

КУРСОВА РОБОТА З ДИСЦИПЛІНИ «ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН» ЯК ПІДГРУНТЯ МАЙБУТНІХ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В'ячеслав Пасіка¹, д. т. н., Петро Коруняк², к. т. н., Назар Крента¹,
Олександр Гончарук³, ст. викладач

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна,
e-mail: vrasika53@gmail.com

²Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: petrokoruniak@gmail.com

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна,
e-mail: nazarii.krenta.mb.2020@lpnu.ua

³Українська академія друкарства, вул. Підголюком, 21, м. Львів, Україна,
e-mail: goncharuk131@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.037>

Пасіка В., Коруняк П., Крента Н., Гончарук О. Курсова робота з дисципліни «Теорія механізмів і машин» як підґрунтя майбутніх наукових досліджень

У статті розглянуто питання формування теми курсових робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин», яка б відповідала сучасним технологіям проведення теоретичних досліджень з використання комп'ютерної техніки. Сучасний розвиток комп'ютерної техніки, програмного забезпечення та їх доступність дозволяють усучаснити й розширити завдання на курсову роботу. Показано, що заміна графоаналітичних методів аналітичними не тільки вивільнить час на виконання курсової роботи, а й дозволить ознайомити студентів з першими двома етапами проектування механізмів і машин – задачами синтезу та аналізу.

У статті проведено кінематичний синтез чотириланкового важільного механізму за крайніми позиціями виконавчої ланки (коромисла) і визначено довжини ланок. Показано схему кінематичного ланцюга урухомлення виконавчого механізму та її динамічну модель. Проведено динамічний синтез виконавчого важільного механізму і визначено зведені моменти інерції та сил опору до корби. Записана математична модель руху ланки зведення (корби). Для спрощення математичних обчислень зведені момент інерції і сил опору прийнято сталими. Стійкий інтервал роботи електродвигуна апроксимовано прямою лінією і визначено її коефіцієнти. За максимальним моментом сил опору визначено марку електродвигуна та передавальне число редуктора кінематичного ланцюга. Для синтезованого закону руху корби проведено кінематичний та кінестатичний аналізи важільного механізму. Обчислено кінематичні характеристики ланок механізму та реакції в кінематичних парах. Результати обчислень показані у вигляді графіків і годографів сил. Для перевірки правильності аналітичних обчислень зрівноважувальний момент обчислено двома способами і порівняно отримані результати.

Ключові слова: теорія механізмів і машин, кінематичний ланцюг, динамічний синтез, кінематичний і динамічний аналізи, механічна характеристики асинхронного електродвигуна.

Pasika V., Koruniak P., Krenta N., Honcharuk O. Term paper on the Theory of mechanisms and machines as a basis for future scientific research

The article considers the issue of composing the topic of the term paper in the Theory of mechanisms and machines, which would correspond to the modern technologies of conducting theoretical research on the use of computer technology. The modern development of computer technology, software and their availability allows modernizing and expanding the tasks for the term paper. It is shown that replacement of the graph-analytical methods with analytical ones will not only free up time for the term paper, but will also allow students to get acquainted with the first two stages of designing mechanisms and machines – tasks of synthesis and analysis.

In the article, a kinematic synthesis of a crank-and-rocker mechanism is carried out according to the extreme positions of the executive link (rocker arm) and the lengths of the links are determined. The scheme of the kinematic chain of an actuator drive and its dynamic model is shown. A dynamic synthesis of the executive lever mechanism is carried out and the combined moments of inertia and forces of resistance to the crank are determined. A mathematical model of movement of the crank is recorded. To simplify mathematical calculations, the combined moment of inertia and resistance forces are

assumed as constant. A straight line approximates the stable interval of operation of the electric motor and its coefficients are determined. The formula for the angular speed of the crank is given and its graph is plotted. The brand of the electric motor and the gear ratio of the kinematic chain reducer are determined by the maximum moment of the resistance forces. For the synthesized law of crank motion, the kinematic and force analysis of the lever mechanism was carried out. The kinematic characteristics of the mechanism links and reactions in kinematic pairs were calculated. The results of calculations are shown in the form of graphs and hodographs of forces. To check the correctness of the analytical calculations, the balancing moment is calculated in two ways and the obtained results are compared.

Key words: theory of mechanisms and machines, kinematic chain, dynamic synthesis, kinematic and dynamic analysis, mechanical characteristic of an asynchronous electric motor.

Постановка проблеми. Щоб створювати міцні, надійні, високопродуктивні, але водночас легкі машини, що мають мінімальні металомісткість та енергозатрати, необхідно володіти знаннями з низки дисциплін. Однією з таких дисциплін є теорія механізмів і машин (ТММ).

Проектування будь-якої машини починають з вибору структури, визначення її кінематичних і динамічних параметрів. Далі на основі отриманих результатів розробляють конструкцію, вибирають поперечні розміри і матеріали кожної деталі зокрема. Закінчують проектування вибором методів і засобів виготовлення тієї чи іншої конструкції. Очевидно, що вибір структури механізму, точність проведення обчислень її кінематичних і динамічних параметрів є визначальними у створенні нових машин. У більшості закладів вищої освіти України в курсовій роботі обчислення параметрів проводять графоаналітичними методами, які в сучасних умовах не можна вважати ефективними. До того ж на курсову роботу винесено три механізми, які між собою кінематично не пов'язані. Студент не бачить і не розуміє ролі цих механізмів у кінематичному ланцюгу урухомлення виконавчого органа.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останніми десятиліттями, і особливо останніми роками, час аудиторних занять із загальноінженерних дисциплін суттєво зменшений. Так, на дисципліну «Теорія механізмів і машин» відведено на лекції, практичні та лабораторні заняття по одній годині в тиждень. Зменшення кількості аудиторних годин, заміна курсового проекту на курсову роботу заставляє по-іншому підійти до формування тем курсових робіт із дисципліни ТММ. Цьому сприяють і сучасний розвиток комп'ютерної техніки, програмного забезпечення та їх доступність. Організація економічного співробітництва та розвитку (ОЕСР) ще у 2019 р. заявила про три мегатренди, які впливають на майбутнє освіти [11]. Серед них є і мегатренд «цифровізація». Сьогодні «освіта відстає від цифровізації, і необхідно докласти більше зусиль, щоб скористатися інстру-

ментами та сильними сторонами нових технологій...» [8]. У таких умовах перед викладачем постає дилема: або поверхово познайомити студентів із найбільш поширеними механізмами без конкретики проведених обчислень чи досліджень, або зробити акцент на чомусь одному. Проте й тут необхідно робити вибір: розглядати важільні, зубчасті, кулачкові чи механізми руху або комбіновані? Обмежитись визначенням лише кінематичних чи силових характеристик? Розглядати механізм як окрему самостійну одиницю чи як елемент у кінематичному переривчастому ланцюгу урухомлення виконавчого органа? Проводити аналіз шестиланкових механізмів чи з урахуванням зменшення часу аудиторних занять зупинитись на чотириланкових? Варіантів, як бачимо, багато, і вибір тут залежить від викладача та від специфіки конкретного університету.

На сьогодні в багатьох університетах України курсові роботи виконують графоаналітичними методами, які затратні за часом, мають низьку точність і, що головне, не дозволяють проводити аналітичні дослідження. Використання комп'ютерної техніки дасть змогу не лише скоротити час числових обчислень, а й по-іншому підійти до формулювання теми роботи. Дозволить ознайомити студентів з елементами досліджень і першими двома етапами проектування механізмів і машин. У деяких університетах (Харків [2], Хмельницький [5], Івано-Франківськ [6]) значно скоротили або відмовились від затратних за часом графоаналітичних методів дослідження механізмів. У них розроблені аналітичні методи й обчислювальні програми, які уможливають проведення аналізу кінематичних і динамічних характеристик механізмів. Однак і тут на курсову роботу винесені механізми, які кінематично не пов'язані між собою.

Постановка завдання. Сформулювати тему курсової роботи і на конкретному прикладі показати її виконання. Тема курсової має бути комплексною і максимально наближеною до практики. Дослідження проводити з використанням комп'ютерної техніки.

Виклад основного матеріалу. У процесі проведених досліджень використані знання з дисциплін: теорія механізмів і машин, теоретична механіка, вища математика, електричні машини. Обчислення проведені в середовищі MATLAB-18.

На сьогодні в багатьох університетах курсова робота містить три розділи:

- структурний, кінематичний і кінетостатичний аналізи шестиланкових важільних механізмів;
- синтез зубчастого зачеплення;
- синтез кулачкового механізму.

Усі ці розділи самостійні і не залежать один від одного. Вони не показують взаємозв'язку між різними механізмами в кінематичному ланцюгу урухомлення технологічної машини. Не формують у студентів цілісного бачення передачі руху від двигуна до виконавчого органа. Не дозволяють сформулювати і розв'язати основну задачу динаміки руху механічних систем з подальшим визначенням зусиль між елементами кінематичного ланцюга. Тому, на наш погляд, темою курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин» мусить бути тема, на основі якої можна показати технологію проведення теоретичних досліджень на перших двох етапах проектування машин. Зрозуміло, що в межах курсової роботи будуть зроблені певні допущення, які, однак, не змінять технології проведення досліджень, а лише спростять складність математичного апарату. Але тут у викладача є можливість, у межах наукової роботи зі студентами, кількість допущень зменшити і отримати більш реалістичні результати. На наш погляд, темою курсової роботи з ТММ може бути: «Динамічний синтез важільного/комбінованого механізму за заданим технологічним навантаженням і крайніми положеннями вихідної ланки». У результаті виконання роботи необхідно:

- синтезувати невизначені розміри ланок і закон руху урухомчої ланки;
- підібрати необхідні зубчастий механізм та електродвигун;
- за визначеним законом руху урухомчої ланки аналітично обчислити положення, кінематичні характеристики та сили взаємодії між ланками механізму;
- результати подати у вигляді графічних залежностей на аркушах А1 (два або три аркуші).

Обчислення провести за розробленими на кафедрах обчислювальними програмами або самостійно.

Виконавчим механізмом можуть бути важільні, кулачкові або комбіновані механізми.

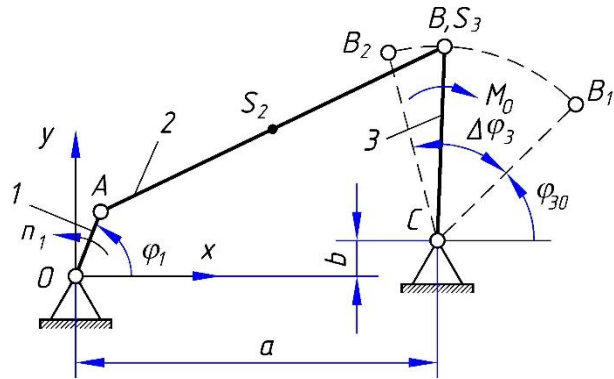


Рис. 1. Структурна схема важільного механізму
Fig. 1. Structural diagram of a lever mechanism

Завдання на курсову роботу

Задано структурну схему виконавчого механізму (рис. 1) і такі числові дані:

$$a = 0,15 \text{ м}; \quad b = 0,1a \text{ м}; \quad l_{BC} = 0,25 \text{ м}; \quad l_{BD} = l_{BC} / 3;$$

$$l_{CD} = 4l_{BC} / 3; \quad \varphi_{30} = 50^\circ; \quad \Delta\varphi_3 = 32^\circ;$$

$$n_1 = 130 \text{ об/хв}; \quad m_1 = 2,6 \text{ кг}; \quad m_2 = 34,7 \text{ кг};$$

$$m_3 = 33,3 \text{ кг}, \quad I_{S_1} = 0,00035 \text{ кгм}^2;$$

$$I_{S_2} = 0,8356 \text{ кгм}^2; \quad I_{S_3} = 0,74 \text{ кгм}^2, \quad M_0 = 100 \text{ Нм}.$$

Визначити:

- довжини ланок механізму;
- закон руху урухомчої ланки;
- марку електродвигуна (ЕД);
- редуктор для передачі руху від електродвигуна до корби OA виконавчого механізму;
- для синтезованого закону руху корби обчислити кінематичні і кінетостатичні характеристики механізму;
- результати подати у вигляді графіків та годографів.

1.1. Структурний аналіз та кінематичний синтез механізму

Кінематичний ланцюг $OABC$ містить $n = 3$ рухомі ланки і $p_V = 4$ кінематичні пари (КП) V класу, $p_{IV} = 0$. За формулою Чебишева обчислюємо рухомість ланцюга:

$$W = 3n - 2p_V - p_{IV} = 1.$$

Отже, механізм має одну урухомчу ланку.

За початковим положенням φ_{30} і розмахом $\Delta\varphi_3$ коромисла BC з очевидної системи рівнянь

$$\begin{cases} l_{OB_1} = l_{OA} + l_{AB}; \\ l_{OB_2} = l_{AB} - l_{OA} \end{cases}$$

визначаємо невідомі довжини гонка AB і корби OA :

$$l_{OA} = \frac{l_{OB_1} - l_{OB_2}}{2} = 0,013 \text{ мм},$$

$$l_{AB} = \frac{l_{OB_1} + l_{OB_2}}{2} = 0,174 \text{ мм}.$$

1.2. Динамічний синтез

Кінематичний ланцюг для передавання обертального руху від *ЕД* до виконавчого механізму зобразимо у вигляді схеми (рис. 2), а його динамічну модель – у вигляді рис. 3. У результаті динамічного синтезу визначимо марку *ЕД*, передавальне відношення i_p і зведений момент інерції $I_{ред}^*$ редуктора, закон руху $\phi_1(t)$ урухомчої ланки (корби *ОА*) механізму.

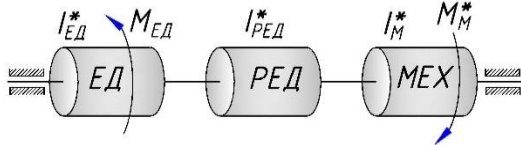


Рис. 2. Схема кінематичного ланцюга
Fig. 2. Scheme of a kinematic chain

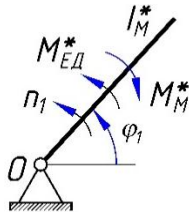


Рис. 3. Динамічна модель кінематичного ланцюга
Fig. 3. Dynamic model of a kinematic chain

Зведений момент інерції механізму I_M^* обчислюємо з рівності кінетичної енергії ланки зведення і кінетичної енергії всього механізму. Кінетичну енергію корби і коромисла обчислюємо як енергію тіла, яке обертається навколо нерухомої осі. Гонок виконує складний рух, тому його кінетична енергія містить енергію поступального та обертального рухів. З урахуванням викладеного зведений момент інерції обчислюємо за виразом

$$I_M^* = I_O + I_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_C \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2, \quad (1)$$

де $I_O = m_1 l_1^2 / 3$ – момент інерції маси корби, $I_C = I_{S_3} + m_3 l_3^2$ – момент інерції маси коромисла за обертання навколо *КП С*, ω_1, ω_2 і ω_3 – кутові швидкості корби, гонка і коромисла, v_{S_2} – швидкість центра мас S_2 гонка.

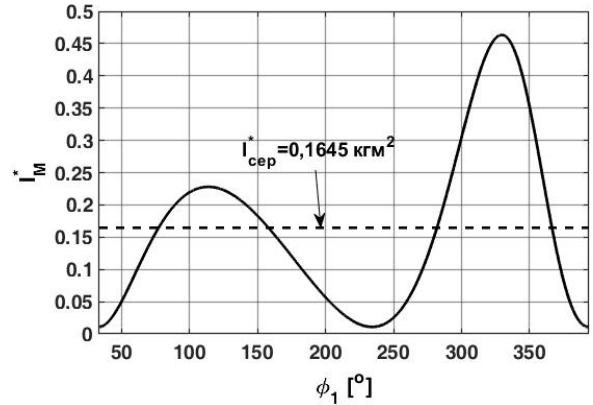


Рис. 4. Зведений до корби момент інерції механізму
Fig. 4. Moment of the mechanism inertia reduced to the crank

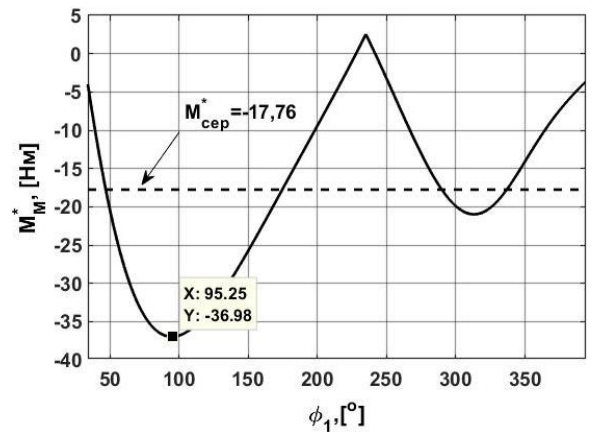


Рис. 5. Зведений до корби момент сил опору механізму

Fig. 5. Moment of the mechanism resistance forces reduced to the crank

Тут і надалі аналітичні залежності для визначення кінематичних характеристик ланок і точок на ланках механізму беремо із [7]. З цими уточненнями відношення швидкостей в (1) такі:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{l_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\frac{v_{S_2}}{\omega_1} = \frac{-l_1 \sin(\varphi_1) - \frac{\omega_2}{\omega_1} l_{S_2} \sin(\varphi_2)}{\cos(\gamma_{S_2})},$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{l_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\text{де } \text{tg}(\gamma_{S_2}) = \frac{l_1 \cos(\varphi_1) + \frac{\omega_2}{\omega_1} l_{S_2} \cos(\varphi_2)}{-l_1 \sin(\varphi_1) - \frac{\omega_2}{\omega_1} l_{S_2} \sin(\varphi_2)}$$

– кут нахилу вектора швидкості центра мас S_2 до осі абсцис.

Кути нахилу φ_2 і φ_3 ланок AB і BC до осі абсцис дорівнюють:

$$\varphi_2 = \beta + \mu, \quad \varphi_3 = \varphi_2 + \delta, \quad (2)$$

$$\text{де } \beta = \arctg \frac{y_C - y_A}{x_C - x_A}, \quad \mu = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{AC}^2}{2l_2l_3},$$

$$\delta = \arccos \frac{l_2^2 + l_{AC}^2 - l_3^2}{2l_2l_{AC}},$$

$$l_{AC} = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2}$$

$$x_A = l_1 \cos(\varphi_1), \quad y_A = l_1 \sin(\varphi_1),$$

$$x_C = a, \quad y_C = b. \quad (3)$$

Зведений момент M_M^* сил опору механізму визначаємо з рівності потужності зведеного моменту і потужностей сил та моментів сил опору G_2 , G_3 і M_O :

$$M_M^* = G_2 \frac{v_{s_2}}{\omega_1} \cos(3\pi/2 - \gamma_{s_2}) + G_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} l_3 \cos(3\pi/2 - \gamma_{s_3}) + M_O \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad (4)$$

де $\gamma_{s_3} = \varphi_3 + \frac{\pi}{2} \text{sign}(\omega_3)$ – кут нахилу вектора швидкості KPB до осі абсцис.

Зведені моменти інерції механізму і сил опору показані на рис. 4, 5.

Оскільки момент інерції важільних механізмів не є сталим, а урухомлювачем технологічних машин є ЕД, то математичну модель руху механізму подаємо у формі [4; 7; 9; 10]:

$$I^*(\varphi_1) \frac{d\omega}{dt} + \frac{dI^*(\varphi_1)}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2} = M_{ED}^*(\omega) - M_M^*(\varphi_1), \quad (5)$$

де $I^*(\varphi_1) = I_{ED}^* + I_{RED}^* + I_M^*$ – зведений до корби момент інерції електродвигуна, редуктора і механізму, M_{ED}^* – зведений до корби рушійний момент ЕД.

Дане рівняння нелінійне першого порядку, розв'язати яке аналітично неможливо. Тому в межах курсового проекту зробимо такі спрощення:

– момент інерції механізму приймаємо сталим, який дорівнює середньому значенню моменту інерції:

$$I_M^* = I_{сеп}^* = 0,1645 \text{ кгм}^2; \quad I_M^* = I_{сеп}^* = \frac{\sum I_M^*(\varphi_1)}{k_{\varphi_1}},$$

де k_{φ_1} – кількість значень аргументу φ_1 ;

– зведений момент сил опору

$$M_M^*(\varphi_1) = |M_{сеп}^*| = 17,76 \text{ Нм};$$

$$M_M^*(\varphi_1) = M_{сеп}^* = \frac{\sum M_M^*(\varphi_1)}{k_{\varphi_1}}$$

приймаємо сталим, як середнє арифметичне його значень.

1.3. Вибір редуктора

Щоб обчислити зведений момент інерції редуктора I_{RED}^* , необхідно знати кількість проміжних валів. Наведемо приклад визначення моментів інерції для редукторів з одним проміжним валом, які найбільш поширені. У таких редукторах є вхідний і вихідний вали, які з'єднані між собою проміжним валом через циліндричні зубчасті колеса. Зведений до корби (вихідного вала редуктора) момент інерції такого редуктора визначаємо з рівності кінетичних енергій валів редуктора і ланки зведення:

$$I_{RED}^* = I_{1p} i_p^2 + I_{2p} i_{23}^2 + I_{3p}, \quad (6)$$

де I_{1p} , I_{2p} , I_{3p} – моменти інерції вхідного (вхідний вал редуктора з'єднаний із валом ЕД), проміжного і вихідного (з'єднаний із валом корби механізму) валів редуктора, $i_p = n_n / n_1$ – необхідне передавальне число редуктора, n_n – номінальна частота обертання ЕД, i_{23} – передавальне число від проміжного вала редуктора до вихідного.

У межах курсової роботи моменти інерцій валів редуктора будуть задані.

Зведений до корби момент інерції електродвигуна

$$I_{ED}^* = I_{ED} i_p^2, \quad (7)$$

де I_{ED} – момент інерції ротора, який визначають за паспортними даними ЕД.

1.4. Вибір електродвигуна

Вибір ЕД уже наведений у праці [3]. Тут ми повторимо вибір, щоб уявлення про КР було цілісним.

За урухомлювач приймаємо асинхронний електродвигун, механічна характеристика якого показана на рис. 6. Стійку частину HC механічної характеристики роботи електродвигуна наближено апроксимуємо прямою лінією

$$M_{ED} = A\omega + B,$$

де коефіцієнти $A = M_n / (\omega_n - \omega_c)$ і $B = -A\omega_c$ визначаємо за умовами: для $\omega = \omega_n \rightarrow M_{ED} = M_n$, $\omega = \omega_c \rightarrow M_{ED} = 0$, ω_n і ω_c – номінальна і синхронна кутові швидкості ЕД.

Для передавального відношення редуктора i_p момент електродвигуна, зведений до корби, дорівнюватиме:

$$M_{\text{ЕД}}^* = i_p \cdot (A\omega + B) \quad (8)$$

Конкретний ЕД вибираємо за максимальним значенням моменту сил опору $M_{O \text{ max}} \approx |-36,98| \text{ Нм}$ (див. рис. 5), який створює на валу корби потужність $P_1 = M_{O \text{ max}} \omega_1 = 0,503 \text{ кВт}$, де $\omega_1 = 13,61 \text{ с}^{-1}$ частота обертання корби. Оскільки між валами корби і ЕД є редуктор, то розрахункова потужність на валу ЕД з урахуванням коефіцієнта корисної дії редуктора буде $P_{\text{ЕД р}} = P_1 / \eta \approx 0,547 \text{ кВт}$, де $\eta = 0,92$ коефіцієнт двосхідчастого циліндричного редуктора з двома парами прямозубих і косозубих коліс. Зі стандартного ряду [1] за номінальною потужністю вибираємо ЕД 4АМ63В2 з такими характеристиками:

$$\begin{aligned} P_{\text{н}} &= 0,55 \text{ кВт}; \quad n_{\text{н}} = 2745 \text{ об/хв}; \\ \omega_{\text{н}} &= 287,46 \text{ с}^{-1}; \quad n_{\text{с}} = 3000 \text{ об/хв}; \\ \omega_{\text{с}} &= 314,16 \text{ с}^{-1} \end{aligned}$$

Обчислюємо номінальний момент ЕД $M_{\text{н}} = P_{\text{н}} / \omega_{\text{н}} = 1,913 \text{ Нм}$, коефіцієнти $A = 0,0716 \text{ Нмс}$ і $B = 22,51 \text{ Нм}$. Тоді момент електродвигуна, зведений до корби, буде таким:

$$M_{\text{ЕД}}^* = \frac{n_{\text{н}}}{n_1} (-0,0716\omega + 22,51) \text{ Нм} \quad (9)$$

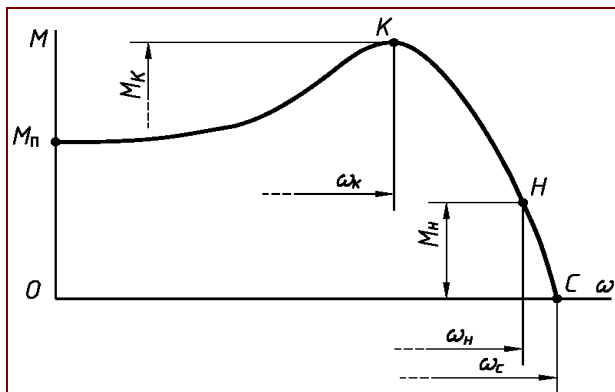


Рис. 6. Механічна характеристика асинхронного електродвигуна

Fig. 6. Mechanical characteristics of an asynchronous electric motor

1.5. Визначення закону руху урухомчої ланки зведення

Таким чином, усі параметри, які входять у рівняння (5), визначені за (1), (4), (6), (7), (8) або (9).

З прийнятими допущеннями диференціальне рівняння (5) руху механізму, зведеного до корби, буде таким:

$$I_{\text{сеп}}^* \frac{d\omega}{dt} = i_p (A\omega + B) - M_{\text{сеп}}^*$$

$$\text{де } i_p = \frac{n_{\text{н}}}{n_1} = \frac{2745}{130} = 21,14.$$

Ділимо рівняння на $I_{\text{сеп}}^*$ і зводимо інтеграл до відомого:

$$\frac{d\omega}{i_p (a_i \omega + b_i) - m_i} = dt, \quad (10)$$

$$\text{де } a_i = A / I_{\text{сеп}}^*, \quad b_i = B / I_{\text{сеп}}^*, \quad m_i = M_{\text{сеп}}^* / I_{\text{сеп}}^*.$$

Рівняння (10) інтегруємо за нульових початкових умов ($t = 0 \rightarrow \omega = 0$) і після нескладних перетворень визначаємо кутову швидкість ЕД:

$$\omega = \frac{(i_p b_i - m_i)(e^{i_p a_i t} - 1)}{i_p a_i}, \quad (11)$$

графік якої показаний на рис. 7 для інтервалу часу з $t=0$ до $t=0,2 \text{ с}$.

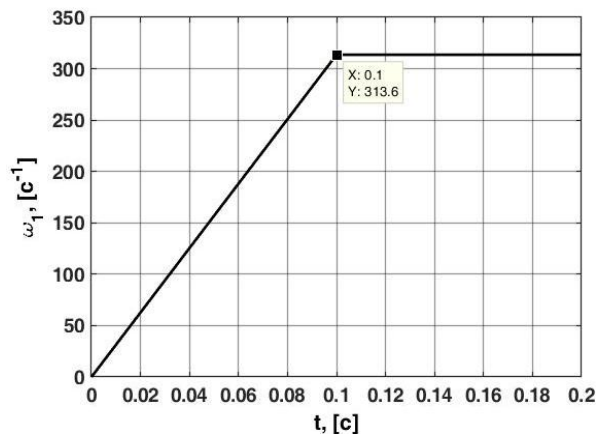


Рис. 7. Залежність синтезованої кутової швидкості корби від часу

Fig. 7. Dependence of the synthesized angular velocity of the crank on time

Для заданого технологічного навантаження і прийнятих допущень вал ЕД обертатиметься з усталеною кутовою швидкістю $\omega_y = \omega = 313,6 \text{ с}^{-1}$.

У разі проведення динамічного синтезу без прийнятих допущень кутова швидкість протягом одного оберту циклічно змінюватиметься в межах $\omega_{\text{min}} \leq \omega < \omega_{\text{max}}$, але робитиме $n = 2745 \text{ об/хв}$.

Кутова швидкість корби дорівнюватиме

$$\omega_1 = \omega_y / i_p = 14,85 \text{ с}^{-1}.$$

Кутове пришвидшення вала ЕД для прийнятих спрощень обчислюємо за $\varepsilon = (i_p b_i - m_i) e^{i_p a_i t}$ і від часу $t \geq 0,1$ с дорівнює нулеві ($\varepsilon_y = 0$). У випадку змінних зведених моментів інерції $I^*(\varphi_1) \neq \text{const}$ і сил опору $M_M^*(\varphi_1) \neq \text{const}$ кутове пришвидшення вала ЕД визначають числовим способом.

1.6. Визначення внутрішніх зусиль у ланках механізму

Щоб раціонально сконструювати кінематичні пари і самі ланки механізму, вибрати відповідні матеріали, а за необхідності й види термічного оброблення, необхідно визначити зусилля (реакції), які діють у кінематичних парах. У разі низькошвидкісних механічних систем, коли сили і моменти сил інерції значно менші від корисного навантаження, зусилля в КП можна визначати без інерційного навантаження. У разі співрозмірних інерційного та корисного навантажень використовують метод кінестатики, для якого необхідно визначити пришвидшення мас механізму.

1.6.1. Кінематичний аналіз

Розглянемо усталений рух. За результатами динамічного синтезу отримано усталені кутові швидкості і пришвидшення, які задають рух корбі. Тому приймаємо

$$\omega_1 = \omega_y = 14,85 \text{ c}^{-1}; \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_y = 0.$$

Положення ланок обчислюємо за наведеними вище залежностями (2), (3).

Кутові швидкості ω і пришвидшення ε ланок AB і BC обчислюємо за залежностями в розділі «Структурна група I виду» [7]:

$$\omega_2 = \frac{v_A \cos(\varphi_3 - \gamma_a)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_A \cos(\psi_A - \varphi_3) + \omega_3^2 l_3 - \omega_2^2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\omega_3 = \frac{v_A \cos(\varphi_2 - \gamma_a)}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_A \cos(\psi_A - \varphi_2) + \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - \omega_2^2 l_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}$$

де $v_A = \omega_y l_1$, $a_A = \omega_y^2 l_1$

і $\gamma_a = \varphi_1 + \pi/2$, $\psi_a = \varphi_1 \pm \pi$ – модуль і кут нахилу векторів швидкості і пришвидшення $KП A$.

Кінематичні характеристики центра ваги гонка S_2 і коромисла S_3 обчислюємо за залежностями

наведеними в розділі «Кінематика окремої точки» [7]:

– координати:

$$x_{S_2} = l_1 \cos(\varphi_1) + l_{AS_2} \cos(\varphi_2);$$

$$y_{S_2} = l_1 \sin(\varphi_1) + l_{AS_2} \sin(\varphi_2);$$

– швидкості:

$$v_{S_2} = \frac{(v_A \cos \gamma_A - \omega_2 l_{AS_2} \sin \varphi_2)}{\cos \gamma_{S_2}}, \quad v_{S_3} = l_3 \varphi_3;$$

– пришвидшення:

$$a_{S_2} = \frac{a_A \sin \psi_A - \omega_2^2 l_{AS_2} \sin \varphi_2 + \varepsilon_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2}{\sin \psi_{S_2}},$$

$$a_{S_3} = l_3 \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2},$$

де

$$\gamma_{S_2} = \arctg \frac{v_A \sin \gamma_A + \omega_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2}{v_A \cos \gamma_A - \omega_2 l_{AS_2} \sin \varphi_2}$$

$$\psi_{S_2} = \arctg \frac{a_A \sin \psi_A - \omega_2^2 l_{AS_2} \sin \varphi_2 + \varepsilon_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2}{a_A \cos \psi_A - \omega_2^2 l_{AS_2} \cos \varphi_2 + \varepsilon_2 l_{AS_2} \sin \varphi_2},$$

$$\gamma_{S_3} = \varphi_3 + 0,5\pi \text{ sign}(\omega_3)$$

$$\psi_{S_3} = \varphi_3 \pm \pi - \arctg \frac{\varepsilon_3}{\omega_3^2} - \text{кути нахилу векторів}$$

швидкостей і пришвидшень точок S_2 і S_3 до осі абсцис.

Кінематичні характеристики коромисла показані на рис. 8.

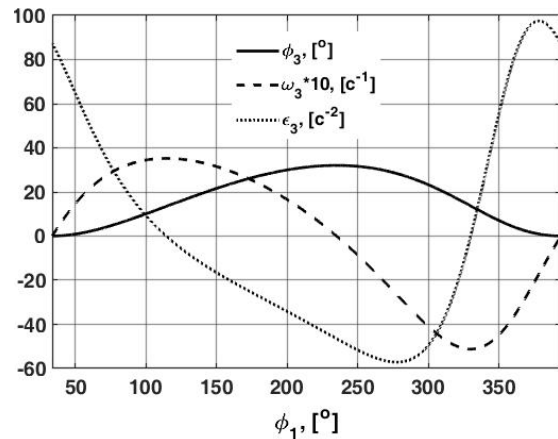


Рис. 8. Кінематичні характеристики виконавчої ланки (коромисла)

Fig. 8. Kinematic characteristics of the executive link (rocker arm)

1.6.2. Кінестатичний аналіз

Сили взаємодії між ланками механізму і зрівноважувальний момент обчислюємо за залежностями [7], розділи 3 і 5.

Обчислюємо інерційні навантаження механізму.

Сили тяжіння: $G_i = m_i g$, де $i=1, 2$ і 3 вказує на номер ланки; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – пришвидшення вільного падіння.

Сили і моменти сил інерції ланок: $F_{S_i} = m_i a_{S_i}$ і $M_{S_i} = -\varepsilon_i I_{S_i}$.

Розглядаємо групу Ассура ABC (рис. 9).

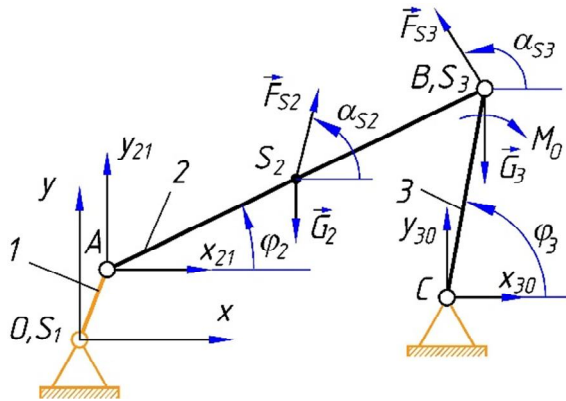


Рис. 9. Схема навантаження структурної групи ABC
Fig. 9. Load diagram of the ABC type group

Спочатку за загальними аналітичними залежностями визначимо складові x_{23} , y_{23} реакції R_{23} у внутрішній кінематичній парі B , які для нашої структурної групи матимуть такий вигляд:

$$x_{23} = \frac{l_2 \cos \varphi_2 \Sigma M_{C3B} + l_3 \cos \varphi_3 \Sigma M_{A2B}}{l_2 l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$y_{23} = \frac{l_2 \sin \varphi_2 \Sigma M_{C3B} + l_3 \sin \varphi_3 \Sigma M_{A2B}}{l_2 l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

де

$\Sigma M_{A2B} = -G_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2 + F_{S_2} l_{AS_2} \sin(\alpha_{S_2} - \varphi_2) + M_{S_2}$
і $\Sigma M_{C3B} = -G_3 l_3 \cos \varphi_3 + F_{S_3} l_3 \sin(\alpha_{S_3} - \varphi_3) + M_{S_3} + M_0$ – суми моментів усіх відомих сил і моментів, які діють на ланку 2 відносно $KП A$ і на ланку 3 відносно $KП C$.

Модуль R_{23} вектора повної реакції в кінематичній парі B і кут α_{23} його нахилу до осі абсцис обчислюємо за виразами:

$$R_{23} = \sqrt{x_{23}^2 + y_{23}^2}, \quad \alpha_{23} = \arctg(y_{23} / x_{23}).$$

Складові реакції в кінематичній парі A обчислюємо за виразами:

$$x_{21} = -x_{23} - \Sigma F_{2xB}, \quad y_{21} = -y_{23} - \Sigma F_{2yB},$$

де $\Sigma F_{2xB} = F_{S_2} \cos \alpha_{S_2}$, $\Sigma F_{2yB} = -G_2 + F_{S_2} \sin \alpha_{S_2}$ – сума проєкцій на осі координат відомих сил, що діють на ланку AB .

Модуль R_{21} вектора повної реакції в кінематичній парі A і кут його нахилу α_{21} обчислюємо так:

$$R_{21} = \sqrt{x_{21}^2 + y_{21}^2}, \quad \alpha_{21} = \arctg(y_{21} / x_{21}).$$

Обчислюємо модуль R_{30} вектора повної реакції в кінематичній парі C і кут його нахилу α_{30} :

$$R_{30} = \sqrt{x_{30}^2 + y_{30}^2}, \quad \alpha_{30} = \arctg(y_{30} / x_{30}),$$

де $x_{30} = x_{23} - \Sigma F_{3xB}$, $y_{30} = y_{23} - \Sigma F_{3yB}$,

$\Sigma F_{3xB} = F_{S_3} \cos \alpha_{S_3}$, $\Sigma F_{3yB} = -G_3 + F_{S_3} \sin \alpha_{S_3}$.

Розглянемо урухомчу ланку OA (рис. 10).

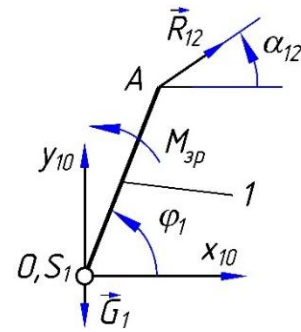


Рис. 10. Схема навантаження структурної групи OA
Fig. 10. Load diagram of type group OA

На урухомчу ланку діють відомі сили G_1 , R_{12} і невідома реакція $R_{10}(x_{10}, y_{10})$ та зрівноважувальний момент M_{zp} . Реакція $\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}$ за третім законом Ньютона, тобто $|R_{12}| = |R_{21}|$, $\alpha_{12} = \alpha_{21} + \pi$ – кут нахилу вектора \vec{R}_{12} до осі абсцис. З рівняння рівноваги урухомчої ланки $\Sigma M_O = 0$ обчислюємо значення зрівноважувального моменту: $M_{zp} = -l_1 R_{12} \sin(\alpha_{12} - \varphi_1)$.

З рівнянь рівноваги ланки $\Sigma F_x = 0$ і $\Sigma F_y = 0$ обчислюємо складові реакції R_{10} :

$$x_{10} = -R_{12} \cos \alpha_{12}, \quad y_{10} = G_1 - R_{12} \sin \alpha_{12}.$$

За теоремою Піфагора обчислюємо вектор повної реакції у $KП O$:

$$R_{10} = \sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2}, \quad \alpha_{10} = \arctg(y_{10} / x_{10}).$$

Отже, сили взаємодії між ланками визначені.

1.6.3. Метод балансу потужностей

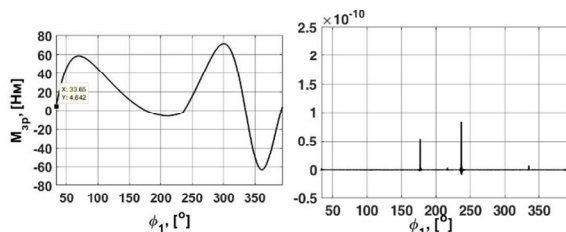
Для перевірки правильності аналітичних обчислень використаємо метод балансу потужностей. Згідно з цим методом потужність зрівноважувального моменту плюс сума потужностей усіх інших сил і моментів, які діють у механізмі (крім реакцій), мусить дорівнювати нулеві:

$$\Sigma P_{M_{зп}} + \Sigma P_F + \Sigma P_M = 0, \quad (12)$$

де ΣP_F – сума потужностей сил; ΣP_M – сума потужностей моментів сил.

З рівняння (12) визначаємо значення зрівноважувального моменту:

$$M_{зп} = -\frac{P_G + P_{F_s} + P_M}{\omega_1},$$



а б
а б

де $P_G = -G_2 v_{s_2} \sin(\gamma_{s_2}) - G_3 v_{s_3} \sin(\gamma_{s_3})$ – потужність сил тяжіння,

$P_{F_s} = F_{s_2} v_{s_2} \cos(\alpha_{s_2} - \gamma_{s_2}) + F_{s_3} v_{s_3} \cos(\alpha_{s_3} - \gamma_{s_3})$ – потужність сил інерції,

$P_M = M_{s_3} \omega_3 - M_O \text{sign}(\omega_3) \omega_3$ – потужність моментів сил.

Кінестатичний аналіз вважають проведеним правильно, якщо похибка між зрівноважувальними моментами, отриманими різними способами, дорівнює нулеві:

$$\Delta = \left| \frac{M_{зп} - M_{зп}}{M_{зп}} \right| \cdot 100\% \approx 0.$$

На рис. 10 показані деякі результати кінестатичного аналізу.

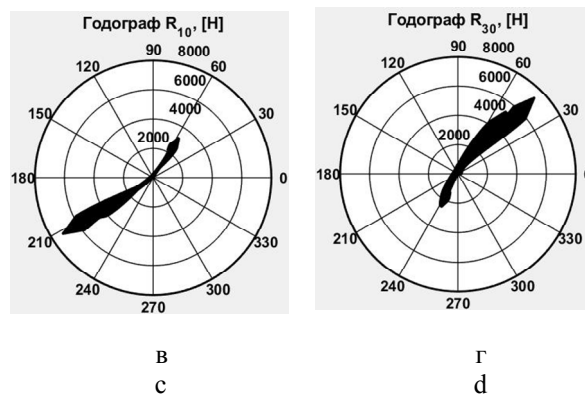


Рис. 10. Зрівноважувальний момент (а), похибка Δ (б), годографи реакцій у КР О (в) і С (г)
Fig. 10. Balancing moment (a), error (b), hodographs of reactions in KP O (c) and C (d)

Висновки

Виконання курсової роботи на сформульовану тему дасть змогу: ширше залучати студентів до наукової роботи; знайомити студентів зі сучасними комп'ютерними програмами високого рівня, які дозволяють не лише табулювати функцію, а й розв'язувати диференціальні рівняння і проводити наукові дослідження; розуміти роль кожного механізму в кінематичному ланцюгу і вміти визначати його характеристики.

Бібліографічний список

1. Вибір електродвигунів для машин і механізмів, які забезпечують виробничі процеси у сільському і лісовому господарстві / укл.: Ю. О. Ромасевич, В. М. Рибалко, Н. В. Матухно. Київ, 2015. 75 с.
2. Грунауер О. А., Долгіх І. Д. Теорія механізмів і машин (системний підхід): навч. посіб. Київ: НМК ВО, 1992. 376 с.
3. Динамічне аналізування механізму довбального верстату / В. Р. Пасіка, П. С. Коруняк, В. В. Зохнюк, Д. А. Роман. Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження. 2021. № 25. С. 42-49.

4. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник. Київ: Наук. думка, 2002. 660 с.
5. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad. Хмельницький: ХНУ, 2014. 295 с.
6. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: навч. посіб. / Є. І. Крижанівський та ін. Івано-Франківськ, 1996. 357 с.
7. Пасіка В. Р., Гелетій В. М. Аналітичний метод у дослідженнях важільних механізмів II класу. Львів; Дрогобич: ПОСВІТ, 2019. 142 с.
8. Стратегія розвитку вищої освіти в Україні на 2021–2031 роки. Київ, 2020. 71 с. URL: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/rizne/2020/09/25/rozvittu-u-vishchoi-osviti-v-ukraini-02-10-2020.pdf> (дата звернення: 15.03.2022).
9. Mata A. S., Torras A. B., Carrillo J. C. Fundamentals of Machine Theory and Mechanisms. Springer International Publishing, 2016.
10. Norton R. L. Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines. McGraw Hill, 2011.
11. Trends Shaping Education 2019. OECD Publishing, 2019. 107 p.

Стаття надійшла 15.09.2022