

Міщенко М.І., д.т.н.<sup>1</sup>, Заренбін В.Г., д.т.н.<sup>2</sup>, Колеснікова Т.М.<sup>2</sup>,  
Юрченко Ю.В.<sup>1</sup>, Супрун В.Л.<sup>1</sup>, Шляхов В.С.<sup>1</sup>, Підлісна М.А.<sup>1</sup>

1 – АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка

2 – Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,  
м. Дніпропетровськ

## ДВИГУН GOENGINE ЗІ ЗМІННИМ ХОДОМ ПОРШНЯ Й РЕГУЛЬОВАНИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ. КІНЕМАТИКА, РОЗРАХУНОК, АНАЛІЗ

*Наведено докладний опис методики розрахунку кінематики силового механізму нетрадиційного двигуна GoEngine, що розроблений інженером Bert de Gooijer. Наведено новий вираз для переміщення поршня в залежності від функції кута повороту колінчастого вала при регулюванні ходу поршня й ступеня стиску. Представлено деякі результати дослідження кінематики такого двигуна, у ході якого отримані графічні залежності переміщення, швидкості й прискорення поршня й ексцентрикової шийки від конструктивних параметрів силового механізму. У двигуні GoEngine регулювання ступеня стиску в широких межах (від 8 до 20 і вище) дозволяє змінювати хід поршня в невеликому діапазоні (від 0 до 3 %).*

### Вступ

Нетрадиційні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) – одні з найбільш обговорюваних сьогодні нових типів двигунів для транспортних засобів. У розробці автомобільних нетрадиційних ДВЗ вже досягнуті певні успіхи [1–3]. В останні роки розроблений оригінальний двигун інженера Bert de Gooijer, що названий автором як GoEngine [4–6]. Двигун, що виконаний у вигляді дослідного зразка, як стверджують автори [6], пройшов стендові випробування (більше 200 годин) і лабораторно-дорожні випробування на автомобілі Citroën Saxo (близько 500 км). При випробуваннях на автомобілі було досягнуто зниження витрати палива в середньому на 25 %.

Розроблена конструкція експериментального двигуна GoEngine вимагає аналізу великої кількості різних параметрів, і в першу чергу, силового механізму. У статті приводиться методика розрахунку кінематики силового механізму двигуна GoEngine. Методика дозволяє інженеру скласти уявлення про робочий цикл двигуна та його характеристики, а також про потенційні можливості двигуна. Представлена методика не тільки виявиться корисною інженерів, але й послужить відправною точкою для подальших досліджень геометричних параметрів силового механізму, динаміки й робочого процесу двигуна.

### Силовий механізм

Конструкцію й принцип роботи силового механізму двигуна GoEngine досить докладно описано в літературі [5,6].

Розрахункова схема силового механізму двигуна GoEngine показана на рисунку 1.

Силовий механізм двигуна GoEngine виконаний у вигляді планетарної зубчастої передачі із внутрішнім зачепленням, що з'єднана через шатун із поршнем.

Сателіт планетарної передачі виконаний у вигляді шестірні 2, що розташована на осі шатунної шийки колінчастого вала 1 в точці С. Кривошип виконує роль водила в даній передачі. У точці В з шестернею шарнірно з'єднаний шатун.

При провороті шестірні в напрямку повороту кривошипа на кут  $\theta$ , точка В зміщується й при цьому відбувається зміна ходу поршня, що приводить до зміни положень (верхньої та нижньої мертвих точок) поршня, а відповідно й супутнього регулювання ступеня стиску в циліндрі двигуна.

### Умовні позначення, скорочення, символи

Введемо позначення й безрозмірні параметри згідно з рисунком 1:

$\varphi$  – кут повороту кривошипа  $OC$  від осі  $Oy$  ( $^\circ$  пкв.);

$\varphi_e$  – кут повороту ексцентрика  $BC$  відносно осі шатунної шийки (точки  $C$ );

$k$  – передатне відношення кутових швидкостей ексцентрика ( $\omega_e$ ) і кривошипа ( $\omega$ ).

Для двигуна GoEngine  $k = 1,5$ ;

$e = BC$  – ексцентриситет між віссю шатунної шийки (точка  $C$ ) і ексцентровою шийки (точка  $B$ );

$\beta$  – відхилення шатуна від осі циліндра при поточному куті  $\varphi$ ;

$x$  – кут між ексцентром  $e$  й віссю, що паралельна  $Ox$ ;

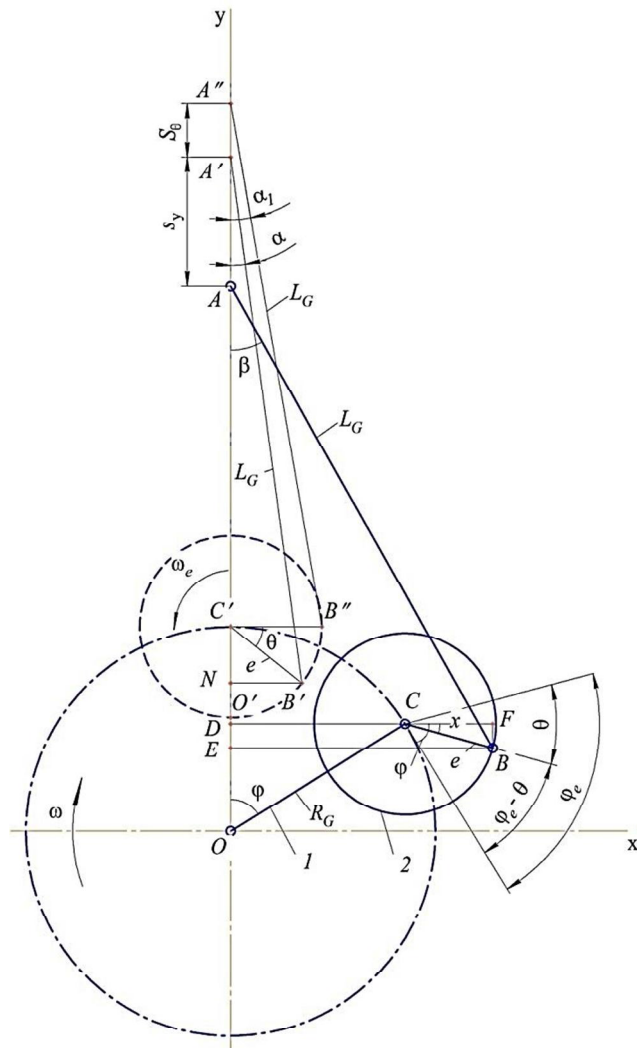


Рисунок 1 – Схема до розрахунку кінематики двигуна GoEngine

Положення поршня в будь-який момент часу буде визначатися поточним кутом  $\varphi$  і регульованим кутом  $\theta$  провороту ексцентрика. Переміщення поршня від ВМТ (при  $\varphi = 0$ ) дорівнює

$$s_y = OA' - OA.$$

$\theta$  – кут фазового зрушення (провороту) ексцентрика, що змінює хід поршня й супутній ступінь стиску. Коли  $\theta = 0$ , двигун має номінальний хід поршня та ступінь стиску, що відповідають максимальній (номінальній) потужності;

$S_G$  – хід поршня при номінальній потужності двигуна GoEngine;

$\alpha_1$  – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при кутах  $\varphi = 0$  і  $\theta = 0$ ;

$\alpha$  – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при кутах  $\varphi = 0$  і  $\theta > 0$ ;

$R_G$  – радіус кривошипа двигуна GoEngine;

$L_G$  – довжина шатуна двигуна GoEngine;

$\lambda_G$  – безрозмірний конструктивний параметр силового механізму двигуна GoEngine;

$\mu$  – відносна величина ексцентриситету, ВМТ, НМТ – верхня й нижня мертві точки.

### Основні рівняння, графіки

#### Переміщення поршня

За початкове положення силового механізму приймаємо таке, при якому  $\varphi = 0$  (кривошип  $R_G$  перебуває у вертикальному положенні  $OC'$ , як показано на рисунку 1).

Тоді

$$s_y = R_G(1 - \cos \varphi) + L_G(\cos \alpha - \cos \beta) - e(\sin \Theta - \sin x)$$

або через безрозмірні параметри

$$s_y = R_G \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_G} (\cos \alpha - \cos \beta) - \mu (\sin \Theta - \sin x) \right]. \quad (1)$$

Тут конструктивні параметри силового механізму двигуна GoEngine:

$$\lambda_G = \frac{R_G}{L_G}; \quad \mu = \frac{e}{R_G}. \quad (2)$$

Визначимо кути, що входять у формулу (1).

Значення кута  $\alpha$  можна знайти із трикутника  $A'B'N$

$$\sin \alpha = \frac{e \cos \Theta}{L_G}.$$

Тоді з урахуванням (2)

$$\alpha = \arcsin(\lambda_G \mu \cos \Theta). \quad (3)$$

Із трикутника  $ABE$  будемо мати

$$\sin \beta = \frac{R_G \sin \varphi + e \cos x}{L_G}.$$

Звідки

$$\beta = \arcsin[\lambda_G (\sin \varphi + \mu \cos x)]. \quad (4)$$

Кут  $x$ , що визначає кутове положення ексцентрика  $BC$  відносно горизонтальної осі, дорівнює:

$$x = \Theta - 0,5\varphi. \quad (5)$$

З урахуванням рівності (5) формула (1) прийме вид

$$s_y = R_G \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_G} (\cos \alpha - \cos \beta) - 2\mu \cos\left(\Theta - \frac{\varphi}{4}\right) \sin\left(\frac{\varphi}{4}\right) \right]. \quad (6)$$

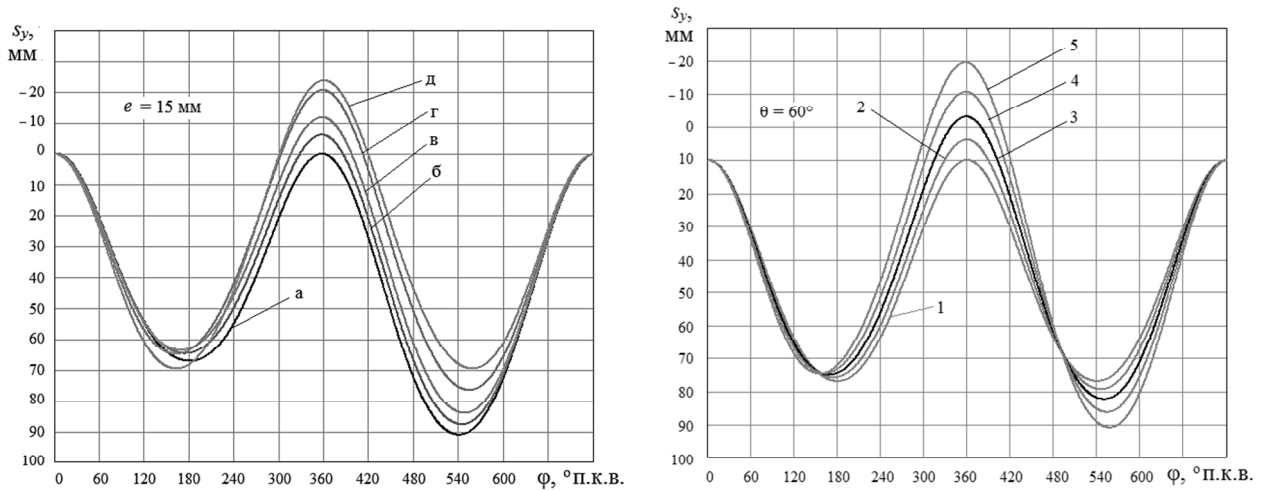


Рисунок 2 – Залежності переміщення поршня  $s_y$  від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$  у двигуні GoEngine для різних  $\theta$  і  $e$ :

$$R_G = 35,5 \text{ мм}; \lambda_G = 0,279; \alpha = -0,5;$$

$$a - \theta = 0; \text{ б} - \theta = 15; \text{ в} - \theta = 30; \text{ г} - \theta = 60; \text{ д} - \theta = 90^\circ;$$

На рисунку 2 наведено графіки переміщення поршня  $s_y = f(\varphi)$  при різних значеннях параметрів силового механізму  $\theta$  і  $e$ .

Як видно, у двигуні GoEngine силовий механізм забезпечує нетрадиційне переміщення поршня на протязі усього робочого циклу. При провороті ексцентрика на кут  $\theta$ , а також при змінюванні величини ексцентриситету  $e$ , змінюється ступінь стиску, повний хід поршня (об'єм циліндра) і крайні положення поршня по куту  $\varphi$  у всіх тактах робочого циклу двигуна.

Через наявність ексцентриситету  $BC = e$  повний хід поршня на ділянці кута повороту колінчастого вала  $\varphi = 0-360^\circ$  не дорівнює ходу поршня на проміжку  $\varphi = 360-720^\circ$ . При цьому в 4-тактному двигуні GoEngine, з одного боку, робочий об'єм циліндра змінний і залежить від параметрів  $\theta$  та  $e$  і то того ж менший ніж в класичному ДВЗ, а з другого боку, здійснюється «продовжене розширення».

Як показує аналіз, у двигуні GoEngine автомобільного типу при регулюванні ступеня стиску в межах від 8 до 20 і вище, хід поршня в процесі впуску змінюється відносно номінального значення в дуже вузькому діапазоні – від 0 до 3 %. Звідси випливає, що в цьому двигуні регулювання навантаження повинно здійснюватись не за рахунок зміни ходу поршня (як стверджує автор Bert de Gooijer) [3], а традиційним способом – дроселюванням.

### Швидкість поршня

Величину швидкості поршня знайдемо диференціюванням рівняння (1) або (6)

$$v = \frac{ds_y}{dt} = \frac{ds_y}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

де  $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$  – кутова швидкість кривошипа.

Передбачається, що  $\omega = \text{const}$ , тоді

$$v = \omega \frac{d}{d\varphi} s_y. \quad (7)$$

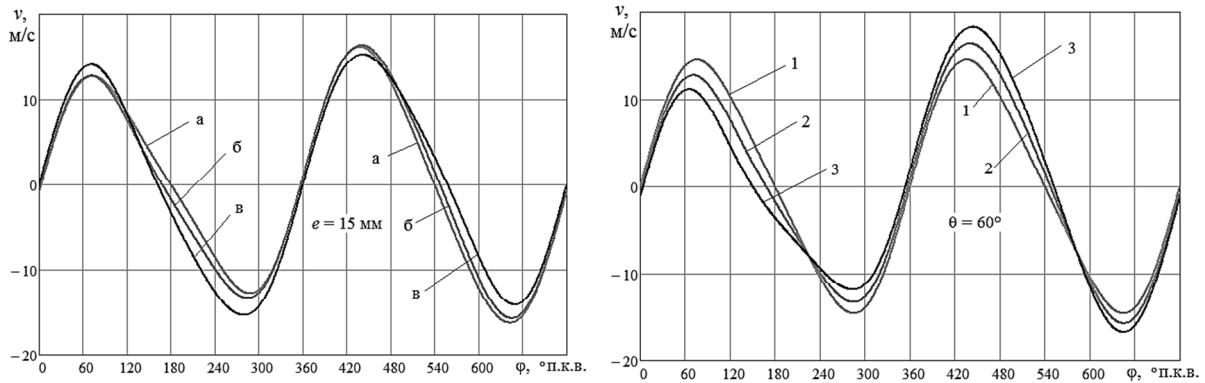


Рисунок 3 – Залежності швидкості поршня  $v$  від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$  у двигуні GoEngine для різних  $\theta$  і  $e$ :  $R_G = 35,5$  мм;  $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\lambda_G = 0,279$ ;  $a = -0,5$ ;  $a - \theta = 0$ ;  $\text{б} - \theta = 60^\circ$ ;  $\text{в} - \theta = 90^\circ$ ;  $1 - e = 0$ ;  $2 - e = 10$ ;  $3 - e = 20$  мм

Графіки зміни швидкості поршня показані на рисунку 3.

### Прискорення поршня

Продиференціював вираження (7), одержимо:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

або при  $\omega = \text{const}$

$$j = \omega \frac{d}{d\varphi} v. \quad (8)$$

Графічні залежності прискорення поршня наведено на рисунку 4.

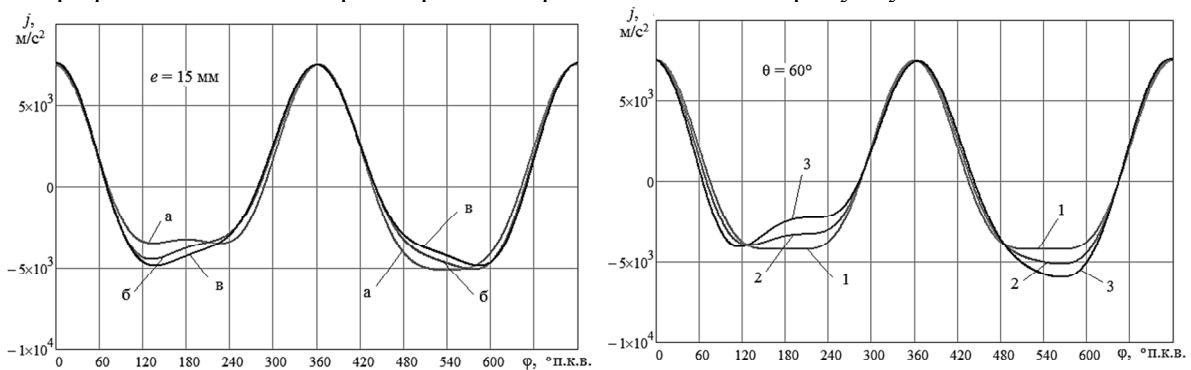


Рисунок 4 – Залежності прискорення поршня  $j$  від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$  у двигуні GoEngine для різних  $\theta$  і  $e$ :  $R_G = 35,5$  мм;  $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\lambda_G = 0,279$ ;  $a = -0,5$ ;  $a - \theta = 0$ ;  $\text{б} - \theta = 60^\circ$ ;  $\text{в} - \theta = 90^\circ$ ;  $1 - e = 0$ ;  $2 - e = 10$ ;  $3 - e = 20$  мм

### Переміщення ексцентрикової шийки

Внаслідок особливостей кінематичної схеми силового механізму двигуна GoEngine ексцентрикова шийка й відповідно нижня головка шатуна (точка  $B$ ) роблять кругові рухи, з одного боку, з кутовою швидкістю  $\omega_e$  (рисунок 5) з радіусом окружності  $BC$ , рівним  $e$ , і, з іншого боку, із центром обертання ексцентрика, що розташований на окружності радіусом  $R_G$  (точка  $C$ ), який обертається відносно осі  $O$  з кутовою швидкістю  $\omega$ . У цьому випадку ексцентрик й нижня головка шатуна рухаються по траєкторії, що істотно відмінна від

окружності, тому положення точки  $B$  на площині будемо визначати в полярній системі координат двома параметрами: полярним радіусом  $\rho$  і полярним кутом  $\psi$ .

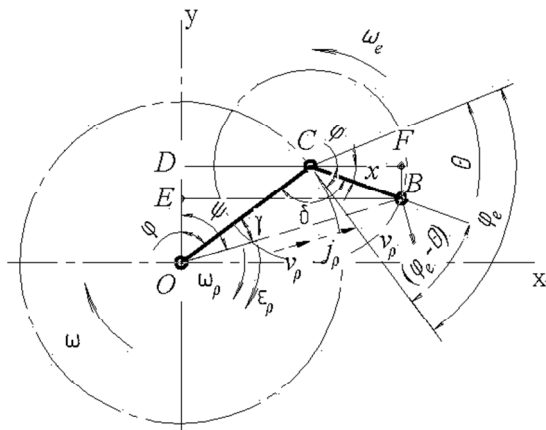


Рисунок 5 – Схема до розрахунку кінематики ексцентрика:  
 $R_G = OC$ ;  $\rho = OB$ ;  $e = BC$

Проекції полярного радіуса  $\rho = OB$  на кожную координатну вісь мають вид

$$\begin{aligned} \rho_x &= R_G \sin \varphi + e \cos x; \\ \rho_y &= R_G \cos \varphi - e \sin x. \end{aligned} \quad (9)$$

Тоді полярний радіус буде

$$\rho = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2},$$

або остаточно

$$\rho = R_G \sqrt{1 + \mu [\mu + 2 \sin(k\varphi - \theta)]}. \quad (10)$$

На рисунку 6 показано графіки зміни полярного радіуса  $\rho$  від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$  при різних значеннях  $e$  і  $\theta$ .

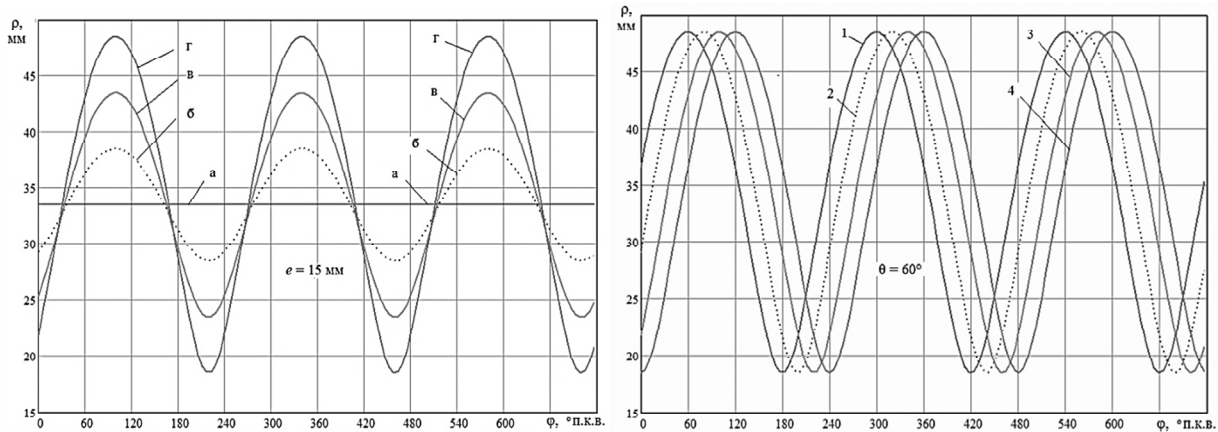


Рисунок 6 – Значення полярного радіуса  $\rho$  у залежності від параметрів  $\varphi$ ,  $e$  і  $\theta$ :  
 $R = 35,5$  мм;  $k = 1,5$ ; а –  $e = 0$ ; б –  $e = 5$  мм; в –  $e = 10$  мм; г –  $e = 15$  мм;  
 1 –  $\theta = 0$ ; 2 –  $\theta = 30^\circ$ ; 3 –  $\theta = 60^\circ$ ; 4 –  $\theta = 90^\circ$

### Швидкість ексцентрикової шийки

Швидкість ексцентрикової шийки (точки  $B$ ) вздовж полярного радіуса може бути отримана диференціюванням вираження (10) за часом у припущенні, що  $\omega = \text{const}$ :

$$\begin{aligned} v_\rho &= \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\rho}{d\varphi}, \\ v_\rho &= \omega \frac{d}{d\varphi} \rho. \end{aligned} \quad (11)$$

Кутова швидкість обертання полярного радіуса при  $\omega = \text{const}$

$$\begin{aligned} \omega_\rho &= \frac{d\psi}{dt} = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\psi}{d\varphi}, \\ \omega_\rho &= \omega \frac{d}{d\varphi} \psi. \end{aligned} \quad (12)$$

Окружна швидкість ексцентрикової шийки (точки  $B$ ), яка направлена перпендикулярно полярному радіусу, дорівнює:

$$v_{\tau} = \rho \omega_{\rho}. \quad (13)$$

Графіки швидкості ексцентрикової шийки в залежності від кута  $\varphi$  при різних значеннях  $e$  і  $\theta$  показані на рис. 7 та 8.

### Прискорення ексцентрикової шийки

1. Радіальне прискорення (уздовж полярного радіуса)

$$j_{\rho} = \frac{dv_{\rho}}{dt} = \frac{dv_{\rho}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dv_{\rho}}{d\varphi},$$

$$j_{\rho} = \omega \frac{d}{d\varphi} v_{\rho}. \quad (14)$$

2. Кутове прискорення обертання полярного радіуса

$$\varepsilon_{\rho} = \frac{d\omega_{\rho}}{dt} = \frac{d\omega_{\rho}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega_{\rho}}{d\varphi},$$

$$\varepsilon_{\rho} = \omega \frac{d}{d\varphi} \omega_{\rho}. \quad (15)$$

На рисунках 9 і 10 зображені криві зміни швидкості й прискорення ексцентрикової шийки залежно від кута  $\varphi$  повороту колінчастого вала при різних значеннях кута  $\theta$ .

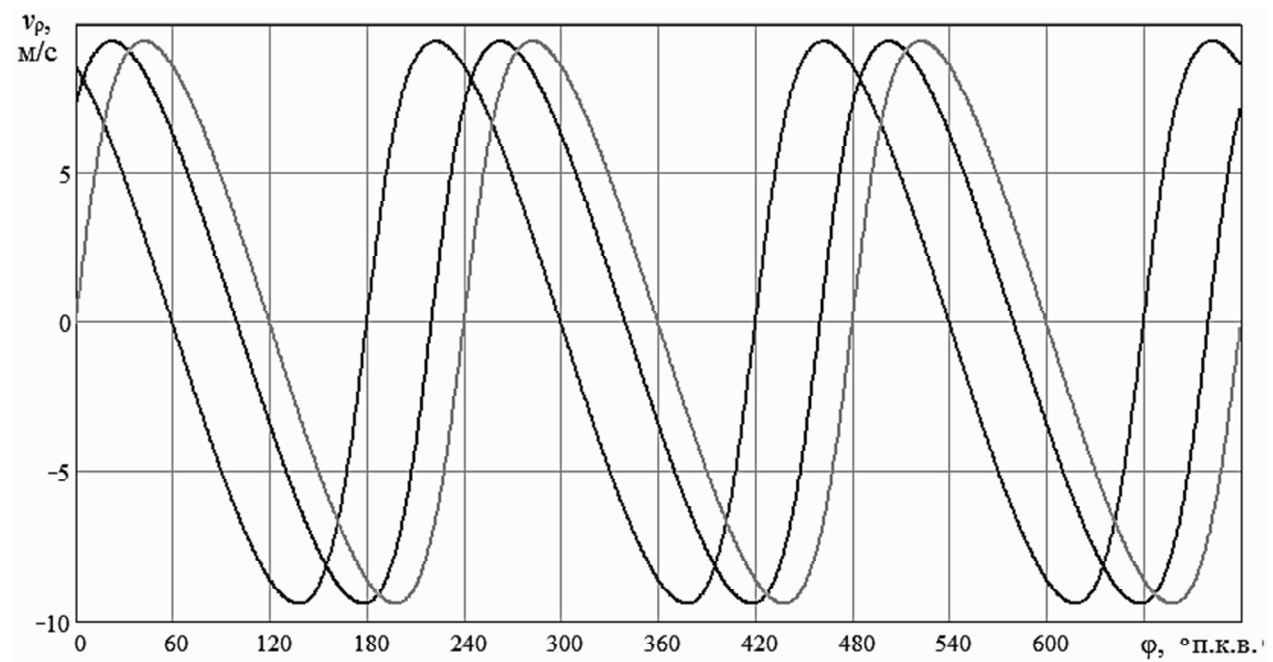


Рисунок 7 – Швидкість ексцентрикової шийки  $v_{\rho}$  вздовж полярного радіуса  $\rho$ :

$$R_G = 35,5 \text{ мм}; n = 4000 \text{ хв}^{-1};$$

$$a = -0,5; e = 15 \text{ мм}; 1 - \theta = 0; 2 - \theta = 60^{\circ}; 3 - \theta = 90^{\circ}$$

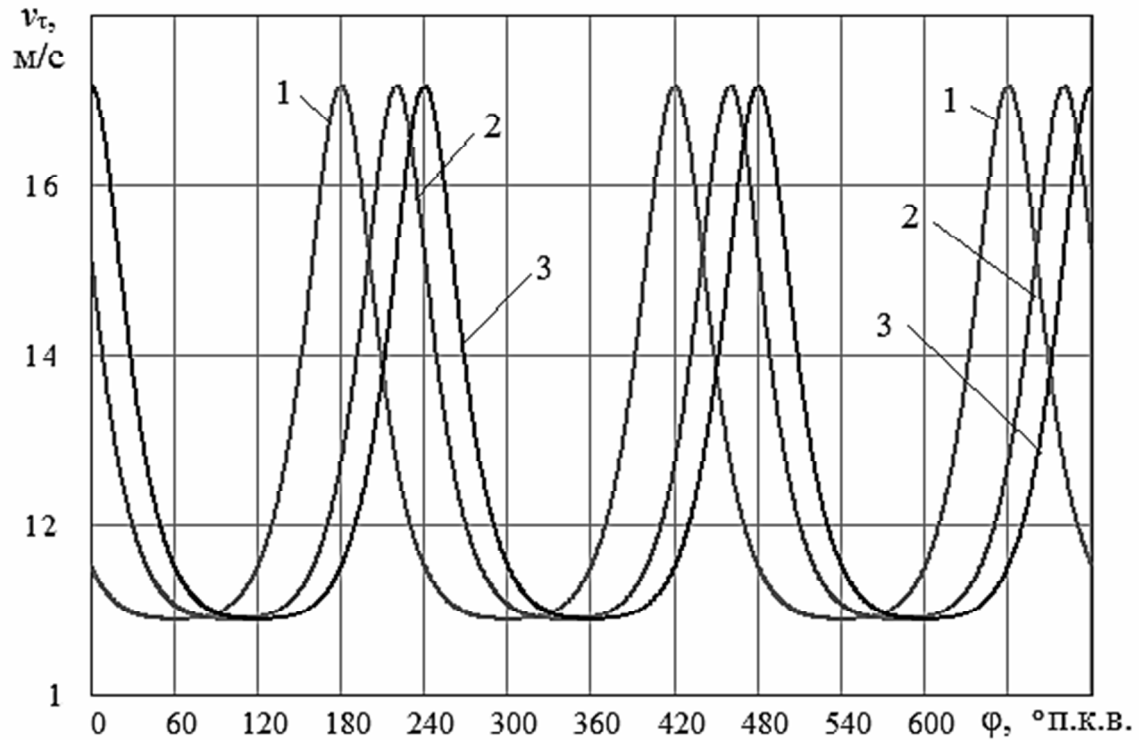


Рисунок 8 – Окружна швидкість ексцентрикової шийки  $v_t$ , що діє перпендикулярно полярному радіусу  $\rho$ :  $R_G = 35,5$  мм;  $n = 4000$  хв<sup>-1</sup>;  $a = -0,5$ ;  $e = 15$  мм;  
 $1 - \theta = 0$ ;  $2 - \theta = 60^\circ$ ;  $3 - \theta = 90^\circ$

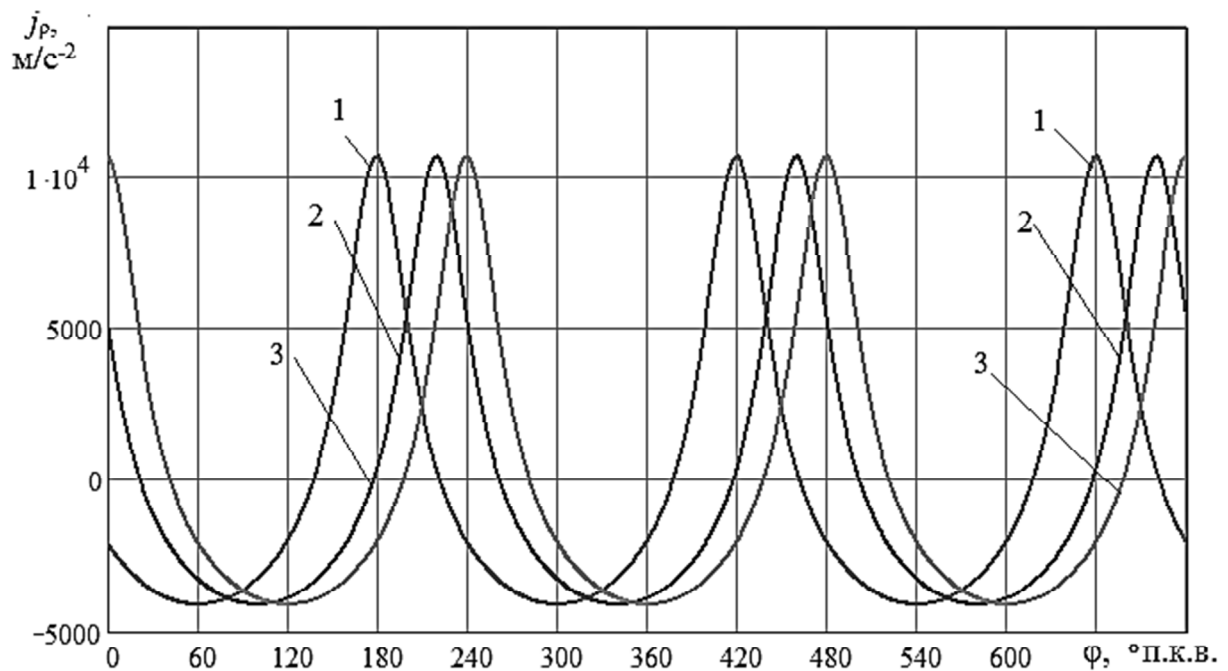


Рисунок 9 – Прискорення ексцентрикової шийки  $j_\rho$  вздовж полярного радіуса  $\rho$ :  
 $R_G = 35,5$  мм;  $n = 4000$  хв<sup>-1</sup>;  $a = -0,5$ ;  $e = 15$  мм;  $1 - \theta = 0$ ;  $2 - \theta = 60^\circ$ ;  $3 - \theta = 90^\circ$



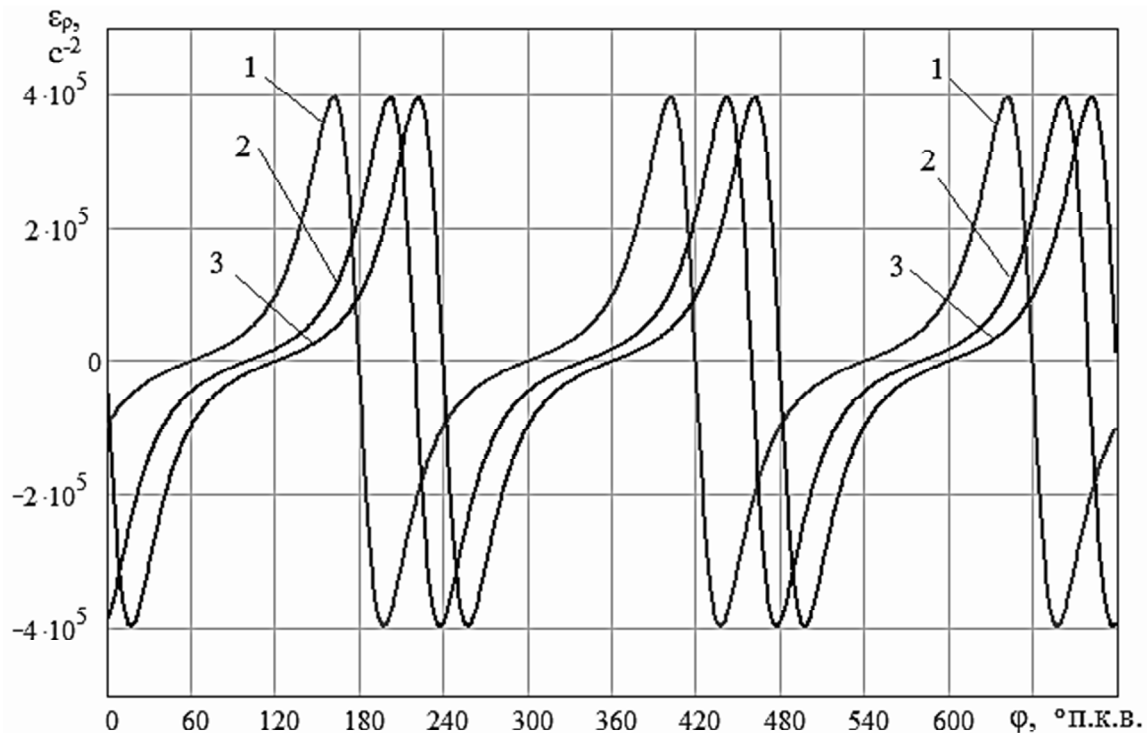


Рисунок 10 – Кутове прискорення ексцентрикової шийки  $\varepsilon_p$  обертання полярного радіуса  $\rho$ :

$$R_G = 35,5 \text{ мм}; n = 4000 \text{ хв}^{-1}; \alpha = -0,5; e = 15 \text{ мм};$$

$$1 - \theta = 0; 2 - \theta = 60^\circ; 3 - \theta = 90^\circ$$

### Висновки

Отримані аналітичні залежності кінематики силового механізму дозволяють виявити ряд особливостей, наприклад ті, що пов'язані з переміщенням поршня в різних тактах двигуна, які визначають ступінь стиску й ступінь розширення, а відповідно й характеристики термодинамічного циклу. Такий розрахунок дає можливість правильно вибрати конструктивні параметри двигуна такі як, наприклад, радіус кривошипа, величина ексцентриситету, кут провороту ексцентрика та ін.

Методика в наведеній тут формі може застосовуватися для динамічного розрахунку двигуна GoEngine.

### Література

1. Saab Variable Compression (SVC). Variabilität und Kontrolle // MTZ, Motortechnische Zeitschrift 62. – 2001. – № 6. – Р. 424–431.
2. Зленко М.Д. Двигатели необычных схем с управляемым движением поршней / М.А. Зленко, А.М. Петриков // Автомобили и двигатели: сб. науч. тр. – М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2002. – Вып. 230. – С. 34–45.
3. Bert de Gooijer. A Mitsubishi Colt equipped with an 800 cc VCR engine / Bert de Gooijer. – 2007. – Режим доступу: [www.europa.eu.int/comm/research/growth/index.html](http://www.europa.eu.int/comm/research/growth/index.html).
4. Пат. 6349684 США, В1 : F16H 21/36. Crank-connecting rod mechanism / De Gooijer Lambertus H; Заявл. 17.04. 2000; Опубл. 26. 02. 2002. – 5 с.
5. Пат. 2001/0036334 США, A1 : F02B 47/08 Reciprocating piston mechanism and a method of increasing internal egrin an internal combustion engine / De Gooijer Lambertus H. – Заявл. 9.01.2009; опубл. 17. 02. 2011. – 4 с.
6. Displacement Spark-Ignition Engine: final Report / Sandia Laboratories / H.N. Pouliot. C.W. Robinson and W.R. Delameter. – Livermore, California, 1978. – 83 p. – Report № SAND 77-8299.

Рецензент: д.т.н., проф. Є І Оксень АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Стаття надійшла до редакції 23.07.12

© Міщенко М.І., Заренбін В.Г., Колеснікова Т.М., Юрченко Ю.В., Супрун В.Л., Шляхов В.С., Підлісна М.А., 2012