

Рижий О.П., Ігнатюк Р.М., Стадник О.С., Морозюк С.В., Серілко Д.Л.
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПОРШНЕВОГО ДВЗ З КОРОМИСЛОВО-ПОВЗУННИМ МЕХАНІЗМОМ

Сучасний стан розвитку автомобілебудування характеризується високими вимогами до паливної економічності, екологічності та надійності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Попри активне використання електромобілів, поршневі ДВЗ залишаються основним джерелом механічної енергії у більшості транспортних засобів. Одним із ключових напрямів підвищення їх ефективності є зниження механічних втрат, мінімізація інерційних навантажень та покращення кінематичних характеристик кривошипно-шатунного механізму (КШМ), який забезпечує відповідні техніко-експлуатаційні характеристики даних двигунів.

Проаналізовано сучасні тенденції вдосконалення кривошипно-шатунних механізмів та встановлено, що для кожного конкретного випадку необхідна відповідна методика інженерного розрахунку, яка враховує всі особливості модернізованої конструкції кривошипного вузла.

Наведено методику розрахунку кінематики коромислово-повзунного механізму поршневого ДВЗ, який розроблений колективом науковців Національного університету водного господарства та природокористування. Отримано вирази для визначення переміщення поршня, його швидкості та прискорення в залежності від кута повороту шатуна (кривошипа). Представлено результати аналітичних досліджень даного двигуна та отримані графічні залежності переміщення, швидкості та прискорення поршня від конструктивних параметрів коромислово-повзунного механізму.

Отримані результати підтверджують перспективність використання коромислово-повзунного механізму як альтернативи для ДВЗ з традиційною конструкцією КШМ. Запропонована методика може бути використана для подальших досліджень динаміки, оптимізації конструктивних параметрів і проектування поршневих ДВЗ нового зразка з покращеними характеристиками та більшою ефективністю.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, кривошипно-шатунний механізм, коромислово-повзунний механізм, переміщення, швидкість та прискорення поршня.

ВСТУП

Дослідження та розробка нових конструкцій ДВЗ є досить актуальним завданням на даний час, що дозволяє створити високоефективні силові агрегати з високим ресурсом роботи без зниження споживчих якостей автомобілів. Одним із напрямів цих робіт є збільшення літрової потужності сучасних двигунів, підвищення їх паливної економічності та зменшення величини інерційних сил, які виникають під час здійснення зворотно-поступальних та обертових рухів деталей.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Кривошипно-шатунний механізм, який забезпечує перетворення зворотно-поступального руху поршня на обертальний рух колінчастого валу має ряд недоліків, серед яких — значні інерційні навантаження та нерівномірність крутного моменту за робочий цикл. Ці фактори обмежують подальше підвищення ефективності, надійності й довговічності ДВЗ. Практичне впровадження нових конструкцій силових установок обмежується відсутністю методики розрахунку, складністю конструкції кривошипного вузла та визначенням ресурсу працездатності шарнірних з'єднань.

Аналіз літературних джерел [1-10, 12] свідчить про те, що питання вдосконалення конструкцій ДВЗ тісно пов'язане з розробкою аналітичних моделей кінематики та динаміки силових механізмів, що дозволить встановити вплив основних геометричних параметрів на характер руху елементів конструкції, їх інерційне навантаження та нерівномірність крутного моменту. Тому перспективним є проектування, моделювання та експериментальна перевірка нових конструкцій КШМ, які забезпечать покращення експлуатаційних характеристик двигунів.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

В руслі даних досліджень колективом авторів запропонована нова конструкція силового механізму поршневого ДВЗ принцип дії якого докладно описано в літературі [11]. В даному двигуні перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух привідного валу реалізовано за допомогою впровадження коромислово-повзунного механізму (КПМ).

Для підтвердження працездатності запропонованої конструкції поршневого двигуна потрібно проаналізувати велику кількість параметрів його роботи. Першочерговим завданням є розробка методики розрахунку кінематики КПМ, на основі якої можна змоделювати робочий цикл двигуна, визначити вихідні параметри для подальших досліджень, а також провести аналіз динаміки КПМ та робочого процесу двигуна.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для проведення подальшого аналізу введемо відповідні позначення згідно рис. 1:
 φ – кут обертання шатуна (кривошипа) АС відносно осі поршневого пальця (точка А);
 β – кут відхилення коромисла при поточному куті повороту кривошипа φ ;
 L – довжина коромисла ОС;
 R – радіус обертання або довжина шатуна АС;
 A_0 – положення поршня у ВМТ;
 S_x – проміжне значення ходу поршня;

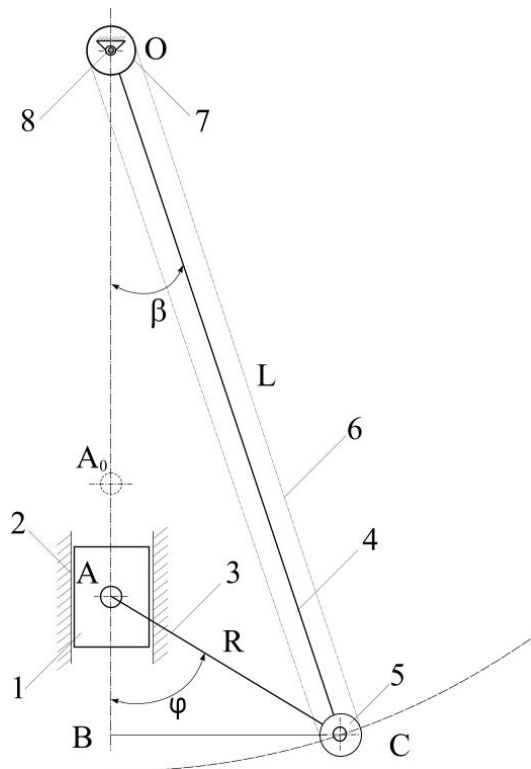


Рисунок 1 – Схема до розрахунку кінематики КПМ:

1 – поршень; 2 – циліндр; 3 – шатун; 4 – коромисло; 5 – ведуча зірочка; 6 – ланцюгова передача;
 7 – ведена зірочка; 8 – привідний вал

Початкове положення наведеного КПМ, коли поршень знаходиться у ВМТ, приймаємо таке, при якому $\varphi = 0$ (шатун і коромисло суміщені та лежать у вертикальній площині). Беручи до уваги розрахункову схему (рис.2) для даного положення справедлива рівність

$$OA_0 = L - R.$$

Врахувавши безрозмірний параметр

$$\lambda = \frac{R}{L},$$

Отримаємо

$$OA_0 = L - \lambda L = L(1 - \lambda).$$

Переміщення поршня (положення точки А) в будь-який момент часу можна визначити як

$$S_x = OB - AB - OA_0,$$

або через значення поточних кутів обертання шатуна (φ) та коромисла (β)

$$S_x = L \cos \beta - R \cos \varphi - L(1 - \lambda). (1)$$

Із трикутника *OCB* маємо

$$\sin \beta = \frac{R \sin \varphi}{L} = \lambda \sin \varphi.$$

Звідки

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi).$$

Враховуючи, що

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi},$$

Отримаємо рівняння (1) у вигляді

$$S_x = L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - R \cos \varphi - L(1 - \lambda). (2)$$

Або

$$\begin{aligned} S_x &= L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda L \cos \varphi - L(1 - \lambda) = \\ &= L \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \cos \varphi - 1 + \lambda \right). (3) \end{aligned}$$

На рис. 2 наведені графіки переміщення поршня $S_x = f(\varphi)$ при різних значеннях безрозмірного параметра λ .

Величину швидкості поршня знайдемо диференціюванням рівняння (2) або (3)

$$V = \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_x}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

де $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ - кутова швидкість шатуна.

Приймаємо, що для даного силового механізму $\omega = \text{const}$, тоді

$$V = \omega \frac{dS_x}{d\varphi},$$

або

$$V = R\omega \sin \varphi - \frac{L\lambda^2 \omega \sin 2\varphi}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} = R\omega \left(\sin \varphi - \frac{\lambda \sin 2\varphi}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right). (4)$$

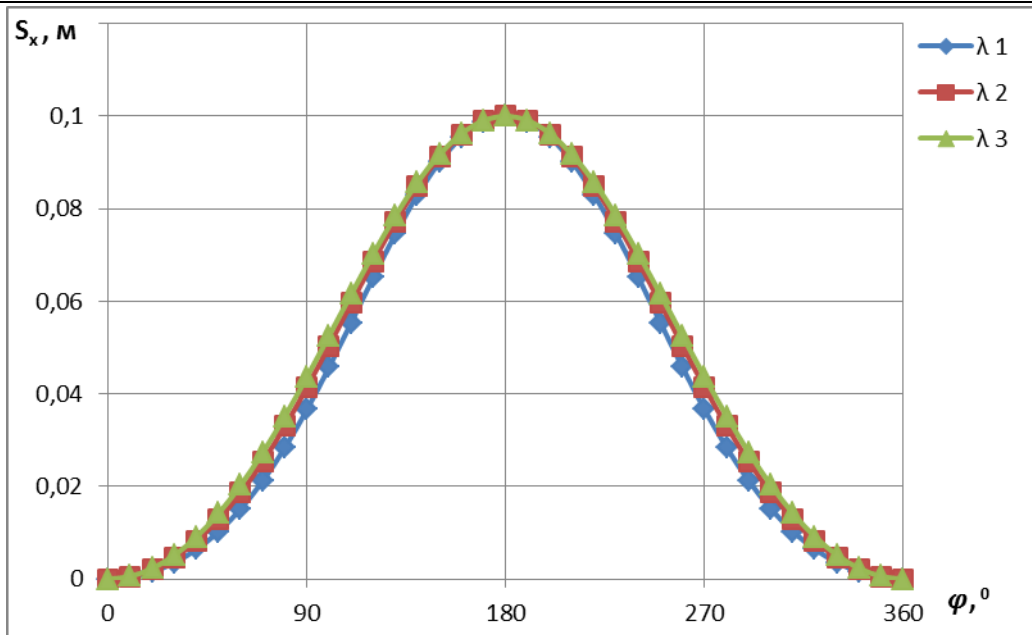


Рисунок 2 – Залежності переміщення поршня S_x від кута повороту шатуна для різних значення безрозмірного параметра λ :
1 - $\lambda_1 = 0,5$; 2 - $\lambda_2 = 1,0$; 3 - $\lambda_3 = 1,5$.

Графічні залежності зміни швидкості поршня показані на рис.3.

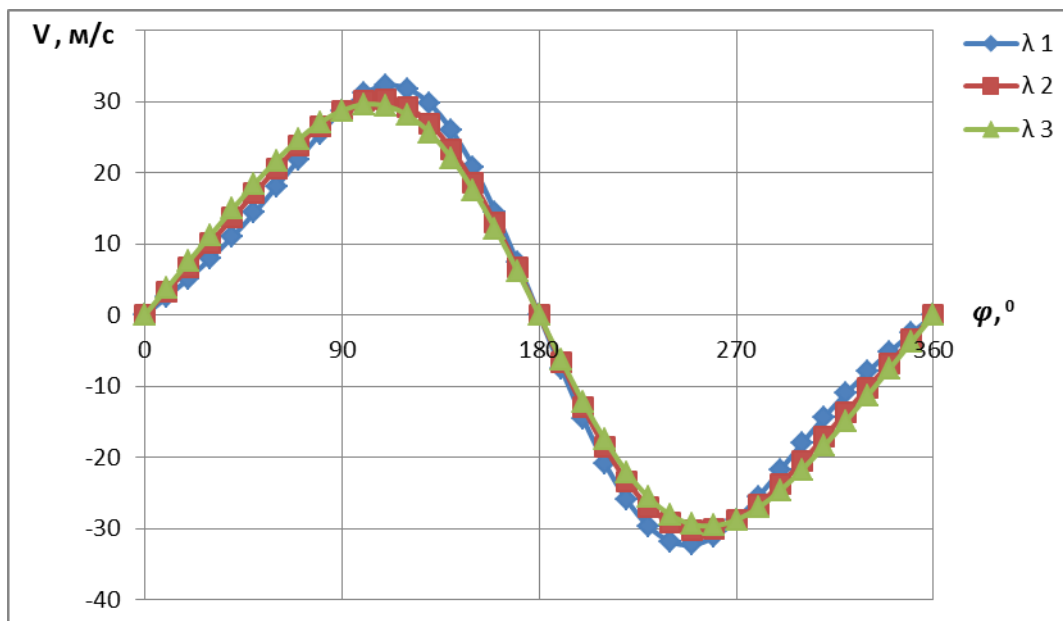


Рисунок 3 – Залежності швидкості поршня V від кута повороту шатуна для різних значення безрозмірного параметра λ :
1 - $\lambda_1 = 0,5$; 2 - $\lambda_2 = 1,0$; 3 - $\lambda_3 = 1,5$.

Залежність для визначення прискорення поршня отримаємо шляхом диференціювання виразу (4), а саме

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

при $\omega = const$ $a = \omega \frac{dV}{d\varphi},$

або

$$a = R\omega^2 \left[\cos \varphi - \frac{\lambda \cos 2\varphi}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \varphi}} - \frac{\lambda^3 \sin^2 2\varphi}{(4-4\lambda^2 \sin^2 \varphi)\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right] =$$

$$= R\omega^2 \left[\cos \varphi - \frac{\lambda \cos 2\varphi}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \varphi}} - \frac{\lambda^3 \sin^2 2\varphi}{4(1-\lambda^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} \right]. \quad (5)$$

Графічні залежності прискорення поршня показані на рис.4.

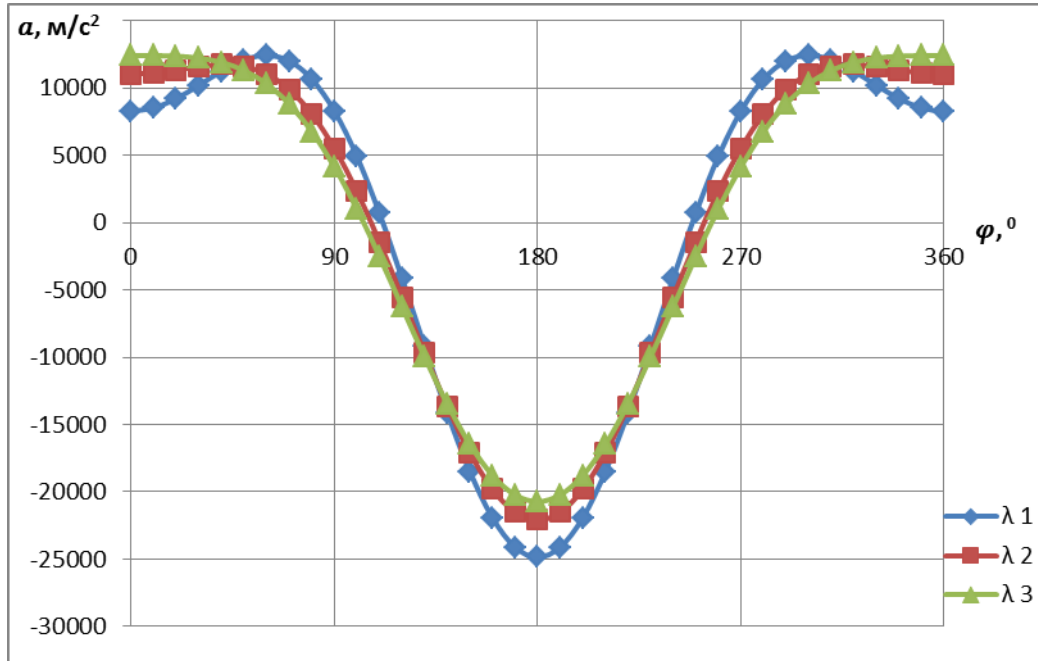


Рисунок 4 – Залежності прискорення поршня a від кута повороту шатуна для різних значень безрозмірного параметра λ :
1 - $\lambda_1 = 0,5$; 2 - $\lambda_2 = 1,0$; 3 - $\lambda_3 = 1,5$.

Графічні залежності (рис.3, рис.4, рис.5), були побудовані на основі проведених аналітичних досліджень для трьох окремих довжин коромисел ($L_1=2R$; $L_2=3R$; $L_3=4R$), довжини шатуна $R=S/2$ та ходу поршня $S=100$ мм.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

З аналізу отриманих результатів видно, що форма кривої переміщення поршня S_x (рис.2) зберігає симетричність відносно положень верхньої та нижньої мертвих точок. При цьому зі збільшенням величини λ відбуваються незначні зміни амплітуди та підвищується плавність ходу поршня. Також зі збільшенням довжини коромисла зменшується вплив кута повороту шатуна φ на переміщення поршня S_x . Це пояснюється тим, що довші коромисла даних коромислово-повзунних механізмів мають менший кут відхилення від вертикального положення, зменшуючи «бічний» рух поршня та підвищуючи загальну ефективність механізму.

Також спостерігається вплив співвідношення λ на характер кривих швидкості V та прискорення a поршня (Рис.3, Рис.4). Так, коротші за довжиною коромисла призводять до вищих швидкостей руху поршня та більш різких прискорень, тоді як довші - забезпечують кращу плавність руху поршня. Це відбувається тому, що коротші коромисла призводять до більшого кутового зміщення поршня на кожну одиницю оберту шатуна.

Аналіз показує, що більшою мірою на величину прискорення поршня a впливає довжина коромисла. Довше коромисло L забезпечує більш плавне зростання значення прискорення поршня a протягом усього його ходу. Зменшення довжини коромисла ($\lambda_1 = 0,5$) сприяє зростанню максимальних значень прискорення поршня a в межах 20...25% в порівнянні з механізмами, що мають довші коромисла.

Наведені вище результати свідчать про те, що зміна співвідношення геометричних параметрів КПМ дозволяє впливати на кінематичні характеристики двигуна. Таким чином, шляхом вибору раціонального значення параметра λ можна забезпечити оптимальний характер переміщення поршня, що дозволить знизити пікові навантаження на деталі КПМ та підвищити зрівноваженість роботи двигуна в цілому.

ВИСНОВКИ

Отримані аналітичні залежності кінематики КПМ дозволяють виявити характерні особливості пов'язані з переміщенням, швидкістю та прискоренням поршня під час здійснення робочого циклу ДВЗ. Даний розрахунок дає можливість здійснити раціональний підбір конструктивних параметрів двигуна (довжина коромисла, радіус обертання шатуна та ін.). Наведена методика розрахунку кінематики силового механізму може застосовуватися для подальших досліджень динамічних характеристик поршневого двигуна з коромислово-повзунним механізмом.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Arabacı, E. (2020). Analysis of design parameters of a novel modified reciprocating mechanism. *International Journal of Automotive Science And Technology*, 4(3), 116-124.
2. Beckers, J., Verrelst, B., Contino, F., & Van Mierlo, J. (2022). Experimental investigation of the dynamics of a slider-crank mechanism with local linear force input. *Journal of Applied Mechanics*, 89(4), Article 041002. <https://doi.org/10.1115/1.4053146>
3. Georgitzikis, V., Pettas, D., Loukas, K., & Mavropoulos, G. (2023). LESS Spark Ignition Engine: An Innovative Alternative to the Crankshaft Mechanism. *Energies*, 16(18), 6655. <https://doi.org/10.3390/en16186655>
4. Gultekin, E., & Cinar, C. (2019). A thermodynamic comparison of rhombic-drive and slider-crank mechanisms for a twostroke SI engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 1-18.
5. Kukuča, Pavol & Barta, Dalibor & Dižo, J. & Caban, Jacek. (2018). Piston kinematics of a combustion engine with unconventional crank mechanism. *MATEC Web of Conferences*. 244. 03006. 10.1051/mateconf/201824403006.
6. Sahin, D.E. Dynamic Design of Crank-Rocker SI Engine Mechanism. *J. Vib. Eng. Technol.* 10, 2853–2875 (2022). <https://doi.org/10.1007/s42417-022-00629-2>
7. Sakhraoui, A., Saggar, M., Ayari, F. *et al.* Kinematics modeling of the gear-based crank mechanism engine regardless of the compressions ratio variations. *Sci Rep* 14, 2807 (2024). <https://doi.org/10.1038/s41598-024-53085-1>.
8. Stojanovic, Nadica & Grujic, Ivan & Nk, Nair. (2022). The analysis of the unconventional piston mechanism conception and comparison with the conventional piston mechanism. *Mobility and Vehicle Mechanics*. 10.24874/mvm.2022.48.03.02.
9. Грабар І.Г. Вплив масово геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згоряння / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. – 2007.– №6(112). –С. 52-56.
10. Грабар І.Г. Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2007 р. – № III (42). – С. 17-23.
11. Коромислово-повзунний механізм поршневої машини: пат. 137743 Україна, МПК F01B 9/00. № u2019 03216; заявл. 01.04. 2019; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 21.
12. Матейчик В. П., Цюман М. П. Дослідження впливу регулювальних параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів». Наукові нотатки: міжвуз. зб. Луцьк, 2010. № 28. С. 331–335.

REFERENCES

1. Arabacı, E. (2020). Analysis of design parameters of a novel modified reciprocating mechanism. *International Journal of Automotive Science And Technology*, 4(3), 116-124.
2. Beckers, J., Verrelst, B., Contino, F., & Van Mierlo, J. (2022). Experimental investigation of the dynamics of a slider-crank mechanism with local linear force input. *Journal of Applied Mechanics*, 89(4), Article 041002. <https://doi.org/10.1115/1.4053146>

3. Georgitzikis, V., Pettas, D., Loukas, K., & Mavropoulos, G. (2023). LESS Spark Ignition Engine: An Innovative Alternative to the Crankshaft Mechanism. *Energies*, *16*(18), 6655. <https://doi.org/10.3390/en16186655>
4. Gultekin, E., & Cinar, C. (2019). A thermodynamic comparison of rhombic-drive and slider-crank mechanisms for a twostroke SI engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 1-18.
5. Kukuča, Pavol & Barta, Dalibor & Dižo, J. & Caban, Jacek. (2018). Piston kinematics of a combustion engine with unconventional crank mechanism. *MATEC Web of Conferences*. 244. 03006. 10.1051/mateconf/201824403006.
6. Sahin, D.E. Dynamic Design of Crank-Rocker SI Engine Mechanism. *J. Vib. Eng. Technol.* **10**, 2853–2875 (2022). <https://doi.org/10.1007/s42417-022-00629-2>
7. Sakhraoui, A., Saggar, M., Ayari, F. *et al.* Kinematics modeling of the gear-based crank mechanism engine regardless of the compressions ratio variations. *Sci Rep* **14**, 2807 (2024). <https://doi.org/10.1038/s41598-024-53085-1>.
8. Stojanovic, Nadica & Grujic, Ivan & Nk, Nair. (2022). The analysis of the unconventional piston mechanism conception and comparison with the conventional piston mechanism. *Mobility and Vehicle Mechanics*. 10.24874/mvm.2022.48.03.02.
9. Hrabar I.H. Vplyv masovo heometrychnykh parametriv kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu na krutnyi moment dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia / I.H. Hrabar, A.V. Ilchenko, V.O. Lomakin // *Visn. Skhidnoukr. derzh. un-tu.* – 2007.– №6(112). –S. 52-56.
10. Hrabar I.H. Modeliuvannia protsesu zminy polozhennia tsentra mas kryvoshypno-shatunnoho mekhanizma dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia / I.H. Hrabar, A.V. Ilchenko, V.O. Lomakin // *Visnyk ZhDTU.* – 2007 r. – № III (42). – S. 17-23.
11. Koromyslovo-povzunnyi mekhanizm porshnevoi mashyny: pat. 137743 Ukraina, MPK F01V 9/00. № u2019 03216; zaiavl. 01.04. 2019; opubl. 11.11.2019, Biul. № 21.
12. Mateichyk V. P., Tsiuman M. P. Doslidzhennia vplyvu rehuliuvalnykh parametriv na palyvnu ekonomichnist i ekolohichni pokaznyky benzynovoho dvyhuna z systemoiu neitralizatsii vidpratsovanykh haziv». *Naukovi notatky: mizhvuz. zb. Lutsk*, 2010. № 28. S. 331–335.

O. Ryzhyi, R. Ihnatiuk, O. Stadnyk, S. Moroziuk, D. Serilko, Kinematic analysis of a piston internal combustion engine with a rocker-slider mechanism.

The current state of development of the automotive industry is characterized by high requirements for fuel efficiency, environmental friendliness and reliability of internal combustion engines (ICE). Despite the active use of electric vehicles, piston ICEs remain the main source of mechanical energy in most vehicles. One of the key areas for increasing their efficiency is to reduce mechanical losses, minimize inertial loads and improve the kinematic characteristics of the crank mechanism (CKM), which provides the appropriate technical and operational characteristics of these engines.

The current trends in the improvement of crank mechanisms are analyzed and it is established that for each specific case, an appropriate engineering calculation method is required, which takes into account all the features of the modernized design of the crank assembly.

The method for calculating the kinematics of the rocker-slider mechanism of a piston ICE, which was developed by a team of scientists from the National University of Water Management and Environmental Management, is presented. Expressions for determining the piston displacement, its speed and acceleration depending on the angle of rotation of the connecting rod (crank) are obtained. The results of analytical studies of this engine are presented and graphical dependences of the piston displacement, speed and acceleration on the design parameters of the rocker-slider mechanism are obtained.

The results obtained confirm the prospects of using the rocker-slider mechanism as an alternative for internal combustion engines with a traditional rocker-slider design. The proposed methodology can be used for further research into dynamics, optimization of design parameters, and design of new piston internal combustion engines with improved characteristics and greater efficiency.

Key words: internal combustion engine, crank mechanism, rocker-slider mechanism, piston displacement, speed and acceleration.

РИЖИЙ Олександр Петрович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: o.p.ryzhyi@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-8592-1217>.

ІГНАТЮК Роман Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: r.m.ihnatiuk@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-1004-1469>.

СТАДНИК Олександр Святославович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: o.s.stadnyk@nuwm.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9066-3806>.

МОРОЗІУК Сергій Володимирович, старший викладач кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: s.v.moroziuk@nuwm.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8904-9614>.

СЕРІЛКО Дмитро Леонідович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: d.l.serilko@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0001-5881-2413>.

Oleksandr RYZHYI, PhD, Associate Professor of Automobiles and Automotive Industry Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: o.p.ryzhyi@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-8592-1217>.

Roman IHNATIUK, PhD, Associate Professor of Automobiles and Automobile Industry Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: r.m.ihnatiuk@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-1004-1469>.

Oleksandr STADNYK, PhD, Associate Professor of Automobiles and Automobile Industry Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: o.s.stadnyk@nuwm.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9066-3806>.

Serhii MOROZIUK, Senior Lecturer of Automobiles and Automobile Industry Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: s.v.moroziuk@nuwm.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8904-9614>.

Dmytro SERILKO, PhD, Associate Professor of the Construction, Road and Reclamation Machinery Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: d.l.serilko@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0001-5881-2413>.

Дата надходження статті до видання: 25.11.2025

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 04.02.2026

<https://doi.org/10.36910/4wn7pr53>