

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КІНЕМАТИКИ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА

*Тетяна Колеснікова¹, к. т. н., Олександр Лиходій¹, к. т. н.,
Тетяна Махоркіна², к. ф.-м. н., Максим Бойко³, к. т. н.*

¹ *Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
вул. Чернишевського, 24 а, м. Дніпро, Україна,
e-mail: tnk1403@ukr.net*

² *Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Львівська обл., Україна,
e-mail: mechanic@ua.fm*

³ *Український державний університет науки і технологій,
пр. Гагаріна, 4, м. Дніпро, Україна,
e-mail: m206206m@gmail.com*

<https://doi.org/10.32718/agroengineering2025.29.133-140>

Колеснікова Т., Лиходій О., Махоркіна Т., Бойко М. Теоретичні дослідження впливу кінематики на робочий процес безшатунного двигуна

Сучасні вимоги до двигунів внутрішнього згоряння спрямовані на підвищення їх ефективності, зменшення питомих витрат пального та зниження рівня токсичних викидів. Одним із перспективних напрямів розвитку є застосування безшатунних механізмів, кінематичні особливості яких здатні суттєво впливати на робочий процес двигуна. Зокрема, відсутність традиційної шатувної передачі змінює закон переміщення поршня, характер перебування у верхній та нижній мертвих точках, величину бокових сил і рівень механічних втрат від тертя. Це відкриває можливості для зниження енергетичних втрат, покращання умов газообміну та більш повного згоряння паливно-повітряної суміші.

У статті виконано аналіз кінематичних і динамічних характеристик безшатунних двигунів різних конструкцій. На основі теоретичних досліджень показано, що зміна траєкторії руху поршня та профілів швидкості й прискорення впливають на тепловиділення та індикаторні показники циклу. Порівняльний аналіз із класичними кривошипно-шатунними механізмами підтверджує зниження питомих механічних втрат і зменшення вібронавантажень за рахунок усунення бокових сил, а також потенційне підвищення літрової потужності й коефіцієнта корисної дії.

Додатково варто відзначити, що ефективність безшатунних механізмів значною мірою залежить від точності виготовлення та синхронізації рухомих ланок, а також від вибору матеріалів, здатних забезпечити необхідну жорсткість і зносостійкість при підвищених навантаженнях. Важливим є й питання оптимізації геометричних параметрів профілю руху поршня для досягнення бажаних теплотехнічних показників у широкому діапазоні режимів роботи двигуна. Узгодження кінематики приводу з процесами сумішоутворення та горіння дає змогу розраховувати на формування рівномірнішого тискового поля в циліндрі та зменшення локальних теплових напружень у деталях камери згоряння. Усе це створює передумови для розроблення перспективних силових агрегатів, здатних поєднувати високу ефективність, надійність та екологічну безпечність.

Отримані результати свідчать про доцільність подальших досліджень безшатунних кінематичних схем як бази для створення нових поколінь двигунів із підвищеними енергетичними та екологічними характеристиками. Особливу увагу рекомендовано приділити експериментальним перевіркам теоретичних моделей, оцінці реальних механічних втрат та довговічності елементів приводу.

Ключові слова: безшатульний двигун, кінематика поршня, конструктивна схема, дослідження, розрахунки.

Kolesnikova T., Lykhodii O., Makhorkina T., Boiko M. Theoretical studies on the influence of kinematics on the workflow of a crankless engine

Modern requirements for internal combustion engines focus on increasing efficiency, reducing specific fuel consumption, and lowering the level of toxic emissions. One promising direction of development is the use of connecting-rod-free mechanisms, whose kinematic features can significantly influence the engine's performance. Specifically, the absence of a traditional connecting-rod transmission alters the piston motion, the character of dwelling at the top and bottom dead centers, the magnitude of side forces, and the level of mechanical friction losses. This opens up opportunities to decrease energy losses, improve gas-exchange conditions, and achieve more complete combustion of the fuel-air mixture.

The article presents an analysis of the kinematic and dynamic characteristics of various designs of crankless engines. Theoretical studies demonstrate that changes in the piston trajectory, as well as the profiles of velocity and acceleration, impact heat release and the indicator parameters of the cycle. A comparative analysis with classical crank-slider mechanisms confirms that the elimination of side forces leads to reduced specific mechanical losses and vibrational loads, along with a potential increase in power output and thermal efficiency.

Additionally, it is important to note that the efficiency of connecting-rod-free mechanisms largely depends on the manufacturing accuracy and synchronization of moving components, as well as on the choice of materials that provide the required stiffness and wear resistance under increased loads. Another critical aspect is the optimization of geometric parameters of the piston-motion profile to achieve the desired thermodynamic characteristics across a wide range of operating conditions. Aligning the kinematics of the drive with the processes of mixture formation and combustion can lead to a more uniform pressure field in the cylinder and a reduction of local thermal stresses in the combustion chamber components. These advancements create opportunities for the development of advanced power units that can combine high efficiency, reliability, and environmental safety.

The obtained results indicate the feasibility of further studies of connecting-rod-free kinematic schemes as a basis for creating new generations of engines with improved energy and environmental performance. It is recommended to give special attention to experimental validation of theoretical models, assessment of actual mechanical losses, and durability of drive components.

Keywords: crankless engine, piston kinematics, design scheme, research, calculations.

Постановка проблеми. Сучасні вимоги до двигунів внутрішнього згоряння спрямовані на зниження шкідливих викидів і підвищення паливної економічності, однак можливості традиційних конструктивних рішень майже вичерпані. Поршневі двигуни з кривошипно-шатунним механізмом зберігають провідні позиції, проте їхні конструктивні недоліки – велика кількість деталей, значні втрати на тертя та складність балансування – обмежують подальше вдосконалення.

Перспективним напрямом є використання безшатунних механізмів перетворення руху (БМПП), кінематичні особливості яких принципово відрізняються від класичних схем. Саме дослідження впливу кінематики БМПП на робочий процес двигуна дозволяє оцінити їхні можливості щодо зниження втрат потужності, оптимізації газообміну, підвищення ефективності згоряння та збільшення моторесурсу. Таким чином, аналіз кінематичних параметрів безшатунних систем є ключовим етапом у розробці нових високоефективних теплових двигунів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Останні праці зосереджені на тому, що зміна кінематичної схеми приводу безшатунних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) істотно впливає на робочий процес через закон переміщення поршня, тривалість «затримок» біля ВМТ/НМТ, рівень бокових сил і втрати на тертя [2; 10]. Низка робіт узагальнює кінематичні та динамічні особливості безшатунних механізмів і показує потенціал для підвищення літрової потужності та ККД завдяки усуненню тертя ковзання і бокових навантажень на поршень [1; 2].

Відсутність кривошипно-шатунного силового механізму в безшатунному двигуні усуває бокову силу, що діє на поршень у традиційних конструкціях. Це сприяє істотному зменшенню тертя в циліндро-поршневій групі, покращанню умов мащення та зниженню інтенсивності зношування деталей. Завдяки цьому підвищується довговічність

основних елементів двигуна та зростає його загальна надійність у процесі тривалої експлуатації. Зменшення бокових навантажень також сприяє зниженню вібрацій, стабільнішій роботі та підвищенню ефективності механічної частини двигуна.

Теоретичні моделі робочого процесу безшатунного двигуна демонструють, що інша траєкторія та швидкісно-прискорювальні профілі поршня змінюють газообмін і тепловиділення, що може зменшувати втрати потужності та підвищувати ефективність згоряння [10; 13]. Порівняльні дослідження різних механізмів (наприклад, Scotch yoke проти класичного КШМ) для поршневих теплових машин підтверджують, що саме кінематика визначає розподіл швидкостей, пікові інерційні сили й чутливість до балансування, а отже – вібронавантаження й механічні втрати [17; 18].

Експериментально-розрахункові роботи для ДВЗ з різною кінематикою силового механізму фіксують зниження питомих механічних втрат і пального за рахунок зміни закону руху поршня та зменшення сил тертя [3; 9, 11]. Додатково, сучасні огляди й патентні рішення щодо безшатунних схем (зокрема, варіанти з удосконаленим шотландським хрестом або вальцевим кулачком) підкреслюють практичну реалізованість підвищених ступенів стиску та спрощеного балансування, що опосередковано покращує показники робочого процесу [12; 14; 15; 16; 19; 20].

Українські дослідження підтверджують технічну життєздатність схеми ККМ (кривошипно-кулісного механізму) – низькі втрати на тертя, можливість динамічної врівноваженості та потенціал для змінного ступеня стиску, що робить її перспективною для спеціалізованих застосувань (зокрема бойової техніки й БПЛА). Для переходу від теорії до серійної практичної реалізації необхідна цілеспрямована програма досліджень і випробувань.

На кафедрі експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури проводилися стендові випробування

одноциліндрового двигуна та повної силової установки для перевірки кінематичних профілів, тепловиділення, індикаторних показників і реальних втрат на тертя [4].

Постановка завдання. У безшатунному двигуні поршень, шток і куліса здійснюють тільки зворотно-поступальний рух, колінчасті вали – обертальний.

У результаті аналізу основних особливостей конструкції та параметрів різноманітних типів відомих двигунів, оцінивши змогу застосування їх як силового приводу для автомобіля, а також враховуючи перспективність в їхньому розвитку, для дослідження була вибрана конструкція нетрадиційного двигуна, а саме – безшатунного поршневого із кривошипно-кулісним механізмом.

На рис. 1 показана конструктивна схема цього двигуна [5; 7]. Тут робочий процес здійснюється так само, як і у звичайному чотиритактному бензиновому ДВЗ.

Механізм перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала розміщений в картері 5 двигуна та містить два колінчасті вали 6. На кривошипних шийках колінчастих валів знаходяться повзуни 6, що рухаються по напрямних куліси 4, яка за допомогою штока 3 з'єднана з поршнем 2.

При обертанні колінчастих валів додаткові противаги 8 завжди складають з вертикально кута такий кут, що рівний повороту кривошипа. Горизонтальні складові відцентрових сил інерції цих противаг однакові за величиною, спрямовані у різні сторони, а тому, відповідно, взаємно врівноважені. Рівнодійна вертикальних складових сил інерції противаг розміщена по осі циліндра двигуна та при будь-якому куті повороту колінчастого вала спрямована в сторону, протилежну силі інерції від мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух.

За відповідного підбору мас противаг у двигуні забезпечується повне зрівноваження сили інерції усіх рухомих частин. Завдяки відсутності шатуна значно зменшуються механічні втрати на тертя в циліндро-поршневій групі, що призводить до підвищення механічного ККД двигуна.

У табл. 1 [4] наведені основні дані двигуна, який розглядається як прототип.

На рис. 2 показана кінематична схема двигуна з ККМ, де $R = OB$ – радіус кривошипа; $s_x = A'A$ і $s_y = B'B$ – переміщення відповідно поршня та повзуна при повороті кривошипа на кут j .

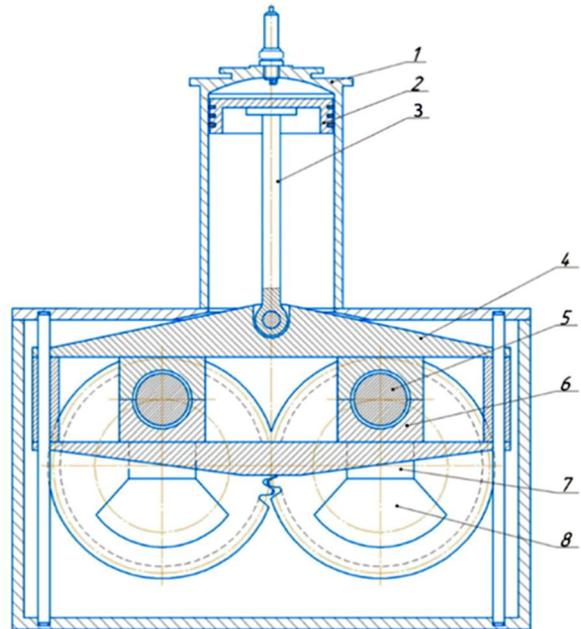


Рис. 1. Конструктивна схема безшатунного двигуна:
1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – куліса;
5 – картер; 6 – повзуни; 7 – колінчасті вали;
8 – противаги.

Fig. 1. Schematic diagram of a crankless engine:
1 – cylinder; 2 – piston; 3 – rod; 4 – rocker;
5 – crankcase; 6 – sliders; 7 – crankshafts;
8 – counterweights.

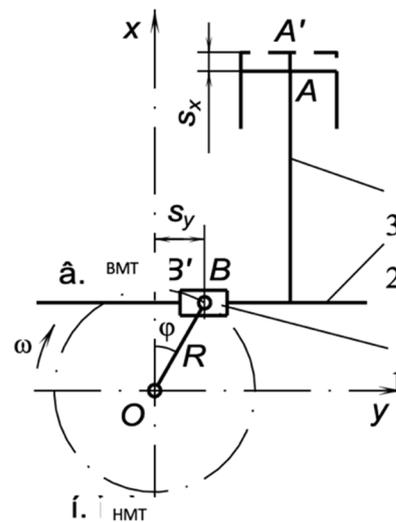


Рис. 2. Схема кінематики безшатунного двигуна:
1 – повзун; 2 – куліса; 3 – шток поршня.

Fig. 2. Diagram of the kinematics of a crankless engine:
1 – slider; 2 – rocker; 3 – piston rod.

Таблиця 1. Технічна характеристика прототипа двигуна
Table 1. Technical specifications of the engine prototype

Модель двигуна	МеМЗ-307
Тип двигуна	Чотирициліндровий, чотиритактний
Робочий об'єм циліндра, л	1,299
Діаметр циліндра, мм	75
Хід поршня, мм	73,5
Ступінь стиску	9,8
Потужність двигуна, кВт	51,5
Частота обертання при максимальній потужності, хв ⁻¹	5500
Витрата палива при максимальній потужності, г/кВтгод	272
Паливо	АІ-95

Приймаючи початок переміщення поршня – в. м. т., отримаємо:

для поршня

$$S_x = R(1 - \cos\varphi), \quad (1)$$

де $R = OB$ – радіус кривошипа; $S_x = A'A$ – переміщення поршня; φ – кут оберту кривошипа;

для повзуна

$$S_y = R\sin\varphi, \quad (2)$$

де $S_y = B'B$ – переміщення повзуна.

Залежності для швидкості руху v_x поршня та швидкості v_y повзуна по напрямних кулісах:

$$v_x = R\omega\sin\varphi, \quad (3)$$

де $\omega = d\varphi/dt$;

$$v_y = R\omega\cos\varphi. \quad (4)$$

Прискорення поршня та повзуна

$$j_x = R\omega^2\cos\varphi; \quad (5)$$

$$j_y = -R\omega^2\sin\varphi. \quad (6)$$

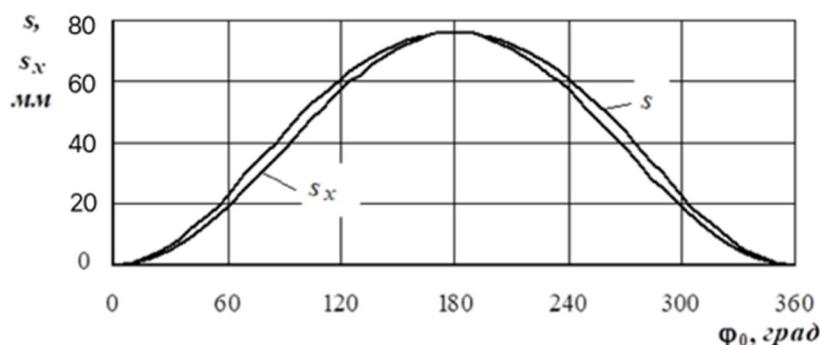


Рис. 3. Кінематичні характеристики (для $R = 36,75$ мм, $n = 5500$ хв⁻¹): s_x – графік зміни переміщення поршня безшатунного двигуна; s – класичного двигуна при $\lambda = R/L = 0,2759$ (де $L = 133,2$ – довжина шатуна).

Fig. 3. Kinematic characteristics (for $R = 36.75$ mm, $n = 5500$ min⁻¹): s_x – graph of changes in piston displacement of a crankless engine; s – classical engine at $\lambda = R/L = 0.2759$ (where $L = 133.2$ is the length of the connecting rod).

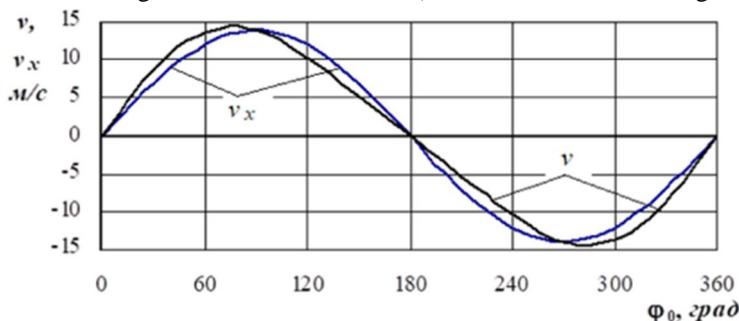


Рис. 4. Кінематичні характеристики (для $R = 36,75$ мм, $n = 5500$ хв⁻¹): v_x – графіки зміни швидкості поршня безшатунного двигуна; v – класичного двигуна при $\lambda = R/L = 0,2759$ (де $L = 133,2$ – довжина шатуна).

Fig. 4. Kinematic characteristics (for $R = 36.75$ mm, $n = 5500$ min⁻¹): v_x – graphs of changes in the piston speed of a connecting crankless engine; v – of a classical engine at $\lambda = R/L = 0.2759$ (where $L = 133.2$ is the length of the connecting rod).

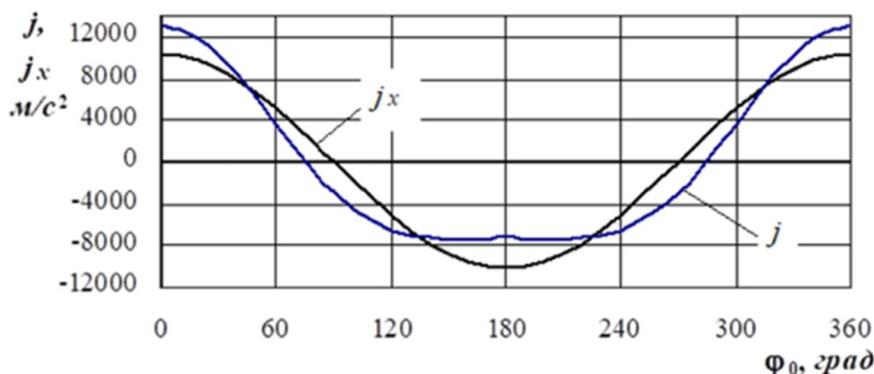


Рис. 5. Кінематичні характеристики (для $R = 36,75$ мм, $n = 5500$ хв⁻¹):

j_x – графіки зміни прискорення поршня безшатуного двигуна;

j – класичного двигуна при $\lambda = R/L = 0,2759$ (де $L=133,2$ – довжина шатуна).

Fig. 5. Kinematic characteristics (for $R = 36.75$ mm, $n = 5500$ min⁻¹):

j_x – graphs of changes in piston acceleration of a crankless engine;

j – of a classical engine at $\lambda = R/L = 0.2759$ (where $L = 133.2$ is the length of the connecting rod).

На рис. 3–5 показані графіки залежностей переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту колінчастого вала для безшатуного двигуна [4], а також для порівняння наведені кінематичні функції класичного двигуна з такими ж конструктивними параметрами. Розрахунки та побудову графіків здійснено в середовищі Mathcad.

Виклад основного матеріалу. Особливості термодинамічного циклу двигуна пов'язані з його кінематикою. Як було показано вище, кінематика кривошипно-кулісного механізму забезпечує рух поршня за законом косинуса, що відрізняється від закону переміщення поршня у двигуні з кривошипно-шатуним механізмом. Відмінність у законі руху поршня вносить у реальний процес безшатуного двигуна суттєві відмінності від робочого процесу класичного ДВЗ, що залежать, своєю чергою, від складу суміші, швидкісного та навантажувального режимів, розмірності двигуна, форми камери згоряння, умов тепловіддачі та інших чинників.

Теоретично при адиабатному процесі стиску та миттєвому підведенні й відведенні тепла цикли цих двигунів тотожні. Однак при врахуванні реально існуючих втрат теплоти в стінки, характеру тепловідведення під час згоряння, протікання процесів газообміну безшатуний та класичний двигуни матимуть різні значення індикаторних та в кінцевому підсумку ефективних показників робочого процесу [8].

Розглянемо процес стиску. На початку стиску на ділянці повороту колінчастого вала від 180 до 270° швидкість v_x поршня в безшатуному двигуні більша, ніж швидкість v_x у класичному ДВЗ. Звідси

випливає, що перший період процесу стиску в двигуні з ККМ супроводжується меншим підведенням теплоти до робочого заряду, а отже, й нижчим значенням показника політропи стиску. Як показують розрахунки, на початковій ділянці стиску, що дорівнює приблизно половині ходу поршня, тиск і температура в циліндрі підвищуються незначно і становлять менше 4 % від значень цих параметрів наприкінці процесу стиснення. Тому можна вважати, що теплообмін між робочим тілом і стінками, показник політропи стиснення і т. д. у безшатуному та традиційному двигунах мають однакові значення. При подальшому стиску швидкість $v_x < v$ і тепловідведення в безшатуному двигуні стають вищими, ніж у звичайному ДВЗ. Крім того, при більш повільному русі поршня збільшується час, а відповідно й частка тепла, що витрачається на випаровування бензину, що додатково знижує в безшатуному двигуні температуру робочого заряду на такті стиснення.

Розглянемо процеси згоряння та розширення. В ідеальному припущенні згоряння двигунів з запалюванням від іскри відбувається при постійному об'ємі V_c і відсутності втрат тепла, пов'язаних з теплообміном між робочим тілом і стінками камери згоряння. Однак у реальному двигуні основна фаза горіння відбувається не при мінімальному V_c , а при зростаючому об'ємі, тому теплова енергія, що виділилася при згорянні палива, використовується неефективно. У класичному двигуні виділення основної частини тепла після проходження поршнем ВМТ призводить до втрати частини ходу поршня на такті розширення та зменшення ступеня розширення порівняно з номінальним ступенем стиснення, що призначається

заводом-виробником $e = V_a/V_c$, а отже, і до зниження індикаторного ККД, який, як відомо, визначається величиною e'' , а не e . У безшатунному двигуні час знаходження поршня поблизу ВМТ більший, ніж у класичному ДВЗ, тому за інших рівних умов (однакових частоті обертання колінчастого вала, навантаженні, ступені стиску, максимальних тисках і температурах згоряння та інших чинниках) та однаковій швидкості згоряння процес розширення починається раніше.

Внаслідок цього у двигуні з рухом поршня за синусним законом ступінь розширення, отже, і економічність вища, ніж у традиційному ДВЗ.

Оцінка впливу кінематики поршня на параметри робочого циклу. Як вже відзначалося, у реальних ДВЗ процес згоряння відбувається з кінцевою швидкістю та переноситься на такт розширення, внаслідок чого підведене тепло в різноманітних двигунах, що мають один і той же номінальний ступінь стиску e , буде використовуватися при різних ступенях розширення:

- у безшатунному двигуні при ступені розширення e' ,
- у класичному – при ступені розширення e'' .

Дійсні цикли можна замінити еквівалентними термодинамічними циклами відповідно B та C з ізохорним підведенням теплоти, як показано на рис. 6.

У цьому випадку повинні дотримуватися умови: рівності величин індикаторного ККД та рівності кількості підведеного тепла в дійсному та еквівалентному циклах.

У безшатунному циклі B по контуру $a - c' - z' - b$ тепло підводиться при постійному об'ємі $V_{c'}$, а ступінь стиску рівний ступеню розширення e' безшатунного двигуна.

Класичний цикл C , що здійснюється по контуру $a - c'' - z'' - b$, має ступінь стиску розширення e'' .

Розрахунок вказаних еквівалентних циклів повинен виходити з таких припущень, прийнятих для дійсних циклів [6; 8]:

- кількість підведеної теплоти при всіх ступенях стиску $q_l = idem$;
- процес підведення тепла починається у ВМТ й закінчується при куті повороту колінчастого вала j_z , відповідному моменту закінчення основної фази згоряння в дійсному циклі;
- характер змінювання об'єму камери згоряння однозначно визначається кінематикою поршня.

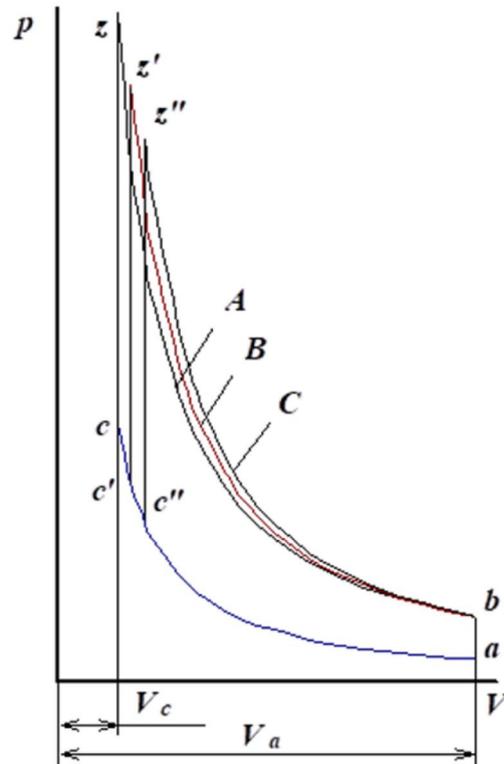


Рис. 6. Розрахункові цикли ДВЗ: A – теоретичний цикл; B і C – цикли, еквівалентні дійсним циклам безшатунного та класичного двигунів.

Fig. 6. Engine operating cycles: A – theoretical cycle; B and C – cycles equivalent to the actual cycles of the crankless and classical engines, respectively.

Якщо в ДВЗ з різною кінематикою поршня процес згоряння відбувається за однаковий час $t = idem$, то й для випадку, коли $w = idem$, момент закінчення тепловиділення в різних типах циклів буде відповідати одному і тому ж куту j_z повороту колінчастого вала, що впливає зі співвідношення $j_z = 6nt$ (де j_z – кут, відповідний повороту колінчастого вала від ВМТ до досягнення максимального тиску; t – час, відповідний повороту вала на кут j_z).

Знаючи значення кута j_z , можна визначити за очевидним рівнянням $V = s/t$ положення точок z' та z'' на індикаторних діаграмах рис.6 за формулами:

для безшатунного двигуна

$$s\phi = V_{cpx} \frac{j_z}{6n}, \quad (7)$$

для класичного двигуна

$$s_{cp} = V_{cp} \frac{j_z}{6n}, \quad (8)$$

де V_{cp_x} і V_{cp} – середня швидкість поршня на ділянці кута j_z відповідно в безшатунному та класичному двигунах.

Очевидно, що при $j_z = idem$ величина $s'z < s''z$. Це вказує на те, що при однаковому часі процесу згоряння частка втраченого ходу поршня на такті розширення в безшатунному двигуні менша, ніж у звичайному.

Середні швидкості руху поршня на ділянці j_z згоряння можуть бути знайдені за допомогою інтегрування рівнянь швидкості поршня

$$v_{cp} = \frac{180^\circ}{\rho j_z} \int_0^{j_z} \dot{\phi}(j) dj$$

Для звичайного двигуна з КШМ після підстановки значення швидкості та деяких перетворень

$$v_{cp} = 6Rn \frac{1}{j_z} \int_0^{j_z} \dot{\phi} \sin j + \frac{1}{2} \sin 2j \frac{\dot{\phi}}{\dot{\phi}} dj, \quad (9)$$

для безшатунного двигуна $l = 0$ і формула (9) набуває такого вигляду:

$$v_{cp_x} = 6Rn \frac{1}{j_z} \int_0^{j_z} \dot{\phi} \sin j dj \quad (10)$$

Ступені стиску еквівалентних циклів безшатунного (e_B) та класичного (e_C) двигунів визначаються зі співвідношень

$$e_B = e_C = \frac{S_a}{S_c}; \quad e_C = e_C = \frac{S_a}{S_c} \quad (11)$$

де S_a і S'_c , $S''c$ – приведені величини повного об'єму V_a циліндра і об'єму камери згоряння V'_c , $V''c$ (для циклів і С).

Таким чином, отримані співвідношення дозволяють розрахувати цикли двигунів з різним законом переміщення поршня.

Таблиця 2. Порівняння основних параметрів безшатунного та класичного двигунів

Table 2. Comparison of the main parameters of a crankless and classic engine

Показник	Класичний кривошипно-шатульний двигун	Безшатульний двигун (з кривошипно-кулісним механізмом)
Максимальний тиск згоряння, МПа	6–9	6–8
Середній ефективний тиск, МПа	0,8–1,0	0,9–1,1
Механічний ККД, %	80–85	85–90
Загальний ефективний ККД, %	30–36	33–40
Питомі механічні втрати, кВт·год/кг	0,20–0,25	0,15–0,18
Температура поршня, °С	250–300	200–240
Температура оливи, °С	110–130	90–110
Рівень вібрацій	Середній–високий	Низький
Довговічність вузлів (ресурс), % від базового	100	115–130

Висновки. Отримані залежності розрахунку кінематики безшатунного двигуна. Розглянуті особливості термодинамічного циклу двигуна, пов'язані з його кінематикою. Запропоновані рівняння, які дають змогу визначити ступінь стиснення в безшатунному та класичному двигунах.

Бібліографічний список

1. Артюх О. М., Дударенко О. В., Кузьмін В. В. Транспортні енергетичні установки. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. 264 с.
2. Губінський А. І., Іванов С. П. Дослідження кінематичних схем безшатунових двигунів внутрішнього згоряння. *Вісник машинобудування*. 2019. № 4. С. 25–32.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Харків: НТУ «ХПІ». URL: <https://dvs.khpi.edu.ua> (дата звернення: 20.01.2025).

4. Міщенко М. І., Заренбін В. Г., Колеснікова Т. М. Деякі результати порівняльних досліджень показників безшатунного та класичного двигунів. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2014. № 9. С. 28–33.

5. Міщенко М. І., Колеснікова Т. М. Автомобільні двигуни із відключенням циліндрів. Конструкції, аналіз. *Вісник СевНТУ*. 2011. № 122. С. 163–166.

6. Міщенко Н. І. Кривошипно-кулісний механізм двотактного безшатунного двигуна малої потужності. *Галузеве машинобудування*. 1998. № 6. С. 33–35.

7. Міщенко М. І. Перспективна конструкція безшатунного двигуна внутрішнього згоряння. *Автошляховик України*. 1998. № 2. С. 16–17.

8. Міщенко М. І., Хімченко А. В. Особливості кінематики одноциліндрового двигуна з двома шатунами, з'єднаними з двома колінчастими валами. *Галузеве машинобудування*. 1998. № 5. С. 22–25.

9. Сидоренко М. О. Кінематичний аналіз альтернативних механізмів перетворення руху в поршневих двигунах. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2021. № 7. С. 56–63.
10. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння. Харків: Точка, 2014. 148 с.
11. Beyaz A., Dağtekin M. Kinematic analysis of tractor engine crank-rod mechanism. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*. 2018. Vol. 33. P. 93–100.
12. Bourke Engine Project LLC. Technical overview. URL: <https://bourkeengineprojectllc.com> (дата звернення: 20.01.2025).
13. Chen Y., Li X. Influence of Piston Motion Law on Combustion and Gas Exchange in Non-crankshaft Engines. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2022. Vol. 36(5). P. 2111–2120.
14. Kinematics and kinetic analysis of the slider-crank mechanism in otto linear four cylinder Z24 engine / M. Ranjbarkohan, M. Rasekh, A. H. Hoseini, K. Kheiralipour, M. R. Asadi. *Journal of Mechanical Engineering Research*. 2011. Vol. 3. P. 85–95.
15. Kinematics modeling of the gear-based crank mechanism engine regardless of the compressions ratio variations / A. Sakhraoui, M. Saggar, F. Ayari, R. Nasri. *Scientific Reports*. 2024. Vol. 14. P. 2807. doi: <https://doi.org/10.1038/s41598-024-53085-1>.
16. Patents.Google. Mechanisms for non-crankshaft piston engines. URL: <https://patents.google.com> (дата звернення: 20.01.2025).
17. Petrescu F. I. T., Petrescu R. V. V. Kinematics of the Scotch Yoke Mechanism in Internal Combustion Engines. *Applied Mechanics and Materials*. 2018. Vol. 880. P. 137–144.
18. ResearchGate. Comparative analysis of slider-crank and Scotch yoke engines. URL: <https://researchgate.net> (дата звернення: 20.01.2025).
19. Robert L. Kinematics and Dynamics of machinery. McGrawHill, 2013. 787 p.
20. Wang J., Zhang L., Xu H. Comparative Study of Friction Losses in Slider-Crank and Scotch Yoke Engines. *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 236. P. 114032.

Стаття надійшла 22.01.2025