

16. Новосельцев В.П. Влияние изменения силы натяжения на динамическую устойчивость рамных и ленточных пил / В.П. Новосельцев, А.Ф. Селезнев // Лесной журнал : Известия ВУЗов России. – 1974. – № 6. – С. 75-78.

17. Санев В.И. О температурном перепаде по длине ленточных пил при распиловке древесины / В.И. Санев, В.Н. Плюснин // Лесной журнал : Известия ВУЗов России. – 1970. – № 2. – С. 59-64.

Пилип'як А.Б., Дзюба Л.Ф., Ребезнюк И.Т. Направления повышения работоспособности узких пил ленточнопильных станков

Выполнен анализ работ, в которых исследованы составляющие и факторы, сказывающиеся на работоспособности ленточных пил. Определены направления исследования по повышению работоспособности узких пил ленточнопильных станков.

Ключевые слова: ленточная пила, работоспособность, факторы, прочность полотна пилы, напряжения в пиле.

Pylypyak A. B., Dzyuba L.F., Rebeznyuk I.T. Direction of increasing the availability of narrow saw band saws

An analysis of studies in which the components are investigated and the factors affecting the performance band saw. The directions of research to improve the performance of narrow band saws.

Keywords: band saw, hard work, the factors, the strength of the saw blade, tension in the saw.

УДК 515 *Доц. Й.Л. Ацбергер¹; доц. І.І. Ніщенко², канд. фіз.-мат. наук;
доц. І.О. Ніщенко³, канд. фіз.-мат. наук;
доц. В.В. Виходець³, канд. техн. наук; асист. І.Г. Стукалець³*

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Проведено аналітичне дослідження механізму газорозподілу двигуна внутрішнього згорання, визначено конструктивні та кінематичні параметри його ланок, знайдено залежності між ланками у процесі роботи механізму.

Ключові слова: системи регулювання, аналітичні методи, параметри, просторові ланки, обертальні та сферичні пари, математичні залежності, кривошип, коромисло, координати точок, конструктивні та кінематичні параметри.

Постановка проблеми. В процесі проектування та конструювання машин і механізмів поряд з визначенням кінематичних параметрів розв'язують задачі на отримання конструктивних параметрів окремих ланок та механізму загалом.

Синтез машин і механізмів зводиться до визначення структурної схеми, кількості ланок та їх геометричних параметрів, дослідження взаємодії ланок в процесі виконання технологічних операцій [4-6]. Під час аналізу та синтезу просторових механізмів виникають складні задачі кінетостатичного розрахунку на визначення сил, корисного опору та тиску в кінематичних парах, які виконують складний рух у певному обмеженому просторі.

Для кінетостатичних розрахунків та визначення конструктивних параметрів ланок просторових механізмів широкого застосування набули графічні та графоаналітичні методи, які унеможливають отримання достовірних результатів, пов'язаних з неточністю графічних побудов.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У публікаціях багатьох авторів задачі синтезу просторових механізмів, а саме визначення конструктивних параметрів ланок, розв'язують графічними та графоаналітичними методами [3, 4]. У небагатьох роботах наведено динамічні розрахунки просторових механізмів з урахуванням пружності їх ланок, а також розв'язок задач регулювання швидкості та зрівноваження мас механізмів.

У деяких роботах розглянуто задачі на визначення кінематичних параметрів за заданими конструктивними параметрами ланок, а також задачі, в яких за заданою схемою та відомими конструктивними параметрами ланок визначають положення ланок механізму [3-5]. Розв'язок задач здійснюють методами векторної алгебри та методом перетворення координат. Застосування аналітичних методів дослідження просторових механізмів дає змогу оптимізувати задачі їх синтезу, забезпечити достатню точність визначення конструктивних і кінематичних параметрів і прискорить процес їх проектування та конструювання.

Постановка завдання. Метою роботи є дослідження кривошипно-коромислового просторового механізму газорозподілу двигуна внутрішнього згорання, визначення конструктивних і кінематичних параметрів ланок, отримання числових залежностей параметрів ланок у процесі роботи механізму [1, 2].

Виклад основного матеріалу. Чотириланковий кривошипно-коромисловий просторовий механізм (рис. 1) містить дві обертальні пари O_1 та O_2 п'ятого класу та дві сферичні пари K та M третього класу.

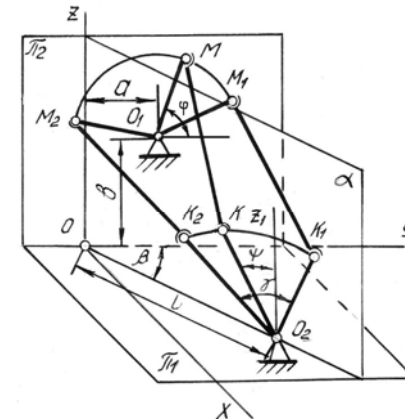


Рис. 1. Кінематична схема чотириланкового кривошипно-коромислового просторового механізму

Розглянемо рух чотириланкового механізму. Кривошип O_1M довжиною r здійснює обертальний рух у площині YOZ навколо точки O_1 , яка має координати $X_{O_1} = 0$, $Y_{O_1} = a$, $Z_{O_1} = b$.

Шатун MK довжиною d приводить у рух коромисло O_2K довжиною s . Коромисло здійснює коливний рух навколо точки O_2 у площині α , яка прохо-

¹ НЛТУ України, м. Львів;

² НТУ України "Київський політехнічний інститут";

³ Львівський національний аграрний університет

дить через вісь O_Z і утворює двогранний кут β з площиною YOZ . Координати точки O_2 (центра хитань коромисла) $X_{O_2} = l \cdot \sin \beta$; $Y_{O_2} = l \cdot \cos \beta$; $Z_{O_2} = 0$.

Під час руху механізму у довільний момент часу координата точки M кривошипа:

$$X_M = 0; Y_M = a + r \cdot \cos \varphi; Z_M = b + r \cdot \sin \varphi, \quad 0 \leq \varphi \leq 2\pi, \quad (1)$$

а точка K коромисла у цей же час має координати:

$$X_K = (l - c \cdot \sin \psi) \cdot \sin \beta; Y_K = (l - c \cdot \sin \psi) \cdot \cos \beta; Z_K = c \cdot \cos \psi, \quad \psi_1 \leq \psi \leq \psi_2, \quad (2)$$

де: ψ_1, ψ_2 – відповідно кути, що відповідають крайньому лівому і крайньому правому положенням коромисла. Причому $\psi_2 = \psi_1 - \gamma$, де γ – заданий кут розмаху коливань коромисла.

Під час руху механізму віддаль між точками M і K є незмінною і дорівнює довжині шатуна, а тому справджується рівність:

$$(X_M - X_K)^2 + (Y_M - Y_K)^2 + (Z_M - Z_K)^2 = d^2. \quad (3)$$

Підставимо у рівність (3) вирази (1) і (2). Після розкриття дужок і деяких спрощень рівність (3) матиме такий вигляд:

$$a \cdot r \cdot \cos \varphi - l \cdot c \cdot \sin \psi + a \cdot c \cdot \cos \beta \cdot \sin \psi - l \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \cos \beta + r \cdot c \cdot \cos \varphi \cdot \sin \psi \cdot \cos \beta + b \cdot r \cdot \sin \varphi - b \cdot c \cdot \cos \psi - r \cdot c \cdot \sin \varphi \cdot \cos \psi = H \quad (4)$$

$$\text{де } H = \frac{1}{2}(d^2 - l^2 - b^2 - a^2 - r^2 - c^2 + 2 \cdot a \cdot l \cdot \cos \beta).$$

Якщо кривошип обертається з кутовою швидкістю $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$, то, взявши похідну за часом від співвідношення (4), отримаємо формулу для обчислення кутової швидкості коромисла у довільний момент часу:

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{\sin \varphi ((l - c \cdot \sin \psi) \cdot \cos \beta - a) + \cos \varphi (b - c \cdot \cos \psi) \cdot \frac{r \cdot \omega}{c}}{\cos \psi (l - (a + r \cdot \cos \varphi) \cdot \cos \beta) - \sin \psi (b + r \cdot \sin \varphi)}. \quad (5)$$

Якщо коромисло досягає одного з крайніх положень ($\psi = \psi_1$ або $\psi = \psi_2 = \psi_1 - \gamma$), то кутова швидкість коромисла дорівнює нулю. Прирівнявши до нуля чисельник формули (5), отримаємо:

$$\sin \varphi = \frac{\pm(c \cdot \cos \psi - b)}{\sqrt{(c \cdot \cos \psi - b)^2 + ((l - c \cdot \sin \psi) \cdot \cos \beta - a)^2}}; \quad (6)$$

$$\cos \varphi = \frac{\pm((l - c \cdot \sin \psi) \cdot \cos \beta - a)}{\sqrt{(c \cdot \cos \psi - b)^2 + ((l - c \cdot \sin \psi) \cdot \cos \beta - a)^2}}.$$

У формулах (6) знак "+" вибирають при $\psi = \psi_1$, і знак "-" при $\psi = \psi_2$.

Підставивши у рівність (4) вирази (6), отримаємо систему рівнянь:

$$H - r \cdot B(\psi_2) = D(\psi_2); \quad H + r \cdot B(\psi_1) = D(\psi_1); \quad (7)$$

$$d = \sqrt{l^2 + b^2 + r^2 + c^2 + a^2 - 2 \cdot a \cdot l \cdot \cos \beta + 2H},$$

де функції $B(\psi)$ і $D(\psi)$ мають вигляд:

$$B(\psi) = \sqrt{(c \cdot \cos \psi - b)^2 + ((l - c \cdot \sin \psi) \cdot \cos \beta - a)^2};$$

$$D(\psi) = c \cdot \sin \psi (a \cdot \cos \beta - l) - b \cdot c \cdot \cos \psi.$$

Надалі вважаємо, що відомі положення точок O_1 і O_2 , а також довжина коромисла, тобто відомі значення l, a, b, c, β . Щодо інших величин (d, r, ψ_1, γ), то дві з них потрібно задавати, а дві інші знаходити з системи рівнянь (7).

Визначаємо довжину кривошипа r та довжину d шатуна, які забезпечують нормальну роботу механізму за заданих ψ_1 – кута найбільшого відхилення коромисла від вертикалі вліво, а також γ – кута розмаху коливань коромисла ($\psi_2 = \psi_1 - \gamma$). З перших двох рівнянь системи (7) знаходимо

$$r = \frac{D(\psi_1) - D(\psi_2)}{B(\psi_1) + B(\psi_2)}; \quad H = \frac{D(\psi_2) \cdot B(\psi_1) + D(\psi_1) \cdot B(\psi_2)}{B(\psi_1) + B(\psi_2)}, \quad (8)$$

а з останнього рівняння системи (7) визначаємо довжину d шатуна.

Оскільки має бути $r > 0$, то параметри механізму потрібно задати так, щоб виконувалась нерівність:

$$(a \cdot \cos \beta - l) \cdot (\sin \psi_1 - \sin \psi_2) - b \cdot (\cos \psi_1 - \cos \psi_2) > 0. \quad (9)$$

Розглянемо конкретний приклад визначення конструктивних параметрів кривошипа і шатуна. Нехай параметри механізму мають такі значення: $a=80$ см, $b=40$ см, $l=30$ см, $c=20$ см, $\beta=45^\circ$, $\gamma=80^\circ$. Надаючи ψ_1 різні значення, знаходимо відповідно розміри кривошипа і шатуна, а саме:

- $\psi_1=60^\circ$; $r=7,356$ см; $d=70,327$ см;
- $\psi_1=90^\circ$; $r=8,307$ см; $d=75,204$ см;
- $\psi_1=120^\circ$; $r=7,112$ см; $d=80,257$ см.

Отримані числові залежності кута повороту коромисла та передатного числа ω_1/ω (ω_1 – кутова швидкість коромисла, ω – кутова швидкість кривошипа) від характеристик руху кривошипа при параметрах механізму $a=60$ см, $b=70$ см, $l=80$ см, $c=60$ см, $\beta=45^\circ$, $\psi_1=135^\circ$, $\gamma=60^\circ$, $r=24,74$ см, $d=96,29$ см. наведено в таблиці.

Табл. Залежності між кінематичними параметрами коромисла та кривошипа

φ, град.	ψ, град.	ω ₁ /ω	φ, град.	ψ, град.	ω ₁ /ω
0	84,3731	-0,3905	180	112,5465	0,4471
18	78,7383	-0,2375	198	120,4251	0,4219
36	75,7268	-0,1000	216	127,4641	0,3515
54	75,0322	0,0201	234	132,7172	0,2209
72	76,3583	0,1248	252	134,9862	0,0191
90	79,4434	0,2158	270	133,0404	-0,2418
108	84,0489	0,2938	288	126,2930	-0,4991
126	89,9396	0,3584	306	115,7009	-0,6535
144	96,8633	0,4082	324	103,7077	-0,6548
162	104,5242	0,4396	342	92,8060	-0,5440

Під час дослідження кривошипно-коромислового просторового механізму газорозподілу двигуна внутрішнього згорання за заданими конструктивними параметрами ланок знайдено залежності:

1. Залежність радіуса кривошипа r та довжини шатуна d від величини розмаху γ коромисла за параметрів механізму $a=60$ см, $b=70$ см, $c=60$ см, $\beta=45^\circ$, $\psi_1=135^\circ$, $l=80$ см (рис. 2).
2. Залежність r і d від довжини коромисла за $a=60$ см, $b=70$ см, $l=80$ см, $\beta=45^\circ$, $\gamma_1=135^\circ$, $\gamma=80^\circ$ (рис. 3).
3. Залежність зміни кутової швидкості ω_1/ω (крива 1) та кутового пришвидження ε_k/ω^2 (крива 2) кривошипа за $a=60$ см, $b=70$ см, $l=80$ см, $c=60$ см, $\beta=45^\circ$, $\psi_1=135^\circ$, $\gamma=80^\circ$, $r=33,23$ см, $d=88,16$ см (рис. 4).

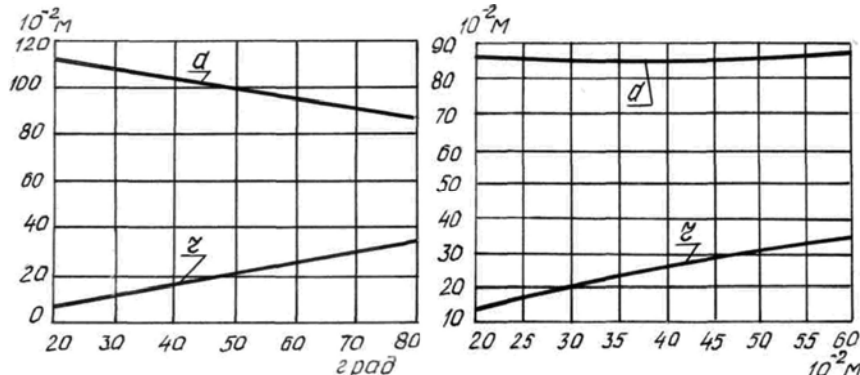


Рис. 2. Залежність радіуса кривошипа r та довжини шатуна d від величини розмаху γ коромисла

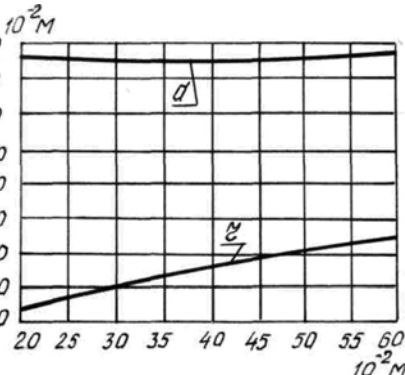


Рис. 3. Залежність r і d від довжини коромисла

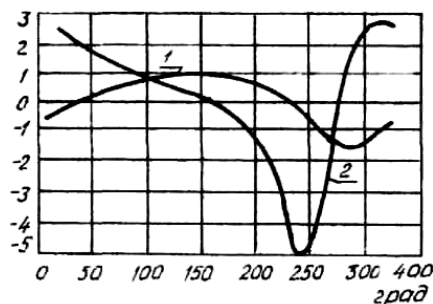


Рис. 4. Залежність зміни кутової швидкості ω_1/ω (крива 1) та кутового пришвидження ε_k/ω^2 (крива 2)

Висновки. Отже, у роботі проведено аналітичне дослідження чотириланкового кривошипно-коромислового механізму газорозподілу двигуна внутрішнього згорання, визначено конструктивні та кінематичні параметри його ланок, отримано числові залежності радіуса кулачка r і довжини шатуна d від величини розмаху γ коромисла, а також залежність r і d від довжини коромисла.

Література

1. Босой Е.С. Теория конструкций и расчет сельскохозяйственных машин / Е.С. Босой и др. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1977. – 568 с.
2. Тракторы и автомобили / под ред. В.А. Скотникова. – М. : Агропромиздат, 1985. – 439 с.
3. Токарев Г.А. К вопросу о синтезе пространственных механизмов методом геометрического преобразования пространства. / Г.А. Токарев // Труды Московского авиационного института. – М. – 1968. – Вып. 1. – С. 125-130.
4. Кореняко О.С. Теория механизмов и машин / О.С. Кореняко. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1987. – 206 с.
5. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин / В.А. Зиновьев. – М. : Изд-во "Наука", 1975. – 384 с.
6. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К. : Вид-во "Наук. думка", 2002. – 656 с.

Айбергер И.Л., Нищенко И.И., Нищенко И.О., Выходец В.В., Стукалец И.Г. Определение конструктивных и кинематических параметров механизма газораспределения двигателей внутреннего сгорания

Проведено аналітичне дослідження механізму газораспределения двигателя внутреннего сгорания, определены конструктивные и кинематические параметры его звеньев, найдены зависимости между звеньями в процессе работы механизма.

Ключевые слова: системы регулирования, аналитические методы, параметры, пространственные звенья, вращательные и сферические пары, математические зависимости, кривошип, коромысло, координаты точек, конструктивные и кинематические параметры.

Atsberger Yo.L., Nishchenko I.I., Nishchenko I.O., Vykhodets' V.V., Stukalets' I.G. Determination of design and kinematic parameters of the timing mechanism of the internal combustion engines

The paper contains an analytical study of the timing mechanism of the internal combustion engine, identified structural and kinematic parameters of its parts, showing the relationship between links in the process mechanism.

Keywords: control systems, analytical methods, parameters, spatial level, rotational and spherical pairs, mathematical dependence, crank, rocker, the coordinates of points, structural and kinematic parameters.

УДК 534.111 Ст. викл. І.І. Верхола¹, канд. техн. наук; асист. М.Б. Сокіл², канд. техн. наук; викл. О.І. Хитряк¹; доц. А.П. Сенік², канд. фіз.-мат. наук

ВПЛИВ ЗМІННОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ ГНУЧКИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ НА ЧАСТОТНУ ХАРАКТЕРИСТИКУ КОЛИВАНЬ

Досліджено вплив змінної в часі швидкості позовжнього руху гнучких елементів привідних систем на частотну характеристику коливань. В основу досліджень покладено методи Бубнова-Гальоркіна та WBKJ (Wentzel, Brillown, Kramers, Jeffrey's). Отримано розрахункові формули для різних режимів перехідних процесів (розгону і гальмування).

Ключові слова: змінна швидкість, методи Бубнова-Гальоркіна та WBKJ.

¹ Академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного;

² НУ "Львівська політехніка"