

УДК 629.331

Сакно О.Р. студент спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»  
Срібний Р.О. студент спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»  
Науковий керівник: Колеснікова Т.М. к.т.н., доцент кафедри

(Український державний університет наук і технологій ННІ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» м. Дніпро, Україна)

### ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОРШНЕВОГО ДВОШАТУННОГО КРИВОШИПНОГО МЕХАНІЗМУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

Перевагою двигуна з двошатунним кривошипним механізмом є відсутність бічного тиску поршня на стінку циліндра, що дозволяє зменшити висоту поршня, покращити роботу поршневих кілець, зменшити зазор між поршнем та циліндром. За рахунок встановлення противаг на щоках колінчастих валів забезпечується хороша врівноваженість двигуна, що дозволяє робити його з малою кількістю циліндрів [1, 2, 3]. У порівнянні з двигуном з одним центральним кривошипно-шатунним механізмом йому властиві такі недоліки, як відносно велика громіздкість через наявність двох шатунів і двох колінчастих валів та підвищені вимоги до точності виготовлення та монтажу, пов'язані із забезпеченням мінімального перекосу поршня в площині обертання валів.

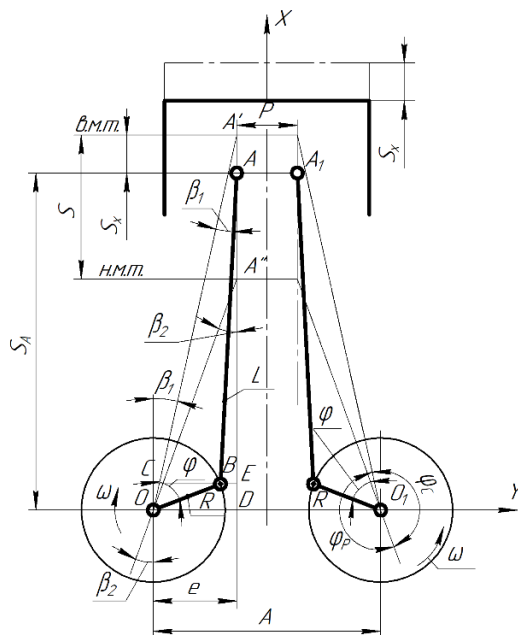


Рисунок 1 – Кінематична схема двовального двигуна з двома шатунами

Механізм перетворення руху поршня кінематично являє собою два однакові зміщені кривошипно-шатунні механізми, У цьому механізмі повзуни об'єднані в один, який служить поршню.

При кінематичному дослідженні механізму достатньо розглянути один із двох зміщених кривошипно-шатунних механізмів. Введемо безрозмірні геометричні параметри осі дезаксiального кривошипно-шатунного механізму:  $\lambda = R/L$ ;  $\chi = e/L$ .

Отже, даний кривошипно-шатунний механізм є двопараметричним [4,5].

Відповідно до рис. 3.2, максимальне переміщення (хід) поршня між крайніми положеннями зміщеного кривошипно-шатунного механізму:

$$S = \frac{1}{\lambda} \left( \sqrt{(1+\lambda)^2 - \chi^2} - \sqrt{(1-\lambda)^2 - \chi^2} \right)$$

$$\text{Переміщення поршня: } S_x = R(A - B \cos \varphi + C \sin \varphi - D \cos 2\varphi + E \sin 2\varphi) \quad (1)$$

де коефіцієнти мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{1}{\lambda} \left( Z + \frac{\chi^2}{2} + \frac{\lambda^2}{4} - 1 \right); \\ B &= \frac{1}{1+\lambda} (Z + \chi^2); \\ C &= \frac{\chi}{1+\lambda} (1-Z); \\ D &= \frac{\lambda}{4} \left( 1 - \frac{2\chi^2}{(1+\lambda)^2} \right); \\ E &= \frac{\lambda\chi Z}{2(1+\lambda)^2}, \end{aligned} \right\}$$

Для визначення швидкості поршня вважаємо, що кривошип обертається рівномірно зі швидкістю  $\omega$ . В результаті диференціювання виразу (1) за часом отримаємо:

$$V = R\omega(B \sin \varphi + C \cos \varphi + 2D \sin 2\varphi + 2E \cos 2\varphi) \quad (2)$$

Прискорення поршня. Диференціюючи двічі вираз (1) за часом при  $\omega = const$ , знаходимо:

$$j = R\omega^2(B \cos \varphi - C \sin \varphi + 4D \cos 2\varphi - 4E \sin 2\varphi) \quad (3)$$

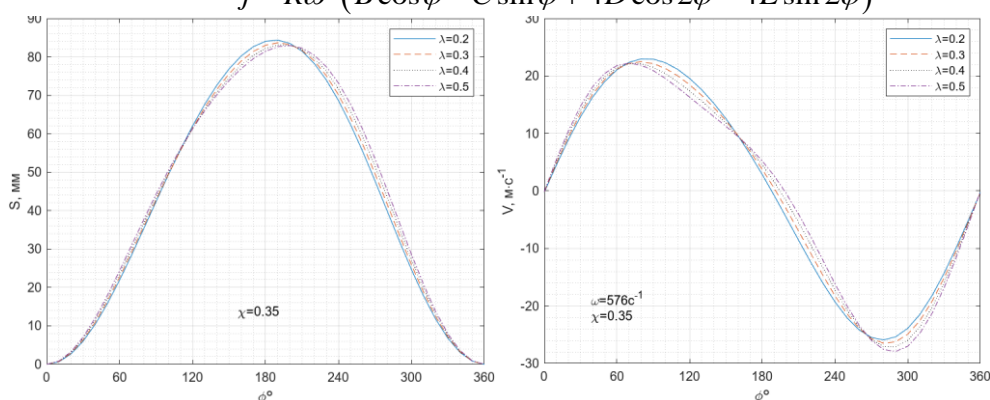


Рисунок 2 – Графіки переміщення поршня Рисунок 3 – Графік швидкості поршня

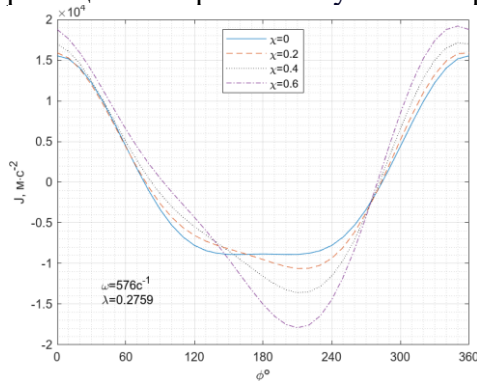


Рисунок 4 – Графіки прискорення поршня

**Висновок.** Виведені формули дозволяють отримати з досить великою точністю чисельне рішення кінематики та встановити параметри двигуна такі, як радіус кривошипу, довжину шатуна, діаметр поршня, а також міжосьову відстань колінчастих валів і поршневих пальців.

#### Список використаних джерел:

1. Абрамчук Ф.И. Автомобільні двигуни: підручник. Київ: Аристей. 2004. 476 с.
2. Гутаревич Ю.Ф., Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.А. Випробування двигунів внутрішнього згорання. К. НТУ. 2002. 191 с.
3. Міщенко М.І. Основи розрахунку кінематичної точності безшатунного двигуна. Донецьк: Лебідь, 1988. Т. 2. 314 с.
4. Taylor M.K., Alex P. Science review of internal combustion engines. Energy Policy 36(12). 2008. P. 4657-4667.
5. Panwar N., Kaushik S., Kothari S. Role of renewable energy sources in environmental protection. Energy Reviews, № 15(3). 2011. P. 1513-1524.