

Роман Зінько*

Доктор технічних наук, професор
Національний університет «Львівська політехніка»
79013, вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-3275-8188>

Олександр Крамський

Кандидат технічних наук
Національний університет «Львівська політехніка»
79013, вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна
<https://orcid.org/0009-0007-0882-9402>

Богдан Мокряк

Аспірант
Національний університет «Львівська політехніка»
79013, вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна
<https://orcid.org/0009-0006-8990-4226>

Андрій Поляков

Доктор технічних наук, професор
Вінницький національний технічний університет
21021, вул. Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-0413-6365>

Дослідження експлуатаційних характеристик пневматичного автомобільного двигуна

Анотація. Використання сучасних енергетичних установок у транспорті з двигунами внутрішнього згоряння не здатне повністю вирішити екологічні питання, зумовлені трафіком, особливо у густонаселених міських районах із населенням понад мільйон осіб. Одним із перспективних напрямів покращення екологічної безпеки транспорту є застосування двигунів, які використовують стиснене повітря як робоче середовище. Це зумовлено низкою переваг пневматичних двигунів у порівнянні з іншими енергетичними системами: високий рівень безпеки, простота транспортування, екологічність, низька собівартість виробництва пневматичних транспортних засобів і стисненого повітря, а також легкість утилізації повітряних батарей і енергетичних систем. В роботі представлено математичну модель, яка дозволяє виконувати чисельні розрахунки та оптимізувати основні енергетичні й експлуатаційні характеристики поршневого пневматичного двигуна із кривошипно-шатунним механізмом і заданим механізмом газорозподілу. Результати моделювання показали, що найбільш перспективним є 4-циліндровий пневматичний двигун. Розроблений варіант забезпечує необхідну потужність до 14 кВт залежно від вхідного тиску, а також має коефіцієнт заповнення P-V діаграми в межах 0,68–0,76.

Ключові слова: пневматичний двигун; стиснене повітря; моделювання; P-V діаграма; енергоефективність; екологічна безпечність; транспортні засоби

Suggested Citation:

Zinko, R., Kramskiy, O., Mokriak, B., & Polyakov, A. (2024). Research on the operational characteristics of a pneumatic automotive engine. *Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 10(2), 48-53. doi: 10.63341/vjmet/2.2024.48.

*Corresponding author



Вступ

Сучасні мобільні комплекси рухомих засобів відновлення озброєння і військової техніки що відносяться до системи технічної підтримки військ, повинні відповідати інтенсивному розвитку засобів і способів ведення бойових дій. Використання сучасних енергетичних установок у транспорті з двигунами внутрішнього згоряння не здатне повністю вирішити екологічні питання, зумовлені трафіком, особливо у густонаселених міських районах із населенням понад мільйон осіб. Одним із перспективних напрямів покращення екологічної безпеки транспорту є застосування двигунів, які використовують стиснене повітря як робоче середовище. Це зумовлено низкою переваг пневматичних двигунів у порівнянні з іншими енергетичними системами: високий рівень безпеки, простота транспортування, екологічність, низька собівартість виробництва пневматичних транспортних засобів і стисненого повітря, а також легкість утилізації повітряних батарей і енергетичних систем.

Стиснене повітря вже активно застосовується в енергетичних установках різного типу: для наддуву в двигунах внутрішнього згоряння, у комбінованих енергетичних системах при часткових режимах роботи двигуна, у комплексних установках зі змінним циклом роботи, що комбінують ДВЗ і пневматичний двигун, де використовується лише стиснене повітря. При цьому вихлопне повітря з залишковим тиском може бути повторно застосоване в інших циліндрах або збережене в балонах для подальшого використання. Такі компанії, як MDI, TATA тощо, вже створили пневматичні автомобілі, які підготовлені до серійного виробництва або вже випускаються, наприклад, на Гаваях. Харківський національний автомобільно-дорожній університет також здійснює дослідження і розробку пневматичних двигунів.

У системі пневматичного приводу енергія зазвичай перетворюється двигуном у механічну потужність шляхом розширення стисненого повітря в циліндрі (Fang et al., 2018). Поршневий механізм схожий на конструкцію стандартного двигуна внутрішнього згоряння, за винятком того, що в двигуні на стисненому повітрі відсутні форсунки або свічки запалювання. Робочий цикл такого двигуна складається з двох тактів: розширення та випуску. Важливо зазначити, що впускний процес відбувається на початку такту розширення. Впускний клапан відкривається зазвичай тоді, коли поршень досягає верхньої мертвої точки (ВМТ), після чого стиснене повітря надходить у циліндр із повітряного балона. Коли впускний клапан закривається, стиснене повітря, що залишилося в циліндрі, розширюється далі, доки поршень не дійде до нижньої мертвої точки (НМТ). Впускний клапан відкривається після завершення фази розширення, і стиснене повітря виходить із циліндра під час зворотного руху поршня.

Упродовж останнього десятиліття більшість досліджень двигунів на стисненому повітрі були зосереджені на поршневій конструкції. H. Liu et al. (2005) і Y. Chen et

al. (2005) створили математичні моделі таких двигунів і проаналізували їхню роботу в умовах одноетапного та двоетапного розширення. Результати підтвердили, що поршнева конструкція є оптимальним рішенням для двигунів на стисненому повітрі. X. Yu et al. (2002) дослідили теоретичний цикл таких двигунів і виявили, що вихідна потужність двигуна має лінійну залежність від початкової температури розширення. Збільшити продуктивність можна за допомогою багатоступеневої, квазіізотермічної експансії стисненого повітря. L. Liu & X.-L. Yu (2006) запропонували оптимізаційний підхід до теоретичного циклу двигуна, використовуючи метод багатокритеріальної оптимізації. Максимальна ефективність досягалася при співвідношенні тиску впуску та коефіцієнта стиснення 32 та 13 відповідно. Для траєкторії поршня був розроблений механізм з подвійним колінчатим валом, який забезпечує зупинку поршня, доки тиск у циліндрі не зрівняється з впускним, а також дозволяє лінійну залежність швидкості поршня від площі впускного клапана.

J.-Q. Hu et al. (2007) провели аналіз потоків у циліндрі двигуна, що дозволило виявити, що турбулентність біля впускного порту значно знижує енергоефективність через втрати стисненого повітря. Група з Пекінського університету авіації й астронавтики виконала віртуальне моделювання роботи двигуна, створивши модель, перевірену за допомогою пневматичного двигуна (APE) (Song et al., 2013; Xu et al., 2014a). Команда розробила нову систему клапанів для дослідження динамічних характеристик і створила оптимальні стратегії керування клапанами, що розширило теоретичні знання про технологію пневматичних двигунів. Дослідження також охоплювало моделювання теплових процесів (Xu et al., 2014b), яке показало значне зниження температури під час роботи. Для уникнення ризику замерзання через ефект дроселювання запропонували технологію компенсації температури (Shi et al., 2015), де етанол використовувався як теплообмінне середовище. Це дозволило підвищити ефективність двигуна на 30%. Q.H. Yu et al. (2016) запропонували механізм подвійного колінчатого з'єднання, що забезпечило стабільність тиску в циліндрі та підвищення енергоефективності в 1,86–2,86 рази.

Метою статті було створити математичну модель, яка дозволяє виконувати чисельні розрахунки та оптимізувати основні енергетичні й експлуатаційні характеристики поршневих пневматичних двигунів із кривошипно-шатунним механізмом і заданим механізмом газорозподілу.

Результати

Математичний опис основних параметричних впливів реалізується через систему диференціальних рівнянь і дозволяє побудувати передбачувану «P-V діаграму», що відображає реальний P-V процес. При застосуванні кривошипно-шатунного механізму розрахункова

схема для одного циліндра подана на Рисунку 1. Додатковою метою використання цієї методики було спрощення обчислень, уникнення зайвої складності та громіздкості в розрахунках.

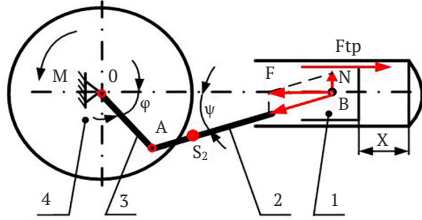


Рисунок 1. Динаміка процесів у циліндрі двигуна

Джерело: розробка авторів

Застосування розрахункових «P-V діаграм» дозволяє оцінити ефективність запропонованої динамічної методики розрахунку, а також перевірити її придатність для моделювання робочих процесів у пневматичному двигуні. Паралельно здійснюється перевірка не лише прийнятності основних фізичних принципів, припущень і спрощеної схематизації складних реальних тепло- та газодинамічних процесів, але й відповідності емпіричних величин, без яких неможливо описати фізично складні явища, що використовуються в цій методиці.

Для створення математичної моделі та розрахунку термодинамічних характеристик багаточиліндрового пневмодвигуна розглянемо його робочий цикл (Рис. 2), який складається з таких тактів (Yatsyna, 2014): 1–2 – такт впуску робочого тіла; 2–3 – такт розширення; 3–4 – такт випуску відпрацьованих газів; 4–1 – нев'язка за тиском Δp_{4-1} (близька до нуля).

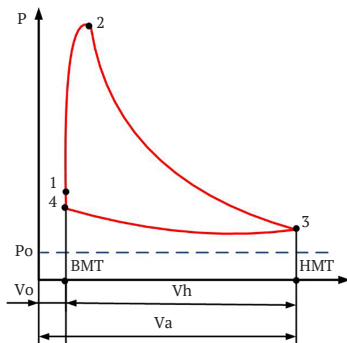


Рисунок 2. Діаграма робочого циклу поршневого пневмодвигуна

Джерело: розробка авторів

Розглянемо такт впуску робочого тіла на ділянці 1–2.

Відповідно до першого закону термодинаміки, вважаємо, що вся підведена з газом теплова енергія dQ_M витрачається на зміну внутрішньої енергії dU_1 та на роботу розширення газу dL_1 . Запишемо рівняння енергетичного балансу (Kudryavtsev, 2005; Yatsyna, 2014):

$$dQ_M = dU_1 + dL_1. \quad (1)$$

Враховуючи, що кількість теплоти, що надходить з магістралі у порожнину пневмодвигуна (далі порожнина 1), дорівнює добутку маси газу m на питому ентальпію $dQ_M = i_m dm_m$, а внутрішня енергія U_1 газу та виконувана ним робота L_1 визначаються, відповідно, $dU_1 = d(u_1 m_1)$ та $dL_1 = p_1 dV_1$, представимо рівняння (1) у такому вигляді:

$$i_m \times dm_m = u_1 dm_1 + m_1 du_1 + p_1 dV_1, \quad (2)$$

де u_1 – питома внутрішня енергія газу у порожнині 1; V_1 – об'єм порожнини 1; m_1 – маса газу, що надійшла у порожнину пневмодвигуна.

Виразимо у рівнянні (2) значення ентальпії та внутрішньої енергії через добуток температури на теплоємність за сталими тиском c_p та об'ємом c_v , відповідно:

$$c_p \times T_M \times dm_m = c_v T_1 dm_1 + c_v m_1 dT_1 + p_1 dV_1. \quad (3)$$

Розглядаючи робочий газ як ідеальний, молекулярними силами взаємодії якого можна знехтувати, опишемо його стан за рівнянням Менделєєва–Клапейрона:

$$p_1 V_1 = m_1 RT_1, \quad (4)$$

де R – газова стала (для повітря $R = 287,14$ Дж/кг К при $T = 293$ К).

Підставляючи у рівняння (3) значення $m_1 dT_1$, отримане з рівняння (4), і припускаючи у ньому $c_p/c_v = k$ та $c_p - c_v = R$, де k – показник адіабати, після нескладних перетворень отримаємо вираз:

$$kRT_M dm_m = V_1 dp_1 + kp_1 dV_1. \quad (5)$$

Замінюючи у рівнянні (5) масу газу dm_m , що надходить у порожнину V_1 протягом часу dt , відповідним значенням витрати G_m ($dm_m = G_m dt$), виразимо отримане рівняння відносно тиску:

$$dp_1 = \frac{kG_m RT_M dt}{V_1} - kp_1 \frac{dV_1}{V_1}. \quad (6)$$

Витрата G_m газу з необмеженого об'єму (магістралі) визначається за формулою Сен-Венана і Ванцеля (див., наприклад, Y. Chen (2005) і X. Yu (2002)):

$$G_m = \mu_1 f_1 p_M \times \sqrt{\frac{2k}{k-1} \times \frac{1}{RT_M} \left[\left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (7)$$

де μ_1 – коефіцієнт витрати; f_1 – площа вхідного отвору; T_M – температура газу в магістралі.

Втрати тиску газу у трубопроводі та місцевих опорах враховуються введенням коефіцієнта витрати (Kudryavtsev, 2005; Yatsyna, 2014), що також враховує стискання струменя при витіканні, швидкість підходу повітря до отвору та інші фактори.

Процес наповнення стисненим повітрям можна описати за допомогою змінного показника політропи

n , значення якого на початку процесу наповнення дорівнює показнику адиабати, а потім монотонно зменшується (Kudryavtsev, 2005):

$$n = 1 + \left[\frac{\sigma_a(k-1)}{\sigma} \right], \quad (8)$$

де $\sigma_a = p_a/p_M$; p_a – тиск у порожнині наповнення на початковий момент часу.

При $\sigma = 1$, тобто в кінці процесу, його значення асимптотично наближається до показника ізотерми $n = 1$.

Підставивши (8) у вираз (7), отримаємо наступну формулу для визначення витрати повітря під час наповнення порожнини пневмодвигуна:

$$G_M = f_1 p_M \times \sqrt{\frac{2k}{k-1} \times \frac{1}{RT_M} \left[\left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}. \quad (9)$$

Розглянемо процес політропного розширення робочого газу в порожнині 1 на ділянці 2–3. Рівняння політропи запишемо у такому вигляді:

$$\frac{p_2}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^n, \quad (10)$$

де p_2, p_3, V_2, V_3 – значення тиску в порожнині 1 та її об'єми, що визначаються відповідно під час положення поршня у точках 2 та 3.

Описуємо процес витікання стисненого повітря з порожнини пневмодвигуна при відкритому випускному клапані (ділянка 3–4). У цьому випадку може бути застосований перший закон термодинаміки (1), але в цьому рівнянні слід поставити знак мінус у лівій частині, оскільки відбувається витікання повітря:

$$-dQ_2 = dU_2 + dA_2. \quad (11)$$

Відповідно змінюємо індекс 1, що стосується першої порожнини (Рис. 2), на індекс 2 другої порожнини. Після підстановки виразів для внутрішньої енергії газу та виконуваної ним роботи у (11) отримаємо такий вираз:

$$-kRT_2 dm_2 = V_2 dp_2 + kp_2 dV_2. \quad (12)$$

Витрата повітря з обмеженого об'єму V_2 у магістраль також описується формулою Сен-Венана і Ванцеля (7), однак у ній слід прийняти $T_M = T_2$, $G_M = G_2$ та $p_M = p_2$, враховуючи, що всі ці величини є змінними [5].

$$G_2 = \mu_2 f_2 p_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \times \frac{1}{RT_2} \left[\left(\frac{p_M}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_M}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (13)$$

$$\varphi(\sigma) = \begin{cases} \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, & \text{якщо } 0,528 < \sigma < 1; \text{ для } k = 1,4, \\ 0,2588, & \text{якщо } 0 < \sigma \leq 0,528 \end{cases} \quad (14)$$

Після підстановки (13) у (14) отримаємо кінцевий вираз для визначення динаміки зміни тиску під час випуску з порожнини пневмодвигуна:

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k\mu_2 f_2 K p_2^{\frac{2k-1}{k}} \sqrt{RT_M}}{S_2(x_3-x)p_M^{\frac{k-1}{2k}}} \varphi\left(\frac{1}{\sigma_2}\right) + \frac{kp_2 dx}{x_3-x dt}. \quad (15)$$

Для замикання рівнянь (6), (9), (10), (15) необхідно додати закон зміни об'єму надпоршневого простору від часу.

У випадку застосування кривошипно-шатунного механізму (Рис. 2) шукану відстань X можна визначити (Kudryavtsev, 2005) як:

$$x = OA(1 - \cos\varphi) + AB(1 - \cos\omega), \omega = \arcsin\left(\frac{OA}{AB}\sin\varphi\right), \quad (16)$$

де $\varphi = t \frac{2\pi}{60} n$, n – кількість обертів за хвилину; t – час, с.

Таким чином, методика розрахунку для опису стаціонарних процесів у пневматичному двигуні базується на послідовному застосуванні рівнянь (6), (10) і (15) у системі з рівнянням (16). Оптимізація та визначення найефективніших режимів роботи досягаються шляхом варіювання основних термодинамічних і конструктивних параметрів.

Програма для чисельного моделювання та розрахунків робочого циклу, а також основних технічних і експлуатаційних характеристик поршневого пневматичного двигуна була створена за допомогою пакета Matlab-Simulink. Вона розроблена відповідно до наведеної вище математичної моделі для стаціонарного режиму роботи.

Під час досліджень змінювалися основні параметри, зокрема: зворотний тиск на випуску, характеристики навколишнього середовища, тиск і температура стисненого повітря на вході, а також швидкість обертання валу двигуна. Дослідження проводилися в сталому режимі, під час якого фіксувалися «P-V діаграми» із записом усіх зовнішніх параметрів роботи двигуна.

На Рисунку 3 зображено «P-V діаграму» пневматичного двигуна із золотниковим повітророзподілом. За контуром «P-V діаграми» можна оцінити складність термофізичних процесів, що відбуваються у циліндрі пневматичного двигуна. Окрім площ «P-V діаграм» (циклічної роботи), важливим показником є різниця між споживанням стисненого повітря, виміряним під час випробувань двигуна, і визначеним за розрахунками. У всіх режимах роботи пневматичного двигуна експериментальні значення споживання повітря виявилися вищими.

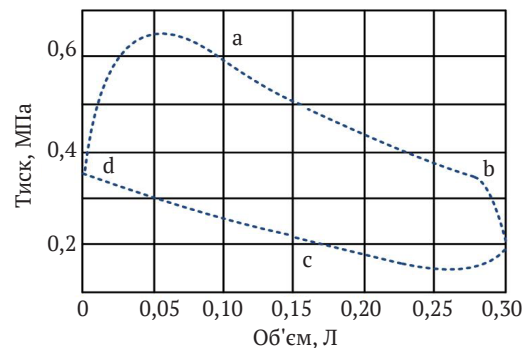


Рисунок 3. «P-V діаграма» пневматичного двигуна з золотниковим повітророзподілом

Примітки: Ne = 3,78 кВт; n = 790 об/хв.; ps = 0,9 МПа; Ts = 383 К
Джерело: розроблено авторами

На Рисунку 3 зазначені такі моменти: *a* – момент закриття впускного отвору золотникового клапана; *b* – момент відкриття випускного отвору золотникового клапана; *c* – момент закриття випускного отвору золотникового клапана; *d* – момент відкриття впускного отвору золотникового клапана. У процесі комп'ютерного моделювання роботи пневматичного двигуна з кривошипно-шатунним механізмом варіювалися наступні параметри: тиск у впускній магістралі, кут початку відкриття впускного та випускного клапанів, діаметр поршня, кількість циліндрів, діаметри впускного та випускного клапанів, а також температура повітря на вході до магістралі. Розрахунки виконувалися в сталому режимі роботи двигуна при частоті обертів 750 об/хв.

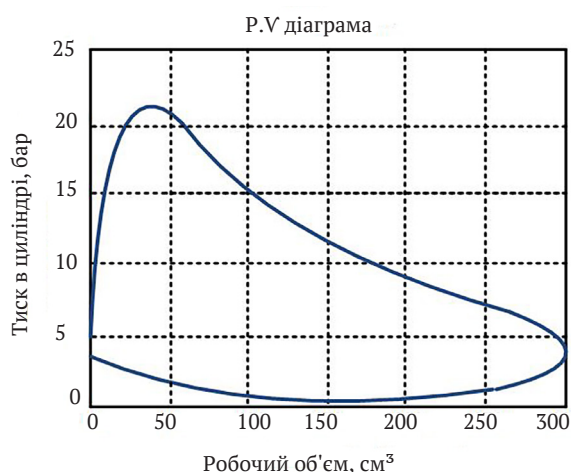


Рисунок 4. P-V діаграма робочого циклу при максимальній гальмівній потужності двигуна ($N_e = 6,22$ кВт)

Джерело: розроблено авторами

На Рисунку 4 наведена P-V діаграма робочого циклу при максимальній гальмівній потужності двигуна ($N_e=6,22$ кВт) споживання стисненого повітря (1050 л/хв.) при тиску на вході p_s від 0,5 до 1,1 МПа було на 3–12 % вище за розрахункові значення. На Рисунку 5 представлено розрахунок залежності крутного моменту від кута повороту колінчастого вала пневмодвигуна.

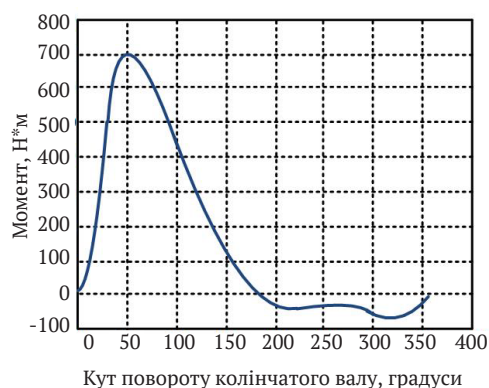


Рисунок 5. Розрахунок залежності крутного моменту від кута повороту кулачкового вала

Джерело: розроблено авторами

Висновки

Розроблена математична модель дає змогу виконувати чисельні розрахунки та оптимізувати основні енергетичні й експлуатаційні характеристики поршневих пневматичних двигунів із кривошипно-шатунним механізмом і заданим механізмом газорозподілу. За результатами моделювання, найбільш перспективним є 4-циліндровий пневматичний двигун. Цей варіант забезпечує потужність до 14 кВт залежно від вхідного тиску та має коефіцієнт заповнення P-V діаграми в межах 0,68–0,76.

Список використаної літератури

- [1] Chen, Y., Liu, H., & Tao, G.L. (2005). Simulation on the port timing of an air-powered engine. *International Journal of Vehicle Design*, 38(1-2), 259-273. doi: 10.1504/IJVD.2005.007296.
- [2] Fang, Y., Lu, Y., Yu, X., & Roskilly, A.P. (2018). Experimental study of a pneumatic engine with heat supply to improve the overall performance. *Applied Thermal Engineering*, 134, 78-85. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.113.
- [3] Hu, J.-Q., Yu, X.-L., Liu, L., & Nie, X.-H. (2007). *Dynamic characteristics of in-cylinder flow field in air-powered engine*. Journal of Zhejiang University, 41, 1912-1915.
- [4] Kudryavtsev, I.N., Kramskoy, A.V., Pyatak, A.I., & Plummer, M.C. (2005). Computer simulation of pneumatic engine operation. *Alternative Energy and Ecology (ISJAE)*, 3(23), 80-89.
- [5] Liu, H., Chen, Y., Tao, G.L., Jia, G.Z., & Ding, W.H. (2005). *Research on the displacement and stroke-bore ratio of the air-powered engine*. In: *Proceedings of the 6th international conference on fluid power transmission and control* (pp. 381-384). Hangzhou: ICFP.
- [6] Liu, L., & Yu, X.-L. (2006). *Optimal design of ideal cycle in air powered engine*. Journal of Zhejiang University, 40, 1815-1818.
- [7] Shi, Y., Sun, J.P., Cai, M.L., & Xu, Q.Y. (2015). Study on the temperature compensation technology of air-powered engine. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 7, article number 023112. doi: 10.1063/1.4915294.
- [8] Song, R., Fu, X., & Cai, M. (2013). Non-dimensional modeling and simulation analysis of air powered engine. *Applied Mechanics and Materials*, 278-280, 307-314. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.278-280.307.
- [9] Xu, Q., Cai, M., & Shi, Y. (2014b). Dynamic heat transfer model for temperature drop analysis and heat exchange system design of the air-powered engine system. *Energy*, 68, 877-885. doi: 10.1016/j.energy.2014.02.102.

- [10] Xu, Q.Y., Shi, Y., Yu, Q.H., & Cai, M.L. (2014a). Virtual prototype modeling and performance analysis of the air-powered engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C*, 228(14), 2642-2651. doi: [10.1177/0954406214520818](https://doi.org/10.1177/0954406214520818).
- [11] Yatsyna, M.M. (2014). *Increasing the efficiency of a pneumatic engine with a ring rotor of an inter-shop autonomous vehicle*. (Abstract of the doctoral dissertation, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradsky National University, Kremenchuk, Ukraine).
- [12] Yu, Q.H., Cai, M.L., & Shi, Y. (2016). Working characteristics of two types of compressed air engine. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8, article number 035701. doi: [10.1063/1.4948517](https://doi.org/10.1063/1.4948517).
- [13] Yu, X., Yuan, G., Shen, Y., Liu, Z., & Su, S. (2002). Theoretical analysis of air powered engine work cycle. *Journal of Mechanical Engineering*, 38(09), 118-122. doi: [10.3901/JME.2002.09.118](https://doi.org/10.3901/JME.2002.09.118).

Roman Zinko

Doctor of Technical Sciences, Professor
Lviv Polytechnic National University
79013, 12 Stepan Bandera Str., Lviv, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-3275-8188>

Oleksandr Kramskyi

PhD in Technical Sciences
Lviv Polytechnic National University
79013, 12 Stepan Bandera Str., Lviv, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0007-0882-9402>

Bohdan Mokriak

Postgraduate Student
Lviv Polytechnic National University
79013, 12 Stepan Bandera Str., Lviv, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0006-8990-4226>

Andrii Polyakov

Doctor of Technical Sciences, Professor
Vinnytsia National Technical University
21021, 95 Khmelnytske Shose Str., Vinnytsia, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-0413-6365>

Research on the operational characteristics of a pneumatic automotive engine

Abstract. The use of modern power units in transport with internal combustion engines cannot fully resolve environmental issues caused by traffic, particularly in densely populated urban areas with over one million inhabitants. One promising approach to improving transport's environmental safety is the use of engines that operate on compressed air as the working medium. This is due to several advantages of pneumatic engines compared to other energy systems: high safety levels, ease of transportation, environmental friendliness, low production costs for pneumatic vehicles and compressed air, as well as the ease of recycling air batteries and energy systems. This study presents a mathematical model that enables numerical calculations and optimisation of the key energy and operational characteristics of reciprocating pneumatic engines with a crank-slider mechanism and a given gas distribution mechanism. The modelling results indicate that a four-cylinder pneumatic engine is the most promising option. The developed variant provides the required power output of up to 14 kW depending on the input pressure and achieves a P-V diagram filling coefficient within the range of 0.68-0.76

Keywords: pneumatic engine; compressed air; modelling; P-V diagram; energy efficiency; environmental safety; transport vehicles