

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ В МАШИНОБУДУВАННІ

Методичні вказівки
до виконання практичних та лабораторних робіт
для студентів спеціальності 015
“Професійна освіта. Машинобудування”

Київ 2016

ББК 34.41

С34

Укладачі: Д. О. Міщук, канд. техн. наук, доцент

В. П. Рашківський, канд. техн. наук, доцент

Рецензент К. І. Почка, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск Л. Є. Пелевін, канд. техн. наук,
професор

*Затверджено на засіданні кафедри будівельних машин,
протокол № 9 від 14 грудня 2015 року.*

Видається в авторській редакції.

Системи автоматизованого проектування в машинобудуванні:
С34 методичні вказівки до виконання практичних та лабораторних робіт /
Д. О. Міщук, В. П. Рашківський. – К.: КНУБА, 2016. – 68 с.

Розглянуто принципи, підходи застосування та можливості систем автоматизованого проектування технічних систем машинобудівної галузі. Описано принципи створення плоских та просторових геометричних моделей в середовищі КОМПАС-3D.

Призначено для студентів спеціальності 015 “Професійна освіта. Машинобудування”

ББК 34.41

© Д.О. Міщук, В.П. Рашківський

© КНУБА, 2016

ЗМІСТ

Загальні положення	4
Практична робота №1. Побудова алгоритму проектування механічної передачі	5
Практична робота №2. Розрахунок основних параметрів привода будівельної машини з використанням системи MathCAD..	13
Лабораторна робота №1. Побудова кінематичної схеми механічної передачі	19
Лабораторна робота №2. Розрахунок механічної передачі в прикладній програмі SHAFT-2D САПР КОМПАС	28
Лабораторна робота №3. Створення віртуальної моделі елемента механічної передачі в прикладній програмі SHAFT-2D САПР КОМПАС.....	36
Лабораторна робота №4. Розрахунок вала з використанням САПР КОМПАС	45
Лабораторна робота №5. Виконання та оформлення складального креслення вузла механічної передачі	53
Лабораторна робота №6. Виконання технічної документації елементів механічної передачі в системі КОМПАС	57
Лабораторна робота №7. Ознайомлення з прикладними САПР для інженерних розрахунків	60
Список літератури	68

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Дисципліною «Системи автоматизованого проектування в машинобудуванні» передбачено вивчення основ конструювання машин із застосуванням комп'ютерних технологій. Програма дисципліни базується на закріпленні знань з деталей машин, взаємозамінності та стандартизації, нарисної геометрії.

Мета дисципліни – засвоєння основ комп'ютерного проектування та автоматизації конструкторських робіт.

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент повинен **знати:**

- основні прийоми використання систем комп'ютерного проектування для розробки конструкторської документації;
- алгоритми виконання інженерних розрахунків деталей машин та механізмів з використанням комп'ютерних засобів;
- порядок вводу даних для інженерних розрахунків та побудови об'єктів в машинобудівних САПР.

Повинен **уміти:**

- визначати послідовність та засоби виконання етапів проектування;
- визначати діючі під час роботи механізмів зусилля та на їх основі виконувати розрахунки на міцність із забезпеченням гарантованої надійності;
- визначати типи потрібної документації при проектуванні;
- формувати складальні креслення з деталювань і навпаки;
- виконувати складальні креслення, деталювання та специфікації з використанням засобів комп'ютерного проектування;
- виконувати розрахунки елементів деталей машин з використанням САПР.

Практична робота №1

ПОБУДОВА АЛГОРИТМУ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Теоретичні відомості

Процес конструювання елементів механічної передачі складається з таких етапів:

- формалізація та створення технічного завдання;
- розробка алгоритму розв'язання задачі;
- визначення параметрів механічної передачі;
- побудова моделі та розробка документації.

Після побудови та підбору потрібної моделі вихідної задачі природно шукати її розв'язання в термінах цієї моделі. На цьому етапі постає завдання побудови розв'язку задачі у формі алгоритму, який складається зі скінченої послідовності інструкцій, кожна з яких має чіткий зміст та може бути виконана зі скінченими обчислювальними затратами за скінчений час. Інструкції можуть виконуватися в алгоритмі будь-яку кількість раз, при цьому вони самі визначають цю кількість повторень. Проте вимагається, щоб за будь-яких вхідних даних алгоритм завершився після виконання скінченої кількості інструкцій.

Оскільки для вирішення вихідної задачі застосовують деяку математичну модель, то тим самим можна формалізувати алгоритм вирішення в термінах цієї моделі. У початкових версіях алгоритму часто застосовуються узагальнені оператори, які потім перевизначаються у вигляді більш дрібних, чітко визначених інструкцій. Для перетворення неформальних алгоритмів у чіткі та послідовно виражені, необхідно пройти через декілька етапів формалізації (цей процес називають покроковою деталізацією). В основу процесу проектування алгоритму з розбиттям його на достатню кількість дрібних кроків можна таку послідовність дій:

- 1) вихідним станом процесу проектування є більш-менш точне формулювання мети алгоритму, або – результату, який повинен бути отриманий під час його виконання. Формулювання проводиться на природній мові;
- 2) проводиться збір фактів, які стосуються будь-яких характеристик алгоритму та виконується їхня формалізація;
- 3) створюється образна модель процесу, який відбувається, використовуються графічні та інші способи представлення, які дозволяють краще зрозуміти виконання алгоритму.

- 4) в образній моделі виділяється найбільш суттєва частина, для якої підбирається найбільш точне словесне формулювання;
- 5) проводиться визначення змінних, які необхідні для формального представлення алгоритму;
- 6) вибирається проста послідовність дій виконання процесу. Складні частини вибраної формальної конструкції залишаються в словесному формулюванні;
- 7) для інших не формалізованих частин алгоритму, які залишились у словесному формулюванні, перерахована послідовність дій повторюється.

Алгоритм повинен гарантувати, що буде знайдене саме оптимальне вирішення. Крім того, алгоритм повинен мати п'ять якостей:

- 1) обмеженість в часі – робота алгоритму обов'язково повинна завершитись через деякий період часу;
- 2) правильність – алгоритм повинен знаходити правильне, а не будь-яке рішення;
- 3) детермінованість – скільки б разів не виконувався алгоритм з однаковими вхідними даними, результат повинен бути однаковим;
- 4) скінченність – опис роботи алгоритму повинен мати скінчену кількість кроків;
- 5) однозначність – кожний крок алгоритму повинен інтерпретуватися однозначно;

Візуалізація алгоритмів виконується за допомогою блок-схем (табл. 1).

Таблиця 1

Основні елементи схем алгоритму

Найменування	Позначення	Функція
Термінал		Елемент відображає вхід із зовнішнього середовища або вихід з нього (найчастіше застосування - початок і кінець програми). Всередині фігури записується відповідна дія
Процес		Виконання однієї або кількох операцій, обробка даних будь-якого виду (зміна значення даних, форми подання, розташування). Всередині фігури записують безпосередньо самі операції

Продовження табл. 1

Найменування	Позначення	Функція
Зумовлений процес		Символ відображає виконання процесу, що складається з однієї або кількох операцій, які визначені в іншому місці програми (у підпрограмі, модулі). Всередині символу записується назва процесу і передані в нього дані
Розгалуження		Показує рішення або функцію перемикального типу з одним входом і двома або більше альтернативними виходами, з яких тільки один може бути обраний після обчислення умов, визначених всередині цього елемента. Вхід в елемент позначається лінією, що входить зазвичай у верхню вершину елемента. Якщо виходів два чи три, то зазвичай кожен вихід позначається лінією, що виходить з решти вершин (бічних і нижній). Якщо виходів більше трьох, то їх слід показувати однією лінією, що виходить з вершини (частіше нижній) елемента, яка потім розгалужується. Відповідні результати обчислень можуть записуватися поруч з лініями, що відображають ці шляхи
Дані		Перетворення у форму, придатну для обробки (введення) або відображення результатів обробки (виведення). Цей символ не визначає носія даних (для вказівки типу носія даних використовуються специфічні символи)
Межа циклу		Символ складається з двох частин - відповідно, початок і кінець циклу - операції, що виконуються всередині циклу, розміщуються між ними. Умови циклу і збільшення записуються всередині символу початку або кінця циклу - залежно від типу організації циклу. Часто для зображення на блок-схемі циклу замість цього символу використовують символ рішення, вказуючи в ньому умову, а одну з ліній виходу замикають вище в блок-схемі (перед операціями циклу)

Закінчення табл. 1

Найменування	Позначення	Функція
З'єднувач		Символ відображає вихід в частину схеми і вхід з іншої частини цієї схеми. Використовується для обриву лінії та продовження її в іншому місці (приклад: поділ блок-схеми, що не поміщається на листі). Відповідні сполучні символи повинні мати одне (при тому унікальне) позначення
Коментар		Використовується для детальнішої інформації про кроки, процесу або групи процесів. Опис поміщається з боку квадратної дужки і охоплюється нею по всій висоті. Пунктирна лінія йде до описуваного елемента, або групи елементів (при цьому група виділяється замкнутою пунктирною лінією). Також символ коментарю слід використовувати в тих випадках, коли обсяг тексту в будь-якому іншому символі перевищує його обсяг

Для побудови алгоритму конструювання механічної передачі необхідно проаналізувати кінематичну схему передачі, розбити її прості структурні елементи, визначити основні параметри отриманих простих структурних елементів та встановити взаємозв'язки між ними. Варіанти завдань подано в табл. 2.

Таблиця 2

Варіанти завдань

№ пор.	Завдання на побудову	№ пор.	Завдання на побудову
1	Алгоритм підбору електродвигуна привода	5	Алгоритм розрахунку циліндричної передачі
2	Алгоритм розрахунку механічного привода	6	Алгоритм розрахунку конічної передачі
3	Алгоритм розрахунку плоскостасової передачі	7	Алгоритм розрахунку вала
4	Алгоритм розрахунку клинопасової передачі	8	Алгоритм розрахунку ланцюгової передачі
		9	Алгоритм підбору підшипників

На рис. 1...4 подано приклади виконання деяких алгоритмів розрахунку механічних передач

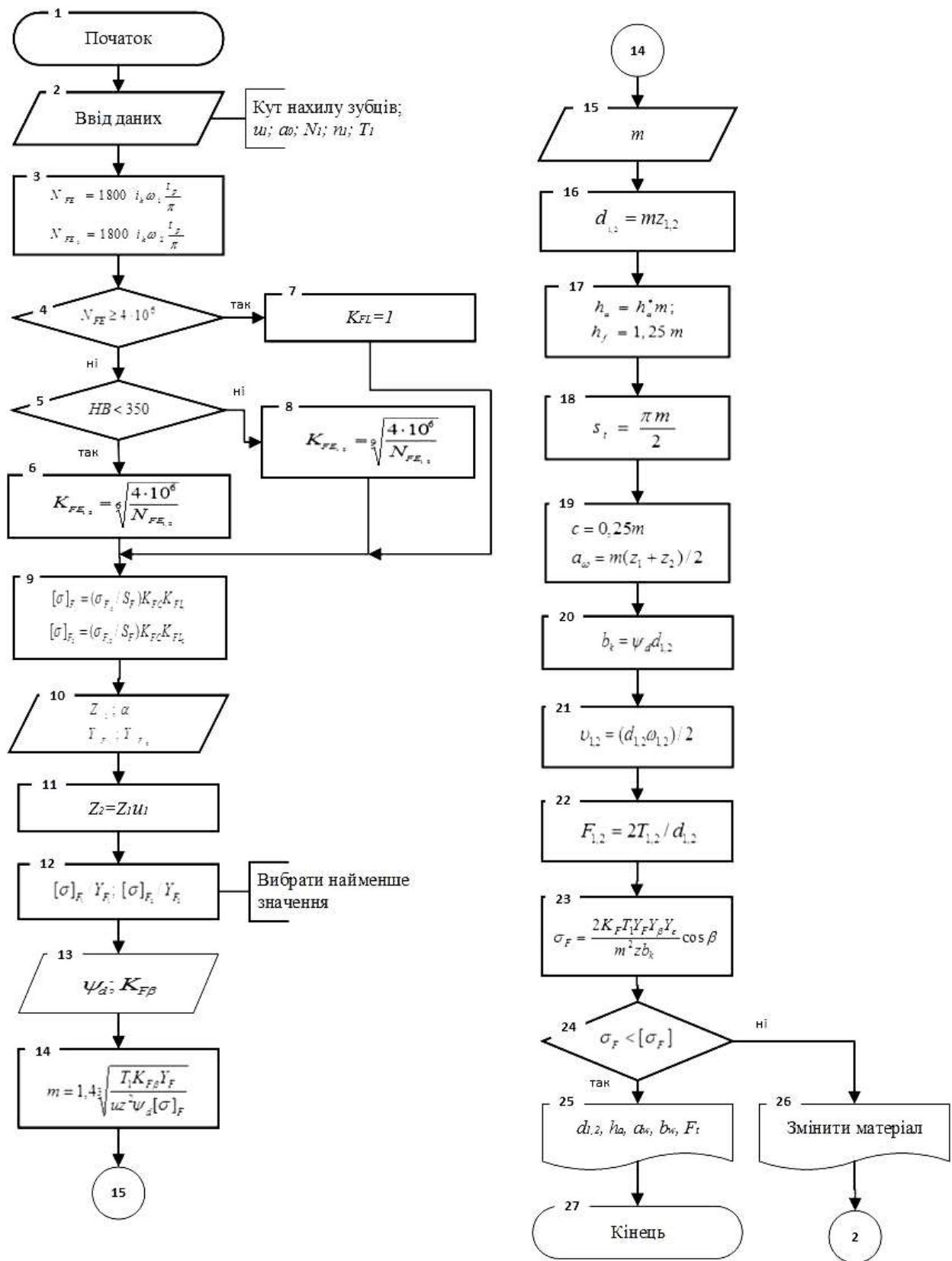


Рис. 1. Алгоритм розрахунку циліндричної передачі

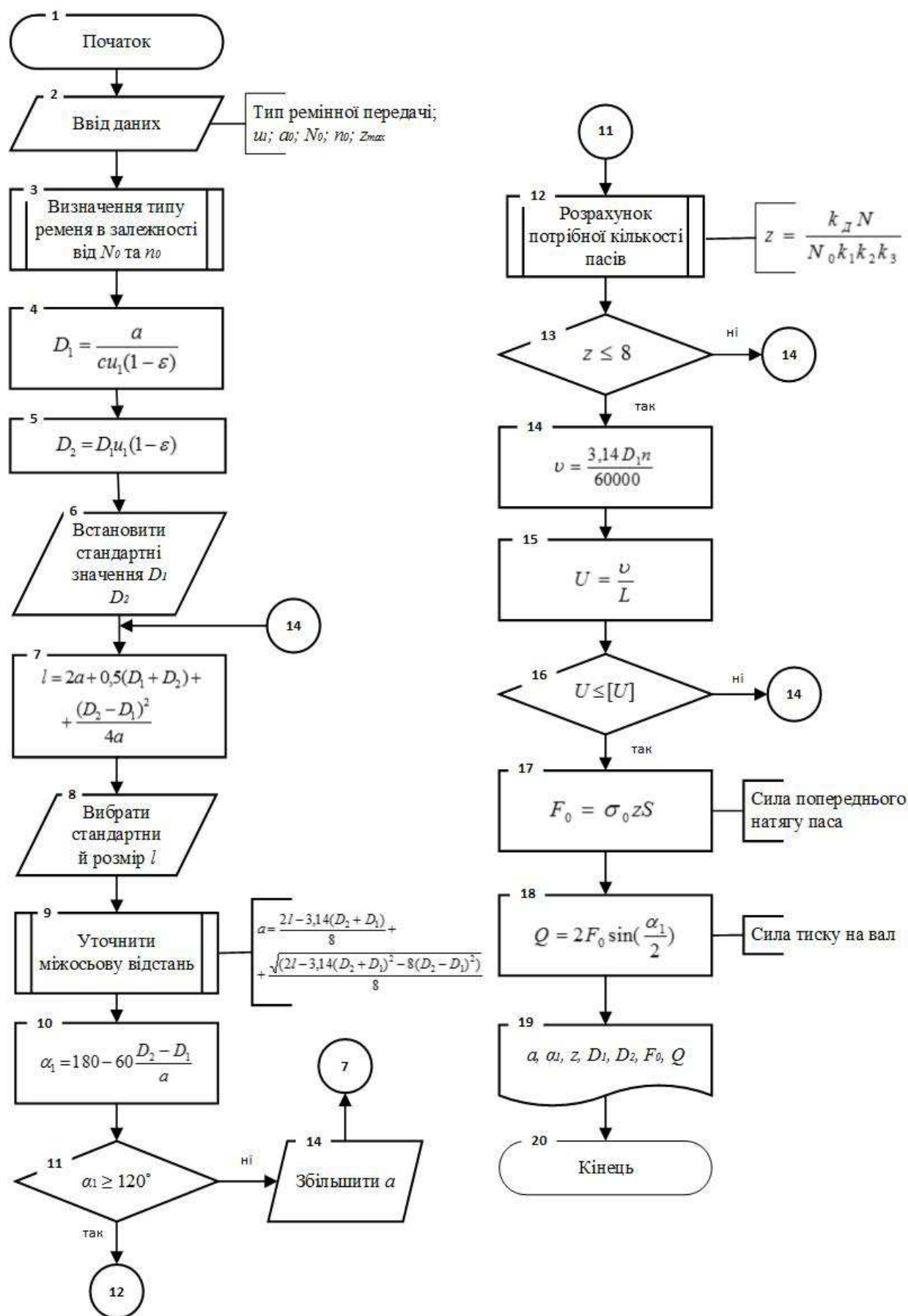


Рис. 2. Алгоритм розрахунку плоскостасової передачі

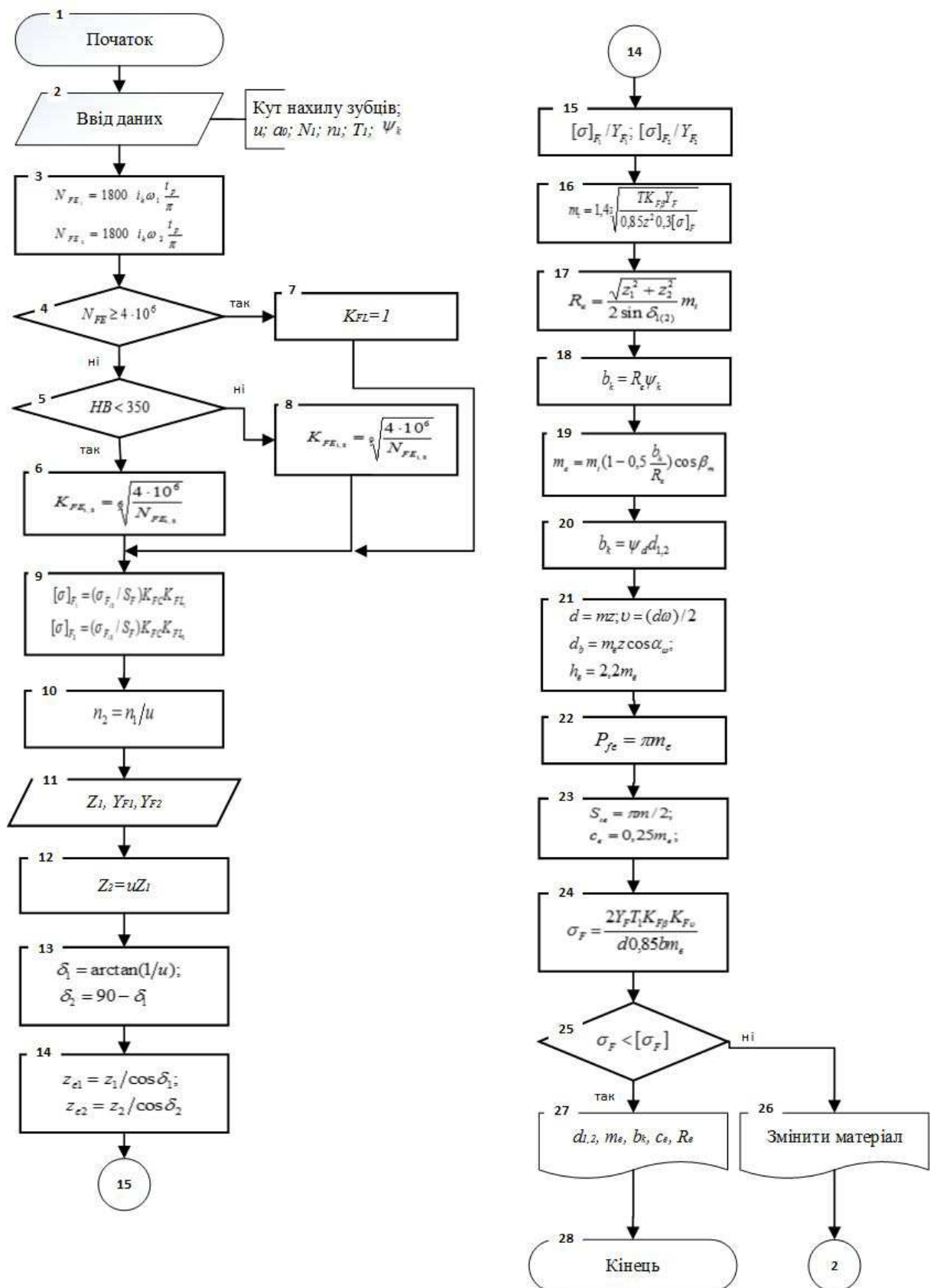


Рис. 3. Алгоритм розрахунку конічної передачі

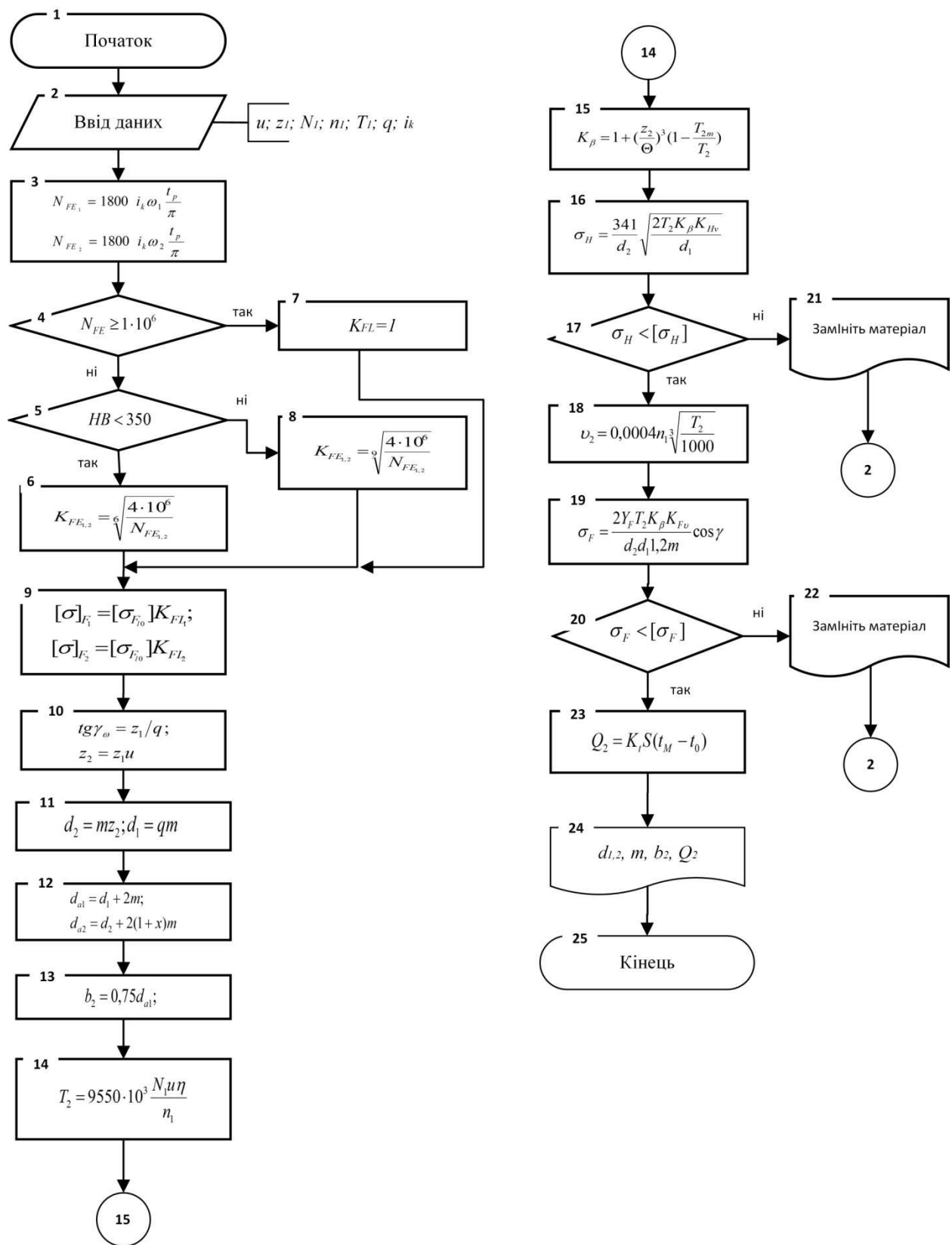


Рис. 4. Алгоритм розрахунку черв'ячної передачі

Практична робота №2

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА БУДІВЕЛЬНОЇ МАШИНИ З ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМИ MATHCAD

Теоретичні відомості

1. Розрахунок основних параметрів привода

Перед початком розрахунку необхідно накреслити кінематичну схему привода відповідно до ГОСТ 2.770-68 та пронумерувати всі її елементи по напрямку потоку потужності, починаючи від вала двигуна.

Основним кінематичним параметром механічної передачі є передаточне відношення (передаточне число). До основних навантажувальних параметрів привода відносяться обертальний момент та потужність. Для визначення навантажувально-кінематичних параметрів привода потрібно знати передаточне число та загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) привода.

Загальний коефіцієнт корисної дії привода дорівнює добутку ККД його окремих елементів, в яких мають місце втрати механічної енергії:

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \dots \times \eta_n, \quad (2.1)$$

де $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – ККД місцевих частин привода (підшипників, зубчастих передач та ін., табл. 3).

Таблиця 3

Значення ККД для механічних передач

Вид передачі	η
1. Відкрита зубчаста	0,95...0,96
2. Закрита зубчаста	0,97...0,98
3. Підшипники кочення (на обидві пари)	0,99...0,995
4. Підшипники ковзання (на обидві опори)	0,98
5. Плоскопасова	0,96...0,96
6. Клинопасова	0,95...0,97
7. Ланцюгова	0,95...0,96
8. Фрикційна	0,95...0,96
9. Гвинтова	0,90...0,95
10. Кулачкова муфта	0,98...0,99
11. Муфта пружна	0,98...0,99
12. Передача черв'ячна	0,90...0,95

Потужність на вихідному валу привода N_e (кВт) може бути визначено за залежностями

$$N_{\epsilon} = \frac{T_{\epsilon} \omega_{\epsilon}}{1000} = \frac{T_{\epsilon} n_{\epsilon}}{9550} = \frac{F_{t\epsilon} v}{1000}, \quad (2.2)$$

де T_{ϵ} – обертальний момент на вихідному валу, (Н·м); ω_{ϵ} – кутова швидкість вихідного вала, (рад/с); n_{ϵ} – частотою обертання вихідного вала, (об/хв); $F_{t\epsilon}$ – тягова сила на виході, (Н); v – лінійна швидкість, (м/с).

Необхідна статична потужність двигуна, кВт:

$$N_{CT_ДВ} = \frac{N_{\epsilon}}{\eta_{\text{мех}}}. \quad (2.3)$$

Орієнтовне значення частоти обертання вала двигуна, об/хв:

$$n_{OP_ДВ} = n_{\epsilon} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n, \quad (2.4)$$

де $u_1 \dots u_n$ – передаточні відношення окремих кінематичних пар (табл. 4).

Таблиця 4

**Рекомендовані значення передаточних відношень
для механічних передач**

Тип передачі	Передаточне відношення		
	діапазон зміни	стандартизоване	
		1 – й ряд	2 – й ряд
Зубчаста в редукторі	3...6		
Відкрита зубчаста: циліндрична конічна	4...6 3...5	2,0; 2,5; 3,1; 4,0; 5,0; 6,3	2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1
Черв'ячна з однозахідним черв'яком з двозахідним черв'яком	28...80 14...40	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71; 90
Ланцюгова	2...6	-	-
Пасова	2...10	-	-

Передаточне відношення для пасових передач рекомендується брати такими: $u \leq 4$ – для нормальних передач; $u \leq 6$ – для відкритих пасових передач; $u \leq 10$ – для плоскостасових передач з натяжними роликками; $u < 10$ – для клинопасових передач.

2. Вибір електродвигуна

Найбільш розповсюдженими є промислові трифазні асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором. Ці двигуни мають простішу конструкцію, найменшу вартість і мінімальні потреби в обслуговуванні у порівнянні з будь-якими іншими електричними двигунами, а також мають можливість їх включення у електричну мережу змінного струму без проміжних перетворювачів.

Промисловістю випускається єдина серія 4А асинхронних двигунів загального використання з чавунним корпусом (ГОСТ 19523-81) для кліматичних умов типу У (номінальні – сухе, чисте опалюване приміщення) категорії 3. Крім того, для спеціальних умов експлуатації (вибухонебезпечне та вогненебезпечне приміщення) випускаються вибухобезпечні електродвигуни серії ВР (ГОСТ 23111-78). Електродвигун є стандартним елементом приводу і його технічні характеристики вибираються за каталогами.

Основними технічними характеристиками електродвигуна є:

- номінальна потужність $N_{дв.}$ [кВт] – потужність, коли двигун працює без перегріву електричних обмоток;
- номінальна частота обертання $n_{дв}$ [об/хв] – швидкість обертання за номінальної потужності;
- відношення пускового моменту до номінального $\frac{T_{ном}}{T_{ном}}$;
- маса двигуна, кг.

Асинхронні електродвигуни для кожного значення номінальної потужності мають кілька варіантів виконань з різними частотами обертання ротора залежно від кількості пар полюсів p обмотки статора і частоти змінного струму. Синхронна частота обертання магнітного поля статора становить:

$$n_c = \frac{60 f}{p}. \quad (2.4)$$

Значення синхронних частот обертання ротору асинхронного двигуна для стандартної частоти змінного струму $f = 50$ Гц та кількості пар полюсів від 1 до 4 відповідно становлять 3000, 1500, 1000 та 750. Зі збільшенням кількості пар полюсів збільшується вартість двигуна. Якщо вартість двигунів з синхронною частотою 3000 об/хв та 1500 об/хв взяти за одиницю, то при частоті обертання 1000 об/хв вартість двигуна зростає в середньому на 40%, а для частот 750 об/хв і 600 об/хв вартість зростає на 70%.

Під навантаженням електродвигун зменшує частоту обертання ротора внаслідок електричного ковзання, тому номінальна частота обертання ротора електродвигуна при номінальному навантаженні стає менше синхронної на 2% ... 5 %. Коли перевантаження двигуна, існує велика вірогідність його виходу з ладу в наслідок перегріву ізоляції обмоток статора та ротора, але невелике перевантаження (не більше, ніж 10%) допускається – тобто $N_{дв.} \geq (0,9...1) \cdot N_{СТ_дв.}$. Вибираючи електродвигун, необхідно дотримуватися, щоб відношення

пускового моменту електродвигуна до номінального було більшим за відповідні значення для навантаження.

Загальне передаточне відношення $u_{з\Delta\Gamma}$ від двигуна до веденого вала кожного з виконавчих механізмів машини визначається як відношення номінальної частоти обертання $n_{дв}$ вала двигуна до частоти обертання n_H веденого вала виконавчого механізму:

$$u_{з\Delta\Gamma} = \frac{n_{дв}}{n_H}. \quad (2.5)$$

Величина $u_{з\Delta\Gamma}$ розподіляється між окремими передачами через добуток окремих передаточних відношень u_i : $u_{з\Delta\Gamma} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n$.

Потужність на валах механічних передач (кВт):

$$N_i = N_{дв} \eta_i, \quad (2.6)$$

де $N_{дв}$ – потужність двигуна (кВт), η_i – значення проміжного ККД.

Крутні моменти на валах механічних передач (Н·м):

$$T_i = 9550 \frac{N_i}{n_i}, \quad (2.7)$$

де n_i – частота обертання валу (об/хв).

3. Ознайомлення з системою MathCAD

MathCAD – система комп'ютерної алгебри з класу систем автоматизованого проектування, орієнтована на підготовку інтерактивних документів з обчисленнями та візуальним супроводженням, відрізняється легкістю використання і застосування для колективної роботи.

По закінченню встановлення MathCAD можна запустити в такий спосіб: на панелі задач **«Пуск – Все программы – Mathsoft Apps – MathCAD ...»**.

Робоче вікно MathCAD 11 PRO RUS складається з таких частин (рис. 5): рядок заголовка, головне меню, панель інструментів, панель форматування, панель меню «Математика», вікно редагування (робоча область), візир.

1. **Рядок заголовка** стандартний, як і в інших вікнах та програмах, які написані під ОС Windows. Він відображає ім'я програми (задачі, додатка), ім'я документа, із яким працює програма та три основні кнопки: згорнути, розгорнути (відновити) і закрити.

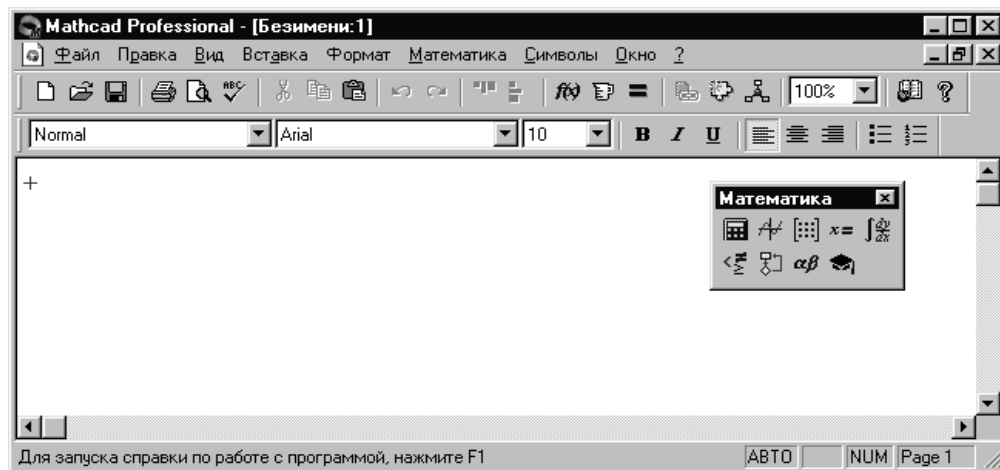


Рис. 5. Робоче вікно MathCAD

2. Другий рядок вікна системи — **головне меню**. Воно містить основні елементи керування, створення, відображення та збереження документа, а також опції виконання розрахунків. MathCAD зазвичай не вимагає обов'язкового використання можливостей головного меню, тому що основні з них дублюються кнопками швидкого керування.
3. Третій рядок вікна системи займає **панель інструментів**. Вона містить кілька груп кнопок керування з піктограмами, кожна з яких дублює одну з найважливіших операцій головного меню. Навівши курсор миші на кожен з піктограм, відобразиться підказка, що пояснює функції піктограми. На рис. 6 зображено назви кнопок панелі інструментів. Треба зазначити, що панель інструментів, як і будь-яку іншу панель, включаючи головне меню, можна мишею перетворити у складальну панель і помістити в будь-яке місце екрана. Розглянемо дію кнопок швидкого керування системою (номера їх відповідають наведеним на рис. 6).

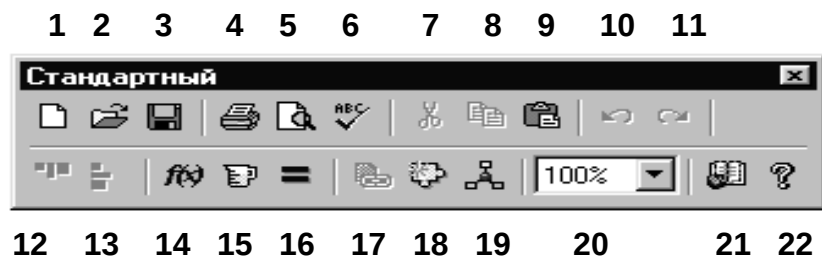


Рис. 6. Кнопки швидкого керування:

- 1 – новий документ; 2 – відкрити документ; 3 – зберегти; 4 – друк;
- 5 – перегляд документа; 6 – перевірка орфографії; 7 – вирізати; 8 – копіювати;
- 9 – вставити; 10 – скасувати; 11 – повернення; 12 – вирівняти по верхній границі;
- 13 – вирівняти по лівій границі; 14 – вставити функцію; 15 – вставити одиниці виміру;
- 16 – обчислити; 17 – вставити гіпертекстове посилання; 18 – вставити компонент;
- 19 – запуск MathConnex; 20 – масштаб; 21 – ресурс центр; 22 – довідка

4. **Панель форматування** така ж, як і в Microsoft Word і особливого вивчення не вимагає.

5. **Панель меню «Математика»** (рис. 7) містить кнопки виклику панелей математичних операцій різного роду.

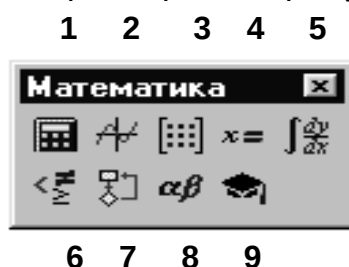


Рис. 7. Кнопки панелі математика:

1 – калькулятор (арифметичні інструменти); 2 – інструмент графіки;
3 – векторні й матричні операції; 4 – інструменти знаків; 5 – оператори математичного аналізу; 6 – інструменти логіки; 7 – інструменти програмування;
8 – символи грецького алфавіту; 9 – символічні оператори

6. **Вікно** редагування чи **робоча область** призначена для роботи з формулами (обчисленнями), для введення і редагування тексту, а також дозволяє працювати з графічними об'єктами.

7. **Візир** - це червоний хрестик у вікні редагування. Його можна переміщати клавішами переміщення курсору. Візир указує місце, з якого можна починати набір формул – обчислювальних блоків. Натискання лівої клавіші миші устанавлює візир на місце, зазначене стрілкою курсору миші. Так, в області формул візир перетворюється в синій куточок, що вказує напрямок і місце введення.

Перш ніж, починати роботу з MathCAD, необхідно пам'ятати такі правила:

1. Усі обчислення, оголошення змінних проводяться у строго визначеному порядку, за правилом зверху вниз і зліва направо.

2. Набір формул проводиться за тими же принципами, як і в редакторі формул Microsoft Word, тобто за допомогою шаблонів формул.

Для того, щоб почати роботу з калькулятором необхідно на панелі меню **«Математика»** натиснути лівою клавішею миші на піктограму калькулятора, після чого з'явиться панель арифметичних інструментів (рис. 8).

Принципи роботи з формулами в MathCAD подібні принципам роботи редактора формул у Microsoft Word, однак існує єдине виключення. Після того, як ваша формула була набрана і після неї був поставлений знак рівності, система MathCAD відразу ж обчислює вираз.

Щоб оголосити змінну, потрібно: визначити символ або групу символів – ім'я змінної; поставити знак «:=»; ввести значення змінної. Дискретна змінна вводиться у форматі: var:=початкове значення, [крок] .. кінцеве значення. У дужках зазначений не обов'язковий параметр, за замовчуванням крок рівний 1. Двокрапка «..» вводиться клавішею крапка з комою «;» або кнопкою арифметичної палітри.

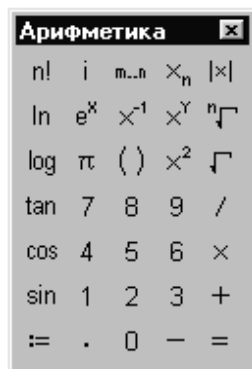


Рис. 8. Панель «**Арифметика**»

Згідно з варіантом табл. 5 розробити програму загального розрахунку механічної передачі.

Таблиця 5

Варіанти завдань

№ пор.	Варіанти компоновки механічних передач
1	Двигун – клинопасова передача – циліндричний редуктор
2	Двигун – клинопасова передача – конічний редуктор
3	Двигун – ланцюгова передача – циліндричний редуктор
4	Двигун – клинопасова передача – черв'ячний редуктор
5	Двигун – ланцюгова передача – черв'ячний редуктор
6	Двигун – ланцюгова передача – конічний редуктор

Лабораторна робота №1

Побудова кінематичної схеми механічної передачі

Мета роботи. Ознайомитися з основними елементами керування САПР КОМПАС. Побудувати кінематичну схему механічної передачі (рис. 9), використовуючи всі доступні методи побудови та представлення результатів проектування в САПР КОМПАС.

Основні теоретичні відомості

Принципова кінематична схема – графічна схема, на якій показано послідовність передачі руху від двигуна через передавальний механізм до робочих органів машини (наприклад, шпинделю токарного верстата,

різальному інструменту, ведучим колесам автомобіля та ін.) і їх взаємозв'язок. На кінематичних схемах зображають тільки ті елементи машини або механізму, які беруть участь в передачі руху (зубчасті колеса, ходові гвинти, вали, шків, муфти тощо) без дотримання розмірів та пропорцій.

Стандарти, що регламентують умовні позначення та виконання кінематичних схем:

- ГОСТ 2.770-68 (2000) ЕСКД. Обозначения условные графические на схемах. Элементы кинематики;
- ГОСТ 2.703-68. ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем;
- ISO 3952 Kinematic diagrams – Graphical symbols.

Під час виконання кінематичних схем корпусні частини складальної одиниці не показують зовсім або наносять їх контур суцільними тонкими лініями. Просторові кінематичні механізми зображають зазвичай у вигляді розгорнутих схем в ортогональних проекціях шляхом розміщення всіх осей в одній площині. Такі схеми дозволяють з'ясувати послідовність передачі руху, але не показують дійсного розташування деталей механізму. Кінематичні схеми допускається виконувати в аксонометрії.

Всі ланки на кінематичних схемах зображають умовно у вигляді графічних символів (ГОСТ 2.770-68 (2000)), що лише розкриває принцип їх роботи. Сполучення суміжних ланок, яке допускає їхній відносний рух, називають кінематичною парою. Найпоширеніші кінематичні пари: обертова (шарнір), поступальна (повзун чи напрямна), гвинтова (гвинт і гайка), сферична (кульовий шарнір). На кінематичній схемі дозволяється зображати окремі елементи схем інших видів, що безпосередньо впливають на її роботу (наприклад, електричні або гідравлічні).

Окрім умовних графічних позначень, на кінематичних схемах дають вказівки у вигляді надписів, що пояснює зображений елемент. Наприклад, вказують тип і характеристику двигуна, діаметри шківів пасової передачі, модуль і число зубів зубчастих коліс та ін. Взаємне розташування ланок на кінематичній схемі повинно відповідати початковому, середньому або робочому положенню виконавчих органів механізму чи машини. На кінематичній схемі ланкам присвоюють номери в порядку передачі руху, починаючи від двигуна. Вали нумерують римськими цифрами, решту елементів – арабськими. Порядковий номер елемента проставляють на полиці виносної лінії. Під полицею вказують основні характеристики і параметри кінематичної ланки.

Завдання 1

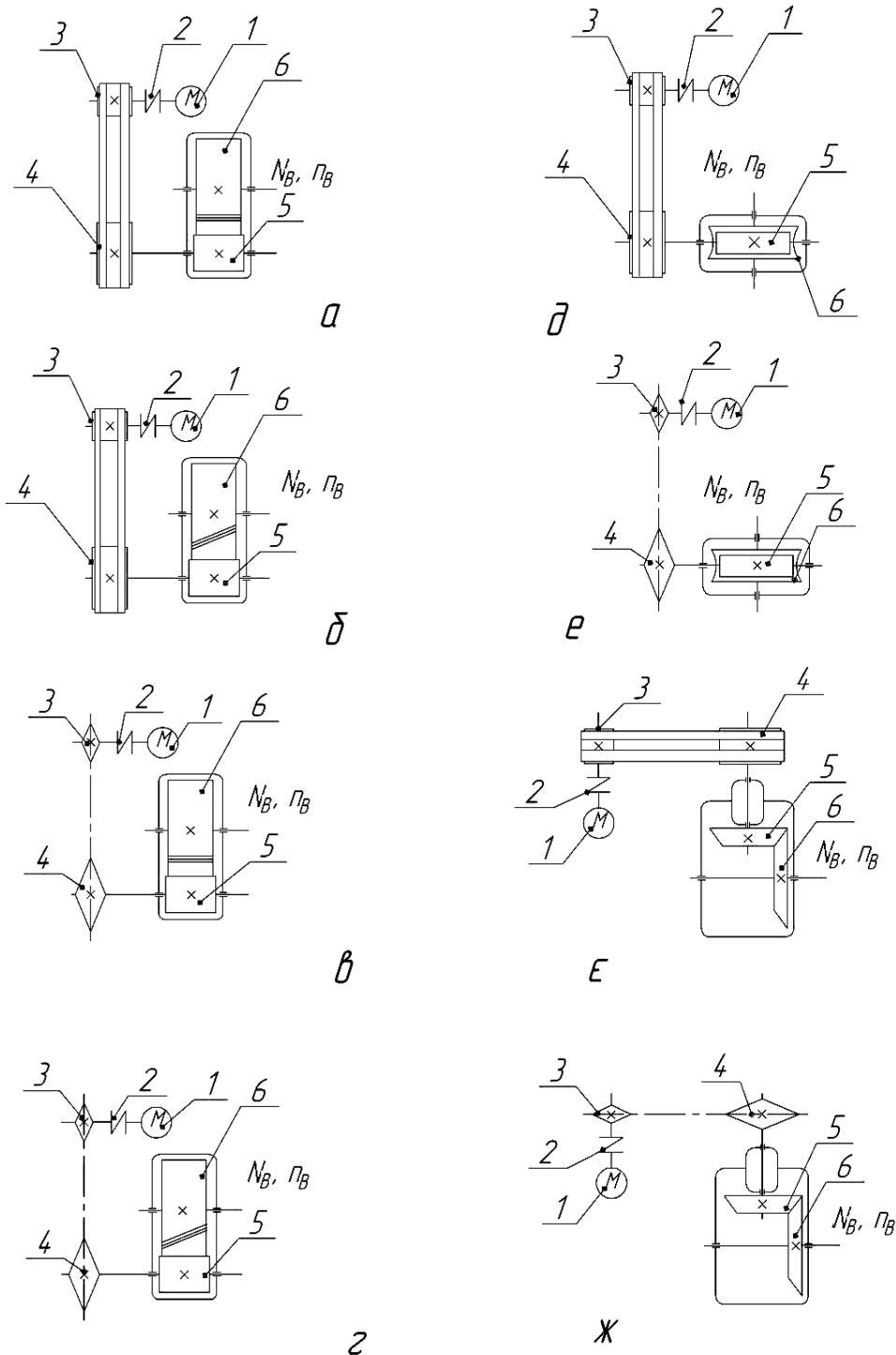


Рис. 9. Кінематичні схеми приводів:

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – барабан; 4 – пасова передача;
 5 – циліндричний редуктор; 6 – черв'як; 7 – черв'ячне колесо; 8 – зірочка;
 9 – ланцюг; 10 – конічний редуктор

Порядок виконання роботи

1. Активувати систему КОМПАС-3D та ініціювати створення аркуша креслення виконавши наступні команди **«Файл – Создать –**

Чертеж». Виконається створення документа з елементами оформлення.

2. Створити елемент кінематичної схеми – електродвигун. Згідно з ГОСТ 2.770-68 (2000) ЕСКД електродвигун на кінематичній схемі зображується у вигляді кола з літерою **М** в середині кола. В системі КОМПАС виконується послідовність дій **«Инструменты – Геометрия - Окружности – Окружность»**. Це приведе до активації команди побудови кола. Аналогічну дію буде виконано, якщо скористатися відповідною командою з компактної панелі швидкого доступу (рис. 10).



Рис. 10. Системна компактна панель ескізів та графічних документів

3. В довільному місці на екрані курсором вказати центр вибраного кола, а в **«Панели свойств»**, яка активується автоматично після вибору команди **«Окружность»** та відобразиться в нижній частині екрана, вказати діаметр кола 10 мм та натиснути **«Enter»** на клавіатурі, що підтвердить виконання команди.
4. Для виводу тексту переходимо до компактної панелі на вкладку **«Обозначения»** та вибираємо команду **«Ввод текста»** або виконується послідовність дій **«Инструменты – Ввод текста»**. Активувавши дану команду автоматично запуститься **«Панель свойств»**, в якій можна вибирати точку прив'язки тексту. За умовчання текст прив'язаний до першої літери.
5. Курсором на екрані вказуємо точку прив'язки тексту до побудованого кола та вводимо відповідний текст. Як тільки буде вказано точку прив'язки тексту до об'єкта, зміниться склад **«Панели свойств»** та з'явиться можливість виконувати форматування тексту. По завершенню вводу на **«Панели свойств»** натискаємо елемент **«Создать объект»**. Буде створено текст. Виділивши текст курсором миші, його можна переміщувати, щоб зорієнтувати його в центрі кола.
6. В меню сервіс та підключаємо прикладні бібліотеки КОМПАС **«Сервис – Менеджер библиотек»**. Після підключення менеджера бібліотек у спеціальному вікні з'явиться перелік

завантажених бібліотек до системи КОМПАС. У випадку якщо перелік не відображатиметься, необхідно оновити менеджер бібліотек.

7. В розділі **«Машиностроение»** підключаємо **«Библиотеку элементов кинематических схем»**.

8. Необхідно перейти в розділ муфти та вибрати режим відображення муфти **«Муфта 3»**. Після активації **«Муфта 3»**, необхідно вибрати точку прив'язки муфти до двигуна, для чого натискаємо праву кнопку миші та вибираємо **«Привязка - Выравнивание»** (рис. 11). Це призведе до примусового ввімкнення прив'язки. Виконуємо прив'язку до центру кола.

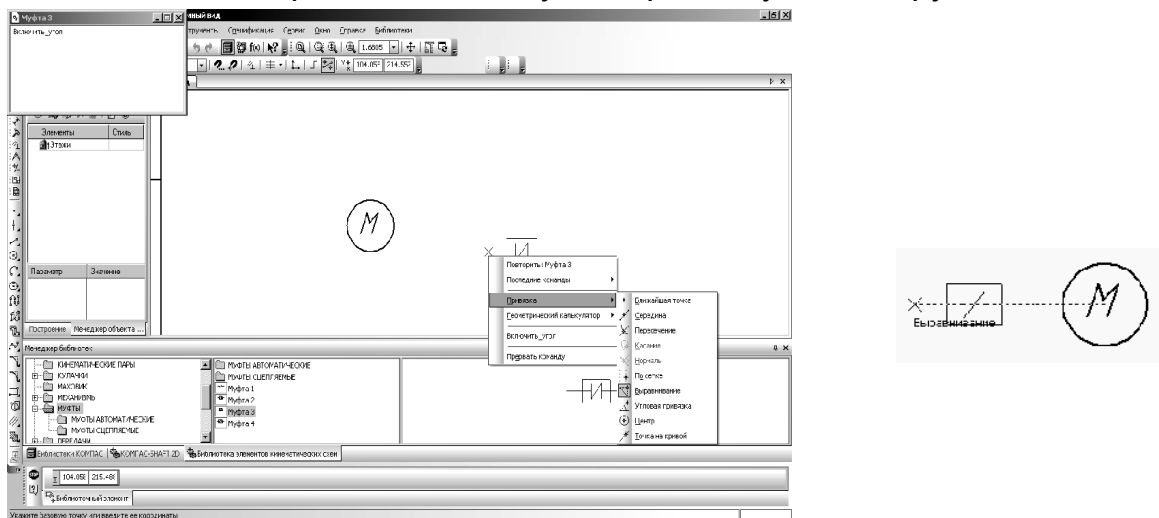


Рис. 11. Використання прив'язок

9. Переходимо в розділ передачі та вибираємо **«Передачи ременные - Передача 2»**. Вмикаємо кут орієнтації моделі у додатковому вікні та встановлюємо значення 90° , що поверне модель на даний кут. Визначаємо прив'язку та розміщуємо передачу.

10. Активуємо розділ **«Передачи зубчатые»** та вибираємо вид передачі, наприклад **«Передачи цилиндрические – Передача 6»** й розміщуємо на кресленні даний елемент.

11. Змінимо масштаб відображення всіх елементів кінематичної схеми. Виділимо всі елементи схеми та виконаємо команду **«Редактор - Масштабирование»** з головного меню. В **«Панели свойств»** встановлюємо величину масштабу збільшення (збільшуємо в 2,5 рази). Наводимо курсор миші на виділені об'єкти схеми, визначаємо місце прив'язки та натискаємо ліву кнопку миші. Масштаб відображення зміниться.

12. Переходимо до менеджера бібліотек в розділ **«Машиностроение Библиотека элементов кинематических схем – Подшипники – Подшипники качения»** та вибираємо радіально-упорний підшипник для косозубої циліндричної передачі – **«Подшипник 2»**. Використовуючи прив'язки та параметри розміщення даного елемента кінематичної схеми встановлюємо підшипники на кінцях валів зубчастої передачі.
13. Переходимо в розділ **«Геометрия»** та використовуючи команду **«Отрезок»** з'єднуємо корпуси підшипників між собою для отримання замкнутого контуру (рис. 12). У процесі роботи використовуємо прив'язки, приближення та віддалення об'єкту, а також періодично затискаємо клавішу **Shift** для вирівнювання ліній (спочатку вибираємо **«Отрезок»**, робимо прив'язку до вибраної точки об'єкту, а потім виконуємо вирівнювання). Видалити не потрібні елементи креслення можна за допомогою команди **«Усечь кривую»**, що знаходиться в розділі **«Редактирование»** системної компактної панелі. В результаті буде отримано зубчасту передачу в корпусі.

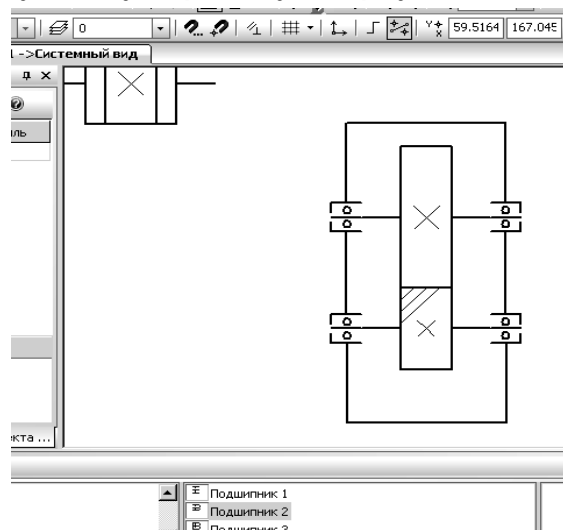


Рис. 12. Побудова кінематичної схеми редуктора

14. Відредагуємо елемент пасова передача. Виділяємо елемент, переходимо на вкладку **«Редактирование»** та активуємо команду **«Деформация сдвигом»** (рис. 13).

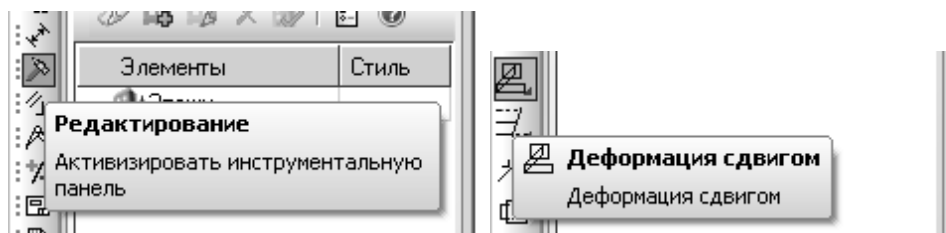


Рис. 13. Команда **«Деформация сдвигом»**

15. Виділяємо курсором елемент пасової передачі, який необхідно деформувати (рис. 14), вказуємо точку прив'язки та переміщуємо вибраний фрагмент.

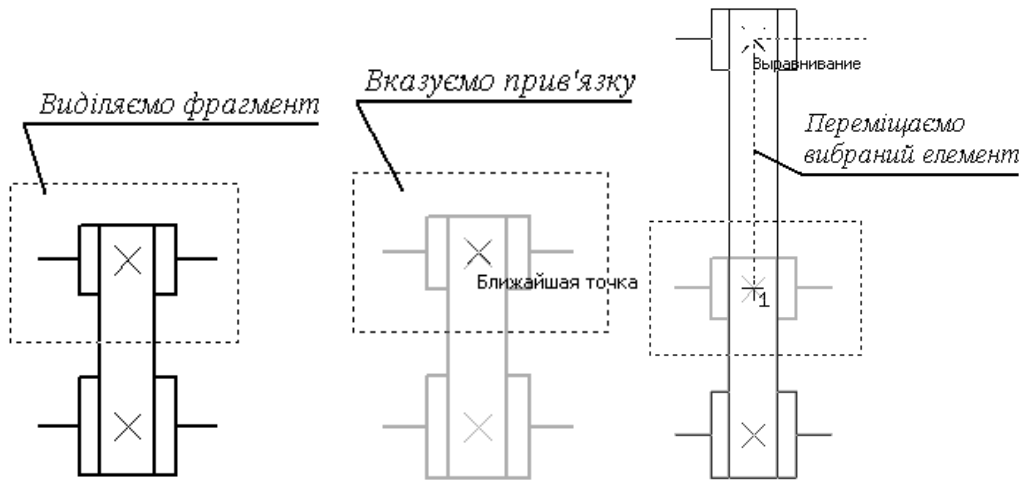


Рис. 14. Порядок деформування фрагменту

16. Швидкохідний вал зубчастої передачі з'єднуємо з веденим шківом пасової передачі, а вихід тихохідного вала залишаємо вільним. Оскільки ведучий шків пасової передачі має бути через муфту з'єднано з електродвигуном, виконуємо відповідний зв'язок, а вал ведучого шківа встановлюємо на радіальні підшипники. Для цього скористаємося менеджером бібліотек та додамо відповідні елементи.
17. У процесі зміни масштабу в пункті 11 не було змінено розмір шрифту, яким позначено електродвигун. Подвійним натисканням курсором миші та виділенні тексту, яким позначається електродвигун в **«Панели свойств»** встановлюємо величину шрифту 10, прямий, жирно.
18. Оскільки згідно з завданням задано клинопасову передачу, виконаємо модернізацію елемента пасової передачі для її коректного відображення, а саме добудуємо додатково чотири лінії за допомогою інструменту **«Отрезок»** (рис. 15).
19. Для постановки позицій спеціальний інструмент, для ввімкнення якого виконаємо такі команди - **«Обозначение – Обозначение позиций»** та проставимо позиції за порядком: 1 – електродвигун, 2 – муфта, 3 - клинопасова передача, 4 – редуктор, 5 – підшипники. У постановці позицій досліджуємо відповідну панель властивостей цього інструменту та виявляємо характер налаштування їхнього відображення.

20. Командою **«Обозначение позиций»** проставляємо позиції ступенів приводу: I – вал ведучого шківа, II – швидкохідний вал редуктора, III – тихохідний вал редуктора.
21. Для оформлення додаткових написів на кресленні використовуємо інструмент **«Ввод текста»**.
22. Для оформлення креслення переносимо курсор миші на рамку основного напису та двічі натискаємо ліву кнопку миші. Це приведе до активації основного напису. Заповнюємо відповідні поля основного напису до запропонованого зразка рис. 16.

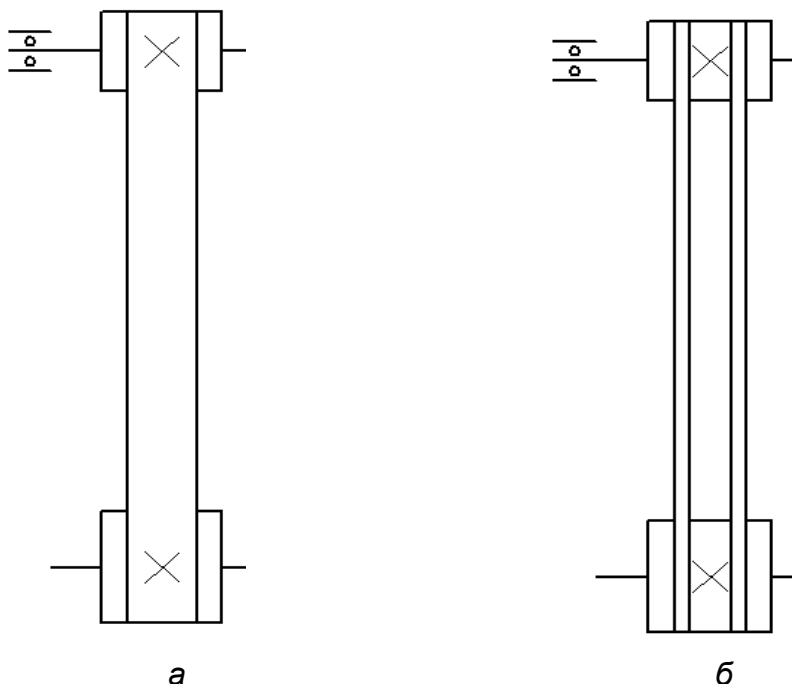


Рис. 15. Доопрацювання пасової передачі:
а – пасова передача; б – клинопасова передача

					Рік та варіант			Ідентифікатор K1-схема кінематична				
					1217 00.000.00K1							
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Кінематична схема привода	Лист	Масса	Масштаб				
Разраб.	Мицук Д.О.	Проставил МО	14.06.	14.06.				1:1				
Т.контр.						Лист	Листов		1			
Н.контр.						ПНМ-31						
Утв.	Рашківський В.П.				Назва аркушу			Група				

Рис. 16. Приклад оформлення основного напису

23. Виконаний аркуш креслення кінематичної передачі показано на рис 17.

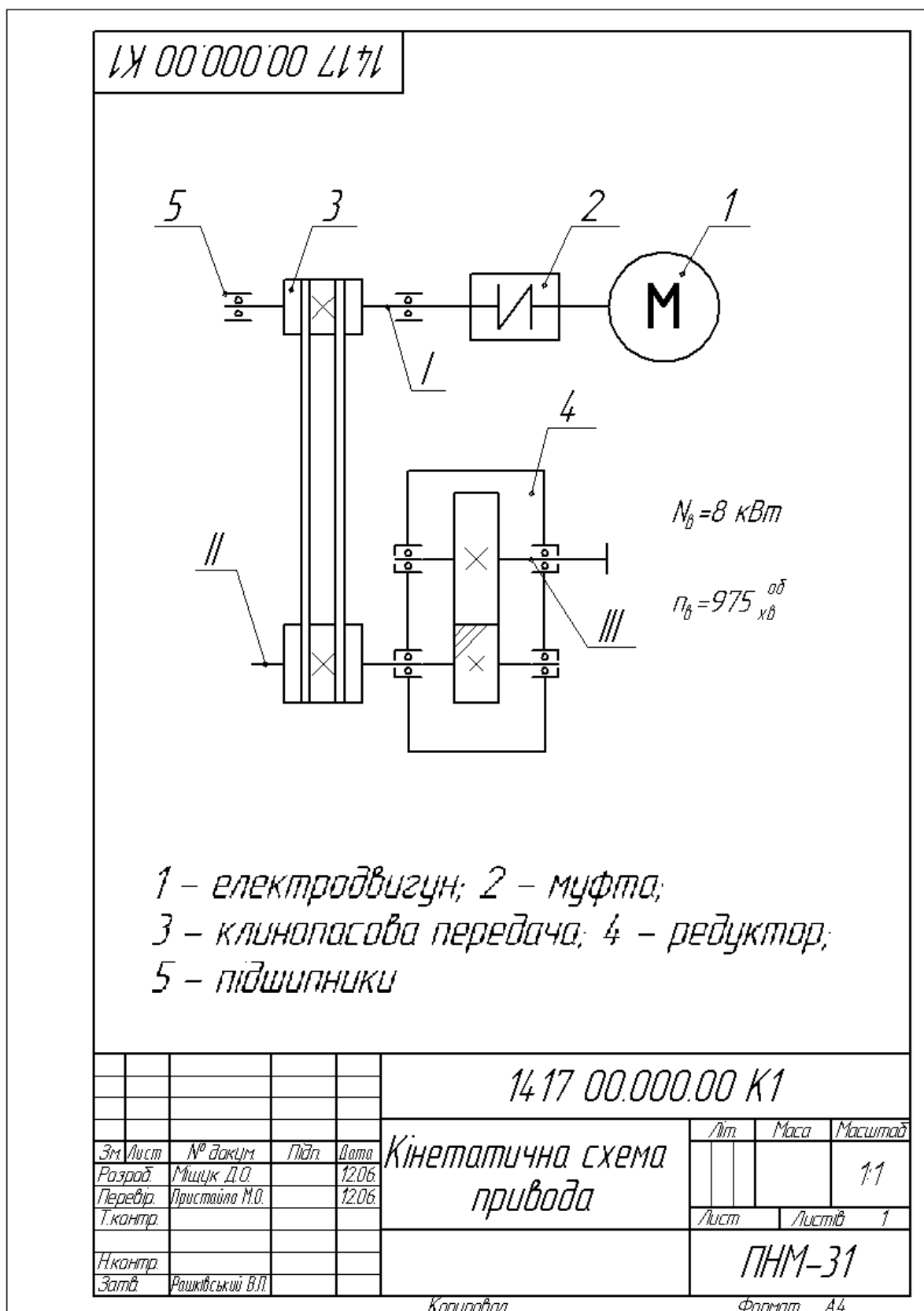


Рис. 17. Приклад оформлення кінематичної схеми
Лабораторна робота №2

Розрахунок механічної передачі в прикладній програмі SHAFT-2D САПР КОМПАС

Мета роботи. Ознайомитися з прикладною програмою SHAFT-2D. Провести розрахунки в програмі SHAFT-2D та встановити основні конструктивні параметри механічної передачі. Визначити навантажувальну здатність зубчастої передачі.

Основні теоретичні відомості до розрахунку механічних передач

Геометрія зубчастого колеса характеризується такими основними параметрами.

Ділильний діаметр – це діаметр кола по якому у процесі виготовлення зубців зубчастого колеса виконується розподіл заготовки на z рівних частин, що розміщуються одна відносно одної на відстані p_t , де z – кількість зубців зубчастого колеса, а p_t – крок зубців по ділильному колу у площині, яка перпендикулярна осі колеса (торцевий переріз) (рис. 18).

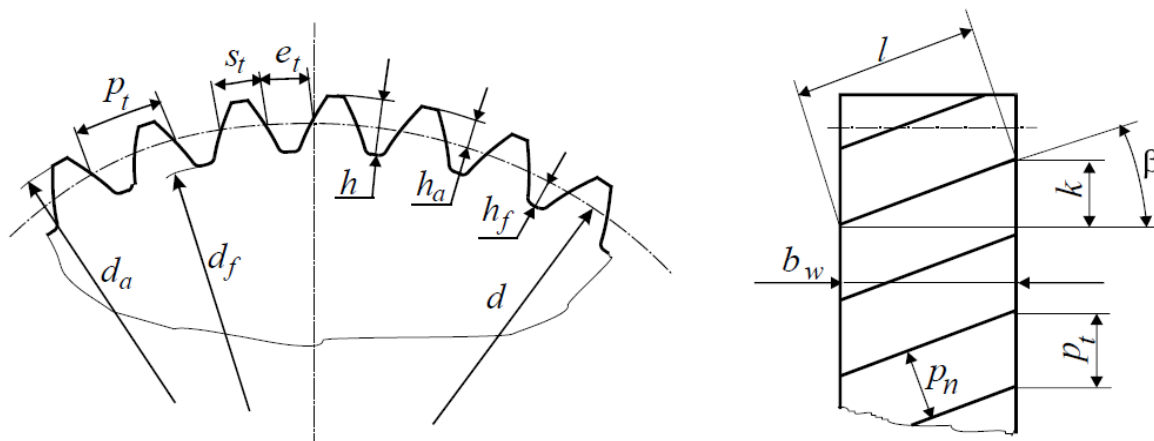


Рис. 18. Геометричні параметри циліндричного зубчастого колеса

Крок зубців по ділильному діаметру може вимірюватися і в напрямку, нормальному до зубця – p_n . Ці два кроки пов'язані співвідношенням $p_n = p_t \cos \beta$, де β – кут нахилу зубців косозубої передачі.

Модулем зубців є лінійна величина, яка в π разів менша ніж крок, мм:

$$m_t = \frac{p_t}{\pi}, \quad m_n = \frac{p_n}{\pi}. \quad (2.1)$$

Для шевронних й косозубих коліс торцевий та нормальний модулі пов'язані співвідношенням $m_n = m_t \cos \beta$. Для прямозубих зубчастих

коліс – $m_n = m_t$. Зазвичай індекс n не вживається, тобто $m_n = m$. У зв'язку з тим, що модуль визначає розміри інструменту, який нарізає зубці, то для зменшення кількості типорозмірів цього інструменту, значення нормального модуля стандартизовані. Основні стандартні значення модуля наведені в табл. 6.

Таблиця 6

Величина модуля, мм (ГОСТ 9563-80)

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

За звичаєм зубчасте колесо з меншою кількістю зубців (z_1) називають *шестірнею*, а з більшою (z_2) – *зубчастим колесом*.

Параметри циліндричної зубчастої передачі без зміщення вихідного контуру визначаються так.

Крок зубців і діаметри ділільних діаметрів циліндричного зубчастого колеса з кутом нахилу зубця β знаходяться за формулами:

$$p_n = \pi m, \quad p_t = \pi \frac{m}{\cos \beta}, \quad d_{\omega 1} = \frac{m z_1}{\cos \beta}, \quad d_{\omega 2} = \frac{m z_2}{\cos \beta}. \quad (2.2)$$

Ділільне коло поділяє зубець по висоті на дві частини: голівку і ніжку зубця. Згідно зі стандартом висота голівки h_a і висота ніжки h_f для зубчастих коліс без зміщення вихідного контуру обчислюються за формулами:

$$h_a = h_a^* m, \quad h_f = (h_a^* + c^*) m, \quad (2.3)$$

де $h_a^* = 1,0$ – коефіцієнт голівки зубця, $c^* = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору.

Ділільна міжосьова відстань буде:

$$a_{\omega} = \frac{1}{2}(d_{\omega 2} \pm d_{\omega 1}) = \frac{(z_2 \pm z_1)m}{2 \cos \beta}, \quad (2.4)$$

де знаки «+» – для передач зовнішнього зачеплення, «-» – для передач внутрішнього зачеплення.

Ширина вінця циліндричного зубчастого колеса, мм:

$$b_k = \psi_d d_{\omega}, \quad (2.5)$$

де d_{ω} – ділільний діаметр зубчастого колеса, мм. Ширина зубчастого вінця шестерні вибирається на 2...5 мм більше ширини вінця зубчастого колеса.

Конічні зубчасті передачі застосовуються в тих випадках, коли осі валів перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але на практиці поширені конічні зубчасті передачі з міжосьовим кутом 90°. Такі передачі називають *ортогональними*. Конічна зубчаста передача

складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів, вписаних у сферу радіуса R_e (зовнішня конусна відстань) так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери (рис. 19). Розміри зубців конічних коліс в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів. У точних механізмах переважно застосовують прямозубі колеса. Конічні зубчасті колеса з криволінійними зубцями працюють майже безшумно і зі значно меншою вібрацією, ніж колеса з прямолінійними зубцями, проте вони складніші у виготовленні та мають значні осьові зусилля. Коефіцієнт перекриття у таких коліс вище, ніж у коліс з прямими зубцями.

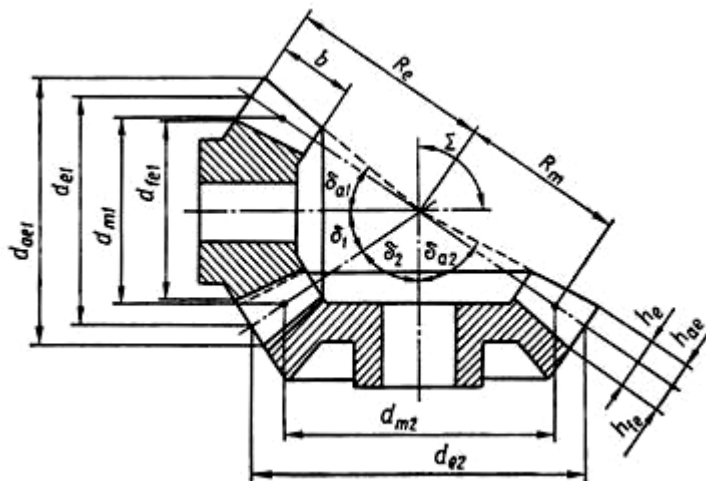


Рис. 19. Геометричні параметри конічного зубчастого колеса

Для розрахунку конічних зубчастих передач беруть тільки зовнішні і середні ділільні кола.

За умови, що в конічній прямозубій передачі модуль та ділільний діаметр зв'язані співвідношеннями: $d_{\omega 1} = z_1 m_{te}$, $d_{\omega 2} = z_2 m_{te}$, визначають зовнішній ділільний діаметр:

$$d_{ae1} = d_{\omega 1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{\omega 2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2, \quad (2.6)$$

де $h_{ae1} = m_{te}(1 + x_1 \cos \beta_m)$, $h_{ae2} = 2m_{te} \cos \beta_m - h_{ae1}$ – висоти головки зуба відповідно шестерні та колеса, m_{te} – зовнішній коловий модуль, β_m – кут

нахилу зубців, $x_1 = -x_2 = 2(1 - \frac{1}{u^2}) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}}$ – коефіцієнт висотної корекції,

u – передаточне число передачі.

Ширина зубчастого вінця конічних зубчастих коліс підбирається так щоб виконувалася рівність:

$$\psi_k = \frac{b_k}{R_e} = 0,2 \dots 0,3, \quad (2.7)$$

де $R_e = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2} m_{te}}{2 \sin \delta_{1(2)}}$ – зовнішня конусна відстань; ψ_k – коефіцієнт ширини

зубчастого вінця для конічного колеса. Для виконання залежності (2.7) ширина зубчастого вінця вибирається з умови:

$$b_k \leq 10m_{te} \approx 12m_n, \quad (2.8)$$

де m_{te} та m_n – відповідно зовнішній коловий модуль прямозубих коліс та середній нормальний модуль конічних коліс із круговими зубцями.

Для конічних прямозубих коліс стандартним беруть зовнішній коловий модуль m_{te} , а для конічних коліс з круговими зубцями стандартним вибирають середній нормальний модуль m_n . Співвідношення між цими модулями таке:

$$m_n = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b_k}{R_e}\right) \cos \beta_m. \quad (2.9)$$

Черв'ячні передачі виконують двох типів: з циліндричним черв'яком; з глобоїдним черв'яком. Застосовують такі види циліндричних черв'яків: архімедовий черв'як – ZA; евольвентний – Z1; конволютний – ZN1 та ZN2; черв'як утворений конусом – ZK1 та ZK2.

Коефіцієнт діаметру черв'яка:

$$q = \frac{d_1}{m}, \quad (2.10)$$

де d_1 - дільний діаметр черв'яка.

Ширина зубчастого вінця черв'ячного колеса:

$$b_k \leq \begin{cases} 0,75(qm + 2m), & \text{при } z_1 \leq 3; \\ 0,67(qm + 2m), & \text{при } z_1 = 4, \end{cases} \quad (2.11)$$

де z_1 – кількість заходів черв'яка; m – осьовий модуль (згідно зі стандартом допускається використання модулів 2; 2,5; 3; 3,13; 3,5; 4; 5; 6,3; 7; 8; 10; 12; 12,5; 16; 20); q – коефіцієнт діаметра черв'яка (беруть $q \geq 0,25z_2$ з подальшим уточненням до стандартного значення (табл. 7), z_2 - кількість зубців черв'ячного зубчастого колеса).

Таблиця 7

Коефіцієнти діаметра черв'яка

1-й ряд	6,3	-	8,0	-	10,0	-	12,5	-	16	-	20	-	25
2-й ряд	-	7,1	-	9,0	-	11,2	-	14	-	18	-	22,4	
Значення 1-го ряду є переважними 2-му; значення 25 бажано не брати													

Дільний кут підйому гвинтової лінії черв'яка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}. \quad (2.12)$$

Навантажувальна здатність зубчастих коліс визначається контактною та згинальною міцністю зубців за формулами:

Для циліндричних коліс:

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1 K_H}{b_k d_{\omega 1}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (2.13)$$

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_1 Y_F Y_\beta Y_\epsilon \cos \beta}{m^2 z b_k} \leq [\sigma_F], \quad (2.14)$$

де σ_H, σ_F – контактні та згинальні напруження зубців, Па; $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$ та $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$ – коефіцієнти навантаження, що враховує концентрацію навантаження по довжині зуба під час контакту $K_{H\alpha}$ та згину $K_{F\alpha}$, нерівномірність розподілу навантаження між зубцями під час контакту $K_{H\beta}$ та згину $K_{F\beta}$, динамічність навантаження під час контакту K_{Hv} та згину K_{Fv} ; T_1 – номінальний обертальний момент, Н·м; $Z = Z_H Z_M Z_\epsilon$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зуба Z_H , механічні властивості матеріалу зубчастого колеса Z_M та характер контакту Z_ϵ ; Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зубців і концентрацію напружень; $Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ$ – коефіцієнт, що враховує кут нахилу β ; $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ – коефіцієнт, що враховує участь у зачепленні декількох пар зубців (для прямозубих передач $Y=1$, для косозубих $Y \sim 0,65$). Для косозубих коліс Y_F вибирають за еквівалентною кількістю зубців $z_e = z / \cos^3 \beta$, де z – кількість зубців шестерні. Для попередніх розрахунків можна взяти $K_H=1,3$.

Допустимі напруження під час контакту та згині для зубчастої передачі розраховують за максимальними значеннями:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_\Sigma}} Z_R Z_v, \quad (2.15)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL} K_{FC}, \quad (2.16)$$

де S_F – коефіцієнт запасу міцності (1,8...2,3); S_H – коефіцієнт безпеки (1,1...1,35), σ_{F0} – границя витривалості зубців від напружень згину (табл. 8); K_{FC} – коефіцієнт, що враховує характер навантаження передачі (для одностороннього навантаження $K_{FC}=1$, для двостороннього навантаження $K_{FC} = 0,7...0,8$ – більші значення за

$HB > 350$); Z_R – коефіцієнт шорсткості (1...0,95); $Z_v = 1$ – швидкісний коефіцієнт; N_{H0} – базове число циклів зміни навантажень, млн циклів (10...100).

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}}, \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2 \quad \text{при} \quad HB \leq 350 \quad (2.17)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}}, \quad 1 \leq K_{FL} \leq 1,6 \quad \text{при} \quad HB \geq 350, \quad (2.18)$$

де N_{F0} - базове число циклів навантаження для визначення границі витривалості на згин ($N_{F0} = 4 \cdot 10^6$). Для довгопрацюючих передач ($T > 10000$) - $K_{FL} = 1$.

Сумарна кількість циклів навантаження зубців шестерні та колеса за термін служби передачі:

$$N_{\Sigma} = 1800 \cdot i_k \cdot \omega \cdot \frac{t_p}{\pi}, \quad (2.19)$$

де i_k – кількість зубчастих коліс, спряжених з даним зубчастим колесом, для якого визначається N_{Σ} ; t_p – термін роботи передачі, годин; ω – кутова швидкість обертання шестерні та зубчастого колеса, s^{-1} ($\omega = \omega_g$).

Термін роботи передачі, годин:

$$t_p = 24k_1 365k_2 L_p, \quad (2.20)$$

де k_1 та k_2 – коефіцієнти використання передачі за добу та за рік; L_p – термін роботи в роках.

Таблиця 8

Значення меж витривалості зубців на згин

Термообробка	Поверхнева твердість	σ_{F0} , МПа
Нормалізація, поліпшення	180...350 HB	1,8 HB
Загартування	HRC 45...55	500...600
Цементация	HRC 56...63	800

Для конічних коліс:

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{4,5T_1 K_H}{(1-\psi_k)\psi_k d_{\omega 1}^3}} \leq [\sigma_H], \quad (2.21)$$

$$\sigma_F = \frac{4,5K_{F\beta} K_{Fv} T_1 Y_F Y_{\beta}}{m_{te}^3 (1-\psi_k)\psi_k \sqrt{1+u^2} z \cos \beta_m z_1^2} \leq [\sigma_F]. \quad (2.22)$$

Для черв'ячних коліс:

$$\sigma_H = \frac{341}{d_2} \sqrt{\frac{2T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (2.23)$$

$$\sigma_F = \frac{2K_{F\beta} K_{Fv} T_2 \cos \gamma Y_F}{1,2 d_2 d_1 m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.24)$$

Завдання вибирають згідно з табл. 9.

Таблиця 9

Завдання №2

№ пор.	Тип зубчатого зачеплення	Потужність на швидкохідному валу редуктора, кВт	Частота обертання швидкохідного вала редуктора $n_b, \text{хв}^{-1}$	Передаточне число редуктора	Тривалість роботи протягом доби (год.)/року (днів)
1	Завдання 1 а	5,0	350	5	5/100
2	Завдання 1 б	6,0	340	3	20/180
3	Завдання 1 в	7,0	430	7	10/120
4	Завдання 1 г	8,0	520	8	8/50
5	Завдання 1 д	8,0	450	20	7/220
6	Завдання 1 е	7,0	540	30	20/50
7	Завдання 1 є	6,0	730	4	18/250
8	Завдання 1 ж	5,0	620	5	11/90

Порядок виконання роботи

1. Запустити програму КОМПАС-3D. Після появи схеми розміщення основних елементів керування системою за допомогою миші натиснути кнопку «**Менеджер Библиотек**» (рис. 19).

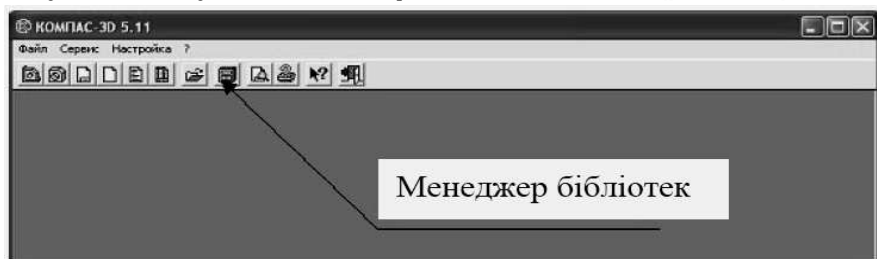


Рис. 20. Головне меню програми КОМПАС-3D

2. У випадаючому меню необхідно відкрити каталог «**Расчет и построение**». У відкритій теці знайти блок «**КОМПАС-Shaft-2D**» і клацнути по ньому мишкою два рази. З'явиться меню цього блоку, в якому слід вибрати модуль «**Расчеты механических передач**».
3. Після появи меню «**Комплекс программ Компас-Gears**» вибрати тип розрахунків та натиснути «**Выполнить**».
4. У меню «**Gears 5.2**» послідовно виконати всі типи розрахунків механічної передачі. Вибираючи «**Вариант расчета**», перевагу слід віддавати варіантам «**По межосевому расстоянию**» – для

циліндричних та черв'ячних передач, **«По внешнему окружному модулю»** – для конічних передач.

- В процесі виконання розрахунків на екрані з'являтимуться меню з відкритими закладками **«Страница 1»**, **«Страница 2»** і т.д (рис. 21).

Параметры	Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Число зубьев	0	0
2. Модуль, мм	2	
3. Угол наклона зубьев, °	0 ° 0 ' 0 "	
4. Угол профиля зубьев, °	20 ° 0 ' 0 "	
5. Коэффициент высоты головки зуба	1	
6. Коэффициент радиального зазора	0.25	
7. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба	0.38	
8. Ширина зубчатого венца, мм	0	0
9. Межосевое расстояние, мм	0	
10. Диаметр ролика, мм	0	0
11. Вид обработки	рейка	рейка
12. Характеристика инструмента		
13. Направление спирали зуба ведущего колеса	правое	

Рис. 21. Меню програми розрахунку механічної передачі

- У програму слід ввести адекватні дані згідно з завданням 2, окрім тих пунктів, які вже введені, оскільки їхні значення є стандартними. В пункти з піктограмою калькулятора дані не вводяться, тому що ці пункти розраховуються автоматично після натиснення на піктограму калькулятора або вибираються рекомендовані значення (поле синього кольору).
- Заповнюючи всі пункти меню, в його верхній частині з'явиться закладка **«Страница 2»**, на яку слід натиснути мишкою. Для виконання розрахунків за введеними даними слід натиснути на піктограму калькулятора (зліва на одній лінії з текстом **«Параметры»**) після чого натиснути на кнопку **«Просмотр результатов расчета»** (в лівій колонці меню, третя кнопка згори).
- На екрані з'явиться електронний документ з результатами розрахунку, які необхідно зберегти. Розрахунки провести для матеріалів з різною твердістю та порівняти отримані результати на графіку.

Лабораторна робота №3

Створення віртуальної моделі елемента механічної передачі в прикладній програмі SHAFT-2D САПР КОМПАС

Мета роботи. Вивчення типових конструкцій валів та побудова моделі вала з використанням методів автоматизованого проектування.

Основні теоретичні положення

Серед основних елементів механічної передачі особливу увагу приділяють конструкторської розробки *валам* та *зубчастим колесам*.

Вал має форму ступінчастого тіла обертання кожна ступінь якого виконує певні функції. Вали можуть мати такі елементи:

- хвостовик використовується для монтажу півмуфти, шківів, зубчастого колеса, зірочки або інших деталей, через які вал сприймає обертальний момент. Кріплення деталей, змонтовані на хвостовику вала, може виконуватися за допомогою шпонкового, шліцьового (рідко - штифтового) з'єднання або посадки з натягом. Хвостовик може мати як циліндричну, так і конічну форму. За допомогою гайки на частині конічного хвостовика з різьбою забезпечується центрування змонтованих деталей;
- ділянки, що контактують з манжетним ущільненням і характеризуються малою шорсткістю поверхні для зменшення зносу вала і ущільнення;
- шипи використовуються для монтажу підшипників;
- зубчастий вінець шестірні, що виготовлений разом з валом, використовується для передачі обертального моменту з вала на колесо;
- вільні ділянки, що забезпечують необхідні відстані між змонтованими на валу деталями та елементами корпусу.

Для полегшення процесу збирання деталей з натягом відповідні ступені вала не повинні мати зайву довжину посадочної поверхні. Переходи від одного діаметра вала до іншого можуть виконуватися з закругленням чи з проточкою. Перепад діаметрів сусідніх ступенів має бути достатнім для сприйняття опорною поверхнею вала осевих зусиль.

Проектний мінімальний діаметр вала приводу визначається з умови міцності при крученні за понижених допустимих напружень, м:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (3.1)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на кручення вала ($[\tau] = 15 \dots 30 \cdot 10^6$ Па).

Аналізуючи конструкцію вала, визначають його призначення, розташування в механізмі, особливості функціонування, можливі місця та способи монтажу підшипників, ущільнювачів, зубчастих коліс, пасової передачі, муфти, інших деталей. Беруться до відома шорсткість поверхонь функціональних ділянок, наявність фасок, проточок, канавок, а також обґрунтовується їх необхідність.

Розрахувавши мінімальне значення діаметра вала, яке береться для однієї із торцевих частин вала, виконується його уточнення. Якщо вал має консольну частину, на якій буде кріпитися муфта або елемент механічної передачі, тоді пропонується розраховане мінімальне значення діаметру брати саме для такої консолі, в протилежному випадку початковий мінімальний діаметр матиме місце розміщення підшипника, який в цьому разі буде знаходитися на торці вала.

Мінімальна довжина посадочного місця для муфти, зірочки, шківів або зубчастого колеса береться рівній більшому із значень між шириною вибраного елемента та довжиною шпонки, якщо закріплення такого елемента передбачено шпонковим з'єднанням. У випадку коли на вал встановлюється стандартний елемент зубчастої передачі або такий елемент закріплюється за допомогою шліцевого з'єднання, то довжину посадочного місця на валу беруть рівній ширині елемента.

Прийняв форму вала ступінчатою, тоді діаметр ділянки вала, на яку буде встановлено підшипник визначається:

$$d_{\text{підшипник}} \geq d_v + 2r_1, \quad (3.2)$$

де r_1 – висота бортика (1,5...5 мм).

Діаметр бортика для упора підшипника (рис. 21):

$$d_{\text{упор}} \geq d_{\text{підшипник}} + 2r_2, \quad (3.3)$$

де r_2 – висота бортика для упора підшипника (2...4 мм).

Діаметр бортика для упора зубчастого колеса:

$$d_{\text{борт}} \geq d_{\text{упор}} + 3f \text{ або } d_{\text{борт}} \geq d_{\text{упор}} + 5\text{мм}, \quad (3.4)$$

де f – розмір фаски під зубчасте колесо (1...3 мм) (рис. 22).

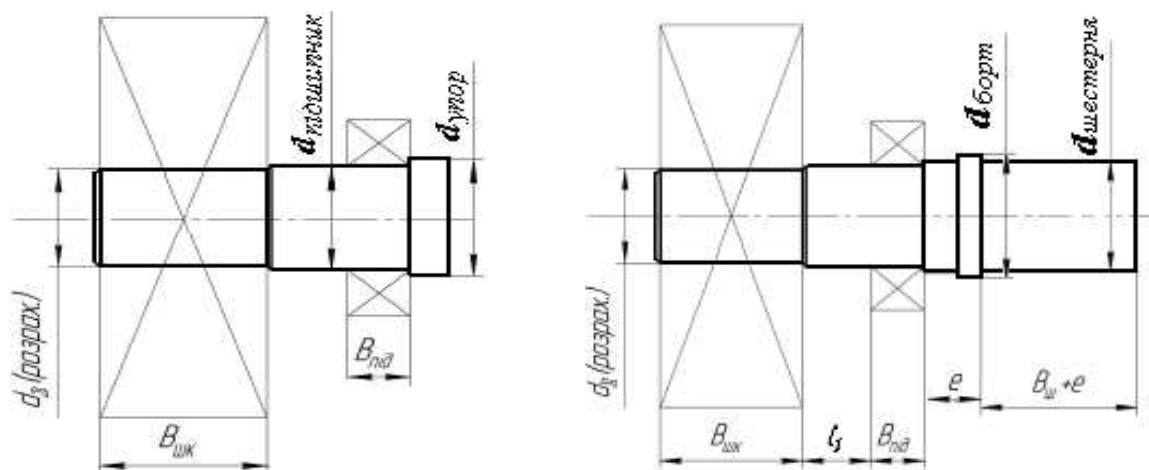


Рис. 22. Схеми вала:

$B_{шк}$ - ширина шків; $B_{під}$ - ширина підшипника; $B_{ш}$ - ширина шестерні

Опорні вузли для підшипників можуть мати оригінальну розробку або ж вибрані зі стандартних елементів. З метою уніфікації складових частин опорних вузлів вітчизняна промисловість виготовляє стандартні корпуси опор – широкої серії (ШМ) ГОСТ 13218.1-80, вузької серії (УМ) ГОСТ 13218.3-80 та ін. Під час конструювання оригінального опорного вузла підшипників необхідно брати до уваги таке:

- відстань від торця підшипника до внутрішньої стінки редуктора береться 3...5 мм – для циліндричних редукторів; 8...16 мм – для конічних редукторів; 8...12 мм – для черв'ячних та черв'ячно-циліндричних редукторів. Ця відстань також залежить від оливозатримуючих кілець;
- товщина упорного бортика стакана для швидкохідного вала конічної передачі є 4...8 мм;
- відстань від торця підшипника до зовнішньої стінки редуктора визначається конструкцією кришки підшипників та ущільнювачем.
- відстань від торця підшипника до стінки опори попередньо береться 5...10 мм та уточнюється після вибору кришки підшипників та ущільнювачів.

Під час конструювання вала також необхідно дотримуватися контролю відстаней між рухомими та нерухомими складовими частинами вузла:

- відстань від шестерні до підшипника $e = (1...2)\delta + 4$ мм;
- відстань вихідної частини вала – l , яка дорівнює сумі висоти кришки підшипників, головки гвинта та зазору між рухомою і нерухомою деталлю.

Визначивши основні геометричні параметри кожної складової частини вала, розробляють його ескіз рис. 22.

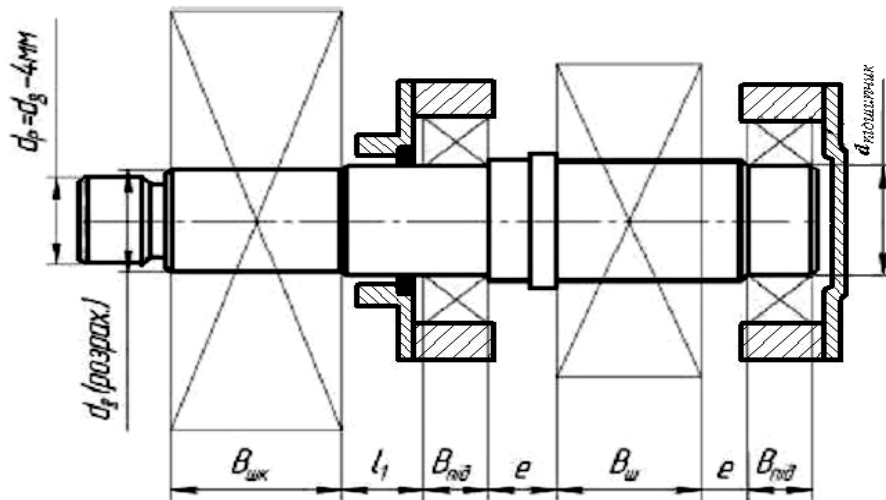


Рис. 23. Остаточна схема вала

Під час конструювання зубчастих коліс можна умовно виділити такі основні їхні частини: обід, що несе на собі зубці; маточина і диск (або спиці), що з'єднують обід з маточиною (рис. 24 та 25). Маточина забезпечує сполучення колеса з валом і передачу обертаючого моменту від вала до колеса або навпаки – від колеса до вала.

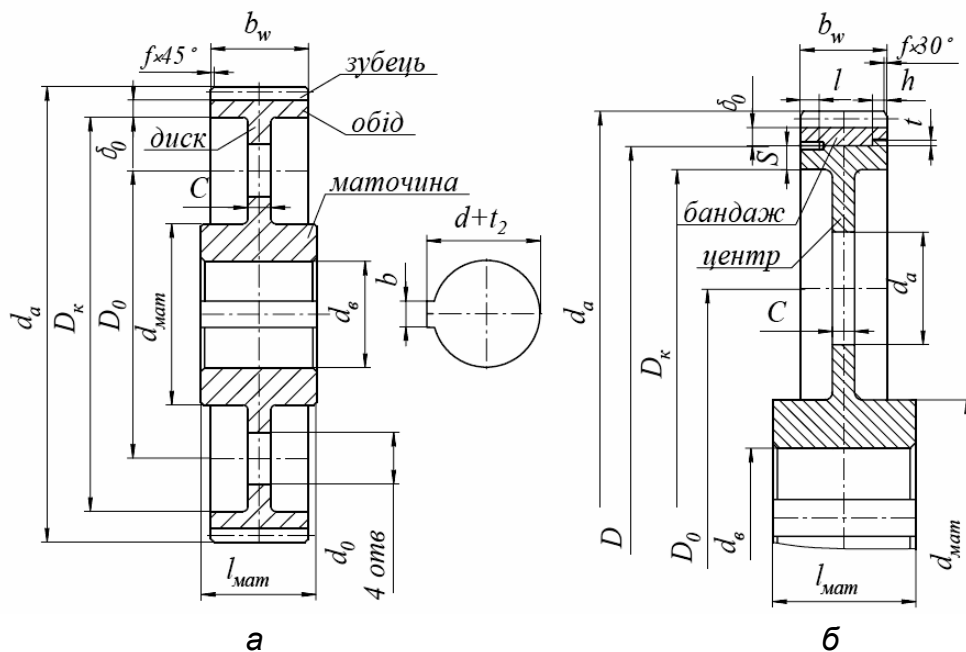


Рис. 24. Конструкції циліндричних зубчастих коліс:
а – монолітне колесо; б – збірне колесо

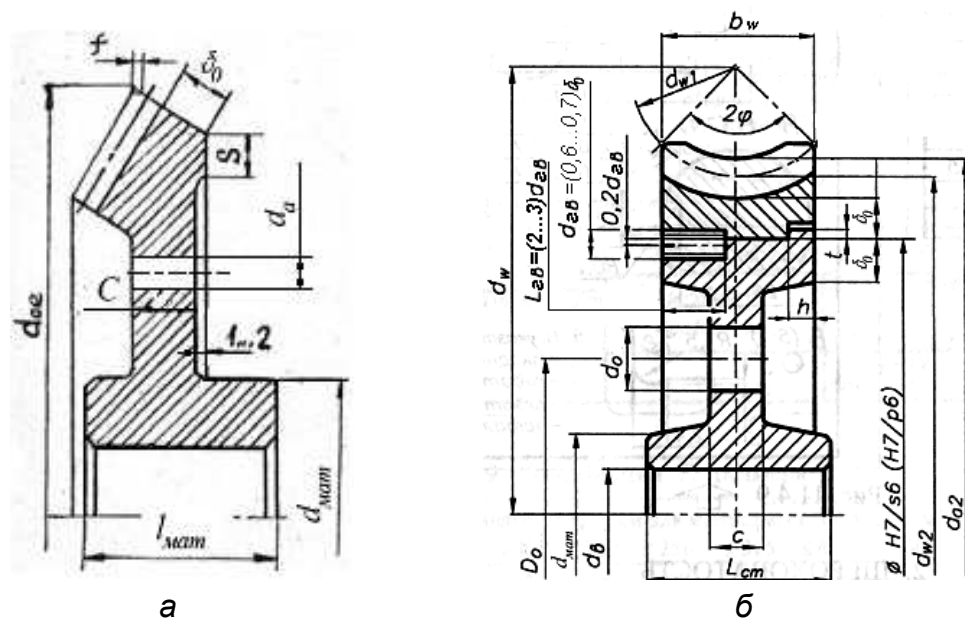


Рис. 25. Конструкції конічного (а) та черв'ячного (б) зубчастих коліс

Отвори в дисках діаметром d_0 призначені для захоплення зубчастого колеса у разі випресування з вала. Іноді ці отвори використовуються під час закріплення колеса на верстаті для його механічної обробки і під час транспортування по цехах заводу.

Розміри конструктивних елементів циліндричних коліс залежать від модулю зубчастого колеса та діаметра вала на якому встановлюється колесо.

Діаметр маточини береться таким:

$$d_{mam} = (1,6 \dots 1,9)d_0. \quad (3.5)$$

Внутрішній діаметр ободу:

$$D_k = d_f - 2\delta_0, \quad (3.6)$$

де d_f – діаметр западин зубчастого колеса; δ_0 – товщина ободу (табл. 10).

Таблиця 10

Товщина ободу δ_0 та розмір фаски f зубчастого колеса, мм

m	1.5	2	2.5	3	4	5	6
δ_0	6	8	9	10	12	14	15
$f \times 45^\circ$	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0

Діаметр кола розміщення отворів на диску:

$$D_0 = \frac{D_k + d_{mam}}{2}. \quad (3.7)$$

Діаметр отворів диску:

$$d_0 = \frac{D_k - d_{mam}}{2,5 \dots 3,0}. \quad (3.8)$$

Довжина маточини:

$$l_{\text{мат}} = (1,0 \dots 1,5)d_g, \text{ але не менше } b_w. \quad (3.9)$$

Товщина диску:

$$C = 1,2\delta_0. \quad (3.10)$$

Коли діаметр западин шестірні менше ніж $(1,5 \dots 2,0)d_g$, зубці нарізаються безпосередньо на валу і така конструкція називається вал-шестірня. Коли ділильні діаметри більше 600 мм, зубчасті колеса виконують виливними зі сталі або чавуна зі спицями.

Розміри фіксуючого буртика на центрі збірного колеса беруть залежно від ширини зубчастого вінця b : ширина $h = (0,15 \dots 0,2)b$; висота $t = 0,1b$. Товщина бандажу збірного зубчастого колеса:

- для циліндричного колеса $\delta_0 = (2 \dots 4) \frac{m}{\cos \beta}$;
- для конічного колеса $\delta_0 = (2 \dots 3)m_{te}$;
- для черв'ячного колеса $\delta_0 = (2,1 \dots 3,5)m$.

Товщина обода центра колеса $S \approx \delta_0$.

Інші конструктивні елементи бандажованих коліс можна брати як і для штампованих коліс.

Завдання вибирають згідно з табл. 11.

Таблиця 11

Завдання 3

№ пор.	Тип зубчастого зачеплення	Параметри передачі	Вал, що проектується	Хвостовик вала
1	Завдання 1а	Завдання 2 – 1	Вхідний вал редуктора	Шпонка
2	Завдання 1б	Завдання 2 – 2		Шпонка
3	Завдання 1в	Завдання 2 – 3		Шліци
4	Завдання 1г	Завдання 2 – 4		Шпонка
5	Завдання 1д	Завдання 2 – 5		Шпонка
6	Завдання 1е	Завдання 2 – 6		Шпонка
7	Завдання 1є	Завдання 2 – 7		Шліци
8	Завдання 1ж	Завдання 2 – 8		Шліци

Порядок виконання роботи

1. Запустіть програму КОМПАС-3D та створіть новий документ «**Чертеж**»;
2. Активуйте «**Менеджер Библиотек**» та у меню відкрийте каталог «**Расчет и построение**». У відкритій теці знайдіть блок «**КОМПАС-Shaft-2D**» та виберіть модуль «**Построение модели**».

3. Після запуску модуля, на екрані з'явиться робоче вікно цієї програми. У випадяючому вікні вибираємо **«Новая модель»**. Це приведе до появи інформаційного вікна, де буде запропоновано варіанти побудови моделі, з яких необхідно вибрати один та натиснути **«ОК»**;
4. Курсором миші вказати місце розташування моделі на аркуші креслення;
5. Далі працюйте у вікні модуля **«Построение модели»** (рис. 26).

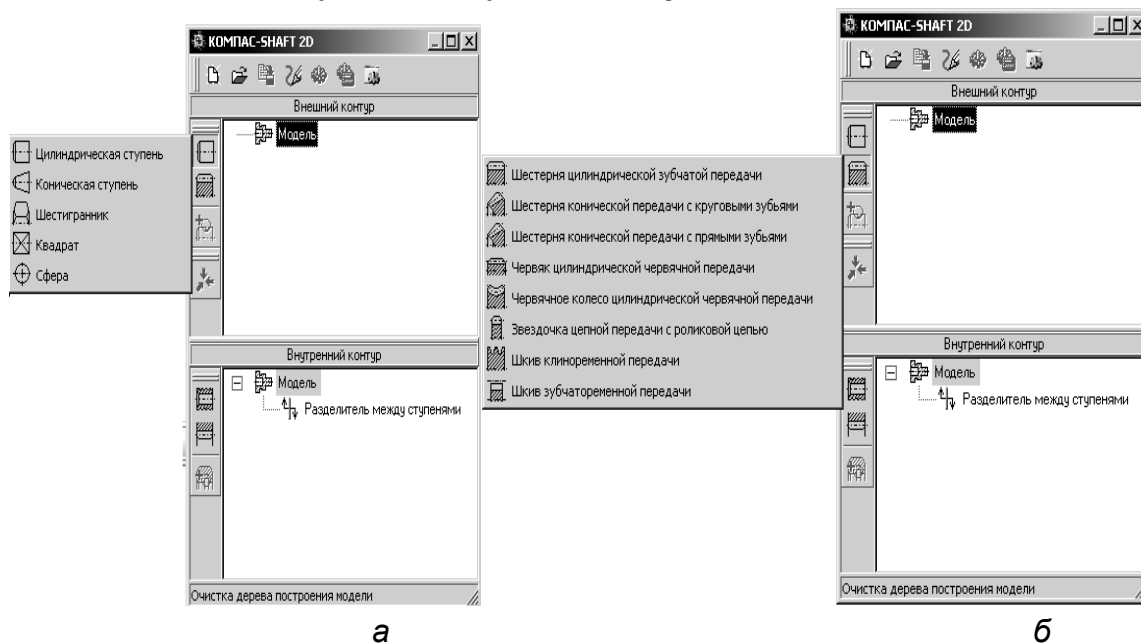


Рис. 26. Вікно модуля **«Построение модели»**:

а – меню побудови простих ступенів;

б – меню побудови елементів механічної передачі

6. Для побудови простих (циліндричних, конічних, квадратних, сферичних та шестикутних) ступенів моделі користуємося відповідним пунктом меню (рис. 26, а), до того чи необхідно заздалегідь знати діаметри створюваної ступені, довжину та інші розміри. Для побудови елементів механічних передач – зубчастих коліс, шківів та зірочок ланцюгових передач, використовуємо також відповідний пункт меню (рис. 26, б);
7. Згідно із завданням 2 для свого варіанта визначити орієнтовний діаметр вала та розробити його ескіз;
8. Для прикладу побудуйте вал з консольною частиною під муфту. Побудову почніть з консольної частини, на якій знаходитиметься півмуфта. Вибиріть пункт меню **«Простые ступени – Цилиндрическая ступень»**. У меню (рис. 27) введіть діаметр, та

довжину. Всі розміри необхідно намагатися прив'язувати до стандартизованих, що також дозволяє робити ця програма (рис. 27);

9. Ліворуч додамо фаску на створювану циліндричну ступінь, а справа галтель. Для цього в розділі «**Слева**» ставимо «**Фаска**» із шириною та кутом, а «**Справа**» ставимо «**Галтель**» допустимим радіусом «**Внутрь**». Натискаємо «**ОК**» у верхній частині вікна. На екрані з кресленням буде створено першу ступінь, а у вікні програми «**Построение модели**» відобразиться відповідна піктограма створеного елемента;



Рис. 27. Меню побудови циліндричної ступені

10. Аналогічно будуємо наступну циліндричну ступінь, проте з урахуванням, що на ній буде знаходитися підшипник, встановлюємо діаметр кратний п'яти та довжину, необхідну для встановлення підшипника;
11. Будуємо наступну ступінь вала потрібної довжини та діаметра. На цій ступені буде розміщуватися зубчасте колесо. Для обмеження переміщення зубчастого колеса в одному з осевих напрямів передбачено бортик на валу, а тому наступну ступінь вала будуємо з розмірами: діаметр на 5 мм більший від попереднього, довжина 5...10 мм;
12. Наступна ступінь вала виконується для того щоб забезпечити мінімальну відстань між зубчастим колесом, яке буде обертатися разом з валом та нерухомою частиною кришки підшипників;
13. Закінчення вала побудуємо аналогічно пункту 10 з фаскою справа. На цій частина вала також буде розміщено підшипник.
14. Завершимо побудову вала розміщенням на валу шпонкових пазів для закріплення муфти та зубчастого колеса. Попередньо необхідно виконати розрахунок шпонок та визначити їхню довжину,

після чого в дереві побудови вікна модуля **«Построение модели»** вибираємо піктограму, яка відповідає ступені вала, де буде розміщено шпонковий паз та переходимо в розділ меню **«Дополнительные элементы ступеней – Шпоночные пазы – Под призматическую шпонку ГОСТ 23360-78»**. На екрані відобразиться вікно з автоматично підбраною шпонкою під діаметр вала (рис. 28). Залишається лише вибрати довжину шпонки та базування – розміщення від базового торця. Під час натиснення **«Применить»**, шпонковий паз буде побудовано на креслення, проте вікно програми підбору шпонки не буде зачинено, що дає можливість оперативно виконувати редагування введених даних. У випадку натискання кнопки **«ОК»** вікно програми буде зачинено.

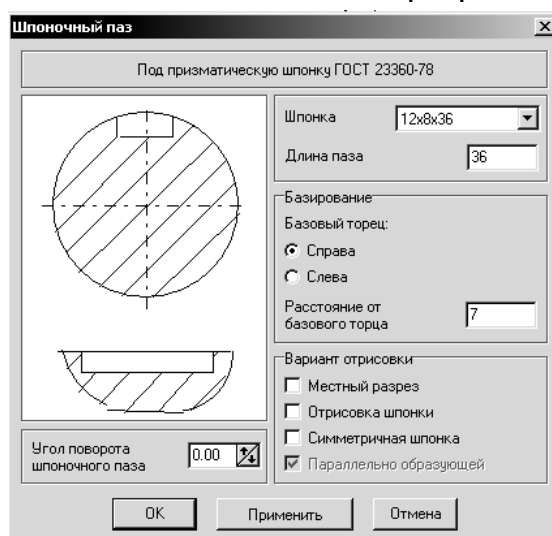


Рис. 28. Вікно **«Шпоночный паз»**

15. В результаті послідовного виконання всіх пунктів буде створено модель вала (рис. 29). Крім цього дана програма дозволяє автоматично побудувати об'ємну модель побудованого об'єкта (рис. 30). Для цього необхідно перейти до пункту **«Дополнительное построение»** та вибрати **«Генерация твердотельной модели»**.

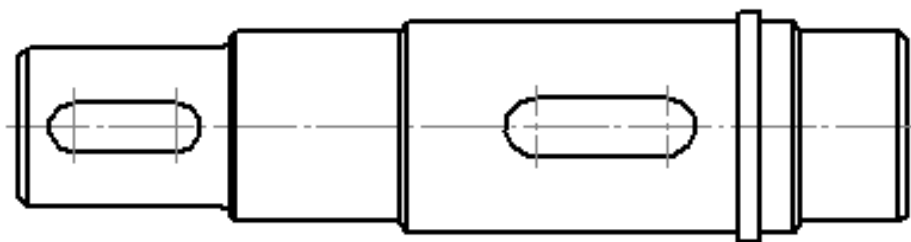


Рис. 29. 2D модель створеного вала

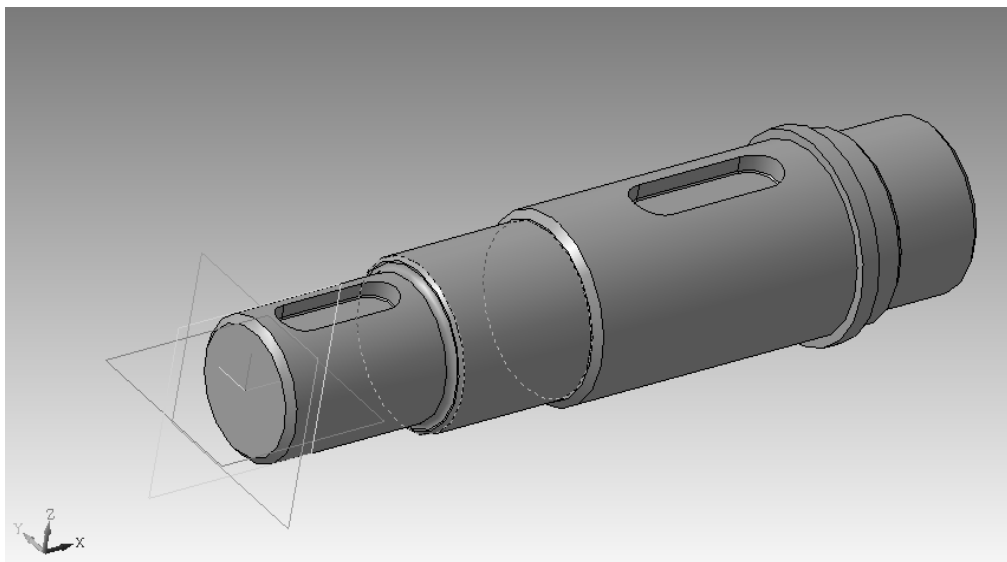


Рис. 30. 3D модель створеного вала

Лабораторна робота № 4 Розрахунок вала з використанням САПР КОМПАС

Мета роботи. Визначення несучої здатності вала і запасу його втомної міцності з використанням методів автоматизованого проектування.

Основні теоретичні відомості

Несуча здатність вала визначається величиною обертового моменту $[T_{ном}]$, який він може передати за умови, що розрахункові навантаження дорівнюють допустимим. Найчастіше несучу здатність вала знижують шпонкове (шліцьове) з'єднання за рахунок змінання робочих площин шпонки та міцності вала в небезпечному перерізі.

Умова міцності шпонкового з'єднання за напруженнями змінання:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (4.1)$$

де $[\sigma_{зм}]$ – значення допустимого напруження змінання, Па (табл. 12); T_1 – номінальний обертовий момент, Н·м; d – діаметр вала, м; l_p – довжина шпонки, м; h – висота шпонки, м.

Таблиця 12

Значення допустимого напруження змінання, МПа

Тип з'єднання	Матеріал	
	сталь	чавун
Перехідна посадка	100...120	70...80
Гарантований натяг	160...180	110...130

Умова міцності шліцьового з'єднання за напруженням зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T_1}{d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma_{зм}], \quad (4.2)$$

де $\sigma_{зм}$ – напруження зминання, Па; d_c – середній діаметр шліцьового з'єднання ($d_c = 0,5(D+d)$ – для прямозубих шліців, $d_c = m \cdot z$ – для евольвентних шліців), м; z – кількість зубців; h – висота поверхні контакту шліців ($h = 0,5(D-d) - 2f$ – для прямозубих шліців, $h = m$ – для евольвентних шліців), м; f – зазор між шліцами, м; ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами ($\psi = 0,7 \dots 0,8$); $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання ($[\sigma_{зм}] = 100 \dots 140$ МПа – у разі термообробки поверхні шліцьового з'єднання, $[\sigma_{зм}] = 60 \dots 80$ МПа – без термообробки поверхні шліцьового з'єднання).

Умова міцності вала в небезпечному перерізі:

$$\sigma_{-1} = \frac{M_{np}}{W_{32}} = [\sigma_{-1}], \quad (4.3)$$

де $M_{np} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + (\alpha T)^2}$ – зведений момент на валу, Н·м; M_x та M_y – згинальні моменти на валу у вертикальній та горизонтальній площинах, Н·м; α – коефіцієнт характеристики циклів напруження згину та кручення; $W_{32} = \frac{\pi d^3}{32}$ – осьовий момент опору перерізу вала, м².

Напруження згину на валу знакозмінні симетричні, характеристика циклу яких $r_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$. У реверсивних передачах напруження кручення умовно вважають також знакозмінними, хоча зміна знака відбувається не за кожную половину оберту, як в напруженні згину, а під час реверсування передачі, тому в таких передачах беруть $\alpha = 1$. У нереверсивній передачі напруження кручення носять пульсуючий характер, тому для такого випадку $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]}$, де $[\sigma_{-1}]$ – допустиме знакозмінне напруження для вала; $[\sigma_0]$ – допустиме пульсуюче напруження для вала, табл. 13.

Для розрахунку згинальних моментів на валу необхідно встановити величини та місця прикладання сил, що виникають в механічних передачах та муфтах.

Середні значення допустимих напружень для валів, МПа

Матеріал вала	σ_s	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$
Вуглецева сталь	400	70	40
	500	75	45
	600	95	55
	700	110	65
Легована сталь	800	130	75
	1000	150	90

В циліндричному зубчастому зачепленні можуть діяти колова F_t , радіальна F_r та осьова F_a сили:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_\omega}, \quad F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta}, \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (4.4)$$

де d_ω – дільний діаметр циліндричного зубчастого колеса, м; T_1 – обертальний момент, Н·м; $\alpha_\omega = 20^\circ$ – кут профілю зубчастого зачеплення; β – кут нахилу зубців зубчастого колеса.

У конічному прямозубому зубчастому зачепленні діють такі сили:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_\omega}, \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \cos \delta_1, \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \sin \delta_1,$$

де δ_1 – кут конуса зубчастого колеса.

В черв'ячному зубчастому зачепленні діють сили:

$$F_{t2} = \frac{2T_1}{d_\omega}, \quad F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma_\omega + \rho'), \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega, \quad F_a = F_{t2},$$

де γ_ω – початковий кут підйому; ρ' – кут тертя в зачепленні.

Позацентрове прикладання осьової сили призводить до виникнення згинального моменту:

$$M_a = \frac{1}{2} F_a d_\omega. \quad (4.5)$$

У змонтованій на хвостовику вала муфті виникає сила F_m , яка лежить у площині, що перпендикулярна до повздовжньої осі вала та проходить через цю вісь й спрямована в загальному випадку довільно, оскільки залежить від похибок монтажу. Для складання розрахункової схеми беруть найбільш небезпечний випадок навантаження вала, коли силу F_m спрямовано протилежно коловій силі F_t на шестерні:

$$F_m = 0,1 \frac{T_1}{d_{xe}}, \quad (4.6)$$

де d_{xe} – діаметр хвостовика вала.

Просторову систему сил, що діють на вал, розкладають на складові, які лежать у двох взаємно перпендикулярних площинах та проходять через повздовжню вісь вала. Для вала з косозубою шестернею такий розклад сил наведено на рис. 31.

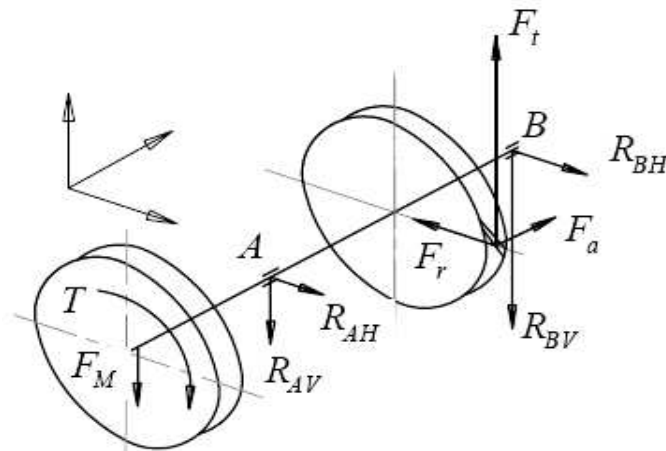


Рис. 31. Розрахункова схема вала

Після підготовки даних, що виконані на основі згаданих рекомендацій, проводиться оптимізація конструкції вала шляхом підбору матеріалу, а також діаметрів ділянок вала і розмірів конструктивних елементів (галтелей, шпонкового паза, профілю шліцьового з'єднання) таким чином, щоб в небезпечному перерізі загальний коефіцієнт запасу втомної міцності знаходився в межах $1,5 < n < 2,5$. Загальний коефіцієнт запасу втомної міцності вала в перерізі під час одночасної дії нормальних та дотичних напружень:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (4.7)$$

де $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ та $n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$ – коефіцієнти запасу

відповідно для нормальних та дотичних напружень; ψ_σ та ψ_τ – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень; σ_m та τ_m – середні значення номінальних напружень; $K_{\sigma D}$ та $K_{\tau D}$ – еквівалентні коефіцієнти концентрації напружень.

Коефіцієнти чутливості:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (4.8)$$

Оскільки як напруження згину на валах змінюються по симетричному знакозмінному циклу, то:

$$\sigma_a \approx \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{0,1d^3}, \sigma_m = 0. \quad (4.9)$$

Для вала нереверсивної передачі береться:

$$\tau_a = \tau_m \approx \frac{T_1}{0,4d^3}. \quad (4.10)$$

Для реверсивної передачі береться:

$$\tau_a \approx \frac{T_1}{0,2d^2}, \tau_m = 0. \quad (4.11)$$

Еквівалентні коефіцієнти концентрації напружень для вала у разі відсутності технологічного ущільнення визначається за формулою

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}}, K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}}, \quad (4.12)$$

а за наявності технологічного ущільнення

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta}, K_{\tau D} = \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta}, \quad (4.13)$$

де K_{σ} та K_{τ} – коефіцієнти концентрації напружень (табл. 14 та 15); ε_{σ} та ε_{τ} – масштабні коефіцієнти (табл. 16); β – коефіцієнт впливу поверхневого ущільнення (табл. 17); K_{σ}^n та K_{τ}^n – коефіцієнти стану поверхні (табл. 18). У розрахунках вала в місці посадки деталей коефіцієнти стану поверхні не враховуються.

Таблиця 14

Коефіцієнти K_{σ} та K_{τ} для валів зі шпонковими пазами

σ_{σ} , МПа	K_{σ}		K_{τ}
	Паз виконано пальцевою фрезой	Паз виконано дисковою фрезой	
500	1,6	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблиця 15

Коефіцієнти K_{σ} та K_{τ} для шліцьових та різьбових ділянок вала

σ_{σ} , МПа	K_{σ}		K_{τ}	
	Для шліців	Для різьби	Для евольвентних шліців	Для прямобічних шліців
500	1,45	1,8	1,45	2,25
700	1,6	2,2	1,5	2,45
900	1,7	2,45	1,55	2,65
1200	1,75	2,9	1,6	2,8

Таблиця 16

Коефіцієнти ε_{σ} , ε_{τ} залежно від діаметру вала

Діаметр вала, мм	15	25	35	50	100
ε_{σ}	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7
ε_{τ}	0,85	0,8	0,75	0,7	0,6
Для високоміцних легированих сталей $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau}$					

Таблиця 17

Коефіцієнт β^*

Вид обробки	σ_{σ} , МПа	Суцільний вал	Вал з $K_{\sigma}=1,5$	Вал з $K_{\sigma}=1,8...2$
Гартування ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	-	-
Азотування	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,8
	400...600	1,8...2	3	-
Цементация	700...800	1,4...1,5	-	-
	1000...1200	1,2...1,3	2	-
Наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
* Для валів діаметром більше 30 мм значення β на 8...10% менші				

Таблиця 18

Коефіцієнти $K_{\sigma}^n = K_{\tau}^n$

Шорсткість R_a	σ_{σ} , МПа			
	500	700	900	1200
12,5 6,3 3,2	1,2	1,25	1,35	1,5
2,5 1,25 0,63	1,05	1,1	1,15	1,25
0,32 0,16	1	1	1	1

Варіанти вибирають згідно з табл. 19.

Таблиця 19

Завдання 4

№ пор.	Тип зубчастого зачеплення	Тип передачі	Вид обробки вала
1	Завдання 1а	реверсивна	гартування
2	Завдання 1б	не реверсивна	-
3	Завдання 1в	не реверсивна	гартування
4	Завдання 1г	реверсивна	наклеп
5	Завдання 1д	реверсивна	-
6	Завдання 1е	не реверсивна	-
7	Завдання 1є	реверсивна	азотування
8	Завдання 1ж	не реверсивна	цементация

Порядок виконання роботи

1. Відповідно до завдання 3 виконати ескіз вала в програмі **«КОМПАС-Shaft-2D»**;
2. Використовуючи залежності (4.1) та (4.2), визначити розміри ділянок вала під шпонкові та шліцьові пази та спроектувати відповідні ділянки вала;
3. Визначити навантаження, які діють на вал в місцях кріплення елементів механічних передач;
4. У програмі **«КОМПАС-Shaft-2D»** через вікно модуля **«Построение модели»** встановити навантаження на електронну модель вала. Для цього необхідно вибрати необхідну ступінь вала та активувати меню **«Приложение нагрузки»** (рис. 32);

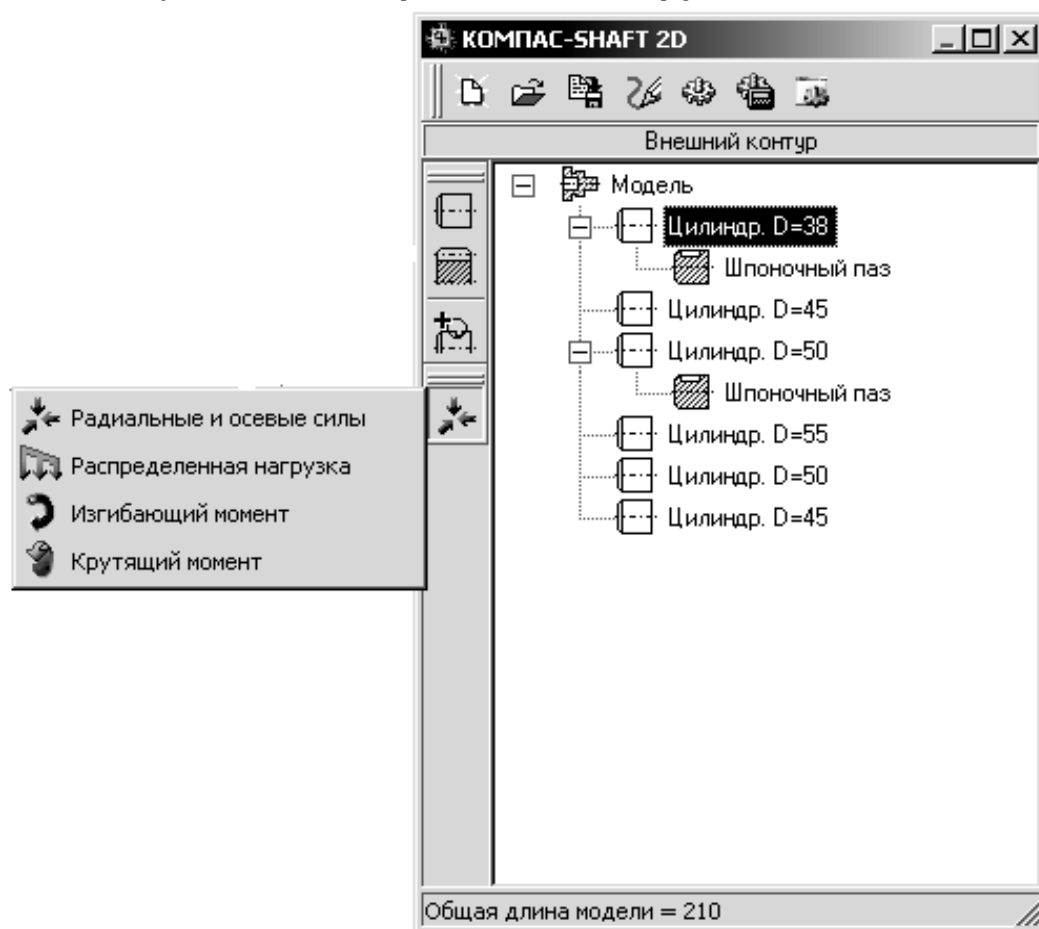


Рис. 32. Меню **«Приложение нагрузки»**

5. Через пункт меню **«Радиальные и осевые нагрузки»** виконується прикладання однойменних навантажень на вал (рис. 33).



Рис. 33. Меню «**Прикладываемые силы**»

6. Для прикладывания до вала обертального моменту використовується меню «**Крутящий момент**» (рис. 34.). Необходимо пам'ятати, що вал передає обертальний момент між механічними передачами, які знаходяться на різних ступенях вала, а тому дане навантаження прикладається на вхід та вихід з вала.

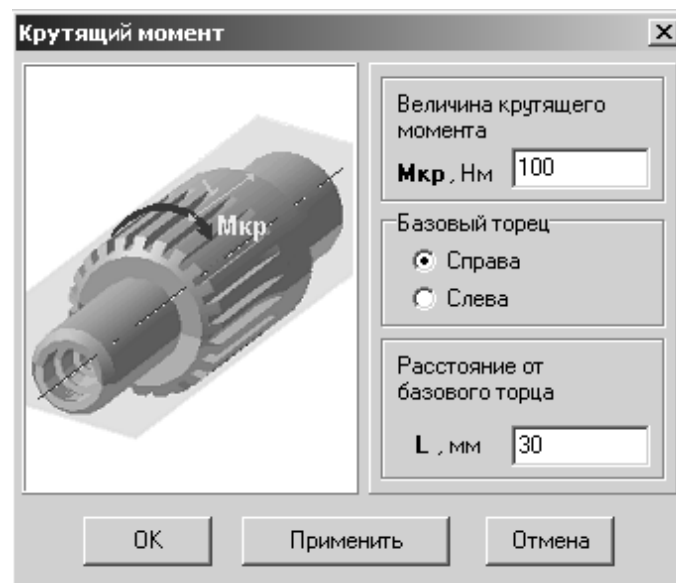


Рис. 34. Меню «**Крутящий момент**»

7. Меню «**Изгибающий момент**» використовують для прикладання до вала згинального моменту, який визначено за виразом (4.5).

8. Щоб виконати наступні розрахунки вала, його необхідно встановити на опори – підшипники. В меню **«КОМПАС-Shaft-2D»** вибираємо потрібну ступінь вала та встановлюємо підшипники на вала виконавши **«Дополнительные элементы ступеней – Подшипники – Выбор типа подшипника»**. Підшипники автоматично підбираються під потрібний діаметр вала, залишається лише вибрати тип підшипника та особливості його розташування. Натискаємо **«ОК»** для завершення виконання вибору.
9. Щоб виконати наступні розрахунки вала, його необхідно встановити на опори – підшипники. В меню **«КОМПАС-Shaft-2D»** вибираємо потрібну ступінь вала та встановлюємо підшипники на вал, виконавши **«Дополнительные элементы ступеней – Подшипники – Выбор типа подшипника»**. Підшипники автоматично підбираються під потрібний діаметр вала, залишається лише вибрати тип підшипника та особливості його розташування. Натискаємо **«ОК»** для завершення виконання вибору.
10. Переходимо в **меню «Механические свойства материала модели»** та вибираємо необхідний матеріал для вала.
11. Для виконання розрахунків переходимо в меню **«Расчет модели и подшипников»**. Першим етапом розрахунків має бути розрахунок підшипників. Тільки після того як буде забезпечено необхідний ресурс роботи підшипника переходять до розрахунку вала з побудовою епюр розподілених навантажень, моментів та прогинів.
12. Для небезпечного перерізу вала за формулою (4.3) виконується перевірний розрахунок, визначається загальний коефіцієнт запасу втомної міцності вала за формулою (4.7) та робляться необхідні висновки.

Лабораторна робота № 5 **Виконання та оформлення складального креслення** **вузла механічної передачі**

Мета роботи. Навчитися виконувати складальні креслення за допомогою методів автоматизованого проектування.

Основні теоретичні відомості

Складальне креслення – вид документа конструкторської документації у вигляді креслення, яке єображенням складальної одиниці та інші дані, необхідні для її складання (виготовлення) і контролю.

Згідно з ГОСТ 2.109-73 складальне креслення має містити:

- зображення складальної одиниці, яке дає повну уяву про розташування і взаємні зв'язки складових частин та можливість здійснити складання й контроль складальної одиниці;
- розміри, граничні відхилення та інші параметри і вимоги, які слід виконати або проконтролювати за цим складальним кресленням;
- вказівки про характер з'єднань та методи їхнього здійснення, якщо точність сполучення забезпечується не заданими граничними відхиленнями розмірів, а підбором, припасуванням і т.п., а також вказівки про виконання нероз'ємних з'єднань (зварних, паяних та ін.);
- номери позицій складових частин, що входять у виріб;
- розміри: габаритні, установчі, приєднувальні, а також необхідні довідкові розміри;
- технічну характеристику виробу (за необхідності).

На складальних кресленнях використовують такі способи спрощеного зображення складових частин виробів:

- на розрізах зображують нерозрізаними ті складові частини, на які оформлені самостійні складальні одиниці;
- типові, покупні та інші широко використовувані вироби зображують зовнішніми обрисами, які, як правило, потрібно спрощувати (не зображати дрібні виступи, впадини тощо). На складальних креслениках, що містять зображення декількох однакових складових частин, допускається виконувати повне зображення однієї складової частини, а зображення решти частин – спрощено у вигляді зовнішніх контурів;
- зварні, паяні, клеєні вироби з однорідного матеріалу, що як складові частини входять до складу складальної одиниці, штрихують у розрізах та перерізах в один бік, вказуючи межі між деталями суцільними лініями. Допускається не вказувати ці межі, тобто зображувати конструкцію як монолітне тіло.

На складальному кресленню всі складові частини нумерують згідно з номерами позицій, вказаними в специфікації складальної одиниці. Номери позицій наносять над поличками ліній-виносок, які проводять тонкими суцільними лініями від зображень складових частин і які починаються крапкою на зображенні. Номери позицій вказують на

тих зображеннях, де дана складова частина проектується як видима, причому перевагу надають основним видам або розміщеним на їх місці розрізам. Номери позицій мають бути розташовані паралельно основному напису креслення поза контуром зображення, згруповані у рядок або стовпець, якщо можливо на одній лінії. Розмір шрифту, яким виконують номери позицій, повинен бути на один-два номери більший від шрифту, прийнятого на кресленні для розмірних чисел. Лінії-виноски не повинні перетинатися між собою та по можливості не повинні бути паралельні осевим лініям, лініям штрихування розрізів та перерізів. Можна проводити загальну лінію-виноску з вертикальним розташуванням номерів позицій для групи кріпильних деталей, що належать до одного місця кріплення, або групи деталей з виразним взаємозв'язком, якщо лінію-виноску від кожної складової частини провести неможливо. У цих випадках лінію-виноску відводять від закріпленої складової частини.

На складальному кресленні проставляють такі розміри:

- габаритні розміри, що характеризують висоту, довжину і ширину виробу або його найбільший діаметр. Якщо один з цих розмірів є змінним внаслідок переміщення складових частин, то на кресленні вказують розміри в крайніх положеннях рухомих деталей;
- монтажні (складальні) розміри, що потрібні для правильного з'єднання між собою деталей, розташованих у безпосередньому зв'язку у виробі, наприклад, відстань між осями валів, розміри монтажних проміжків тощо;
- встановлювальні та приєднувальні розміри, що визначають розміри елементів, за якими виріб встановлюють на місце його монтажу або приєднують до іншого виробу, наприклад, відстань між осями отворів у фланцях, між осями під фундаментні болти, розміри центрових кіл отворів тощо;
- експлуатаційні (виробничі) розміри, які характеризують граничні положення рухомих частин виробу, або вказують на розрахункову та конструктивну характеристику виробу, наприклад, розміри під ключ, позначення різі на приєднувальних штуцерах, модуль зубчастого колеса тощо;
- розміри, за якими оброблення потрібно виконати під час складальної операції або після неї. Наприклад, розміри отворів під болти, штифти, якщо їх виконують під час складання, відстань від базової поверхні до шліфованої поверхні, якщо останню обробляють після складання тощо.

Перелічені перші чотири типи розмірів належать до довідкових, про що вказано в технічних умовах, які виконуються над основним написом. Якщо необхідно, так само наводять дані про термообробку, покриття, контроль тощо.

В основному написі складального креслення проставляють позначення (що відрізняється від позначення специфікації шифром «СБ»).

Завдання 5

Виконати складальне креслення вузла вхідного вала редуктора відповідно до варіанта завдання 1.

Порядок виконання роботи

1. У документі **«Фрагмент»** за допомогою додатка **«КОМПАС-Shaft-2D»** окремо виконати ескізи вала та відповідних елементи механічної передачі, що розміщуються на валу (рис. 35).

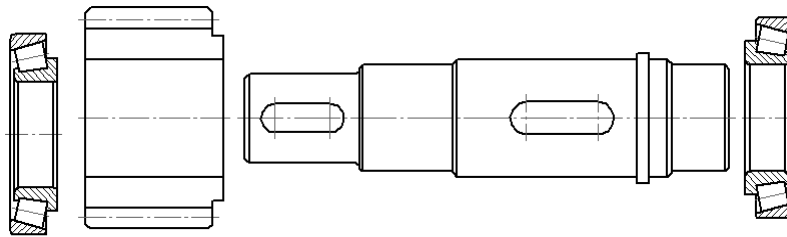


Рис. 35. Елементи вузла механічної передачі

2. Зорієнтувати спроектовані на попередньому етапі елементи вузла механічної передачі таким чином відповідно до якого виконується їхній монтаж (рис. 36);

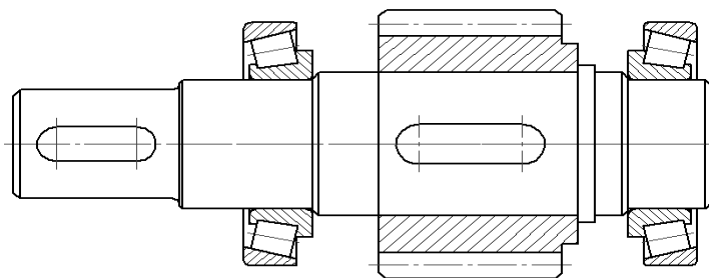


Рис. 36. Вал у зборі

3. У ручному режимі сконструювати кришки підшипників, ущільнювачі та систем мащення (рис. 37). Використовуючи бібліотеку стандартних елементів кріплення запроектувати дані елементи. За необхідності виконати необхідні розрізи та перерізи;

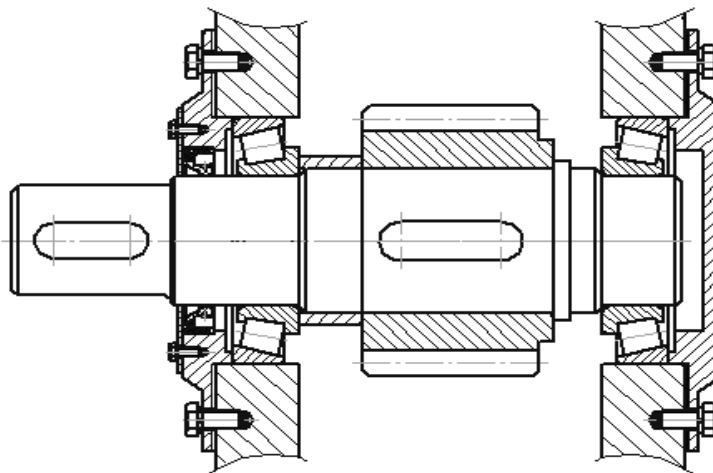


Рис. 37. Вузол механічної передачі

4. Виміряти габаритні розміри отриманої складальної одиниці та відповідно до параметрів формату А3 та визначити масштаб зменшення/збільшення розробленого ескізу складальної одиниці враховуючи, що заповнення креслення має бути не менше ніж 75...80%. Скопіювати розроблений ескіз;
5. У програмі **«КОМПАС-3D»** створити новий документ типу **«Чертеж»**. Встановити параметри створеного аркуша – формат А3, горизонтальна орієнтація. Створити додатковий новий вид зі стандартним масштабом, близьким до визначеного на попередньому етапі;
6. Вставити скопійований фрагмент креслення у створений документ та здійснити його збереження;
7. Здійснити оформлення отриманого креслення відповідно до вимог стандарту до складальних креслень.

Лабораторна робота № 6

Виконання технічної документації елементів механічної передачі в системі КОМПАС

Мета роботи. Створити специфікацію до складального креслення за допомогою методів автоматизованого проектування.

Основні теоретичні відомості

Відповідно до ГОСТ 2.106-96 будь-який функціональний виріб складається з набору елементів зібраних між собою в єдине ціле. Для того щоб зрозуміти з чого складається той чи інший вузол, розроблений конструктором, необхідно мати інформацію про його склад. Основою для відображення структури того чи іншого виробу, є аркуш формату

A4, на якому відтворюються необхідні дані в порядку встановленому стандартом. Такий документ називається «специфікація».

Конструкторська специфікація, яка за своїм змістом перевершує обсяг інформації на одному аркуші, розширюється на наступні аркуші формату A1 форми 1а.

У специфікації дотримується така ієрархія запису розташування документів: 1 – документація; 2 – комплекси; 3 – складальні одиниці; 4 – деталі; 5 – стандартні вироби; 6 – інші вироби; 7 – матеріали; 8 – комплекти.

Документація – це комплект документів, який включає в себе ряд даних у графічній і текстовій формі. До складу документації входять такі документи, як монтажне креслення, складальне креслення, пояснювальна записка, схема, паспорт, технічні умови та ін.

Комплекси – сукупність документів, що формують одне ціле.

Складальні одиниці – це складові загальної збірки, які в свою чергу самі складаються з окремих елементів і підлягають складальним операціям, таким як запресування, зварювання, паяння, клеювання, клепання та ін.

Деталі – це вироби, що виготовляються з однорідного матеріалу без застосування складальних операцій.

Стандартні вироби – вироби, що застосовуються за стандартами: державним; галузевим; республіканським; стандартам підприємств.

Інші вироби – вироби, застосовані не за стандартами, а за технічними умовами.

Матеріали – всі матеріали, що безпосередньо входять до виробу для якого розробляється специфікація.

Послідовність запису рекомендується виконувати за такою структурою: метали чорні; метали кольорові; кабелі, проводи та шнури; пластмаси; матеріали текстильні і паперові; лісоматеріали; матеріали з гуми та шкіри; мінеральні матеріали, скляні та керамічні хімікати; нафтопродукти; лаки і фарби; інші матеріали.

Комплект – не менше ніж дві одиниці виробів, що є групою документів, призначених для виконання допоміжних функцій, які безпосередньо входять до складу складального креслення, на яке розробляється специфікація.

Завдання 6

Розробити специфікацію на складальне креслення вузла, який виконано в лабораторній роботі №5.

Порядок виконання роботи

1. Для створення специфікації в ручному режимі у програмі «КОМПАС-3D» необхідно виконати **«Файл – Создать – Спецификация»**. На екрані з'явиться таблиця нової специфікації;
2. Специфікація заповнюється шляхом створення нових об'єктів специфікації – базових та допоміжних. Створіть перший базовий об'єкт специфікації шляхом виконання команд **«Вставка – Базовый объект»**. У випадаючому меню діалогового вікна вибрати розділ **«Документация»** (рис. 38). У результаті виконання даної команди таблиця специфікації заповниться розділом «Документация» (рис. 39);

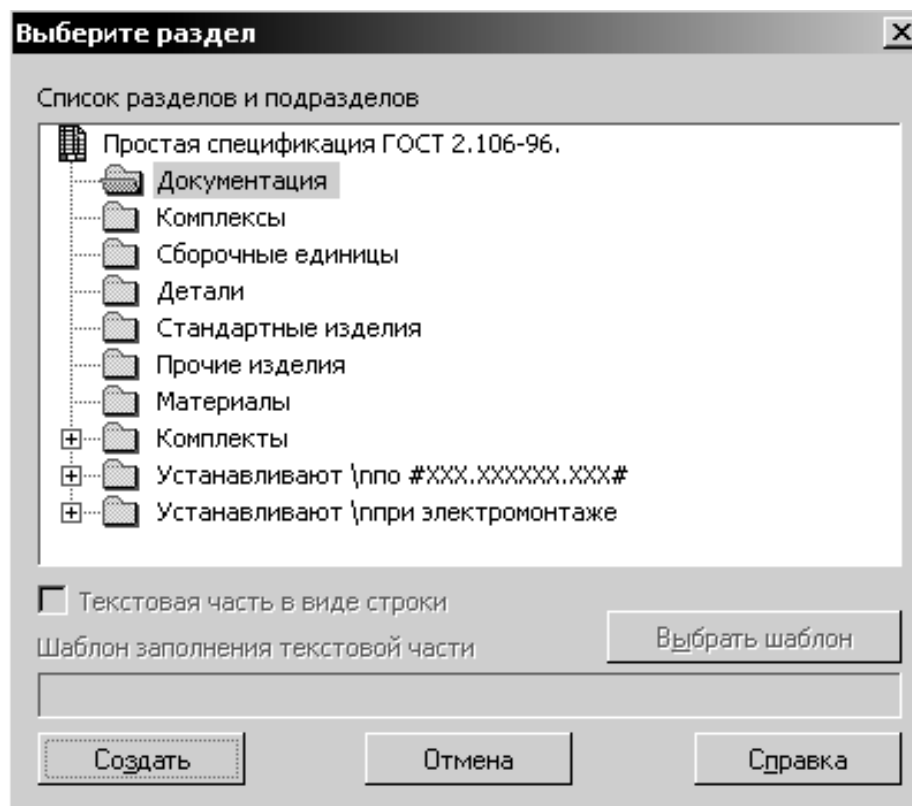


Рис. 38. Діалог вибору розділу специфікації

3. В колонці **«Обозначение»** необхідно вказати позначення складального креслення, а в колонці **«Наименование»** – його назву;
4. Створити та заповнити нові розділи специфікації **«Сборочные единицы»**, **«Детали»**, **«Стандартные изделия»** та інші за потребою відповідно до потреби складального креслення.

знизити трудомісткість виготовлення, забезпечити більшу мобільність промисловості при випуску нових виробів, організувати спеціалізовані виробництва.

Розглянемо процес створення уніфікованого елемента на прикладі розробки кришки підшипників (рис. 40).

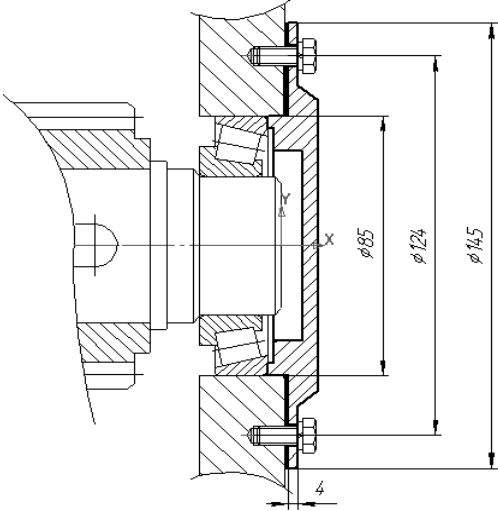


Рис. 40 Підшипниковий вузол механічної передачі

Кришка підшипників є торцевою глухою, а один з її діаметрів вже уніфікований – відповідає зовнішньому діаметру зовнішнього кільця підшипника. Оскільки підшипники уніфікуються за декількома діаметральними розмірами, тому й кришки підшипників можемо також уніфікувати за цим параметром.

Виконується окремо кришка підшипників із відображенням всіх розмірів для її виготовлення. Основні розміри бажано стандартизувати за нормальними лінійними розмірами (рис. 41).

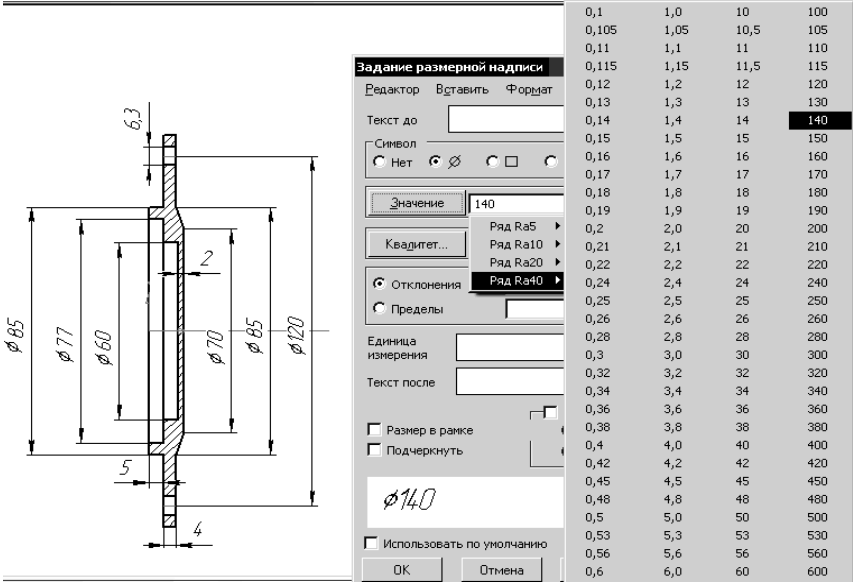


Рис. 41. Пошук стандартного лінійного розміру

Номенклатура основних розмірів кришок підшипників виконується на основі геометричної подібності з прив'язкою до зовнішнього діаметра зовнішнього кільця підшипника (рис. 42).

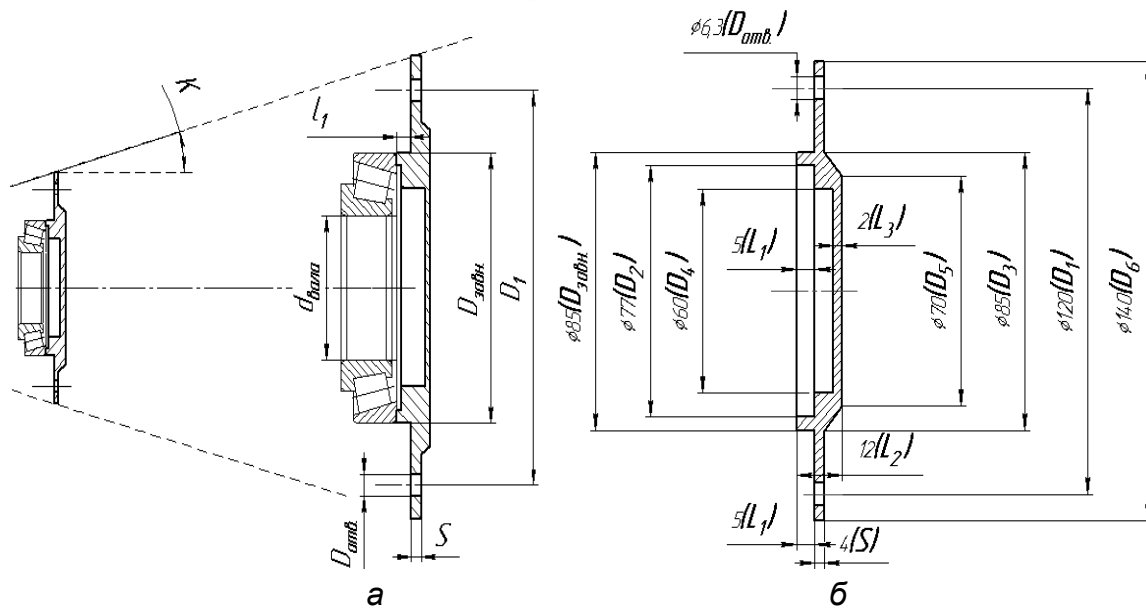


Рис. 42. Технологія масштабування (а) кришки підшипників (б)

Відповідно встановлюємо такі співвідношення розмірів кришки підшипників.

Діаметри кіл виточок кришки підшипників: $D_1 = D_{зовн.} K_1$, $D_2 = D_{зовн.} K_2$, $D_3 = D_{зовн.} K_3$, $D_4 = D_{зовн.} K_4$, $D_5 = D_{зовн.} K_5$ та $D_6 = D_1 + D_{отв.} + 2S$, де K_1 , K_2 , K_3 , K_4 та K_5 – масштабні коефіцієнти.

Діаметр отворів під кріпильні болти: $D_{отв.} = 4,2$ мм при $D_{зовн.} \leq 60$ мм; $D_{отв.} = 6,3$ мм при $60 < D_{зовн.} \leq 85$ мм; $D_{отв.} = 7,5$ мм при $D_{зовн.} > 85$ мм.

Довжина виступу для упору підшипника: $L_1 = 5$ мм при $D_{зовн.} \leq 85$ мм; $L_1 = 8$ мм при $D_{зовн.} > 85$ мм.

Висока кришка підшипників: $L_2 = L_1 + S + 0,03D_{зовн.}$.

Товщина корпусу кришки підшипників: $L_3 = 0,5S$.

Товщина фланця: $S = 3$ мм при $D_{зовн.} \leq 60$ мм; $S = 4$ мм при $60 < D_{зовн.} \leq 85$ мм; $S = 5$ мм при $D_{зовн.} > 85$ мм.

Значеннями масштабних коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 , K_4 та K_5 є відношення між розмірами базової кришки підшипників, тобто:

$$K_1 = \frac{D_{1 \text{ баз.}}}{D_{зовн. \text{ баз.}}} = \frac{120}{85} = 1,4117, \quad K_2 = \frac{D_{2 \text{ баз.}}}{D_{зовн. \text{ баз.}}} = \frac{77}{85} = 0,9058,$$

$$K_3 = \frac{D_{3 \text{ баз.}}}{D_{зовн. \text{ баз.}}} = \frac{85}{85} = 1, \quad K_4 = \frac{D_{4 \text{ баз.}}}{D_{зовн. \text{ баз.}}} = \frac{60}{85} = 0,7058, \quad K_5 = \frac{D_{5 \text{ баз.}}}{D_{зовн. \text{ баз.}}} = \frac{70}{85} = 0,8235.$$

Завдання 7

Розробити бібліотеку фрагментів КОМПАС – файл з розширенням LFR, для кришки підшипників вузла механічної передачі.

Порядок виконання роботи

1. Запустити КОМПАС – 3D та активувати **«Менеджер бібліотек»**;
2. Для створення нового розділу бібліотеки необхідно у контекстному меню **«Менеджера бібліотек»** виконати **«Добавить описание - библиотеки документов»** (рис. 43).

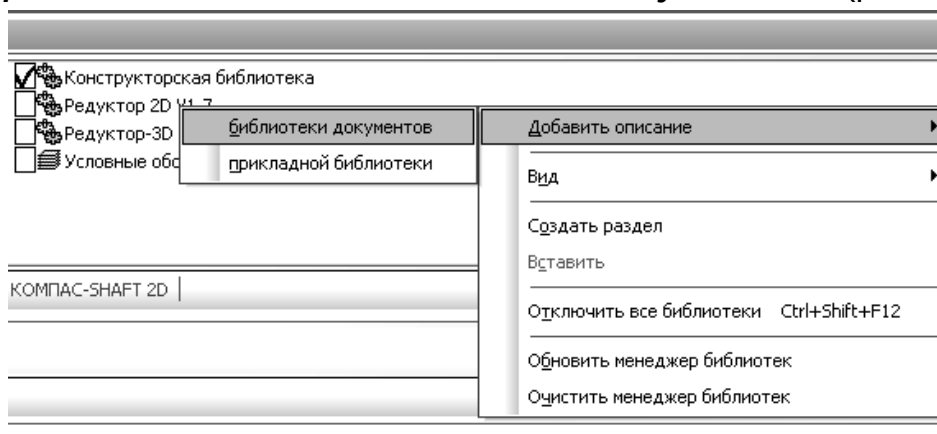
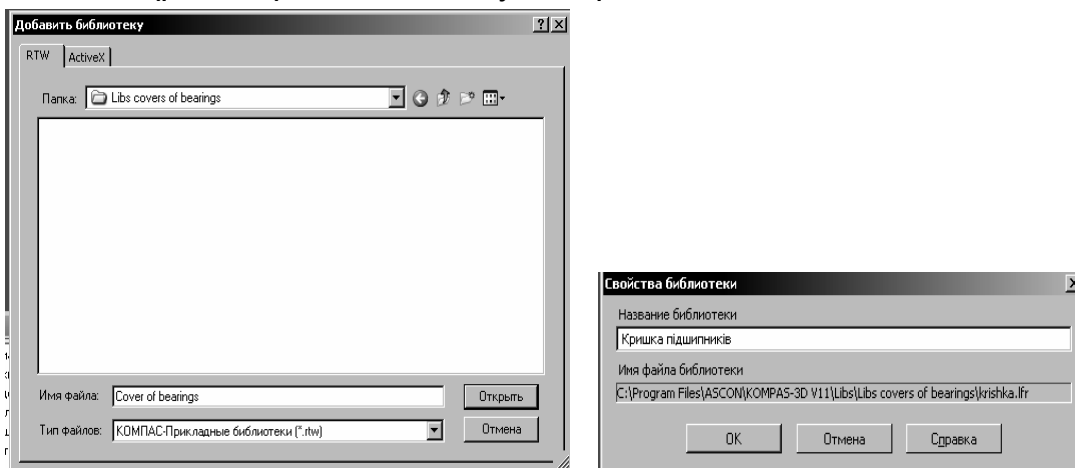


Рис. 43. Створення розділу бібліотеки в контекстному меню **«Менеджера бібліотек»**

3. Створити каталог для розміщення бібліотеки з розширенням **«.lfr»** (рис. 44) та дати назву створюваній бібліотеці;



а

б

Рис. 44. Етапи створення каталогу (а) та назви (б) бібліотеки

4. Запустити створену бібліотеку та ініціювати створення нового фрагменту бібліотеки – натискаємо праву кнопку миші та вибираємо **«Создать фрагмент»** або **«Добавить фрагмент»**

в библиотеку...», якщо такий фрагмент був заздалегідь створено. У спливаючому меню необхідно створити назву створюваного елемента та натиснути **«ОК»**;

5. Під час конструювання нового фрагмента бібліотеки використовується режим параметризації для створення взаємозв'язків між елементами фрагмента. Для цього необхідно дозволити параметризацію – послідовно виконується **«Сервис - Параметры - Параметризация»** та встановлюються необхідні параметри (рис .45) та натискаємо **«ОК»**;

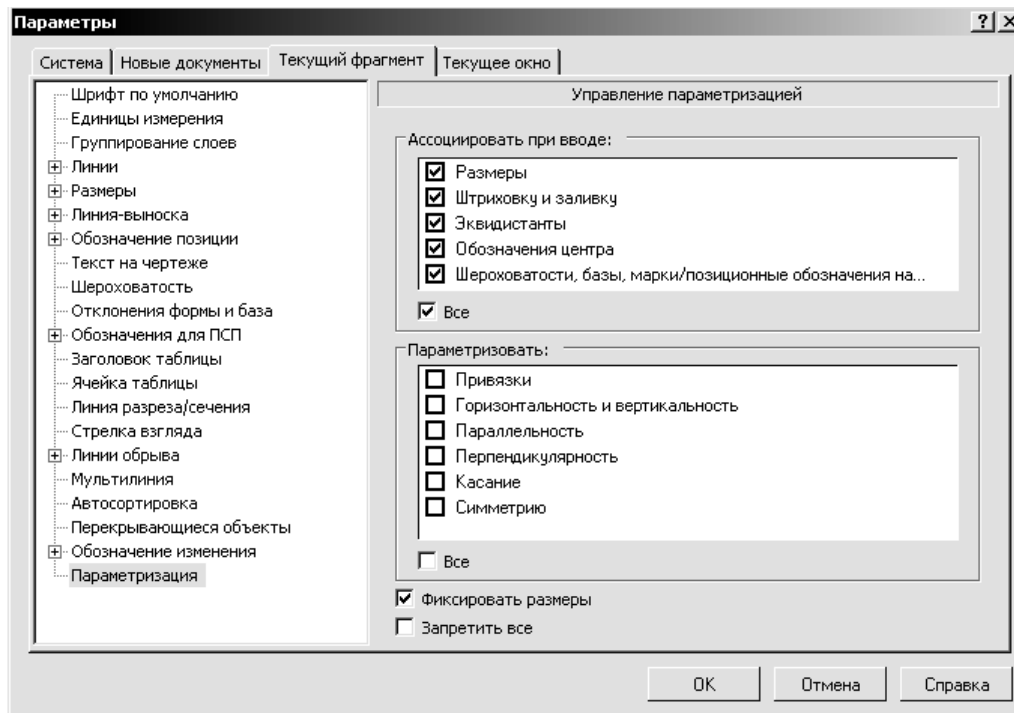


Рис. 45. Параметры параметризації

6. Створюємо додатковий шар в меню **«Состояние слоев»** та встановлюємо параметри відображення створеного шару – **«Погашен»** (рис. 45). Основний шар використовуємо для відображення геометричних примітивів фрагмента, а додатковий для – розмірів;
7. Створюємо геометричний фрагмент кришки підшипників використовуючи команди з меню параметризації (рис. 46). З'єднуючи два відрізки використовуємо – **«Объединить точки»**, при розміщенні точки на кривій – команду **«Точка на кривой»**, а для вирівнювання – **«Горизонтальность»** та **«Вертикальность»** (рис. 47). Проекспериментуйте зі всіма командами параметризації для створення кришки підшипників.

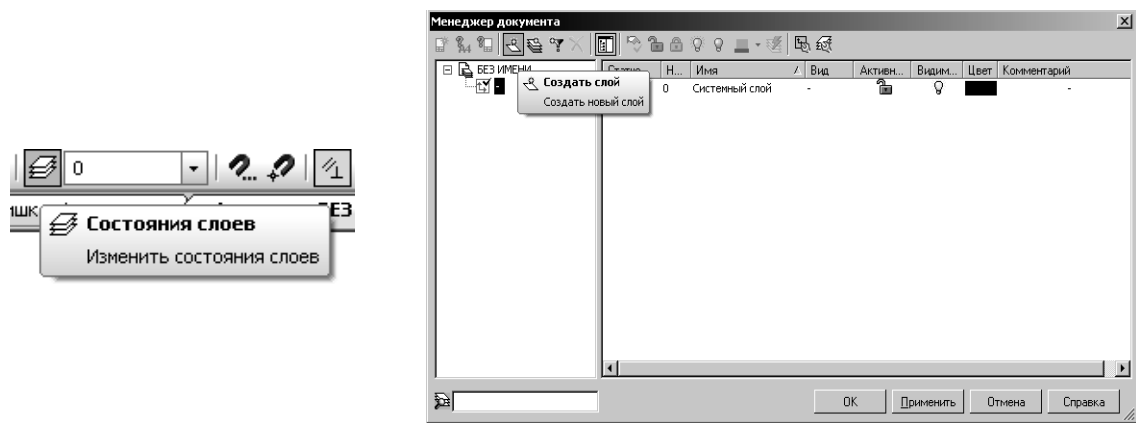


Рис. 46. Меню дополнительного шару

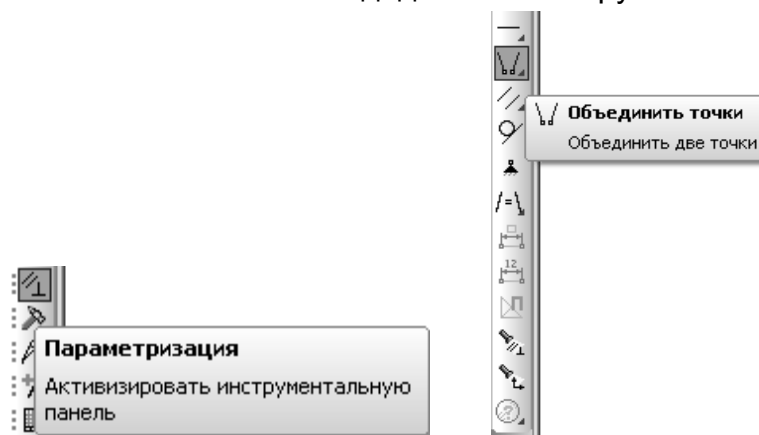


Рис. 47. Команды параметризації

8. Після того як геометрія кришки підшипників була створена, вмикаємо додатковий шар та проставляємо розміри. Розміри також є елементом параметризації геометричних об'єктів. Призначаючи розміри об'єктів встановлюємо їхнє позначення в розділі **«Переменная»** (рис. 48). На всі розміри окрім D_{306H} та S встановлюємо параметр **«Информационный размер»**.



Рис. 48. Призначення параметричного розміру об'єкта

9. Переходимо в меню **«Переменные»** та відобразимо всі параметричні розміри (рис. 49);

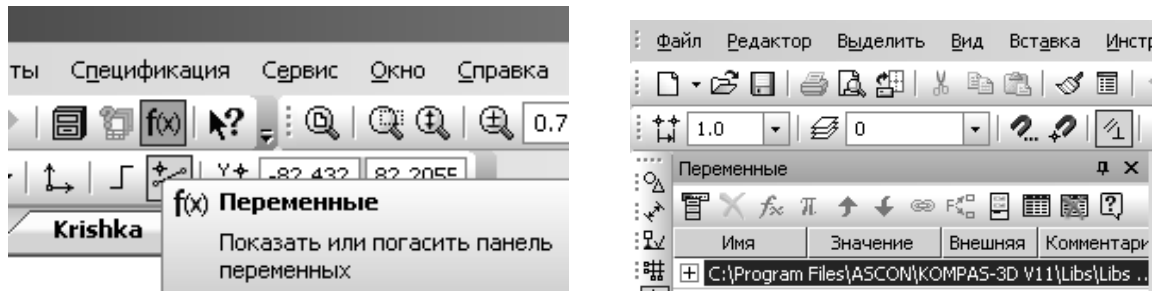
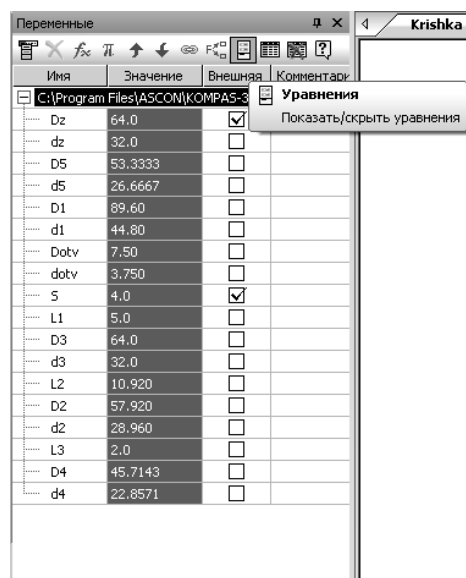


Рис. 49. Меню **«Переменные»**

10. Розміри $D_{зовн.}$ та S вказуємо як **«Внешние»** (рис. 50, а). Для того щоб встановити співвідношення між розмірами та задати рівняння активуємо меню **«Уравнения»** та в додатковому меню, яке з'явиться виконуємо введення рівнянь. В системі КОМПАС рівняння з умовами вводяться так: наприклад запис $D_{отв.} = 4,2$ мм при $D_{зовн.} \leq 60$ мм, $D_{отв.} = 6,3$ мм при $60 < D_{зовн.} \leq 85$ мм, $D_{отв.} = 7,5$ мм при $D_{зовн.} > 85$ мм необхідно записати так – $D_{отв.} = D_{зовн.} \leq 60 ? 4,2 : (D_{зовн.} \leq 85 ? 6,3 : 7,5)$ (рис. 49, б);



а

Уравнения
$dz = Dz / 2$
$D1 = Dz * 1.4$
$d1 = D1 / 2$
$D5 = Dz / 1.2$
$d5 = D5 / 2$
$dotv = Dotv / 2$
$L1 = Dz \leq 85 ? 5 : 8$
$D3 = Dz$
$d3 = D3 / 2$
$L2 = L1 + 5 + 0.03 * Dz$
$Dotv = Dz \leq 60 ? 4.2 : (Dz \leq 85 ? 6.3 : 7.5)$
$D2 = Dz * 0.905$
$d2 = D2 / 2$
$L3 = 5 / 2$
$D4 = Dz / 1.4$
$d4 = D4 / 2$

б

Рис. 50. Меню **«Переменные»** (а) та **«Уравнение»** (б)

11. Після встановлення всіх розмірів кришки підшипників (рис. 51) необхідно в розділі **«Переменные»** активувати меню **«Таблица переменных»** та виконати ініціалізацію змінних (рис. 52);

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Рашківський В.П.* САПР в машинобудуванні: методичні вказівки до виконання індивідуального завдання / В.П. Рашківський, Д.О. Міщук. – К.: КНУБА, 2012. – 22 с.
2. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя II том / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1986. – 912 с.
3. *Головань В.П.* Розрахунок на ЕОМ валів і осей будівельних машин: Методичні вказівки / В.П. Головань, В.М. Смірнов, М.Г. Діктерук та ін. – К.: КНУБА, 2000. – 24 с.
4. *Третьяк Т.М.* Пространственное моделирование и проектирование в программной среде КОМПАС 3D LT / Т.М. Третьяк, А.А. Фарафонов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 128 с.
5. *Кудрявцев Е.М.* Компас / Е.М. Кудрявцев. М.: ДМК Пресс, 2005. – 416 с.
6. *Левицький В.С.* Машиностроительное черчение и автоматизация выполнения чертежей. – М.: Висша школа, 2000. – 422 с.
7. *Киркач Н.Ф.* Расчет и проектирование деталей машин: [учеб. пособие для техн. вузов] / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. 3-е изд. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.

Навчально-методичне видання

СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ В МАШИНОБУДУВАННІ

Методичні вказівки
до виконання практичних та лабораторних робіт
для студентів спеціальності 015
“Професійна освіта. Машинобудування”

Укладачі: **МІЩУК** Дмитро Олександрович
РАШКІВСЬКИЙ Володимир Павлович

Комп'ютерне верстання *А.П. Морозюк*

Підписано до друку Формат 60 × 84 ^{1/16}
Ум. друк. арк. 3,95 Обл.-вид. арк.4,25
Електронний документ. Вид. № 17/III-16
Видавець і виготовлювач
Київський національний університет будівництва і архітектури

Повітрофлотський проспект, 31, Київ, Україна, 03680
E-mail: red-isdat@ukr.net, тел. (044)241-54-22, 241-54-87

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
Видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002 р.

