

УДК 669.162

Добров І.В., Сьомічев А.В.

АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ
КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

Dobrov I.V., Semichev A.V.

ALGORITHM FOR DETERMINATION OF ENERGY-FORCE
PARAMETERS OF CRANK-SLIDE MECHANISM

Метою роботи є розробка алгоритму та програми розрахунку енергосилових параметрів кривошипно-повзунного механізму з урахуванням апробованих на практиці та добре зарекомендованих себе: аналітичного методу розрахунку кінематики повзуна та графо-аналітичного методу розрахунку силових параметрів кривошипно-повзунного механізму.

Результати досліджень. Розроблено новий метод розрахунку та алгоритм визначення енергосилових параметрів кривошипно-повзунного механізму для персональних ПК.

Наукова новизна. Новий метод розрахунку та алгоритм визначення енергосилових параметрів відрізняється визначенням координат точок механізму та вирішенням рівнянь графічним методом.

Практична значимість. Створений алгоритм дозволяє виконати попередню оцінку енергосилових параметрів механізмів та агрегатів з використанням кривошипно-повзунних механізмів на стадії технологічного проектування, техніко-економічного обґрунтування нових агрегатів або модернізації існуючого обладнання при зміні технологічних режимів, пов'язаних з освоєнням випуску сучасної конкурентно спроможної продукції.

Ключові слова: кривошипно-повзунний механізм, енергосилові параметри, алгоритм, програма розрахунку.

The purpose of the work is to develop an algorithm and a program for calculating the power parameters of the crank-slider mechanism, taking into account the proven in practice and well-recommended: analytical method of calculating the kinematics of the slider and the graph-analytical method of calculating the power parameters of the crank-slider mechanism.

Research results. The new calculation method and an algorithm for determining the power parameters of the crank-slider mechanism for personal computers is developed.

Scientific novelty. The new calculation method and algorithm for determining power parameters is distinguished by the determination of the coordinates of the mechanism points and the solution of equations by a graphical method.

Practical significance. The created algorithm makes it possible to perform a preliminary assessment of the power parameters of mechanisms and aggregates using crank-slider mechanisms at the stage of technological design, technical and economic substantiation of new aggregates or modernization of existing equipment when changing technological regimes associated with the production of modern competitive products.

Key words: crank-slider mechanism, power parameters, algorithm, calculation program.

АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВИХ
ПАРАМЕТРІВ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО
МЕХАНІЗМУ

Вступ. Кривошипно-повзунні механізми використовуються в поршневих насосах, компресорах, станах холодної пильгерної прокатки труб, пресах. Тому, попередня оцінка енергосилових параметрів механізмів та агрегатів з використанням кривошипно-повзунних механізмів на стадії технологічного проектування, техніко-економічного обґрунтування нових агрегатів або модернізації існуючого обладнання при зміні технологічних режимів, пов'язаних з освоєнням випуску сучасної конкурентно спроможної продукції, є актуальною. На основі виконаних розрахунків та розробленої програми визначені переміщення точок та енергосилові параметри кривошипно-повзунного механізму, які необхідні для оцінки, технологічного проектування сучасного обладнання.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми. Алгоритм — кінцева сукупність точно заданих правил розв'язання деякого класу задач або набір інструкцій, що описують порядок дій вико-

навця для вирішення певного завдання. У старому трактуванні замість слова «порядок» використовувалося слово «послідовність», але з розвитку паралельності у роботі комп'ютерів слово «послідовність» стали замінювати загальним словом «порядок». Незалежні інструкції можуть виконуватися в довільному порядку, паралельно, якщо це дозволяють виконавці, що використовуються [1].

Наприклад, розглянемо розрахунок енергосилових параметрів кривошипно-повзунного механізму.

Кривошипно-повзунні механізми (КПМ) є представниками однієї з п'яти основних видів структурних груп 2-класу 2-го порядку, які використовуються при структурному аналізі різних складних механізмів [2-7]. У роботі [8] розроблено метод розрахунку та алгоритм визначення кінематичних параметрів кривошипно-повзунних механізмів (КПМ) для персональних ПК та з використанням Visual Basic. Відповідно подальший розвиток розрахунково-аналітичного методу дослідження різних конструкцій КПМ визначає розробку методу та алгоритму розрахунку енергосилових параметрів КПМ.

Добров І.В.,	
Сьомічев А.В.	

Метою роботи є розробка алгоритму та програми розрахунку енергосилових параметрів КПМ з використанням Visual Basic з урахуванням апробованих на практиці та добре зарекомендованих себе: аналітичного методу розрахунку кінематики повзуна КПМ [3,4] та графо-аналітичного методу розрахунку силових параметрів КПМ [1,2].

Матеріали та методи дослідження. Розглянемо (рис. 1) схему механізму КПМ [5] яка містить рухому ланку 1 (кривошип довжиною $l_1 = l_{OA}$), яку у

поточному положенні позначено відрізком OA_i ($i = 0, 1, 2, \dots, 7$) на рис. 1. За допомогою плоских шарнірів O і A кривошип з'єднаний з нерухомою основою 4 та рухомим шатуном (ланка 2 довжиною $l_2 = l_{AB}$), який у поточному положенні позначений відрізком A_iB_i .

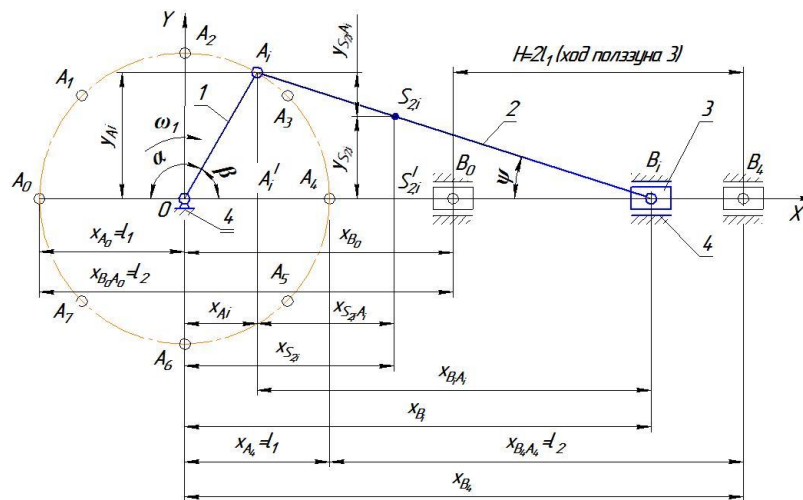


Рис.1. Схема кривошипно-повзунного механізму

У свою чергу, шатун 2 за допомогою плоского шарніра B з'єднаний з повзуном 3, який поступово переміщається у нерухомих напрямних (поступальна кінематична пара) основи 4 вздовж горизонтальної осі OX системи координат XOY , центр O якої поєднаний з віссю шарніра O на нерухомій основі 4. Масою кривошипу 1 нехтуємо. Положення центру маси шатуна 2 визначає точка S_2 , розташована на відстані $l_{AS} = 0,35l_2$ від точки A_i (у поточному положенні шатуна $A_iS_{2,i}$ на рис. 1). Поточне положення центру маси повзуна 3 визначає координата шарніру B_i , так як у першому наближенні лінійними розмірами повзуна 3 в порівнянні з іншими ланками КПМ можна знехтувати. $A_i = A_0$

Приймаємо за початок відліку ($t_0 = 0$) положень ланок механізму КПМ положення кривошипу 1, коли шарнір A , обертаючись із кутовою швидкістю ω_1 по колу радіусом l_1 (штрихпунктирне коло з прийнятими проміжними точками $A_0 - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - \dots - A_7 - A_0$), займає положення з координатами: $y_{A_0} = 0$, $x_{A_0} = -l_1 \cos \alpha = -l_1 \cos(\omega_1 t_0) = -l_1$. Від-

повідно, координата повзуна 3 на осі OX у початковому положенні КПМ складе $x_{B_0} = x_{A_0} + x_{B_0A_0} = -l_1 + l_2 = l_2 - l_1$. При повороті кривошипу 1 на кут $\alpha = 0,5\omega_1 T = \pi$ (T - період обертання кривошипу) щодо початкового положення A_0 точка шарніра A займе положення A_4 з координатами: $x_{A_4} = -l_1 \cos(\pi) = l_1$; $y_{A_4} = 0$. Крайнє положення повзуна 3 визначає координата $x_{B_4} = x_{A_4} + l_2 = l_1 + l_2$ і хід (H) повзуна 3 складає

$$H = x_{B_4} - x_{B_0} = l_1 + l_2 - (l_2 - l_1) = 2l_1 \quad (1)$$

У поточному положенні кривошипа (точка A_i на траєкторії руху шарніра A кривошипу 1 щодо початкового положення - точка A_0), яке визначає кут $\alpha = \omega_1 t$, де t - час переміщення кривошипу з початкового положення в поточне положення кривошипу (відрізок OA_i на рис. 1). Координати точки A_i кривошипу 1 складають:

$$\begin{aligned} x_{A_i} &= -l_1 \cos \alpha; & y_{B_i} &= 0. \\ (2) & & (5) & \end{aligned}$$

Виходячи з умови, що

$$l_1 \sin \alpha = y_{B_i} = A_i' A_i = l_2 \sin \psi, \quad \text{слідuje}$$

.....(3)

Відповідно координати поточного положення повзуна 3 (точки B_i):

$$x_{B_i} = 0A_i + A_i B_i = x_{A_i} + x_{B_i A_i} = x_{A_i} + A_i B_i \cos \psi = -l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \psi$$

; (4) [1,2]

$$\cos \psi = \sqrt{1 - (\sin \psi)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{l_1}{l_2} \sin \alpha\right)^2} = \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha)^2} \approx 1 - 0,5 \lambda^2 (\sin \alpha)^2, \quad (6)$$

де $\lambda = \frac{l_1}{l_2}$.

Підставимо (6) в (4) отримаємо [3]

$$x_{A_i B_i} = A_i' B_i = l_2 \cos \psi = l_2 (1 - 0,5 \lambda^2 (\sin \alpha)^2). \quad (7)$$

$$x_{B_i} = 0A_i' + A_i' B_i = x_{A_i} + l_2 \cos \psi = l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha)^2} - l_1 \cos \alpha \approx l_2 (1 - 0,5 \lambda^2 (\sin \alpha)^2) - l_1 \cos \alpha$$

. (8)

З подоби трикутників $\Delta A_i A_i' B_i$ и $\Delta S_{2,i} S_{2,i}' B_i$ отримаємо

$$y_{S_{2,i}} = y_{A_i} \frac{BS_2}{AB} = y_{A_i} \frac{AB - AS_2}{AB} = l_1 \sin \alpha \frac{l_2 - l_{S_2 A}}{l_2} = \frac{1}{\lambda} (l_2 - l_{S_2 A}) \sin \alpha. \quad (9)$$

В свою чергу [2,3]

$$\begin{aligned} x_{S_{2,i}} &= 0A_i' + A_i' S_{2,i} = x_{A_i} + x_{S_{2,i} A_i} = x_{A_i} + l_{S_2 A} \cos \psi = \\ &= -l_1 \cos \alpha + l_{S_2 A} \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha)^2} \approx \\ &\approx l_{S_2 A} (1 - 0,5 \lambda^2 (\sin \alpha)^2) - l_1 \cos \alpha \end{aligned} \quad (10)$$

Аналіз виконаного розрахунку кінематичних параметрів для восьми поточних положень КПМ (рис. 1) [5] показує, що сили інерції центру маси шатуну 2 і моменти його сил інерцій, а так само сили інерції повзуна 3 за один оборот кривошипу 1 при русі, що встановився, не впливають на витрату потужності приводу кривошипу 1. Це обумовлено тим, що за один оборот кривошипу кінематичні параметри КПМ (швидкість, кутова швидкість, прискорення, кутове прискорення ланок КПМ) не змінюються.

Відповідно, якщо в першому наближенні не враховувати сили тертя та моменти сил тертя в кінематичних парах, то потужність приводу кривошипу буде витрачатися лише на подолання потужності сили технологічного опору P_3 , прикладеної до повзуна 3 в процесі робочого ходу КПМ (при переміщенні повзуна з положення B_0 в положення B_4 на рис. 2).

Проекції сил, що діють на ланку 2 з боку ланки 1 і на повзун 3 з боку основи 4 на рис. 2 представлені тонкими стрілками та в позначенні сил містять

нижні індекси. Перша цифра індексу вказує на ланку, на які діє сила, друга цифра – на ланку, з боку якої діє сила. Буква i , що відокремлена від індексу комою вказую на поточне положення ланки, що позначене першою цифрою. Відповідно позначення X або Y в кінці нижнього індексу означає проекцію цієї сили на осі координат OX або OY .

Аналогічне мають сили, що діють на ланку 1 з боку ланки 2 і на ланку 1 з боку основи 4, при цьому напрямки цих сил позначено штрихпунктирними стрілками, які, згідно третього закону Ньютона, направлені в протилежні боки відносно напрямку сил, які вказані тонкими стрілками. Поточне положення ланок механізму, яке на рис. 1 обумовлене поєднанням ланок в кінематичних парах: в плоскому шарнірі O і в направляючій основи 4, на рис. 2 забезпечуються за рахунок дії сил $P_{12,ix}$ і $P_{12,iy}$ в шарнірі O і силою $P_{34,i} = P_{23,i}$ в шарнірі B_i .

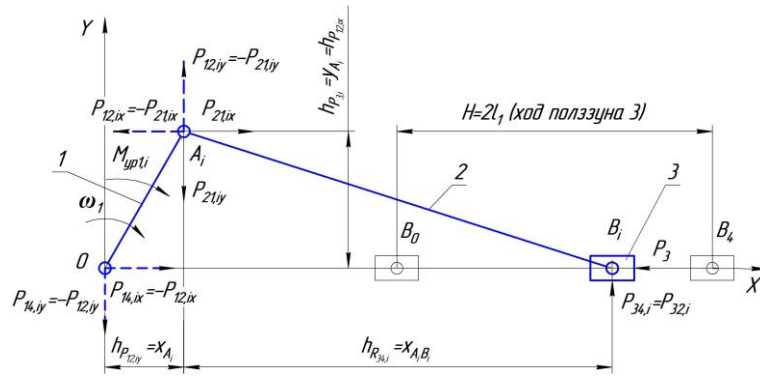


Рис.2. Розрахункова схема КПМ для визначення енергосилових параметрів у поточному положенні його ланок

Умову рівноваги ланок 3 і 4 (рис. 2) визначає система рівнянь:

$$\begin{cases} \Sigma X = P_{21,ix} - P_3 = 0; \\ \Sigma Y = -P_{21,iy} + P_{34,i} = 0; \\ \Sigma M_{A_i} = P_3 h_{P_{3i}} - P_{34,i} h_{P_{34,i}} = P_3 y_{A_i} - P_{34,i} x_{A_i B_i} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Звідки:

$$P_{34,i} = \frac{P_3 \cdot y_{A_i}}{x_{A_i B_i}}; \quad P_{21,iy} = P_{34,i}; \quad P_{21,ix} = P_3; \quad P_{21,i} = \sqrt{P_{21,ix}^2 + P_{21,iy}^2}. \quad (12)$$

Умову рівноваги ланки 1 (рис. 2) визначає система рівнянь:

$$\begin{cases} \Sigma X = -P_{12,ix} + P_{14,ix} = 0; \\ \Sigma Y = P_{12,iy} - P_{14,iy} = 0; \\ \Sigma M_O = -P_{12,ix} h_{P_{12,ix}} - P_{12,iy} h_{P_{12,iy}} + M_{yp1,i} = -P_{12,ix} y_{A_i} - P_{12,iy} x_{A_i} + M_{yp1,i} = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Із (11) і (12):

$$\begin{aligned} P_{14,ix} &= P_{12,ix} = -P_{21,ix} = -P_3; \\ P_{14,iy} &= P_{12,iy} = -P_{21,iy} = -P_{34,i}; \\ P_{14,i} &= \sqrt{P_{12,ix}^2 + P_{12,iy}^2}; \\ M_{yp1,i} &= P_{12,ix} y_{A_i} + P_{12,iy} x_{A_i}. \end{aligned} \quad (14)$$

Миттєва потужність привода кривошипа 1 в поточному положенні ланок КПМ при сталому русі становить

$$W_{1,i} = M_{yp1,i} \cdot \omega_1. \quad (15)$$

Середня потужність привода кривошипа 1 в процесі робочого ходу при русі точки A_i кривошипа по траєкторії $A_0 - A_1 - A_2 - A_3 - A_4$

$$W_{cp,px} = \frac{\sum_{i=0}^{n=3} W_{1,i}}{n+1}. \quad (16)$$

Середня потужність привода кривошипа 1 за один оберт ($A_0 - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 - A_7 - A_0$) при сталому русі з урахуванням того, що при холо-

стому ході КПМ (рух точки A_i кривошипа по траєкторії $A_4 - A_5 - A_6 - A_7 - A_0$ сила технологічного спротиву $P_3 = 0$ і відповідно $M_{yp1,i} = 0$ при $i = 5, 6, 7, 8$)

$$W_{np} = 0,5W_{cp,px} \quad (17)$$

Нижче приводяться результати розрахунку енергосилових параметрів за рівняннями (2), (3), (6), (7), (11)-(17) у вигляді таблиці для заданих вихідних параметрів КПМ, виконаних з використанням Visual Basic.

Вихідні дані КПМ:

$$l_1 = 0,1 \text{ м}; \lambda = 0,35; \omega_1 = 26,2 \text{ с}^{-1}; P_3 = 3956 \text{ Н}$$

.Блок-схема — поширений тип схем (графічних моделей), що описують алгоритми чи процеси, у яких окремі кроки зображуються як блоків різної форми, з'єднаних між собою лініями, вказують напрям послідовності.

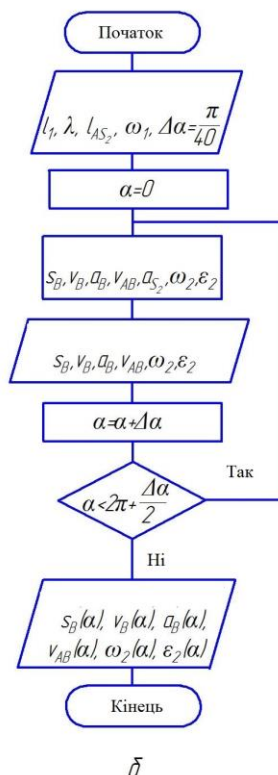
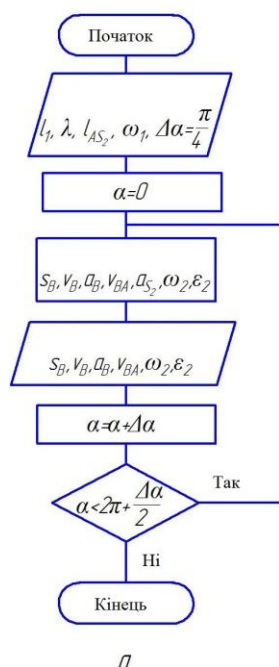


Рис. 3. Програма визначення кінематичних параметрів ланок КПМ: а — для восьми положень кривошипу; б — для побудови графіків кінематичних параметрів характерних точок ланок КПМ

Мова Visual Basic успадкувала дух, стиль і синтаксис свого предка — мови BASIC, у якого є чимало діалектів. У той же час Visual Basic поєднає процедури та елементи об'єктно-орієнтованих і компонентно-орієнтованих мов програмування. Інтегроване середовище розробки VB включає інструменти для візуального проектування інтерфейсу користувача, редактор коду з можливістю підсвічуванням синтаксису, а також інструменти для налагодження додатків. Visual Basic також є гарним засобом швидкої розробки (RAD) програм баз даних. Компоненти, що поставляються разом із середовищем, покликані допомогти програмісту відразу ж почати розробляти бізнес-логіку бізнес-додатка, не відволікаючи його увагу на написання коду запуску програми, підписки на події та інших механізмів, які VB реалізує автоматично [1].

Використовуючи Visual Basic приклад розрахунку переміщення

Private Sub CommandButton1_Click()

Dim Xb As Double

Dim l2 As Double

Dim alpha As Double

Dim l1 As Double

Dim lambda As Double

alpha = 0

l1 = 0.1

lambda = 0.35

l2 = 0.1 / lambda

For i = 0 To 8 Step 1

Xb = l2 * (1 - 0.5 * ((lambda) ^ 2) * (Sin(alpha) ^ 2) - l1 * Cos(alpha))

Next

Label1.Caption = Xb

End Sub

Таблиця

Результати розрахунку енергосилових параметрів КГМ при робочому ході повзуна $B_0 - B_1$

Положення кривошипа 1	Кут поворота кривошипа 1, α , град	Сила тиску на кривошип 1 з боку шатуна 2 P_{12} , Н	Сила тиску на кривошип 1 з боку основи 4 P_{14} , Н	Сила тиску на повзун 3 з боку основи 4 P_{34} , Н	Зрівноважуючий момент на кривошипі 1 $M_{зр1}$, Нм	Миттєва потужність привода кривошипа 1 W_1 , кВт	Потужність привода кривошипа 1 W_{np} , кВт
0	0	3956	-3956	0	0	0	3,14
1	45	4083,8	-4083	1013,5	208,6	5,47	
2	90	4224	-4224	1481,8	395,6	10,36	
3	135	4083,8	-4083	1013,5	351,5	9,21	
4	180	3956	-3956	0	0	0	

Висновки. Розроблено новий метод розрахунку та алгоритм визначення енергосилових параметрів КГМ для персональних ПК. Розрахунок виконано з використанням розробленої програми на основі Visual Basic. Це дозволяє виконати попередню оцінку енергосилових параметрів механізмів та агрегатів з використанням кривошипно-

повзунних механізмів на стадії технологічного проектування, техніко-економічного обґрунтування нових агрегатів або модернізації існуючого обладнання при зміні технологічних режимів, пов'язаних з освоєнням випуску сучасної конкурентно спроможної продукції.

Бібліографічний опис

1. Ершов А. П. Введение в теоретическое программирование: Беседы о методе. — М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1977. — 288 с.
2. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников — М.: Машиностроение, 1973. — 592 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский — М.: Наука, 1975. — 640 с.
4. Коловский М.З. Теория механизмов и машин: учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / [М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семёнов, А.В. Слоущ]. — 4-е изд., перераб. — М.: Издательский центр "Академия", 2013. — 560 с.
6. Dobrov I.V. On Kinematics -of Stock Deformation Process during Drawing/ I.V. Dobrov // Procedia Engineering, No. 6. - 2017. — pp.760-770.
7. Dobrov I.V. Development of scientific bases of the dynamics of machines as a section of applied mechanics/ I.V. Dobrov // Procedia Engineering, No. 129. - 2015. — pp.863-872.
8. Добров И.В. Расчетно-аналитический метод определения кинематических параметров кривошипно-ползунного механизма / И.В. Добров, А.В. Семичев. В.В. Суворов // Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу – 2021», випуск 7. — Херсон: ХНТУ, 2021. — С.164-168.

References

1. Ershov A. P. Introduction to theoretical programming: Conversations about the method. - M.: Nauka, Main edition of physical and mathematical literature, 1977. - 288 p.
2. Kozhevnikov S.N. Theory of mechanisms and machines / S.N. Kozhevnikov - M.: Mashinostroenie, 1973. - 592 p.
3. Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines / I.I. Artobolevsky - M.: Nauka, 1975. - 640 p.
4. Kolovsky M.Z. The theory of mechanisms and machines: a textbook for students. institutions of higher prof. education / [M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semyonov, A.V. Sloushch]. - 4th ed., revised. - M.: Publishing Center "Academy", 2013. - 560 p.
6. Dobrov I.V. On Kinematics -of Stock Deformation Process during Drawing/I.V. Dobrov // Procedia Engineering, No. 6. - 2017. - pp.760-770.
7. Dobrov I.V. Development of scientific bases of the dynamics of machines as a section of applied mechanics/ I.V. Dobrov // Procedia Engineering, No. 129. - 2015. - pp.863-872.
8. Dobrov I.V. Calculation and analytical method for determining the kinematic parameters of the crank-slider mechanism / I.V. Dobrov, A.V. Semichev. V.V. Suvorov // Proceedings of the VII International scientific and practical conference "Modern technologies of the industrial complex - 2021", issue 7. - Kherson: HNTU, 2021. - P.164-168.