1 = 1,2d_n^{**}$
8	Відстань між зубчастим колесом і стінкою корпусу	$\delta_0 \geq 0,6\delta$
9	Відстань від площини рознімного з'єднання корпусу до упорної поверхні лап корпусу	$H = 1,06a^{***}$
10	Товщина піднімальних гаків корпусу	$\delta_4 = 2,5\delta$
11	Товщина піднімальних гаків кришки	$\delta_5 = 2,5\delta_1$
12	Діаметр фундаментних болтів	$d_\phi = \sqrt[3]{0,03T_{2p}} \geq 12$
13	Діаметр стяжних болтів півбобишок	$d_{cm} = \sqrt[3]{0,013T_{2p}} \geq 10$
14	Діаметр стяжних болтів фланців поверхонь рознімного з'єднання	$d_{\phi_l} = (0,7...1,0)d_{cm}$
15	Діаметр гвинтів (болтів) кришки оглядового отвору (лючка)	$d_l = 0,5d_{cm} \geq 6$
16	Діаметр гвинтів (болтів) торцевих кришок підшипникових вузлів	$d_{mk} = 0,5d_{cm} \geq 6$
17	Товщина фланця корпусу (у площині з'єднання корпусу)	$s = 1,5d_{cm}$
18	Товщина фланця кришки (у площині з'єднання корпусу)	$s_1 = 1,3d_{cm}$
19	Товщина лап корпусу	$\delta_l = 1,5d_\phi$
20	Ширина лап корпусу	$K = 4d_\phi$
21	Ширина фланця у площині з'єднання корпусу	$K_1 = 3d_{cm}$
22	Ширина (виліт) бобишки	$K_2 = 3,5d_{cm}$
23	Відстань від твірної циліндричної розточки корпусу для підшипникового вузла до осей стяжних болтів півбобишок	$l_{cб} = 1,2d_{cm}$
24	Діаметр рим-болта залежно від маси редуктора	$d_{pб}$
* $T_{2p}$ – крутний момент на тихохідному валу редуктора, Н·мм; ** $d_n$ – діаметр підшипника; *** $a$ – міжосьова відстань.		

### 12.1. Побудова 3D-моделей корпусних деталей методом додавання стінок

Перший із згаданих вище напрямів моделювання полягає в тому, що в тільки-но створеному файлі  «Детали» спочатку будують фланець поверхні з'єднання, використовуючи його ескіз. По-перше, подають команду «Операция выдавливания: Фланец» (див. рис. 12.2). Потім на одній з поверхонь створюють новий  «Эскиз», де проєціюють замкнену лінію внутрішнього контуру й будують нову паралельну їй замкнену лінію, відступивши від першої на товщину стінки. Ескіз закривають і «втягують» стінки на потрібну висоту за допомогою операції  «Выдавливание», наприклад, на глибину масляної ванни корпусу.

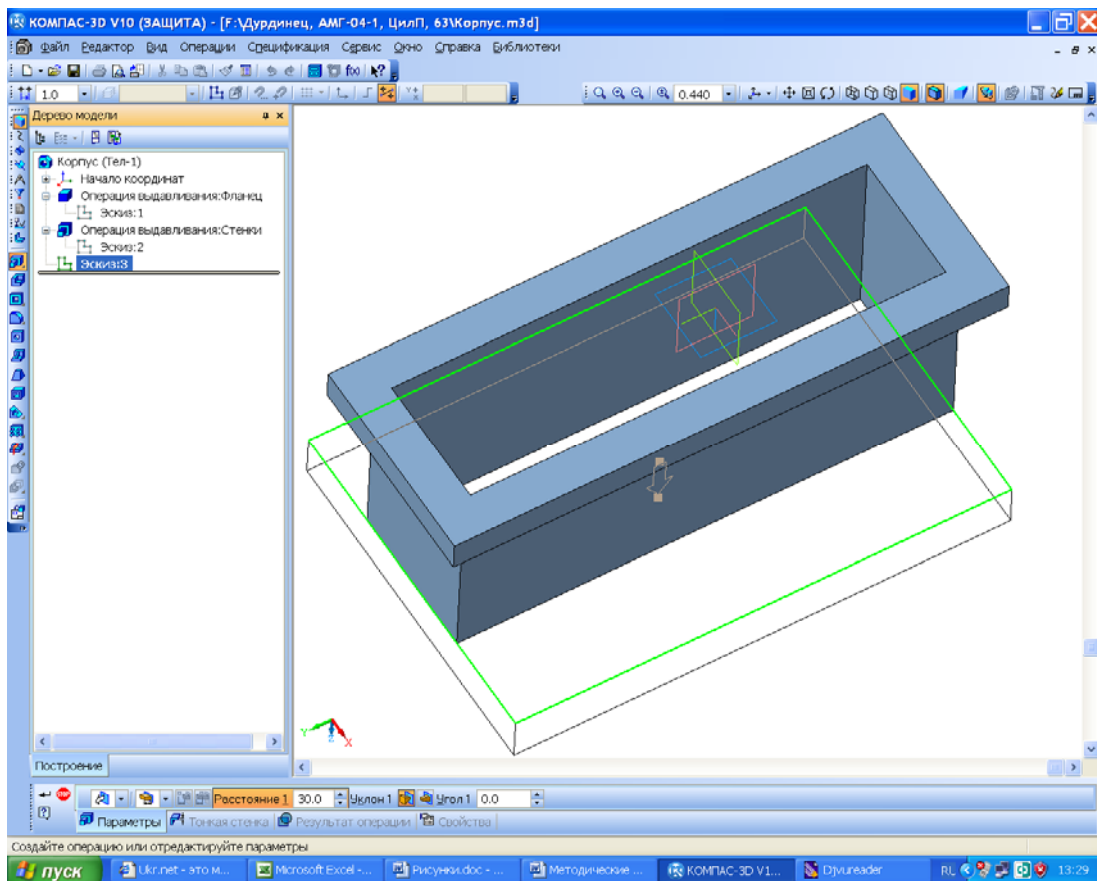






Рис. 12.2

Після цього на торцевій поверхні утворених стінок створюють ще один ескіз, наприклад днища корпусу редуктора. При цьому потрібно будувати лапи, за допомогою яких редуктор буде прикріплюватись до основи або рами машини (для цього прямокутник ескізу днища роблять ширшим, а може й довшим), а далі слід «витягти» днище на потрібну висоту (рис. 12.2).

Отже, сформувався порожнистий паралелепіпед з прямими кутами, за допомогою відповідної операції їх скругляють, вказавши потрібний радіус округлення, яке рекомендовано починати зсередини.

Далі створюють новий файл  «Сборка» в програмі КОМПАС 3D, який називають, наприклад, «Редуктор». Цей файл і буде головним, що містить тривимірну модель проєктованого редуктора. Його використовують для доопрацювання деяких деталей за допомогою операції «На місці» і для створення нових деталей та дрібніших складальних одиниць, які формують цілісну модель редуктора. Першою в нього вводять уже створену складальну одиницю «Зубчаста передача» (див. підрозд. 10.1), яку прив'язують до початку координат. Потім у файл додають тільки що створену заготовку моделі корпусної деталі та прив'язують її у трьох площинах до початку координат. Якщо ескіз фланця поверхні розніжного з'єднання був побудований правильно, то фланець корпусної деталі має збігтися з його зображенням у допоміжному ескізі складальної одиниці зубчастої передачі (рис. 12.3), який можна оглянути, скориставшись командами редагування. Якщо ж збігу не вийшло, то слід перередагувати спряження прив'язки корпусної деталі до зубчастої передачі або виправити побудову тривимірної моделі корпусної деталі. Далі в дереві побудови виділяють корпусну деталь і переходять в режим  «Редактирование на месте». На бічній поверхні однієї із стінок створюють  «Эскиз», у якому за допомогою операції  «Спроецировать объект» проєціюють зовнішні кола підшипників (обох валів для циліндричного редуктора і одного

вала – для конічного та черв'ячного), як це показано на рис. 12.4. Виділяти в даному випадку потрібно поверхні скруглень найбільших діаметрів зовнішніх кілець (при цьому з'являться по два кола на кожному підшипнику), а потім внутрішніх кіл позбуваються.

Із центрів отриманих кіл проводять інші кола більшого діаметра, щоб утворити тіло бобишок для встановлення підшипників у корпусі редуктора. Через початок координат і проєкції осей валів проводять допоміжну пряму, яка ділить отримані кола навпіл. Зайві для побудови половини кіл вилучають за допомогою операції «Усечь кривую» на панелі інструментів «Редактирование». Протилежні кінці півкіл з'єднують відрізками основної прямої. Ескіз закривають і за допомогою «Операция выдавливания» формують зображення бобишок таким чином, щоб вони виступали за фланець поверхні рознімання на декілька міліметрів. Аналогічно будують решту бобишок на корпусній деталі. Для вилучення непотрібного матеріалу під підшипники на стінках редуктора в цьому місці виділяють площину і будують на ній ескіз, у якому операцією «Спроецировать объект» проєціюють внутрішні півкола, а потім їх з'єднують відрізком основної прямої. Ескіз закривають і за допомогою операції «Вырезать выдавливанием» вилучають зайвий матеріал.

Подібним способом, вводючи в дію операцію «На месте», можна прибудувати до корпусної деталі й інші елементи її конструкції, наприклад, оглядовий отвір, за допомогою якого контролюють зубчасте зачеплення при виготовленні та експлуатації редуктора.

Для складніших корпусних деталей, наприклад, для відлитих корпусів черв'ячних редукторів із зменшеними встановлювальними розмірами доцільно будувати стінки корпусу за допомогою команди «Кинематическая операция» (рис. 12.5). Підійде також команда «Операция по сечениям», яку на рис. 12.5 підсвічено. Після цього виходять з режиму «Редактирование на месте», файл складальної одиниці зберігають і подальша робота над тривимірною моделлю стає можливою безпосередньо у файлі деталі цієї моделі.

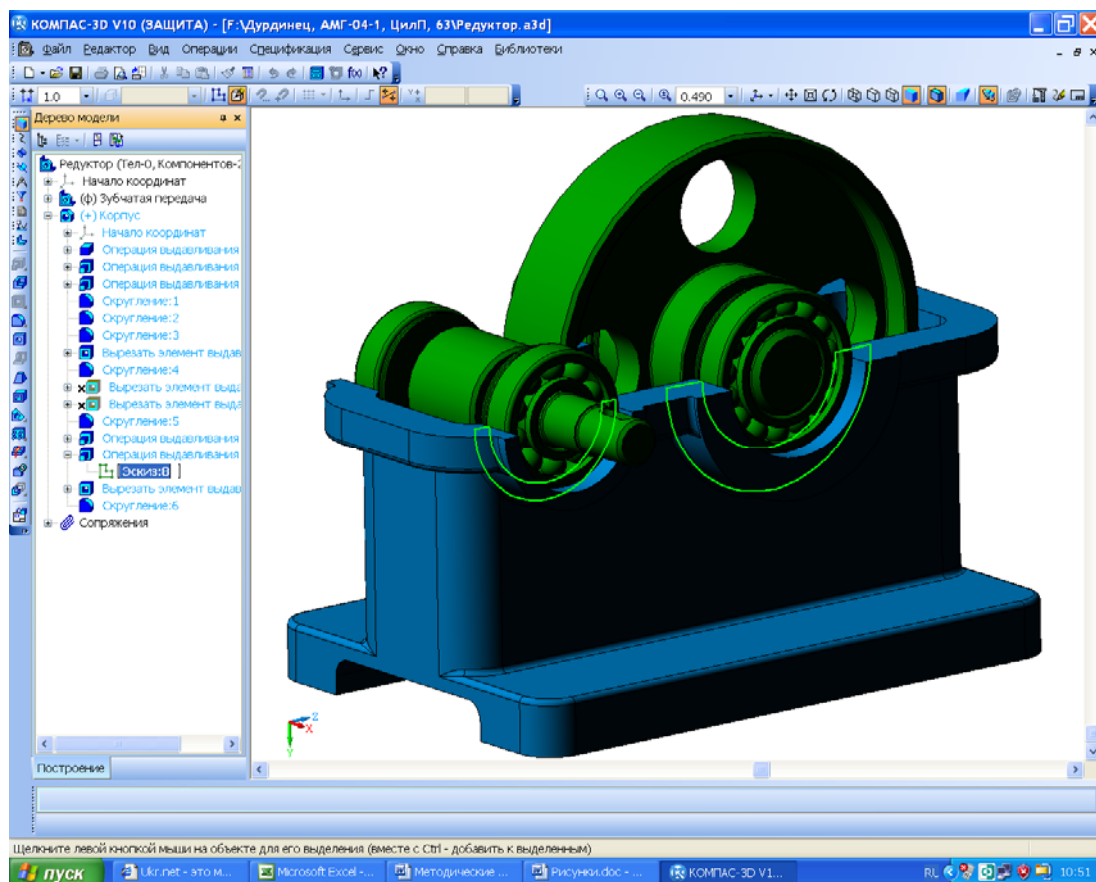


Рис. 12.3

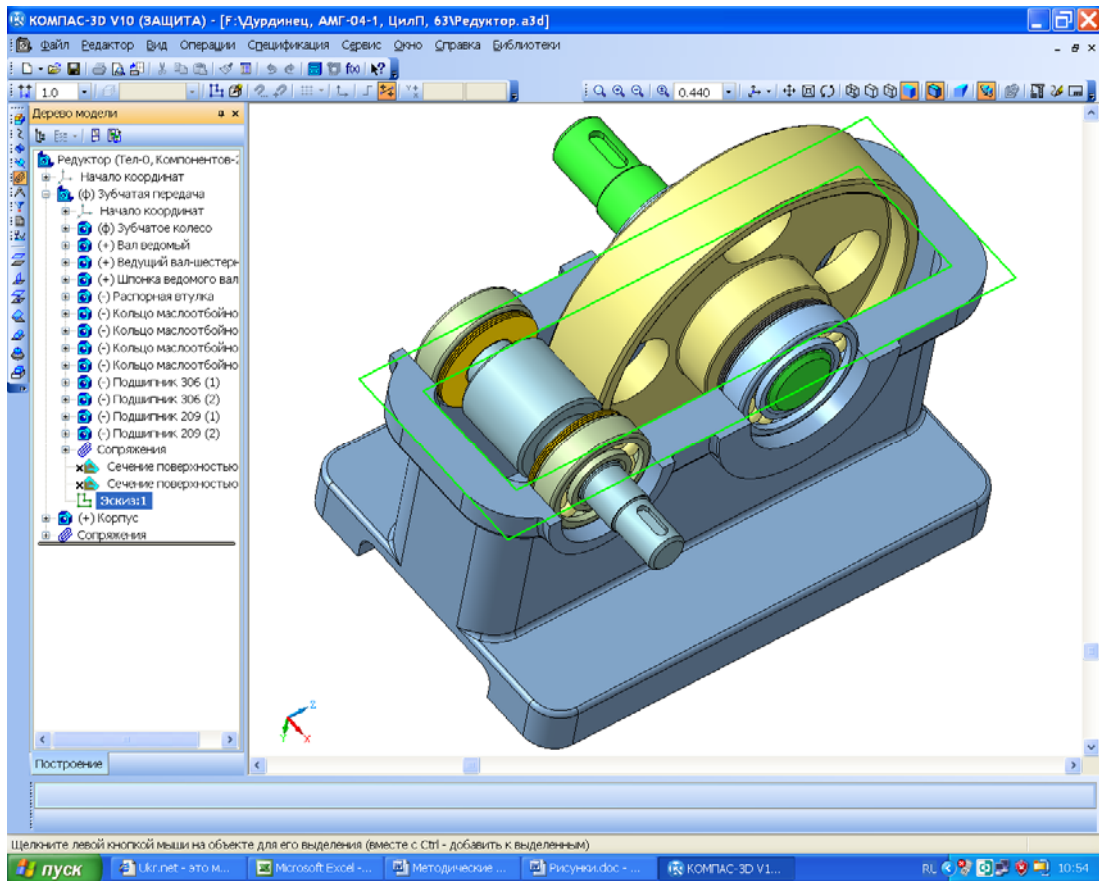


Рис. 12.4

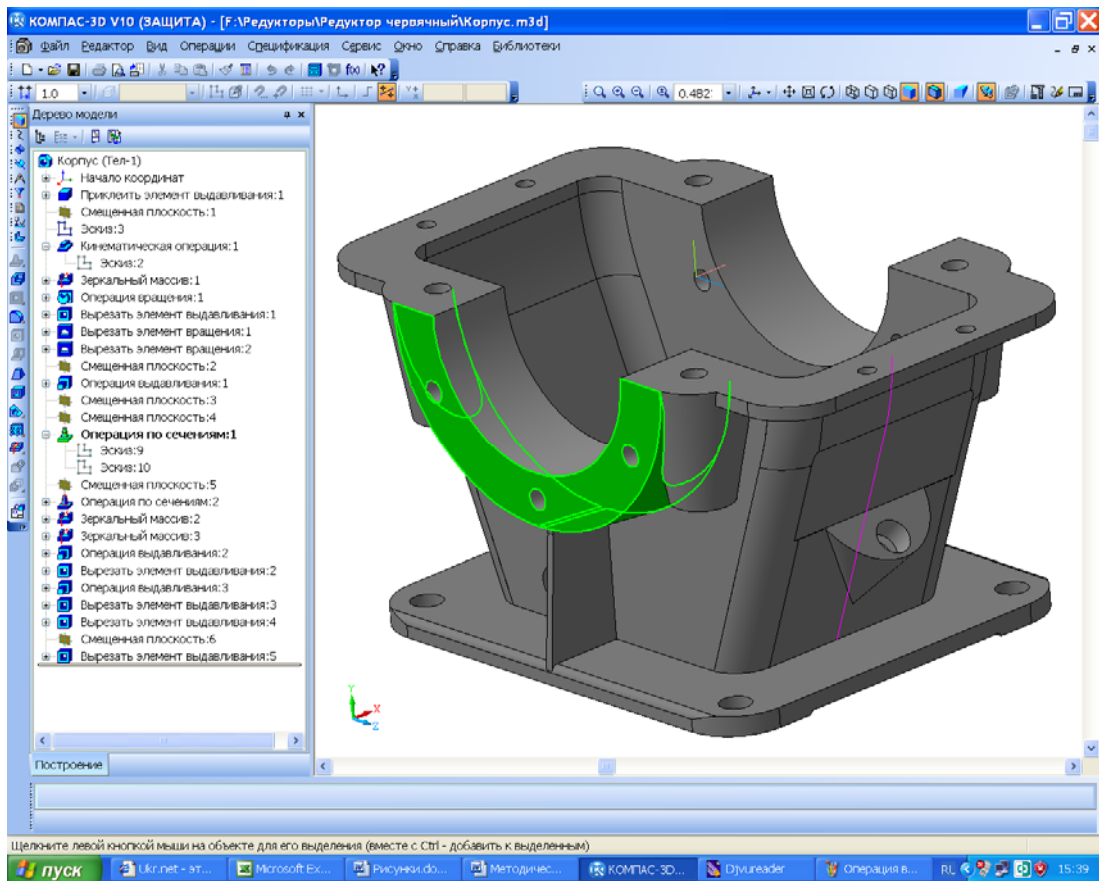


Рис. 12.5

На корпусі й кришці редуктора добудовують зображення приливка мастилопоказчика, зливного отвору, гаків і транспортувальних рим-болтів, а також отвори в лапах з цеківками або зенківками для упору кріпильних шайб і гайок, за допомогою яких встановлюють редуктор. Обов'язково створюють зображення нарізи в отворах на торцях бобишок для кріплення кришок підшипникових вузлів. Отвори будують також на фланцях корпусу, щоб скріпити їх з кришками. На фланці неодмінно мають бути два діагональні отвори для конусних (рекомендовано) або циліндричних штифтів, що забезпечує точне з'єднання двох корпусних деталей.

Дуже важливо пам'ятати, що засоби побудови складальних одиниць у програмі КОМПАС, починаючи з 10-ї версії, дають можливість здійснювати всі описано вище операції, але вони не стосуватимуться конкретної деталі і їх не буде згодом видно на кресленнику. За таких умов потрібно або переходити в режим редагування деталі на місці, або редагувати її в окремому вікні.

Усілякі отвори можна також будувати за допомогою бібліотеки стандартних виробів, але найпростіший для розуміння спосіб показано на рис. 12.6 (деталь розсічено вздовж лівого отвору). На поверхні (площині), де має бути отвір, створюють ескіз і в потрібному місці зображують отвір. Якщо він буде нарізним, то слід заздалегідь у довіднику конструктора [4, т. 1, с. 514] визначити його діаметр залежно від типу, діаметра й кроку нарізи.

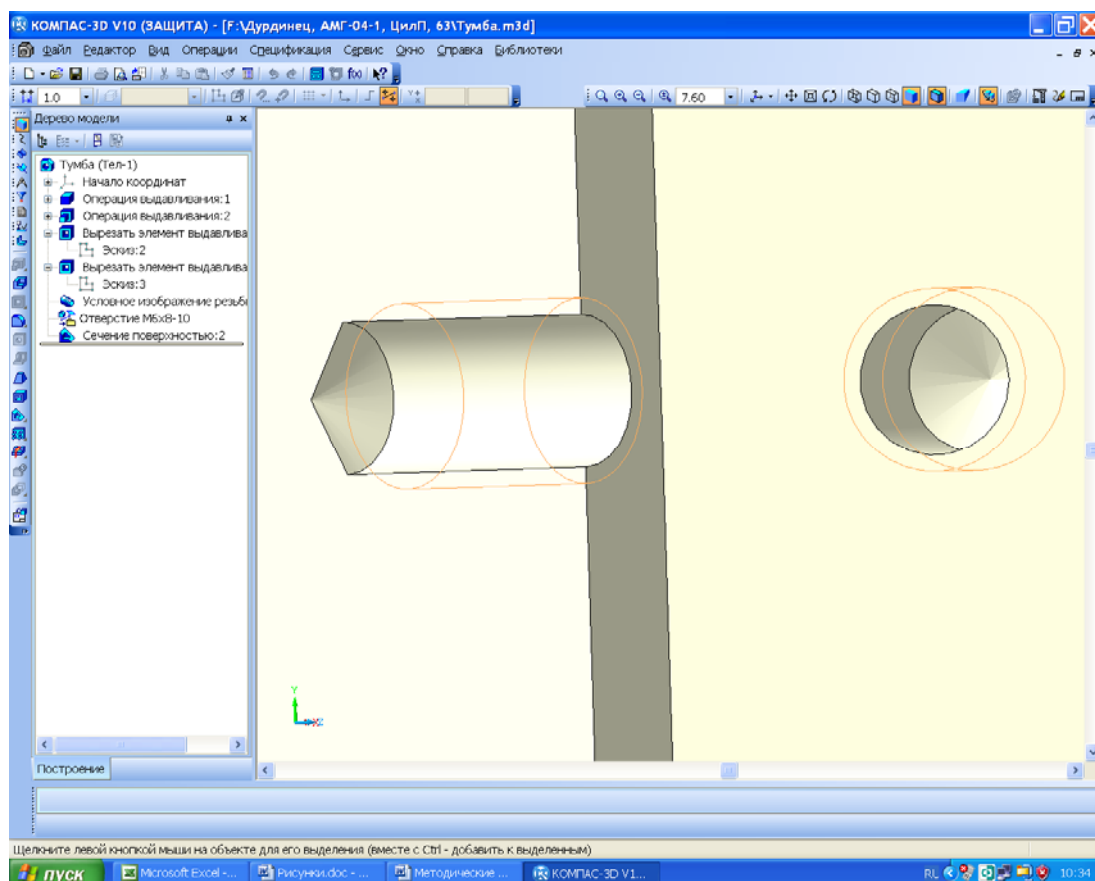


Рис. 12.6

Побудований ескіз закривають і вирізають видавлюванням циліндричний або конічний отвір потрібної глибини. Якщо отвір глухий (не наскрізний), то на його дні будують новий ескіз і за допомогою операції «Спроецировать объект» створюють коло того самого діаметра, що й дно. Потім, використовуючи цей ескіз, вирізають конусний отвір, натиснувши кнопку «Уклон внутрь» (кнопку підсвічено), задають кут нахилу  $60^\circ$ , а глибину видавлювання встановлюють командою «До ближайшей поверхности». Виконання побудови забезпечують, натис-

нувши кнопку «Создать операцию». Тепер отвір відповідає просвердленому стандартним свердлом і зобразиться на кресленнику відповідно до ЄСКД. А якщо він ще й має нарізь, то в тривимірній моделі деталі вибирають операцію «Условное обозначение резьбы» інструментальної панелі «Элементы оформления» і показують на колове ребро отвору. У меню, що при цьому з'явилося, слід вибрати стандартний крок нарізи та зазначити його довжину. Як правило, нарізь буває коротшою за циліндричну (конічну) частину отвору на кілька міліметрів. Цей «недорізь» відповідає західній частині мітчика, який зазвичай використовують для виконання нарізи невеликого діаметра в плоских деталях. Для побудови різних отворів у тривимірних моделях можна використовувати бібліотеку програми КОМПАС «Стандартные элементы» → Конструктивные элементы → Отверстия» (стосується також центрових отворів у підрозд. 7.4). Правий отвір на рис. 12.5 побудований з використанням бібліотечної операції, але він ідентичний лівому, що виконаний вищеописаним способом.

Зображення усіх відлитих корпусних деталей треба виконувати з урахуванням технологічних можливостей лиття в опоки – найбільш дешевого способу виробництва чавунного і сталевго литва. Тому конструкція деталі повинна мати ливарні нахили величиною від  $1^\circ$  до  $5^\circ$ , необхідні для гарантованого виймання дерев'яних моделей з піщаної форми (без її руйнування) після ущільнення і твердіння піщаної суміші. Нахил вже побудованому елементу (наприклад, стінці, бобишці) надають за допомогою операції «Уклон». Це показано на рис. 12.7, де нахил внутрішніх поверхонь заданий таким, що дорівнює  $1^\circ$ , а зовнішніх –  $3^\circ$ . Керуючись підказками системи, в меню властивостей операції спочатку вибирають основу моделі (це площина, перпендикулярно якій розташовані поверхні, що будуть відтворені з нахилом), потім – самі похилі грані, а далі – напрямок і величину нахилу в градусах. Після натиснення кнопки «Создать объект» на зазначених гранях з'являються нахили, які надалі можна відрегулювати.

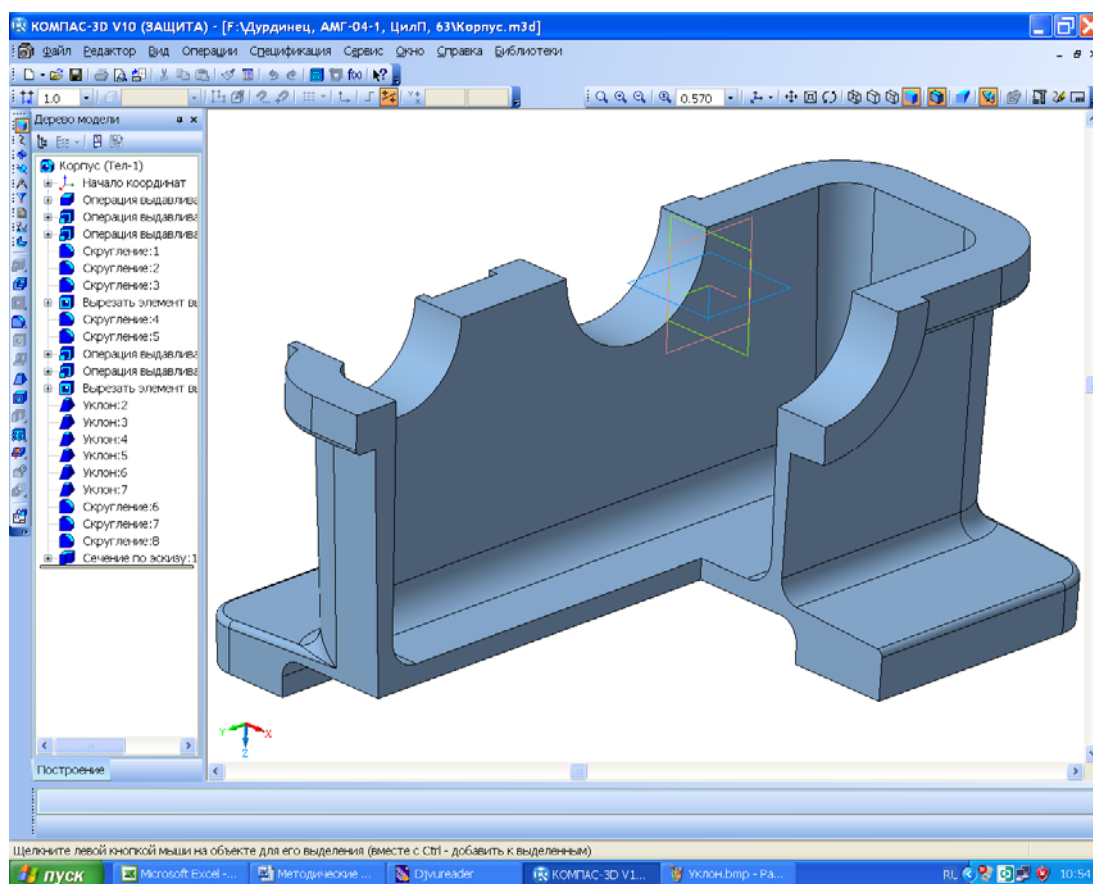






Рис. 12.7

Корпусні деталі мають, як правило, досить тонкі стінки порівняно з розмірами силових елементів (фланців, бобишок, лап). Аби знизити місцеве напруження, що виникає в міс-

цях з'єднання стінок з навантаженими елементами, формують ребра жорсткості. Їх можна будувати як з використанням звичайної команди  «Операция выдавливания» за ескізом, що з'явився на бічній стінці корпусної деталі (див. на рис. 12.7 останню команду  «Операция выдавливания» у вікні «Дерево построения»), так і застосовуючи спеціальну операцію  «Ребро жесткости». Саме для останньої потрібно побудувати ескіз на одній з основних площин чи на спеціально створеній допоміжній площині. Для цієї побудови використовують одну основну лінію або ламану з кількох ліній, причому її початок і кінець мають пройти через тіло двох елементів деталі (рис. 12.8). Ескіз з номером 12 операції « Ребро жесткости:1» виділено підсвіченням.

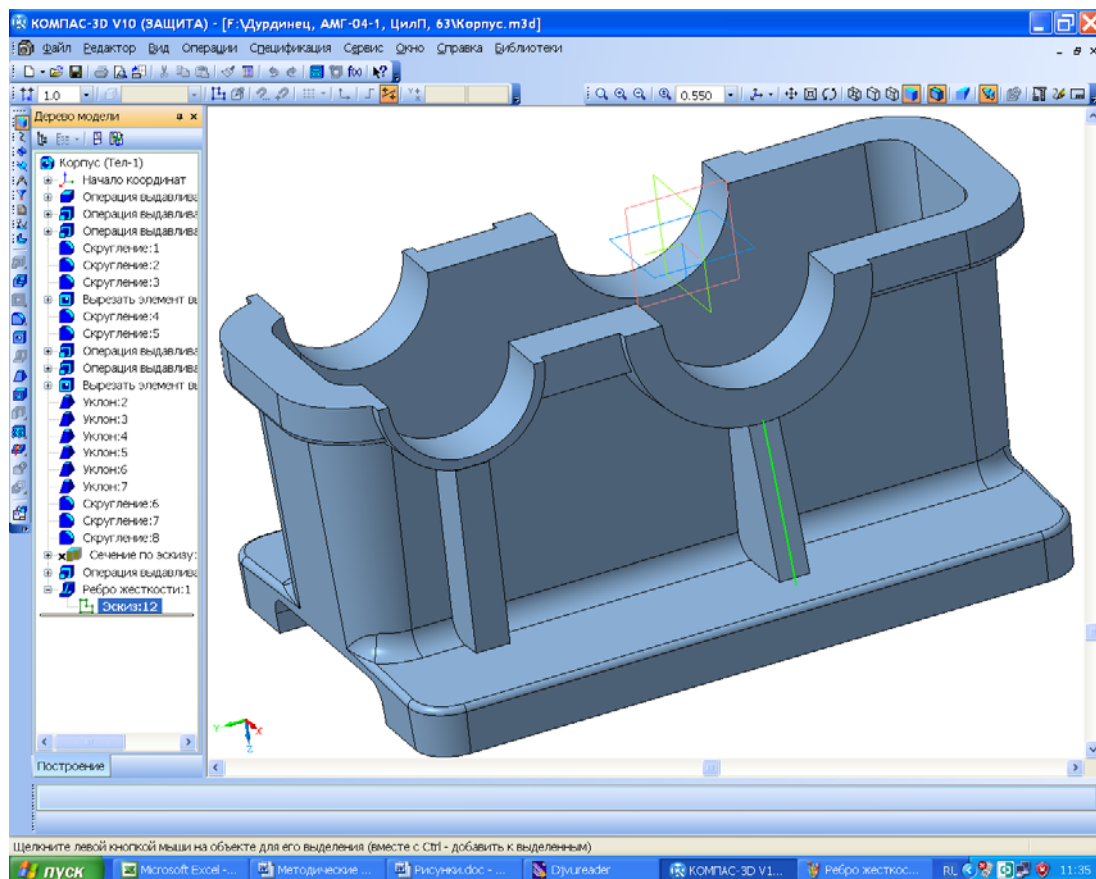






Рис. 12.8

Окремо – деякі зауваження про операцію  «Скругление», застосування якої вимагає обережності й творчого підходу, оскільки програма КОМПАС іноді «відмовляється» будувати скруглення там, де вони, здавалося б, мають з'явитися без проблем. У цьому разі не варто створювати на деталі зображення відразу всіх фасок однакового радіуса в межах однієї операції. Краще побудувати тільки частину скруглень, а вже потім додавати їх у подальших операціях. При цьому скруглення іноді ліпше будувати відразу на щойно створених елементах деталі, але найбільш доречно – в самому кінці роботи над тривимірною моделлю деталі. Система дає можливість виконувати скруглення постійного й змінного радіуса, до того ж опція «По касательной к ребрам» дозволяє, виділивши тільки одне ребро, отримати скруглення і на інших ребрах, що стають продовженнями виділеного.

Операція  «Фаска» загалом не викликає труднощів, проте в деяких випадках зручніше замінити її командою  «Вырезать вращением» з меню операції  «Вырезать выдавливанием», що буде зручним при моделюванні деталей складної конфігурації.

## 12.2. Побудова 3D-моделей корпусних деталей методом оболонки

Побудова корпусної деталі методом формування оболонки найзручніша, коли моделюють складні відлиті деталі, наприклад, кришки редукторів (рис. 12.9).

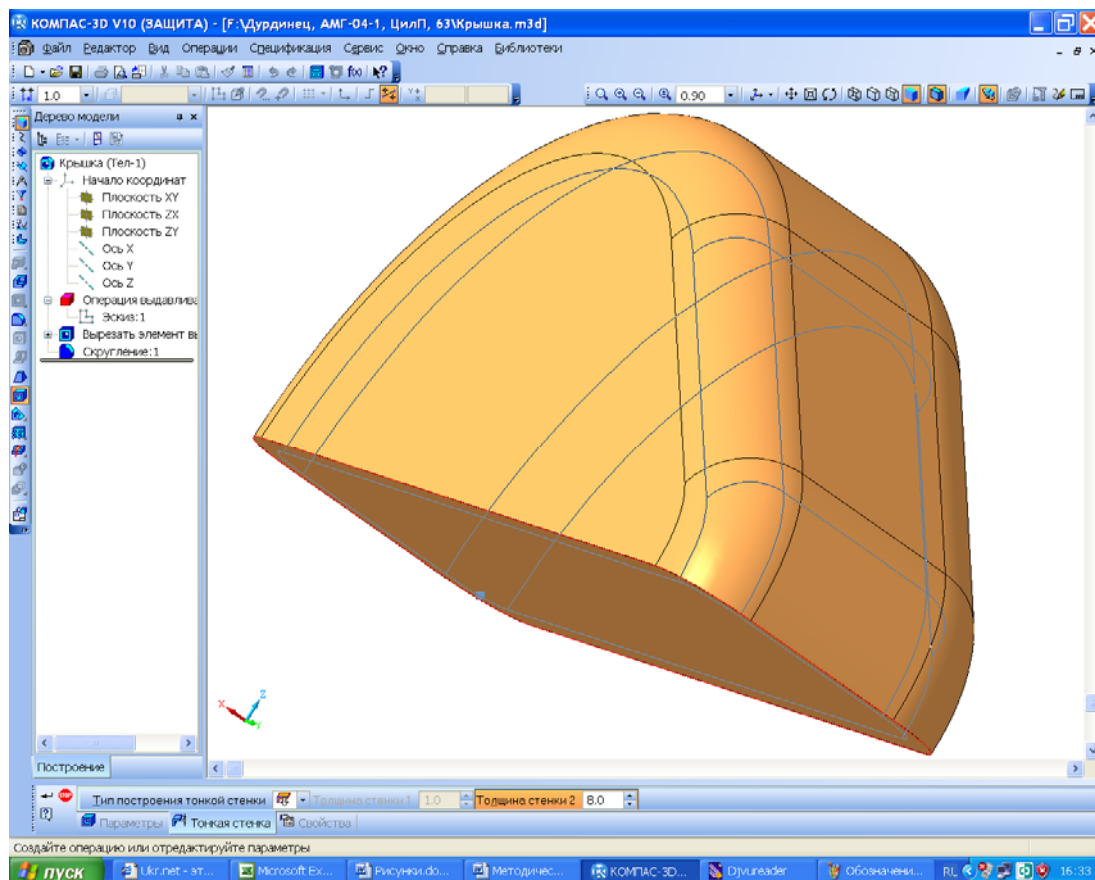




Рис. 12.9

З метою цієї побудови у новоствореному файлі  «Деталь» формують ескіз, в який вставляють зображення фланця поверхні з'єднання, використовуючи з отриманого раніше ескізу тільки внутрішні лінії. Потім за ескізом «видавлюють» тіло на максимальну висоту кришки, одержуючи монолітне зображення деталі. Як і в попередньому випадку, з неї вилучають усе зайве, накладають радіуси скруглення і надають зовнішній поверхні потрібної форми. Далі за допомогою операції  «Оболочка» задають товщину стінки опцією «Наружу» і встановлюють її товщину, потім будують купол кришки редуктора. При цьому початковою для вилучення матеріалу призначають площину поверхні рознімання корпусу редуктора. Потім на цій площині створюють ескіз і прибудовують фланець з'єднання (рис. 12.10).

Решту всіх операцій виконують так само, як і в першому варіанті побудови корпусних деталей.

## 12.3. Виготовлення зварних корпусних деталей

У сучасному машинобудуванні широко застосовують також зварні корпусні деталі редукторів, особливо в індивідуальному й дрібносерійному виробництві, наприклад на рис. 12.11 зображено таку деталь для двоступеневого циліндричного осьового редуктора шахтного електровоза з перехресними валами. Швидкохідному валу редуктора обертальний рух передається через карданний шарнір, а тихохідний вал являє собою вісь колісної пари, на кінцях якої жорстко встановлені колеса локомотива.



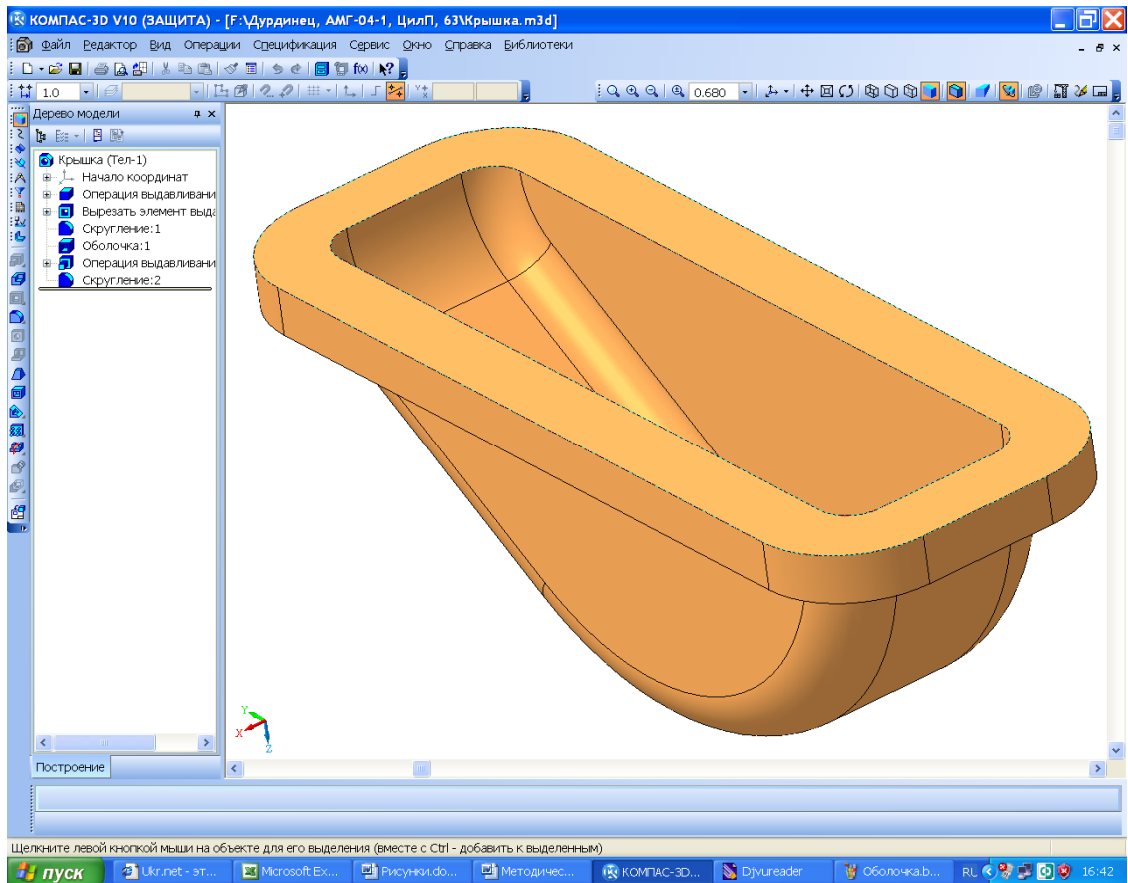


Рис. 12.10

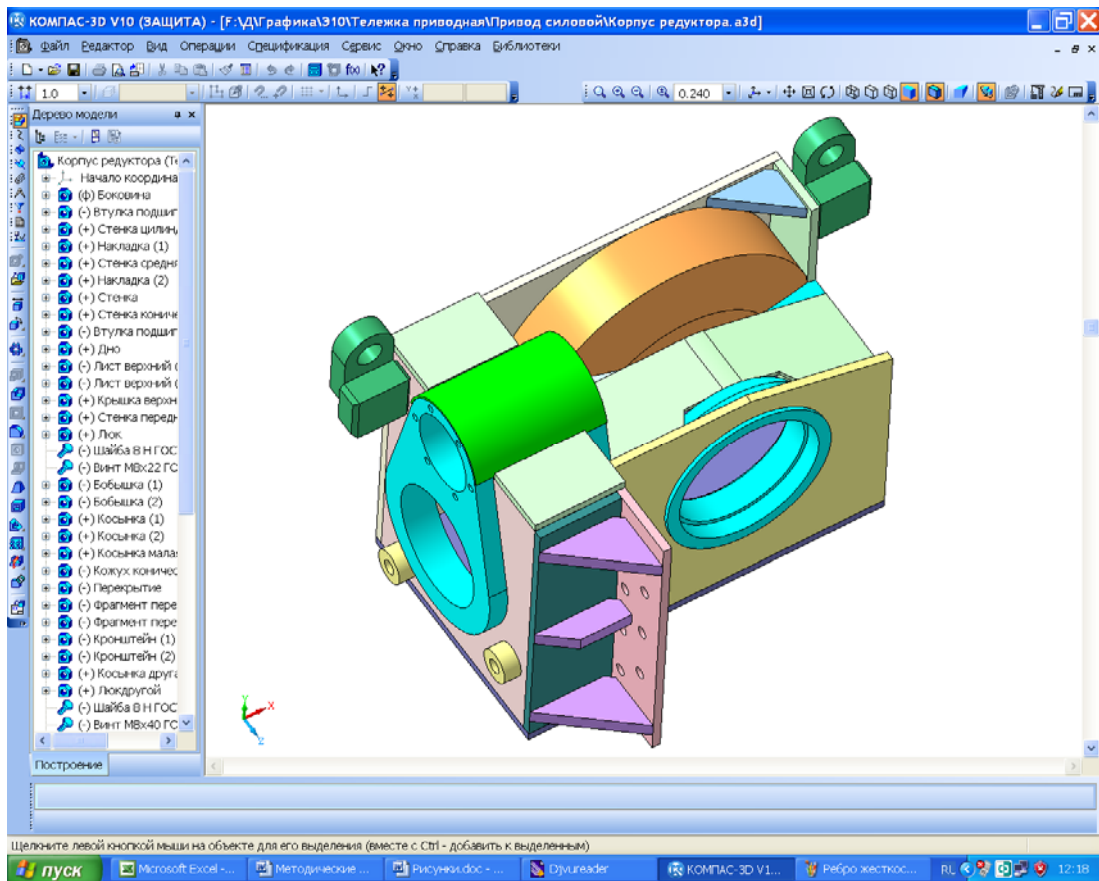











Рис. 12.11

На корпусі редуктора є посадкове місце під розташування осевого дискового гальма і кронштейни для фіксації редуктора на рамі візка за допомогою реактивної тяги. Таким чином зварні корпусні деталі стають складальними одиницями, хоч у разі потреби їх можна об'єднати в одну деталь, використовуючи команду  «Булева операція», але при виконанні курсового проекту цього робити не варто.

Як правило, моделювання зварного корпусу або кришки в складеному вигляді починають із першої листової деталі, наприклад, днища в окремому файлі  «Деталь», а далі створюють новий файл  «Сборка», наприклад, зварного корпусу, куди вводять першу деталь. На черзі – створення файлу  «Сборка» для моделювання в складеному вигляді редуктора, у цьому файлі першою вводять проміжну складальну одиницю зубчастого зачеплення, а потім – зварного корпусу. Кожну деталь зварної корпусної складальної одиниці можна спроектувати в окремому файлі  «Деталь», і потім вводити в модель складеного зварного корпусу, а можна побудувати всі деталі в режимі  «Редактирование на месте», як це було описано вище. Програма КОМПАС не має в у своєму розпорядженні операції побудови зварних швів у тривимірному зображенні, але все ж їх можна будувати як окремі деталі складальної одиниці, скориставшись двовимірною бібліотекою зварних швів. Для цього треба створити допоміжний файл формату  «Фрагмент», натиснути кнопку  «Менеджер библиотек» відкрити послідовність команд «Сварка→Конструктивные элементы сварных швов→Менеджер шаблонов», натиснути кнопку  «Открыть» і вибрати в падаючому меню папку «Сварка», у якій відкрити файл менеджера «Сварка.tlm» (рис. 12.12).

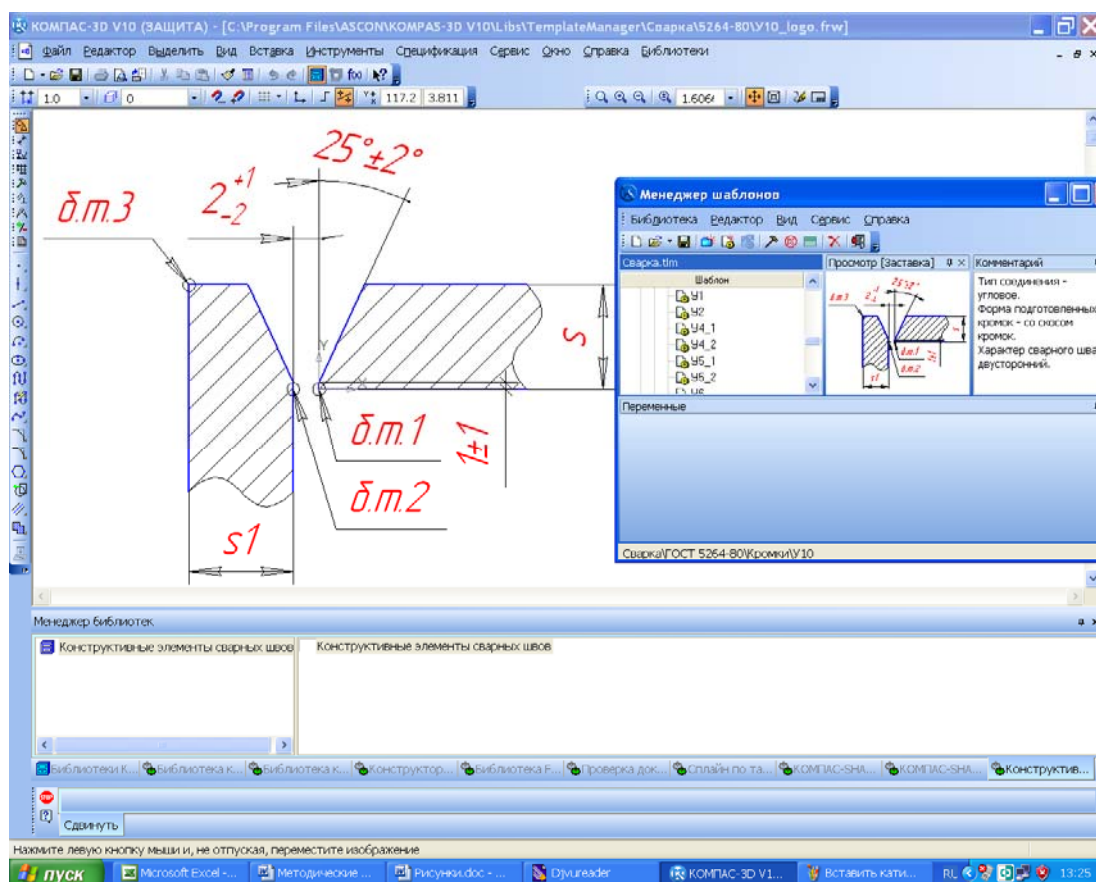




Рис. 12.12

Потім необхідно вибрати потрібний вид шва й розміри зварюваних деталей, натиснути кнопки  «Выбрать» і  «Редактировать файл КОМПАС 3D». У фрагменті з'явиться зображення конструктивних елементів зварних швів (рис. 12.12), далі зображення можна скопіювати і вставити в ескіз побудови тривимірної деталі «Зварювальний шов». За отриманими розмірами потрібно відкоригувати вигляд кромки зварюваних деталей.

#### 12.4. Перевірний розрахунок рознімних з'єднань

Деталі рознімних з'єднань проектного редуктора, як правило, розраховують за емпіричними формулами (розрахунок болтів і гвинтів у підрозд. 12.1). Тепер необхідно перевірити їх на міцність, беручи до уваги фактичні навантаження.

Перш за все, болти й гвинти перевіряють на розтяг. Сумарна площа перерізу всіх болтів має витримувати напруження розтягу під дією розривної сили, яке визначають за такою формулою:

$$\sigma_p = \frac{4F_p}{n_\sigma \pi d_\sigma^2} \leq [\sigma_p],$$

де  $F_p$  – розривна сила, Н;  $n_\sigma$  – кількість болтів (гвинтів), що протидіють розривній силі;  $d_\sigma$  – діаметр одного болта, мм;  $[\sigma_p]$  – допустиме напруження розтягу, МПа (для сталевих болтів загального використання у розрахунок закладають значення від 180 до 220 МПа залежно від матеріалу, з якого виготовлені кріпильні вироби).

При цьому за розривну приймають силу, що виникає в зубчастому зачепленні (колову, радіальну або осьову) залежно від компонування редуктора (горизонтальне чи вертикальне), а також від того, які саме болти перевіряють (задіяні у фланцях площини з'єднання корпусу, або в торцевих кришках підшипникових вузлів). Ця сила розтягує розраховувані болти (гвинти) в осьовому напрямку, але вона не повинна їх розірвати.

#### *Питання для самоконтролю*

1. *Файли якого типу використовують для побудови деталей у програмі КОМПАС?*
2. *Який ескіз використовують для моделювання фланця, що з'єднує корпусні деталі редуктора?*
3. *Що являють собою ливарні нахили, та як їх виконують на тривимірних моделях у програмі КОМПАС?*
4. *Чи є можливість моделювати корпусні деталі редукторів методом формування оболонки?*
5. *Навіщо потрібні ребра жорсткості на зварних корпусних деталях?*

### 13. ПОБУДОВА 3D-МОДЕЛІ СКЛАДАЛЬНОЇ ОДИНИЦІ РЕДУКТОРА

*Мета розділу – набуття навичок побудови наочної тривимірної моделі редуктора в складеному вигляді та взаємного спряження його деталей.*

Оскільки файл складеного редуктора вже був створений у підрозд. 12.1, то решту побудованих окремо деталей потім вводять у складальну одиницю як її елементи. Крім зубчастої передачі, що має у своєму складі вали, файл «Редуктор» вже містить зображення корпусу і кришки, які створювалися або добудовувалися в режимі «Редактирование на месте», але якщо побудови відбувалися нарізно, то на цьому етапі їх потрібно ввести в модель складеного редуктора, користуючись командою «Сопряжение» (рис. 13.1).

Тепер до файла належить додати зображення кришки підшипникових вузлів з прокладками, мастилопокажчик, сапун, пробку зливного отвору, рим-болти, конусні штифти і змодельювати закріплення всього цього на корпусі редуктора, використовуючи стандартні кріпильні вироби. Основні способи і прийоми такого моделювання будуть описані далі.

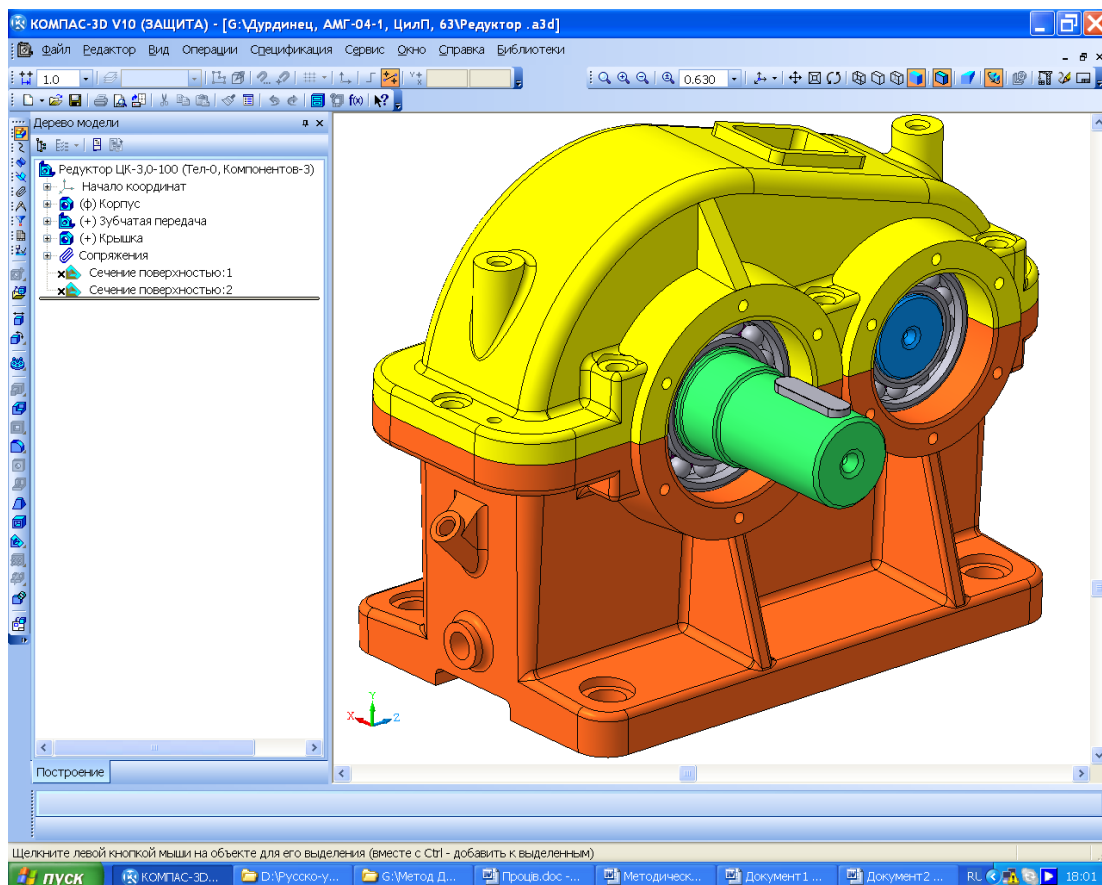


Рис. 13.1





#### ***Питання для самоконтролю***

- 1. Файли якого типу використовують для моделювання складальних одиниць у програмі КОМПАС?*
- 2. Які основні деталі та проміжні складання входять у складений редуктор?*
- 3. За допомогою яких кріпильних елементів з'єднують деталі й проміжні складальні одиниці у файлі тривимірної моделі редуктора?*
- 4. Який з валів редуктора має найменший діаметр?*
- 5. У якій бібліотеці системи розміщено тривимірні моделі підшипників кочення?*

## 14. ПОБУДОВА 3D-МОДЕЛЕЙ ІНШИХ ДЕТАЛЕЙ

*Мета розділу – розглянути завершальний етап тривимірного моделювання складеного редуктора, що полягає в додаванні до нього інших деталей.*

Будь-яку відсутню в моделі редуктора деталь можна будувати за допомогою тих самих операцій, що застосовувались для моделювання валів, зубчастих коліс або корпусних деталей. Розміри з'єднаних поверхонь слід брати з тривимірних моделей суміжних деталей. Для цього в окремому вікні відкривають файл сусідньої деталі, знаходять операцію з побудови з'єднуваної поверхні, відкривають її ескіз і подвійним натисканням на потрібну основну лінію активізують режим її редагування. Розмір, наприклад, діаметр, записано у відповідній клітинці «Панелі свойств» у нижній частині екрана монітора. Потім закривають ескіз (це обов'язково, оскільки система, як правило, не працює з двома одночасно відкритими ескізами або операціями в різних вікнах), повертаються у вікно з файлом нової деталі й продовжують її моделювати. Форми й розміри торцевих кришок підшипникових вузлів стандартні, тому визначаючи ці параметри, слід дотримуватися вимог додаткової літератури [4, т. 2, с. 254].

Найбільш зручним визнано спосіб тривимірного моделювання деталей, описаний у підрозд. 7.5, це побудова нової деталі прямо в складальній одиниці. Для створення моделі кришки підшипникового вузла відкривають файл складеного редуктора, виділяють курсором зовнішню торцеву поверхню зовнішнього кільця, вже наявного в складеному підшипнику, і вже потім натискають на кнопку  «Создать деталь». Програма пропонує зберегти в потрібному місці файл створюваної деталі й надати йому ім'я, наприклад, «Кришка глуха». Після цього на виділеній поверхні створюють ескіз, у якому за допомогою операції  «Спроецировать объект» будують зображення кіл, розміри яких відповідають найбільшому та найменшому діаметру зовнішнього кільця підшипника (див. рис. 14.1, там вони підсвічені на розрізі кришки). Далі закривають ескіз, а потім за допомогою команди  «Операции выдавливания» будують зображення першого елемента тіла кришки (втулки), застосовуючи команду  «До поверхности», показавши її курсором на поверхні торця бобишки корпусу редуктора. Саме за цієї умови кришка щільно прилягатиме до бобишки. Далі до зовнішнього торця отриманого зображення заготівки кришки прибудовують її диск, а на ньому моделюють «просверлення» – наскрізні отвори для болтів кріплення її до корпусу редуктора, збільшують їх діаметр таким чином, щоб він відповідав нарізі болта плюс приблизно 1 мм [4].

Будуючи зображення диска прохідної кришки, проєціюють на неї діаметр вихідного кінця вала, величину якого збільшують на 1 – 1,5 мм, щоб уникнути його стирання при обертанні. У внутрішній порожнині прохідної кришки моделюють канавки для сальникової набивки або пази під розміщення манжетного ущільнення. Зображення канавок беруть з бібліотеки «Машиностроение» → Бібліотека канавок для КОМПАС-3D → Канавка трапециевидная» або використовують інші зображення канавок із тієї самої бібліотеки. Посадкові місця манжетних ущільнень моделюють за розмірами конкретної манжети, вибраної для встановлення в прохідну кришку. Оскільки параметри ущільнень у рухомих з'єднаннях нормалізовані, при їх моделюванні належить користуватися довідковою літературою [4, т. 3, с. 300]. На закінчення, уже редагуючи модель кришки в окремому вікні, додають зображення фасок і скруглень, а також деяких інших елементів (наприклад, ливарних нахилів для литих кришок).

Крім описаного вище моделювання притяжних кришок підшипникових вузлів, можна будувати також закладні – компактніші й легші. Вони не мають фланцевого диска з отворами для протягування до бобишки корпусу, але при цьому на циліндричній поверхні, що вставляється в бобишку, є дискові виступи, які закладаються у відповідні канавки бобишок. Існують також інші способи фіксації валів в осьовому напрямку та регулювання підшипників різних типів [7].

Так само будують моделі гумових прокладок між торцями бобишок і кришками підшипникових вузлів, кришки оглядового вікна зубчастого зачеплення та інших деталей.

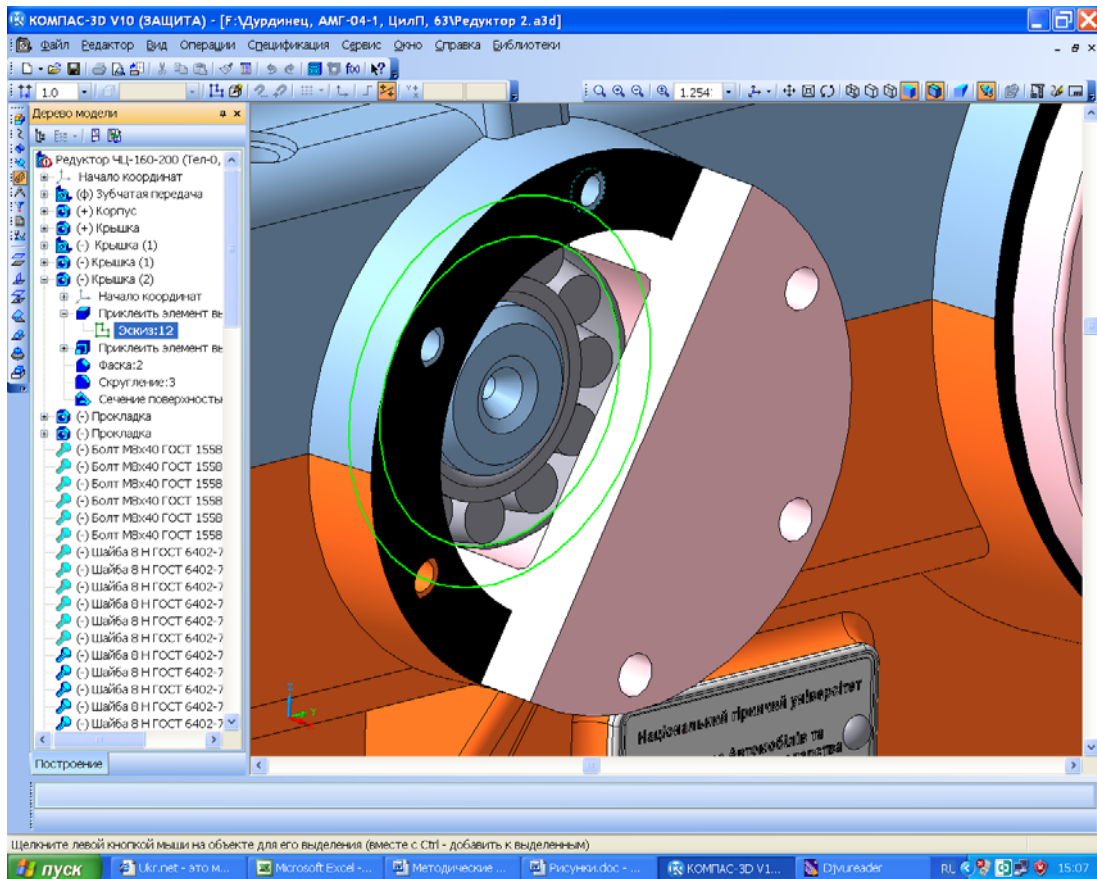


Рис. 14.1

### *Питання для самоконтролю*

1. Яка різниця між глухою та прохідною кришками підшипникових вузлів редуктора?
2. Яким чином засобами програми КОМПАС отримують точне значення товщини прокладки або ущільнення з використанням тривимірної моделі складеного редуктора?
3. За допомогою яких кріпильних елементів об'єднують деталі та проміжні складальні одиниці у файлі тривимірної моделі редуктора?
4. Які бувають типи кришок підшипникових вузлів?
5. Чим відрізняються кулькові та роликові підшипники кочення?

## 15. УСТАНОВЛЕННЯ СТАНДАРТНИХ КРІПІЛЬНИХ ДЕТАЛЕЙ ТА УЩІЛЬНЕНЬ

*Мета розділу – ознайомити студента з бібліотеками кріпильних елементів, їх використанням у тривимірних моделях складальних одиниць.*

Кожна нова деталь, тривимірна модель якої створена повністю або частково, може бути встановлена в складений редуктор за допомогою функції «Сопряжение». Візуальний перегляд точок і поверхонь контакту сусідніх деталей дає можливість поступово усувати всі помилки побудов або доопрацьовувати конструкцію окремих вузлів і деталей редуктора. З цією метою обертають зображення складальної одиниці, роблять невидимими окремі її деталі (для чого вибирають у дереві побудови цю деталь, правою кнопкою миші відкривають підменю й знаходять рядок «Скрыть») або розсікають складальну одиницю вибраною площиною (операція «Сечение поверхностью»). Останній спосіб перевірки складеного редуктора на правильність побудови – дуже ефективний і зручний. Належить переконатися, що будь-яка деталь або дрібна складальна одиниця дійсно були зафіксовані шляхом спряження з рештою деталей. Це можна перевірити за допомогою команд «Переместить компонент» і «Повернуть компонент» з панелі інструментів «Редактирование сборки».

Після того як основні елементи складальної одиниці змодельовано та встановлено на свої місця в редукторі, треба розпочати його оснащення стандартними кріпильними виробами, які беруть з бібліотеки «Машиностроение → Библиотека крепежа для КОМПАС-3D» (рис. 15.1). Користуватися нею нескладно: спочатку в бібліотеці слід вибрати вид виробу, наприклад, пружинну шайбу, а в падаючому меню – тип шайби і діаметр болта, що проходить крізь неї, і тільки потім натискають кнопку «ОК». Фантом шайби, що з'являється на екрані, натисненням лівої кнопки миші треба залишити на вільному місці екрана монітора й натиснути кнопку «Создать объект», чим підтвердити введення цього елемента.

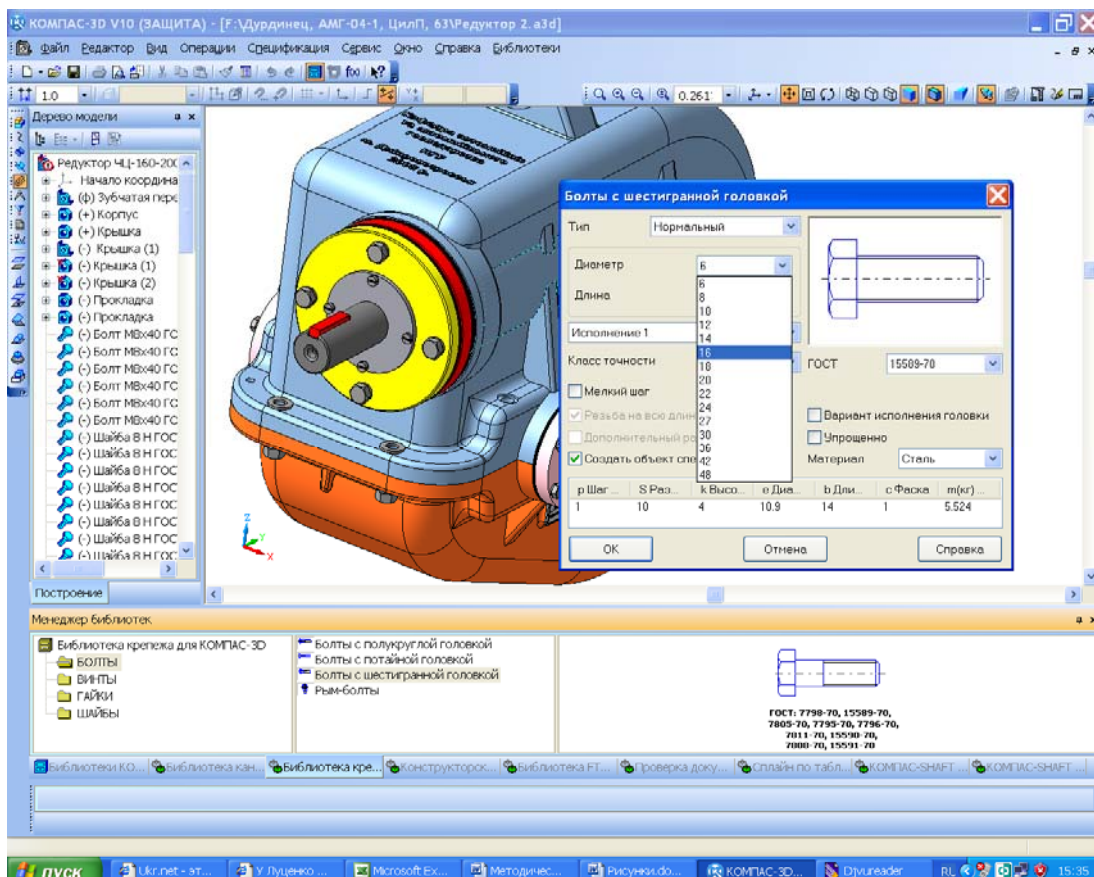


Рис. 15.1

При цьому з'являється додаткове меню «Создать объект спецификации», в якому це потрібно підтвердити. Таким чином, зображення шайби стає доступним для поворотів і переміщень, отже, за допомогою спряжень його треба встановити точно напроти отвору (користуючись операцією «Соосносно») й сумістити бічну поверхню шайби з корпусом редуктора (операція «Совпадение объектов»). Аналогічно розташовують зображення шпильок, болтів, плоских шайб, гайок, штифтів, рим-болтів, стандартних кілець ущільнювачів, а також манжет на передбачених для цього місцях.

Якщо необхідно ввести не одну кріпильну деталь (не один комплект кріпильних деталей, у складі якого, наприклад, болти, шайби і гайки), то можна скористатись операцією «Массив по сетке», подібною до операції «Массив по концентрической сетке» (див. підрозд. 7.4), що застосовувалась при побудові тривимірної моделі складеного підшипника. Єдина відмінність полягає в тому, що осями, уздовж яких будуть розміщені нові елементи масиву, призначають ребра вже побудованих корпусних деталей, наприклад, ребра фланця рознімної поверхні.

Ще одна порада. Починати розміщення належить не з призначення ребер, а із застосування закладки «Выбор объектов» на панелі «Свойства», тобто з віконця, яке відкривається в нижній частині екрана монітора (інакше система чомусь не помічає об'єкти). Це добре видно на рис. 15.2, де комплект деталей підсвічено, а фантоми деталей створюваного масиву показані пунктирною лінією. Операції «Массив по концентрической сетке» можна також використовувати для кріплення кришок підшипникових вузлів до бобишок корпусних деталей.

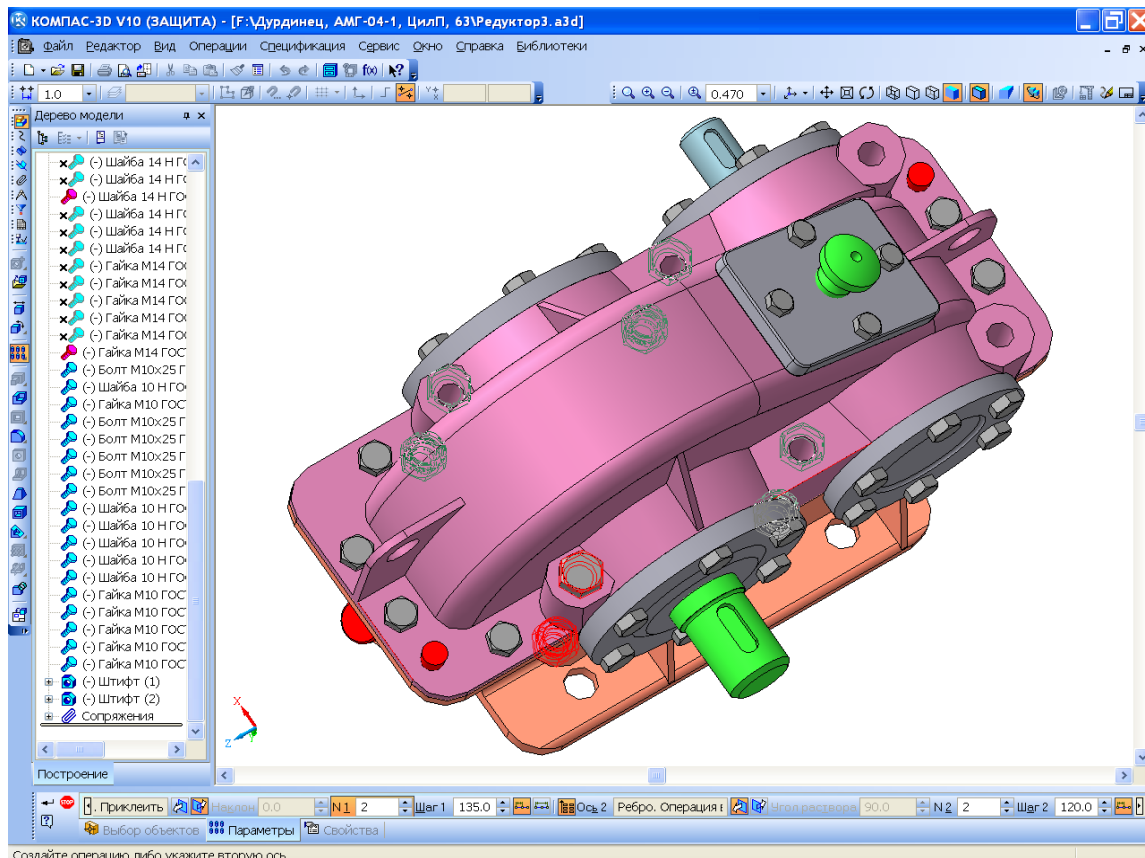


Рис. 15.2

### ***Питання для самоконтролю***

1. У якій бібліотеці програми КОМПАС розташовані зображення кріпильних елементів?
2. Які саме кріпильні елементи мають бібліотеки у своєму розпорядженні?
3. За якими видами напружень перевіряють на міцність шпонкові з'єднання?
4. Яким чином створюють отвір у фланцях кришки та корпусу редуктора під конусний штифт?







## 16. ВИКОНАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ КРЕСЛЕНИКІВ РЕДУКТОРА І ЙОГО ДРІБНИХ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ



*Мета розділу – набути навичок застосування тривимірної моделі для побудови креслеників редуктора засобами програми КОМПАС, а також для виконання розрізів і місцевих видів на креслениках в автоматичному режимі.*

Виконання розпочинають тільки після того, як повністю створено тривимірну модель редуктора в складеному вигляді, хоча й на цій стадії, виявляючи помилки, упущення чи дефекти, у тривимірні моделі деталей і складальних одиниць можна внести зміни. Оскільки система зберігає асоціативний зв'язок побудованих креслеників з тривимірними моделями, то будь-які зміни в моделях приведуть до перебудови всіх креслеників, де їх використано, але це відбувається тільки після дозволу користувача.





### 16.1. Створення креслеників

Рекомендується спочатку виконувати головний складальний кресленик редуктора в цілому, проте якщо студент не готовий до цього, то можна розпочати, наприклад, з робочого кресленика кришки підшипникового вузла.

Найпростіший спосіб побудови кресленика – натиснути кнопку  «Новый чертеж из модели» на інструментальних панелях  «Редактирование Сборки» або  «Редактирование Детали» (залежно від того, складальний це чи робочий кресленик) у програмі КОМПАС-3D. При цьому система автоматично створює новий файл типу  «Чертеж»

формату А4, куди вставляється головний вид «#Спреди» із стандартними налаштуваннями масштабу, зображенням ліній і відповідними позначеннями. Бажано відразу зберегти файл у папці курсового проекту з тим самим ім'ям, що й на файлі тривимірної моделі, але іконка файлу і його розширення будуть іншими, хоча легко впізнаними, наприклад, « Редуктор.cdw». На цьому етапі користувач може змінити будь-які налаштування і навіть вибрати інший вид на кресленику, який би хотів побудувати першим (як правило, це – головний вид). Тому перед створенням кресленика корисно зупинитися на певній назві потрібного виду у файлі тривимірної моделі. Для цього в меню  «Ориентация» на панелі «Вид», розташованій праворуч над вікном зображення моделі, треба перебрати різні стандартні ортогональні види й вибрати відповідний (кожен з них повертає модель на екрані монітора у відповідне положення), як на рис. 16.1, і вставити саме вибраний вид у кресленик. На цьому етапі головне – неодмінно змінити формат аркуша. Так, для складального кресленика редуктора це має бути формат А1 (див. розд. 1). Ось чому вибирають меню «Сервис→Параметры→Текущий чертеж→Параметры первого листа→Формат», позначаючи курсором А1 та задаючи орієнтацію «Горизонтальная» (рис. 16.2).

Іноді можна відразу побудувати всі три головні види, для чого використовують другий із запропонованих системою спосіб створення креслеників. Для цього новий файл типу

 «Чертеж» створюють у режимі «КОМПАС-График», а потім натискають кнопку  «Стандартные виды» на панелі  «Ассоциативные виды» і вибирають тривимірну модель, відповідно до якої буде виконано кресленик. Можна також створити поодинокі види, натиснувши кнопку  «Произвольный вид».

Якщо жоден із стандартних видів 3D-моделі не прийнятний для головного виду кресленика, то креслення можна розпочати з якого завгодно виду або задати його поворот, наприклад, на 90° чи 180°. У будь-якому місці кресленика (навіть за його межами) можна побудувати допоміжний вид, з якого потім зручно створювати один або кілька проєкційних видів.

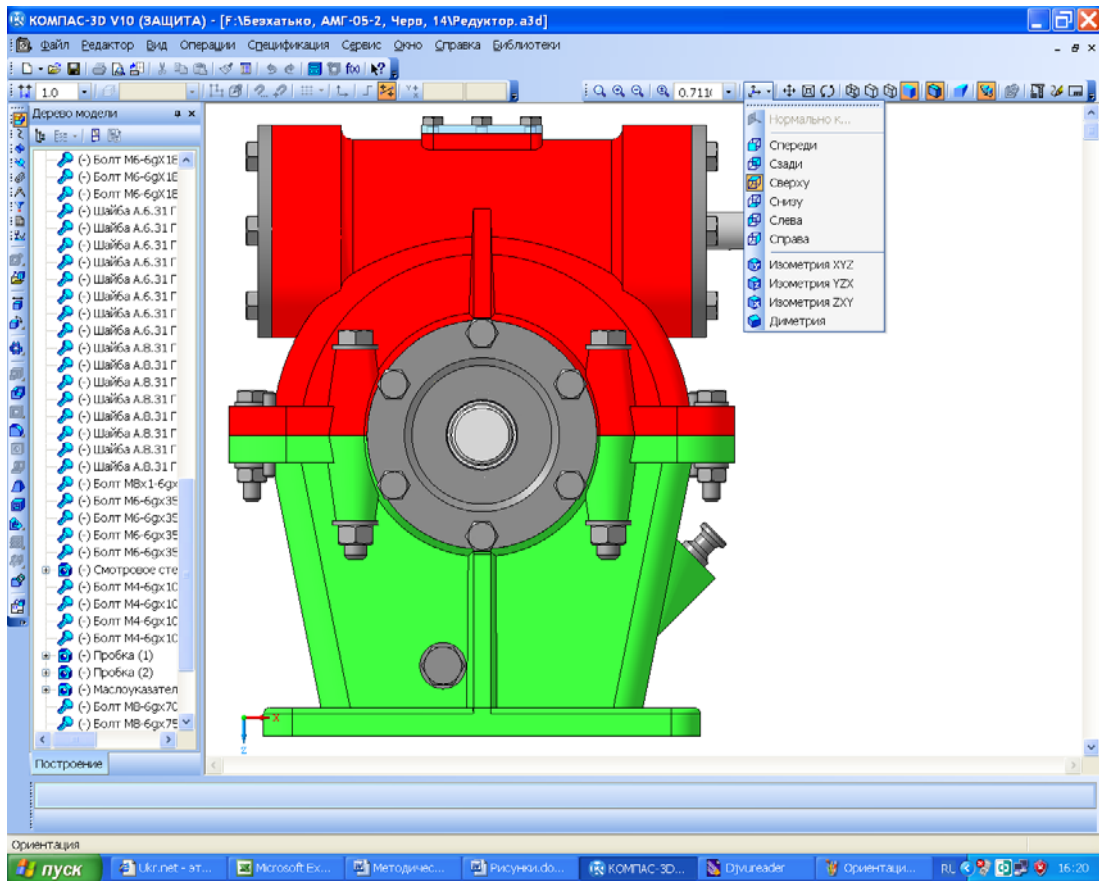


Рис. 16.1

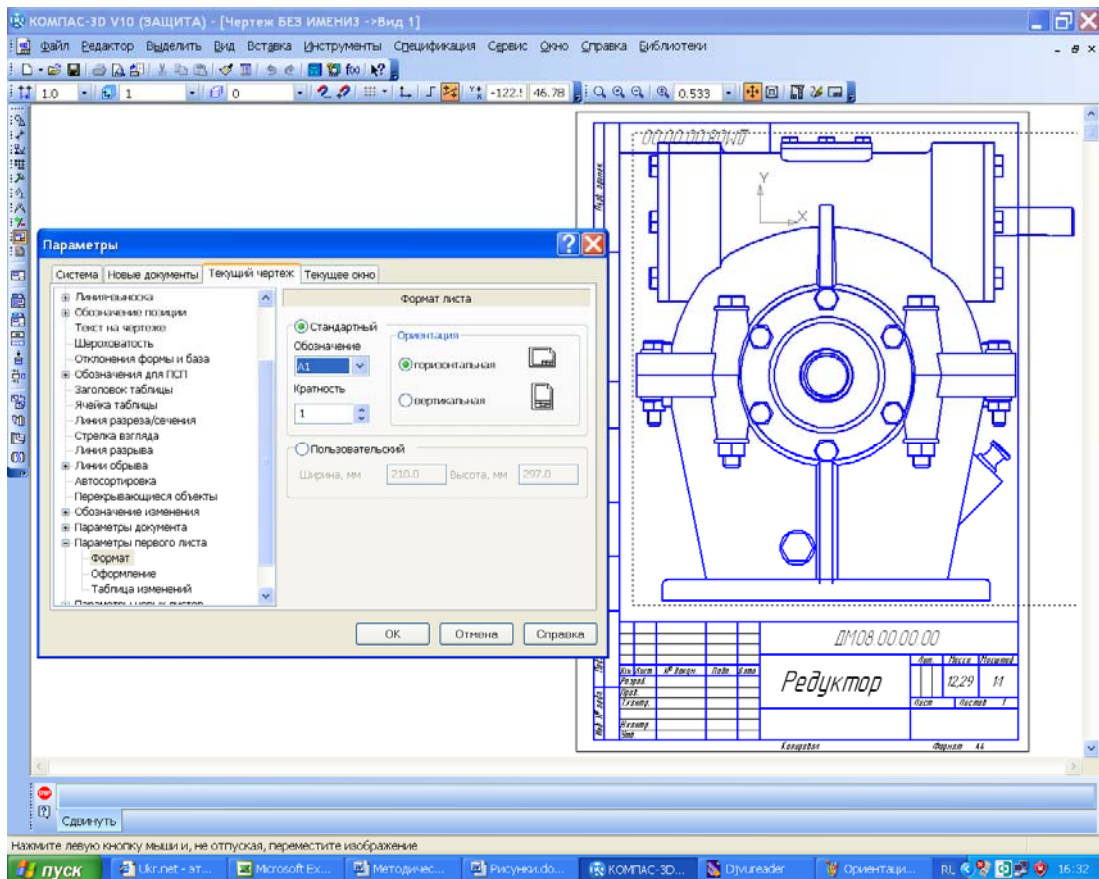


Рис. 16.2

Коли ж ця побудова виявиться зайвою, то її можна буде видалити кнопкою «Погасить» у вікні «Дерево построения», яке дуже зручно створювати в креслениках програми КОМПАС, використовуючи меню «Вид» (рис. 16.3). Щоб габаритна рамка вилученого виду не залишалася видимою, належить виконати описані нижче операції.

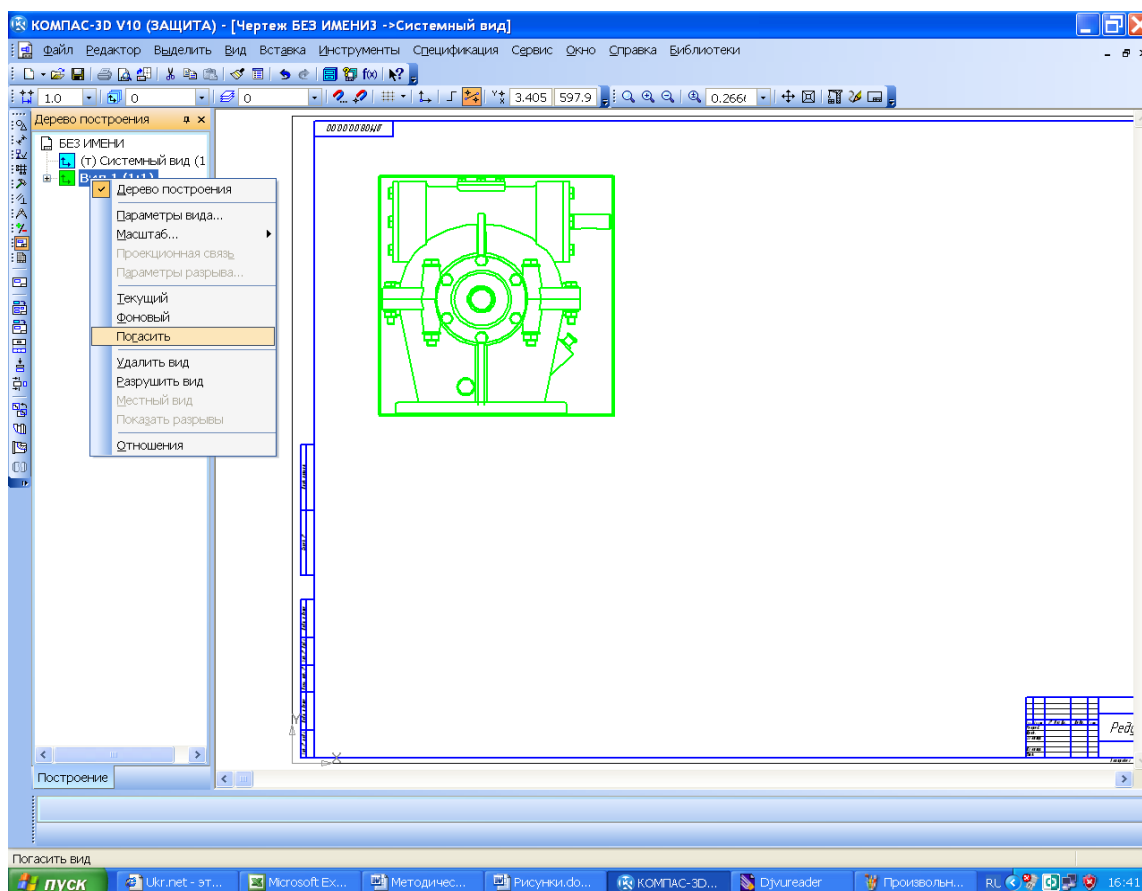


Рис. 16.3

Після виконання команд з меню «Сервис→Параметры→Система→Графический редактор→Виды» у правій частині вікна «Параметры» натиснути кнопку «Рамки выключенных видов» і відключити прапорець «Показывать» (рис. 16.4).

Побудувавши на кресленнику перший вид, слід перейти до створення решти (їх потрібно бути достатньо для розуміння будови складальної одиниці або деталі), для чого застосовують такі операції інструментальної панелі «Ассоциативные виды»: «Проекционный вид», «Вид по стрелке», або «Разрез/сечение». Часто використовують команди «Местный разрез», «Местный вид» і «Выносной элемент», що загалом не викликає труднощів, але вимагає врахування певних нюансів. Наприклад, щоб побудувати новий вид з виносним елементом, спочатку на кресленнику необхідно визначити місце, яке на виносному виді потрібно показати збільшеним і/або з великою кількістю розмірів (рис. 16.5). Для цього в меню інструментальної панелі «Обозначения» вибирають операцію «Выносной элемент», позначають на кресленнику точку центра його побудови (натиснути ліву кнопку миші), рухають курсором, щоб установити діаметр кола виносного елемента, після вибору якого натискають ліву кнопку миші, а також вибирають положення полиці з буквеним позначенням. КОМПАС автоматично їх присвоює видам (за ЄСКД), причому враховує пріоритетність кожної. Але в будь-який момент ці позначення можна змінити вручну. При цьому з'являється кругла габаритна рамка нового виду з виносним елементом і меню панелі «Свойства» в нижній частині екрана, масштаб якого встановлюють зазвичай таким чином, щоб зображення виносного елемента було більшим, ніж на початковому виді. Це роблять для зручності проставлення розмірів і знаків шорсткості поверхонь.

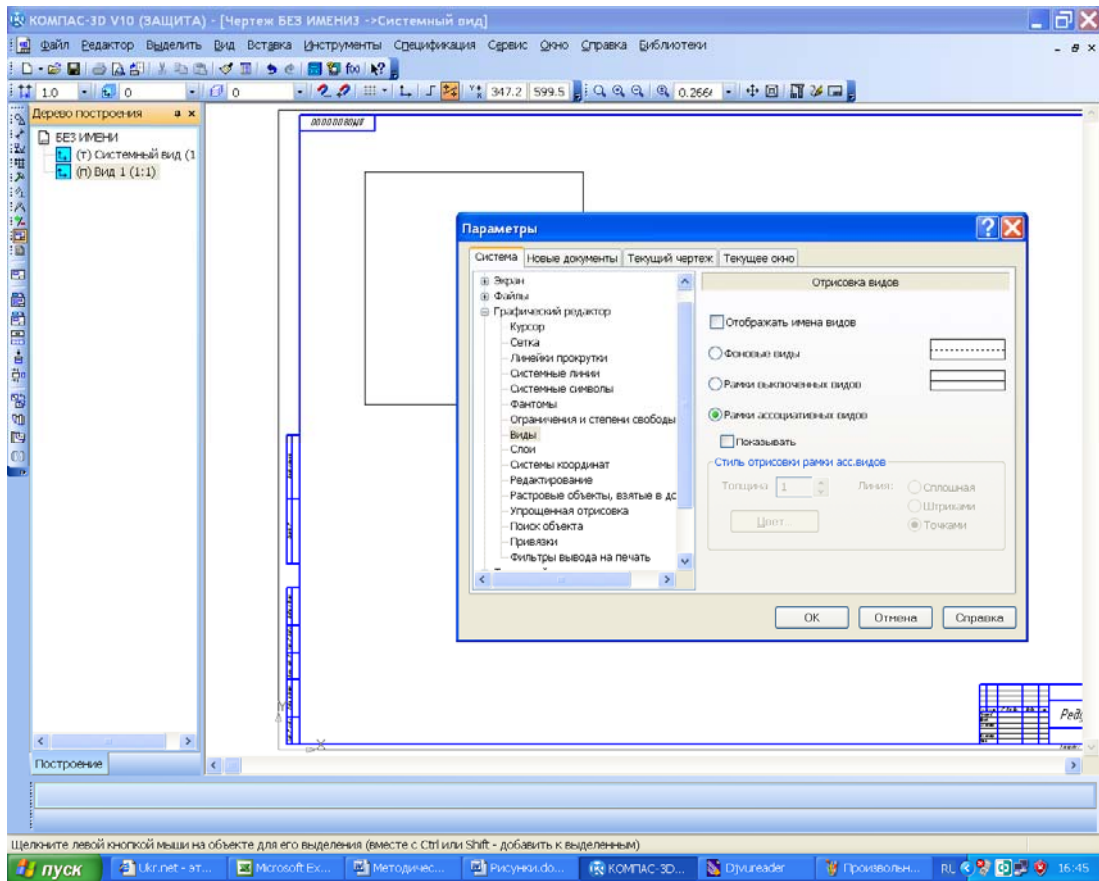


Рис. 16.4

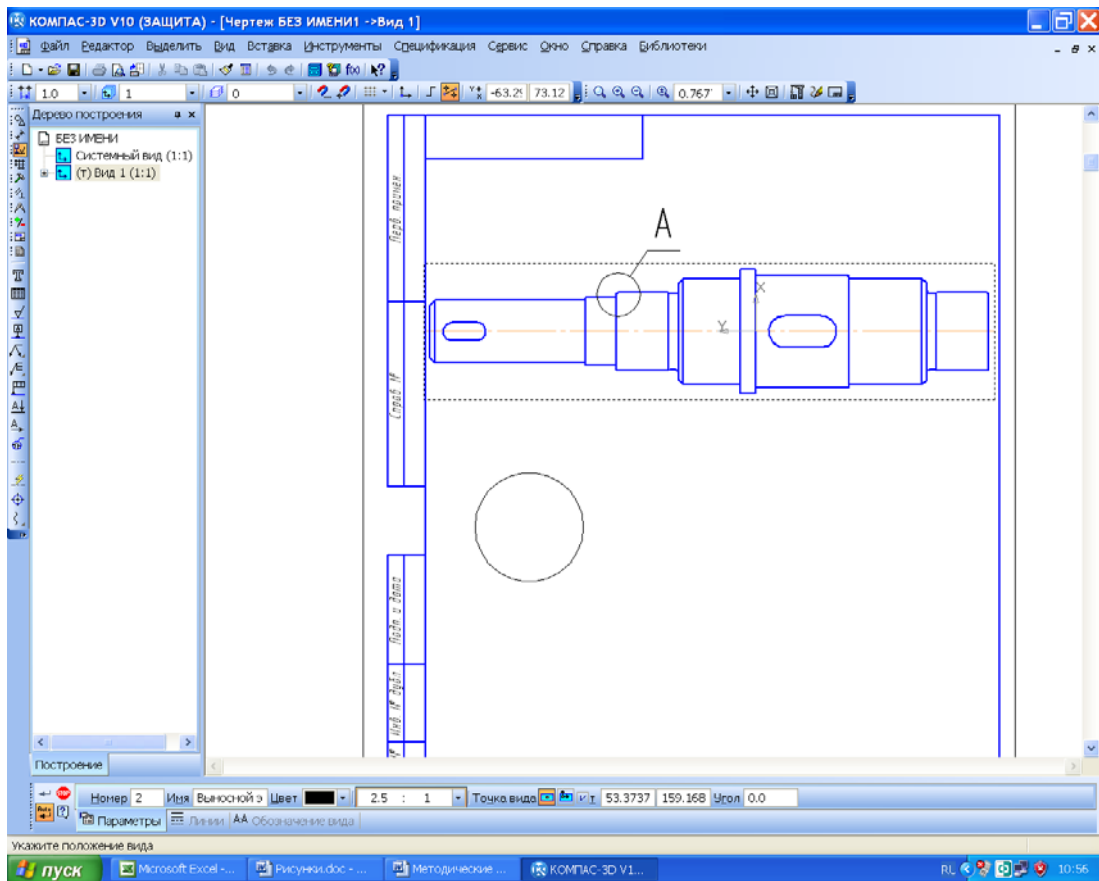














Рис. 16.5

Вид з виносним елементом можна побудувати також з панелі інструментів  «Ассоциативные виды», використовуючи команду  «Выносной элемент». Так роблять тоді, коли новий вид з виносним елементом чомусь не був побудований відразу після нанесення позначки  «Выносной элемент» в потрібній точці основного виду.

Щоб виконати команду  «Местный разрез», в потрібному місці вже побудованого виду (де має бути розріз), необхідно накреслити за допомогою меню  «Геометрия» основною лінією замкнену фігуру, відповідно до наявних в меню, наприклад,  «Эллипс»,  «Многоугольник», що стає можливим після введення команди  «Преобразовать в NURBS» з меню «Редактор» або з інструментальної панелі  «Редактирование» (спочатку натиснути на кнопку, а потім – на замкнену основну лінію). Отже, замкнена фігура стає доступною для зміни положення кутів і довжини сторін. Можна також провести майже замкнену лінію (команда  «Кривая Безье»), а для її автоматичного замикання натиснути кнопку  «Режим» в меню «Панель свойств» (рис. 16.6). Після цього натискають кнопку  «Местный разрез» і, керуючись підказками системи, спочатку вказують курсором на замкнену криву і натискають ліву кнопку миші, а потім на будь-якому іншому виді визначають положення січної площини (встановити допоміжну пряму, яка автоматично з'являється на екрані монітора, в потрібне положення, використовуючи функцію «Привязки», і знову натиснути ліву кнопку миші), як на рис. 16.7. Замкнена основна лінія зникне, а на її місці буде мати виконане відповідно до ЄСКД зображення місцевого розрізу деталі.

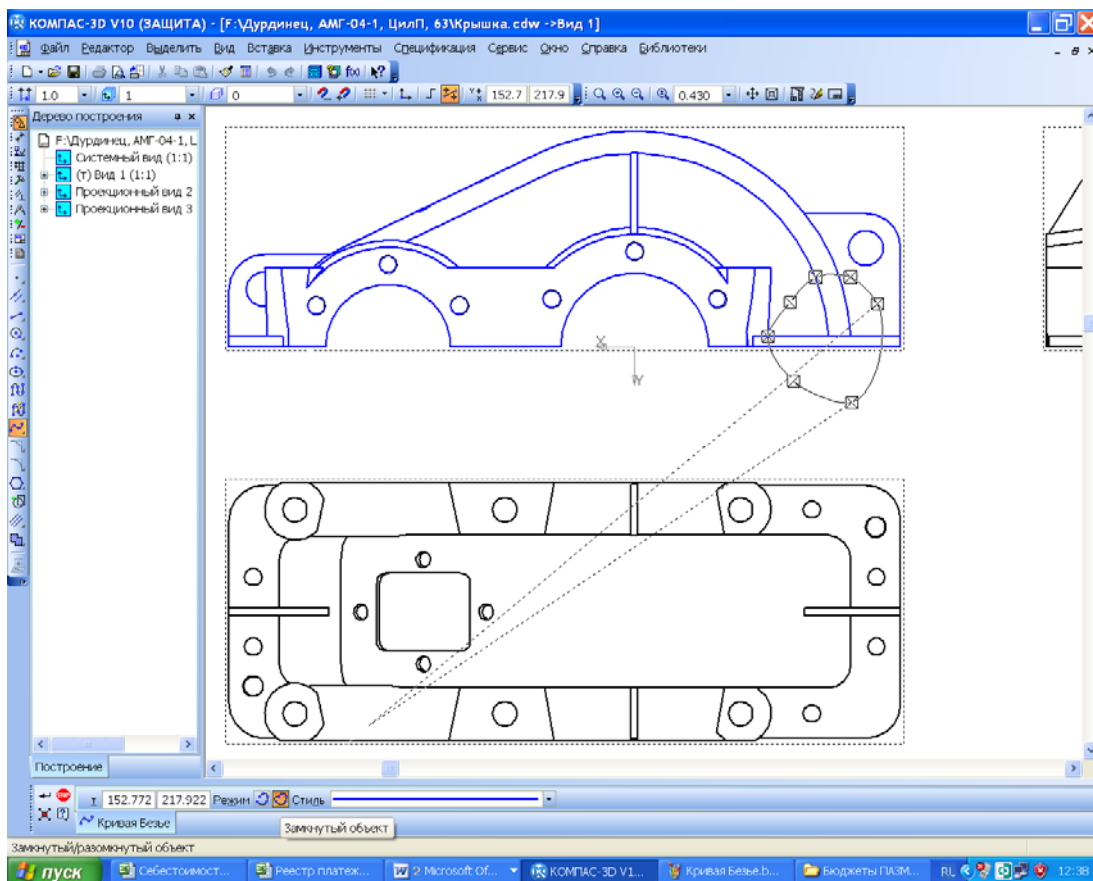









Рис. 16.6

Побудова місцевого виду аналогічна до описаної вище, достатньо тільки натиснути кнопкою миші в місці замкненої кривої після активізації команди  «Местный вид» (рис. 16.8). Для використання команд  «Вид по стрелке» або  «Разрез/сечение», як і команди  «Выносной элемент», досить встановити з меню  «Обозначения» відповідні позначки  або  на активному виді, в ньому основні лінії позначено синім кольором, а на неактивному – чорним).

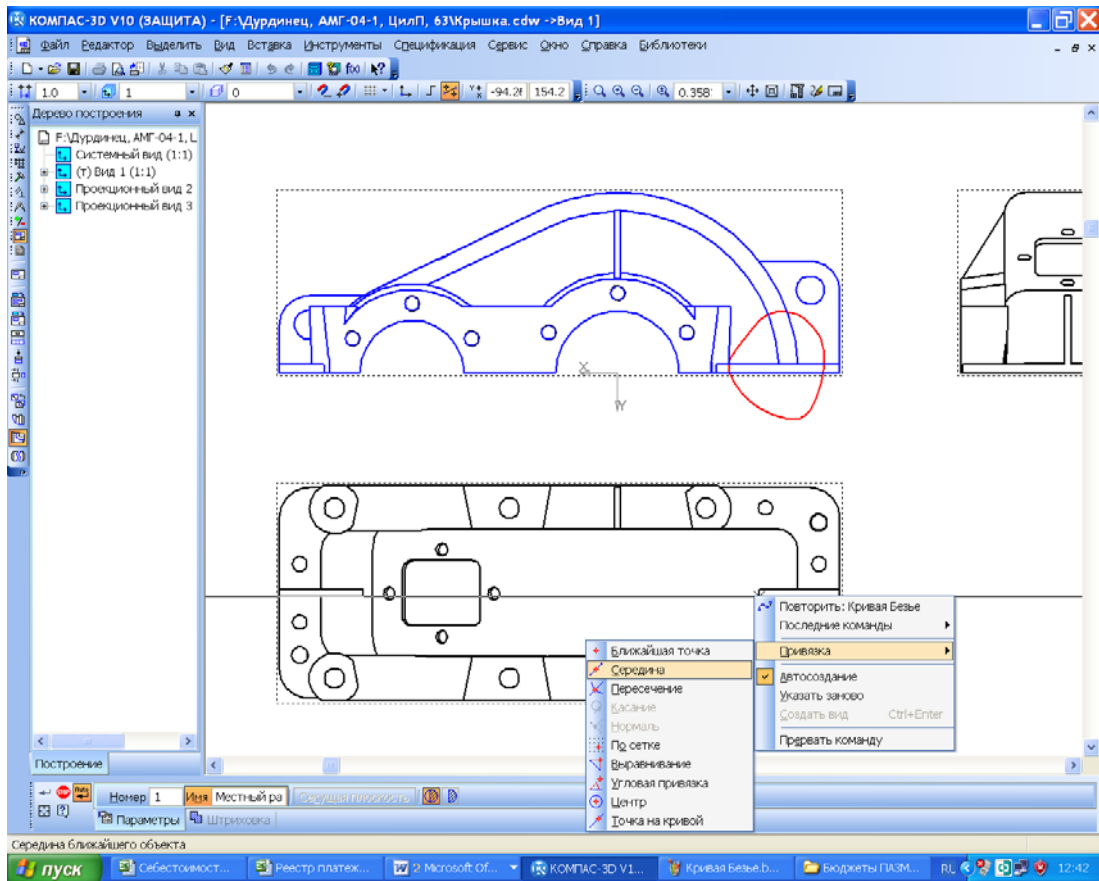


Рис. 16.7

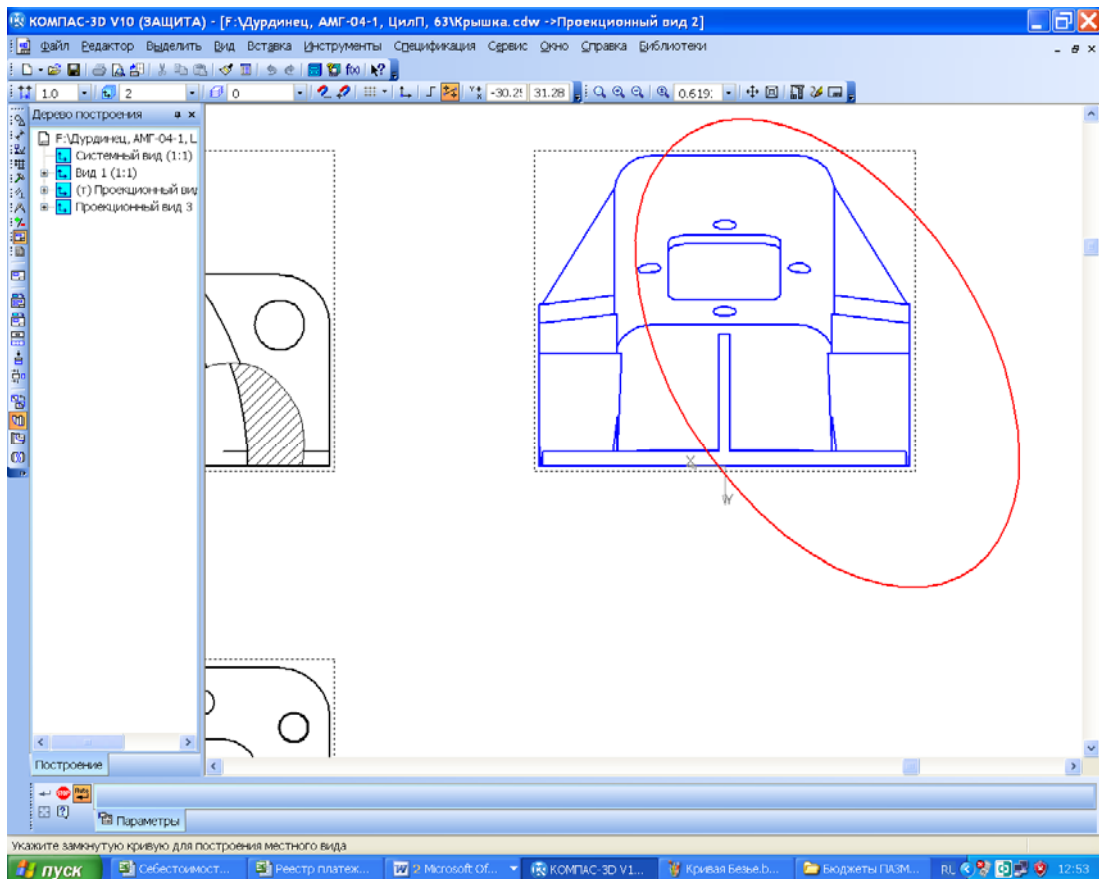



Рис. 16.8

Далі програма відразу зобразить прямокутну рамку побудованого виду, яку потрібно лише зафіксувати курсором на вільному місці кресленника (рис. 16.9). Якщо вид не повинен бути проєкційним, то кнопку  «Проекционная связь» на панелі «Свойства» не залишають підсвіченою, натискаючи на неї.

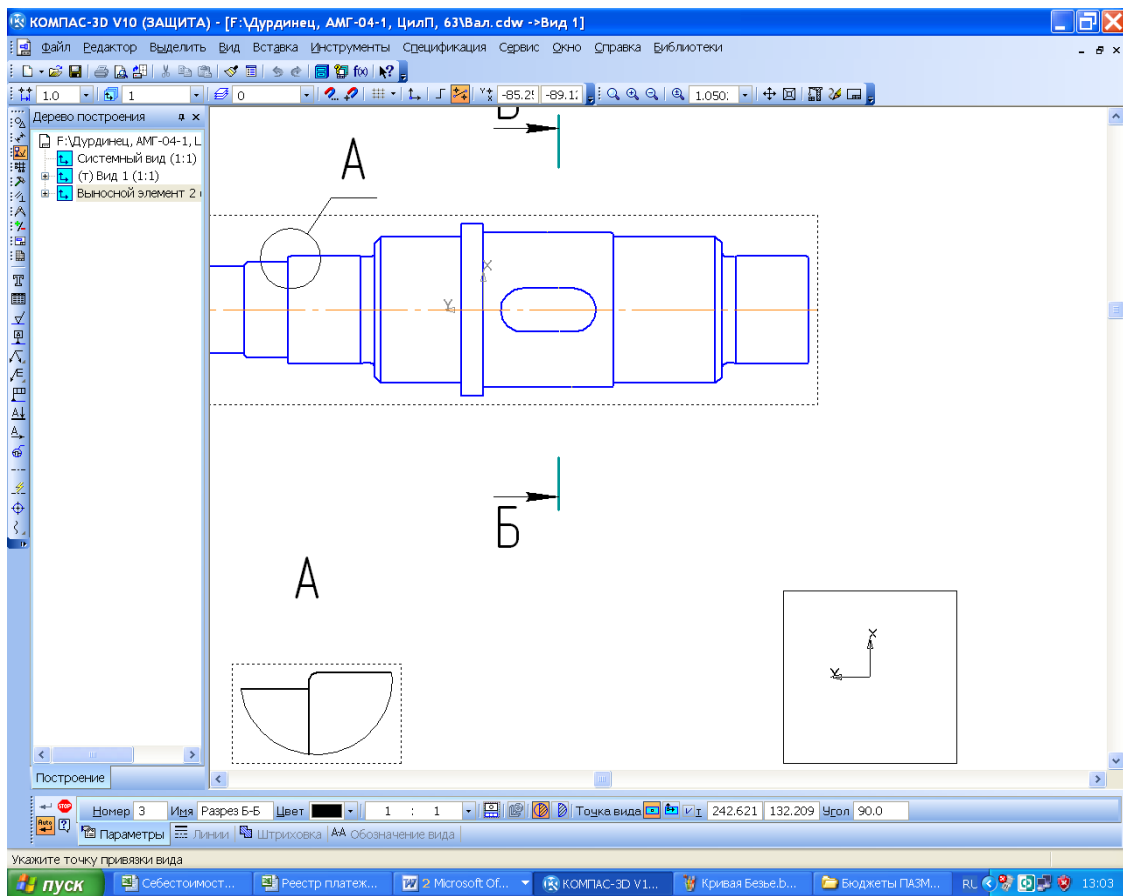




Рис. 16.9

Коли позначення видів, розрізів, перерізів, виносних елементів були виконані, але побудувати відповідні види не вдалося, то це можна зробити будь-коли (про це йшлося вище), скориставшись командами з інструментальної панелі  «Ассоциативные виды», як і відрегулювати вже побудовані. Зображення видів мають бути рівномірно розподілені на площині кресленника, а над основним написом (штампом) належить виділити вільне місце для списку технічних вимог і таблиці з основними характеристиками редуктора (потужність, передавальне число, частота обертання вхідного і вихідного валів, міжосьова відстань, модуль зубчастого зачеплення, тип використовуваного мастила). Коли необхідна кількість видів не вміщується на одному аркуші, то можна додати ще один, який матиме основний напис за ДСТУ 2.104-2006 (форма другого і подальших аркушів). Для цього в меню «Вставка» вибирають рядок  «Лист». Розміри цього аркуша встановлюються такі самі, як і для першого, але їх вибирають з меню «Параметры новых листов», аналогічно до описуваного вище алгоритму стосовно меню «Первый лист». Позначення кресленника і номер кожного наступного аркуша програма виконує автоматично. Нові види можна будувати на додаткових аркушах, використовуючи ті, що вже є на першому або інших аркушах файлу кресленника. Усі циліндричні й сферичні, а також симетричні деталі подібної форми повинні мати осьові лінії.

Відповідно до ДСТУ 2.315 передбачається спрощене й умовне зображення кріпильних деталей на складальних кресленниках, програма надає таку можливість за умови попередньої зміни деяких налаштувань. Оскільки зазначений стандарт також допускає повне (без спрощень та умовних зображень) подання кріпильних деталей, то при виконанні курсового проекту належить цього дотримуватись.

## 16.2. Нанесення розмірів і створення списку технічних умов на кресленнику

Після побудови основних і допоміжних видів складального кресленника проставляють розміри із застосуванням операцій інструментальної панелі «Размеры». На складальних кресленниках має бути п'ять основних типів розмірів, а саме:

- складальні – для правильного формування складальної одиниці;
- приєднувальні, за якими складальну одиницю компонують із суміжними вузлами в машині;
- установлювальні, орієнтуючись на які складальну одиницю монтують на основу або раму машини;
- габаритні (найбільші в трьох площинах);
- транспортувальні, керуючись якими складальну одиницю стропують для переміщення по цеху за допомогою вантажопідйомних пристроїв, упаковують у тару, навантажують на транспортний засіб для перевезення і кріплять на ньому.

Перший тип розмірів обов'язково повинен мати буквено-числове позначення посадки (див. рядок панелі «Квалитет») за ЄСКД, а два наступних подаються у вигляді допусків, що записуються, як це показано на рис. 16.10 (позначення посадки вводиться вручну в клітинку «Текст после» з використанням вбудованого текстового редактора системи). Можуть бути й інші розміри, що вживають для довідки і, як правило, вони позначені зірочкою (\*). Розміри, які контролюються при одночасній механічній обробці кількох спряжених між собою деталей (наприклад, отвори для встановлення підшипників у корпусі та на кришці редуктора) найчастіше позначають у квадратних дужках, тобто,  $[\varnothing 35]$ . Розміри ліній, стрілок і шрифтів розмірних написів програма встановлює за умовчужанням відповідно до ЄСКД, а користувач повинен тільки раціонально розмістити їх на виді й рівномірно розподілити серед усіх видів кресленника. Кожен розмір на кресленник наноситься тільки один раз. Розміри одного елемента бажано проставляти на одному виді.

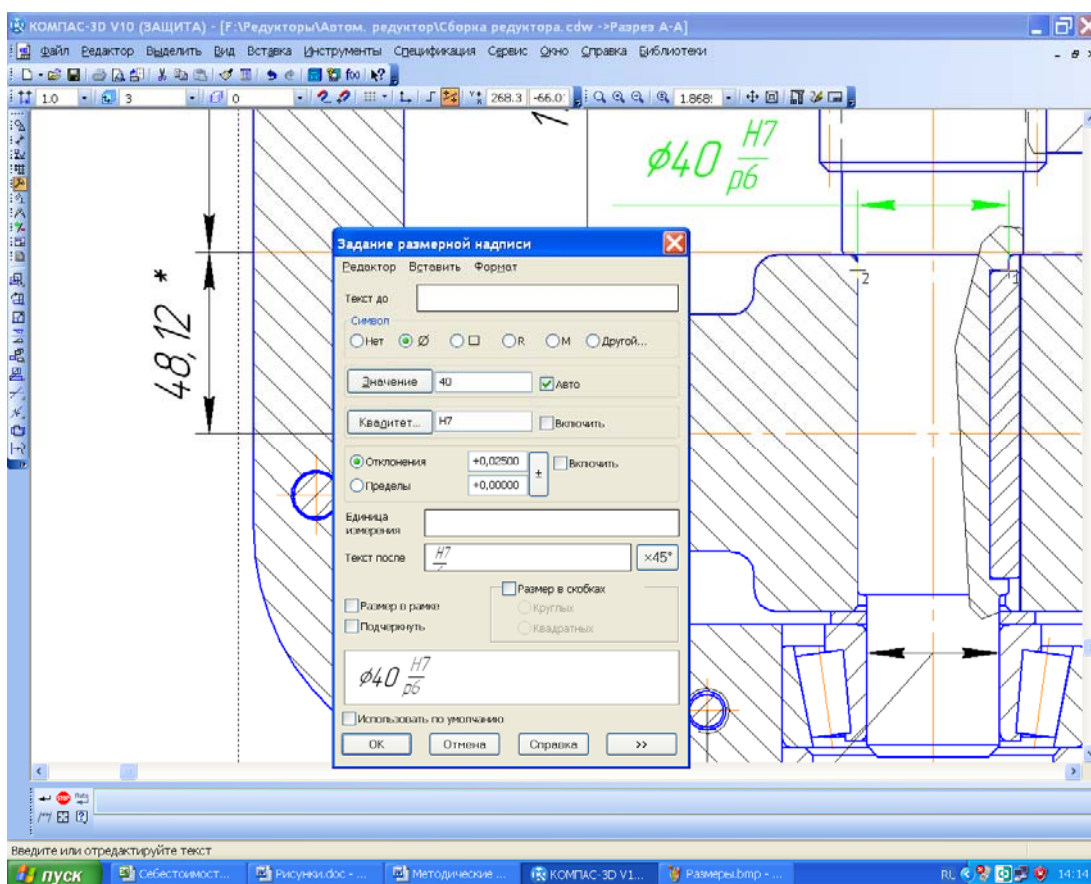


Рис. 16.10




### 16.2.1. Вибір допусків у розмірах спряжень деталей

Під час виготовлення деталей допуски їхніх розмірів розраховуються з огляду на обов'язковий взаємний збіг при складанні цих деталей, а також враховують вимоги до точності такого збігу, а в деяких випадках ще й до потрібної міцності їх взаємної фіксації.

Найбільш поширений спосіб фіксації зубчастого колеса на валу – використання призматичних шпонок. Традиційно використовують посадки коліс з натягом  $H7/p6$  або  $H7/r6$ , а при реверсивній роботі редуктора –  $H7/s6$ . Посадкові поверхні валів під колеса й підшипники часто шліфують, тому перед упорним буртиком роблять канавку для виходу інструмента (шліфувального круга). Допуск на ширину шпонки встановлюють  $h9$ , на ширину шпонкового паза вала –  $p9$ , а на отвори в колесі –  $Js9$ .

Посадки на вал під внутрішнє кільце підшипника встановлюють залежно від виду й характеру навантаження. Стало нормою приймати допуски  $k6$ ,  $m6$ ,  $n6$ , що гарантують необхідну силу натягу деталей. Зовнішнє нерухоме кільце підшипників установлюють в отвори корпусних деталей за допуском  $H6$ ,  $H7$  або  $Js6$ ,  $Js8$  для можливості його переміщення при регулюванні зубчастого зачеплення. Посадку підшипника (внутрішнє або зовнішнє кільце) на складальному кресленнику позначають тільки у вигляді допуску на розміри з'єднаних з ним деталей (валів, корпусів).

### 16.2.2. Уведення списку технічних вимог до складальних і робочих креслеників

Список технічних вимог уводиться на поле кресленника і переміщається по ньому за допомогою команди «Технические требования→Ввод» або «Размещение» з меню «Вставка». У технічних вимогах обов'язково треба пояснювати всі умовні позначення на кресленнику (наприклад, зірочки і розміри в квадратних дужках), невідображені допуски розмірів, спосіб виконання деяких операцій з виготовлення або складання, а також застосування спеціальних матеріалів або дій під час експлуатації складальної одиниці. Формуючи текст технічних умов, треба користуватися текстовими шаблонами, меню яких викликається натисненням на кнопку  «Текстовый шаблон».

### 16.3. Заповнення основного напису складального кресленника

В останню чергу заповнюють основний напис (штамп) складального кресленника, навівши на нього курсор і двічі клацнувши лівою кнопкою миші. Масштаб аркуша у відповідній графі основного напису автоматично буде встановлено відповідно до вибраного при створенні першого виду. У разі потреби його корегують уручну. Уручну також заповнюють графи «Разраб.» та «Пров.», записуючи туди прізвища (без ініціалів) студента і викладача відповідно. У праве нижнє поле вносять назву вузу й шифр навчальної групи студента – виконавця курсового проекту. Верхня права графа містить позначення кресленника, але ця інформація автоматично передається з файла тривимірної моделі деталі. У лівій графі «Лит.» ставлять шифрувальну літеру документа «Е» (ескізний проект) за ДСТУ 2.103. Поточну дату заповнення основного напису автоматично вносить програма після подвійного клацання кнопкою миші у відповідній клітинці штампа.

Для складальних креслеників обов'язково в кінці позначення (графі «Позначення документа») вставляють скорочення «СБ», а в графі «Наименование изделия» після назви деталі додають фразу «Сборочный чертеж». Для цього потрібно клацнути правою клавішею миші в будь-якому місці штампа (коли це ще не було зроблено), щоб перейти в режим його редагування й натиснути на праву кнопку миші, викликавши контекстне меню, з якого вибрати команду «Вставить код и наименование». У довіднику «Коды и наименования» відкрити розділ «Чертежи», знайти рядок «Сборочный чертеж» і натиснути кнопку «ОК» (рис. 16.11). В основний напис кресленника будуть додані назва і код документа. Потім натиснуть кнопки «Создать объект» і «Перестроить».

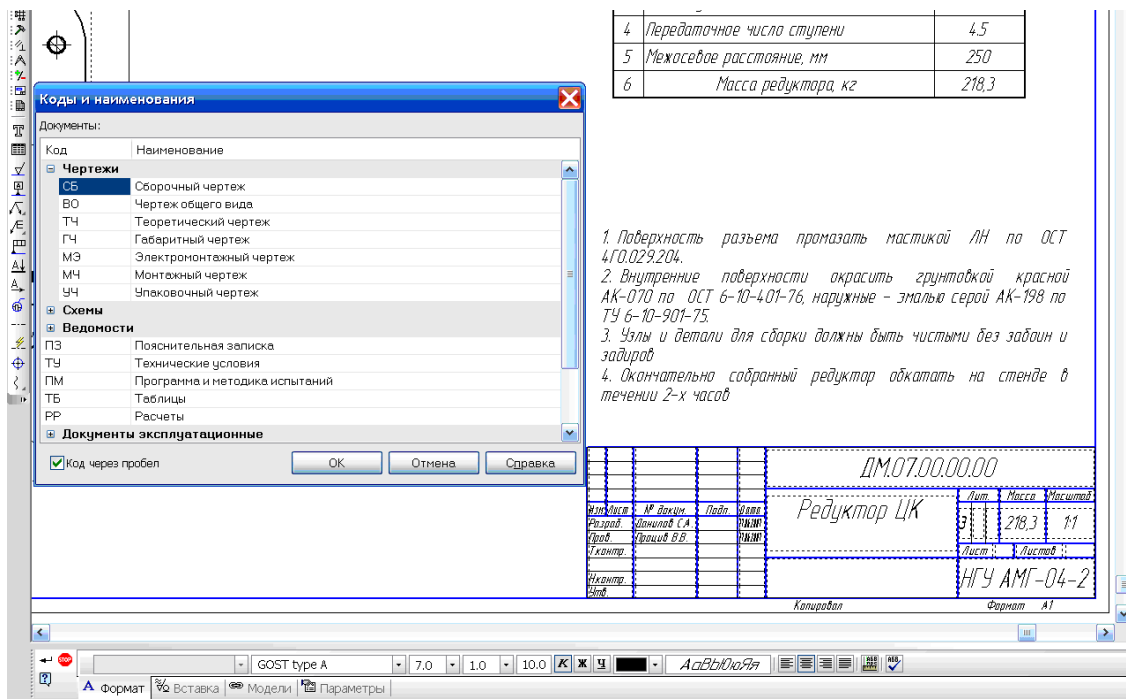


Рис. 16.11

#### 16.4. Рекомендації до застосування мастила для редуктора

На одному з видів (звичайно на головному) складального кресленика редуктора потрібно позначити верхній і нижній рівні мастила, а в таблиці з технічними характеристиками редуктора – тип використовуваного мастила.

Зазвичай у редукторах застосовують картерний принцип змащування зубчастої передачі. Рідке мастило заливають у нижню корпусну деталь (корпус), а одне або кілька зубчастих коліс редуктора, обертаючись, розбризкують його всередині редуктора, утворюючи масляний туман. Краплі масла осідають на взаємодіючі поверхні, завдяки чому зменшується тертя й деталі охолоджуються. Такий спосіб змащення ефективний, якщо колова швидкість зубців більшого зубчастого колеса не перевищує 12 м/с.

Залежно від величини напружень, що виникають у зоні контакту циліндричних і конічних зубчастих коліс, в'язкість мастила має бути різною. Рекомендоване значення цього параметра наведено в таблиці.

Рекомендована кінематична в'язкість,  $\times 10^6$  мм<sup>2</sup>/с



Величина контактних напружень $\sigma_H$ , МПа	Колова швидкість, м/с		
	До 2	Від 2 до 5	Понад 5
До 600	34	28	22
Від 600 до 1000	60	50	40

Зазвичай для змащення деталей циліндричних і конічних редукторів застосовують індустріальні мастила марок І-20а, І-30а, І-40, І-50 та І-60. Підходять також масла марок І-Г-С-32, І-Г-С-46, І-Г-С-68 та І-Г-С-100.

Для змащування черв'ячних редукторів найчастіше використовують авіаційне мастило МС-20, кінематична в'язкість якого дорівнює  $20,5 \cdot 10^6$  мм<sup>2</sup>/с.

Загальна кількість мастила в редукторі повинна бути не меншою від 0,5 л на один кіловат потужності редуктора. Рівень змащення зануренням колеса установлюється від  $m$  (нижній) до  $0,25 d_2$  (верхній).




## 16.5. Розстановка позицій складальних одиниць і деталей



На складальних креслениках розставляють позиції складальних одиниць і деталей. Це можна зробити одразу, використовуючи команду  «Обозначение позиций» в меню інструментальної панелі  «Обозначения», але краще виконати цю процедуру після формування специфікації до складальної одиниці, правила заповнення якої описані нижче (див. розд. 18). При цьому обов'язково належить зберегти файл!

### *Питання для самоконтролю*

- 1. Розміри яких основних типів треба проставляти на складальних креслениках?*
- 2. За допомогою якої операції виконують місцевий розріз на кресленнику?*
- 3. Чи повинні розміри на складальних креслениках містити допуски на виготовлення деталей?*
- 4. Які способи змащування зубчастих зачеплень використовують у редукторах?*
- 5. На якій стадії виготовлення конструкторської документації доцільно проставляти позиції деталей та дрібних складальних одиниць редуктора?*



мінно повинен міститися значок діаметра  $\varnothing$ , а перед параметром  «Радиальный размер» – латинська буква *R*. Користуючись інструментом  «Угловые размеры», належить величини виражати в градусах, мінутах і секундах, хоча таку градацію система робить за умовчанням автоматично і це можна змінити. Якщо поряд з розміром необхідно подати додаткові вказівки, то їх вводять у падаючому вікні справа, яке відкривається натисненням кнопки  (рис. 17.1).

На робочому кресленнику спеціальним знаком за ДСТУ 2.309-93 (із зміною № 3), користуючись командою  «Шероховатость», з інструментальної панелі  «Обозначения» обов'язково позначають величини шорсткості основних оброблюваних поверхонь, а в правому верхньому кутку креслення має стояти знак неозначеної шорсткості (рис. 17.2). Його вводять з меню «Неуказанная шероховатость»  $\rightarrow$  Ввод», як правило, редагувати її розташування на кресленні не потрібно.

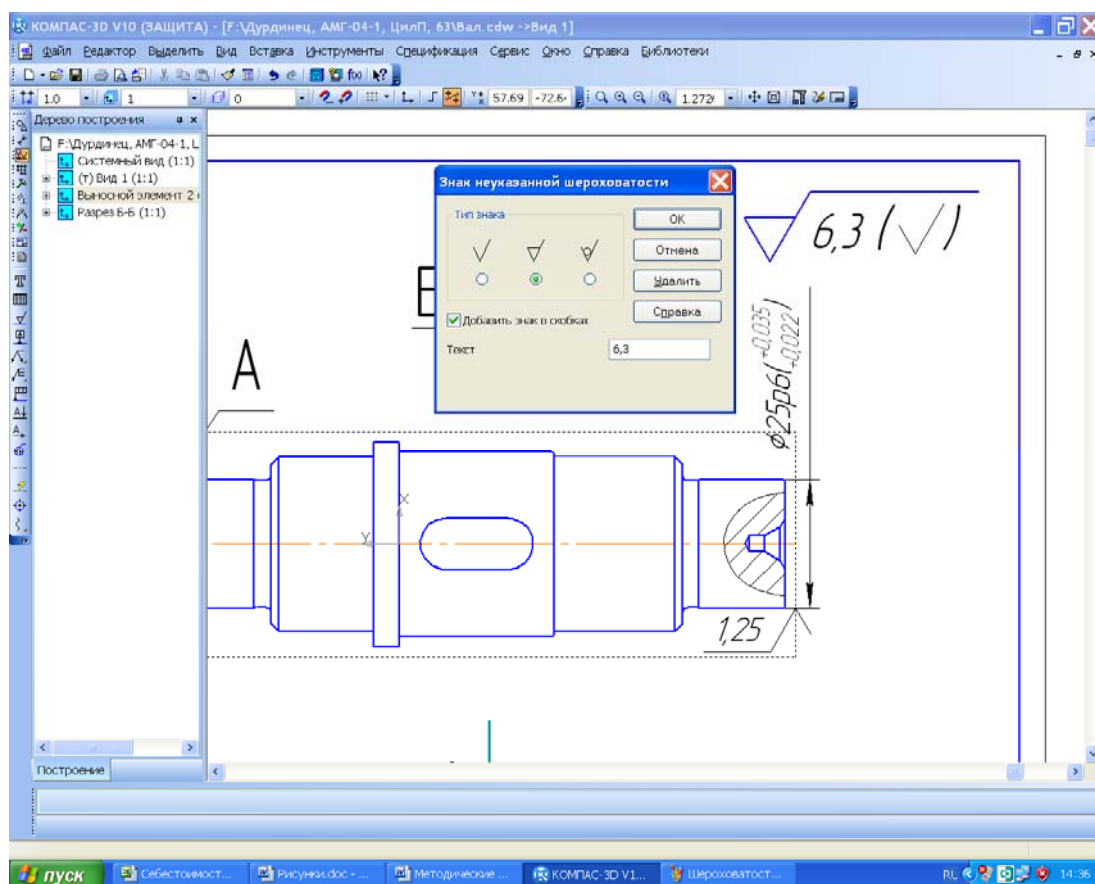







Рис. 17.2

По-третє, дуже часто робочий кресленник містить знаки, які вводять з меню  «Допуск формы» на панелі  «Обозначения». У цієї команди є власне підменю для формування й заповнення таблиці допуску форми, а також її прив'язки до контурів деталі. Цілком помітним виявляється самостійне опанування методики складання й заповнення її клітинок (рис. 17.3). Позначення  «База» з тієї самої інструментальної панелі мають бути розміщені на осях чи поверхнях, якщо існують посилання на допуски форми або технічні умови, і бажано робити це до введення таблиць з меню  «Допуск формы». Тоді зручно користуватися командою  «Таблица» на панелі інструментів «Свойства», розміщеній у нижній частині екрана, виконання цієї команди відбувається в напівавтоматичному режимі.

По – четверте, нижня середня графа основного напису (штампа) в обов'язковому порядку повинна містити відомості про матеріал, з якого виготовлятиметься деталь, але ця інформація автоматично передається з файла тривимірної моделі деталі.

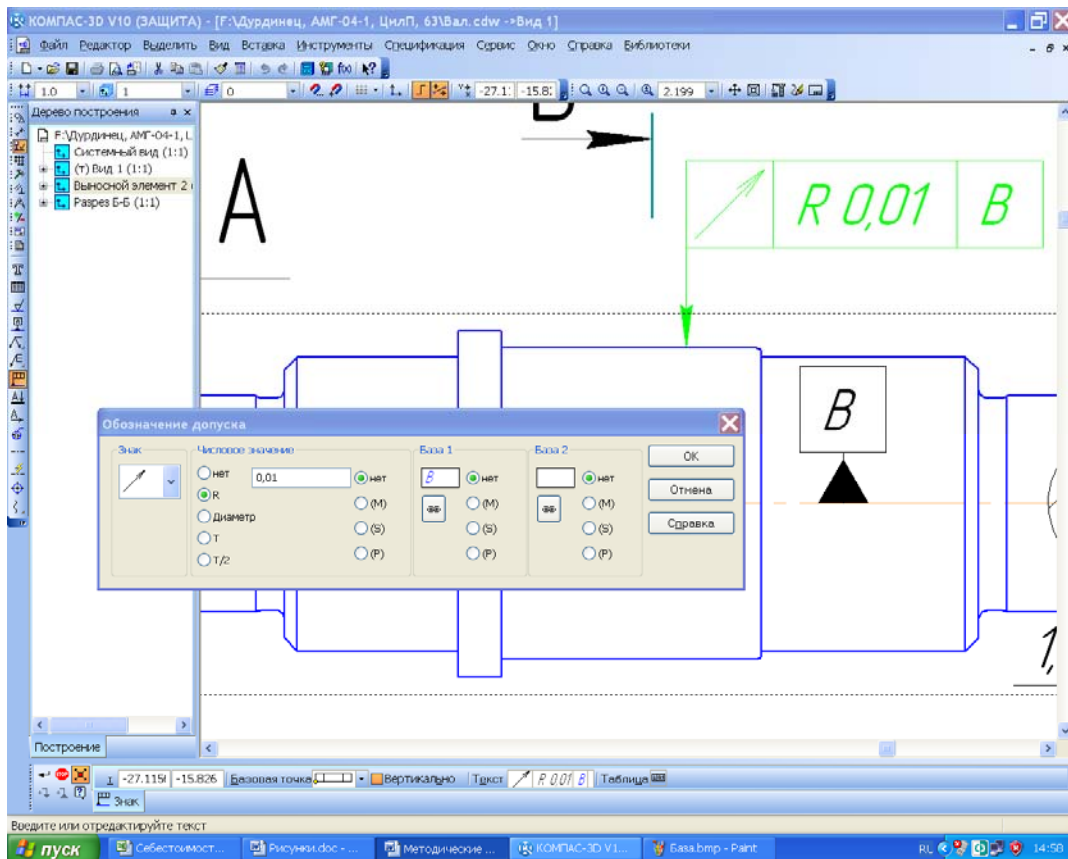


Рис. 17.3

## 17.2. Розрахунок допусків форми і розташування поверхонь деталей

Допуски щодо дотримання форми деталей, розташування їхньої поверхні значною мірою залежать від розміру кожної й величини допуску на розмір [4, т. 1, с. 414]. Знак умовного зображення допуску форми завжди розміщують у лівій клітинці таблиці «Допуск форми». У наступній клітинці (найімовірніше середній) записують числове значення допуску (мм). У правій клітинці (якщо є потреба) розміщують буквене позначення бази (осі або поверхні), стосовно якої задано допуск. Стосовно валів і шпонкових отворів варіанти визначення деяких допусків форми й розташування поверхонь наведено в табл. 17.1.

Таблица 17.1

Розрахунок значення допуску форми деталей

Умовне зображення	Найменування допуску	Вираз для розрахунку або посилання на джерело
	Циліндричність	$0,3t$ , де $t$ – допуск за якітетом із табл. 17.2
	Співвісність циліндричної поверхні під підшипник	З табл. 17.3, ступінь точності допуску вибирають залежно від групи підшипника (для I групи 7-й ступінь, для II – 6-й, а для III – 5-й)
	Співвісність циліндричної поверхні під зубчасте колесо	З табл. 17.3
	Співвісність циліндричної поверхні вихідного кінця вала	$48/n_i$ , якщо $n_i \geq 1000 \text{ хв}^{-1}$

Закінчення табл. 17.1

Умовне зображення	Найменування допуску	Вираз для розрахунку або посилання на джерело
	Неперпендикулярність буртика циліндричної поверхні під підшипник	З табл. 17.4: ступінь точності допуску вибирають залежно від групи підшипника (для I групи – 8-й ступінь, для II – 7-й, а для III – 6-й)
	Неперпендикулярність буртика циліндричної поверхні під зубчасте колесо	Якщо $l_{зк}/d_{зк} < 0,8$ (з таблиці 17.4)
	Радіальне биття	$48/n$ , якщо $n \geq 1000$ $\text{хв}^{-1}$
	Паралельність стінок шпонкового паза	$0,6t_{ш}$ , де $t_{ш}$ – допуск ширини шпонкового паза

Ступінь точності співвісності й перпендикулярності для циліндричної поверхні під зубчасте колесо можна приблизно приймати на рівні ступеня точності зубчастої передачі.

Таблиця 17.2

Величини допусків розмірів за якітетом, мкм

Інтервал розміру деталі, мм	Квалітет														
	3	4	5	6	7	8	9	10	II	12	13	14	15	16	17
3...6	2	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	430	750	1200
6...10	2	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
10...18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
18...30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
30...50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
50...80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
80...120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
120...180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
180...250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
250...315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
315...400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
400...500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Таблиця 17.3

Величини допусків за ступенем точності співвісності, мкм

Інтервал розміру деталі, мм	Ступінь точності співвісності				
	5	6	7	8	9
18...30	10	16	25	40	60
30...50	12	20	30	50	80
50...120	16	25	40	60	100
120...250	20	30	50	80	120
250...400	25	40	60	100	160

Величини допусків за ступенем точності перпендикулярності, мкм

Інтервал розміру деталі, мм	Ступінь точності перпендикулярності				
	5	6	7	8	9
16...25	4	6	10	16	25
25...40	5	8	12	20	30
40...63	6	10	16	25	40
63...100	8	12	20	30	50
100...160	10	16	25	40	80
160...250	13	20	32	50	90
250...400	16	25	40	60	100

**Питання для самоконтролю**

1. Розміри яких основних типів слід проставляти на робочих креслениках?
2. За допомогою якої операції виконують виносний елемент на кресленнику?
3. Чи повинні розміри на робочих креслениках мати допуски на виготовлення складальної одиниці?
4. Які допуски стосовно форми деталі позначають на робочих креслениках?
5. Яким чином встановлюють шорсткість поверхні деталі, на кресленнику якої не стоїть відповідний знак?















## 18. СТВОРЕННЯ СПЕЦИФІКАЦІЇ РЕДУКТОРА І СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ

*Мета розділу – набути навичок складання специфікації до складальних одиниць у програмі КОМПАС, застосовуючи ручний та напівавтоматичний режими.*

На цій стадії виконання проекту структура складання редуктора та його складальних одиниць уже зрозуміла, вона відображена в дереві їх побудови і може бути взята за основу при формуванні специфікацій. Специфікація – первинний конструкторський документ, тому в першому її розділі **«Документация»** треба перерахувати решту конструкторських документів (складальний кресленик і пояснювальна записка, інструкція користувача, інструкція з технічного обслуговування та ін.), які з’являються одночасно з виготовленням машини або агрегата. Кожна специфікація хоча й може являти собою кілька аркушів, але відноситься тільки до однієї складальної одиниці. У програмі КОМПАС є декілька можливостей для створення специфікації до складеного редуктора. Її можна виконати в напівавтоматичному режимі з тривимірної моделі складальної одиниці і тривимірних моделей, що входять у цю одиницю (наприклад, деталей та проміжних складальних одиниць), а також, базуючись на складальному кресленнику. Цю процедуру досить детально описано інструкції **«Азбука КОМПАСа»** до програми – **«№ 9. Создание спецификаций»**, яка надходить у комплекті до програмного забезпечення, і студент може самостійно її вивчити. Даний спосіб дуже зручний і формувати специфікації бажано саме таким чином.

Найбільш простим вважається ручний спосіб складання специфікації, яким можна скористатися в курсовому проектуванні. Цей спосіб позбавляє користувача від необхідності робити інтервали перед назвами розділів чи розміщувати найменування усередині розділу в алфавітному порядку, що передбачено ЄСКД. Програма виконає такі функції автоматично.

Роботу над специфікацією починають із створення файлу у форматі  **«Спецификация»**, при цьому бажано, щоб файл і складальний кресленик мали одне ім’я, оскільки іконка файлу специфікації та його розширення відмінні від інших типів файлів, наприклад,  **«Редуктор.srw»**. Для створення специфікації вибирають режим  **«Нормальный»**, а не  **«Разметка страниц»**. Інструментальна панель  **«Спецификация»** автоматично стає активною (підсвіченою). Вибирають команду  **«Настройка спецификации»** і в падаючому підменю прибирають позначку в рядку **«Рассчитывать позиции»**, як це зображено на рис. 18.1 (під час роботи в напівавтоматичному режимі цю опцію вмикають). Потім натискають кнопку **«ОК»**, а в падаючому підменю **«Очищать позиции»** – кнопку **«Да»**. Після цього натискають кнопку  **«Добавить раздел»**. У падаючому підменю вибирають рядок **«Документация»** і натискають кнопку **«Создать»**. У специфікації з’являється відповідний заголовок і вона стає доступною для введення рядка першого документа – складального кресленика. У потрібні колонки вводять команду **«Формат» «А1»** для кресленика, **«Обозначение»** (закінчується на букви **«СБ»**) та **«Наименование»**.

Найменування повинне звучати як **«Сборочный чертеж»**, воно буде внесено у відповідну графу основного напису специфікації (штамп). Далі натискають кнопку  **«Создать объект»**, при цьому введений напис фіксується (його можна буде відредагувати пізніше). Перейшовши до другого рядка розділу **«Документация»** специфікації, натискають кнопку  **«Добавить базовый объект»**, розташовану на інструментальній панелі  **«Спецификация»**. Унаслідок цього стає доступним для заповнення другий рядок розділу, куди вводять команду **«Формат» «А4»** для кресленика, **«Обозначения»** (закінчується на букви **«ПЗ»**), і **«Наименование»**. Останнє має звучати як **«Пояснительная записка»**. Оскільки інші документи у ході виконання курсового проекту не розроблялись, то переходять до наступного розділу специфікації. Вибирають команду  **«Добавить раздел»**. У падаючому підменю вибирають рядок **«Сборочные единицы»**  **«Создать»** (рис. 18.2).

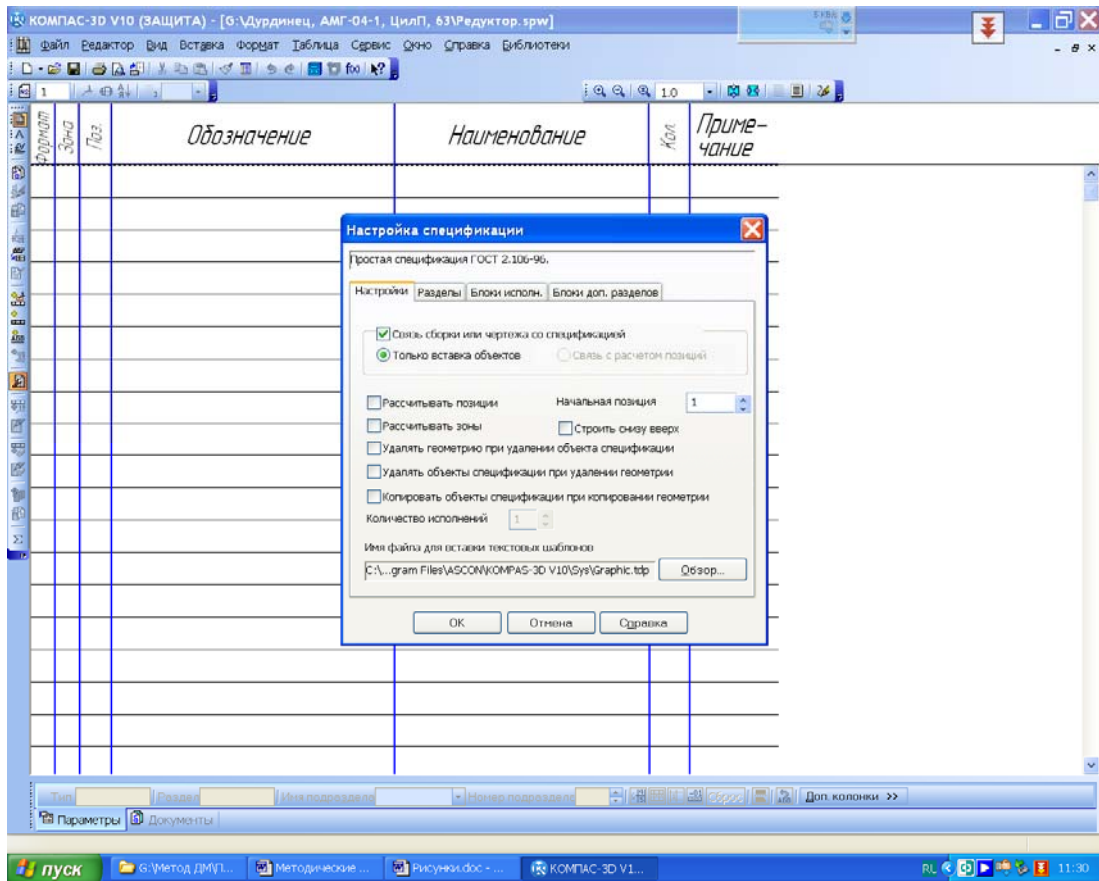


Рис. 18.1

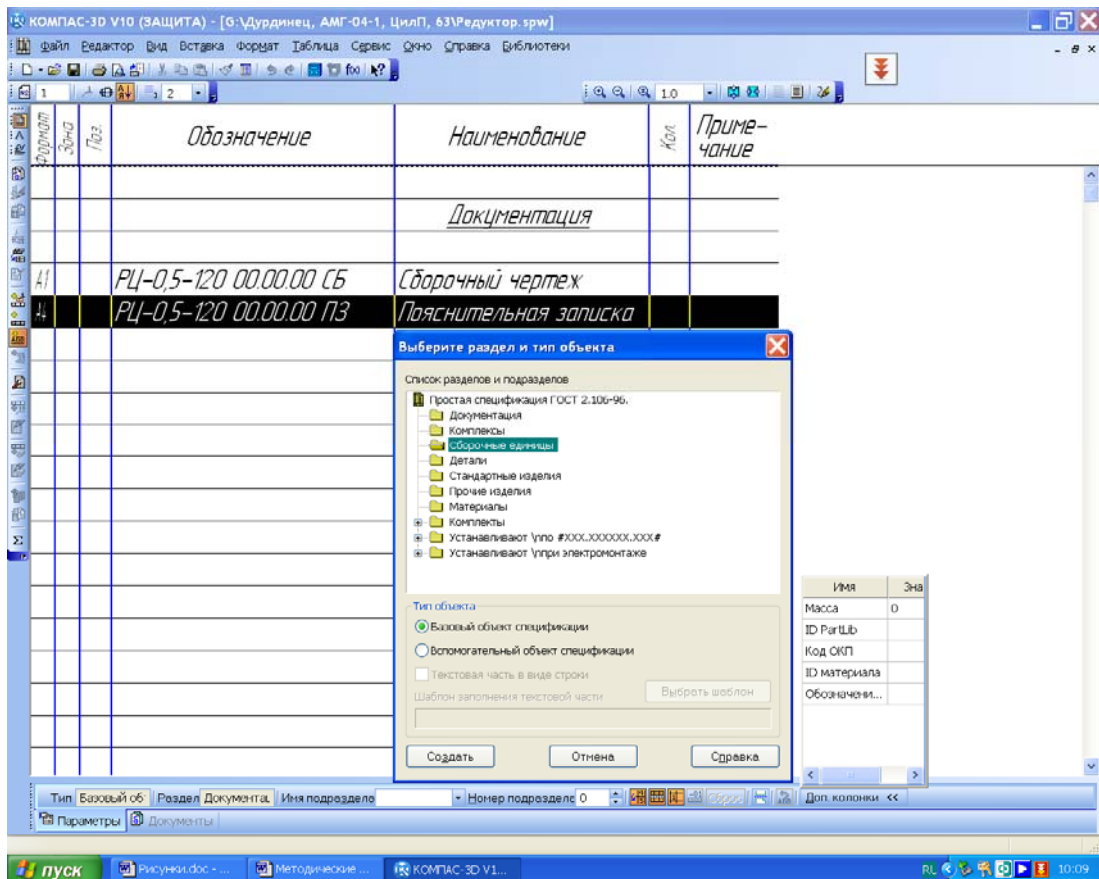

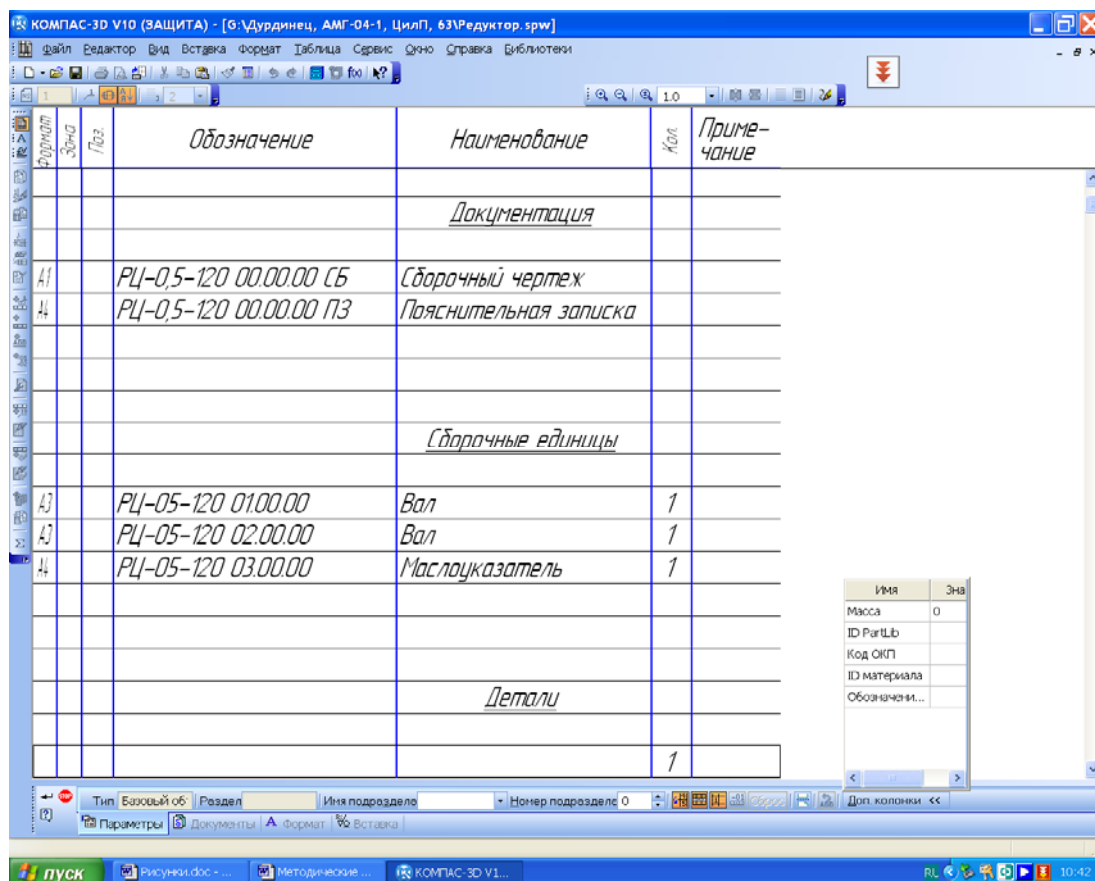


Рис. 18.2


Як результат стає доступним перший рядок розділу специфікації «Сборочные единицы», у який вводять за описаною вище методикою інформацію про першу складальну одиницю, наприклад, про швидкохідний вал. Для додавання в розділ нових рядків натискають на кнопку  «Добавить базовый объект» і вводять необхідні відомості про нього. У кінці позначень проміжних складальних одиниць не повинно бути елемента «СБ», а в найменуванні – фрази «Сборочный чертеж», оскільки тут наявне посилання не на складальні кресленики, а на специфікації до них (як це визначено ЄСКД), (див. рис. 18.3).




Кол.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		<i>Документация</i>		
A1	PC-0,5-120 00.00.00 СБ	Сборочный чертеж		
A4	PC-0,5-120 00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка		
		<i>Сборочные единицы</i>		
A3	PC-05-120 01.00.00	Вал	1	
A3	PC-05-120 02.00.00	Вал	1	
A4	PC-05-120 03.00.00	Маслоуказатель	1	
		<i>Детали</i>		
			1	

Рис. 18.3

Оскільки відповідно до ЄСКД у графі «Наименование» специфікації записи належить розташувати в алфавітному порядку (за першим словом найменування), а ця опція діє в програмі за умовчанням, то послідовність рядків буде змінюватися автоматично з уведенням нової позиції.

Увівши найменування складальних одиниць, натискають кнопку  «Добавить раздел». У падаючому підменю вибирають рядок «Детали→Создать» й аналогічно до вже описаної процедури вводять дані про всі виготовлені деталі, у тому числі й без креслеників. У цьому разі до графі «Формат» роблять позначку «б/ч» (без кресленика), а в графі «Наименование» після назви деталі зазначають її розміри і форму стандартної заготовки, з якої вона виготовлена (наприклад, «Лист В2»), та матеріал (із посиланням на відповідні стандарти). Якщо деталь або складальна одиниця повторюється в конструкції, то в графі «Кол.» дописують їх загальну кількість, як на рис. 18.4.

Після переліку всіх виготовлюваних деталей, переходять до стандартних, для чого додають новий розділ «Стандартные изделия». При внесенні найменувань подібних виробів у відповідну графу система пропонує автоматичне її заповнення відомостями про раніше введений стандартний виріб, наприклад, «Шпилька 2 М16 х 1,5-6g х 120.109.40Х.26 ГОСТ 22034-76». Цей запис негайно змінюють на потрібний і натискають кнопку  «Соз-

дать объект». Причому в розділі «Стандартные изделия» не заповнюють граfi «Формат» і «Обозначение».

Якщо для компоунвання складальної одиниці використано спеціальні матеріали, наприклад, сальникову набивку, мастило чи фарбу, то вводять ще й розділ «Материалы», який заповнюють аналогічно до описаного вище.

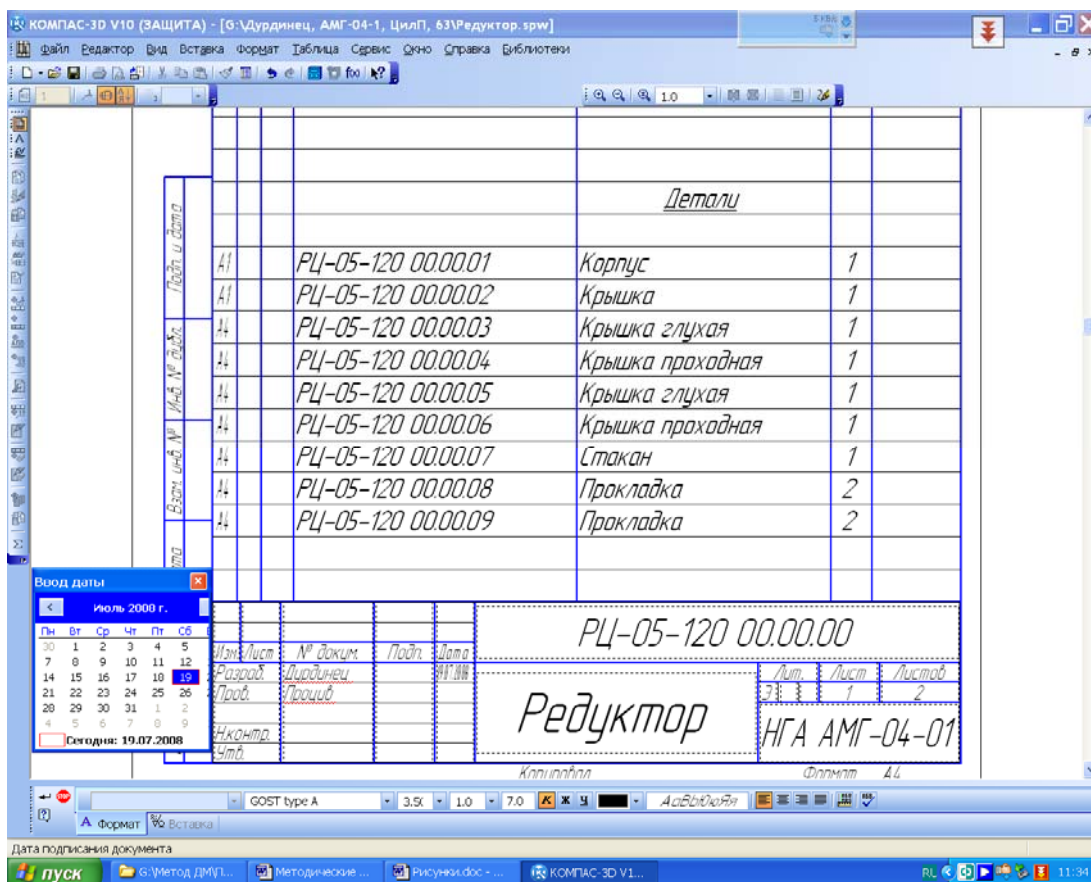






Рис. 18.4

Після введення об'єктів, у граfi «ПОЗ.» специфікації вручну розставляють позиції (з першої) згори вниз у порядку зростання. Починають із складальних одиниць (для дрібних одиниць), далі лікують деталі, а потім стандартні вироби й матеріали. У тому самому порядку специфікацію переносять на складальний кресленник відповідної одиниці. Наприклад, деталь «PC-0,5-12 01.00.02 Вал» повинна мати на відповідному складальному кресленнику позицію 2. Тому на цьому етапі треба востаннє відредагувати клітинки властивостей «Обозначение» і «Наименование» тривимірних моделей складальних одиниць та деталей, звідки ця інформація автоматично потрапляє в кресленник. В ідеалі нумерація пунктів переліку складальних одиниць має бути зростаючою і суцільною (без пропусків) та відповідати позиціям специфікації, хоча на практиці бувають винятки, особливо при модернізації вже виготовленої машини, коли окремі деталі або проміжні одиниці вилучають з конструкції, а значить – з документації разом з позиціями, що позначають їх на кресленнику, порушивши послідовність переліку.

При виконанні курсового проекту рекомендується використовувати структуру позначення ескізних конструкторських документів за ДСТУ 2.201-80. У наведеному вище прикладі позначення вала має також включати і позначення редуктора «PC-0,5-12» (редуктор циліндричний потужністю 0,5 кВт з передавальним числом 12); елементи позначення відокремлюються крапками, при цьому перша пара цифр (01) – номер позиції проміжної одиниці, яка входить у редуктор, а в неї у свою чергу – складений вал; друга пара (00) – номер проміжної одиниці всередині попередньої (усередині вала, в нашому випадку, немає таких); третя пара

цифр (02) – це номер позиції деталі (вал) у проміжній одиниці (складеному валі). У разі потреби наприкінці позначень дописують буквенний код документа, наприклад **СБ** або **ПЗ**.

Щоб оглянути специфікацію в звичному вигляді, натискають кнопку  «Разметка страниц». Для редагування специфікації у будь-який момент можна перейти до режиму  «Нормальный», навести курсор на потрібний рядок і двічі натиснути на ліву кнопку миші, а потім змінити записи. Якщо рядок не активізувати, а натиснути кнопку  «Добавить базовый объект», то відкриється меню команди  «Добавить раздел» (програма таким чином сприймає наміри користувача).

На закінчення графи основного напису (штампу) специфікації заповнюють так само, як заповнювали основний напис кресленника, відмінність тільки в тому, що графа «**Обозначение**» не повинна містити в кінці букв «СБ», а «**Наименование**» – не мати фрази «**Сборочный чертеж**», як на рис. 18.4. Там же видно меню заповнення графи «Дата», яке викликають подвійним клацанням лівої кнопки миші в місці відповідної клітинки.




### ***Питання для самоконтролю***

- 1. Що являє собою специфікація в системі конструкторської документації та яку їй відведено роль?*
- 2. З яких основних розділів складається специфікація?*
- 3. Чи вносять до складу специфікації деталі, на які не виконують кресленники?*
- 4. Яку назву складального кресленника складальної одиниці подають у графі «Найменування» основного напису?*
- 5. У якому режимі відображення інформації можна редагувати специфікації програми КОМПАС?*

## 19. СКЛАДАННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

*Мета розділу – ознайомити студента з вимогами до змісту та оформлення пояснювальної записки курсового проекту.*

Завершивши розрахунки і створивши тривимірні моделі, виконавши складальні та робочі кресленики, а також склавши специфікацію, переходять до написання (оформлення) пояснювальної записки. Для цього використовують чорнові записи всіх здійснених раніше обчислень.

Насамперед створюють файл програми КОМПАС у форматі  «Текстовый документ» і натискають кнопку  «Разметка страниц» для роботи у звичному режимі (на відміну від складання специфікації, при створенні текстових документів прийоми роботи нічим не відрізняються від режиму  «Нормальный»). Оскільки першим у пояснювальній записці має бути титульний аркуш, а останнім – «Лист регистрации изменений», то спочатку налаштовують текстовий документ. Для цього в меню «Сервис» вибирають команду «Параметры» → «Текущий текстовый документ» → «Параметры листа» → «Дополнительные листы». Потім у верхній частині падаючого підменю «В начале документа» натискають кнопки «Добавить» → «Выбрать» і вибирають із переліку рядок «Титульный лист. ГОСТ 2.105-95», а на завершення двічі клацають кнопкою «ОК» (див. рис. 19.1). У верхньому вікні підменю з'являється позначення титульного аркуша. Аналогічно в нижньому вікні «В конце документа» вибирають тип основного напису і рядок «Лист регистр. измен. (вертик.) Посл. листы. ГОСТ 2.503-90 Ф3.», а потім тричі клацають кнопкою «ОК». Виконання тексту як звичайно починають з титульної сторінки, а потім на першому текстовому аркуші розміщують заголовок «ЗМІСТ», рекомендовану структуру якого для курсового проекту подано далі.

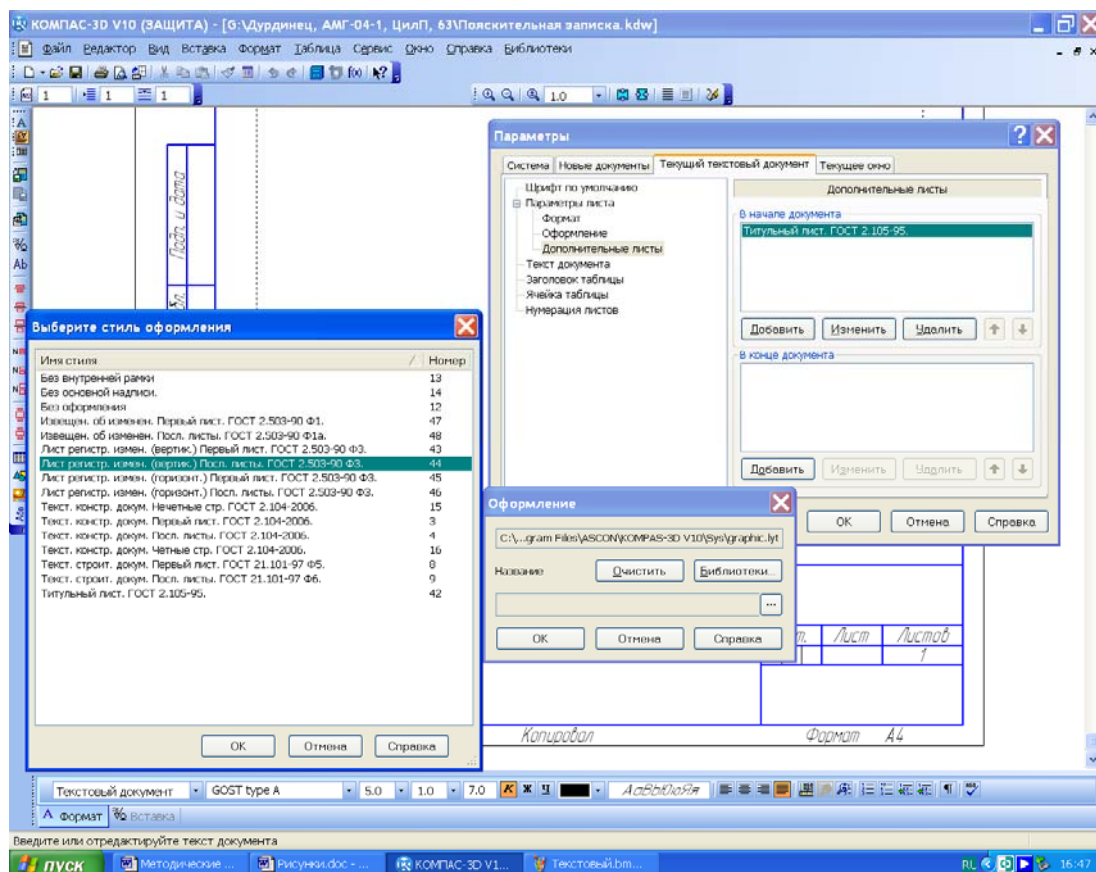



Рис. 19.1

Перший розділ пояснювальної записки зветься «ВСТУП», де слід сформулювати мету виконання проекту, обґрунтувати актуальність роботи і конкретизувати поставлене завдання щодо об'єкта проектування, його призначення та основні технічні характеристики.

Перший нумерований розділ пояснювальної записки повинен містити технічне завдання на виконання проекту, а останній – описувати створені в процесі роботи над проектом графічні матеріали (кресленики).

У тексті належить подати розрахункові формули, таблиці й рисунки з поясненням послідовності розрахунку, а також отримані результати.

Файл потрібно зберегти під упізнаним ім'ям, наприклад, «Пояснительная записка.kdw», при цьому іконку і розширення файлу програма КОМПАС додасть автоматично.

### **19.1. Рекомендований зміст пояснювальної записки**

Пояснювальна записка має складатися із таких розділів:

**ВСТУП**

1. Завдання на курсовий проект.
2. Вибір схеми компоновання редуктора і визначення його передавального числа.
3. Вибір приводного електродвигуна й уточнення передавального числа редуктора.
4. Розрахунок зубчастої передачі.
5. Розрахунок вихідних кінців валів.
6. Вибір підшипників.
7. Перевірний розрахунок валів.
8. Перевірний розрахунок валів і підшипників засобами бібліотеки КОМПАС Shaft-2d.
9. Компоновання редуктора.
10. Перевірний розрахунок кріпильних деталей.
11. Вибір допусків розмірів, форми й розташування поверхонь.
12. Змашення редуктора.
13. Опис графічних матеріалів.

**СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ**

Додаток А. Первинні дані й результати розрахунку зубчастої передачі.

Додаток Б. Первинні дані й результати розрахунку валів.

Додаток В. Первинні дані й результати розрахунку підшипників.

### **19.2. Оформлення пояснювальної записки**

Програма КОМПАС автоматично формує заповнюваний простір (поле) аркуша, розміщуючи на ньому текст і нумеруючи сторінки, але користувач має стежити за рештою елементів оформлення (зразок у додатку).

Текст належить набирати шрифтом відповідно до ГОСТ 2.304-81, який за умовчужанням у програмі позначений **GOST type AU**, його висота становить 5 мм без звуження, крок рядків 7 мм, вирівнювання відбувається по ширині сторінки, абзацний відступ – 17 мм. Можна використовувати також шрифт Times New Roman або Arial 14-го розміру букв через півтора інтервалу з тими самими параметрами форматування при наборі тексту в програмі MS World, але з наступним переносом його в програму КОМПАС.

Форматування тексту, нумерація текстових пунктів, виконання рисунків і таблиць відбувається за ДСТУ 2.105-95 (розділ «Загальні вимоги до текстових документів»), який зумовлює описані нижче особливості оформлення записки.

Розділи повинні мати порядкові номери в межах усього документа, позначатись арабськими цифрами без крапки і записуватись із абзацного відступу. Підрозділи нумеруються в межах кожного розділу. У складі номера підрозділу – номери розділу й підрозділу, розділені крапкою. У кінці номера підрозділу крапка не ставиться. Розділи, як і підрозділи, можуть складатися з одного або кількох пунктів. Навіть якщо розділ або підрозділ має один пункт, то нумерація обов'язкова. Кожен розділ пояснювальної записки рекомендується починати з нового аркуша (сторінки).

Між числом і одиницею вимірювання, між номером розділу і його заголовком, між тире і текстом переліку повинен стояти нерозривний пробіл. На рис. 19.2 цей символ верхній з виділених (у тексті він не позначається середньою крапкою, як звичайний пробіл у режимі «Символи форматирования»). Відкривають меню за допомогою команди «Символ» з меню «Вставка».

На позначення градусів «°», арифметичних дій множення «×», плюс-мінус «±» та множення у вигляді крапки (в одиницях вимірювання, наприклад, Н·м) або у формулах використовують решту виділених на рис. 19.2 символів. Як роздільник між цілою та дробовою частинами числа (десятькового дробу) належить застосовувати тільки кому.

Написання звичайних дробів та індексів (верхніх і нижніх) відбувається у режимі «Нормальная высота». Символи квадратного або кубічного коренів беруть з меню «Спецзнак», а потім – «Простановка розмеров», як це зображено на рис 19.3.

У формулах належить застосовувати позначення символів, установлені відповідними державними стандартами. Пояснення символів і числових коефіцієнтів, що входять у формулу, якщо вони не були пояснені в тексті раніше, треба подати одразу після неї. Причому, кожен символ та пояснення до нього починають з нового рядка відповідно до послідовності запису у формулі. Перший рядок пояснення починається з абзацу словом «де» без двокрапки після нього. Перед формулою і після неї пропускають рядок. Формули розташовують по середині сторінки, а нумерують праворуч у круглих дужках, якщо на них є посилання в тексті. Номер формули складається з номера розділу і власного порядкового номера.

У тексті можуть уживатися короткі формули (наприклад,  $E = mC^2$ ), але подавати величину окремих параметрів у вигляді формули (наприклад,  $l = 100 \text{ мм}$ ) не можна. Це роблять описово, наприклад, «... довжина плеча дорівнює 100 мм» або «... відстань від центра підшипникової опори до середини колеса становить 150 мм».

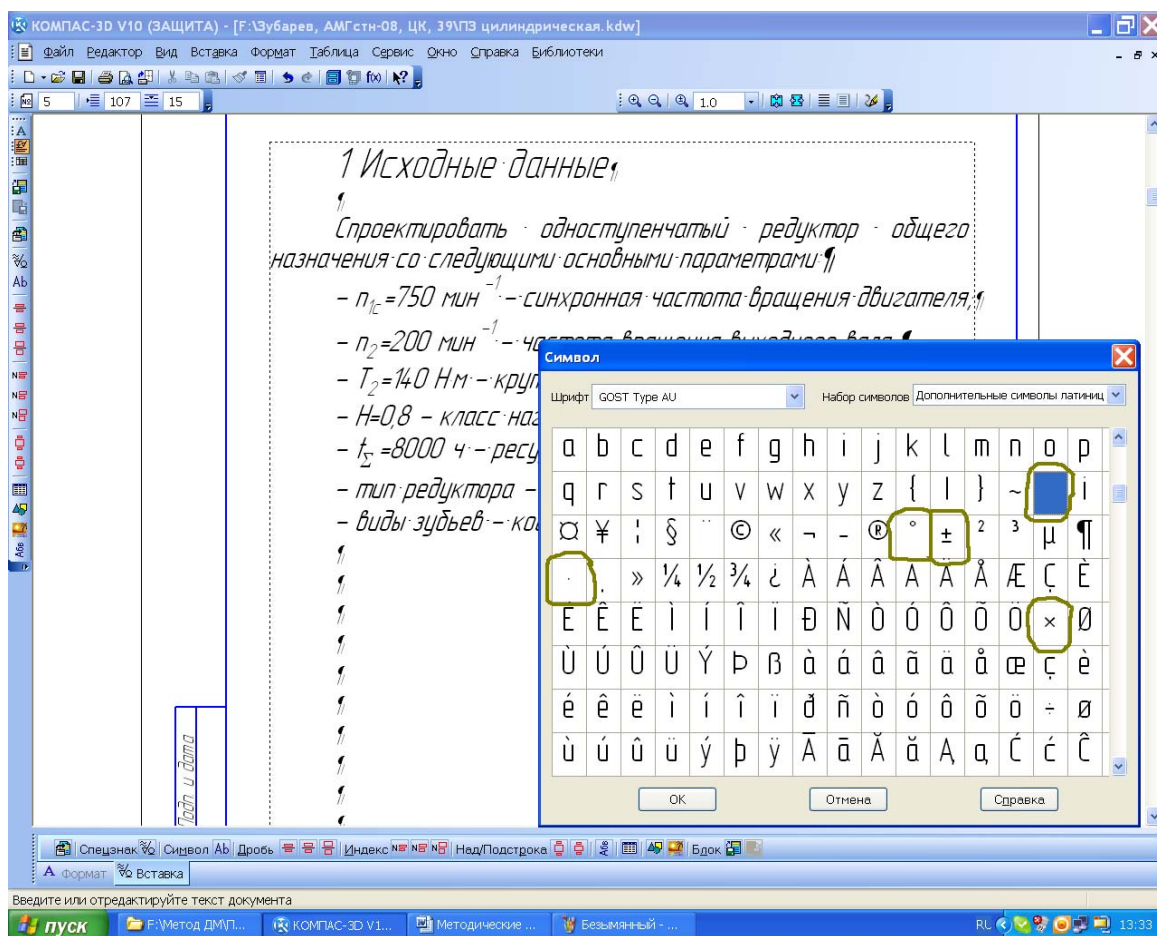


Рис. 19.2



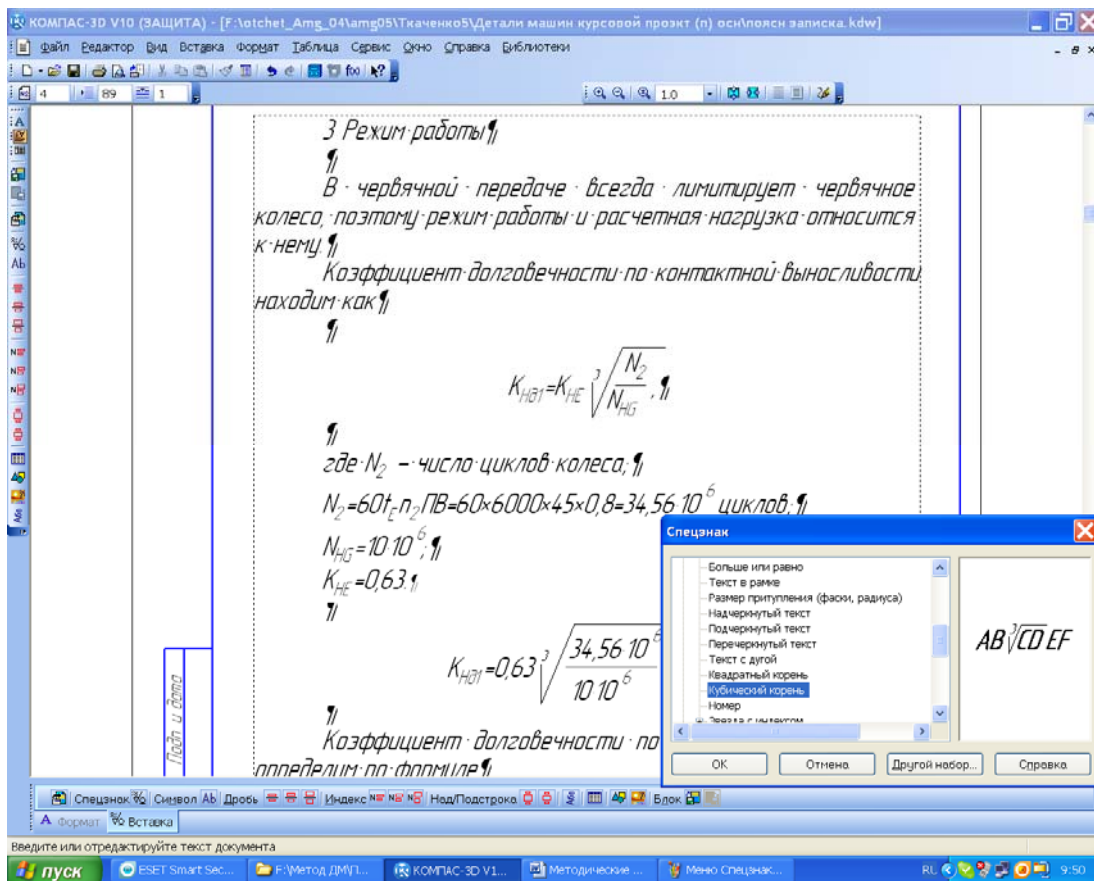


Рис. 19.3

Формули (всі) – це продовження тексту, тому між ними і текстом такі самі розділові знаки, як і в реченнях. Одну від одної формули відокремлюють комою або (частіше) крапкою з комою, а після останньої в блоці формули ставлять крапку. У кінці рядка перед формулою не ставлять двокрапки, якщо в реченні немає узагальнювального слова. Між текстом перед формулою і текстом після неї залишають по одному порожньому рядку.

Рисунки краще робити у файлах програми КОМПАС-Графік формату  «Фрагмент»

Фрагмент

(див. підрозд. 8.4), зберігаючи в папці з файлами курсового проекту, а потім уставляти в потрібне місце текстового документа, використовуючи меню «Вставка → Фрагмент». Коли розміри вставленого фрагмента або його кутове розташування не узгоджуються із задумом автора, то, виділивши курсором цей фрагмент, двічі натискають ліву кнопку миші й у падаючому контекстному меню вибирають рядок «Параметри вставки», який викликає підменю для встановлення потрібних значення масштабу й кута повороту зображення (рис. 19.4). Можна також уставляти з файлів і точкові (растрові) рисунки стандартного формату. Підрисунковий напис починається зі слова «Рисунк», а далі після нерозривного пробілу записують його номер, потім користуючись нерозривним пробілом, вживають тире «–», далі ще один нерозривний пробіл, а потім іде назва рисунка із великої букви, наприклад, *Рисунок 5.1 – Вал-шестірня* (крапка в кінці запису не ставиться).

Між текстом і рисунком, а також між підрисунковим написом і текстом залишають пропущений рядок. Якщо рисунок має зазначені на кресленику позиції або інші позначення, то їх треба розкрити перед підрисунковим написом. Номер рисунку складається з номера розділу і власного порядкового номера.

Таблиці нумерують так само, як і рисунки, але їх заголовок пишеться з абзацу перед заголовною частиною кожної, наприклад, *Таблиця 5.1 – Величина радіального проміжку* (без крапки в кінці). Між текстом і заголовком таблиці, заголовком і таблицею, а також таблицею і подальшим текстом теж залишають пропущений рядок.

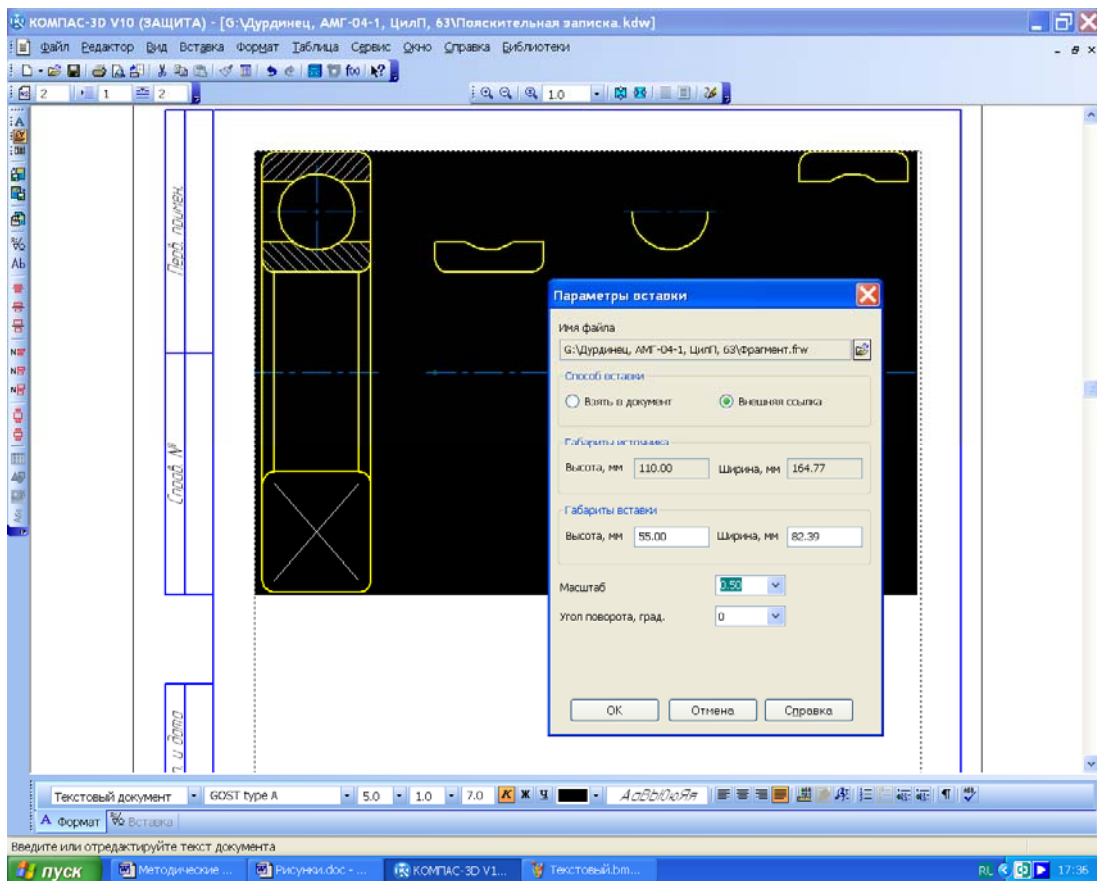



Рис. 19.4

У тексті пояснювальної записки допускаються посилання на різні літературні джерела, стандарти, технічні умови та інші документи. Посилання можна робити на документ у цілому або на його розділи й додатки. На підрозділи, пункти, таблиці та ілюстрації посилатись не рекомендується, за винятком підрозділів, пунктів, таблиць та ілюстрацій самого документа (пояснювальної записки).

Окремий аркуш із списком літератури (він починається із заголовка «СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ» великими літерами) подається перед аркушем реєстрації змін. Посилання на порядковий номер конкретного літературного джерела в списку літератури записують у тексті арабськими цифрами в квадратних дужках, наприклад [15].

Останній аркуш пояснювальної записки «Лист реєстрації змін» не заповнюють на стадії виконання проекту, оскільки він призначений для внесення змін, що надалі можуть з'явитися при виготовленні або модернізації машини.

Заповнення основного напису (штампа) виконують аналогічно до складальних креслеників і тільки на першій сторінці (див. підрозд. 16). Відмінність у тому, що замість букв «СБ» у графі «Обозначение» треба ставити «ПЗ», а замість фрази «Сборочный чертеж» в графі «Наименование» пишуть «Пояснительная записка».

Звичайно корисно перевірити текст з погляду граматики й орфографії на помилки, скориставшись командою  «Правописание».

### Питання для самоконтролю

1. У файлах якого типу належить оформляти пояснювальну записку до курсового проекту?
2. Які шрифти застосовуються при оформленні пояснювальної записки?
3. Які сторінки пояснювальної записки мають бути першою та останньою?
4. Як треба заповнювати графу «Позначення» пояснювальної записки?

## 20. ПІДГОТОВКА КУРСОВОГО ПРОЕКТУ ДО ДРУКУ Й ЗАХИСТУ

*Мета розділу – правильно підготувати матеріали курсового проекту до друку і захисту перед комісією.*

Для підготовки комплекту креслеників до друку треба перевірити заповнення (або заповнити їх по-іншому) клітинок «Позначення» і «Найменування» в меню панелі «Свойства» тривимірних моделей кожної виготовленої деталі, головної та дрібніших складальних одиниць редуктора, а також клітинок «Матеріали» для деталей. Файл кожного виконаного кресленика слід відкрити, перебудувати і ще раз перевірити з погляду достатності видів, розрізів і перерізів та правильності виконання геометричного зображення тривимірних моделей на кресленнику. Іноді програма КОМПАС припускається помилок (або з вини користувача, що зробив некоректні побудови, або внаслідок її недосконалості), які обов'язково треба виявити й усунути, якщо вони виникли з вини користувача. Файли з унесеними змінами закривають і зберігають.

Засобами середовища Windows треба скопіювати одночасно всі файли креслеників і зберегти їх у тій самій папці. При цьому до імен файлів додається слово «Копія» (кресленики друкуватимуться саме з них). Кожен файл відкривають і руйнують його асоціативний зв'язок з тривимірними моделями, як це показано на рис. 20.1.

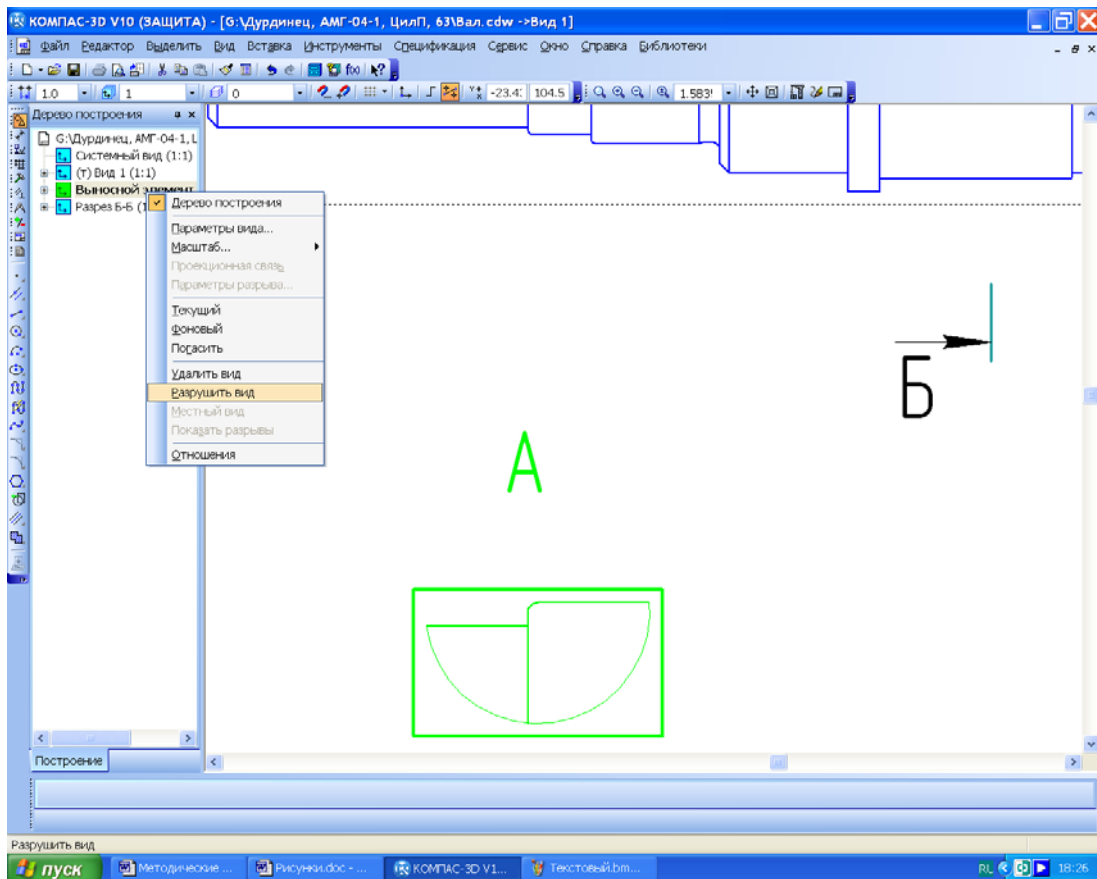



Рис. 20.1

Далі потрібно внести необхідні виправлення в зображення зубців зубчастих коліс, місцевих розрізів, нарізи на деталях, штрихувань та ін., які не можна було скоригувати на асоціативних креслениках.

Руйнувати зв'язки з тривимірною моделлю належить стосовно кожного виду кресленика окремо, для чого у вікні «Дерево построения» виділити назву виду, натиснувши праву кнопку миші, й вибрати рядок «Разрушить вид» у падаючому підменю (див. рис. 20.1). Після

підтвердження виконання цієї операції вид перестає перебудовуватись, якщо зазнає змін тривимірної моделі, на основі якої його створено. Відновити асоціативний зв'язок неможливо.

Далі можна здійснити пробне друкування. Аркуші, розміри яких перевищують формат А4 та А3, є можливість роздрукувати в меншому масштабі (використовуючи функцію «Сервіс» → «Подогнать масштаб» у меню  «Предварительный просмотр», див. рис. 20.2) на аркушах недорогого паперу форматів А4 та А3.

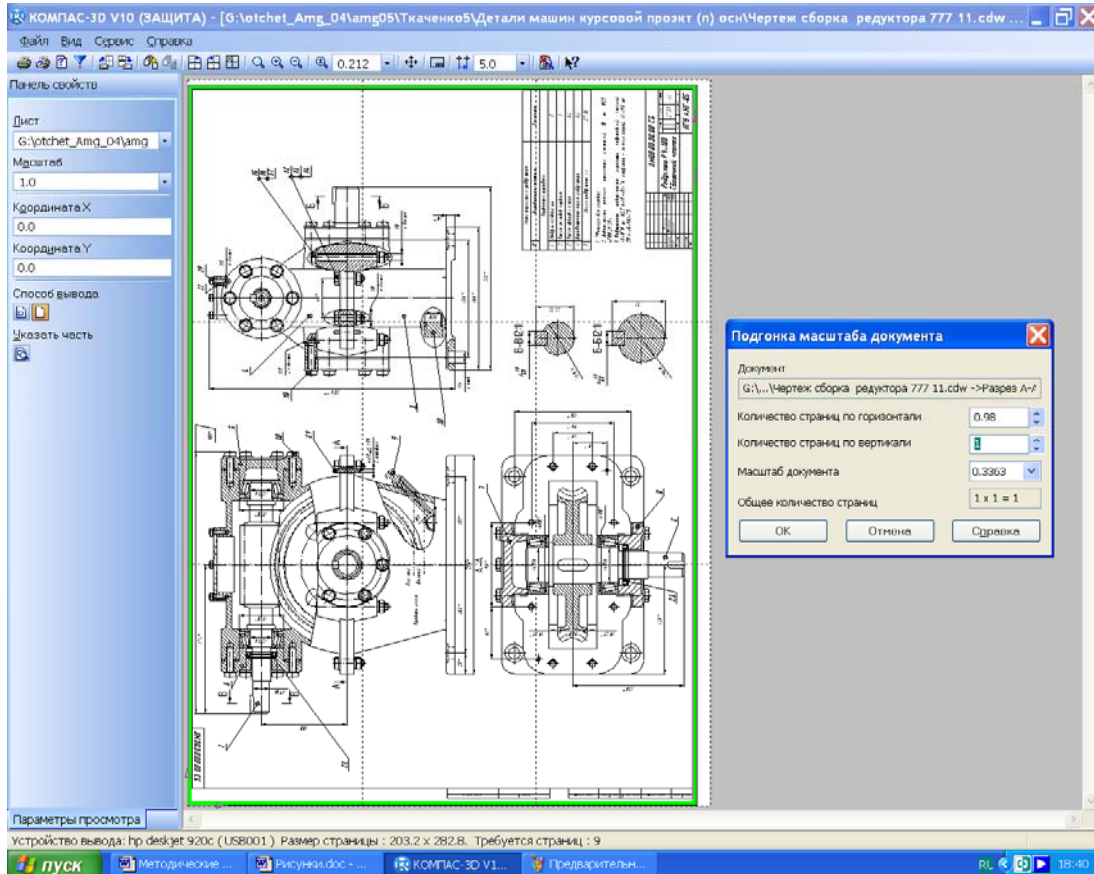




Рис. 20.2

Під час друку документів у цих форматах на лазерному принтері за умовчанням кресленник розміщуватиметься на чотирьох аркушах, але щоб цього уникнути, необхідно у меню  «Предварительный просмотр» натиснути на кнопку  «Указать часть», а потім у випадаючій таблиці вибрати рядок «Отступ», встановивши поле по 4...5 мм з усіх боків аркуша, й натиснути кнопку «ОК», (рис. 20.3).

Так само слід друкувати матеріали пояснювальної записки і специфікації.

Отже, викладачеві на перевірку студент подає повний комплект документації, а після виправлення недоліків і друкування остаточного повномасштабного варіанта отримує від викладача офіційний дозвіл на захист свого проекту.

Перед захистом належить старанно підготуватися до впевнених відповідей на основні питання, пов'язані з темою курсового проекту, які можуть поставити члени комісії. Їх приблизний перелік такий:

- 1) Що являє собою редуктор?
- 2) Що таке передавальне число редуктора?
- 3) Який тип передачі використаний у спроектованому редукторі?
- 4) Які основні характеристики передачі?
- 5) За якими критеріями розраховують зубці передачі?
- 6) За якими критеріями розраховують вали передачі?

Можливі також інші питання з курсу «Деталі машин».

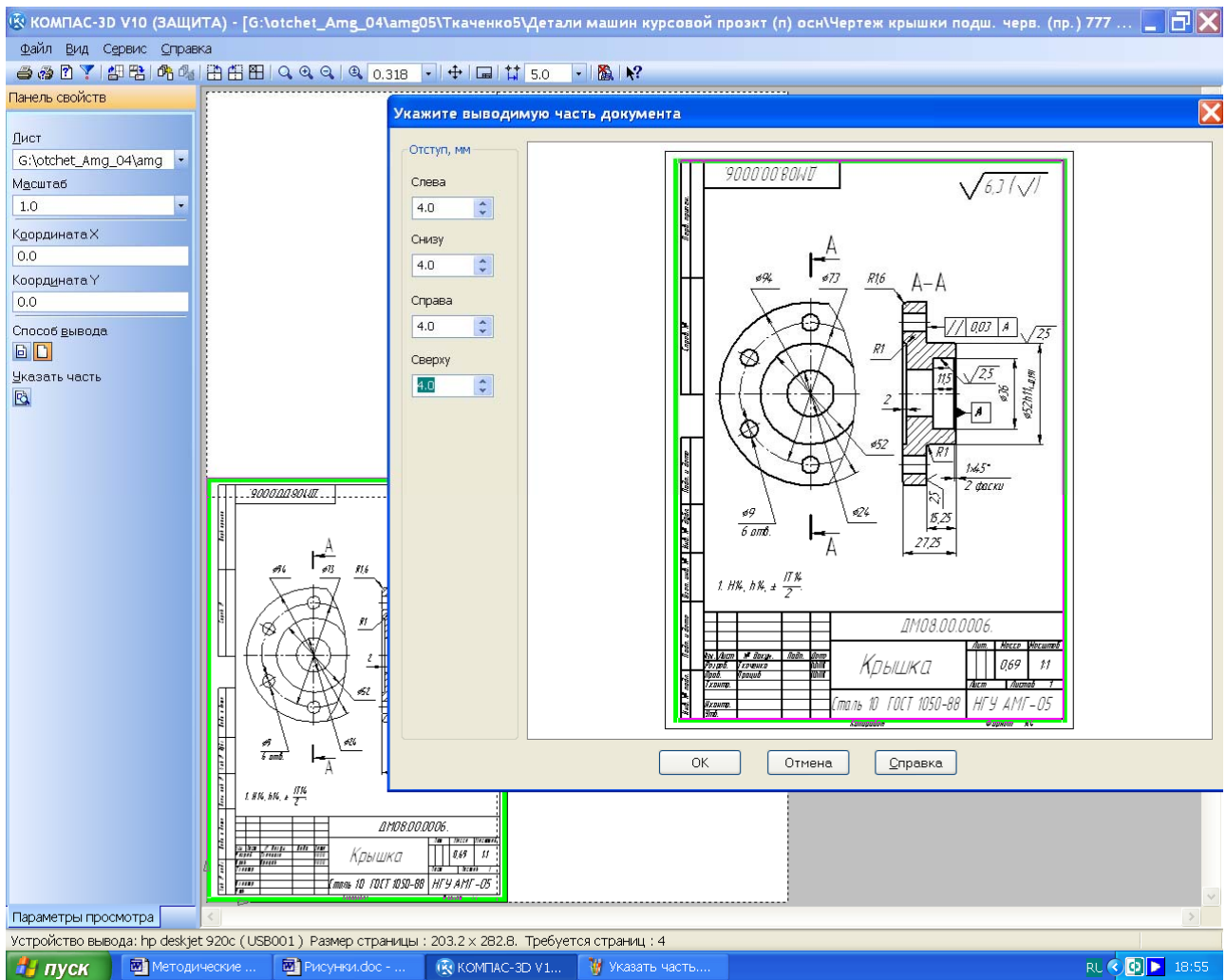


Рис. 20.3

### Питання для самоконтролю

1. Скільки разів повинен роздрукувати кресленики й текстові документи студент після виконання курсового проекту?
2. Хто підписує матеріали курсового проекту студента до захисту перед комісією?
3. Як вивести на друк кресленик у програмі КОМПАС?
4. Яка методика друкування документів у програмі КОМПАС на стандартних сторінках формату A3 та A4?
5. З якою метою руйнують наявний асоціативний зв'язок між тривимірними моделями та креслениками перед останнім друком документації?

## ЛІТЕРАТУРА

1. Атлас конструкций механических передач (Приложение к комплексному курсовому проектированию по деталям машин, взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям) [Текст] / Сост.: Ю.Н. Бугай, Ю.Д. Петрина, В.Т. Иваненко, Л.Л. Флорович – К.: УМК ВО, 1988. – 80 с.
2. Детали машин: Атлас конструкций [Текст]: учеб. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляев, И.С. Богатырев, А.В. Буланже и др.; Под ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Решетилова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с., ил.
3. Проектирование механических передач [Текст]: учеб.-справ. пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
4. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст]: В 3 т. – 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 1846 с.
5. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения [Текст]: Справочник / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
6. Кузьмин, А.В. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: Справ. пособие: В 2 т. / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Минск: Выш. школа, 1982. – 542 с.
7. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учеб. пособие для машиностроительных вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985 – 416 с., ил.

## ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

### А

Ассоциативные виды, 139

### Б

Библиотека крепежа, 135

### В

варіанти завдань, 8  
вихідний кінець вала, 81  
Вырезать выдавливанием, 64

### Д

Добавить базовый объект, 155  
Добавить из файла, 78

### Е

електродвигун, 10  
элементы зубчатых колес, 62  
епюра, 92

### З

згинальні напруження, 18  
зовнішній торцевий модуль, 34  
зовнішня конусну відстань, 31

### К

Касательная плоскость, 68  
коэффициент диаметра, 43  
коэффициенты долговечности, 16  
КОМПАС-SHAFT 2D, 51  
компонувальна схема, 9  
консольна сила, 28  
конструктивні елементи, 121  
контактні напруження, 18  
кут нахилу зубців, 24

### Л

Лист регистрации изменений, 162

### М

Массив по концентрической сетке, 89  
Менеджер библиотек, 52  
міжосьова відстань, 23, 42

### О

Ось конической поверхности, 66  
Ошибка построения, 115

### П

Параметры МЦХ, 51  
передавальне число, 12  
підшипник, 108  
Плоскость под углом к другой плоскости, 75  
Повернуть компонент, 86  
Позиционирование, 84  
Пояснительная записка, 159

### С

Сборка, 89  
Сечение поверхностью, 79  
синхронна частота, 10  
Совпадение объектов, 78  
Создать сборку, 86  
Спецификация, 153  
Спроецировать объект, 64  
ступінь точності, 19

### Т

Текстовый документ, 12, 158  
температура нагріву мастила, 47

### Ф

Фрагмент, 51

### Х

Ход витка, 72

### Ч

Чертеж, 51  
число заходів черв'яка, 42  
число зубів колеса, 24  
число зубів шестерні, 24

### Ш

ширина колеса, 23  
ширину шестерні, 23  
шпонка, 101

### Э

Элементы механических передач, 58  
Эскиз, 64

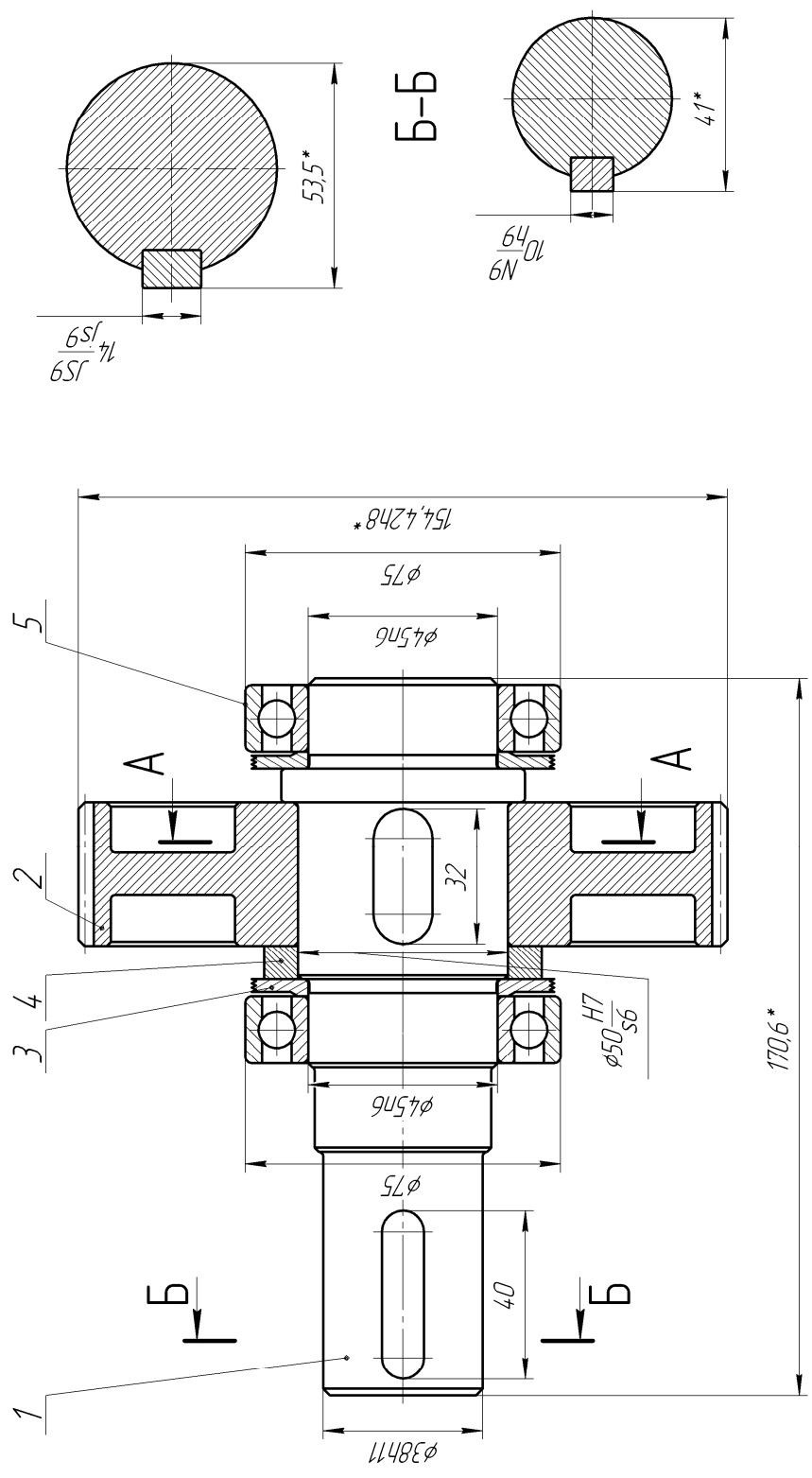
## **Додаток А. Приклади оформлення креслеників курсового проекту**







ЦК-3,0-100 01.00.00 СБ



1. \* Размеры для справок

ЦК-3,0-100 01.00.00 СБ		Лист	Масса	Масштаб
Вал		3	5,22	1:1
Сборочный чертеж		Лист		1
		ИГУ, АМГСтН-08		
Изд. № подл.	Взам. инв. №	Инд. № докум.	Котировка	
Лист и дата	Лист и дата	Лист и дата	Формат А3	

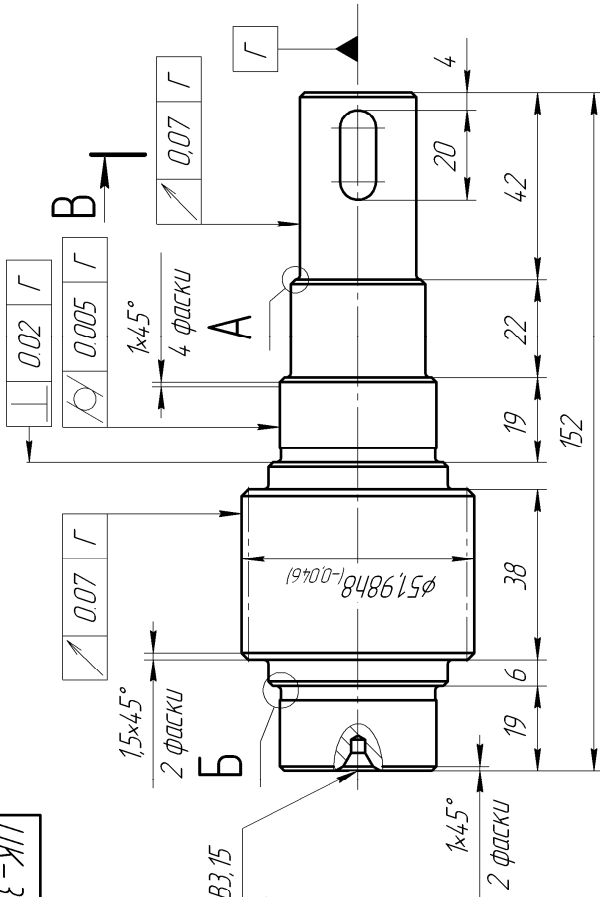
Изд. № подл.	Взам. инв. №	Инд. № докум.	Лист и дата
Лист и дата	Лист и дата	Лист и дата	Лист и дата
Лист и дата	Лист и дата	Лист и дата	Лист и дата

10 00 20 100 0 0 0 0 1

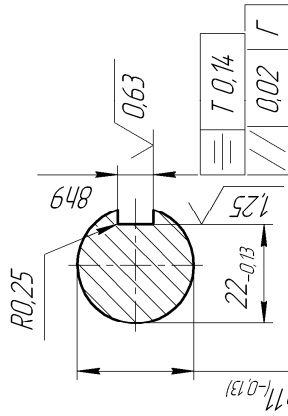
6,3 (✓)

Лист 1 из 1

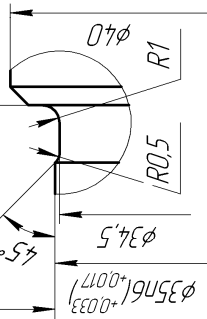
2 отв. центр. В3,15  
ГОСТ 14034-74



B-B



A



1. Зубья цементировать  $h$  0,7...0,9; HRC 58...62, остальное HB 250...280
2. Неуказанные предельные отклонения по Н14,  $h14, \pm \frac{IT14}{2}$ .

Модуль	$m$	1,6
Число зубьев	$z$	30
Угол наклона зубьев	$\beta$	$10^{\circ}15'46''$
Направление линии зуба	-	правое
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	$x$	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	9-G
Длина общей нормали	$W$	$17,236_{-0,07}^{-0,19}$
Допуск на колебание длины общей нормали	$F_{\text{нм}}$	0
Делительный диаметр	$d$	48,78
Допуск на погрешность направления зуба	$F_{\text{в}}$	0,028
Радиус развернутости зубьев в начале рабочего участка профиля	$\rho$	4,155
Обозначение чертёжа сопряжённого зубчатого колеса		ЦК-3,0-100 01.00.02

ЦК-3,0-100 02.00.01

Вал-шестерня

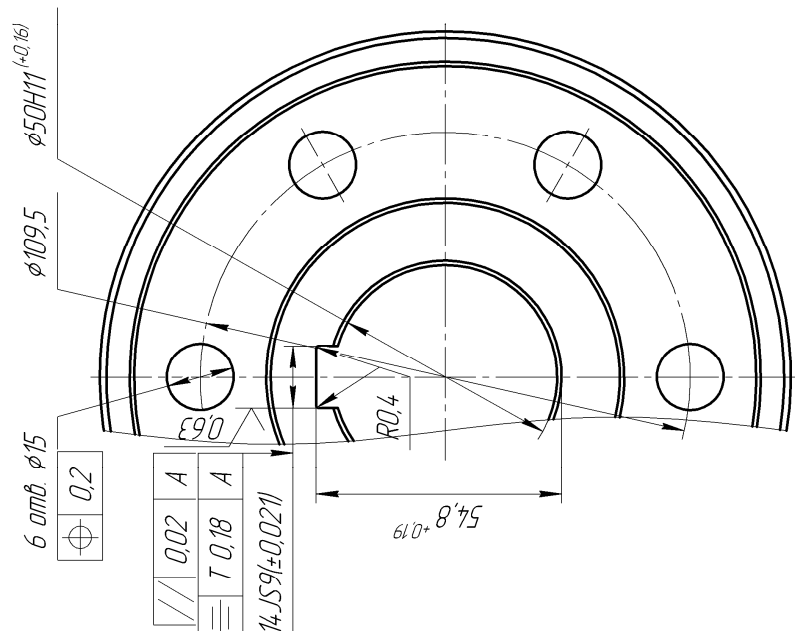
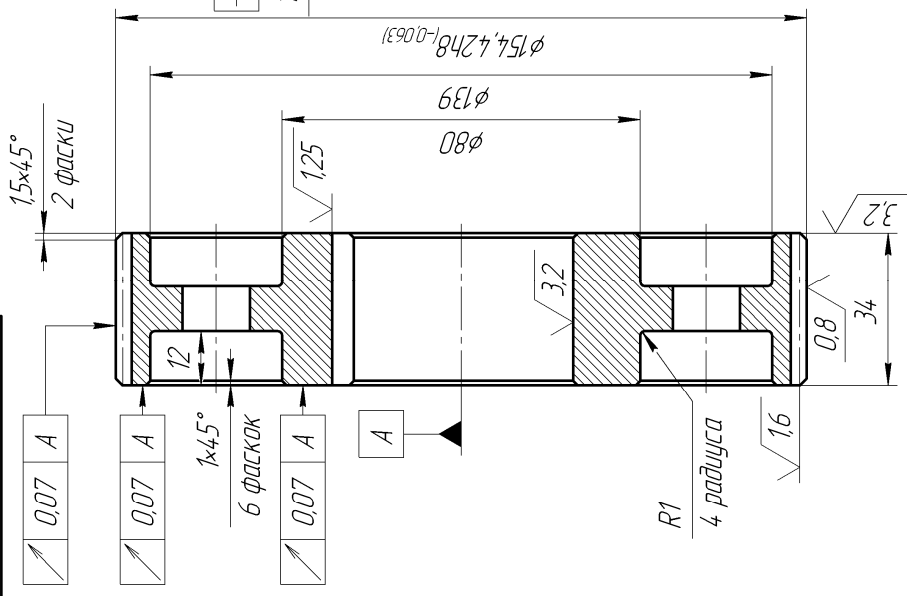
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71 НГУ, АМГ стпн-08

Формат А3

Копирбай

Зубороб

20 00 10 100-01-У17 ЦК-3,0-100 01.00.02



6,3 (✓/✓)

Модуль	m	16
Число зубьев	z	93
Угол наклона зубьев	$\beta$	$10^{\circ}15'46''$
Направление линии зуба	-	левое
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	9-с
Длина общей нормали	W	$51,778_{-0,1}$
Допуск на колебание длины общей нормали	$F_{\text{WN}}$	$0_{-0,24}$
Делительный диаметр	d	151,219
Допуск на погрешность направления зуба	$F_{\text{VB}}$	0,028
Радиус развернутости эвольвенты в начале рабочего участка профиля	$\rho$	22,355
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		ЦК-3,0-100 02.00.01

1. Твердость HB 250...270.
2. Неуказанные предельные отклонения по Н14, h14,  $\pm \frac{IT14}{2}$ .

ЦК-3,0-100 01.00.02		Лист	Масса	Масштаб
Колесо		3	2,44	1:1
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71		Лист	Листов	1
НГУ, АМГ стпн-08				
Изм. Лист	№ докум	Подп	Дата	
Разраб	Зубораб			
Проф	Проф			
Т. контр				
Н. контр	Зубораб			
Утв.				

Копирмаст АЗ  
Формат А3

90.00.00 001-0'Э-УП

6,3 (✓)

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

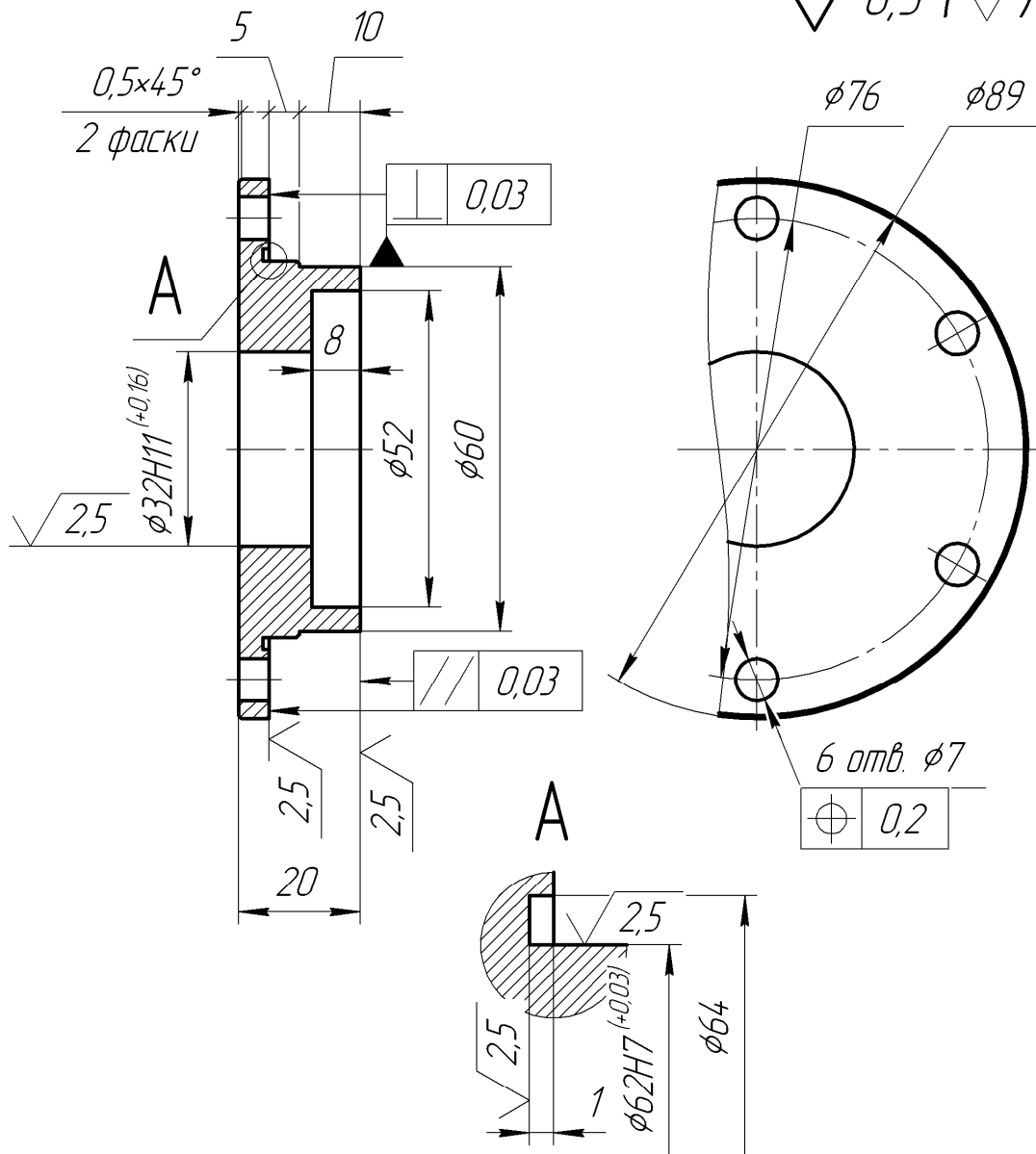
Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

Инд. № подл.



1. Неуказанные предельные отклонения по H14, h14,  $\pm \frac{IT14}{2}$ .

ЦК-3,0-100 00.00.06

Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Зубарев		08.05.2007	3	0,36	1:1
Проб.		Процив		08.05.2007			
Т.контр.					Лист	Листов	1
Н.контр.					Сталь 10 ГОСТ 1050-88		
Утв.		Зубарев			НГУ, АМГстН-08		

Копировал

Формат А4

**Додаток Б. Приклади оформлення специфікацій курсового проекту**

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Документация</i>							
A1			ЦК-3,0-100 00.00.00 СБ	Сборочный чертеж			
A4			ЦК-3,0-100 00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка			
<i>Сборочные единицы</i>							
A3	1		ЦК-3,0-100 01.00.00 СБ	Вал	1		
A3	2		ЦК-3,0-100 02.00.00 СБ	Вал-шестерня	1		
<i>Детали</i>							
A1	3		ЦК-3,0-100 00.00.01	Корпус	1		
A1	4		ЦК-3,0-100 00.00.02	Крышка	1		
A4	5		ЦК-3,0-100 00.00.03	Крышка глухая	1		
A4	6		ЦК-3,0-100 00.00.04	Крышка проходная	1		
A4	7		ЦК-3,0-100 00.00.05	Крышка глухая	1		
A4	8		ЦК-3,0-100 00.00.06	Крышка проходная	1		
A4	9		ЦК-3,0-100 00.00.07	Маслоуказатель	1		
A4	10		ЦК-3,0-100 00.00.08	Пробка	1		
A4	11		ЦК-3,0-100 00.00.09	Стекло	1		
A4	12		ЦК-3,0-100 00.00.10	Хомут	1		
A4	13		ЦК-3,0-100 00.00.11	Уплотнительное кольцо	2		
A4	14		ЦК-3,0-100 00.00.12	Уплотнительное кольцо	2		
			ЦК-3,0-100 00.00.00				
			Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	
			Разраб.	Зубарев		06.05	
			Пров.	Процив		06.05	
			Н.контр.				
			Утв.	Зубарев			
			Редуктор ЦК-3,0-100			Лит	
						Лист	
						Листов	
						3	
						1	
						2	
						НГУ, АМГстн-08	

Копировал

Формат А4





Додаток В. Приклади оформлення початкових аркушів пояснювальної записки курсового проекту

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Державний ВНЗ "Національний гірничий університет"

Затверджую  
Завідувач кафедри  
основ конструювання механізмів і машин  
\_\_\_\_\_ К.А. Зідоров  
" \_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_р.

## Пояснювальна записка

до курсового проекту з дисципліни

"Деталі машин і ПТО"

## РЕДУКТОР ЦИЛІНДРИЧНИЙ

Перевірів  
доцент кафедри  
\_\_\_\_\_ В.В. Проців

Узгоджено  
члени комісії з захисту проектів

Виконавав  
ст. групи АМГстн-08  
\_\_\_\_\_ М.С. Зударєв

Підп. и дата	
Інв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Інв. № подл.	

\_\_\_\_\_ п.і.п.  
\_\_\_\_\_ п.і.п.  
\_\_\_\_\_ п.і.п.  
\_\_\_\_\_ п.і.п.  
\_\_\_\_\_ п.і.п.  
" \_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_р.

## СОДЕРЖАНИЕ

<i>Перв. примен.</i>	ВВЕДЕНИЕ..... 4
<i>Справ. №</i>	1 Исходные данные..... 5 2 Выбор электродвигателя..... 6 3 Расчет основных параметров передачи..... 8
<i>Подп. и дата</i>	3.1 Выбор материала зубчатых колес..... 8 3.2 Определение числа циклов нагружения..... 8 3.3 Определение коэффициента долговечности по контактным напряжениям для зуба колеса..... 9 3.4 Определение коэффициента долговечности по контактным напряжениям для зуба шестерни..... 10 3.5 Определение коэффициента долговечности по изгибным напряжениям..... 10 3.6 Определение допускаемых напряжений..... 11 3.7 Предварительное значение межосевого расстояния..... 12 3.8 Ширина колеса..... 14 3.9 Проверка прочности зубьев по контактным напряжениям. 14 3.10 Назначение модуля, числа зубьев, угол наклона линии зуба..... 16 3.11 Проверка прочности зубьев шестерни по напряжениям изгиба..... 18

						<i>ЦК-3,0-100 00.00.00 ПЗ</i>				
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	Редуктор ЦК-3,0-100 Пояснительная записка			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Проб.</i>	<i>Зубарев</i>	<i>Проців</i>	<i>04.05</i>				3	2	65
<i>Инв. № подл.</i>	<i>Н.контр.</i>	<i>Утв.</i>	<i>Зборов</i>		НГУ, АМГстн-08					

*Копировал*

*Формат А4*

Навчальне видання

**Проців** Володимир Васильович  
**Зіборов** Кирило Альбертович  
**Твердорхліб** Олександр Михайлович

**ПРОЕКТУВАННЯ РЕДУКТОРІВ  
З ВИКОРИСТАННЯМ САПР КОМПАС**  
Навчальний посібник

Редактори С.С. Графська, О.Н. Ільченко

Підписано до друку 24.03.2011. Формат 30×42/2.  
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 20,5.  
Обл. -вид. арк. 19,0. Тираж 300 прим. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано  
у Національному гірничому університеті.  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842.  
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.