

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ**

Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин»
для спеціальностей 6.051102 та 6.050502 всіх форм навчання

2012

Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни „Теорія механізмів і машин” для спеціальностей 6.051102 та 6.050502 всіх форм навчання / Укл.: Б.М.Кутепов, С.Ю.Кружнова, А.А.Скребцов – Запоріжжя: ЗНТУ, 2012. – 34с.

Укладачі: Б.М.Кутепов, ст. викл.
С.Ю.Кружнова, ст.викл.
А.А.Скребцов, асистент

Рецензент: Г.П.Громовий, к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск: В.Г.Шевченко, доцент, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри
«Механіка»

Протокол № 5
від 01.03.2012р.

ЗМІСТ

1	Робочі плани практичних занять	5
	Заняття 1. Структурний аналіз механізмів	5
	Заняття 2. Самостійна робота. Структурний аналіз механізмів	8
	Заняття 3. Кінематичне дослідження механізмів	8
	Заняття 4. Кінематичне дослідження передач	15
	Заняття 5. Кінетостатичне дослідження механізмів	17
	Заняття 6. Визначення динамічних характеристик механізмів	21
	Заняття 7. Визначення закону руху ланки зведення	24
	Заняття 8. Проектування зубчатих передач	27
2	Питання з ТММ до екзамену	31
3	Методична література, розроблена на кафедрі і яка видається через бібліотеку ЗНТУ	33
4	Література державних видавництв, яка видається через бібліотеку ЗНТУ	34

Ці методичні вказівки призначені для самостійної роботи студентів при підготовці до практичних занять з теорії механізмів і машин.

При розв'язанні задач мається на увазі, що студенти вже вивчили повний курс теоретичної механіки. Тому при розв'язанні деяких задач можуть використовуватись усі методи, засоби або теореми теоретичної механіки, якщо тільки не вказаний конкретний метод, або теорема, які треба відпрацювати на даному практичному занятті.

Перед кожним практичним заняттям студент повинен вивчити відповідний теоретичний матеріал і знати відповіді на наведені питання.

Задачі, які вказані в кожному занятті, беруться з посібника «Артоболевский И.И., Эдельштейн В.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. Учеб. пособие, 2-е изд.-М.:Наука,1975.»

У чисельнику вказані задачі, що розв'язуються під час заняття, а у знаменнику – задачі, які треба розв'язати самостійно.

В разі пропуску заняття студент повинен перед наступним заняттям показати викладачеві усі розв'язані задачі попереднього заняття.

1 РОБОЧИ ПЛАНИ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

Заняття 1. Структурний аналіз механізмів

Задачі: $\frac{1...10, 31...56, 72, 74, 76}{23, 25, 53, 60, 61}$

Контрольні питання

- 1 Що таке ланка та які вона має характеристики?
- 2 Що таке кінематична пара?
- 3 Як класифікуються кінематичні пари?
- 4 Які бувають кінематичні ланцюги?
- 5 Що зветься механізмом?
- 6 Що зветься машиною?
- 7 За якою формулою визначається ступінь волі механізму?
- 8 Що означає ступінь волі механізму?
- 9 Для чого в механізмах іноді ставлять зайві ланки і в'язі?
- 10 Які правила заміни кінематичних пар 4-го класу парами 5-го класу?
- 11 Що таке група Ассура? Навести приклади.
- 12 Як визначається клас групи Ассура?
- 13 Як визначається порядок групи Ассура?
- 14 Як визначається клас механізму в цілому?
- 15 Що таке пасивні в'язі та зайві ступені волі?
- 16 Як утворюється будь-який механізм?

Приклад 1.1

Зробити повний структурний аналіз механізму кисневого насосу, схема якого зображена на рисунку 1.1

Даний кінематичний ланцюг є плоским, складним і замкнутим.
Ступінь волі механізму визначається за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 - 1 = 1, \quad (1.1)$$

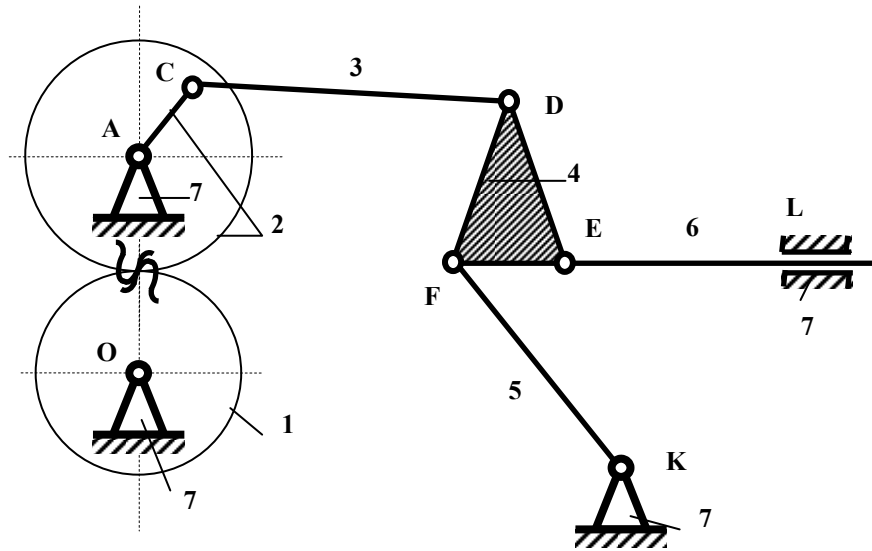


Рисунок 1.1 – Схема механізму кисневого насосу

де $n = 6$ - кількість рухомих ланок механізму;

$p_5 = 8$ - кількість кінематичних пар 5-го класу (з'єднання ланок 7 і 1, 7 і 6, 7 і 2, 2 і 3, 3 і 4, 4 і 5, 5 і 7, 4 і 6);

$p_4 = 1$ - кількість кінематичних пар 4-го класу (з'єднання 1 і 2 ланок – зачеплення зубчатих коліс).

Кінематичну пару 4-го класу замінюємо додатковою ланкою з двома кінематичними парами 5-го класу. Схему механізму після заміни показано на рисунку 1.2.

Ланка 8, що входить у кінематичні пари M і N 5-го класу з ланками 1 і 2, з'явилась замість вищої пари B 4-го класу. Вхідною ланкою обрана ланка 1.

Виділяємо з механізму групи Ассура (рисунок 1.3)

Формула побудови механізму

$$I(7,1) \Leftarrow II(2,3) \Leftarrow III(3,4,5,6)$$

В цій формулі цифра I означає початковий механізм 1-го класу (рисунок 1.4), II і III – класи приєднаних груп, а цифри в дужках – номери ланок, з яких ці групи складаються.

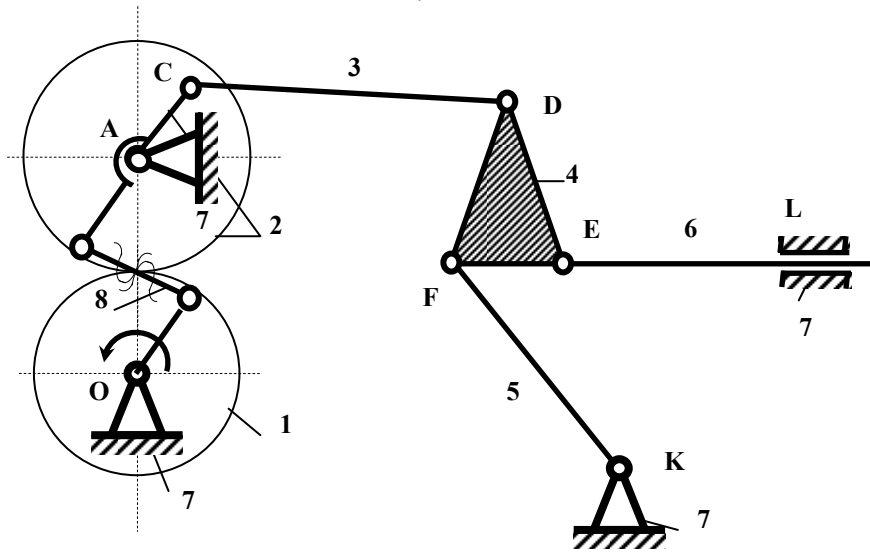
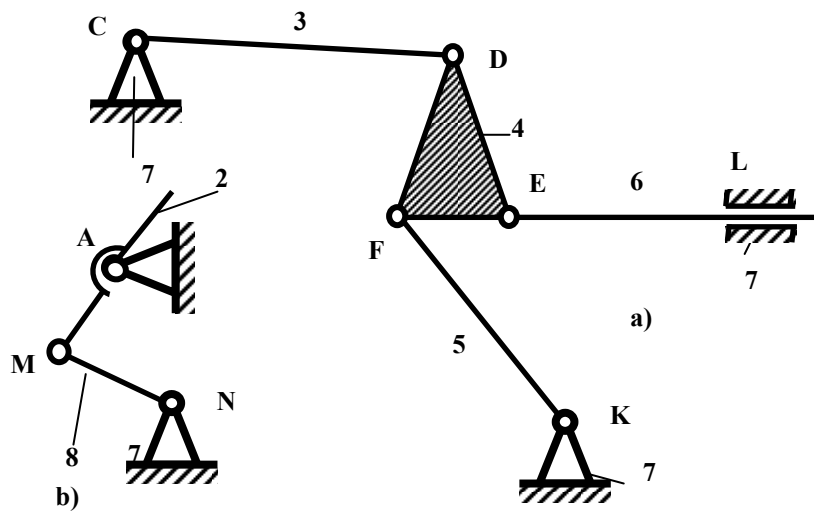


Рисунок 1.2 – Схема замінючого механізму



a) – група Ассура III класу 3 – го порядку; b) - група Ассура II класу 2 – го порядку

Рисунок 1.3 – Групи Ассура

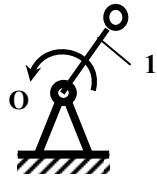


Рисунок 1.4 – Механізм I класу

З формули побудови механізму видно, що найвищий клас приєднаних груп – третій, тому і механізм в цілому є механізмом третього класу.

Заняття 2. Самостійна робота. Структурний аналіз механізмів.

Заняття 3. Кінематичне дослідження механізмів

Задачі: $\frac{112,116,132,137,138}{113,118,128,131,133}$

Контрольні питання

- 1 Яка мета кінематичного дослідження механізму ?
- 2 Які Вам відомі методи кінематичного дослідження механізмів?
- 3 Запишіть формулу залежності між швидкостями двох точок твердого тіла у плоскому русі.
- 4 Запишіть формулу залежності між пришвидшеннями двох точок твердого тіла у плоскому русі.
- 5 Запишіть формулу визначення швидкості точки у складному русі.
- 6 Запишіть формулу визначення пришвидшення точки у складному русі.
- 7 Як визначається модуль пришвидшення Коріоліса?
- 8 Як визначається напрямок пришвидшення Коріоліса? Правило Жуковського для визначення напрямку пришвидшення Коріоліса.
- 9 Що таке плани швидкостей та пришвидшень?
- 10 Як визначити модуль і напрямок кутової швидкості ланки за допомогою плану швидкостей?
- 11 Як визначити модуль і напрямок кутового пришвидшення ланки за допомогою плану пришвидшень?

- 12 Що таке миттєвий центр швидкостей?
- 13 Як визначити положення миттєвого центру швидкостей?
- 14 Як визначити швидкість будь-якої точки твердого тіла за допомогою миттєвого центру швидкостей?
- 15 Як читається теорема про проекції швидкостей двох точок твердого тіла на лінію, що їх з'єднує?
- 16 Як визначається модуль і напрямок нормального (доцентрового) пришвидшення?
- 17 Як визначається модуль і напрямок тангенціального (дотичного) пришвидшення?

Приклад 1.3

Визначити абсолютні швидкість та пришвидшення точки D кривошипного механізму з коливальним повзуном.

Дано: $AB=30$ мм, $AC=70$ мм, $BD=120$ мм, $\varphi_1=150^\circ$, кутова швидкість кривошипа AB (ланка 1) стала величина і дорівнює $\omega_1=15$ с⁻¹ (рисунок 1.5).

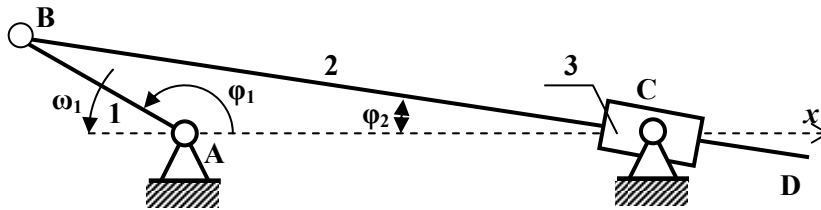


Рисунок 1.5

Розв'язок

Креслимо механізм у положенні, що відповідає куту $\varphi_1=150^\circ$.

- 1 Швидкість точки B ланки 1, яка обертається навколо нерухомої точки A :

$$V_B = V_{BA} = \omega_1 \cdot AB = 15 \cdot 0.03 = 0.45 \text{ м/с}$$

Ланка 2 здійснює складний рух, що складається з переносного обертального руху разом з повзуном 3 навколо точки C і відносного поступального руху вздовж напрямляючої повзуна 3.

Вектор абсолютної швидкості точки В співпадає за напрямком з вектором $V_{BA} = V_B$. З іншого боку:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{BC2} + \vec{V}_{B-C}, \quad (1.2)$$

де \vec{V}_{BC2} - вектор обертальної швидкості точки В навколо точки C_2 , геометрично співпадаючої з точкою С ланки 3;

\vec{V}_{B-C} - вектор відносної швидкості ковзання ланки 2 вздовж повзуна (точки С).

Рівняння (1.2) можна розв'язувати декількома методами. Визначимо положення ланки 2 відносно осі x . З трикутника ABC (рисунок 1.6)

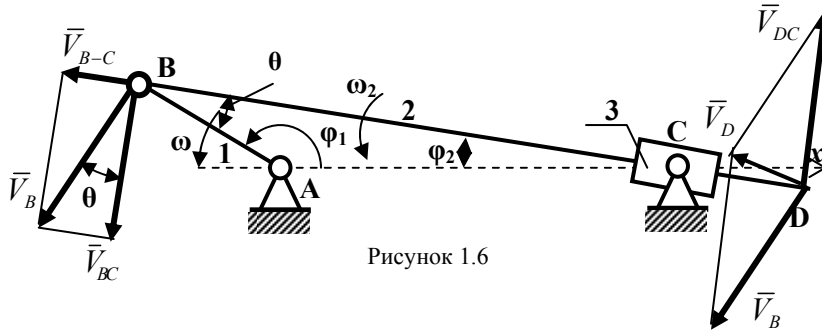


Рисунок 1.6

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{BC^2 + AC^2 - AB^2}{2 \cdot BC \cdot AC}\right) = \arccos\left(\frac{97.145^2 + 70^2 - 30^2}{2 \cdot 97.145 \cdot 70}\right) = 8.884^\circ$$

$$BC = \sqrt{AC^2 + AB^2 - 2 \cdot AC \cdot AB \cdot \cos\varphi_1} = \sqrt{70^2 + 30^2 - 2 \cdot 70 \cdot 30 \cdot \cos 150^\circ} = 97.145 \text{ мм}$$

1.1 З векторного трикутника, (див. рисунок 1.7), маємо

$$V_{BC2} = V_B \cdot \cos\theta = 0.45 \cdot \cos(21.116^\circ) = 0.419 \text{ м/с};$$

$$V_{B-C} = V_B \cdot \sin\theta = 0.45 \cdot \sin(21.116^\circ) = 0.162 \text{ м/с}.$$

$$\text{де } \theta = 180^\circ - \varphi_1 - \varphi_2 = 180^\circ - 150^\circ - 8.884^\circ = 21.116^\circ$$

Кутова швидкість ланки 2:

$$\omega_2 = \frac{V_{BC2}}{BC} = \frac{0.419}{0.097145} = 4.313 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Для визначення швидкості точки D запишемо векторне рівняння:

$$\vec{V}_D = \vec{V}_B + \vec{V}_{DC}. \quad (1.3)$$

Тут вектор \vec{V}_{DC} направлений перпендикулярно ланці BD і має величину $V_{DC} = \omega_2 \cdot BD = 4.313 \cdot 0.12 = 0.51756 \text{ м/с}$

Спроектуємо векторне рівняння (1.3) на лінію BD і на лінію перпендикулярну до неї:

$$V_{Dx1} = V_B \cdot \sin\theta = 0.45 \cdot \sin 21.116^\circ = 0.162 \text{ м/с}$$

$$V_{Dy1} = V_{DC} - V_B \cdot \cos\theta = 0.51756 - 0.45 \cdot \cos 21.116^\circ = 0.098 \text{ м/с}$$

$$V_D = \sqrt{(V_{Dx1})^2 + (V_{Dy1})^2} = \sqrt{0.162^2 + 0.098^2} = 0.189 \text{ м/с}$$

2. Визначимо пришвидшення точки B .

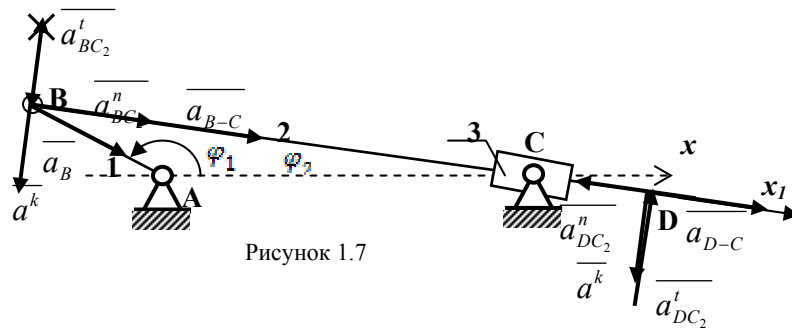


Рисунок 1.7

Пришвидшення точки B ланки 1, яка обертається навколо нерухомої точки A зі сталою кутовою швидкістю ω_1 :

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t.$$

Тут $a_{BA}^t = 0$, а $a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot AB = 15^2 \cdot 0.03 = 6,75 \text{ м/с}^2$

Пришвидшення точки В ланки 2:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_B^e + \bar{a}_B^r + \bar{a}^k = \bar{a}_{BC2}^n + \bar{a}_{BC2}^t + \bar{a}_{B-C2} + \bar{a}^k. \quad (1.4)$$

Величина $a_{BC2}^n = \omega_2^2 \cdot BC = 4.313^2 \cdot 0.097145 = 1.807 \text{ м/с}^2$.

Вектор \bar{a}_{BC2}^n направлений від точки В до точки С (див. рис.1.7).

Вектор \bar{a}_{BC2}^t направлений перпендикулярно ланці ВС, а вектор \bar{a}_{B-C} - вздовж цієї ланки. Напрямок пришвидшення Кориоліса визначається правилом Жуковського: *щоб визначити напрямок пришвидшення Кориоліса для плоских механізмів треба відносно швидкість \bar{V}_{B-C} повернути у напрямку кутової переносної швидкості ω_2 на 90° .*

Величину пришвидшення Кориоліса визначимо за формулою:

$$a^k = 2 \cdot \omega_2 \cdot V_{B-C} = 2 \cdot 4.313 \cdot 0.162 = 1,397 \text{ м/с}^2$$

Проектуємо рівняння (1.4) на осі координат x_1 і y_1 :

$$a_B \cdot \cos\theta = a_{BC2}^n + a_{B-C};$$

$$-a_B \cdot \sin\theta = a_{BC2}^t - a^k.$$

Звідки:

$$a_{B-C} = a_B \cdot \cos\theta - a_{BC2}^n = 6.75 \cdot \cos 21.116^\circ - 1.807 = 4.489 \text{ м/с}^2$$

$$a_{BC2}^t = a^k - a_B \cdot \sin\theta = 1.397 - 6.75 \cdot \sin 21.116^\circ = -1.035 \text{ м/с}^2$$

Звідси ми бачимо, що пришвидшення \bar{a}_{BC2}^t має напрямок протилежний тому, який показано на рисунку 1.7 (закреслено і показано правильний напрямок).

Кутове пришвидшення ланки 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BC2}^t}{BC} = \frac{1.035}{0.097145} = 10.65 \text{ рад/с}^2$$

Напрямок кутового пришвидшення ε_2 визначається пришвидшенням \bar{a}_{BC2}^t і в даному випадку буде проти руху годинникової стрілки.

Для визначення пришвидшення точки D запишемо рівняння:

$$\bar{a}_D = \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^t + \bar{a}_{D-C} + \bar{a}^k. \quad (1.5)$$

$$\text{Тут } a_{DC}^n = \omega_2^2 \cdot DC = 4.313 \cdot 0.022855 = 0.098 \text{ м/с}^2$$

$$a_{DC}^t = \varepsilon_2 \cdot DC = 10.65 \cdot 0.022855 = 0.243 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{D-C} = a_{B-C} = 4.489 \text{ м/с}^2; \quad a^k = 1.397 \text{ м/с}^2.$$

Покажемо ці вектори на рисунку 1.9 і спроекуємо його на осі координат x_1 і y_1 :

$$a_{Dx1} = -a_{DC}^n + a_{D-C} = -0.098 + 4.489 = 4.391 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{Dy1} = a_{DC}^t - a^k = 0.243 - 1.397 = -1.154 \text{ м/с}^2.$$

$$a_D = \sqrt{(a_{Dx1})^2 + (a_{Dy1})^2} = \sqrt{4.391^2 + 1.154^2} = 4.54 \text{ м/с}^2.$$

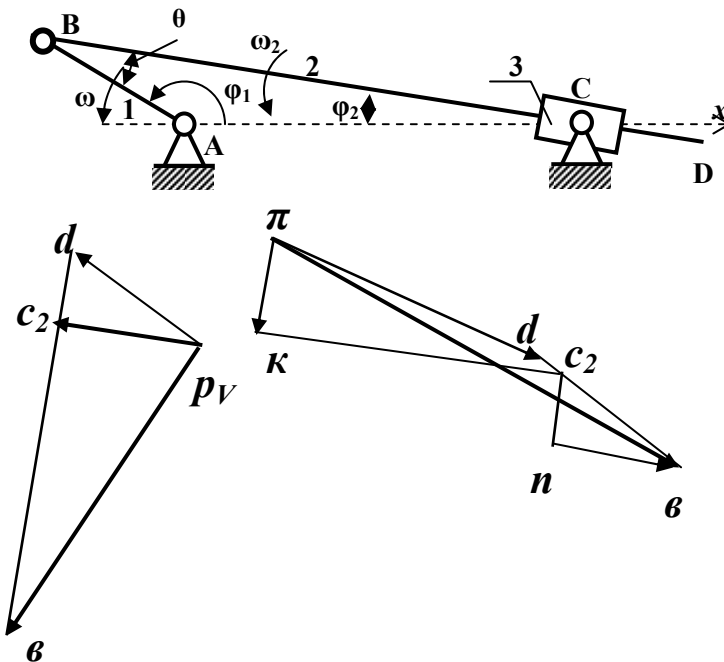


Рисунок 1.8

3 Графоаналітичний метод.

3.1 Побудова плану швидкостей.

З точки p_V - полюса плану швидкостей (див. рисунок 1.8), проведемо лінію, паралельну вектору \vec{V}_B і на ній відкладемо відрізок $p_V b = 45$ мм. Цей відрізок зображає вектор \vec{V}_B з масштабним коефіцієнтом $\mu_V = 0.01 \frac{мс^{-1}}{мм}$. Відповідно до рівняння (1.2), з точки b проводимо лінію перпендикулярно ланці BC до пересічення з лінією, проведеною з точки p_V паралельно ланці BC. Точка пересічення позначена літерою c_2 . З'єднаємо її з полюсом.

$$V_{BC2} = bc_2 \cdot \mu_V = 41.5 \cdot 0.01 = 0.415 м/с$$

Положення точки d на плані швидкостей визначимо з теореми подібності:

$$\frac{bd}{bc_2} = \frac{BD}{BC}; \quad \text{Звідки } bd = bc_2 \cdot \frac{BD}{BC} = 50 \cdot \frac{120}{97.145} = 61.76 мм$$

З'єднаємо точку d з полюсом.

$$V_D = p_V d \cdot \mu_V = 19 \cdot 0.01 = 0.19 м/с$$

Кутова швидкість ланки 2:

$$\omega_2 = \frac{V_{BC2}}{BC} = \frac{0.415}{0.097145} = 4.27 \frac{рад}{с}$$

3.2 Побудова плану пришвидшень.

З точки π , полюса плану пришвидшень, проведемо промінь у напрямку вектора \vec{a}_{BA}^n , на якому відкладемо відрізок $\pi b = 71$ мм.

Масштабний коефіцієнт побудови плану пришвидшень

$$\mu_a = \frac{a_{BA}^n}{\pi b} = \frac{6.75}{71} = 0.095 \frac{мс^{-2}}{мм}$$

Відповідно до рівняння (1.4), з полюса π у напрямку пришвидшення \vec{a}^k проводимо відрізок

$$\pi k = \frac{a^k}{\mu_a} = \frac{1.397}{0.095} = 14.7 \text{ мм}$$

З точки v , напрямком у точку v , відкладаємо відрізок

$$nb = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{1.807}{0.095} = 19.2 \text{ мм}$$

З точки k проводимо лінію, паралельну вектору \bar{a}_{B-C} , до пересічення з лінією, проведеною з точки n , паралельно вектору \bar{a}_{BC}^t . Точку пересічення позначимо c_2 .

$$a_{BC}^t = nc_2 \cdot \mu_a = 11 \cdot 0.095 = 1.045 \text{ мс}^{-2}$$

$$a_{B-C} = kc_2 \cdot \mu_a = 47 \cdot 0.095 = 4.465 \text{ мс}^{-2}.$$

Кутове пришвидшення ланки 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BC}^t}{BC} = \frac{1.045}{0.097145} = 10.76 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}.$$

З'єднаємо точки v і c_2 . Точку d на плані пришвидшень знайдемо із співвідношень теореми подібності:

$$bd = bc_2 \cdot \frac{BD}{BC} = 22 \cdot \frac{120}{97.145} = 27 \text{ мм}$$

З'єднаємо точки d і π .

Пришвидшення точки D.

$$a_D = \pi d \cdot \mu_a = 45 \cdot 0.095 = 4.4 \text{ мс}^{-2}.$$

Заняття 4. Кінематичне дослідження передач

Задачі: $\frac{147,151,152,154,160,162}{153,159,163,166,168}$

Контрольні питання

- 1 Що зветься передаточним відношенням?
- 2 Як визначити передаточне відношення триланкової зубчатої зовнішньої передачі?

- 3 Як визначити передаточне відношення триланкової зубчатої внутрішньої передачі?
- 4 Як визначити передаточне відношення багатоступеневої зубчатої передачі?
- 5 В чому полягає метод оберненого руху для епіциклічних передач?
- 6 Як визначається передаточне відношення планетарної передачі?
- 7 Як визначити передаточне відношення диференціальної передачі?

Приклад 1.4

Визначити передаточне відношення U_{14} зубчатої передачі (рисунок 1.9), якщо числа зубців коліс дорівнюють: $Z_1=16$, $Z_2=48$, $Z'_2=20$, $Z_3=40$, $Z'_3=13$, $Z_4=26$.

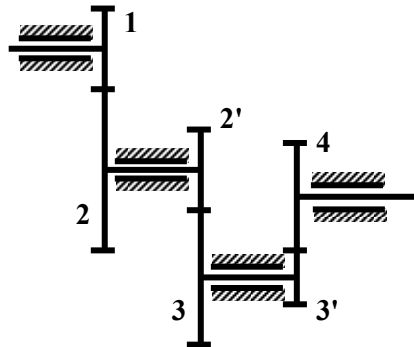


Рисунок 1.9

Розв'язок

Зубчата передача складається з трьох ступенів: перша - колеса 1 і 2, друга - колеса 2' і 3, третя - колеса 3' і 4. Загальне передаточне відношення

$$U_{14} = U_{12} \cdot U_{2'3} \cdot U_{3'4}$$

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1}; U_{2'3} = -\frac{Z_3}{Z_{2'}}; U_{3'4} = -\frac{Z_4}{Z_{3'}}$$

$$\text{Або: } U_{14} = (-1)^k \cdot \frac{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_{2'} \cdot Z_{3'}}$$

Тут $K = 3$ - кількість ступенів із зовнішнім зачепленням.

$$U_{14} = (-1)^k \cdot \frac{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_{2'} \cdot Z_{3'}} = (-1)^3 \cdot \frac{48 \cdot 40 \cdot 26}{16 \cdot 20 \cdot 13} = -12.$$

Знак (-) означає, що колесо 4 обертається у бік протилежний напрямку обертання колеса 1.

Приклад 1.5

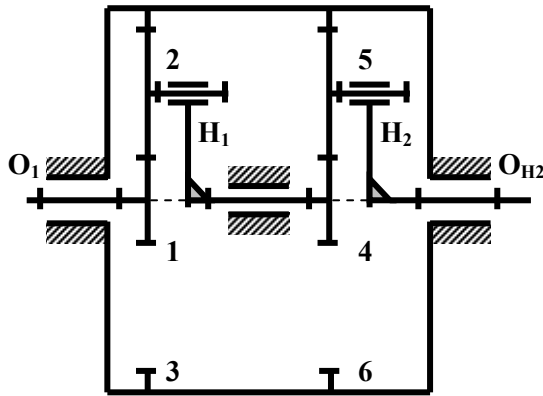


Рисунок 1.10

Визначити передаточне відношення U_{1H2} зубчатого редуктора (рисунок 1.10), якщо числа зубців коліс: $Z_1=12$, $Z_2=16$, $Z_3=44$, $Z_4=10$, $Z_5=14$, $Z_6=38$.

Розв'язок

Редуктор складається з двох планетарних передач, з'єднаних між собою послідовно. Тому

$$U_{1H2} = U_{1H1} \cdot U_{4H2}$$

$$U_{1H1} = 1 - U_{13}^{(H1)} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{Z_3}{Z_1}; \quad U_{4H2} = 1 - U_{46}^{(H2)} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{Z_6}{Z_4};$$

$$U_{1H2} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{Z_6}{Z_4}\right) = \left(1 + \frac{44}{12}\right) \cdot \left(1 + \frac{38}{10}\right) = 22.368$$

Заняття 5. Кінестатичне дослідження механізмів

Задачі: $\frac{221, 224, 238, 246, 247}{222, 225, 229, 248, 249}$

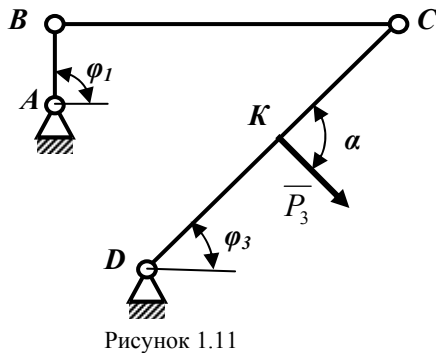
Контрольні питання

- 1 Яка мета кінестатичного дослідження механізму?
- 2 В чому полягає умова статичної (кінестатичної) визначеності кінематичного ланцюга?
- 3 Як визначається точка прикладання, величина і напрямок реакції в кінематичній парі п'ятого класу?
- 4 Як визначається точка прикладання, величина і напрямок реакції в кінематичній парі четвертого класу?

- 5 Чому група Ассура є статично визначеним кінематичним ланцюгом?
- 6 Дайте характеристику сил, що діють на механізм.
- 7 Як визначається величина і напрямок сили інерції?
- 8 Як визначається величина і напрямок моменту сили інерції?
- 9 Як визначається точка прикладання, величина і напрямок рівнодіючої сили і моменту сили інерції?
- 10 Запишіть умову рівноваги сил, що діють на групу Ассура.
- 11 Опишіть методику кінетостатичного розрахунку механізму аналітичним методом.
- 12 Опишіть методику кінетостатичного розрахунку механізму графоаналітичним методом.
- 13 Як здійснюється кінетостатичний розрахунок вхідної ланки?
- 14 Опишіть порядок визначення зрівноважуючої сили методом М.С.Жуковського.
- 15 Дайте визначення теореми Жуковського.

Приклад 1.6

Визначити реакції в кінематичних парах A , B , C і D шарнірного



чотириланковика і зрівноважуючий момент M_3 , прикладений до ланки AB , якщо $l_{AB} = 100\text{мм}$, $l_{BC} = l_{CD} = 400\text{мм}$, вісь ланки BC горизонтальна, кути $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 45^\circ$, сила прикладена до точки K , яка поділяє довжину ланки CD навпіл,

$P_3 = 100\text{Н}$, кут $\alpha = 90^\circ$ (Рисунок 1.11).

Розв'язок

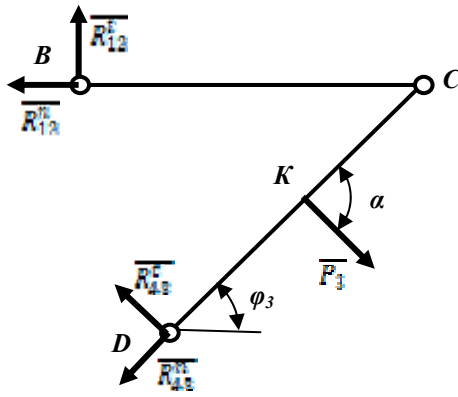


Рисунок 1.12

Відокремлюємо групу Ассура, що складається з ланок BC і CD, і прикладаємо до неї діючі сили і реакції в'язів (рисунок 1.12). В обертальних кінематичних парах В і D реакції представимо у вигляді двох складових, які напрямляємо вздовж ланок (R_{12}^n, R_{43}^n) і перпендикулярно до них (R_{12}^t, R_{43}^t).

Складемо рівняння

рівноваги:

$$\sum m_C(F_2) = 0; -R_{12}^t \cdot BC = 0; \quad \sum m_C(F_3) = 0; \\ P_3 \cdot CK - R_{43}^t \cdot CD = 0.$$

З цих рівнянь: $R_{12}^t = 0$;

$$R_{43}^t = \frac{P_3}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ Н}.$$

Для визначення нормальних

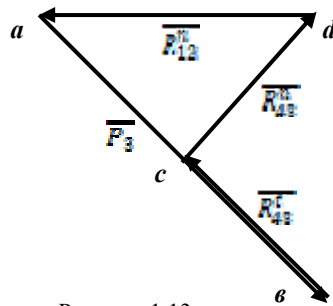


Рисунок 1.13

складових реакцій складемо векторне рівняння суми усіх сил, що діють на групу Ассура в цілому:

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{P}_3 + \vec{R}_{43}^t + \vec{R}_{43}^n = 0.$$

Будуємо силувий багатокутник відповідно до цього векторного рівняння. Відкладаємо силу P_3 у вигляді відрізка ab (рисунок 1.13). З точки b у напрямку вектора \vec{R}_{43}^t відкладаємо відрізок $bc = R_{43}^t / \mu_F$. З кінця цього вектора (точки c) проведемо лінію паралельну вектору \vec{R}_{43}^n до пересічення з лінією,

проведемо лінію паралельну вектору \vec{R}_{43}^n до пересічення з лінією,

проведеною з точки a паралельно вектору \bar{R}_{12}^n . Точка перетину позначена буквою d . Враховуючи, що трикутник Δabc рівнобічний і прямокутний, маємо

$$R_{43}^n = R_{43}^t = 50H \text{ і } R_{12}^n = \frac{R_{43}^n}{\cos\varphi_3} = \frac{50}{0.707} = 70.72H = R_{12}$$

Реакція в точці D :

$$R_{43} = \sqrt{(R_{43}^n)^2 + (R_{43}^t)^2} = \sqrt{50^2 + 50^2} = 70.72H$$

Розглядаючи ланку BC , на яку діють дві сили \bar{R}_{12} і \bar{R}_{23} , бачимо, що

$$R_{23} = R_{12} = 70.72H$$

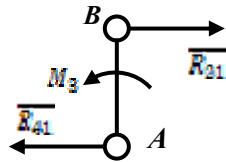


Рисунок 1.14

Розглянемо вхідну ланку AB (рисунок 1.14). До неї прикладена сила $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, реакція \bar{R}_{41} з боку опори A і зрівноважуючий момент M_3 .

Умови рівноваги сил, прикладених до ланки AB :

$$\sum F_i = 0; \quad R_{21} - R_{41} = 0; \quad R_{41} = R_{21} = 70.72H.$$

$$\sum m_A(F_i) = 0; \quad M_3 - R_{21} \cdot AB = 0;$$

$$M_3 = R_{21} \cdot AB = 70.72 \cdot 0.1 = 7.072Hm.$$

Приклад 1.7

Для кривошипного механізму з ковзальним повзуном (рисунок 1.15) визначити зрівноважуючу силу P_3 , прикладену до осі шарніра B перпендикулярно ланці AB , та

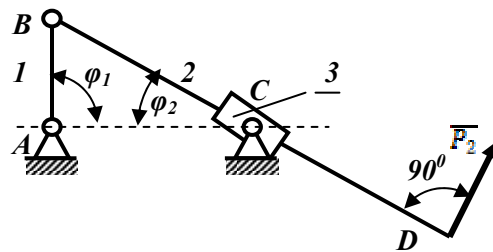


Рисунок 1.15

зрівноважуючий момент M_3 , прикладений до ланки AB , якщо в точці D ланки 2 прикладена сила $P_2 = 20H$, перпендикулярно до лінії BD .

$$\text{Кут } \varphi_1 = 90^\circ, \quad AB = 100\text{мм}, \\ BC = DC = 200\text{мм}$$

Розв'язок

Для визначення зрівноважуючої сили $P_{зр}$, використаємо метод Жуковського. Для цього будемо план швидкостей, повернутий на 90° (рисунок 1.16), та прикладемо до нього у відповідних точках сили P_2 і $P_{зр}$. Побудову плану швидкостей див. заняття 4.

Складемо рівняння моментів сил відносно полюса p_V .

$$P_{зр} \cdot p_V b - P_2 \cdot p_V d \cdot \sin \varphi_2 = 0$$

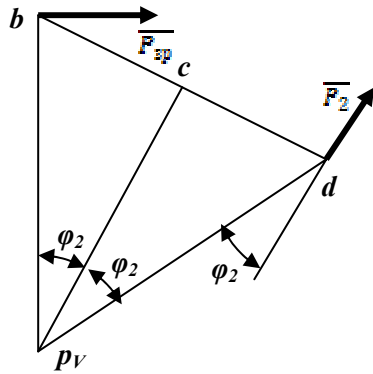


Рисунок 1.16

Кут

$$\varphi_2 = \arcsin\left(\frac{AB}{AC}\right) = \\ = \arcsin\left(\frac{100}{200}\right) = 30^\circ$$

$$P_{зр} = P_2 \cdot \sin \varphi_2 = 20 \cdot \sin 30^\circ = 10\text{Н}.$$

Зрівноважуючий момент

$$M_{зр} = P_{зр} \cdot AB = 10 \cdot 0.1 = 1\text{Нм}$$

Заняття 6. Визначення динамічних характеристик механізмів

$$\text{Задачі: } \frac{251, 254, 262, 264, 268, 269}{253, 257, 258, 263, 267}$$

Контрольні питання

- 1 Яка мета динамічного дослідження механізму ?
- 2 Що зветься ланкою зведення?
- 3 Як визначається потужність сили, прикладеної у довільній точці ланки?

- 4 Як визначається потужність пари сил, прикладеної до ланки?
- 5 Як визначається кінетична енергія ланки, яка обертається навколо нерухомої точки?
- 6 Як визначається кінетична енергія ланки, що рухається плоскопаралельно?
- 7 Як визначається кінетична енергія ланки, що рухається поступально?
- 8 Що зветься зведеною силою (моментом сили)?
- 9 Що зветься зведеною масою (моментом інерції)?
- 10 Запишіть, який зв'язок між зведеною масою і зведеним моментом інерції ланки зведення?
- 11 Чи є зведені сили (моменти сил), зведені маси (моменти інерції) функціями часу або функціями положення ланки зведення?

Приклад 1.8

Для кривошипного механізму (рисунок 1.17) з коливальним повзуном визначити зведений до вала A ланки AB момент $M_{зв}$ від момента $M_3=3\text{Нм}$, прикладеного до повзуна 3, і зведений момент інерції $I_{зв}$ від маси повзуна 3, якщо його момент інерції відносно точки C $I_C=0.009\text{ кгм}^2$, $AB=30\text{ мм}$, $AC=70\text{ мм}$, $\varphi_1=180^\circ$.

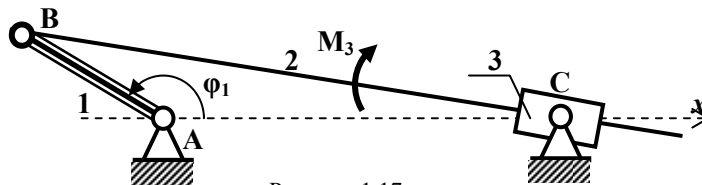


Рисунок 1.17

Розв'язок Викреслимо схему механізму у положенні його

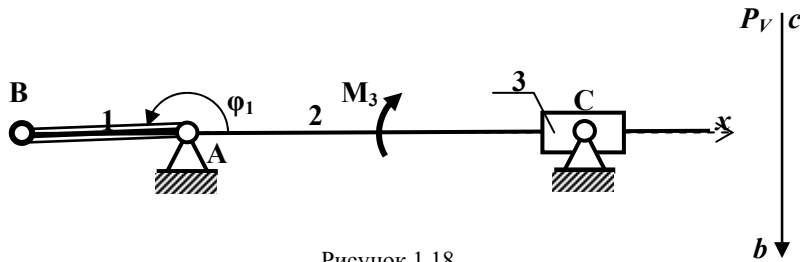


Рисунок 1.18

кривошипа, визначеного кутом $\varphi_1 = 180^\circ$ (рисунок 1.18).

Швидкість точки В кривошипа $V_B = \omega_1 \cdot AB$. Будуємо план швидкостей (див. заняття 4 і приклад 1.3). В нашому прикладі план швидкостей має вигляд однієї лінії.

$$V_B = V_{BC}; \quad \omega_1 \cdot AB = \omega_2 \cdot BC. \quad \omega_2 = \omega_3.$$

$$\text{Відношення } U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{AB}{BC} = \frac{30}{100} = 0.3 \quad U_{31} = U_{21}.$$

Зведений момент сили:

$$M_{зв} = M_3 \cdot U_{31} = 3 \cdot 0.3 = 0.9 \text{ Нм}$$

Зведений момент інерції:

$$I_{зв} = I_C \cdot U_{31}^2 = 0.009 \cdot 0.3^2 = 0,00081 \text{ кгм}^2$$

Приклад 1.9

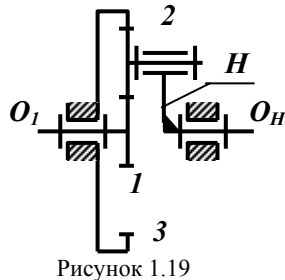


Рисунок 1.19

Для двоступінчатого однорядного планетарного редуктора (рисунок 1.19) визначити зведений до вала O_1 колеса 1 момент $M_{зв}$ від момента $M_H = 4 \text{ Нм}$, прикладеного до водила H , якщо числа зубців коліс $Z_1 = Z_2 = 20, Z_3 = 60$.

Розв'язок Зведений момент

$$\text{сили } M_{зв} = M_H \cdot U_{H1}$$

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}} = \frac{1}{1 - (-1)^k \cdot Z_3 / Z_1} =$$

$$= \frac{1}{1 + (60/20)} = \frac{1}{4}.$$

$$M_{зв} = M_H \cdot U_{H1} = 4 \cdot \frac{1}{4} = 1 \text{ Нм}$$

Заняття 7. Визначення закону руху ланки зведення

Задачі: $\frac{271, 273, 276, 279, 284, 289}{272, 275, 278, 281, 283}$

Контрольні питання

- 1 Що зветься машиною?
- 2 Запишіть закон руху ланки зведення у формі теореми про зміну кінетичної енергії системи.
- 3 Як визначається робота зведених рушійних сил (моментів сил)?
- 4 Як визначається робота зведених сил опору (моментів сил опору)?
- 5 Запишіть вираз для визначення кутової швидкості ланки зведення у довільному її положенні.
- 6 Запишіть вираз для визначення кутового пришвидшення ланки зведення у довільному її положенні.
- 7 Як визначити роботу момента сили заданого графіком $M = M(\varphi)$?
- 8 Що таке коефіцієнт нерівномірності руху машини?
- 9 Як будується діаграма енергомас?
- 10 Як визначити дійсну кутову швидкість ланки зведення у довільному її положенні за допомогою діаграми Віттенбауера?
- 11 Як визначити момент інерції маховика за допомогою діаграми Віттенбауера?
- 12 Запишіть формулу визначення момента інерції маховика через відрізок ab , який відсікається на осі ΔT променями, проведеними під кутами ψ_{\max} і ψ_{\min} до діаграми Віттенбауера?

Приклад 1.10

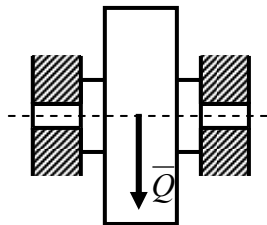


Рисунок 1.20

Маховик (рисунок 1.20), сила ваги якого $Q=2.75 \text{ Н}$ і момент інерції $I=0.000786 \text{ кгм}^2$, починає вибіг при частоті обертання $n=200 \text{ хв}^{-1}$. Час вибігу $t=2 \text{ хвилини}$. Визначити коефіцієнт тертя у підшипниках вала маховика, якщо

діаметр цапф вала $d=10$ мм, а кутова швидкість маховика зменшується за лінійним законом?

Розв'язок

Рух машини можна вважати рівноуповільненим з кутовим прискоренням

$$\varepsilon = -\frac{\omega_0}{t} = -\frac{\pi n}{30 \cdot t} = -\frac{\pi \cdot 200}{30 \cdot 2 \cdot 60} = -0.1745 \text{ c}^{-1}$$

Таким чином, момент сил опору (тертя) є сталою величиною. Кут повороту маховика з моменту початку відліку часу до повної зупинки:

$$\begin{aligned} \varphi &= 2 \cdot \pi \cdot n = \omega_0 \cdot t - \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot t}{30} - \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \\ &= \frac{\pi \cdot 200 \cdot 120}{30} - \frac{0.1745 \cdot 120^2}{2} = 1258.64 \text{ рад} \end{aligned}$$

Рівняння руху маховика у формі кінетичної енергії

$$T - T_0 = -M_T \cdot \varphi, \text{ де } T = 0, T_0 = I \cdot \frac{\omega_0^2}{2}$$

Звідки

$$M_T = \frac{T_0}{\varphi} = \frac{I \cdot \omega_0^2}{2 \cdot \varphi} = \frac{0.000786 \cdot (\pi \cdot 200)^2}{30^2 \cdot 2 \cdot 1256.64} = 0.000137 \text{ Нм}$$

З іншого боку $M_T = \frac{Q \cdot d \cdot f}{2}$.

$$\text{Звідки } f = \frac{2 \cdot M_T}{Q \cdot d} = \frac{2 \cdot 0.000137}{2.75 \cdot 0.01} = 0.01$$

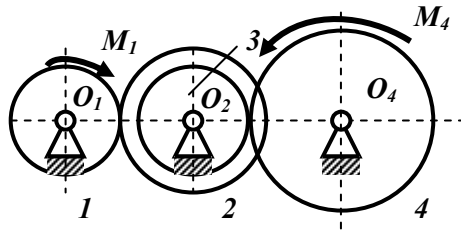


Рисунок 1.21

Приклад 1.11

До зубчатих коліс 1 і 4 редуктора, прикладені моменти сил $M_1=8$ кНм і $M_4=10$ кНм. Моменти інерції коліс $I_1=0.01$ кгм², $I_2=0.045$ кгм², $I_3=0.0225$

кгм^2 і $I_4=0.09 \text{ кгм}^2$, кількість зубців коліс $Z_1=Z_3=20$, $Z_2=30$, $Z_4=40$. В початковий момент часу кутова швидкість колеса 1 була рівною нулю. Визначити, з яким кутовим прискоренням ε_1 і з якою кутовою швидкістю ω_1 буде обертатись колесо 1 через 0.5 секунд після початку руху.

Розв'язок

Замінюємо увесь механізм однією ланкою зведення. Визначимо зведений до колеса 1 момент сил та зведений момент інерції.

$$M_{36} = M_1 \cdot U_{11} - M_4 \cdot U_{41};$$

$$I_{36} = I_1 \cdot U_{11}^2 + I_2 \cdot U_{21}^2 + I_3 \cdot U_{31}^2 + I_4 \cdot U_{41}^2.$$

Враховуємо, умовно, що напрямки момента M_1 та кутової швидкості ω_1 співпадають, для колеса 4 ці напрямки протилежні. Тому добуток $M_4 \cdot \omega_4$ має знак (-).

Передаточні відношення:

$$U_{11} = \frac{\omega_1}{\omega_1} = 1; \quad U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{20}{30} = -\frac{2}{3}; U_{31} = U_{21};$$

$$U_{43} = \frac{\omega_4}{\omega_3} = -\frac{Z_3}{Z_4} = -\frac{20}{40} = -\frac{1}{2};$$

$$U_{41} = U_{43} \cdot U_{31} = \left(-\frac{2}{3}\right) \cdot \left(-\frac{1}{2}\right) = \frac{1}{3}.$$

$$\text{Тоді } M_{36} = 8 - 10 \cdot \frac{1}{3} = 4.67 \text{ Нм}.$$

$$I_{36} = 0.01 + 0.045 \cdot \frac{4}{9} + 0.0225 \cdot \frac{4}{9} + 0.09 \cdot \frac{1}{9} = 0.04 \text{ кгм}^2$$

Диференціальне рівняння обертального руху ланки зведення

$$I_{36} \cdot \varepsilon_1 = M_{36}.$$

$$\text{Звідки: } \varepsilon_1 = \frac{M_{36}}{I_{36}} = \frac{4.67}{0.04} = 116.67 \text{ с}^{-2}$$

Кутова швидкість ланки зведення через 0.5 с:

$$\omega_1 = \varepsilon_1 \cdot t = 116.67 \cdot 0.5 = 58.33 \text{ с}^{-1}$$

Заняття 8. Проектування зубчатих передач.

Задачі: $\frac{335, 336, 338, 341, 342}{337, 339, 340, 343}$

Контрольні питання

- 1 Що зветься модулем зубчатого колеса?
- 2 Як визначається крок зачеплення?
- 3 Що зветься основним колом?
- 4 Що зветься ділільним колом?
- 5 Що зветься колом голівок?
- 6 Що зветься колом западин?
- 7 Що таке початкове коло?
- 8 Яка різниця між стандарним (нульовим), рівнозміщеним і нерівнозміщеним зачепленням зубчатих коліс?
- 9 Що таке додатне і від'ємне корегування?
- 10 Як визначається найменший коефіцієнт зсуву інструмента при нарізанні колеса з числом зубців менше 17?
- 11 Яке число зубців колеса може бути нарізане без підрізання?
- 12 Чим обмежується вибір максимального коефіцієнта зсуву інструмента?
- 13 Що таке коефіцієнт перекриття?
- 14 Як визначається коефіцієнт перекриття?

Теоретична частина

У всіх випадках вважається, що нарізання коліс здійснюється методом обкатки.

Різальний інструмент визначається такими параметрами: модулем m в мм (вибирається згідно із ДСТ 9563-61)

Ряд	Модуль, мм
1	1, 1.25, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
2	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Згідно з ДСТ 13755-81 встановлюються параметри вихідного контура інструмента: кут головного профілю $\alpha_0 = 20^0$; коефіцієнт

висоти голівки зуба $h_a^* = 1$; коефіцієнт висоти ніжки зуба $h_f^* = 1.25$; коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0.25$.

Колесо з номером 1 вважаємо меншим, тому U_{12} - передаточне відношення при передачі руху від колеса 1 до колеса 2, за величиною (по модулю) завжди рівне або більше одиниці.

Вважаємо, що в зібраній передачі між зубцями коліс нема бокового зазору.

Розрахункові формули для визначення розмірів триланкових зубчатих передач із зовнішнім та внутрішнім зачепленням зубців.

1 Число зубців колеса 2 $Z_2 = U_{12} \cdot Z_1$.

2 Крок по ділильному колу $p = m \cdot \pi$.

3 Радіус ділильного кола $r = \frac{m \cdot Z}{2}$.

4 Радіус основного кола $r_b = r \cdot \text{Cos} \alpha_0$.

5 Найменша кількість зубців для коліс, що нарізаються без зміщення ($x = 0$) за умовою відсутності підрізання $Z_{\min} = 2 \cdot h_a^* / \text{Sin} \alpha_0 \approx 17$

6 Найменший коефіцієнт зсуву за умовою відсутності підрізання

$$X_{\min} = h_a^* \cdot \frac{Z_{\min} - Z}{Z_{\min}} \approx \frac{17 - Z}{17} = 1 - 0.058 \cdot Z$$

7 Величина абсолютного зсуву інструмента $b = m \cdot X$.

8 Товщина зуба по ділильному колу $S = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X \cdot \text{tg} \alpha_0 \right)$.

9 Кут зачеплення для пари зубчатих коліс

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha_0 + 2 \cdot \frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2} \cdot \text{tg} \alpha_0$$

10 Міжосьова відстань: для зовнішнього зачеплення

$$a_w = 0.5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot \frac{\text{Cos} \alpha_0}{\text{Cos} \alpha_w};$$

для внутрішнього зачеплення $a_w = 0.5 \cdot m \cdot (Z_2 - Z_1) \cdot \frac{\text{Cos} \alpha_0}{\text{Cos} \alpha_w}$.

Таблиця значень евольвентної функції $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$

Кут α	Порядок	0.0'	10'	20'	30'	40'	50'
20 ⁰	0.0	149	153	157	161	165	169
21 ⁰	0.0	173	178	182	187	191	196
22 ⁰	0.0	200	205	210	215	220	225
23 ⁰	0.0	230	236	241	247	252	258
24 ⁰	0.0	263	269	275	281	287	293
25 ⁰	0.0	300	306	313	319	326	333
26 ⁰	0.0	339	346	353	361	368	375
27 ⁰	0.0	383	390	398	406	414	422
28 ⁰	0.0	430	438	447	455	464	473
29 ⁰	0.0	482	491	500	509	518	529
30 ⁰	0.0	537	547	557	567	577	588

11 Радіус кола западин $r_f = r - m \cdot (h_a^* + c^* - X)$.

12 Коефіцієнт сприйманого зміщення $y = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} \cdot \left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_w} - 1 \right)$.

13 Сприймане (видиме) зміщення $a_w - a = m \cdot y$.

14 Коефіцієнт зрівняльного зміщення $\Delta y = X_1 + X_2 - y = X_\Sigma - y$.

15 Радіус кола голівок $r_a = r + m \cdot (h_a^* + X - \Delta y)$.

16 Дуга зачеплення, що вимірюється по основному колу:

для зовнішнього зачеплення $S_0 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin\alpha_w$;

для внутрішнього зачеплення $S_0 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + a_w \cdot \sin\alpha_w$;

17 Коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\alpha = \frac{S_0}{p \cdot \cos\alpha_0}$.

18 Кут профілю зубців по колу голівок $\alpha_a = \arccos\left(\frac{r}{r_a} \cdot \cos\alpha_0\right)$.

19 Товщина зуба по колу голівок

$$S_a = 2 \cdot r_a \left(\frac{\pi}{2 \cdot Z} + \frac{2 \cdot x \cdot \operatorname{tg}\alpha_0}{Z} + \operatorname{inv}\alpha_0 - \operatorname{inv}\alpha_a \right).$$

20 Максимально можливий коефіцієнт зміщення, розрахований за

$$\text{умови } S_a \geq [S_a]: x_{\max} = \frac{Z}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0} \cdot \left(\frac{[S_a]}{2 \cdot r_a} - \frac{\pi}{2 \cdot Z} - \operatorname{inv} \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_a \right).$$

Для кінематичних передач $S_a \geq 0.25 \cdot m$, а для силових - $S_a \geq 0.4 \cdot m$.

21 Розрахунок сумарного коефіцієнта зміщення при вписуванні у наперед задану міжосьову відстань:

$$\text{Кут зачеплення } \operatorname{Cos} \alpha_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \cdot \operatorname{Cos} \alpha_0$$

$$\text{коефіцієнт зміщення } X_\Sigma = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_0) \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}.$$

2 ПИТАННЯ З ТММ ДО ЕКЗАМЕНУ

- 1 ТММ. Основні поняття.
- 2 Значення курсу ТММ у підготовці інженера-механіка.
- 3 Структурний аналіз механізмів. Кінематичні пари та їх класифікація.
- 4 Вищі та нижчі кінематичні пари. Заміна вищих пар нижчими.
- 5 Кінематичні ланцюги та їх класифікація. Ступінь волі кінематичного ланцюга.
- 6 Структурні групи Ассура, їх класифікація.
- 7 Зайві ланки і в'язі.
- 8 Синтез важільного механізму за коефіцієнтом зміни середньої швидкості на прикладі шарнірного чотириланковика.
- 9 Синтез важільного механізму за коефіцієнтом зміни середньої швидкості на прикладі кривошипно-повзунного механізму.
- 10 Синтез важільного механізму за коефіцієнтом зміни середньої швидкості на прикладі кулісного механізму.

- 11 Кінематичний аналіз механізмів. Аналітичний метод. Загальні поняття.
- 12 Аналітичний метод кінематичного аналізу шарнірного чотириланкового механізму.
- 13 Аналітичний метод кінематичного аналізу кривошипно – повзунного механізму.
- 14 Аналітичний метод кінематичного аналізу кулісного механізму.
- 15 Визначення передаточних функцій складних механізмів.
- 16 Графічний метод визначення передаточних функцій.
- 17 Графоаналітичний метод кінематичного аналізу шарнірного чотириланкового механізму.
- 18 Графоаналітичний метод кінематичного аналізу кривошипно – повзунного механізму.
- 19 Графоаналітичний метод кінематичного аналізу кулісного механізму.
- 20 Графічний метод кінематичного аналізу механізму.
- 21 Динаміка механізмів. Основні поняття. Ланка зведення.
- 22 Рівняння руху машини в формі кінетичної енергії.
- 23 Регулювання ходу машини. Види усталеного руху машини.
- 24 Маховик та його роль. Визначення моменту інерції маховика методом Віттенбауера.
- 25 Кінетостатичний розрахунок. Принцип Даламбера.
- 26 Статична визначеність кінематичних ланцюгів.
- 27 Аналітичний метод кінетостатичного розрахунку механізму.
- 28 Графоаналітичний метод кінетостатичного розрахунку механізму.
- 29 Метод Жуковського. Теорема Жуковського.
- 30 Зрівноваження обертаючих мас, розташованих в одній площині.
- 31 Зрівноваження обертаючих мас, розташованих в паралельних площинах
- 32 Зрівноваження механізму шарнірного чотириланковика.
- 33 Зрівноваження кривошипно – повзунного механізму.
- 34 Зубчате зачеплення. Криві, що використовуються для профілювання зубців.
- 35 Зубчате зачеплення. Основні відомості.
- 36 Евольвента та її властивості. Рівняння евольвенти в полярній системі координат.
- 37 Основна теорема зачеплення.

- 38 Коефіцієнт питомого ковзання. Умова рівнозношеності.
- 39 Коефіцієнт перекриття.
- 40 Методи нарізання зубчатих коліс.
- 41 Визначення мінімального числа зубців колеса Z_{\min} , що нарізається без підрізання.
- 42 Визначення мінімального коефіцієнта зміщення X_{\min} інструментальної рейки для нарізання зубчатого колеса без підрізання.
- 43 Розміри стандартної інструментальної рейки. Види зачеплень зубчатих коліс.
- 44 Визначення товщини зубу по ділильному колу.
- 45 Визначення розмірів корегованих зубчатих коліс.
- 46 Косозубе циліндричне зачеплення.
- 47 Просторове (гіперболоїдне) зачеплення.
- 48 Черв'ячна передача.
- 49 Конічні передачі.
- 50 Рядові та ступінчаті зубчаті передачі.
- 51 Епіциклічні передачі.
- 52 Кінематичне дослідження планетарної передачі. Аналітичний метод.
- 53 Кінематичне дослідження планетарної передачі. Графоаналітичний метод.
- 54 Умови вибору чисел зубців коліс планетарного редуктора. Умови співвісності і сусідства.
- 55 Умови вибору чисел зубців коліс планетарного редуктора. Умова складання.
- 56 Графічний метод кінематичного дослідження планетарної передачі.
- 57 Кулачкові механізми. Загальні відомості.
- 58 Аналіз кулачкових механізмів. Кулачок з гострим поступально рухаючим штовхачем.
- 59 Аналіз кулачкових механізмів. Кулачок з гострим коливальним штовхачем.
- 60 Аналіз кулачкових механізмів. Кулачок з тарільчатим (плоским) штовхачем.
- 61 Передача сил в кулачкових механізмах. Умова передачі сил.
- 62 Визначення r_{\min} кулачка з гострим поступально рухаючим штовхачем.

- 63 Визначення r_{\min} кулачка з тарільчатим (плоским) штовхачем.
- 64 Вибір радіуса ролика для кулачків з гострим штовхачем.
- 65 Синтез кулачка з поступально рухаючим штовхачем.
- 66 Синтез кулачка з коливальним штовхачем.
- 67 Синтез кулачка з тарільчатим штовхачем.
- 68 Тертя в кінематичній парі, що рухається по нахиленій площині.
- 69 Тертя в клинчастому повзуні.
- 70 Тертя в обертальній парі.
- 71 Тертя кочення. Тертя вертіння.
- 72 Тертя гнучких тіл (пасова передача).
- 73 Явище заклинення в кулачкових механізмах. Засоби уникнення цього явища.
- 74 Коефіцієнт корисної дії. Визначення ККД для пари, що рухається по нахиленій площині.
- 75 Врахування тертя при кінетостатичному розрахунку механізмів.

3 МЕТОДИЧНА ЛІТЕРАТУРА РОЗРОБЛЕНА НА КАФЕДРІ І ЯКА ВИДАЄТЬСЯ ЧЕРЕЗ БІБЛІОТЕКУ ЗНТУ

- 1 Теорія механізмів і машин. Термінологія.:/Укл. Б.М.Кутепов.- Запоріжжя: ЗМІ.1993.-23с.
- 2 Конспект лекцій з дисципліни “Теорія механізмів і машин”. Структурний аналіз та синтез механізмів.:/Укл. Б.М.Кутепов.- Запоріжжя: ЗДТУ. 2000. -44с.
- 3 Теорія механізмів і машин. Кінематика. Конспект лекцій. ./Укл. Б.М.Кутепов.-Запоріжжя: ЗДТУ.1997.-25с.
- 4 Конспект лекцій з дисципліни “Теорія механізмів і машин”. Динаміка. ./Укл. Б.М.Кутепов.- Запоріжжя: ЗДТУ.1997.-44с.
- 5 Конспект лекцій з дисципліни “Теорія механізмів і машин”. Зубчаті передачі. ./Укл. Б.М.Кутепов.-Запоріжжя: ЗДТУ. 1998.-74с.
- 6 Конспект лекцій з дисципліни “Теорія механізмів і машин”. Кулачкові механізми. ./Укл. Б.М.Кутепов.- Запоріжжя: ЗДТУ.1999.-56с.

- 7 Методичні вказівки і завдання до курсового проекту з теорії механізмів і машин з використанням ЕОМ. Для студентів спеціальностей: 8.090206 – обладнання для обробки металів тиском, 8.092301 – технологія та устаткування зварювання.: /Укл. Б.М.Кутепов.- Запоріжжя:ЗНТУ.2011.- 85 с.
- 8 Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни “Теорія механізмів і машин”. Приклад виконання курсового проекту. Для студентів спеціальності всіх форм навчання.: /Укл. Б.М.Кутепов.- Запоріжжя:ЗНТУ.2011.- 85 с.

4 ЛІТЕРАТУРА ДЕРЖАВНИХ ВИДАВНИЦТВ, ЯКА ВИДАЄТЬСЯ ЧЕРЕЗ БІБЛІОТЕКУ ЗНТУ

- 1 Артоболевський І.І. Теорія механізмів і машин: Підр. для втузів.
2-е видання, перероб. та доп. – К.: Наука. 1957.-647с.
- 2 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов – 4 – е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.-640с.
- 3 Артоболевский И.И., Эдельштейн В.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. Учеб. пособие, 2-е изд.- М.:Наука,1975.
- 4 Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Підручник – Київ: Наукова думка, 2002. – 660 с.: ил.
- 5 Теория механизмов и машин. Учеб. для втузов/К.В.Фролов., С.А.Попов, А.К.Мусатов и др.: Под ред. К.В.Фролова.-М.: Высш.шк., 1987.-496с.: ил.
- 6 Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов/ Под ред. К.В.Фролова. – М.: Высш. шк., 1986. – 295 с.: ил.
- 7 Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько, В.М.Сенчішак та ін. – Івано-Франківськ: 1996. – 357 с.
- 8 СТП 15-96. Стандарт підприємства. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів. Вимоги і правила оформлення.