

Кафедра “ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН”

ДМ-05

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З ДИСЦИПЛІНИ
“ДЕТАЛІ МАШИН”
(для студентів напрямку «Інженерна механіка»)**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З ДИСЦИПЛІНИ
“ДЕТАЛІ МАШИН”
(для студентів напрямку «Інженерна механіка»)

Розглянуто на засіданні кафедри
“Основи проектування машин”
Протокол № 16 від 24.05.2011 р.

Затверджено на засіданні навчально-
видавничої ради ДонНТУ
Протокол № від 2011 р.

2011

УДК 621.01 (071)

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Деталі машин” (для студентів напрямку “Інженерна механіка”) / Сост.: В.Г. Нечепаяєв, В.П. Оніщенко, В.П. Блескун, О.М. Гнисько, П.М. Матеко, В.О. Голдобін. – Донецьк: ДонНТУ, 2011. - 60 стор.

Наведені вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Деталі машин” в умовах спеціальних стендів з використанням натурних зразків і спеціалізованих комп'ютерних систем проектування і розрахунку найпоширеніших деталей і вузлів машин.

Автори:

В.Г. Нечепаяєв, проф., д.т.н.
В.П. Оніщенко, проф., д.т.н.
В.П. Блескун, доц., к.т.н.
О.М. Гнисько, доц., к.т.н.
П.М. Матеко, доц.
В.О. Голдобін, асист.

Відповідальний за випуск

В.Г. Нечепаяєв, д.т.н., проф., зав. каф.
“Основи проектування машин”

© Донецький національний технічний університет, 2011 р.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1 «Спеціалізовані комп'ютерні програмні комплекси для проектування і розрахунку деталей машин» (2 год.).....	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2 «Дослідження навантажувальної здатності циліндричних передач» (2 год.).	11
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3 «Проектний розрахунок циліндричних прямозубих передач з оцінкою їх вартості» (4 год.).....	16
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 «Визначення геометричних та конструктивних параметрів зубчастих коліс з зубцями евольвентного профілю» (4 год.).....	21
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5 «Розрахунки на міцність та конструювання валів» (4 год.).....	28
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6 «Вибір і розрахунок підшипників кочення» (4 год.).....	37
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7 «Комп'ютерний синтез приводу з оцінкою його вартості» (2 год.).	44
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8 «Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності шпонкових та зубчастих (шліцевих) з'єднань» (2 год.).....	48
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 9 «Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності болтових з'єднань» (2 год.).....	52
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 10 «Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності зварних з'єднань» (2 год.).....	56

ВСТУП

Лабораторний курс по дисципліні «Деталі машин» є невід'ємною важливою частиною аудиторного комплексу занять, що призначений для рішення наступних основних завдань:

- вивчення конструкцій найпоширеніших деталей і вузлів машин;
- придбання практичних навичок в області проектування й визначення навантажувальної здатності деталей, вузлів, механізмів, приводів;
- вивчення й придбання навичок практичного застосування сучасних систем автоматизованого проектування машин.

Отримані знання й досвід є базою для наступного виконання курсових і дипломного проектів. У цілому, виконання й освоєння лабораторного курсу дозволить студентам глибше оволодіти й закріпити теоретичні положення дисципліни «Деталі машин», одержати навички їхнього практичного використання на рівні вимог сучасного машинобудівного виробництва у подальшій самостійній роботі.

Використання комп'ютерних програм дозволяє користувачу швидко одержати наочну інформацію про вплив, наприклад, виду термообробки на розміри зубчастих передач, запаси міцності в різних перетинах вала і визначити небезпечний переріз вала.

У зв'язку з тим, що діалогові вікна програми представлені російською мовою, їх текст в посібнику написаний з урахуванням мови оригіналу.

Відповідно до існуючого положення про організацію учбового процесу виконання лабораторних робіт та звіт про них є обов'язковою умовою допуску студента до складання модульних іспитів. Лабораторні роботи № 3, № 4, № 5 та № 6 складаються з двох частин. Частина I виконується по загальним для всієї групи вихідним даним і є обов'язковою для звіту. Частина II виконується по індивідуальним даним і має за мету поглибити знання студентів у тих розділах курсу, які є базовими при виконанні курсового проекту з дисципліни.

Для копіювання та збереження отриманих результатів необхідно виконати наступні дії:

1. Курсор миші підвести в лівий верхній кут екрана і нажати лівою кнопкою миші на кнопку **Файл**. Відкриється меню. У меню, що відкрився, нажати лівою кнопкою миші кнопку **Сохранить как**.

2. Відкриється вікно **Сохранение документа**. У верхній частині вікна поруч із написом **Папка:** один раз клацнути лівою кнопкою миші. Відкриється вікно. У цьому вікні необхідно підвести курсор миші до напису **Локальний диск E** и один раз нажати на ньому.

3. У нижній частині вікна поруч із написом **Имя файла:** один раз клацнути лівою кнопкою миші на вільнім полі. У цьому полі необхідно ввести за допомогою клавіатури назва файлу (наприклад **Передача 2**).

4. Нижче напису **Имя файла:** перебуває напис **Тип файла**. Поруч із цим написом один раз клацнути лівою кнопкою миші на вільнім полі. У вікні, що відкрилося, необхідно підвести курсор миші до напису **«RTFфайл.rtf»** і один раз нажати на ній.

5. Нажати на кнопку **Сохранить** в правому нижньому куті.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

«Спеціалізовані комп'ютерні програмні комплекси для проектування і розрахунку деталей машин»

Мета роботи. Ознайомлення зі спеціалізованими комп'ютерними системами проектування і розрахунку деталей машин.

Матеріальне забезпечення заняття – комп'ютери з програмним забезпеченням **APM WinMachine, MDesign, Компас-3D**.

Тривалість заняття – 2 години.

1.1 ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

(характеристика систем проектування **APM WinMachine, MDesign, Компас-3D**)

1.1.1 Потрібні параметри комп'ютера

- процесор не нижче Pentium III;
- оперативна пам'ять 128 МВ;
- вирішення монітора 800 x 600 (1024x768 рекомендується), 256 кольорів або вище;
- жорсткий диск \approx 200 МВ;
- операційна система Windows 98, 2000, XP.

1.1.2 Функціональні можливості систем проектування

А) APM WinMachine

Програма для машинобудівних розрахунків і розробки проектів. CAD\CAE\PDM програма, що дозволяє автоматизувати процеси розрахунку деталей машин і підготовки конструкторської документації. Система призначена для виконання всього різноманіття розрахунків машин, механізмів і конструкцій та повноцінного інженерного аналізу створюваного устаткування з метою вибору його оптимальних параметрів, а також оформлення і збереження конструкторської документації. Дозволяє виконати розрахунок: міцності, жорсткості і стійкості; енергетичних і кінематичних параметрів; витривалості при перемінних режимах навантаження; імовірності, надійності і зносостійкості; динамічних характеристик.

Включає наступні блоки:

APM Graph – плоский креслярсько-графічний редактор для оформлення конструкторської документації, що має зручні функції параметричного задання геометричних об'єктів.

APM Studio – модуль створення тривимірних поверхневих і твердотільних моделей з вбудованим генератором розбивки на кінцеві елементи.

APM Book - електронний підручник “Основи проектування машин”, у якому викладені основні методи розрахунку, реалізовані в Системі APM WinMachine.

APM Joint - модуль розрахунку і проектування з'єднань деталей машин і елементів конструкцій, що дозволяє виконати комплексний розрахунок усіх типів різьбових, зварних, заклепувальних з'єднань і з'єднань деталей обертання.

APM Trans - модуль проектування передач обертання, призначений для розрахунку всіх типів зубчастих передач, а також черв'ячних, пасових і ланцюгових передач, і генерації креслень елементів цих передач в автоматичному режимі.

APM Bear - модуль розрахунку підшипників кочення, що дозволяє провести комплексний аналіз опор кочення усіх відомих типів.

APM Plain - модуль розрахунку і аналізу радіальних і упорних підшипників ковзання, що працюють в умовах рідинного і напіврідинного тертя.

APM Shaft - модуль розрахунку, аналізу і проектування валів і осей.

APM Drive - модуль розрахунку і проектування привода довільної структури, а також планетарних і хвильових передач. З його допомогою виконується комплексний розрахунок кінематичних характеристик і проектування як привода в цілому, так і окремих його елементів (підшипників кочення, передач зачепленням і валів), з автоматичною генерацією креслень як окремих деталей, так і в зборі, включаючи корпус.

APM Spring - модуль розрахунку і проектування пружин і інших пружних елементів машин, за допомогою якого можна розрахувати і накреслити пружини стиску, розтягання і крутіння, плоскі пружини, а також тарілчасті пружини і торсіони.

APM Cam, APM Slider - модулі розрахунку і проектування кулачкових механізмів з автоматичною генерацією креслень і плоских важільних механізмів довільної структури.

APM Screw - модуль для розрахунку передач поступального руху. Він здатний розрахувати гвинтові передачі ковзання, кульково-гвинтові і планетарні гвинтові передачі.

Б) MDesign

Програма для машинобудівних розрахунків. CAE програма, що дозволяє автоматизувати ряд розрахунків деталей машин на міцність.

Включає наступні блоки:

Розрахунку валів - розрахунок валів і осей на статичну і динамічну міцність по німецькому стандарту DIN 743 і ОСТ 12.44.097-83.

Розрахунку балок - розрахунок коефіцієнту запасу міцності балки методом кінцевих елементів і визначення: максимального прогину; кутів повороту в опорах; параметрів перетину для будь-якої точки (моменти, напруги, прогини, кути повороту); статичного коефіцієнта запасу міцності.

Розрахунку геометрії циліндричного зачеплення - розрахунок

геометричних параметрів зубчастої передачі. Заснований на стандарті ГОСТ 16532-70 “Передачи зубчатые цилиндрические внешнего зацепления. Расчет геометрии”. Користувач може розрахувати передачі зі зміщенням вихідного контуру або без нього.

Розрахунку циліндричного зачеплення на міцність - дозволяє зробити перевірочний розрахунок зубчастої передачі в повному обсязі. Заснований на стандарті ГОСТ 21354-87 “Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность”.

Розрахунку конічних передач - дозволяє розрахувати прямозубі, косозубі передачі, а також передачі з круговими зубцями. Заснований на стандарті DIN 3991 “Розрахунок несучої здатності конічної зубчастої передачі”.

Розрахунку черв'ячного зачеплення - виконує перевірочні розрахунки на контактну і згинальну міцності, розраховує запас міцності по згинанню, коефіцієнт безпеки по температурі, а також перевірку на втомне викрашування (знос) для циліндричних черв'ячних передач. Базується на DIN 3996 .

Розрахунку нормальних клинопасових передач – виконує розрахунок клинових пасів вузького і нормального перетинів, заснований на стандартах DIN 2218, DIN 7753.

Розрахунку кулькових і роликових підшипників – виконує вибір і розрахунок радіальних і аксіальних роликових і кулькових підшипників. Враховує статичні і динамічні навантаження. Динамічні навантаження можуть мати як стаціонарний, так і нестаціонарний характер.

Розрахунку шпонкового з'єднання - для перевірки значень напружень зминання і зрізу для шпонкових з'єднань із призматичною, сегментною, торцевою і циліндричною шпонками.

Розрахунку шліцьового з'єднання - для розрахунку основних геометричних розмірів прямобічного (ГОСТ 1139-80), евольвентного (ГОСТ 6033-80) і трикутного шліцьового з'єднання і перевірки на зминання робочих поверхонь зубців за ГОСТ 21428-80.

Аналізу допусків – базується на стандартах ISO 286 (ГОСТ 25346-89) і ANSI B4.1, дозволяє визначити і графічно відобразити граничні відхилення розміру, зазори і (або) натяги зазначеної посадки.

Розрахунку розмірних ланцюгів - заснований на стандарті DIN 7186, що встановлює правила розрахунку допусків розмірів, які складають розмірний ланцюг.

Перерахування шорсткості Ra і Rz - модуль дає можливість перерахування значень шорсткості Ra у Rz і навпаки.

Перерахування твердості поверхні - базується на DIN 50150 і ASTM E140 і дозволяє виконувати конвертацію твердості по Vickers, Brinell і Rockwell для сталей.

C) Компас-3D

Система тривимірного твердотільного моделювання, креслярсько-графічний редактор. Дозволяє також виконувати геометричні розрахунки і

розрахунки на міцність циліндричних, конічних зубчастих, ланцюгових, черв'ячних і пасових передач, проектний і перевірочний розрахунок циліндричних гвинтових пружин стиску і розтягування, тарілчастих, конічних і фасонних пружин.

Включає наступні блоки:

Систему тривимірного твердотілого моделювання. Призначена для створення тривимірних асоціативних моделей окремих деталей і складальних одиниць, що містять як оригінальні, так і стандартизовані конструктивні елементи.

Креслярсько-графічний редактор (Компас-ГРАФІК). Призначений для автоматизації креслярських робіт.

Модуль проектування специфікацій. Дозволяє випускати специфікації, відомості та інші табличні документи.

Модуль параметричних бібліотек – має конструкторську бібліотеку машинобудівних елементів, кріплення, редукторів, електродвигунів і ін.

Компас-SPRING – призначений для виконання проектних і перевірочних розрахунків циліндричних гвинтових пружин стиску і розтягання, тарілчастих, конічних і фасонних пружин, а також побудови їхніх креслень.

Компас-SHAFT Plus – призначений для побудови вала з наступною генерацією креслення і 3D-моделі.

Компас-GEARS – призначений для розрахунків механічних передач (геометричні розрахунки і розрахунки на міцність циліндричних і конічних зубчастих, ланцюгових, черв'ячних і пасових передач).

1.1.3 Основні прийоми роботи із системами APM WinMachine, MDesign, Компас-3D

Робота з комп'ютерними системами аналогічна роботі з іншими додатками **Windows**. Використовуються всі стандартні прийоми обробки файлів, вже знайомі по інших системах.

1.2 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1.2.1 Ознайомитися з характеристиками систем **WinMachine, MDesign, Компас** (використовуючи даний посібник).

1.2.2 Ознайомитися та одержати навички роботи із системою **WinMachine**.

Ознайомлення із системою **WinMachine**.

а) Відкрити програму **WinMachine**. (APM Integrator (ліва кнопка миши 2 рази), инженерный анализ (ліва кнопка миши 1 раз), APM Trans (ліва кнопка миши 2 рази)).

б) Відкрити і коротко ознайомитися з інтерфейсом кожного з 19 модулів системи **WinMachine**. (Верхнє меню - Команда “Справка – Содержание”).

Докладно ознайомитися з модулем **APM Trans**.

а) Верхнє меню - Команда “Тип – Передачі”. Використовуйте цю команду для вибору типу передачі для розрахунку. У діалоговому вікні, що з'явилося, буде приведений список передач, доступних для розрахунку. Вибрати “Цилиндрические – Прямозубые внешнего зацепления”.

б) Верхнє меню - Команда “Тип – Расчета”. Вибрати “Проектировочный”.

в) Верхнє меню – Команда “Данные”. У діалоговому вікні, що з'явилося, «Основные данные» увести:

Момент на выходе: 1000 *Нм*;

Обороты на выходе: 100 *об/мин*;

Передаточное отношение: 2;

Требуемый ресурс: 10000 *час*;

Число зацеплений: Шестерня - 1, Колесо - 1;

Термообработка: Шестерня - Улучшение, Колесо - Улучшение;

Режим работы - Постоянный;

Крепление шестерни на валу – Симметрично.

Команда-кнопка «Продолжить».

г) Верхнє меню - Команда “Расчет”. Коэффициент смещения: вручную, 0.

д) Верхнє меню - Команда “Результаты”. У діалоговому вікні, що з'явилося, вибрати «Основные результаты». Команда-кнопка «Продолжить». У діалоговому вікні, що з'явилося, відображаються «Основные геометрические параметры».

1.3 ЗМІСТ ЗВІТУ

1.3.1 Перелічити всі модулі системи **WinMachine** і дати їхню коротку характеристику (призначення) – 0,5 сторінки.

1.3.2. Виконати ескіз вікна з вихідними даними, що вводяться, у модулі **APM Trans**.

1.3.3. Виконати ескіз вікна з отриманими результатами розрахунку у модулі **APM Trans**.

ЗВІТ

ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 1

**“Спеціалізовані комп'ютерні програмні комплекси для проектування і
розрахунку деталей машин”**

Виконавець студент _____

група _____

Дата _____

1. Перелік модулів системи **WinMachine** і їх коротка характеристика
(призначення).

2. Ескіз вікна з вихідними даними, що вводяться, у модулі
APM Trans.

3. Ескіз вікна з отриманими результатами розрахунку у модулі
APM Trans.

Висновки:

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

«Дослідження навантажувальної здатності циліндричних передач»

Мета роботи. Визначення номінального обертаючого моменту, який може передавати зубчасте колесо при збереженні необхідного запасу міцності.

Матеріальне забезпечення заняття. Комп'ютери із програмним забезпеченням АРМ WinMachine (модуль АРМ Trans).

Тривалість заняття – 2 години.

2.1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

Навантажувальна здатність зубчастих передач визначається основними критеріями їхньої працездатності - згинальною і контактною міцністю зубів по формулах:

$$\sigma_F = \frac{2KT_{ном}Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \cdot \cos \beta}{m^2 z b_w} \leq [\sigma]_F; \quad (2.1)$$

$$\sigma_H = \frac{C}{a_w u} \sqrt{\frac{(u \pm 1)^3 K T_{ном2}}{b_w}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.2)$$

де σ_F, σ_H – згинальні і контактні напруження в зубцях відповідно, МПа.

$K = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_\nu$ - коефіцієнт навантаження, що враховує концентрацію навантаження по довжині зуба; нерівномірність розподілу навантаження між зубцями; динамічність навантаження. Для попередніх розрахунків можна прийняти $K=1,3$;

$T_{ном}$ – номінальний обертаючий момент, Нмм;

Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зубців і концентрацію напружень (табл. 2.1). Для косозубих коліс Y_F вибирають по еквівалентному числу зубців $z_v = z / \cos^3 \beta$;

$Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ$ – коефіцієнт, що враховує кут нахилу β ;

$Y_\varepsilon = 1,1 / \varepsilon_\alpha$ – коефіцієнт, що враховує участь у зачепленні декількох пар зубців (для прямозубих передач $Y_\varepsilon = 1$, для косозубих $Y_\varepsilon \sim 0,65$);

m – модуль нормальний, мм;

z – число зубців колеса;

b_w – ширина зубчастого колеса, мм;

C – коефіцієнт, прийнятий для прямозубих передач $C=310$, для косозубих $C=270$;

a_w – міжосьова відстань, мм;

u – передаточне число.

Аналіз рівнянь (2.1) і (2.2) показує, що згинальна міцність визначається параметрами досліджуваного колеса, тоді як контактна - залежить також від передатного числа передачі.

При твердості матеріалу $H < HRC35$ навантажувальна здатність передач визначається, як правило, контактною міцністю, а при твердості $H > HRC35$ – згинальною.

З рівняння (2.1) та (2.2):

$$(T_{ном2})_F = \frac{m^2 z_2 b_{w2} [\sigma]_F}{2KY_F Y_\beta Y_\epsilon \cos \beta}, \text{ Нмм}; \quad (2.3)$$

$$(T_{ном2})_H = \left(\frac{a_w \cdot u \cdot [\sigma]_H}{C} \right)^2 \cdot \frac{b_{w2}}{(u \pm 1)^3 \cdot K}, \text{ Нмм}. \quad (2.4)$$

Таблиця 2.1 – Коефіцієнт Y_F для коліс, нарізаних без зсуву

z, z_v	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_F	4,12	3,96	3,85	3,75	3,73	3,73	3,74	3,75

2.2 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.2.1. На виданому для аналізу колесі студенти замірюють ширину колеса, діаметр d_a , кут нахилу зубців β і визначають число зубців z та модуль m . Потім по цим даним обчислюється міжосьова відстань a_w , прийнявши передатне число u .

2.2.2. З використанням модуля **APM Trans** проводиться оцінка навантажувальної здатності зубчастого колеса (визначається значення переданого максимального моменту) і значень згинальних та контактних напружень, що допускаються при зміні значень твердості (HRC30, HRC50, HRC60) та режиму роботи (реверсивний - нереверсивний). Результати розрахунку заносяться у відповідну таблицю бланка звіту.

За даними цієї таблиці будуються графіки залежності переданого обертального моменту і значень згинальних та контактних напружень, що допускаються, як функцій твердості колеса для реверсивного і нереверсивного режимів роботи (рис. 3.1, рис. 3.2) та робляться відповідні висновки.

У модулі **APM Trans** введення значення твердості можливе тільки в одиницях HRC. Орієнтоване співвідношення $HRC:HB \approx 1:10$.

Запуск програми.

1. На робочому столі подвійне натискання лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**.
2. Вибрати: **Инженерный анализ** – одне натискання миші.
3. Вибрати: **APM Trans** - запуск подвійним натисканням миші на ярлику.
Альтернативний запуск: Пуск → Програми → **APM WinMachine** → **APM Trans** → Enter.

Робота з програмою.

1. Верхнє меню - Команда Тип - Передачи. Вибір здійснюється в залежності від типу колеса (Прямозубе).
2. Верхнє меню - Команда - Тип – Расчета. Вибрати – Проверка по моменту.
3. Верхнє меню – Команда – Данные. У діалоговому вікні, що з'явилося, «Основные данные» увести:

Модуль (мм) : - 5

Угол наклона зубьев (град) : - 0

Число зубьев Шестерня: - 20 Колесо: - 40

Ширина, (мм) Шестерня: - 50 Колесо: - 50

Коэффициент смещения Шестерня: - 0 Колесо: - 0

Момент на выходе (Нм) не вводится

Обороты на выходе (об/мин): 20

Требуемый ресурс (час): 15000;

Число зацеплений: Шестерня - 1, Колесо - 1;

Термообработка: Шестерня: Колесо:
(Дивись бланк звіту)

Режим работы - Постоянный;

Расположение шестерни на валу – Симметрично.

Команда-кнопка «Еще...». Вибрати:

Твердость поверхности зубьев HRC: Шестерня: Колесо:
(Дивись бланк звіту)

Возможен реверс: Поставити прапорець у залежності від варіанту.

Команда-кнопка «Продолжить».

Команда-кнопка «Продолжить».

4. Верхнє меню - Команда – Расчет.

5. Верхнє меню - Команда – Результаты. У діалоговому вікні, що з'явилося, вибрати «Максимальный момент», «Основные результаты», «Параметры материала».

За результатами дослідження заповнити табл. 2.2 звіту та рис. 2.1, рис. 2.2.

Питання для самоконтролю

1. Які основні причини виходу зубчастих передач з ладу і обумовлені ними критерії працездатності і розрахунку зубчастих передач?
2. Які основні фактори впливають на згинальну міцність (значення переданого обертаючого моменту) зубчастих передач?
3. Які основні фактори впливають на контактну міцність (значення переданого обертаючого моменту) зубчастих передач?
4. Чому при твердості $HRC < 35$ проектний розрахунок передачі доцільно проводити на контактну міцність, а при твердості $HRC > 35$ – на згинальну?
5. Чому згинальні напруження, що допускаються, залежать від режиму роботи передачі – реверсивний чи неревверсивний, а контактні напруження, що допускаються, не залежать?
6. Які додаткові параметри навантаження зубчастої передачі враховує розрахунковий обертальний момент у порівнянні з номінальним?

ЗВІТ

ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 2

«Дослідження навантажувальної здатності циліндричних передач»

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Характеристика зубчастого колеса:

Ширина колеса $b_{w2} =$

Діаметр $d_a =$

Кут нахилу зубців $\beta =$

Число зубців колеса $z_2 =$

Модуль $m =$

Таблиця 2.2 – Залежність навантажувальної здатності від твердості колеса ($[\sigma]_F, [\sigma]_H - \text{МПа}$)

№	Вид термообробки	Твердість	Реверсивний режим			Нереверсивний режим		
			$T, \text{Нм}$	$[\sigma]_F$	$[\sigma]_H$	$T, \text{Нм}$	$[\sigma]_F$	$[\sigma]_H$
1	Поліпшення	H=HRC 30						
2	Загартування з відпусткою	H=HRC 50						
3	Цементация	H=HRC 60						

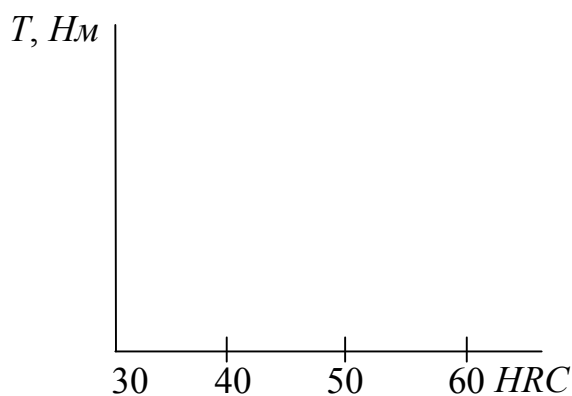


Рис. 2.1 – Залежність моменту від твердості

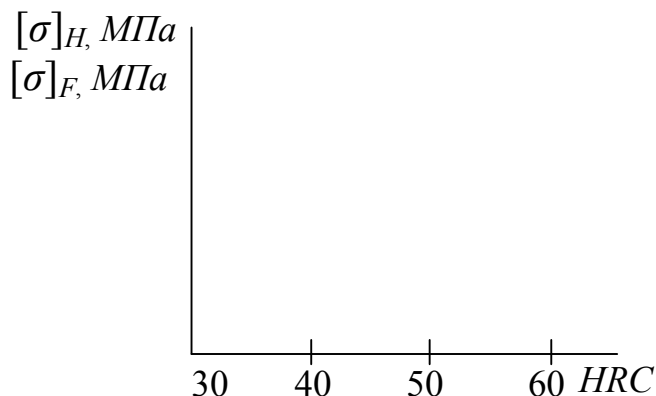


Рис. 2.2 – Залежність допустимих напружень від твердості

Висновки:

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

«Проектний розрахунок циліндричних прямозубих передач з оцінкою їх вартості»

Мета роботи. Визначення геометричних параметрів зубчастих коліс за умови забезпечення згинальної та контактної міцності та оцінити їх вартість.

Матеріальне забезпечення заняття. Плакати конструкцій зубчастих коліс, натурні зубчасті колеса, комп'ютери з програмним забезпеченням АРМ WinMachine, програма DM Cost.

Тривалість заняття – 4 години.

3.1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

При твердості матеріалу зубчастих коліс $H > HRC\ 35$ навантажувальна здатність їх визначається, як правило, згинальною міцністю, тому проектний розрахунок проводять на згинальну міцність по формулі

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2T_{ном} \cdot KY_F}{z \Psi_m [\sigma]_F}}, \text{ мм},$$

с послідуєчим перевірочним розрахунком на контактну міцність по формулі

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{T_{ном2} \cdot K(u \pm 1)^3}{b_w}} \leq [\sigma]_H.$$

При твердості матеріалу зубчастих коліс $H < HRC\ 35$ навантажувальна здатність їх визначається, як правило, контактною міцністю, тому проектний розрахунок проводять на контактну міцність по формулі

$$a_w \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma_H] \cdot u}\right)^2 \frac{K \cdot T_{ном2}}{\Psi_a}}, \text{ мм},$$

с послідуєчим перевірочним розрахунком на згинальну міцність по формулі

$$\sigma_F = \frac{2T_{ном} \cdot KY_F}{m^2 z b_w} \leq [\sigma]_F$$

До цих формул входять:

- m – модуль передачі, мм;
- $T_{ном}$ – номінальний обертаючий момент, $H\text{мм}$;
- K – коефіцієнт навантаження, що враховує концентрацію навантаження по довжині зуба; нерівномірність розподілу навантаження між зубцями; динамічність навантаження. Для попередніх розрахунків можна прийняти $K=1,3$;
- Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зубців і концентрацію напружень (табл. 2.1);
- z – число зубців шестерні або колеса;
- Ψ_m, Ψ_a – коефіцієнт ширини колеса по модулю та по міжосьовій відстані відповідно. Для прямозубої передачі $\Psi_m = 8 \dots 12$, $\Psi_a = 0,2 \dots 0,3$;

- $[\sigma]_F, [\sigma]_H$ – напруження, що допускається на згинальну та контактну міцність відповідно, МПа;
- a_w – міжосьова відстань, мм;
- i – передаточне число;
- b_w – ширина зубчастого колеса, мм.

3.2. ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ Частина I (2 години)

Запуск програми.

1. На робочому столі подвійне натискання лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**.
2. Вибрати: **Инженерный анализ** – одне натискання миші.
3. Вибрати: **APM Trans** - запуск подвійним натисканням миші на ярлику.
Альтернативний запуск: Пуск → Програми → **APM WinMachine** → **APM Trans** → Enter.

Робота з програмою.

1. Верхнє меню - Команда Тип - Передачи. Вибір здійснюється в залежності від типу колеса (Прямозубые).
2. Верхнє меню - Команда - Тип – Расчета. Вибрати – Проектировочный.
3. Верхнє меню – Команда – Данные. У діалоговому вікні, що з'явилося, «Основные данные» увести:

Момент на выходе (Нм)	10000
Обороты на выходе (об/мин)	20
Передаточное число	5
Требуемый ресурс (час)	17000
Число зацеплений:	
Шестерня	1
Колесо	1
Термообработка:	
Шестерня	закалка (с от пуском)
Колесо	закалка (с от пуском)
Режим работы	Постоянный
Расположение шестерни на валу:	

симметрично,
несимметрично,
консольно.

- Натиснути кнопку «Ещё...». У діалоговому вікні, що з'явилося, «Дополнительные данные» увести:

Межосевое расстояние (мм)	-
Коэфф. ширины колеса ψ_a	0,2
Модуль (мм)	-

Угол наклона зубьев β (град)	-
Коэфф. смещения	
Шестерня	0
Колесо	0
Материал шестерни и колеса не задавать.	
Твердость поверхности зубьев HRC	
Шестерня	40
Колесо	40
Число зубьев	
Шестерня	-
Колесо	-
Возможен реверс:	Поставить прапорец у зависимости від варіанту.
Стандартное межосевое расстояние:	Поставить прапорец у зависимости від варіанту.

7. Після завершення введення усіх даних необхідно натиснути кнопку «Продолжить».

8. По закінченню введення вихідних даних необхідно виконати у верхньому меню команду «Расчет». По закінченню розрахунків необхідно виконати команду «Результаты». Рекомендується вибрати пункт «Основные результаты», «Параметры материала» и «Силы в зацеплении». Якщо в ході аналізу отримані результати були неприйнятні, то при цьому необхідно змінити отримані результати, увівши додаткові необхідні дані, використовуючи кнопку «Еще...» при введенні основних даних.

Після завершення розрахунків занести оптимальні результати у таблицю і знову повторити розрахунок при твердості $H=HRC 50$.

Отримані результати занести у таблицю 3.1 бланка звіту.

Після виходу з програми на робочому столі подвійним натиском лівої кнопки миші на ярлику **DM Cost** запустити програму оцінки вартості та заповнити данні діалогового вікна (розміри шестерні та колеса треба округлити до цілих чисел). Отримані результати занести у таблицю 3.2, та заповнити бланк звіту.

3.3. ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ Частина II (2 години).

Послідовність виконання така, як і для частини I, але виконується по індивідуальним даним для однієї твердості.

«Тип передачи» - тихоходна ступінь заданого редуктора.

При заповненні діалогового вікна «Основные данные», ввести:

- «момент на выходе» (M_n) – момент на вихідному валу редуктора;
- «обороты на выходе» (об/мин) – обороти вихідного валу редуктора;
- «передаточное число» - передаточне число тихохідної ступені;
- «требуемый ресурс» (час) – визначити за формулою:

$$L_h = T_z Z K_t K_z L,$$

де $T_z = 41$ середня тривалість робочого тижня (годин);

Z – кількість робочих змін за добу;

$K_t = 50$ – середня кількість тижнів за рік;

K_z – коефіцієнт використання приводу протягом зміни;

L – тривалість експлуатації (років).

- «число зацеплений»: 1;
- «термообработка»: назначити;
- «режим работы» - постоянный;
- «крепление шестерни на валу»: вибрати, виходячи з заданої схеми редуктора.

Після заповнення поля «Основные данные» натиснути кнопку «Еще...» і ввести «Дополнительные данные».

Отримані результати занести в таблицю.

Примітка. При розрахунку косозубої передачі бистрохідної ступені редуктора ввести:

- «момент на выходе» (Нм) – момент на проміжному валу редуктора;
- «обороты на выходе» (об/мин) – обороти проміжного валу редуктора;
- «передаточное число» - передаточне число бистрохідної ступені;
- «угол наклона» - $\beta = 8 \dots 15^\circ$;
- «коэффициент ширины колеса» - $\Psi_a = 0,3$.

Питання для самоконтролю

1. Запишіть умову міцності при згині та проаналізуйте вхідні данні.
2. Запишіть умови контактної міцності та проаналізуйте вхідні данні.
3. Як визначаються допустимі напруження при згині?
4. Як визначаються допустимі контактні напруження?
5. Як визначаються числа зубців шестерні та колеса?
6. По якому з елементів – шестерні чи колесу – проводиться розрахунок на згинальну та контактну міцність?

ЗВІТ

**ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 3
«Проектний розрахунок циліндричних прямозубих передач з оцінкою їх
вартості»**

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Вихідні дані

Обертний момент на веденому валу, Нм	
Частота обертання веденого вала, об/мин	
Передаточне число	
Ресурс, год	

Отримані результати розрахунків наведені у табл. 3.1 і табл. 3.2.

Сили в зачепленні: $F_t = \quad \kappa H$, $F_r = \quad \kappa H$.

Таблиця 3.1 – Геометричні параметри передачі

Параметр (мм)	H=HRC 40		H=HRC 50	
	шестерня	колесо	шестерня	колесо
a_w				
m				
β				
d				
d_b				
d_w				
d_a				
d_f				
x				
h				
b				
z				

Таблиця 3.2 – Вартість виготовлення зубчастої передачі, грн.

Твердість	шестерня	колесо
H=HRC 40		
H=HRC 50		

Висновки:

Викладач _____
(Підпис)

Студент _____
(Підпис)

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

“Визначення геометричних та конструктивних параметрів зубчастих коліс з зубцями евольвентного профілю”

Мета роботи. Встановлення основних геометричних і конструктивних параметрів циліндричного зубчастого колеса (пари коліс). Знайомство з можливостями пакетів комп'ютерних програм для визначення геометричних розмірів зубчастих коліс.

Матеріальне забезпечення заняття. Плакати конструкцій зубчастих коліс, натурні зубчасті колеса, комп'ютери з програмним забезпеченням АРМ WinMachine.

Тривалість заняття – 4 години.

4.1. ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Геометрія циліндричного зубчастого колеса з евольвентними зубцями характеризується наступними основними параметрами (рис. 4.1).

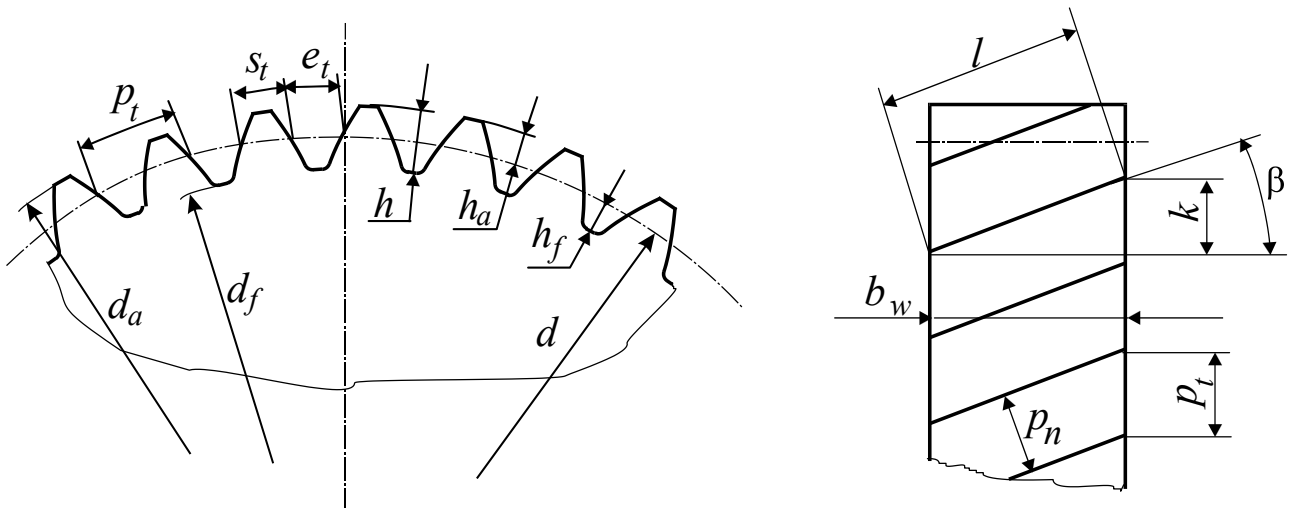


Рисунок 4.1 - Основні геометричні параметри циліндричного зубчастого колеса з евольвентними зубцями

Ділильна окружність діаметра d – це окружність, по якій у процесі виготовлення зубців зубчастого колеса виконується розподіл заготовки на z рівних частин, що відстоять одна від одної на відстані p_t , де z – число зубців зубчастого колеса, а p_t – крок зубців по ділильній окружності у площині, яка перпендикулярна вісі колеса (торцевий переріз).

Крок зубців по ділильному циліндру може вимірюватися і в напрямку, нормальному до зубця - p_n . Ці два кроки пов'язані співвідношенням

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}.$$

Модуль зубців – є пропорційним кроку зубців, зменшеному в π раз, мм:

$$m_t = \frac{P_t}{\pi}, \quad m_n = \frac{P_n}{\pi}.$$

Торцевий та нормальний модулі пов'язані аналогічним співвідношенням:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

Значення нормального модуля стандартизовані. Основні стандартні значення модуля $m_n = m$ наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Стандартні значення модуля m , мм за ГОСТ 9563-80

1 ряд	1,00	1,25	1,50	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
2 ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18		

Інші параметри (рис. 4.1):

$$h_a = m_n, \quad h_f = 1,25m_n, \quad d = \frac{m_n z}{\cos \beta}, \quad d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right), \quad d_f = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right).$$

4.2. ТИПОВІ КОНСТРУКЦІЇ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

В циліндричному зубчастому колесі (рис. 4.2) можна умовно виділити такі основні частини: обід, що несе на собі зубці; маточина і диск (або спиці), що з'єднують обід з маточиною. Маточина забезпечує сполучення колеса з валом і передачу обертаючого моменту від вала до колеса або навпаки - від колеса до вала.

Отвори в дисках діаметром d_o призначені для захоплення зубчастого колеса при випресуванні з вала. Іноді ці отвори використовуються при закріпленні колеса на верстаті для його механічної обробки і при транспортуванні по цехах заводу.

Розміри конструктивних елементів циліндричних коліс, заготовки для котрих отримані куванням або штампуванням (рис. 4.2а), залежать від модулю зубчастого колеса m і діаметру отвору маточини колеса d_g (тобто діаметру вала, на якому встановлюється це колесо).

Діаметр маточини приймається рівним:

$$d_{mat} = (1,6 \dots 1,7) d_g.$$

Діаметр вала (попередньо) за умови міцності при крученні:

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

де T – обертовий момент на валу, Нмм;

$[\tau]_{кр}$ – допустиме напруження при крученні = 20 МПа.

Для прямозубих коліс $b_w = \psi \cdot m = (8 \dots 12)m$.

Таблиця 4.2 – Товщина ободу δ_o та розмір фаски f зубчастого колеса, мм

t	1.5	2	2.5	3	4	5	6
δ_o	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

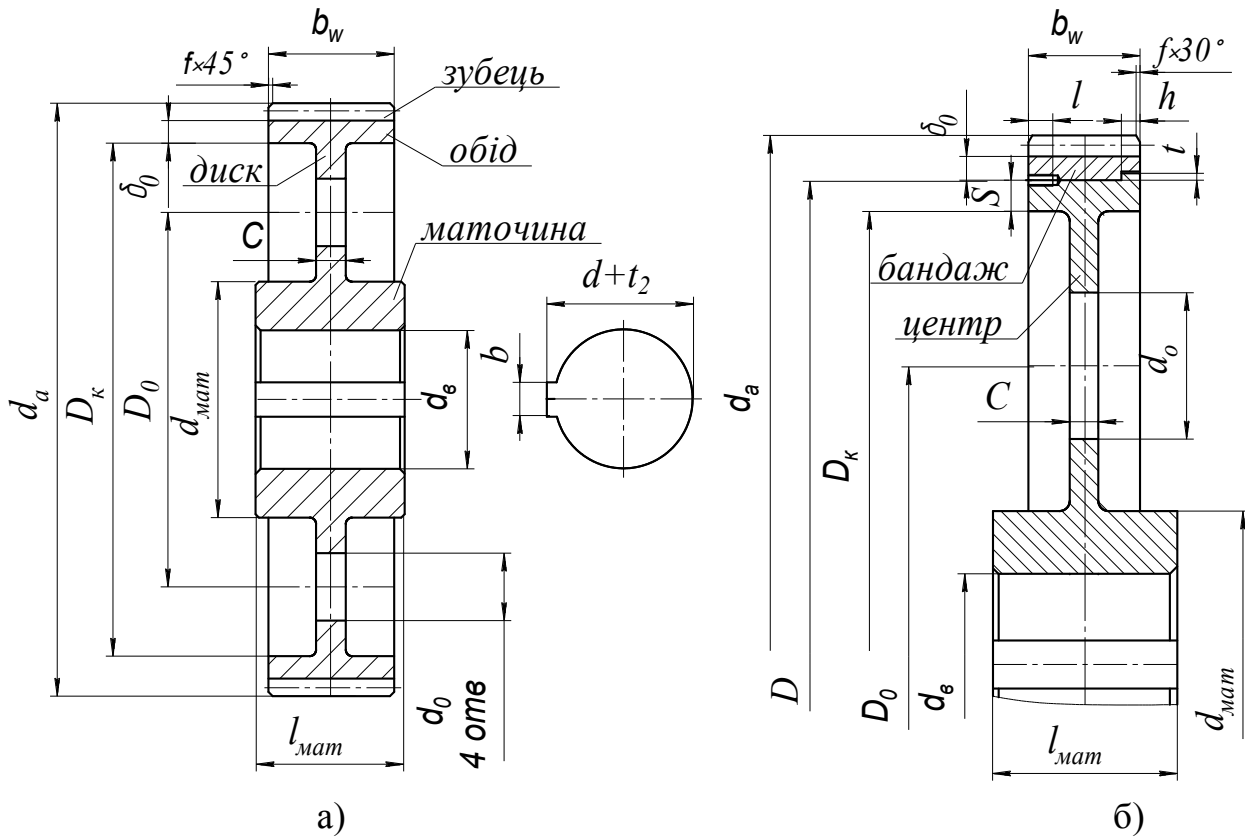


Рисунок 4.2 – Конструкції циліндричних зубчастих коліс: а) колесо, яке виготовлено штампуванням; б) збірне зубчасте колесо

Внутрішній діаметр ободу:

$$D_k = d_f - 2\delta_o.$$

Діаметр окружності розміщення отворів на диску:

$$D_o = \frac{D_k + d_{\text{мат}}}{2}.$$

Діаметр отворів диску:

$$d_o = \frac{D_k - d_{\text{мат}}}{2,5 \dots 3,0}.$$

Довжина маточини:

$$l_{\text{мат}} = (1,0 \dots 1,5)d_e \geq b_w.$$

Товщина диску:

$$C = 1,2\delta_o.$$

Коли діаметр западин шестірні менше ніж $(1,5 \dots 2,0)d_g$, зубці нарізаються безпосередньо на валу і така конструкція називається *вал-шестірня*.

При ділильних діаметрах $d > 600\text{мм}$ зубчасті колеса виконують *виливними* зі сталі або чавуна зі спицями.

Часто колеса цього розміру виготовляють *збірними*: чавунний литий центр і сталевий бандаж (рис. 4.2б). Збірні (бандажовані) колеса застосовуються з метою економії дорогих легованих сталей для зубчастих коліс, проте виготовлення їх обходиться дорожче виготовлення суцільних коліс.

Розміри фіксуючого буртика на центрі колеса приймаються в залежності від ширини зубчастого вінця b_w : ширина $h = (0,15 \dots 0,20)b_w$; висота $t = 0,1b_w$.

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

4.3. ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ Частина I (2 години)

Знайомство з типовими конструкціями зубчастих коліс студенти отримують на натуральному зубчастому колесі (колесо № 8), розміри якого наведені в табл. 4.3 (див. бланк звіту)

Запуск програми.

1. На робочому столі подвійне натискання лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**.

2. Вибрати: **Инженерный анализ** – одне натискання миші.

3. Вибрати: **APM Trans** - запуск подвійним натисканням миші на ярлику.

Альтернативний запуск: Пуск → Програми → **APM WinMachine** → **APM Trans** → Enter.

Робота з програмою.

1. Верхнє меню - Команда Тип - Передачи. Вибір здійснюється в залежності від типу колеса (циліндрические передачи прямозубые или косозубые внешнего зацепления).

2. Верхнє меню - Команда - Тип – Расчета. Вибрати – Проверка по ресурсу.

3. Верхнє меню – Команда – Данные. У діалоговому вікні, що з'явилося, «Основные данные» увести:

Модуль m (мм) 3

Угол наклона зубьев β (град) - (12° , якщо косозуба передача)

Число зубьев колеса $z_2 = 57$, прийнявши $u = 3$, отримаємо число зубьев

$$\text{шестерни } z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{57}{3} = 19$$

Ширина b_w , (мм)

Шестерня 22

Колесо 22

Коефф. смещения

Шестерня 0

Колесо 0

Момент на выходе (Нм) можна орієнтовно визначити за формулою:

$$T = 4m^3 \cdot u = 4 \cdot 3^3 \cdot 3 = 324 (\text{Нм})$$

Обороты на выходе (об/мин) 800

Требуемый ресурс (час) -

Число зацеплений:

Шестерня 1

Колесо 1

Термообработка:

Шестерня цементация

Колесо цементация

Режим работы постоянный

Расположение шестерни на валу: симметрично.

Натиснути кнопку «Ещё...». У діалоговому вікні, що з'явилося, «Дополнительные данные» увести:

Твердость поверхности зубьев HRC

Шестерня 60

Колесо 60

Твердость сердцевины зубьев HRC

Шестерня 30

Колесо 30

Возможен реверс: Поставити прапорець.

7. Після завершення введення усіх даних необхідно натиснути кнопку «Продолжить».

8. По закінченню введення вихідних даних необхідно виконати у верхньому меню команду «Расчет». По закінченню розрахунків необхідно виконати команду «Результаты». Рекомендується вибрати пункт «Основные результаты» и «Чертеж».

У таблиці “Результаты” натиснути клавішу “Продолжить” - з’являється таблиця “Основные геометрические параметры”. Вибрати з цієї таблиці дані, які слід занести до звіту про виконання лабораторної роботи. Далі натиснути клавішу “Продолжить” та вибрати «Ведомый» - з’являється схема чертежа зубчастого колеса. Клацнути на зубчасте колесо два рази. З’являться три схеми колеса – вибрати останню. Натиснути кнопку Ок. Далі з’являться три типи закріплення вибрати другу – шпоночне. Натиснути кнопку Ок. Далі з’явиться схема колеса на якій треба поставити довжину маточини 40 мм та діаметр отвору колеса 65 мм. Натиснути кнопку Ок.

Далі натисніть кнопку «Сохранить» у верхньому меню. У вікні, що з'явилося зберегти файл на диск Е під назвою Колесо.

Далі відкриється креслення колеса у модулі APM Graph.

З креслення виписати потрібні параметри у таблицю 4.3 бланку звіту.

4.4 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ **Частина II (2 години)**

Робота виконується в тій же послідовності, що і частина I, але за вихідними даними, одержаними за індивідуальним завданням.

Питання для самоконтролю при звіті про виконання лабораторної роботи

1. Чому отвір маточини й торцеві поверхні зубчастого колеса повинні бути оброблені з достатньо високою чистотою і точністю?
2. Чим визначається мінімальне значення довжини маточини колеса?
3. Чим визначається симетричне або несиметричне розташування маточини щодо обіду колеса?
4. Для чого в диску колеса виконують отвори?
5. Коли застосовуються бандажовані колеса?
6. Коли застосовують вали-шестерні?
7. Чим пояснити, що знайдене в результаті вимірів значення модулю не завжди дорівнює стандартному?
8. Які функції модулю “**APM WinTrans**” для розрахунків геометрії зубчастого зачеплення ?

ЗВІТ

ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 4

“Визначення геометричних та конструктивних параметрів зубчастих коліс з зубцями евольвентного профілю”

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Таблиця 4.3 – Конструкція зубчастого колеса № 8

Ескіз	Конструктивний параметр	Розмір, мм	
		вимір	Комп’ютерний розрахунок
	d_{mat}	85	
	f	2	
	D_k	150	
	D_0	120	
	d_o	20	
	b_w	22	
	l_{mat}	40	
	d_a	178	
	d_e	65	
	c	12	

Висновки:

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

“Розрахунки на міцність та конструювання валів”

Мета роботи. Вивчення типових конструкцій валів редукторів та їх елементів, визначення несучої здатності валу і запасу його втомної міцності з використанням методів автоматизованого проектування.

Матеріальне забезпечення заняття. Натурний екземпляр вал-шестірні, комп’ютери з встановленою системою АРМ WinMachine.

Тривалість заняття – 4 години.

5.1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

Аналіз конструкції вала

Вал має форму ступінчастого тіла обертання (рис. 5.1). Кожна ступінь його поверхні виконує певні функції. Вхідні (вихідні) вали редукторів звичайно мають наступні елементи:

- хвостовик 1 використовується для монтажу півмуфти, шківів, зубчастого колеса, зірочки або інших деталей, через які вал сприймає обертовий момент. Кріплення деталей, що змонтовані на хвостовику вала, може виконуватись за допомогою шпонкового, шліцьового (рідко - штифтового) з’єднання або посадки з натягом. Хвостовик може мати як циліндричну, так і конічну форму;
- ділянка 2 контактує з манжетним ущільненням і характеризується малою шорсткістю поверхні для зменшення зносу вала і ущільнення;
- шипи 3 і 7 використовуються для монтажу підшипників;
- зубчастий вінець шестірні 5, що виготовлений разом з валом, використовується для передачі обертального моменту з вала на колесо;
- вільні ділянки 4 та 6 забезпечують необхідні відстані між змонтованими на валу деталями та елементами корпусу.

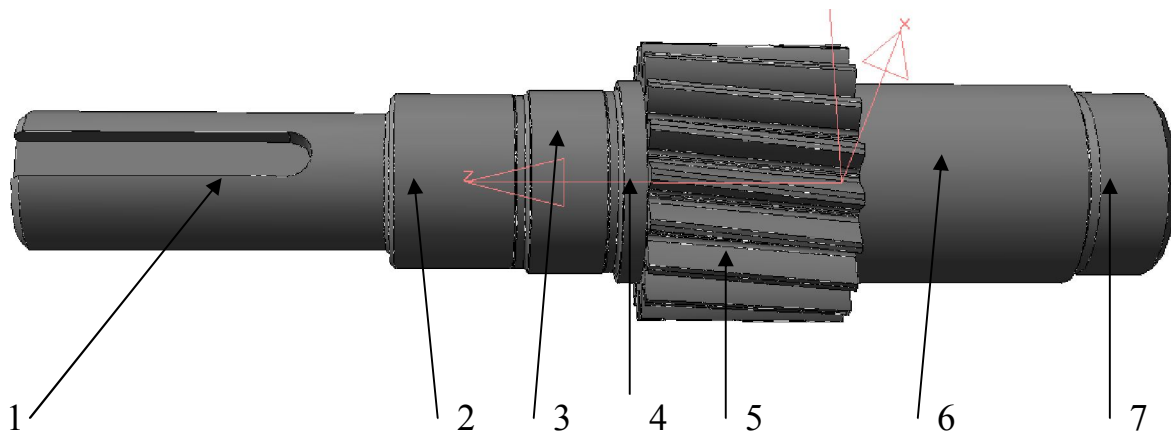


Рисунок 5.1 – Зовнішній вигляд вал-шестірні з позначенням функціональних поверхонь

Навантаження, що діють на вал

В циліндричному зубчастому зачепленні косозубої передачі діють окружна F_t , радіальна F_r і осьова F_a сили:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{w1}}; \quad F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

де T - обертовий момент на валу;

d_{w1} - діаметр початкового кола шестірни;

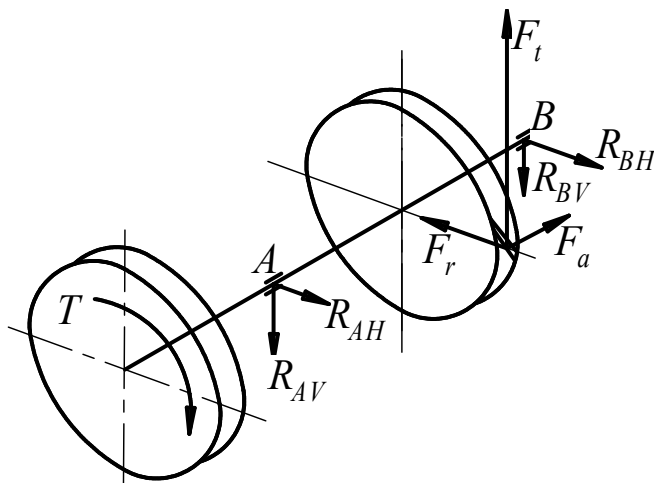
$\alpha = 20^\circ$ - кут профілю зубчастого зачеплення;

β - кут нахилу зубців.

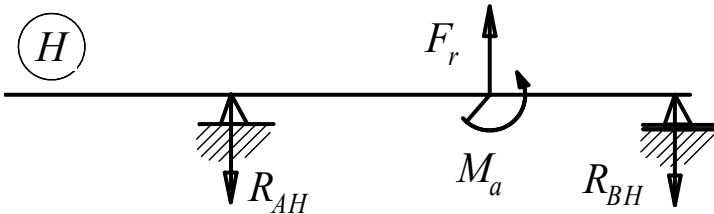
Від осової сили F_a виникає згинальний момент:

$$M_a = 0,5 F_a \cdot d_{w1}.$$

Розрахункова схема вала наведена на рис. 5.2.



Горизонтальна площина



Вертикальна площина

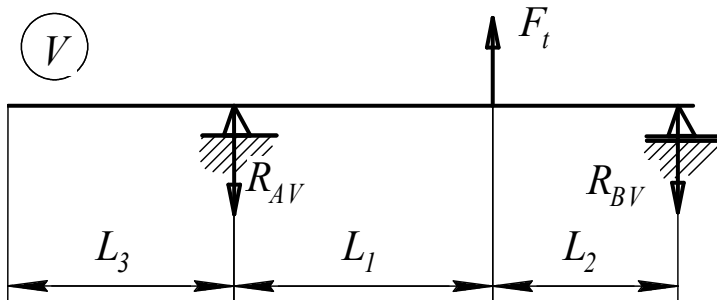


Рисунок 5.2 - Розрахункова схема вал-шестірни

Визначення запасів втомної міцності вала

Фактори, що впливають на втомну міцність вала

При обертанні вала напруження згину і кручення змінюються циклічно. В цьому випадку міцність вала характеризують коефіцієнти запасу втомної міцності S_σ, S_τ при згині і крученні:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_\sigma)_d}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_d}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - межа витривалості при згині і крученні з симетричним циклом, МПа;

- $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів перерізу вала;

- $(K_\sigma)_d, (K_\tau)_d$, – коефіцієнти концентрації напружень при згині і крученні з врахуванням впливу шорсткості поверхні;
- ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень;
- β – коефіцієнт зміцнення поверхні валів у розглянутому перерізі;
- σ_a – амплітуда напружень циклу при згині, МПа;
- σ_m – середнє напруження циклу при згині, МПа;
- τ_a – амплітуда напружень циклу при крученні, МПа;
- τ_m – середнє напруження циклу при крученні, МПа.

Загальний вид циклічної зміни згинальних напружень та напружень кручення в перерізі вала редуктора показано на рис. 5.3.

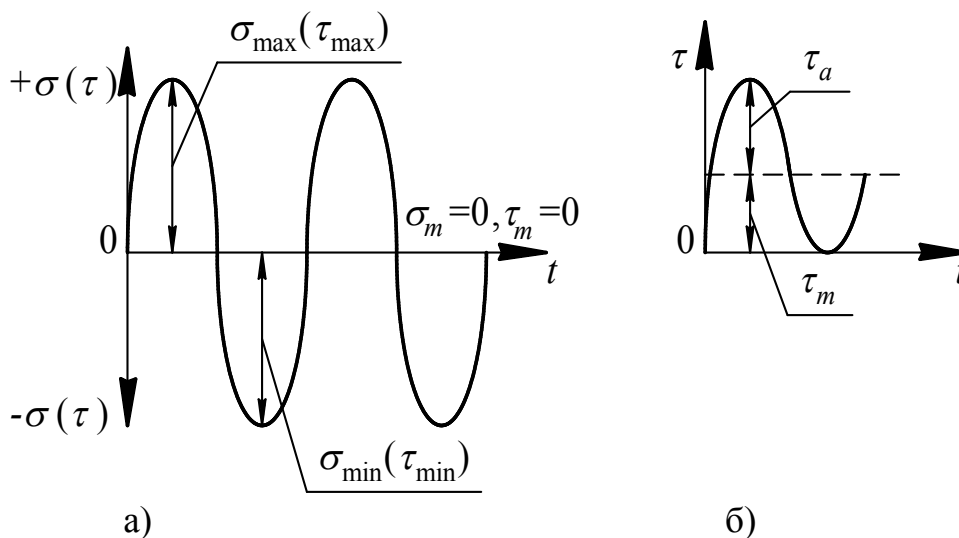


Рисунок 5.3 - Параметри циклу зміни напружень при згині і крученні вала реверсивного редуктора

Перелічені параметри визначаються з урахуванням нижченаведених рекомендацій. Амплітуда напружень циклу при згині (рис. 5.3 а)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{M_{32}}{W_{32}},$$

де M_{32} – згинальний момент в перерізі вала, що розглядається, Нмм;

$W_{32} = 0,1d^3$ – осьовий момент опору перерізу вала, мм³.

Середнє напруження циклу при згині для валів редукторів $\sigma_m = \sigma_{\max} + \sigma_{\min} = 0$.

При реверсивному режимі роботи вала приймається, що амплітуда напружень кручення змінюється по симетричному циклу (рис. 5.3 а):

$$\tau_a = \tau_{кр} = \frac{T}{W_{кр}},$$

а при нереверсивному обертанні вала амплітуда напружень циклу кручення змінюється по пульсуючому циклу (рис. 5.3 б):

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{T}{2W_{кр}},$$

де $W_{кр} = 0,2d^3$ - полярний момент опору перерізу вала, мм^3 .

При пульсуючому циклі зміни напружень $\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_a}{2}$, при симетричному - $\tau_m = \tau_{\max} - \tau_{\min} = 0$.

Загальний коефіцієнт запасу втомної міцності вала в перерізі:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}.$$

Таким чином, для розрахунку коефіцієнту запасу міцності необхідно визначити значення навантажень, що діють на вал, та розрахувати згинальні моменти, моменти кручення і напруження в перерізах вала.

5.2. ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Частина I (2 години)

1. Вихідні дані: крутний момент $T = 250$ Нм; модуль $m = 5$ мм; число зубів $z_1 = 20$; кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$.

Діаметр вала (попередньо):

$$d_v \geq 3 \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}} = 3 \sqrt{\frac{250 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 40 \text{ мм.}$$

Конструкція вала наведена на рис 5.4.

2. Виконати ескіз вала засобами модуля “**Shaft**” системи **APM WinMachine** згідно з запропонованою нижче послідовністю:

а) **Запуск програми.** На робочому столі подвійне натискання лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**.

Вибрати: **Инженерный анализ** – одне натискання миші.

Вибрати: **APM Shaft** - запуск подвійним натисканням миші на ярлику.

Альтернативний запуск:
Пуск → Програми → **APM WinMachine** → **APM Shaft** → Enter.

б) За допомогою набору

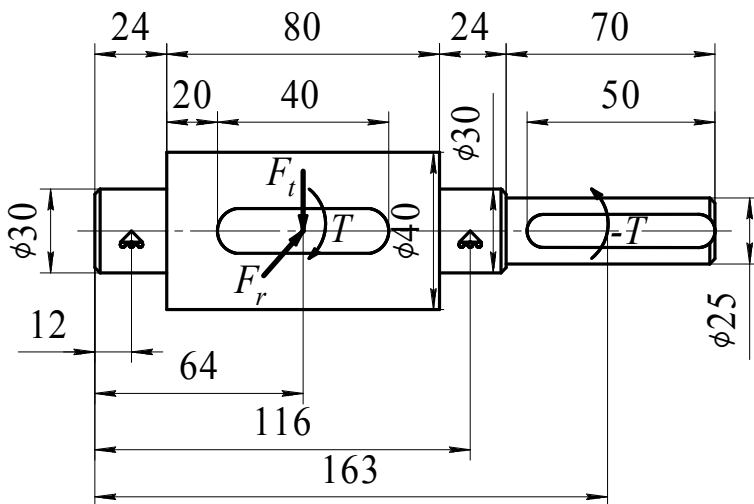


Рисунок 5.4. Конструкція вала

примітивів **інструментальної панелі** (другий зверху ряд кнопок) на **робочому полі** виконати ескіз вала.

На **інструментальній панелі APM Shaft** представлені позначки основних елементів конструкцій вала (циліндричні і конічні сегменти, фаски, галтелі, канавки, отвори, ділянки з різьбою, шпонки й шліцьові з'єднання), а також позначки навантажень на вал і типів опор, на котрих його встановлено.

Робоче поле є головним компонентом редактора валів. В цієї області екрана зображується вал і виконуються операції його редагування.

Робоче поле містить дві лінійки — вертикальну й горизонтальну. На лінійках показано шкали масштабу.

При натисканні правою кнопкою миші, коли курсор знаходиться на обраному об'єкті, з'являється **інформаційна панель**.

Інформаційна панель використовується для виводу поточних значень параметрів в процесі креслення вала. Набір параметрів, що відображуються, залежить від того, з яким елементом проводиться робота. Так, наприклад, при кресленні циліндричної ділянки вала на інформаційній панелі зображуються координати курсору, а також поточні значення довжини і діаметра циліндричної секції.

Примітка! В процесі редагування необхідно точно встановити курсор у вигляді + на те місце, котре необхідно редагувати.

Ескіз вала виконується в такій послідовності.

2.1. Установити масштаб (1:1);

2.2. Зобразити секції (циліндр, ліва й права кнопка);

2.3. Указати фаски, галтелі (ті, що є);

2.4. Зобразити шпонки (призматична, використовуючи базу даних: глибина, ширина);

2.5. Указати опори;

2.6. Прикласти момент T ($-T$);

2.7. Прикласти сили (проекції): $F_t = \frac{2T}{d_w} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{100} = 5 \cdot 10^3$ Н

(вертикальна проекція), $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 5 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1,8 \cdot 10^3$ Н (горизонтальна проекція);

2.8. Увести матеріал – верхній ряд інструментальної панелі: 1^й варіант $\sigma_\sigma = 600$ МПа, 2^й варіант $\sigma_\sigma = 1000$ МПа.

3. Виконати автоматизований розрахунок вала на статичну і втомну міцність, обравши команду **Рассчитать!** в головному меню. Далі на вкладці вибрати **Общий расчет вала**.

Перед розрахунком на екран виводиться діалог **ресурсу роботи вала**. Необхідно ввести **Ресурс работы вала** $L_h = 5000$ годин і **Частоту вращения вала** $n = 100$ об/хв.

Одержати:

3.1. Реакції в опорах;

3.2. Момент згинаючий (епюри у вертикальній і горизонтальній площинах);

3.3. Момент крутний T (епюра);

3.4. Втомна міцність – (епюра запасу міцності).

4. Вивести результати розрахунку на екран, натиснувши кнопку **Результаты...** Команда **Результаты** викликає на екран діалогове вікно, за допомогою котрого можна побачити результати розрахунків. При активізації відповідних позначок вікна на екран виводяться значення відповідного параметра, які представлені у вигляді графіка або таблиці.

У вікні **Результаты** обираються позиції:

- **Реакции в опорах** – необхідно внести в таблицю «Звіту...»;

- **Момент изгиба** – епюри згинальних моментів у двох площинах.

- **Усталостная прочность** – епюра коефіцієнтів запасу втомної міцності.

5. Перенести вказані епюри у «Звіт...» в проєкційному зв'язку з розрахунковою схемою.

6. Провести аналіз раціональності конструкції валу з точки зору міцності його перерізів. У випадку недостатніх або навпаки, великих запасів втомної міцності в небезпечних перерізах необхідно оптимізувати конструкцію вала, змінив її так, щоб виконувалася умова $1,5 < S < 2,5$. Необхідно виконати не менш трьох спроб, в ході яких змінюються: діаметр ступені вала і розміри галтелі в небезпечному перерізі. Якщо є можливість, в одній зі спроб необхідно змінити матеріал, з якого виготовлений вал. Результати зміни у вигляді епюр вносяться в «Звіт...».

7. Сформулювати висновки щодо втомної міцності вала і раціональності конструкції з точки зору його міцності в небезпечних перерізах.

Частина II (2 години).

Послідовність виконання така, як і для частини I, але по індивідуальним даним.

1. Вихідні дані: обертаючий момент T на вихідному валу редуктора, модуль m – вихідної ступені, число зубів z – для колеса вихідної ступені.

2. Після попереднього визначення діаметра вала розробити його конструкцію, прийнявши (див. рис. 5.4)

- діаметр шипу $d_{ш} = 0,8d_v$ (округлити кратним 5);

- діаметр під муфти $d_m = 0,8d_{ш}$.

Відстань між опорами й точкою прикладення сил визначити по ескізному компонованню редуктора. Для

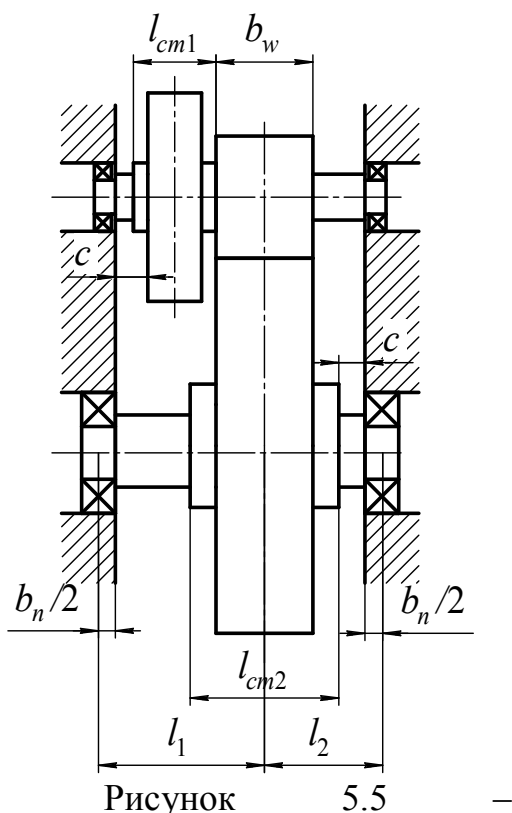


Рисунок 5.5 –
Компоновочна
схема
редуктора

двоступінчастого редуктора ця відстань визначається з урахуванням компонування проміжного вала (рис. 5.5)

$$l_1 = \frac{b_n}{2} + c + l_{cm1} + \frac{b_w}{2}; \quad l_2 = \frac{b_n}{2} + c + \frac{l_{cm2}}{2}.$$

Ширину підшипника кочення попередньо можна прийняти $b_n = 0,3d_g$, зазор $c = 5 \dots 10$ мм, $l_{cm} = 1,2d_g \geq b_w$, довжину ділянки під муфту - $l_m = (3 \dots 4)d_m$.

Примітка. Для вхідного вала прийняти $l = \frac{b_n}{2} + c + \frac{l_{cm1}}{2}$.

Питання для самоконтролю при звіті про виконання лабораторної роботи

1. Назвати принципову відмінність вала від осі.
2. В якому випадку шестірня виготовляється сумісно з валом?
3. Як впливає на запас міцності по крученню зміна нереверсивного режиму роботи механізму на реверсивний?
4. Що враховує коефіцієнт місцевого зміцнення?
5. Чи впливає зниження шорсткості поверхні валу на його статичну міцність?
6. Як впливають абсолютні розміри поперечного перерізу валу на його втомну міцність?
7. Перерахувати вимоги до призначення діаметрів сусідніх між собою ділянок валу.
8. Чому не рекомендується проектувати вали з відношенням діаметрів ділянок $d_{\max} / d_{\min} > 1,3$?

ЗВІТ
ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 5
“Розрахунки на міцність та конструювання валів”

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

1. Вихідні дані до виконання лабораторної роботи $m_n = 5$ мм, $z_1 = 20$,
 $\beta = 0^\circ$, $[\tau]_{кр} = 20$ МПа, $T = 250$ Нм.

Діаметр валу:

$$d_v \geq 3 \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}} = 3 \sqrt{\frac{250 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 40 \text{ мм.}$$

Діаметр початкового кола шестірні: $d_w = m \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100$ мм.

Сили в зачепленні:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{100} = 5 \cdot 10^3 \text{ Н}; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5 \cdot 10^3 \operatorname{tg} 20 = 1,8 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

2. Розрахункова схема вала в двох площинах.
3. Епюра згинальних моментів у двох площинах.
4. Епюра коефіцієнтів запасу втомної міцності (для одного варіанту).
5. Радіальні складові реакцій опор (згідно з розрахунковою схемою валу)

Реакції опор	$R_{AV}, \text{Н}$	$R_{AH}, \text{Н}$	$R_A^*, \text{Н}$	$R_{BH}, \text{Н}$	$R_{BV}, \text{Н}$	$R_B^*, \text{Н}$

$$* R_A = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2}; R_B = \sqrt{R_{BV}^2 + R_{BH}^2};$$

Висновки: (Поясніть де мінімальний запас міцності і чому, а також як змінився запас міцності при зміні границі міцності матеріалу)

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6

“Вибір і розрахунок підшипників кочення”

Мета роботи. Вивчення конструкцій і методики розрахунку підшипників кочення з використанням методів автоматизованого проектування.

Матеріальне забезпечення заняття. Натурні зразки кулькових і роликів радіальних і радіально-упорних підшипників. Довідкові дані по підшипникам кочення. Комп’ютери з встановленою CAD/CAE/PDM системою **APM WinMachine**.

Тривалість заняття – 4 години.

6.1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

В якості опор валів редукторів частіше всього використовують підшипники кочення.

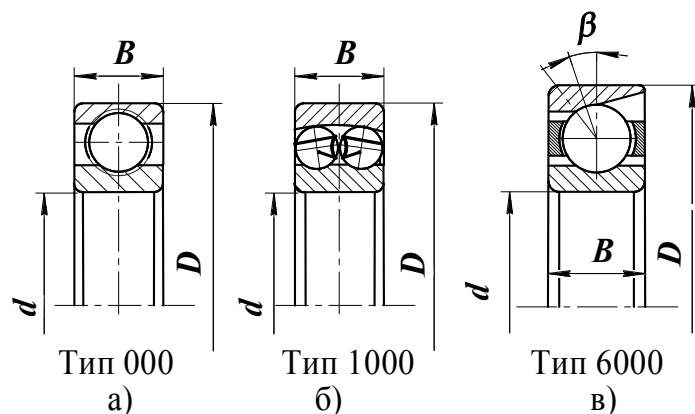


Рисунок 6.1 - Підшипники кулькові:

а) радіальний; б) радіальний дворядовий сферичний;
в) радіально-упорний

Підшипник кульковий радіальний однорядний (рис. 6.1а) призначений для сприйняття радіального навантаження, але може сприймати також невеликі осьові навантаження. Цей тип підшипників використовується найчастіше.

Підшипник кульковий радіальний дворядний сферичний

(рис. 6.1б) призначений для сприйняття радіального навантаження при значних (до 4°) перекосах кілець.

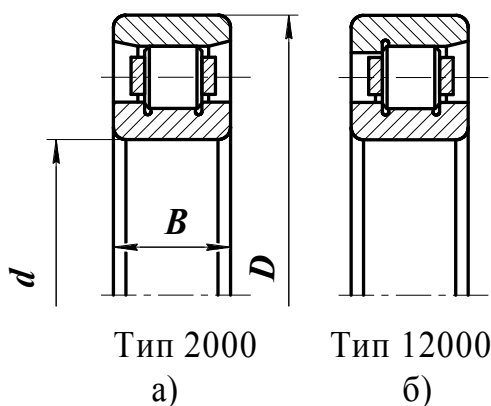


Рисунок 6.2 - Підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами

радіальні з короткими циліндричними роликами

Підшипник кульковий радіально-упорний (рис. 6.1в) призначений для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень.

Підшипник роликів радіальний з короткими циліндричними роликами (рис. 6.2) має більшу вантажопідйомність, ніж однорядний радіальний кульковий. Підшипник (рис. 6.2 а) на відміну від підшипника (рис. 6.2 б) допускає певне осьове взаємне зміщення кілець в процесі експлуатації, тому компенсує великі температурні деформації валів,

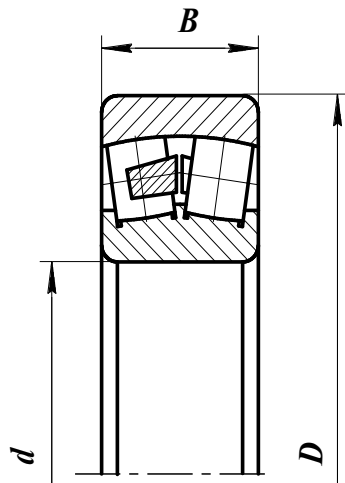


Рисунок 6.3 - Підшипник роликів дворядний радіальний сферичний

використовується при необхідності осьового самоустановлення валів, (наприклад, валів з шевронними колесами).

Підшипник роликів радіальний дворядний сферичний (рис. 6.3) призначений для сприйняття великих радіальних навантажень при можливості значних (до $2,5^\circ$) перекосах кілець, але дуже чутливий до впливу осьових навантажень. Доріжка кочення зовнішнього кільця виконана по сферичній поверхні. Ролики мають форму бочки.

Підшипник роликів радіально-упорний конічний (рис. 6.4) призначений для сприйняття спільно діючих радіальних і односторонніх осьових навантажень при швидкостях до 15 м/с. Радіальна вантажопідйомність суттєво вища, ніж у радіального однорядного кулькового підшипника. Підшипник широко використовується в машинобудуванні. Вузли з цим підшипником зручно складаються, демонтуються, та в них просто регулюються зазори.

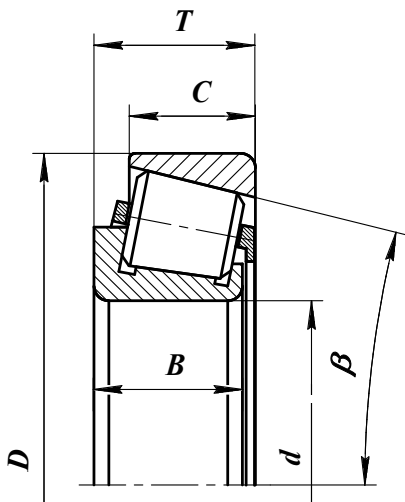


Рисунок 6.4 - Підшипник роликів радіально-упорний конічний

Вибір підшипників

Вибір типу підшипника ґрунтується на аналізі умов роботи складальної одиниці і проводиться з врахуванням характеру діючих на вал навантажень.

Розрахунковий строк служби підшипника в годинах:

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^\rho \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (6.1)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P – приведені навантаження на опору, Н;

n – частота обертання валу, об/хв;

ρ – показник ступеню ($\rho=3$ – для кулькових підшипників; $\rho=3,33$ – для роликів підшипників).

У загальному випадку приведені навантаження для підшипника, що сприймає осьове і радіальне зовнішнє навантаження:

$$P = (V \cdot X \cdot R + Y \cdot A) \cdot k_\sigma \cdot k_t, \quad (6.2)$$

де: V - «коефіцієнт кільця»: ($V = 1,0$ при обертанні внутрішнього кільця;

$V = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця);

R і A - радіальне й осьове навантаження на підшипник, Н;

X і Y - коефіцієнти приведення сил R і A ;

k_b - коефіцієнт безпеки, що залежить від умов роботи і важкості наслідків аварії, яка викликана відмовою підшипника;

k_t - коефіцієнт температурного режиму.

Отримане розрахункове значення довговічності L_h порівнюється зі значенням потрібної довговічності L_e :

$$L_e \leq L_h. \quad (6.3)$$

Якщо умова (6.3) не виконується, необхідно виконати розрахунки для інших типів і типорозмірів підшипників.

Визначення осьового навантаження на підшипники

Перед визначенням осьового навантаження A необхідно визначити осьову складову реакції S в кожній опорі.

Для кулькових радіально-упорних підшипників осьова складова реакції $S = eR$. Для підшипників радіально-упорних з конічними роликками осьова складова реакції: $S = 0,83eR$. Напрямок сил – згідно зі схемою монтажу підшипників (табл. 6.1).

Таблиця 6.1 – Схеми навантаження опор радіально-упорних підшипників осьовими силами та правила визначення осьових сил

Схеми навантаження підшипників	Характеристика навантаження	Осьові сили
<p>Вал на радіально-упорних підшипниках, що встановлені "в розпір"</p>	$S_A > S_B;$ $F_a \geq 0$	$A_A = S_A;$ $A_B = S_A + F_a$
	$S_A < S_B;$ $F_a \geq S_A - S_B$	
<p>Вал на радіально-упорних підшипниках, що встановлені "в розтяг"</p>	$S_A < S_B;$ $F_a < S_B - S_A$	$A_B = S_B;$ $A_A = S_B - F_a$

Визначення параметра осьового навантаження e для кожного типу підшипника має свої особливості.

По значенням e, S для кожної опори визначаються коефіцієнти X, Y по умові:

- при $A_{A(B)} / (V \cdot R_{A(B)}) < e$ $X = 1, Y = 0$;

- при $A_{A(B)} / (V \cdot R_{A(B)}) \geq e$ X і Y вибираються з таблиць довідників по підшипникам кочення.

За отриманими даними визначається приведене навантаження (6.2) та розрахункова довговічність підшипника (6.1).

6.2 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Частина I (2 години)

1. Вихідні дані: діаметр шипу $d_{ш} = 45$ мм, $R_A = 12 \cdot 10^3$ Н, $R_B = 6 \cdot 10^3$ Н, $F_a = 3 \cdot 10^3$ Н (схема монтажу підшипників наведена у бланку звіту), частота обертання вала $n = 200$ об/хв.

2. Послідовність виконання.

2.1. **Запуск програми.** На робочому столі подвійне натискання лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**.

Вибрати: **Инженерный анализ** – одне натискання миші.

Вибрати: **APM Bear** - запуск подвійним натисканням миші на ярлику.

Альтернативний запуск: Пуск → Програми → **APM WinMachine** → **APM Bear** → Enter.

2.2. Використовуючи інструментальну панель (вкладка «Данные»), увести дані:

- тип підшипника (див. таблицю 6.2, 6.3 у бланку звіту);

- геометрія (кнопка «База данных»);

- точність (кнопка «БД»), клас точності 0;

- умови роботи: осьова сила преднатяга 0, схема X, коефіцієнт динамічності $K = 1,5$.

Натисніть кнопку розрахунку, результати – середня довговічність (ресурс L_h).

Частина II (2 години)

Ціль роботи – вибрати тип підшипника і визначити його ресурс.

Послідовність виконання така, як і для частини I, але по індивідуальним даним.

Вихідні дані – необхідний ресурс, сили в зачепленні, реакції в опорах діаметр шипів – визначені в попередніх розрахунках для вихідного вала редуктора.

Питання для самоконтролю при звіті про виконання лабораторної роботи

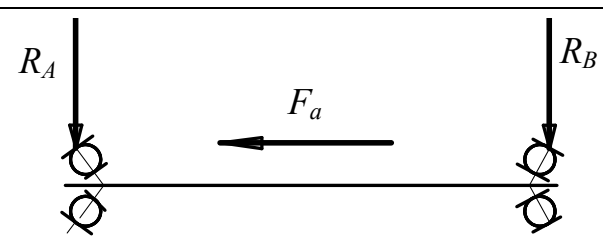
1. Чим пояснюється підвищена несуча здатність роликів підшипників кочення у порівнянні з кульковими?
2. Який ефект дає підвищення класу точності підшипника кочення?
3. В чому відмінність між радіально-упорними та упорно-радіальними підшипниками?
4. В якому випадку використовуються "плаваючі опори" вала?
5. Що враховує "коефіцієнт кільця"?
6. Перелічити переваги та недоліки сферичних підшипників, що самі установлюються, у порівнянні з підшипниками, що самі не установлюються.
7. Яка причина появи сили S ?
8. Як визначається осьове навантаження на опори вала?
9. Опишіть вплив осьової сили A в підшипнику на його роботу при виконанні умов $A/VR < e$, $A/VR \geq e$.

ЗВІТ
ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 6
“Вибір і розрахунок підшипників кочення”

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Таблиця 6.2 – Вихідні дані до виконання лабораторної роботи № 6

n , об/хв	Характеристики навантаження опор вала			Схема монтажу підшипників $d_{ш} = 45$ мм
	R_A , Н	R_B , Н	F_a , Н	
200	$12 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	 <p>«в розпір»</p>

Таблиця 6.3 – Результати дослідження ресурсу

№ п/п	Тип підшипника	Умовна позначка	D , мм	d , мм	b , мм	Ресурс L_h , годин
1.	Радіально-упорний кульковий, легкої серії	46209				
2.	Радіально-упорний кульковий, важкої серії	66409				
3.	Радіально-упорний роликовий, легкої серії	7209				

Висновок: (порівняти значення L_h підшипника № 1 і № 2, а також № 1 і № 3)

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7

«Комп'ютерний синтез приводу з оцінкою його вартості»

Мета роботи. Освоєння методики проектування приводу з оптимізацією його вартості.

Матеріальне забезпечення заняття. Комп'ютер із відповідним програмним забезпеченням.

Тривалість заняття – 2 год.

7.1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

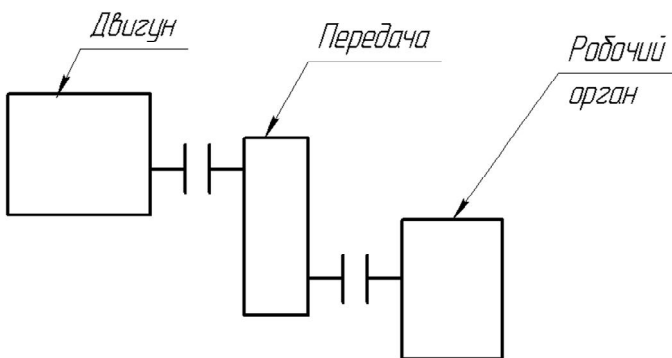


Рисунок 7.1 – Схема приводу

Привод робочого органа (рис 7.1) складається з двигуна (звичайно електродвигуна) і передачі (системи передач), призначення якої – забезпечити необхідні параметри обертального руху робочого органа чи змінити сам характер руху. При цьому параметри обертального руху – кутова швидкість (ω), потужність (P) і

обертаючий момент (T) на вихідному і вхідному валах передачі відповідно рівні:

$$\omega_{вих} = \frac{\omega_{вх}}{u_{обц}}; \quad P_{вих} = P_{вх} \cdot \eta_{обц}; \quad T_{вих} = T_{вх} \cdot u_{обц} \cdot \eta_{обц};$$

де $u_{обц}$ і $\eta_{обц}$ відповідно загальне передаточне число і загальний ККД передаточного механізму.

Таким чином, при зміні кутової швидкості вала електродвигуна, що вибирається, змінюється загальне передаточне число приводу, його габаритні розміри і вартість.

7.2. ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

7.2.1. З використанням комп'ютерної програми проводиться проектний розрахунок приводу, що включає 2-х ступінчастий редуктор з циліндричними зубчастими передачами, асинхронний електродвигун з мінімальною частотою обертання і муфту типу МПВП, що з'єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора.

7.2.2. Проводиться повторний проектний розрахунок приводу при новому електродвигуні з максимальною частотою обертання при обраній схемі приводу.

7.2.3. Проводиться порівняльна оцінка габаритних розмірів і вартості

привода для двох досліджених варіантів, робляться відповідні висновки.

Запуск програми

Здійснюється подвійним натиском миші на ярлик «Привод-6» на робочому столі комп'ютера.

Робота з програмою

1. Послідовність операцій вказується внизу робочого столу.
2. Перейти на російську мову – натиснувши зліва комбінацію клавіш Ctr+Shift.
3. Ввести: «Параметры задания вводятся самостоятельно»

«Ввод исходных данных»

1. Сведения о студенте.
2. Разработать конструкцию привода к машине типа Транспортер.
3. Ввести: «Запыленность окружающей сферы - Норма».
4. Ввести: «Вращающий момент на выходном валу» - 5000 Нм.
5. Ввести: «Коэффициент перегрузки 1,3 (для постановки коми перейти на латинський – Ctr-Shift, клавіша «Б», перейти на російський – Ctr-Shift).
6. Ввести: «Угловая скорость выходного вала – 5 рад/с »;
7. Ввести: «Допустимое отклонение угловой скорости $\pm 5\%$ »;
8. Ввести: «Срок службы в годах – 5»;
9. Ввести: «Число рабочих смен в сутки – 3».
10. Ввести: «Коэффициент использования привода – 0,8»;
11. Выбрать: «Привод с минимальной стоимостью».

Розділ 1. «Выбор кинематической схемы привода » – схема № 5.

Розділ 2. «Выбор электродвигателя»

- 2.1. Ввести: «Запыленность окружающей сферы - Норма».
- 2.1. Ввести: «Определение коэффициента полезного действия».
- 2.2. Ввести: «Определение требуемого значения мощности».
- 2.3. Ввести: «Определение номинальной мощности электродвигателя».
- 2.4. Ввести: «Выбор номинального значения частоты вращения ротора двигателя – 735 об/мин ».

Розділ 3. «Определение требуемого значения передаточного числа».

Розділ 4. «Выбор стандартного редуктора и муфты».

- 4.1. Ввести: «Выбор типа редуктора».
- 4.2. Ввести: «Выбор передаточного числа редуктора».
- 4.3. Ввести: «Выбор типа упругой втулочно-пальцевой муфты» (див. внизу довідка: $T_{вх}$; $d_{дв}$; $d_{ред.}$).

Розділ 6. «Определение угловой скорости выходного вала»

Розділ 7. «Эскизная компоновка привода».

7.1. В рубриці «Примите решение» вибрати п.2 «Включить данный вариант в таблицу...».

7.2. У вікні, що відкрилося вибрати п.1. «Перейти к расчету нового варианта», потім в рубриці «Что будете изменять» вибрати п.2 «Частоту вращения вала электродвигателя».

7.3. У вікні, що відкрилося вибрати п.2.4 «Выбор оптимального значения частоты вращения ротора двигателя» – вибрати 1475 об/мин.

Розділ 8. «Таблица вариантов параметров привода».

У вікні, що відкрилося «Примите решение» вибрати п.2 «Прекратит расчет и перейти к анализу таблицы вариантов».

Розділ 9. «Анализ таблицы вариантов расчета».

Заповнити таблицю 7.1 бланка звіту.

Питання для самоконтролю

1. Який зв'язок між потужністю на вхідному і вихідному валу редуктора?
2. Який зв'язок між кутовою швидкістю на вхідному і вихідному валу редуктора?
3. Який зв'язок між обертаючими моментами на вхідному і вихідному валу редуктора?
4. Як визначається загальне передаточне число 2-х ступінчастого редуктора?
5. Чому дорівнює оптимальне і максимальне передаточне число циліндричної прямозубої передачі?
6. Як визначається загальний ККД 2-х ступінчастого редуктора?

ЗВІТ
ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 7
« Комп’ютерний синтез приводу з оцінкою його вартості»

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Таблиця 7.1 – Варіанти параметрів приводу

Вар. №	Схема №	$n_{дв.ном.}$, об/мин	$U_{прив.}$	$U_{ред.}$	Вартість приводу, грн.
1					
2					

Висновки:

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8

«Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності шпонкових та зубчастих (шліцевих) з'єднань»

Мета роботи. Визначення впливу різних зовнішніх факторів на розміри шпонкових та зубчастих (шліцевих) з'єднань, а також засвоєння методики комп'ютерного розрахунку цих з'єднань.

Матеріальне забезпечення заняття. Комп'ютер із програмним забезпеченням **APM WinMachine** (модуль **APM Joint**)

Тривалість заняття – 2 год.

8.1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

Розміри поперечного перерізу призматичної шпонки (рис. 8.1) вибирають в залежності від діаметру вала з послідуочим розрахунком на зріз та зминання:

$$\tau_{зр} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_e b l_p} \leq [\tau]_{зр} \quad ; \quad \sigma_{зм} = \frac{4T \cdot 10^3}{d_e h l_p} \leq [\sigma]_{зм} \quad ;$$

де : T – обертаючий момент, що передає шпонка, Нм;

d_e – діаметр вала, мм;

b, h – відповідно ширина та висота шпонки, мм;

l_p - робоча довжина шпонки, мм.

Розміри поперечного перерізу зубчастого (шліцевого) з'єднання (рис. 8.2) також вибирають в залежності від діаметру вала з послідуочим розрахунком на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_{cp} h_p l_p Z \Psi} \leq [\sigma]_{зм} ;$$

де: $d_{cp} = \frac{D + d}{2}$ - середній діаметр шліцевого валу, мм (D та d - зовнішній та внутрішній діаметр шліцевого валу);

$h_p = \frac{D - d}{2} - 2f$ – робоча висота шлиця, мм, (f – розмір фаски по довжині шлиця);

l_p – робоча довжина шлиців, мм;

Z - число зубців;

Ψ - коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між шлицями (звичайно $\Psi = 0,75$).

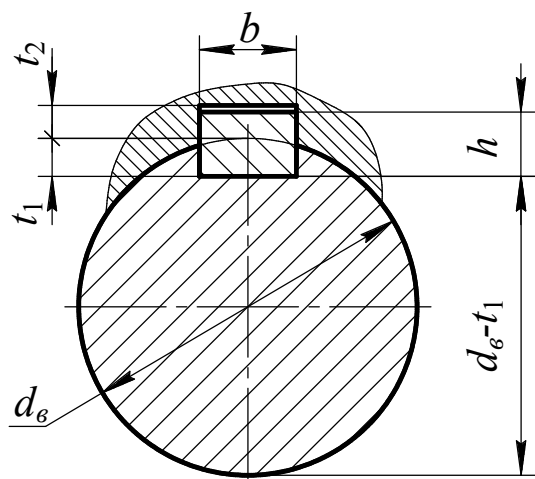


Рисунок 8.1 – З'єднання з призматичною шпонкою

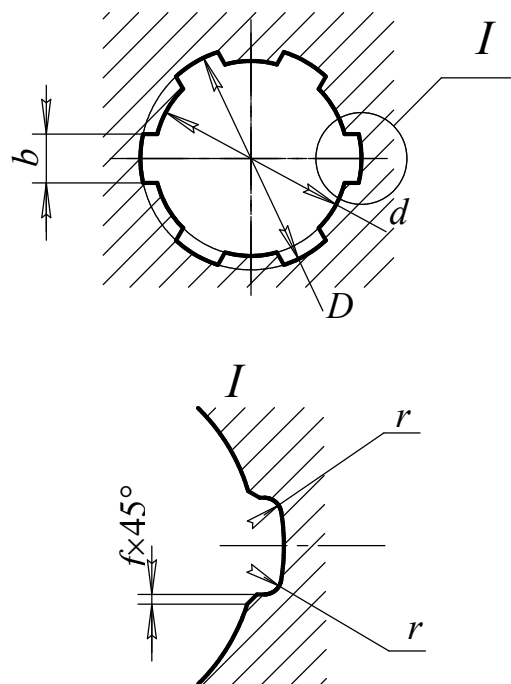


Рисунок 8.2 – Шліцеве з'єднання

8.2 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

8.2.1. З використанням модуля **APM Joint** проводиться проектний розрахунок з'єднання з призматичною шпонкою для двох варіантів: навантаження постійне у часі та змінюється по пульсуючому циклу (від нуля до максимуму). Результати заносяться у табл. 8.1 звіту.

8.2.2. З використанням модуля **APM Joint** проводиться проектний розрахунок шліцевого з'єднання з прямокутними шліцями при навантаженні постійному у часі і двох варіантів термообробці вала та втулки – «Улучшение» та «Закалка». Результати заносяться у табл. 8.2 звіту для трьох варіантів: легкої, середньої та важкої серії.

8.2.3. Проводиться аналіз одержаних результатів, робляться відповідні висновки.

Запуск програми

1. На робочому столі подвійним натиском лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**, потім одним натиском миші на ярлику «Инженерный анализ» виконати запуск програми.

2. Вибрати **APM Joint** (правий верхній прямокутник) – подвійним натиском миші на ярлику.

3. Вибір типу з'єднання здійснюється подвійним натиском миші на ярлику «Соединение деталей вращения», потім використовуючи верхнє меню

«Тип-Соединение». У вікні помітити «Шпонки призматические» і натиснути «ОК».

Робота з програмою

1. Введення вихідних даних для розрахунку здійснюється, використовуючи верхнє меню «Данные»

2. Приклад для введення даних шпонкових з'єднань.

«Диаметр вала (мм)»: 70;

«Момент вращения (Нм)»: 2000;

«Тип конструкции: неподвижное».

Материалы:

«Вал БД» Ввести «Сталь конструкционная – Сталь 45»

«Шпонки БД» Ввести «Сталь углеродистая – Ст.3»

«Втулки БД» Ввести «Сталь конструкционная – Сталь 45»

«Тип нагрузки: Постоянная»

По закінченню введення вихідних даних необхідно натиснути кнопку «ОК» і виконати команду у верхньому меню «Расчет», потім «Результати».

3. Приклад для введення даних шліцевих з'єднань.

«Диаметр вала (мм)»: 70

«Момент вращения (Нм)»: 2000

«Тип конструкции: неподвижное»

«Термообработка»:

«Вал БД» Ввести «Улучшение»

«Втулки БД» Ввести «Улучшение»

«Тип нагрузки: Постоянная»

«Тип шлица: Прямобо́чный»

Питання для самоконтролю

1. За якою умовою міцності розраховують з'єднання з призматичними шпонками?

2. Як записується умова міцності для з'єднань із призматичними шпонками?

3. Перелічіть можливі способи підвищення навантажувальної здатності з'єднань із призматичними шпонками.

4. За якою умовою міцності розраховують зубчасті (шліцеві) з'єднання?

5. Як записується умова міцності для зубчастих (шліцевих) з'єднань?

6. Перелічіть можливі способи підвищення навантажувальної здатності зубчастих (шліцевих) з'єднань.

ЗВІТ
ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 8
«Комп’ютерне дослідження навантажувальної здатності шпонкових та
зубчастих (шліцевих) з’єднань»

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Вихідні данні:

Обертаючий момент, що передає шпонка, $T = 2000$ Нм;

Діаметр вала $d_v = 70$ мм.

Таблиця 8.1 – Характеристика з’єднання з призматичною шпонкою

№ п/п	Хар-ка навантаження	Розміри, мм					Напруження, МПа			
		b	h	t_1	t_2	l_p	$\sigma_{зм}$	$[\sigma]_{зм}$	$\tau_{зр}$	$[\tau]_{зр}$
1	Постійне									
2	Перемінне									

Таблиця 8.2 – Характеристика шліцевого з’єднання

№ п/п	Термооб- робка	Серія	Число зубців	Розміри, мм			
				Зовнішній діаметр D	Внутрішній діаметр d	Довжина l_p	Ширина b
1	Поліпшення	Легка					
2		Середня					
3		Важка					
4	Гартування	Легка					
5		Середня					
6		Важка					

Висновки:

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 9

«Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності болтових з'єднань»

Мета роботи. Вивчення впливу конструкції болтових з'єднань, їх матеріалу на їхню навантажувальну здатність.

Матеріальне забезпечення. Комп'ютери із програмним забезпеченням ARM Winmachine.

Тривалість – 2 години.

9.1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

Болти в з'єднаннях можуть установлюватися без зазору (рис. 9.1а) або із зазором (рис. 9.1б). У першому випадку в з'єднанні встановлений так званий «чистий» болт, стрижень якого обробляється різанням, у другому випадку

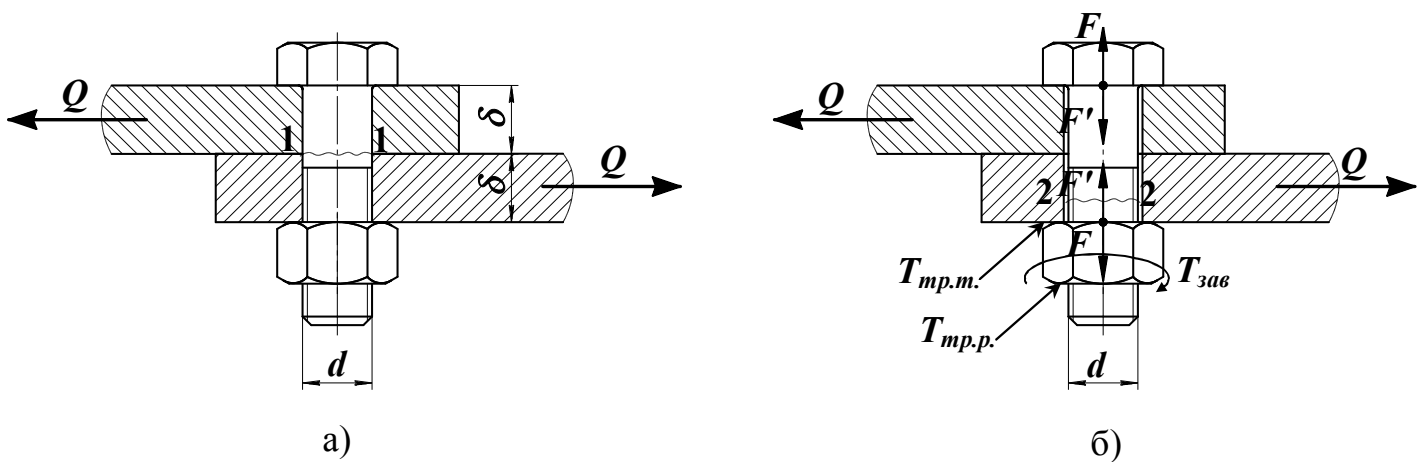


Рисунок 9.1 – Конструкція болтових з'єднань: а) без зазору; б) з зазором

«чорний» болт, стрижень якого формується в процесі прокатки й отже має більший допуск на діаметр, тому діаметр отвору в цьому випадку призначають більше діаметра болта.

Болт, поставлений без зазору, працює на деформацію зрізу по перетину 1-1 і на зминання в місці контакту зі смугами, що з'єднуються. Відповідні умови міцності мають вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2} \leq [\tau]_{зр} \text{ звідки } Q \leq \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{зр} \quad (9.1)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{d\delta} \leq [\sigma]_{зм} \text{ звідки } Q \leq d\delta [\sigma]_{зм} \quad (9.2)$$

Менша із двох отриманих значень величина Q буде визначати навантажувальну здатність з'єднання.

У другому випадку (рис. 9.1б) нарізне з'єднання є попередньо

напруженим. Оскільки зрушення смуг на величину зазору не допустимо, у процесі складання до гайки буде прикладений момент загвинчування, у результаті чого виникне сила F , спрямована уздовж болта й розтягуюча болт, рівна й протилежно спрямована сила F' стискає смуги. Зрушення смуги не відбудеться, якщо буде виконана умова:

$$F_{mp} = F' \cdot f_{mp} \geq Q \quad (9.3)$$

де f_{mp} – коефіцієнт тертя.

Величина сили F визначається з умови міцності болта по перетину 2-2, де він випробовує напруги розтягання від сили F і крутіння від моменту тертя в різьбі. Еквівалентні напруги визначають

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} \cong 1,3 \sigma_p = 1,3 \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{5,2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (9.4)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьблення, який можна прийняти $d_1 \sim 0,85 d$.
З рівняння (9.4):

$$F \leq \frac{\pi d_1^2}{5,2} [\sigma]_p. \quad (9.5)$$

Використовуючи рівняння (9.3) визначається Q .

З рівнянь (9.1 і 9.2) можна визначити діаметр «чистого» болта, а з (9.5) – «чорного».

9.2 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. **Запуск програми.** На робочому столі подвійне натискання лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**.

Вибрати: **Инженерный анализ** – одне натискання миші.

Вибрати: **APM Joint** - запуск подвійним натисканням миші на ярлику.

Альтернативний запуск: Пуск → Програми → **APM WinMachine** → **APM Joint** → Enter.

2. Вибрати тип з'єднання «Болтовое без зазора» («Болтовое с зазором»).

3. За допомогою інструмента «Прямоугольник по диагонали» (ліва панель інструментів). Зобразити прямокутник з початковими координатами $X=100$, $Y=100$ і кінцевими координатами $X=170$, $Y=50$ (координати відображаються над робочим полем екрана, ліворуч).

4. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Внешний контур» і клацніть лівою кнопкою миші на будь-якій лінії прямокутника (він стане синього кольору).

5. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Показать поверхность» (прямокутник стане білого кольору).

6. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Болты» і поставте в прямокутник два болти (клацнувши лівою кнопкою миші) з координатами відповідно $X=110$, $Y=90$ і $X=160$, $Y=60$.

7. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Касательная сила» і прикладете її (клацнувши лівою кнопкою миші в поле прямокутника) у

координатах $X=150$, $Y=75$. З'явиться вікно, у якому необхідно ввести координати сили і її значення $Q = 67000$ Н у полі «Проекция – X, Н».

8. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Постоянные параметры». У вікні, що з'явилося, уводимо «Граница текучести материала деталей крепления». Для цього з бази даних вибираємо:

- 1 *варіант*. «Типы материалов» – «Сталь конструкционная (прокат)». «Подгруппы материалов» – «В нормализованном состоянии» (HB180). «Обозначение» – «Сталь 45». Натискаємо кнопку «ОК», «ОК». Далі натисніть кнопку «Расчет». З'явиться «Карта нагрузок». Закриваємо її натиснувши кнопку «Закрыть». Далі натисніть кнопку «Результаты».

- 2 *варіант*. «Типы материалов» – «Сталь конструкционная (прокат)». «Подгруппы материалов» – «В улучшенном состоянии» (HB300). «Обозначение» – «Сталь 45». Натискаємо кнопку «ОК», «ОК». Далі натисніть кнопку «Расчет». З'явиться «Карта нагрузок». Закриваємо її натиснувши кнопку «Закрыть». Далі натисніть кнопку «Результаты».

Аналогічні дії виконуємо для іншого типу з'єднання «Болтовое с зазором» («Болтовое без зазора»).

ЗВІТ
ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 9
«Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності болтових з'єднань»

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Таблиця 9.1 – Результати дослідження навантажувальної здатності болтових з'єднань

Тип з'єднання	Діаметр болта, d , мм	
	Нормалізація (HB180)	Поліпшення (HB300)
Болт без зазору		
Болт із зазором		

Висновок

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 10

«Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності зварних з'єднань»

Мета роботи. Вивчення впливу конструкції зварних з'єднань на їхню навантажувальну здатність.

Матеріальне забезпечення. Комп'ютери із програмним забезпеченням АРМ Winmachine.

Тривалість – 2 години.

10.1 Теоретичні основи

Основними видами зварних з'єднань є з'єднання встик (рис. 10.1а) та «з'єднання внахлестку» (рис. 10.1б), останні виконують кутовими (валиковими) швами.

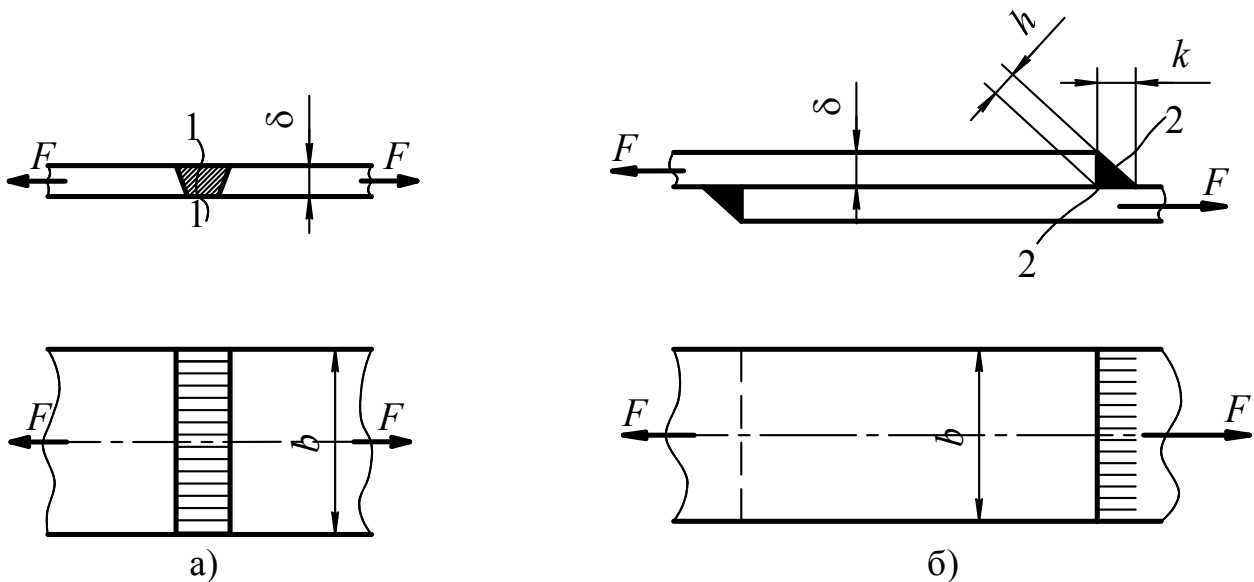


Рисунок 10.1 Конструкція зварних з'єднань

З'єднання встик розраховують як цілі деталі, а напруження, що допускаються, призначають для шва. Для перетину 1-1:

$$\sigma'_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta} \leq [\sigma]'_p.$$

Кутові або валикові шви розраховують на зріз. Для перетину 2-2:

$$\tau'_{zp} = \frac{F}{A} = \frac{F}{2hb} = \frac{F}{2 \cdot 0,7kb} = \frac{F}{1,4kb} \leq [\tau]'_{zp}.$$

Напруження, що допускаються, при статичному напруженні та ручному зварюванню ухвалюють:

$$\sigma'_p = 0,9[\sigma]_p; \quad [\tau]'_{zp} = 0,6[\sigma]_p,$$

де напруження, що допускаються, для основного матеріалу

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_H}{[S]}.$$

У якості небезпечних або граничних напружень звичайно приймають границю текучості σ_T запас міцності, що допускається $[S]=1,5...2,5$.

Напруження, що допускаються, при циклічному навантаженні одержують шляхом множення напружень, що допускаються, при статичному навантаженні на коефіцієнт γ :

$$\gamma = \frac{1}{0,6K_\sigma + 0,2 - r(0,6K_\sigma - 0,2)} < 1.$$

Тут $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ - коефіцієнт асиметрії циклу;

σ_{\min} і σ_{\max} - відповідно мінімальні й максимальні напруження циклу, узяті зі своїм знаком. При пульсуючим циклі $r=0$, при симетричному знакозмінному циклі $r=-1$;

K_σ - коефіцієнт концентрації напружень, який можна прийняти, користуючись табл. 10.1.

Таблиця 10.1 – Коефіцієнт концентрації напружень

Тип шва	Сталь вуглецева		Сталь легована	
	Основний метал	шов	Основний метал	шов
Встык	1,5	1,5	1,9	1,4
Кутовий лобовий	2,7	2,0	3,3	2,5
Кутовий фланговий	3,5	3,5	4,5	4,5

10. 2 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

За допомогою приведених залежностей визначити припустиму величину сили F прийнявши $\delta = k = 5$ мм, $e = 50$ мм, матеріал сталь Ст.3, $\sigma_T = 220$ МПа для схеми а), б), при характеру навантаження:

- статичний;
- пульсуючий цикл;
- симетричний знакозмінний цикл.

За допомогою програми **APM Winmachine** визначити величину максимального нормального еквівалентного напруження при стиковому зварюванні та зварюванні двостороннім швом.

Для цього треба:

1. **Запуск програми.** На робочому столі подвійне натискання лівої кнопки миші на ярлику **APM Integrator**.

Вибрати: **Инженерный анализ** – одне натискання миші.

Вибрати: **APM Joint** - запуск подвійним натисканням миші на ярлику.

Альтернативний запуск: Пуск → Програми → **APM WinMachine** → **APM Joint** → Enter.

2. Вибрати тип з'єднання «Стыковая сварка» («Сварка двухсторонним швом»).

3. За допомогою інструмента «Прямоугольник по диагонали» (ліва панель інструментів). Зобразити зварний шов – при стиковому зварюванні (або шви – при зварюванні двостороннім швом) у вигляді прямокутника за розмірами $\delta = k = 5$ мм, $e = 50$ мм (координати відображаються над робочим полем екрана, ліворуч).

4. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Внешний контур» і клацніть лівою кнопкою миші на будь-якій лінії прямокутника (він стане синього кольору).

5. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Показать поверхность» (прямокутник стане білого кольору).

6. Виберіть в основній панелі «Данные» - «Касательная сила» і прикладете її (клацнувши лівою кнопкою миші в поле прямокутника). З'явиться вікно, у якому необхідно ввести її значення $Q = 20000$ Н у полі «Проекции – X, H».

7. Далі натисніть кнопку «Расчет». З'явиться «Карта нагрузок». Закриваємо її натиснувши кнопку «Закрыть». Далі натисніть кнопку «Результаты».

Аналогічні дії виконуємо для іншого типу з'єднання «Сварка двухсторонним швом» («Стыковая сварка»).

**ЗВІТ
ПРО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 10**

«Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності зварених з'єднань»

Виконавець студент _____
група _____

Дата _____

Вихідні дані: $\delta = 5$ мм; $k = \delta$; $b = 50$ мм; матеріал Сталь Ст.3
($\sigma_T = 220$ МПа).

Результати дослідження – у табл. 10.2 та 10.3.

Таблиця 10.2 – Результати теоретичного дослідження

Тип з'єднання	Величина F , кН, при навантаженні		
	статичному	пульсуючому циклі	знакозмінному циклі
Встик			
У нахлестку			

Таблиця 10.3 – Результати комп'ютерного дослідження

Тип з'єднання	Величина максимального напруження
Стикове зварювання	
Зварювання двостороннім швом	

Висновки

Викладач _____
Підпис

Студент _____
Підпис

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студ. машиностр. и мех. спец. вузов. 4-е изд. перераб и. доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
2. Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів.:Афіша, 2003. – 560с.
3. Шелофаст В. В. Основы проектирования машин. М. Изд-во АПН, 2000.-472с.
4. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для вузов 5-е изд. перераб. М.: Высшая шк., 2002. – 408с.
5. Заблонский К. И. Детали маши: Учебник для студ. машиностроит. спец. вузов. К.: Высшая школа, 1985. – 518с.
6. В.Л. Устименко, Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. Основы проектирования деталей машин. Учеб. пособие для вузов./ Ред Н.И. Юркевич – Харьков.: Вища школа., 1983. – 181с.
7. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и конструирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. Харьков.: 1988.-140с.
- 8.Шелофаст В.В., Чугунова Т. Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. М. Изд-во АПН., 2004.- 240 с.
9. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей маши: Учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., Перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 447с.
10. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1975. – 550с.
11. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 5-е изд., Перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560с.
12. Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляев. И.С. Богатырев, А.В. Буленже и др., Под ред. проф. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., Перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. – 367с.
13. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – Учеб. пособие для вузов. Киев: «Вища школа». Головное изд-во, 1979. – 128с.
14. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1984.- 542 с.
15. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под. ред. В.Н. Нарышкина. Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1974. 280 с.

16. www.skf.com Інтерактивний каталог-довідник підшипників кочення фірми SKF.
17. www.fag.com Інтерактивний каталог-довідник підшипників кочення фірми FAG (рус.)
18. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения: Справочник. С.: Машиностроение, 1976. 304 с.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до лабораторних робіт з дисципліни “Деталі машин”
(для студентів напрямку «Інженерна механіка»)

Автори: Нечепасв Валерій Георгійович
Оніщенко Валентин Петрович
Блескун Валерій Пилипович
Гнисько Олександр Миколайович
Матеко Петро Михайлович
Голдобін В'ячеслав Олександрович

Формат 60x84¹/₁₆, ум. друк. арк. – 3,75
Тираж – 150 прим., 83000, м. Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ