

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Тесленко Едуард Вікторович

УДК 621.486

ДИСЕРТАЦІЯ
РОЗРОБКА РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПНЕВМОДВИГУНА
З КЛАПАННИМ ПОВІТРОРІЗПОДІЛОМ КОМБІНОВАНОЇ
ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ АВТОМОБІЛЯ

05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

14 – електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Е. В. Тесленко

Науковий керівник – Нікітченко Ігор Миколайович, кандидат технічних
наук, доцент ХНАДУ

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Тесленко Е. В. Розробка робочих процесів пневмодвигуна з клапанним повітророзподілом комбінованої енергетичної установки автомобіля.

– Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки (14 – електрична інженерія). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2025.

Дисертацію присвячено актуальному науково-прикладному питанню – розробленню робочих процесів пневмодвигуна з клапанним повітророзподілом комбінованої енергетичної установки автомобіля, що передбачає оптимізацію фаз газорозподілу та вибір тиску стисненого повітря на впуску з метою досягнення мінімальних витрат стисненого повітря за умови заданої потужності пневмодвигуна. Розв’язання окресленого питання передбачає узагальнення наукових основ створення робочих процесів пневматичного двигуна, обрання їх раціональних конструктивних і регулювальних параметрів, використання можливостей статичних і динамічних методів розрахунків, методів планування експериментів і розв’язання рівняння регресії, проведення оптимізації.

Досліджувана комбінована енергетична установка містить двигун внутрішнього згоряння та пневматичний двигун, що розташовані в одному корпусі та працюють по черзі. Пневматичний двигун працює на обертах холостого ходу двигуна внутрішнього згоряння. На цих обертах за допомогою пневмодвигуна відбувається рушення автомобіля з місця внаслідок високого пускового крутного моменту, виїзд з парковок, особливо закритих, пересування автомобіля в заторах тощо. Після досягнення обертів вищих, ніж холостий хід, починає працювати двигун внутрішнього згоряння.

Для регулювання процесу впускання-випускання стисненого повітря запропоновано розраховану й вироблену систему автоматичного

регулювання клапанів з електрогідроприводом. Вибору системи передував аналіз стандартних механізмів регулювання фазами. Аналіз відомих механізмів із механічним регулюванням закону руху клапанів продемонстрував, що системи Vanos (із безступеневим регулюванням кутового положення розподільного вала), Vtec (зі ступеневим регулюванням фаз і висоти підйому клапана внаслідок почергової роботи кулачків з різним профілем), Valvetronik (з плавним регулюванням висоти підйому клапана з одночасним масштабуванням фаз) тощо не відповідають вимогам щодо змін фаз повітророзподілення для двигунів з різною тактністю. Підвищені вимоги до гнучкості та кінематики управління повітророзподіленням усе більше цікавлять конструкторів у процесі застосування нових видів приводу (гідравлічних, пневматичних, електричних, комбінованих та ін.). На основі цього аналізу обрано електрогідролічну систему повітророзподілу.

Для встановлення комбінованої енергетичної установки на автомобіль обрано мікроавтобус категорії M_2 .

Потужність комбінованої енергетичної установки розраховано за двома величинами – масою автомобіля та швидкістю руху. Для цього виконано попередні дослідження з метою визначення швидкості руху мікроавтобуса заданим маршрутом за допомогою хронометражу руху й подальших розрахунків. У подальшому було проведено тяговий розрахунок і визначено потужність пневмодвигуна. Для конвертації двигуна внутрішнього згоряння у пневмодвигун запропоновано перевірити стандартний ДВЗ мікроавтобуса категорії M_2 на працездатність у режимі пневмодвигуна.

Унаслідок попередніх розрахунків застосовано статичну модель для обчислення шестипроцесорного робочого циклу пневмодвигуна. За результатами цих розрахунків визначено, що робочого об'єму двигуна внутрішнього згоряння достатньо для конвертації його в пневмодвигун із заданими параметрами.

Для перевірки виконаних обчислень створено експериментальний стенд і зразок конвертованого двигуна внутрішнього згоряння у пневмодвигун. Пневмодвигун було оснащено електрогідролічним приводом

клапанів. Стенд оснащено всім необхідним обладнанням та приладами за ДСТУ на випробовування двигунів. Відповідно до запропонованої методики проведено дослідження.

Мета випробувань – перевірити розрахункові показники, отримані за статичною моделлю, та визначити експериментальні коефіцієнти для застосування в динамічній моделі розрахунку. Після узгодження обчислених показників пневмодвигуна за динамічною моделлю та експериментальних результатів частину показників отримано розрахунковим способом. Похибка результатів не перевищувала 5 %.

Для зменшення обсягу випробовувань виконано математичне планування експериментів з отриманням рівняння регресії. У подальшому оптимізовано функції відгуку та знайдено екстремум. Змінними факторами були кути відкриття-закриття впускного та випускного клапанів. Функціями відгуку – витрата стисненого повітря за умови заданої потужності. Досліджено вплив різних факторів на індикаторні та ефективні показники пневмодвигуна. Експериментальні роботи передбачали вивчення впливу величини тиску стисненого повітря на впуску й залежності показників від частоти оберту колінчастого вала. Визначено коефіцієнт повноти індикаторної діаграми й залежність температур на випуску від швидкісного режиму пневмодвигуна. Проведено порівняння отриманих показників: середнього індикаторного тиску, потужності, крутного моменту, витрати стисненого повітря ККД за швидкісними характеристиками за умови різного тиску повітря на впуску. Отримано загальну швидкісну характеристику сумісної роботи пневмодвигуна й двигуна внутрішнього згоряння.

Наукова новизна досягнутих результатів полягає в тому, що на підставі дослідження здобувачем уперше:

- визначено математичні залежності впливу фаз повітророзподілення та тиску стисненого повітря на впуску на індикаторні показники автомобільного поршневого пневмодвигуна з клапанним повітророзподілом;
- отримано оптимальне співвідношення варійованих регульованих параметрів повітророзподілення та їх вплив на індикаторні показники

автомобільного поршневого пневмодвигуна з клапанним повітро-розподілом;

- отримано й уточнено комплекс індикаторних ефективних коефіцієнтів і показників робочих процесів поршневого пневмодвигуна, на основі яких оптимізовано його роботу;

- подальшого розвитку набула динамічна математична модель робочого процесу пневмодвигуна з клапанним повітро-розподілом.

Практичне значення досягнутих результатів:

- розроблено методику вибору, розрахунку та технічну документацію на виготовлення електрогідравлічного приводу клапанів автомобільного поршневого пневмодвигуна;

- удосконалено методику розрахунку крутного моменту та необхідної потужності поршневого пневмодвигуна за визначеною максимальною швидкістю руху автомобіля;

- створено експериментальний зразок поршневого пневмодвигуна з електрогідравлічним механізмом повітро-розподілу, що може працювати в складі комбінованої енергетичної установки;

- модернізовано автоматизований моторний стенд для досліджень робочих процесів пневмодвигунів комбінованої енергетичної установки з підігрівом і без підігріву повітряного заряду з клапанною системою повітро-розподілу;

- розроблено програмне забезпечення для розрахунку робочого процесу клапанного поршневого пневмодвигуна, що дає змогу на стадії проєктування оцінювати вплив конструктивних параметрів пневматичного двигуна на його індикаторні показники;

- оригінальність технічних рішень, отриманих під час дослідження, підтверджено патентами України на корисну модель і на винахід;

- за результатами досліджень запропоновано рекомендації для виробників щодо вибору раціональних конструктивних і регулювальних параметрів пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки автомобіля.

Рекомендації з розрахунку ПД у вигляді алгоритмів програм, методичних вказівок і результатів розрахунково-експериментальних досліджень застосовано під час робіт з модернізації силових установок в Інституті проблем машинобудування імені А. М. Підгорного (ІПМаш НАН України), ДП «Завод імені В. О. Малишева», ПФ «Променерго», ПрАТ «Промстроймонтаж», а також упроваджено в навчальний процес ХНАДУ.

Ключові слова: комбінована енергетична установка, пневматичний двигун, двигун внутрішнього згоряння, клапанний розподіл повітря, індикаторна діаграма, індикаторні показники.

ABSTRACT

Teslenko E. V. The development of working processes of a pneumatic engine with valve air distribution of a vehicle combined power plant. – Qualifying scientific work in the form of a manuscript.

Thesis for a Candidate degree in Technical Science. Specialty 05.05.03 – Engines and power plants (14 – Electrical Engineering). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2025.

The thesis deals with solving the urgent scientific and applied problem of developing the working processes of a pneumatic engine with valve air distribution of a vehicle combined power plant, which involves optimizing the valve timing, selecting the compressed air pressure at the inlet in order to achieve minimum compressed air consumption at a given pneumatic engine power by generalizing the scientific foundations of creating working processes, selecting the rational design and control parameters of the pneumatic engine using the capabilities of static and dynamic calculation methods, methods of experiment planning and solving the regression equation, as well as conducting optimization.

The combined power plant under study consists of an internal combustion engine and a pneumatic engine, which are located in one housing and operate alternately. The pneumatic engine operates at the idle speed of the internal combustion engine. At these speeds the pneumatic engine is used to start the vehicle from a standstill due to the high starting torque, to leave parking lots, especially closed ones, to move the vehicle in "traffic jams", etc. When the speed is reached above the idle one, the internal combustion engine starts to operate.

To regulate the compressed air intake-exhaust process, a calculated and manufactured system of automatic valve control with an electro-hydraulic drive is proposed. The system selection was preceded by an analysis of standard phase control mechanisms. The analysis of known mechanisms with mechanical regulation of the valve movement law showed that the Vanos systems (with stepless adjustment of the angular position of the camshaft), Vtec (with stepwise

adjustment of the phases and valve lift height due to the alternate operation of cams with different profiles), Valvetronik (with smooth adjustment of the valve lift height with simultaneous scaling of the phases) and other systems do not meet the requirements for changes in the air distribution phases for engines with different stroke rates. The higher requirements for flexibility and kinematics of air distribution control are increasingly encouraging designers to use new types of drives (hydraulic, pneumatic, electric, combined, etc.). Based on this analysis, an electro-hydraulic air distribution system was chosen. A class M₂ minibus was selected for installation of the combined power plant on a vehicle.

The power of the combined power plant was calculated from two values – the mass of the vehicle and the speed of movement. For this purpose, preliminary studies were carried out to determine the speed of movement of the minibus along a given route, by timing the movement and further calculations. Subsequently, a traction calculation was carried out and the power of the pneumatic engine was determined. To convert the internal combustion engine into the pneumatic engine, it was proposed to check the standard internal combustion engine of this minibus for operability in the mode of the pneumatic engine.

As a result of preliminary calculations, a static model was used to calculate the six-processor operating cycle of the pneumatic engine. According to these calculations, it was determined that the working volume of the ICE is sufficient to convert it into the pneumatic engine with the specified parameters.

To verify these calculations, an experimental stand and a sample of the converted ICE into the pneumatic engine were created. The pneumatic engine was equipped with an electro-hydraulic valve drive. The stand was equipped with all the necessary equipment and devices in accordance with State Standards of Ukraine for testing engines. Tests were carried out using the proposed methodology.

The purpose of the experimental studies was to verify the calculated data found on the base of the static model and to determine the experimental coefficients for the use in the dynamic calculation model. After coordinating the calculations of the pneumatic engine parameters using the dynamic model and the experimental data, the part of the data was obtained by calculation. The error of the results did not exceed 5 %.

To reduce the number of experimental tests, a mathematical planning of the experiment was conducted to obtain a regression equation. Subsequently, the optimization of the response function was performed and the extremum was found. The variable factors were the opening-closing angles of the inlet and exhaust valves.

The response function was the compressed air flow rate at a given power. A study was conducted on the influence of various factors on the indicator and effective values of the pneumatic engine. The scope of the experimental work included the influence of the compressed air pressure at the inlet and the dependence of the indicators on the crankshaft speed. The coefficient of completeness of the indicator diagram and the dependence of the exhaust temperatures on the pneumatic engine speed mode were determined. The obtained average indicator pressure, power, torque, compressed air flow rate, efficiency by speed characteristics at different air pressures at the inlet were compared. The general speed characteristic of the combined operation of the pneumatic engine and the internal combustion engine was obtained.

As a result of the research there developed for the first time the mathematical dependencies and the influence of air distribution phases, compressed air pressure and its temperature at the inlet on the power and indicator specific air flow rate of an automotive pneumatic engine:

- for the first time, the mathematical dependences of the influence of the air distribution phases and the pressure of compressed air at the inlet on the indicator values of the automotive pneumatic engine with valve air distribution were determined;
- for the first time, the optimal ratio of the varied adjustable air distribution parameters and their influence on the indicator values of the automotive pneumatic engine with valve air distribution was obtained;
- the dynamic mathematical model of the pneumatic engine working process with valve air distribution was further developed;
- for the first time, a complex of indicator and effective coefficients and indicators of the pneumatic engine working processes was obtained and specified, on the basis of which the pneumatic engine operation was optimized.

The practical significance of the research is as follows:

- a method of selection, calculation and technical documentation for the manufacture of an electrohydraulic valve drive for the vehicle pneumatic engine were developed;
- a method of calculating the torque and required power of the pneumatic engine at a given maximum vehicle speed was improved;
- an experimental sample of the pneumatic engine with an electrohydraulic air distribution mechanism was created, which can operate as part of a combined power plant;
- an automated motor stand was modernized for research into the working processes of pneumatic engines of a combined power plant with and without heating of the air charge with a valve air distribution system;
- software was developed for calculating the working process of a valve pneumatic engine, which allows to assess the influence of the design parameters of the pneumatic engine with a valve mechanism on its indicator values at the design stage;
- the originality of the technical solutions obtained during the research work is confirmed by patents of Ukraine for a useful model and for an invention;
- recommendations were proposed for manufacturers based on the results of the research on the selection of rational design and control parameters of the pneumatic engine of a combined power plant of a vehicle.

Recommendations for calculating a pneumatic engine in the form of program algorithms, methodological guidelines and results of computational and experimental studies are implemented and used during work on the modernization of power plants at A.M. Pidgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering (IPMash of the NAS of Ukraine), "V. Malyshev Plant" state-owned enterprise, "Promenergo" private company, "Promstroyontazh" private limited company, in the educational process of Kharkiv National Automobile and Highway University.

Keywords: combined power plant, pneumatic engine, internal combustion engine, valve air distribution, indicator diagram, indicator values.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ З ТЕМИ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії

1. Концепция создания пневматического двигателя для автомобиля : монография / А. И. Воронков, Д. Б. Глушкова, В. А. Карпенко, Э. В. Тесленко и др. – Харьков : ХНАДУ, 2019. 256 с. Бібліогр.: С. 230–251.

Статті в міжнародній наукометричній базі даних SCOPUS

2. Leontiev D., Voronkov O., Korohodskyi V., Hlushkova D., Nikitchenko I., Teslenko E., Lykhodii O. Mathematical Modelling of Operating Processes in the Pneumatic Engine of the Car. SAE Technical Paper 2020-01-2222, 2020. ISSN: 0148-7191. DOI:10.4271/2020-01-2222

3. Manoylo V., Korohodskyi V., Voronkov A., Avramenko A., Nikitchenko I., Shevchenko I., Iesipov O., Polyashenko S., Teslenko E., Lemishko D. Devising a method for assessing the performance of exergetic efficiency of a pressure wave exchanger. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* ISSN-L 1729-3774; E-ISSN 1729-4061 1/5 (133) 2025(38-45).

Статті в наукових фахових виданнях України

4. Воронков А.И., Никитченко И.Н., Тесленко Э.В., Минин А.М. Изменения эффективных параметров работы поршневого пневмодвигателя по скоростным характеристикам. *Автомобильный транспорт* : сборник научных трудов. 2012. Вып. 31. С. 62–66.

5. Воронков О. І., Леонтьєв Д. М., Тесленко Е. В. Визначення вихідних енергетичних параметрів транспортного засобу із пневматичним двигуном. *Автомобільний транспорт* : зб. наук. пр. 2013. Вип. 33. С. 70–76

6. Воронков А. И., Тесленко Э. В., Удовик Т. А. Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации. *Вісник ХНАДУ* : зб. наук. пр. 2016. Вип. 75. С. 100–108.

7. Воронков А. И., Аврунин Г. А., Никитченко И. Н., Тесленко Э. В., Назаров А. А. Выбор схемы электрогидроавтоматики для управления впускным клапаном поршневого пневмодвигателя. *Вісник ХНАДУ* : зб. наук. пр. 2017. Вип. 78. С. 144–150.

8. Тесленко Э. В. Экспериментальный стенд для исследования автомобильных пневматических двигателей с клапанным воздухораспределением. *Вісник ХНАДУ* : зб. наук. пр. 2018. Вип. 83. С. 23–34.

9. Лурье З. Я., Аврунин Г. А., Воронков А. И., Никитченко И. Н., Серигова И. А., Тесленко Э. В., Назаров А. А., Соловьев В. М., Цента Е. Н., Мороз И. И. Методика расчета объемного гидропривода впускного клапана пневмомотора. *Вісник ХНАДУ*: зб. наук. пр. 2020. №89. С. 34–43.

10. Лурье З. Я., Аврунин Г. А., Воронков А. И., Никитченко И. Н., Серигова И. А., Тесленко Э. В., Назаров А. А., Соловьев В. М., Цента Е. Н., Мороз И. И. Динамика объемного гидропривода впускного клапана пневмомотора. *Вісник ХНАДУ* :зб. наук. пр. 2020. №90. С. 62–72.

11. Філатова Г. Є., Варавіна О. П., Нікітченко І. М., Тесленко Е. В., Круговий А. О., Созикін М. В. Побудова регресійної моделі питомої витрати повітря автомобільного пневмодвигуна. *Вісник ХНАДУ*: зб. наук. пр. 2024. №107. С. 94–99.

Опубліковані праці апробаційного характеру

12. Тесленко Е. В. Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців*: матеріали міжнар. наук.-практ. та наук.-метод. конф. Харків: ХНАДУ, 2016. С. 15.

13. Тесленко Е. В. Розробка електрогидроприводу газорозподільного механізму для поршневого пневмодвигуна. *Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців*: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф. Харків, 2017. С. 190–191.

14. Тесленко Е. В. Поліпшення економічних показників автомобільного пневмодвигуна з клапанним повітророзподілом. *LXXIV наук. конф. проф.-викл. складу, асп., студ. та співроб. відокремл. структур. підрозділів ун-тів: тези доп.* Київ, 2018. С. 48.

15. Тесленко Е. В. Performing the optimization of compressed air specific consumption depending on the defining dimensionless structural and operating parameters of the motor-car pneumatic motor. *Авіація у XXI столітті – Безпека авіації та космічні технології: VIII всесвіт. конгрес (The eighth world congress «Aviation in the XX – st century» «Safety in Aviation and Space Technologies» (10–12 october, 2018).* Kyiv, 2018. P. 7.12–7.16.

16. Тесленко Е. В. Model of working processes of a pneumoengine theoretical cycle. *Моделювання та інформаційні технології в науці, техніці та освіті: матеріали міжнар. наук.-практ. інтернет-конф. (21–22 листопада 2018 р.).* Харків. ХНАДУ, 2018. С. 65–66.

17. Тесленко Е. В. Методика расчета объемного гидропривода впускного клапана пневмомотора. *«Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» : IV Міжнар. наук.-техн. Internet-конф., 11–12 груд. 2019 р. / Вінниц. нац. техн. ун-т. Вінниця. 2019. С. 15–19.*

18. Teslenko E. Analyzing a two-stroke automobile engine using compressed air: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 977, 25th Technical and scientific conference "*Transport, ecology – sustainable development*" ЕКО 16–18 May 2019, Varna, Bulgaria Т. 26. Ч. 1. Р. 11–18. ISSN 2367-6299.

19. Тесленко Е. В. Динамика мехатронного объемного гидропривода впускного клапана пневмомотора. *"Гідроаеромеханіка в інженерній практиці": матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 6–9 жовт. 2020 р. м. Київ.* Київ. 2020. С. 337–340

20. Тесленко Е. В. Особенности здійснення робочого циклу в двигунах із зовнішнім підводом теплоти. Сучасні тенденції розвитку автомобільного

транспорту та галузевого машинобудування: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф. (16–18 вересня 2020 р.). Харків: ХНАДУ, 2020. С. 204.

21. Тесленко Е. В. Пневматичний двигун із зовнішнім підводом теплоти *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф. (27–29 жовт. 2021 р.). Харків: ХНАДУ, 2021. С. 216–218.*

22. Тесленко Е. В. Результати випробувань пневмодвигуна з комбінованою клапанною системою повітророзподілу. *Матеріалознавство та технології: міжнар. наук.-техн. конф. Харків. ХНАДУ, 2022. С. 184–187.*

23. Тесленко Е. В. Розробка загального виду клапанного механізму з гідравлічним приводом клапанів. *Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф. до Дня автомобіліста та дорожника (23–25 жовтня 2023 р.). Харків: ХНАДУ, 2023. С. 152–155.*

24. Тесленко Е. В. Регулювання потужності автомобільного пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки (КЕУ). *Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії: зб. тез та доп. міжнар. конф. (11–12 березня 2024 р.). Харків: ХНАДУ, 2024. С. 239–241.*

Наукові праці, у яких додатково відбито результати дисертації

25. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 100503 Україна. МПК 7 B60K 6/00 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, О. Ю. Ліньков, А. О. Назаров; заявник та патентовласник Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т.; № у 201501594; заявл. 24.02.2015; опубл. 27.07.2015, Бюл. № 14.

26. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 101604 Україна МПК 7 B60K 6/00 B60K 5/00 F28C 3/00 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, О. Ю. Ліньков, А. О. Назаров; заявник та

патентовласник Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т.; № у 201502228; заявл. 13.03.2015; опубл. 25.09.2015, Бюл. № 18.

27. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 122872 Україна, МПК В60К6/12 / О. І.Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко та ін.; № а 201712711; заяв. 21.12.2017; опубл. 13.01.2021, Бюл. № 2.

28. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 125526 Україна В60К6/00 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, А. О. Назаров, Т. М. Колеснікова; заявник та патентовласник Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т.; № у 201712712; заявл. 21.12.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. № 9.

29. Комбінована силова установка транспортного засобу: пат. 125527 Україна, МПК В60К6/00 / І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, А. О. Назаров та ін.; № у 201712714; заявл. 21.12.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. № 9.

30. Комбінована силова установка транспортного засобу: пат. 127732 Україна, МПК В60К6/00 / І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, Т. О. Удовік та ін.; № у 201712715; заявл. 21.12.2017; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16.

31. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна: пат. 129153 Україна, МПК F02В47/00 / В. Г. Дьяченко, О. Ю. Ліньков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко та ін.; № у 201803708; заяв. 06.04.2018; опубл. 25.10.2018, Бюл. № 20.

32. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 138997 Україна, МКИ МПК (2019.01), В60К 6/00 / О. І.Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко та ін.; № у 201906652; заявл. 13.06.2019; опубл. 10.12.2019, Бюл. № 23. 6 с.

33. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. на корисну модель 140580 Україна, МПК В60К6/00 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Д. Б. Глушкова, В. О. Карпенко, О. П. Варавіна, А. О. Назаров, Е. В. Тесленко; № у 201906681; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 5.

34. Комбінована силова установка автотранспортного: пат. на корисну модель 140581 Україна, МПК В60К6/08 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Д. Б. Глушкова, В. О. Карпенко, О. П. Варавіна, А. О. Назаров, Е. В. Тесленко та ін.; № у 201906683; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 5.

35. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. на корисну модель 141329 Україна, МПК В60К6/00 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Д. Б. Глушкова, В. О. Карпенко, О. П. Варавіна, А. О. Назаров, Е. В. Тесленко та ін.; № у 201906654; опубл. 10.04.2020, Бюл. № 7.

36. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. на винахід 125140 С2 МПК В60К 6/12 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Д. Б. Глушкова, Е. В. Тесленко та ін.; № а 201906653; заяв. 13.06.2019; опубл. 19.01.2022, Бюл. № 3.

37. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна: пат. на корисну модель 149466 Україна, МПК F02В 47/10 (2006.01), F02В 33/22 (2006.01), F02В 19/12 (2006.01) / В. Г. Дьяченко, О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, А. О. Назаров, А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун; № у 202007287; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. № 47.

38. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна: пат. на корисну модель 149467 Україна, МПК F02В 47/10 (2006.01), F02В 33/22 (2006.01), F02В 19/12 (2006.01) / В. Г. Дьяченко, О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, А. О. Назаров, А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун; № у 202007289; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. № 47.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАК	19
ВСТУП	23
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ГАЗО- Й ПОВІТРОЗПОДІЛЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	30
1.1 Вимоги до повітророзподільних механізмів двигуна комбінованої енергетичної установки автомобіля	30
1.2 Аналіз газорозподільних механізмів дво- та чотиритактних двигунів	32
1.3 Аналіз безкулачкових систем газорозподілу	41
1.4 Метод розрахунку параметрів системи електрогідроприводу клапанів	50
Висновки до першого розділу.....	64
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИ РОЗРАХУНКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПНЕВМОДВИГУНА	66
2.1 Метод визначення потужності пневмодвигуна	66
2.2 Метод визначення показників індикаторного процесу пневмодвигунів за статичною моделлю	79
2.3 Метод розрахунку дійсного робочого процесу поршневого пневмодвигуна на основі динамічної моделі	81
2.4 Метод математичного планування експерименту	87
Висновки до другого розділу.....	95
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМОДВИГУНА.....	97
3.1 Мета й завдання експериментального дослідження	97
3.2 Об'єкт дослідження. Дослідні деталі та їх характеристики.	98
3.3 Вимірювальна апаратура	107
3.4 Швидкодіючий вимірювально-обчислювальний комплекс	112

3.5 Методи експериментальних досліджень і оброблення досягнутих результатів. Метод математичного планування експерименту.....	114
3.6 Метод визначення похибки приладів і вимірювань у процесі експерименту	115
3.7 Метод оброблення результатів випробувань	118
3.8 Метод оброблення індикаторних діаграм	119
3.9 Результати експериментальних випробувань	122
3.10 Зміна фаз газорозподілення за допомогою двох механізмів електрогіддорозподілу	123
3.11 Зміна температури на випуску під час роботи двигуна	124
Висновки до третього розділу	126
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМОДВИГУНА.....	128
4.1 Математичне оброблення та аналіз результатів експериментального дослідження.....	128
4.2 Визначення коефіцієнтів індикаторної діаграми.....	135
4.3 Порівняння індикаторних діаграм ПД з клапанним і золотниковим розподілом повітря	139
4.4 Індикаторні показники	141
4.5 Механічні втрати.....	153
4.6 Ефективні показники	154
4.7 Аналіз швидкісних характеристик комбінованої енергетичної установки з пневмодвигуном	157
Висновки до четвертого розділу.....	158
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	160
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	163
ДОДАТОК А. Таблиці результатів розрахунку ПД	180
ДОДАТОК Б. Індикаторні діаграми ПД.....	194
ДОДАТОК В. Копії патентів України	198
ДОДАТОК Г. Копії актів упровадження результатів дослідження	223

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАК ТА ІНДЕКСІВ

Скорочення

- ВДМ – вулична дорожня мережа;
ВМТ – верхня мертва точка;
ГЦ – головка циліндрів;
ГП – головка поршня;
ГРМ – газорозподільний механізм;
ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;
ДП – датчик положення;
ДЧО – датчик частоти обертання;
КВ – колінчастий вал;
КЕУ – комбінована енергетична установка;
КЗ – запобіжний клапан, камера згоряння;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МПЕ – математичне планування експерименту;
МТК – матриця транспортних кореспонденцій;
НМТ – нижня мертва точка;
ОГПВК – об’ємний гідропривід впускного клапана;
ПД – пневматичний двигун;
ПК – персональний комп’ютер;
ПКВ – поворот колінчастого вала;
РП – робочий процес;
РР – робоча рідина;
СП – стиснене повітря;
ТЗ – транспортний засіб;
ТП – транспортний потік;
ТР – транспортний район;
УТР – умовний транспортний район;
ХНАДУ – Харківський національний автомобільно-дорожній
університет;
ЦПГ – циліндро-поршнева група;
ЦЧМ – центральна частина міста

Позначки

Е – електродвигун;
 БУ – електронний блок управління;
 КМ – компресор;
 МН – манометр;
 Н – насос;
 Р – гідророзподільник;
 РЕ – ресивер;
 C_m – середня швидкість поршня, м/с;
 Ф – фільтр;
 Ц – циліндр, цикл;
 ЦΣ – циклова сумарна;
 D – діаметр циліндра, м;
 F_{Π} – площа поршня, м²;
 F_{Γ} – площа головки циліндра, м²;
 F_{Π} – площа стінки циліндра над поршнем, м²;
 G_{Γ} – годинна витрата стисненого повітря, кг/год;
 g_e – питома ефективна витрата повітря, кг/кВт·год;
 g_i – питома індикаторна витрата повітря, кг/кВт·год;
 $i_{\text{вп}}, i_{o.c.}$ – питома ентальпія повітря, кДж/(кг·К);
 κ – показник адіабати;
 L – довжина шатуна, м;
 L_e – індикаторна робота повітря, Дж;
 L_i – індикаторна робота повітря, Дж;
 M – маса стисненого повітря, кг;
 M_e – ефективний крутний момент, Н·м;
 M_i – індикаторний крутний момент, Н·м;
 N_e – ефективна потужність, кВт;
 N_i – індикаторна потужність, кВт;
 n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;
 η_p – показник політропи розширення;
 η_c – показник політропи стиснення;

- $p_{н.с.}$ – тиск повітря навколишнього середовища, Па;
 p_e – середній ефективний тиск, Па;
 p_i – середній індикаторний тиск, Па;
 p_T – тиск повітря у випускному каналі, Па;
 p_s – тиск повітря у впускному каналі, Па;
 Q – теплота, підведена до повітря, кДж;
 Q_T – втрати теплоти в стінки надпоршневої порожнини внаслідок теплообміну, кДж;
 R – газова постійна стисненого повітря, Дж/(кг·К);
 S – хід поршня, м;
 $s_{вп}, s_{o.c.}$ – питома ентропія повітря, кДж/(кг·К);
 $T_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища, К;
 T_T – температура повітря у випускному каналі, К;
 T_s – температура повітря у впускному каналі, К;
 V_h – робочий об'єм циліндра, м³;
 V_0 – об'єм шкідливого простору, м³;
 V_1 – об'єм наповнення, м³;
 V_3 – об'єм зворотного стиснення, м³;
 z – кількість циліндрів;
 α_m – коефіцієнт тепловіддачі, Дж/(м²·К·с);
 ε_0 – ступінь шкідливого об'єму;
 ε_1 – ступінь наповнення;
 ε_3 – ступінь зворотного стиснення;
 η_i – індикаторний ККД;
 η_e – ефективний ККД;
 $\eta_{пд}$ – коефіцієнт практичної реалізації повноти індикаторної діаграми;
 $\eta_{пн}$ – коефіцієнт повноти наповнення;
 $\eta_{вит}$ – коефіцієнт витоків;
 $\Delta\varphi$ – крок розрахунку, °ПКВ;
 ΔZ – мінімальний надпоршневий зазор, м;

μ_{si} , f_{si} – поточні значення ефективної площі прохідного перетину впускних клапанів, м²;

μ_{cv} – значення питомої молярної теплоємності стисненого повітря за умови постійного об'єму, кДж/(кмоль·К)

ν – в'язкість;

ϕ – кут повороту колінчастого вала, °ПКВ;

Нижні індекси

ВИТ – витік;

ВИП – випуск;

ВП – впуск;

Г – година;

кор – корисний;

н.с. – навколишнє середовище;

пд – повнота індикаторної діаграми;

пн – повнота наповнення;

с – стиснення;

Т – теплота, тепловіддача;

р – розширення;

e – ефективний;

i – індикаторний;

s – впускний канал;

t – випускний канал

ВСТУП

Актуальність теми. З огляду на аналіз світового двигунобудування перспективним напрямом розвитку автомобільного транспорту, як легкового, так і вантажного, є створення комбінованих (гібридних) енергетичних установок (КЕУ), яким властива економія палива понад 30 % і значне зниження токсичності вихлопних газів.

Разом з поршневим двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) у КЕУ, нарівні з електричним, ефективно працює поршневий пневматичний двигун (ПД). Якщо порівнювати з електродвигуном, пневматична силова установка має значні переваги: більш просту конструкцію та кращі екологічні показники, що впливають на людину й навколишнє середовище. У багатьох країнах розробляються енергетичні установки з ПД. В Україні, зокрема в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ), створено й випробувано пневматичний двигун із золотниковим повітророзподілом для автомобілів ЗАЗ і «Таврія» з різними компоновальними схемами розміщення двигунів у КЕУ.

Перевага КЕУ полягає в заповненні всього діапазону обертів її роботи.

З нуля й до $800\text{--}1000\text{ хв}^{-1}$ працює ПД, далі внаслідок підвищення обертів працює ДВЗ. Основними експлуатаційними перевагами поршневого ПД є простота в керуванні й регулюванні потужності, мінімальні витрати стисненого повітря, допущення перевантажень.

Максимальний крутний момент поршневого ПД удвічі перевищує момент його номінальної потужності, а також ПД має найбільш сприятливу зовнішню швидкісну властивість.

Актуальне завдання – вдосконалення робочого процесу ПД з клапанним повітророзподілом – зумовило вибір теми дисертації, яка відповідає науковому напрямку кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація відповідає науковим напрямам і завданням державних науково-технічних програм «Енергетична стратегія розвитку України на період до 2030 року» (Постанова Кабінету Міністрів України № 145-р від 15 березня 2008 р.), «Концепція розвитку, модернізації та переоснащення газотранспортної системи України на 2009–2015 роки» (Постанова Кабінету Міністрів України № 1417-р від 21 жовтня 2009 р.), узагальнює результати досліджень автора за планами науково-дослідних робіт кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ на 2009–2022 рр., а також є складовою частиною координаційних планів науково-дослідних робіт із держбюджетної тематики Міністерства освіти і науки України, зокрема «Теоретичні основи створення пневматичної силової установки для екологічно чистого комбінованого автомобіля» 2009 р. (ДР № 0109V001351) та 2011 р. (ДР № 0111V001501), «Розробка комбінованої енергетичної установки на базі пневмодвигуна з використанням поновлювальних джерел енергії для міського автотранспорту» 2022 р. (ДР № 0121U109611), та госпдоговірних робіт упродовж 2012–2022 рр., у яких здобувач є виконавцем окремих етапів.

Мета роботи полягає в розробці робочих процесів пневматичного двигуна, який є частиною однокорпусної комбінованої енергетичної установки автомобіля й містить клапанний повітророзподіл з електрогідроприводом.

Відповідно до мети окреслено такі завдання дослідження:

1) обрати привід клапанного повітророзподільного механізму, зробити його розрахунок, виконати робочі кресленики та виготовити експериментальний зразок цього механізму;

2) удосконалити й застосувати методи визначення необхідної потужності та крутного моменту ПД з огляду на конкретизацію маршрутів і часу по м. Харкову, швидкості та прискорення автомобіля класу M_2 з комбінованою енергетичною установкою;

3) удосконалити математичні моделі та з їх допомогою розрахувати робочі процеси ПД з клапанним повітророзподілом, оцінити його вплив на індикаторні й ефективні показники;

4) створити експериментальний зразок поршневого ПД з розробленою системою клапанного повітророзподілу й обраним керованим приводом клапанів;

5) модернізувати експериментальний стенд і за розробленою методикою провести розрахунково-експериментальні дослідження ПД та проаналізувати їх робочі процеси;

6) розробити методи експериментального дослідження робочих процесів ПД та визначити індикаторні ефективні показники з використанням математичного планування багатофакторного експерименту й оптимізації отриманої функції;

7) сформулювати рекомендації за результатами дослідження та впровадити їх у виробництво та навчальний процес.

Об'єкт дослідження – робочі процеси поршневого пневмодвигуна із клапанним повітророзподілом.

Предмет дослідження – закономірності та параметри робочих процесів пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки автомобіля з клапанним повітророзподілом.

В основу дослідження покладені фундаментальні положення теорії термодинаміки й теплопередачі з використанням таких методів:

- математична статистика;
- математичне моделювання робочих процесів у циліндрі ПД;
- вимірювання й обчислення показників роботи ПД;
- експериментальні дослідження ПД.

Наукова новизна досягнутих результатів полягає в тому, що *вперше*:

– визначено математичні залежності впливу фаз повітророзподілення та тиску стисненого повітря на впуску на індикаторні показники автомобільного ПД з клапанним повітророзподілом;

- отримано оптимальне співвідношення варійованих регульованих параметрів повітророзподілення та їх впливу на індикаторні показники автомобільного ПД з клапанним повітророзподілом;

- отримано й уточнено комплекс індикаторних ефективних коефіцієнтів і показників робочих процесів ПД, на основі яких оптимізовано роботу ПД;

- *подальшого розвитку* набула динамічна математична модель робочого процесу ПД з клапанним повітророзподілом.

Практичне значення результатів дослідження:

- розроблено методику вибору, розрахунку, а також технічну документацію на виготовлення електрогідравлічного приводу клапанів автомобільного ПД;

- удосконалено методику розрахунку крутного моменту та необхідної потужності ПД за визначеною максимальною швидкістю руху автомобіля;

- створено експериментальний зразок ПД з електрогідравлічним механізмом повітророзподілу, який може працювати в складі КЕУ;

- модернізовано автоматизований моторний стенд для досліджень робочих процесів пневмодвигунів комбінованої енергетичної установки з підігрівом і без підігріву повітряного заряду з клапанною системою повітророзподілу;

- розроблено програмне забезпечення для розрахунку робочого процесу клапанного ПД, що дає змогу на стадії проєктування оцінити вплив конструктивних параметрів ПД з клапанним механізмом на його індикаторні показники;

- оригінальність технічних рішень, отриманих під час випробувань, підтверджено патентами України на корисну модель і на винахід;

- за результатами досліджень запропоновано рекомендації для виробників щодо вибору раціональних конструктивних і регульовальних параметрів пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки автомобіля.

Упровадження результатів роботи. Рекомендації з розрахунку ПД у вигляді алгоритмів програм, методичних вказівок і результатів розрахунково-експериментальних досліджень використано під час робіт з модернізації силових установок в Інституті проблем машинобудування імені А. М. Підгорного (ІПМаш НАН України), ДП «Завод імені В. О. Малишева», ПФ «Променерго», ПрАТ «Промстроймонтаж», а також упроваджено в навчальний процес ХНАДУ.

Особистий внесок здобувача. Основні висновки та положення дисертації отримані здобувачем особисто:

- на підставі виконаного аналізу конструкцій повітророзподілу ПД, які застосовуються на транспорті [6; 23], запропоновано загальну конструкцію клапанного механізму газорозподілу ПД й методику його дослідження;
- розроблено методи й програму розрахунку клапанного механізму газорозподілу ПД [8; 16];
- розроблено межі варіюваних параметрів для дослідження та межі їх застосування [14; 17];
- удосконалено методи обчислення робочих процесів на основі динамічної моделі для ПД з клапанним газорозподілом [1; 2; 15; 19; 20];
- розраховано та створено для випробувань електрогідравлічний механізм приводу клапанів [9; 11];
- створено експериментальний зразок пневмодвигуна, оснащеного деталями й механізмами, необхідними для його роботи [1; 2; 7; 13];
- модернізовано експериментальний стенд для застосування ПД з електрогідравлічною системою повітророзподілу [7];
- виконано експериментальні дослідження та рекомендовано раціональні параметри стисненого повітря на впуску створеної енергоустановки [3–5; 10; 12; 21; 22; 24].

Апробація результатів дисертації. Основні положення наукової роботи викладено в доповідях на науково-технічних конференціях ХНАДУ й

семінарах кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ (Харків, 2009–2024 рр.), а також на міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (Харків, 2016), міжнародній науково-практичній конференції «Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» (Харків, 2017), LXXIV науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університетів (Київ, 2018), міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції «Сучасні проблеми матеріалознавства: стан, ідеї, рішення» (Харків, 2018), VIII всесвітньому конгресі «Авіація у XXI столітті» – «Безпека авіації та космічні технології» (Київ, 2018), міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Моделювання та інформаційні технології в науці, техніці та освіті» (Харків, 2018), IV міжнародній науково-технічній Internet-конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (Вінниця, 2019), XXV міжнародній науково-технічній конференції EKOVara (Варна, 2019), міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (Київ, 2020), міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування» (м. Харків 2020), міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» (м. Харків 2021), міжнародній науково-технічній конференції «Матеріалознавство та технології» (Харків, 2022), міжнародній науково-практичній конференції до Дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» (Харків, 2023), міжнародній конференції «Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії» (Харків, 2024).

Зміст роботи обговорено на засіданнях кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ. У 2024 р. оприлюднено дисертацію в повному обсязі на розширеному засіданні кафедри.

Публікації. З теми дисертації опубліковано 36 наукових робіт, а саме: 1 монографію, 2 статтю в міжнародній наукометричній базі даних SCOPUS, 8 статей у наукових фахових виданнях, що належать до переліку МОН України, 13 тез у збірниках міжнародних наукових конференцій, 12 патентів на корисну модель України та 2 патенти на винахід України.

Структура й обсяг роботи. Дисертація містить вступ, чотири розділи, висновки, 4 додатки, список використаних джерел із 141 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 227 сторінок, з них 173 сторінки основного тексту, що налічує 61 рисунок і 11 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ГАЗО- Й ПОВІТРОЗПОДІЛЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Вимоги до повітророзподільних механізмів двигуна комбінованої енергетичної установки автомобіля

Для оптимізації показників двигунів внутрішнього згоряння застосовують зміну фаз газорозподілення на різних швидкісних і навантажувальних режимах роботи. Особливо гостро це питання постає в процесі створення комбінованої енергетичної установки (КЕУ), що містить автомобільний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) і пневмодвигун. Силова установка працює зі зміною тактності роботи. Крім зміни тактності, в КЕУ необхідно забезпечити максимальний коефіцієнт наповнення на різних швидкісних режимах ДВЗ і пневмодвигуна.

Для роботи комбінованої енергетичної установки після аналізу серійно наявних і перспективних систем необхідно обрати механізм газорозподілу (повітророзподілу в режимі пневмодвигуна) з можливістю змінювати фази.

У серійних поршневих двигунах застосовують кілька типів механічних механізмів керування впусканням і випусканням: поршневі, золотникові, клапанні, гільзові.

Наскільки правильно підібрані механізми керування та фази газорозподілення, тобто наскільки вчасно відбувається відкриття й закриття впускних і випускних клапанів, залежить потужність, крутний момент та економічність КЕУ. У комбінованій енергетичній установці особливо важливий перехід з двотактного на чотиритактний режим роботи. До змінюваних параметрів газорозподільного механізму належать: час відкриття та закриття клапанів, час вистою клапана, висота підйому клапана.

Існують різні способи зміни фаз газорозподільного механізму (ГРМ) у ДВЗ. У ГРМ із механічним приводом регулювання здійснюється поворотом розподільного вала, використанням кулачків з різним профілем, зміною висоти підйому клапанів тощо.

Для забезпечення найбільш ефективних екологічних та економічних параметрів роботи КЕУ необхідно проаналізувати різні види приводів систем газорозподілу з регулюванням фаз і можливістю зміни тактності [1–10]. Для цього необхідно:

- проаналізувати наявні серійні розробки ГРМ з механічним приводом і зміною фаз;
- проаналізувати сучасні електромагнітні, пневматичні, гідравлічні та комбіновані приводи ГРМ;
- обрати й розрахувати схему приводу механізму газорозподілу КЕУ для подальшого дослідження.

Системи ГРМ КЕУ мають задовольняти певні вимоги [11; 12].

1. Забезпечувати мінімальний опір впускного й випускного каналів, що впливають на наповнення повітрям на всіх режимах роботи двигуна. Опір визначається величиною прохідних перетинів клапанів і патрубків, чистотою поверхні каналів та їх вихровим відношенням, застосуванням інерційного наддування.

2. Зберігати оптимальні кути відкриття та закриття впускних і випускних клапанів, тривалість відкриття та величину їх перекриття. Регульовані фази повітророзподілення дають змогу компенсувати опір впускних і випускних трактів, оптимізувавши наповнення циліндрів на різних частотах обертання.

3. Застосовувати оптимальні за розмірами й формою камери згоряння для мінімізації шкідливого об'єму пневмодвигуна й оптимальних умов сумішоутворення в ДВЗ. Це допоможе знизити токсичність відпрацьованих газів і поліпшити економічність ДВЗ, зменшити витрату стисненого повітря для пневмодвигуна.

4. Забезпечити максимальну продувку циліндрів, знизити турбулізацію заряду; забезпечити простоту, дешевизну, надійність, уніфікацію, мінімізацію габаритів та маси конструкції.

Системи гільзового повітророзподілу в цьому аналізі не розглядаються. Незважаючи на низку переваг, зокрема безшумність роботи, невибагливість до обслуговування, кращого наповнення циліндрів, такі системи мають недоліки (складність конструкції, висока витрата мастила на вигар тощо), які не дають змоги їх застосовувати в умовах сучасного рівня екологічних вимог до двигунів КЕУ [13].

1.2 Аналіз газорозподільних механізмів дво- та чотиритактних двигунів

Газообмін КЕУ відбувається крізь впускні та выпускні отвори по черзі в ДВЗ і ПД. Метою аналізу газорозподільних механізмів є вибір із серійно выпускних механізмів такого, що максимально ефективний для роботи у дво- та чотиритактному режимі роботи ДВЗ і ПД.

Механізм газорозподілу з поршневим керуванням впусканням і випусканням (віконний газорозподільний механізм) застосовується у двотактних двигунах із кривошипно-камерною продувкою. У ньому фази газорозподілення задаються безпосередньо поршнем унаслідок відкриття та закриття вікон у стінці циліндра [14; 15]. Механізм цього типу не розглядався через його застосування в КЕУ.

1.2.1 Двигуни із золотниковим розподільним механізмом

У двотактних ДВЗ і шахтних ПД для керування кількості стиснутого повітря на впуску застосовується золотниковий механізм газорозподілу із приводом від колінчастого вала. Золотник у певний спосіб відкриває і закриває впускний канал двигуна, керуючи тривалістю впускання. Завдяки

цьому вдається зробити асиметричні фази впускання щодо НМТ і збільшити її тривалість до $180\text{--}200^\circ$, поліпшуючи цим наповнення циліндра. Деякі варіанти реалізації золотникового керування газорозподіленням дають змогу змінювати фази цього процесу безпосередньо під час роботи двигуна.

Золотниковий механізм не набув значного поширення через низку труднощів на шляху практичної реалізації цієї конструкції, зокрема проблеми з ущільненням золотників і наявність великого шкідливого об'єму [16]. Його також не застосовують у чотиритактних двигунах.

Зацікавленість викликає застосування золотникового газорозподілу на пневмодвигунах, конвертованих з автомобільних ДВЗ [17]. Такі двигуни можуть мати золотниковий повітророзподільник, що висвітлено в попередніх дослідженнях кафедри. Але їх робота в режимі ДВЗ проблематична.

1.2.2 Клапанні механізми газорозподілу чотиритактних двигунів із регульованими фазами

Мета аналізу полягає у виборі серійного механізму ГРМ, що надалі можна використовувати в КЕУ зі змінною тактністю з мінімальними доопрацюваннями. Застосування таких систем дасть змогу не тільки змінювати тактність двигуна, що важливо для КЕУ, але й оптимізувати кількість свіжого заряду циліндра для різних режимів роботи [18].

Розрізняють дві великі групи систем приводу клапанів: кулачкові та безкулачкові.

1.2.3 Система на основі гідрокерованої муфти

Чимало систем зміни фаз газорозподілення, що виготовляються зараз, працюють за типом повороту розподільного вала. Це уможливорює плавне регулювання руху клапанів, проте багато ранніх подібних систем могли виконувати тільки ступеневе регулювання.

Однак регулювання тривалості відкриття та висоти підйому клапана в таких системах неможливе.

До такого типу належать системи VVT (*Variable valve time*), які далі розподіляються на гідравлічні (HVVT), механічні (MVVT) та електричні (EVVT) типи на основі їх відповідних конструкцій. Чимало серійних систем VVT є HVVT, а пристрій, відомий як варіатор, дає змогу безперервно коригувати поворот кулачка за часом.

Кулачкові системи VVT не можуть змінювати тривалість відкриття клапана, лише змінюють початок відкриття за кутом повороту колінчастого вала. Вони також не здатні змінювати підйом клапана, на відміну від VVT із кулачками різного профілю. Однак VVT із фазовим зміщенням кулачка є найпростішою та найдешевшою формою VVT, оскільки кожен розподільний вал потребує лише одного гідравлічного фазового приводу, на відміну від інших систем, що використовують окремий механізм керування для кожного циліндра. Деякі конструкції, такі як система *Double Vanos* від BMW, мають VVT із можливістю керування фазами на впускному та випускному розподільних валах, що забезпечує їх більше перекриття (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Система *Vanos* (із безступеневим регулюванням кутового положення розподільного вала)

Більш високу ефективність регулювання мають системи VVTi (*Variable Valve Timing Intelligent*) з можливістю зміни фаз залежно від частоти обертання двигуна та його навантаження. Це означає, що процес відкриття та закриття клапана може змінюватися як швидше, так і повільніше. Пряме або зворотне відкриття клапана відбувається тільки на впускному клапані.

Основне призначення VVTi – регулювання ефективності всмоктування паливо-повітряної суміші.

Найбільш поширені та відомі систем цього типу:

- VVTi (*Dual VVTi Variable valve time intelligent electric*), змінні фази газорозподілу з інтелектуальним керуванням від *Toyota* [19; 20];
- VVT (*Variable Valve Timing*) від *Volkswagen* [21];
- VTC (*Variable Timing Control*) від *Honda* [22];
- CVVT (*Continuous Variable Valve Timing*) від *Hyundai* [23];
- VCP (*Variable Cam Phases*) від *Renault* [24];
- VANOS від *BMW* [25].

Інший тип системи змінної синхронізації розподільних валів оснований на стрибкоподібній зміні часу й висоти відкриття клапанів використанням кулачків різної форми.

1.2.4 Система ступеневої зміни фаз газорозподілення

Система VTEC [26, 27] містить набір кулачків з різними профілями та системи керування. Розподільний вал має два малі кулачки й один великий. Малі кулачки з'єднані через відповідні рокери клапанів (коромисла) із парою впускних клапанів. Великий кулачок переміщує коромисло. Більш сучасна система регулювання фаз газорозподілення I-VTEC від *Honda* поєднує системи VTEC та VTC. Ця комбінація значно розширює параметри керування ГРМ [28].

У списку подібних систем є VVTL-i (*Toyota*) [29], VTEC (*Honda*), MIVEC (*Mitsubishi*) [30], *Valvelift System* (*Audi*) [31] тощо. Конструкції та принцип роботи зазначених систем переважно схожі, крім системи *Valvelift*.

VTEC має 3 режими управління, що визначаються дією різних кулачків:

- одного малого кулачка на низьких обертах колінчастого вала двигуна для відкриття одного впускного клапана;
- двох малих кулачків на середніх обертах колінчастого вала двигуна для відкриття двох впускних клапанів;

– великого кулачка на високих обертах колінчастого вала двигуна для максимального наповнення циліндрів свіжим зарядом (рис. 1.2).

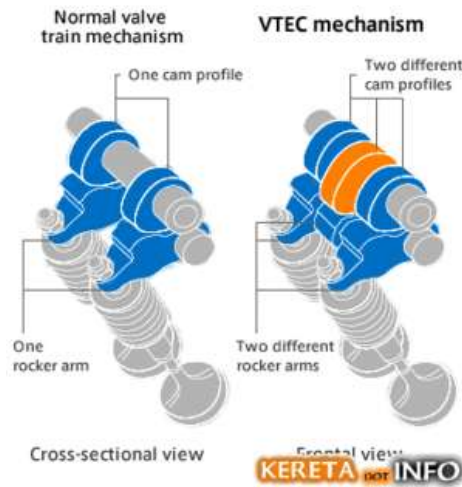


Рисунок 1.2. – Система VTEC

(із ступеневим регулюванням фаз і висоти підйому клапана внаслідок почергової роботи кулачків із різним профілем)

У певний момент (зазвичай за певної швидкості роботи двигуна) за допомогою приводу відбувається перемикання між профілями. За такого способу реалізації зміни фаз газорозподілення також можлива зміна висоти підйому клапана й зміна тривалості його відкриття, проте ця зміна завжди відбувається ступенево й бути плавною не може.

У системі VTEC за допомогою зміни гідравлічного тиску приводиться в дію штир і коромисло, яке відповідає за високий підйом клапанів і тривалий час відкриття, з коромислом, що розташоване поблизу й відповідає за низький підйом клапанів і незначний час відкриття.

1.2.5 Система регулювання висоти підйому клапана

Найбільш досконалий з погляду конструкції варіант зміни фаз газорозподілення, оснований на управлінні підйомом клапана, має система *Valvetronic* (BMW) (рис. 1.3). Ця система усуває необхідність у дросельній заслінці на більшості режимів роботи двигуна.

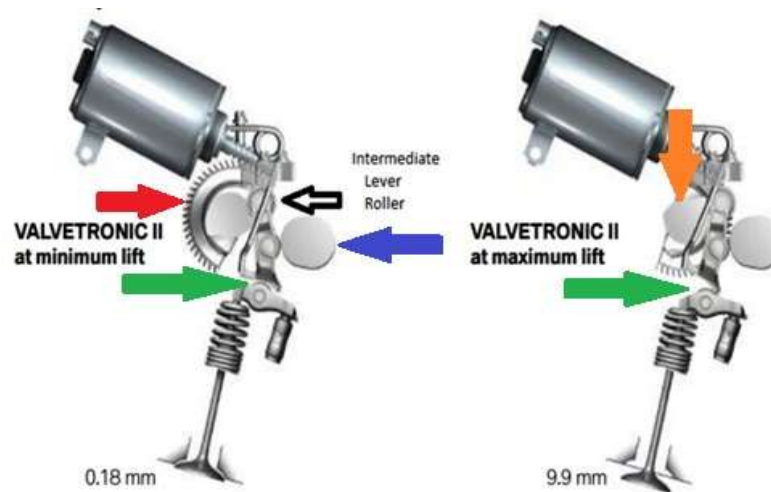


Рисунок 1.3. – Система *Valvetronic* (з плавним регулюванням висоти підйому клапана з одночасним масштабуванням фаз)

Прикладами подібних систем є *Valvetronic* (BMW) [32], *Valvematic* (Toyota) [33], *VVL* (Nissan) [34]; *MultiAir* (Alfa Romeo) [35]; *VTI* (Peugeot) [36].

Подібний принцип використовується і в інших системах. Змінний підйом клапана VVL, коли незалежно регулюється лише підйом клапана. З-поміж систем VVL розрізняють такі конструкції: дискретний VVL (DVVL) і безперервний VVL (CVVL).

У BMW електромотор приводить ексцентриковий вал за допомогою черв'ячної передачі. У Nissan – механізм типу гвинт – кулькова гайка. Фірма Fiat не застосовує механічний зв'язок між кулачком і клапаном. Замість звичних коромисел встановлені гідроциліндри, що завдяки зміні тиску мастила регулюють роботу клапанів. У Alfa Romeo система має один розподільний вал.

Бездросьельна система газорозподілу забезпечила відсутність розрідження на впуску, створюваного заслінкою. Сполучення системи регулювання фаз газорозподілення з безступеневим регулюванням ходу й тривалості відкриття клапанів дає змогу знизити витрату палива та збільшити крутний момент до 10–15 %.

Недоліками VVEL (*Variable Valve Event and Lift*) від Nissan або *Valvematic* від Toyota є складний механізм, що має значну кількість деталей та масу, а також непридатний для зміни тактності.

1.2.6 Ексцентриковий привід кулачків

Системи з ексцентриковим приводом кулачків мають у конструкції ексцентриковий дисковий механізм, що зменшує та збільшує кутові швидкості профілю кулачків у процесі їх обертання. Зменшення цієї швидкості під час, коли клапан відкритий, відповідає збільшенню тривалості його відкриття. Перевагою такої системи є можливість незалежного регулювання тривалості відкриття клапанів і висоти підйому [37] (проте в них неможливе регулювання підйому). Недоліками цих систем є їх складність (необхідно встановлювати два ексцентрикові приводи і два їх контролери на кожен циліндр – по одній парі пристроїв на впускні та випускні клапани), що збільшує вартість системи і неможливість зміни тактності.

1.2.7 Тривимірний профіль кулачків

У цих системах кулачки мають профіль, що також змінюється за їх довжиною у формі, подібній до конічної (рис. 1.4). На одному кінці кулачка розташований профіль з незначною висотою підйому клапанів і малим часом відкриття, на іншому кінці – профіль з великою висотою підйому клапанів і збільшеним часом відкриття.

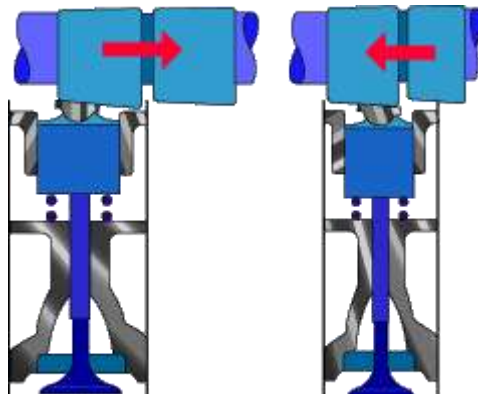


Рисунок 1.4 – Тривимірний профіль кулачків

У середній частині довжини кулачка здійснюється плавний перехід між цими профілями. Плавне регулювання висоти підйому клапанів і тривалості відкриття може бути здійснено зміщенням місця контакту штовхача клапана з профілем кулачка. Це досягається за допомогою осьового переміщення розподільного вала «ковзанням» уздовж двигуна, таким чином нерухомий штовхач клапанів буде контактувати з різними ділянками профілю кулачка, завдяки чому досягаються різні значення висоти підйому клапанів і тривалості їх відкриття. Недоліком цих систем є вкрай складне проектування профілю кулачків, оскільки конструкція має забезпечувати мінімальну контактну напругу, що виникає внаслідок зміни профілю.

Така конструкція властива для двигунів *Ferrari* [38; 39], проте не відомо, чи використовуються подібні системи в серійних моделях компанії та чи можливе їх застосування для зміни тактності.

1.2.8 Двоваловий комбінований профіль кулачків

Про використання цих систем у серійних двигунах інформація відсутня.

Система містить два близько розташовані розподільні вали й поворотний штовхач, що приводиться в дію обома розподільними валами. Рух штовхача передає рух профілів кулачків обох розподільних валів одночасно. Кожен розподільний вал обладнується системою зміни фаз газорозподілення, які дають змогу змінювати кутове положення розподільних валів щодо колінчастого вала. Профіль кулачків на одному розподільному валу керує закриттям клапанів, а профіль кулачків на іншому розподільному валу – відкриттям тих самих клапанів. Отже, регулювання тривалості відкриття клапанів регулюється інтервалом між цими діями.

З-поміж недоліків таких систем є те, що за великої тривалості відкриття висота профілю на одному кулачку може почати зменшуватися, тоді як на іншому – збільшуватися. Це спричинить сумарне зменшення висоти профілю кулачків і може викликати недоліки в динаміці двигуна. Є патенти, присвячені деяким рішенням проблеми нерівномірної висоти відкриття клапанів, що

уможливорює роботу системи на повній висоті профілю кулачків за умови значної тривалості відкриття клапанів [40; 41].

Через наявність у системі двох розподільних валів збільшуються розміри системи, штовхачів та інших елементів.

1.2.9 Двоваловий комбінований профіль кулачків із співвісним розташуванням валів

Про використання цих систем у серійних двигунах інформація відсутня.

Принцип роботи системи також полягає в тому, що один штовхач приводиться в дію профілями кулачків, розташованими на двох різних розподільних валах. З точністю до обмеження по куту, обумовленим радіусом кінцевого закруглення штовхача, штовхач «відчуває» комбінацію поверхонь двох профілів кулачків як плавну безперервну поверхню. Коли обертання кулачків максимально вирівняне, тривалість відкриття клапана мінімальна й відповідає профілю кожного кулачка окремо. Навпаки, коли кут між кулачками в процесі обертання найбільший, тривалість відкриття клапана є максимальною. Основним обмеженням подібних систем є те, що можливе лише регулювання тривалості відкриття клапанів, рівне (у градусах руху розподільного вала) заокругленню профілю гострого кінця кулачка.

Подібний принцип ліг в основу, ймовірно, першої запатентованої 1925 р. відомством за патентами й товарними знаками США системи зміни кулачків [38]. Також до цього типу належить так званий розподільний вал Клемсона.

1.2.10 Спіральний розподільний вал

Кулачки для таких систем складні та затратні у виготовленні, потрібна дуже висока точність у виготовленні спіральних елементів, а також має бути забезпечене дбайливе складання [42]. Принцип роботи аналогічний раніше розглянутим, в ньому можуть бути використані такі самі профілі тривалості. Однак замість простого плоского повороту кулачків для регулювання

застосовується сукупність осьового та поворотного рухів, що є тривимірним спіральним рухом. Завдяки такому руху долаються обмеження, пов'язані з тривалістю відкриття в раніше розглянутих системах. Тривалість відкриття клапанів у цьому разі теоретично не обмежена, проте зазвичай не перевищує 100° повороту розподільного вала, чого достатньо для роботи в більшості ситуацій.

Аналізуючи основні системи ГРМ із механічним приводом та змінними фазами, що є в серійному виробництві, можна визначити їх переваги й недоліки.

Основні переваги систем із регулюванням фаз і механічним приводом:

- відносна простота й компактність конструкції;
- функціональна надійність;
- мінімальний рівень ударних вібрацій і, як наслідок, безшумність його роботи.

Основним недоліком є керування розподільного вала від кулачка, коли він кінематично постійно (жорстко) пов'язаний з колінчастим валом двигуна. Такий зв'язок не дає змоги створювати поршневі двигуни із програмним керуванням процесами газорозподілення від електронної автоматики й переходом на зміну тактності.

Застосування клапанного газорозподільного механізму з механічним приводом на комбінованій силовій установці з пневматичним двигуном наразі не має стандартних рішень. Тому в процесі доведення робочих процесів КЕУ були розглянуті інші варіанти керування клапанами.

1.3 Аналіз безкулачкових систем газорозподілу

Безкулачкові механізми газорозподілу є ключем для інших досконалих технологій у двигунобудуванні. Розрізняють такі механізми:

- 1) електромагнітні (або електромеханічні);

- 2) гідравлічні;
- 3) пневматичні;
- 4) механізми з використанням крокових двигунів;
- 5) клапанні механізми з комбінованим керуванням.

1.3.1 Електромагнітні (або електромеханічні) механізми [43–48]

Застосування індивідуально керованих клапанів дає змогу змінювати не тільки фази газорозподілення, але й тактність двигуна.

Виокремлюють такі електромагнітні [51–54] (або електромеханічні) безкулачкові приводи клапанів:

- клапани з безпосереднім електромагнітним приводом;
- електромагнітний клапан із пружинним ударним пристроєм;
- електромагнітний клапан із демпферувальним пристроєм;
- електромагнітний клапан без зворотної запірної пружини;
- електромагнітний клапан із пневматичним амортизатором.

Основна перевага електроклапана – робота в ГРМ без розподільного вала з керуванням від електронної автоматики. За допомогою блоку керування можна змінювати тактність двигуна. Перевагами є використання різних, зокрема альтернативних видів палив, з різними октановими числами, дизельні палива, а також стиснене повітря. Керувати клапаном можна в будь-якому циліндрі й у будь-який момент, або навіть вимикати один або кілька циліндрів.

Шведська компанія *FreeValve* запропонувала клапанні механізми для суперкарів *Koenigsegg*, що демонструє схему роботи принципово нового двигуна внутрішнього згоряння, де замість традиційного розподільного вала використовуються керовані електронікою актуатори клапанів. Автори роботи [49] стверджують, що такий двигун здатний споживати паливо практично з будь-яким октановим числом, вимикати будь-яку кількість циліндрів, а також працювати в будь-якому з трьох основних термодинамічних циклів.

Червоний графік демонструє криву відкриття впускного клапана, синій – випускного (рис. 1.5). Швидкість підйому клапанів, як впускного, так і випускного, досить висока, і клапани максимально тривалий час перебувають у повністю відкритому положенні, – графіки мають майже прямокутний профіль. За умови кулачкового вала вони були б більше схожі на параболи. Необхідні об'єми газів проходять крізь клапани за менший проміжок часу, ніж зазвичай, тому короткі фази впускання й випускання майже не мають перекриття. У цьому полягає причина майже дворазового поліпшення екологічних показників [50].



Рисунок 1.5 – Клапани з електромагнітним приводом

Практично всі різновиди електромагнітних клапанів мають три суттєві недоліки [55]:

- для подолання зусилля зворотної запірної пружини електромагніт повинен мати значну тягову силу, що робить його габаритні розміри й індуктивність неприпустимо великими, а споживання енергії від мережі автомобіля – значним;

- за умови різкого падіння величини постійної напруги керування, наприклад, під час пуску двигуна в холодний зимовий період, електромагніт може не перебороти зворотного зусилля запірної пружини, і тоді клапан залишиться закритим;

– у процесі відкриття й закриття електроклапана мають місце ударні зіткнення: у разі відкриття – магнітопровідної шайби (якоря) по корпусу, за умови закриття – клапанної головки по посадковій фасці. Унаслідок цього робота електроклапана супроводжується значним шумом.

Крім цього, недоліками є невисока точність керування динамікою руху клапана, значна витрата електричної енергії, громіздкість механізму, неможливість керувати динамікою клапана в разі закриття, внаслідок чого відбувається швидке зношування клапана й сидла. Соленоїдний електромагніт завжди має більшу довжину магнітопроводу та зменшену тягову силу порівняно з електромагнітами, що замикаються. Рух феромагнітного якоря в магнітному полі соленоїда завжди супроводжується вібраціями якоря в точках його зупинки та зміни напрямку руху.

Із застосуванням соленоїда в електромагнітному приводі практично неможливо створити електрокерований клапан ГРМ з регульованим ходом (ступенем і швидкістю відкриття). Недоліками також є нагрівання соленоїда внаслідок тривалої роботи приводу, висока вартість виробництва, низька швидкодія (менша від необхідних 20 000 відкриттів і закриттів за хвилину), проблеми з охолодженням і надійністю.

Відносним недоліком електромагнітного клапана з пневмоамортизатором є необхідність наявності в його конструкції спеціального пневмонасоса й сапунних каналів. Однак ці недоліки не мають суттєвого значення в разі застосування таких газорозподільних клапанів на вантажних автомобілях із системою пневматичних гальм або на пневмомобілях.

1.3.2 Гідравлічні механізми

Газорозподільний механізм [56–58] містить впускні та випускні тарілчасті клапани, що з'єднують і роз'єднують впускні й випускні канали з камерою згоряння двигуна та плунжерні втулки тарілчастих клапанів, гідропривід з кулачковим валом.

Коли рідина під тиском подається до камери – клапан відкривається (рис. 1.6). За умови зниження тиску клапан закривається [59].



Рисунок 1.6 – Газорозподільний механізм ДВЗ
з гідравлічним приводом

Переваги гідроприводів:

- відсутність підривного розриву трубопроводів або виробничого травматизму, як у пневмоприводі;
- менша вага виконавчого пристрою порівняно з електричними;
- відсутність нагрівання в процесі роботи;
- простота й економічність, зумовлені дешевизною робочої рідини;
- швидкість спрацьовування та більші частоти обертання гідромоторів.

Недоліки гідроприводів:

- велика вага гідросистеми;
- збільшення ваги системи внаслідок великої щільності робочого тіла;
- чутливість гідроприводу до зміни температури навколишнього середовища внаслідок залежності ККД від витоків робочої рідини, тому зміна зазорів між деталями і в'язкості робочого тіла суттєво впливають на робочі параметри гідропневмоприводу;
- висока вартість гідравлічної енергії порівняно з електричною, що важливо, наприклад, у використанні в автомобільній промисловості;
- нижчий ККД, ніж у електроприводу;

- низькі точність спрацьовування та плавність руху;
- необхідність застосування дорогих пристроїв (позиціонерів) для регулювання величини повороту штока приводу;
- складність регулювання приводу для ГРМ поршневого двигуна.

1.3.3 Пневматичні механізми

Одним із способів індивідуальної роботи клапанів без розподільного вала є застосування пневматичного приводу клапанів [60; 61].

Робота пневматичного приводу клапанів полягає в тому, що кожен клапан приводиться в дію енергією стисненого повітря із спільного пневмоакумулятора (рис. 1.7).



Рисунок 1.7 – Пневматична система приводу клапанів

Під час руху поршня на такті стиснення вгору частина стисненого повітря по трубопроводу крізь відсічний і зворотний клапани надходить у пневмоакумулятор і заряджає його. Система керування відкриває газорозподільний клапан електромагнітним приводом золотника. Повітря із пневмоакумулятора надходить у верхню порожнину поршня приводу клапана, унаслідок чого газорозподільний клапан відкривається. Для його закриття система керування електромагнітним приводом золотника встановлює золотник у нижнє положення. Повітря з пневмоакумулятора

надходить у нижню порожнину поршня приводу клапана, після чого клапан закривається.

Різновидом застосування пневматики в механізмах управління клапанами є її використання не для відкриття, а для закриття клапана, замість пружини.

Такий привід застосовується в газорозподільних механізмах V-подібних 8-циліндрових атмосферних двигунів формули 1. Замість пружин, що повертають клапан у вихідне положення, він жорстко з'єднаний зі спеціальним поршнем, а поршень зі свого боку зверху має шток, на який і впливає кулачок розподільного вала [62; 63].

Переваги пневмоприводів:

- відсутність потреби в поверненні робочого тіла в акумулятор компресора (на відміну від гідроприводу);
- зменшення ваги системи внаслідок щільності робочого тіла;
- менша вага виконавчого пристрою порівняно з електричним;
- можливість спростити систему завдяки використанню як джерела енергії стисненого повітря з тиском у балонах до 50 МПа; у системах іноді застосовують піропатрони;
- простота й економічність, зумовлені дешевизною робочого тіла;
- швидкість спрацьовування та більші частоти обертання пневмомоторів (до декількох десятків тисяч обертів за хвилину);
- пожежобезпечність і нейтральність робочого тіла, що уможливорює застосування пневмоприводу в шахтах і в хімічному виробництві;
- здатність передавати пневматичну енергію на значні відстані (до декількох кілометрів) без втрат, якщо порівнювати з гідроприводом;
- на відміну від гідроприводу, менша чутливість до зміни температури довкілля внаслідок меншої залежності ККД від витоків робочого тіла (робочого газу), тому зміна зазорів між деталями пневмообладнання і в'язкості робочого тіла майже не впливають на параметри пневмоприводу.

Недоліки пневмоприводів:

- нагрівання й охолодження газу в процесі стиснення в компресорі та розширення в робочому циліндрі. Цей недолік зумовлений законами

термодинаміки й спричиняє такі проблеми: можливість обмерзання пневмосистем; конденсація водяної пари з робочого газу й унаслідок цього необхідність його осушення;

- висока вартість пневматичної енергії порівняно з електричною (приблизно в 3–4 рази), що важливо, наприклад, у використанні пневмоприводу в шахтах;

- більш низький ККД, ніж у гідроприводу;

- низькі точність спрацювання та плавність ходу;

- можливість розриву трубопроводів та виробничого травматизму, через що в промисловому пневмоприводі застосовуються незначні тиски робочого газу (звичайний тиск у пневмосистемах не перевищує 1 МПа, хоча відомі пневмосистеми з робочим тиском до 7 МПа) і, як наслідок, зусилля на робочих органах значно менші порівняно з гідроприводом. Там, де такої проблеми немає або розміри систем незначні, тиски можуть досягати 20 МПа і вище;

- для регулювання величини повороту штока приводу необхідне використання дорогих пристроїв – позиціонерів.

Після аналізу пневмоприводів було зроблено висновок про неможливість використання цієї системи ГРМ для досліджень.

1.3.4 Клапанні механізми з електрогідравлічним і комбінованим керуванням

Застосування електромагнітного приводу клапанів потребує менших витрат електроенергії на їх відкриття, тому виробники двигунів деяких країн пропонують відкривати клапани за допомогою гідравліки, а управляти гідравлікою за допомогою електроніки (рис. 1.8). Застосування цього типу механізмів дає змогу змінювати фази газорозподілення, зменшити витрати палива й знизити викиди токсичних речовин із відпрацьованими газами, підвищити потужність двигуна.



Рисунок 1.8 – Перспективна електромагнітна система приводу клапанів *Valvetronic*

Тиск мастила в гідравлічній системі (20,0 МПа) створює насос високого тиску. Регулює тиск в межах 5,0–20,0 МПа за сигналом блоку керування електромагнітний редукційний клапан. Коли на електромагнітний клапан подається напруга, він відкривається – і рідина з лінії високого тиску надходить у циліндр зверху поршня. Електромагнітний клапан на лінії низького тиску в цей час закритий, оскільки на нього не подається напруга. Поршень, впливаючи на клапан механізму газорозподілу, переміщує його вниз, у такий спосіб клапан відкривається [64].

Залежно від режиму роботи двигуна спрацьовує регулятор підйому клапана, змінюючи швидкість посадки всіх клапанів одночасно. Фази газорозподілу клапанів змінюються внаслідок зміни часу подання напруги на електромагнітний клапан на лінії високого тиску. У разі знеструмлення клапан закривається. Електрогідравлічний привод клапанів пов'язаний із системою мащення двигуна.

Недоліки цих систем: недовговічність роботи, трудомісткість і вартість, складність виробництва та ремонту, низька гнучкість роботи, труднощі запуску взимку.

З огляду на аналіз літератури можемо зробити висновок, що для досліджень найкраще підходить електрогідравлічний привід обраного повітророзподільного механізму, що дасть змогу не тільки змінювати фази впускання, але й здійснювати перехід на дво- або чотиритактну роботу КЕУ.

1.4 Метод розрахунку параметрів системи електрогідроприводу клапанів

У цьому підрозділі запропоновано метод обчислення параметрів системи електрогідроприводу клапанів.

1.4.1 Вибір параметрів системи електрогідроприводу клапанів

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі завдання:

- обрати гідравлічну схему з електрогідрокеруванням;
- забезпечити необхідну висоту підйому клапана;
- розрахувати об'ємний гідропривод.

На рис. 1.9–1.13 зображені гідравлічні принципові схеми керування штатним впускним клапаном ПД з використанням гідроапаратів різних типів [65].

Загальними компонентами для всіх варіантів схем є насос (Н) з електродвигуном (Е), що його приводить, гідробак (Б), запобіжний клапан (КП), системи фільтрації та охолодження робочої рідини, а також електронний блок керування гідропристроями електрогідроавтоматики (на схемах умовно не позначені).

Порівняльна характеристика зазначених гідропристроїв за швидкодією (частота увімкнень за секунду й спрацьовування штовхача) наведена в табл. 1.1.

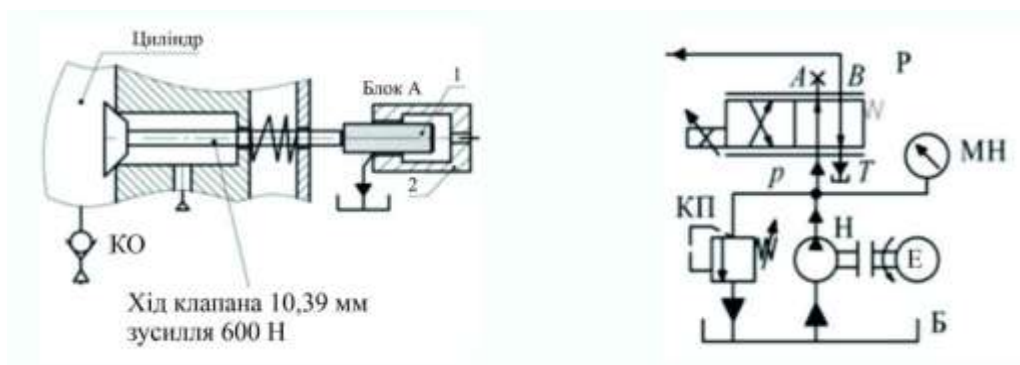


Рисунок 1.9 – Гідравлічна принципова схема керування клапанами ПД за допомогою пристроїв електрогідравтоматики

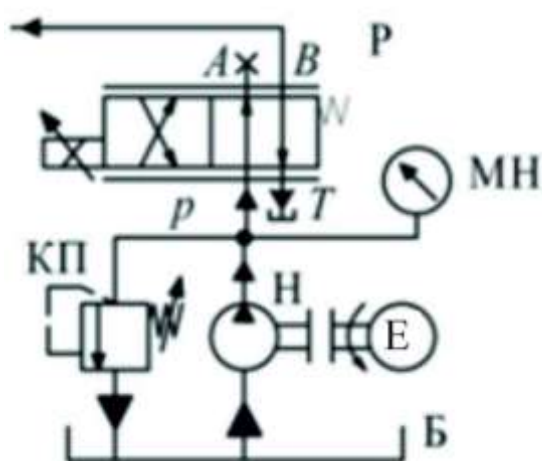


Рисунок 1.10 – Гідророзподільник (Р) з електромагнітним пропорційним керуванням

До блока А

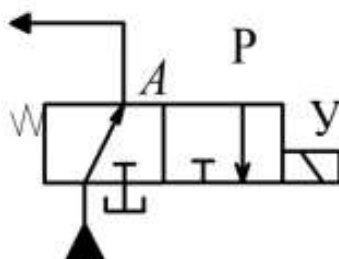


Рисунок 1.11 – Гідророзподільник (Р) з електромагнітом циклової дії

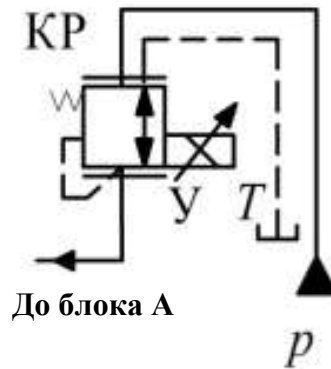


Рисунок 1.12 – Редукційний клапан (КР) із пропорційним електромагнітом

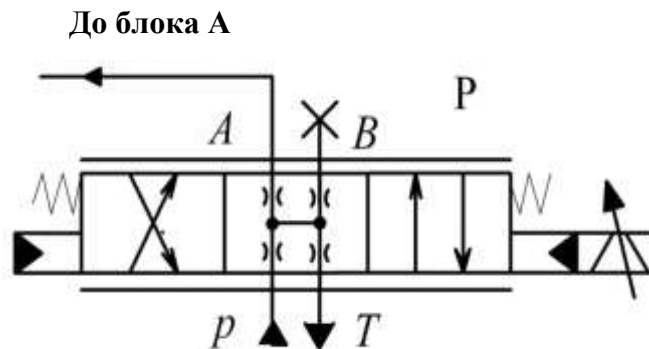


Рисунок 1.13 – Електрогідравлічний підсилювач потужності (дроселювальний гідророзподільник, або сервоклапан)

На підставі результатів аналізу створений експериментальний зразок об'ємного гідроприводу моделі ОГП-Р574/ПЕМ24 на основі гідророзподільника з пропорційним електромагнітом, здатним переборювати зусилля пружини впускного клапана 600 Н із частотою спрацьовування 25 Гц і впускного клапана, що забезпечує відкриття на максимальну висоту 10,39 мм.

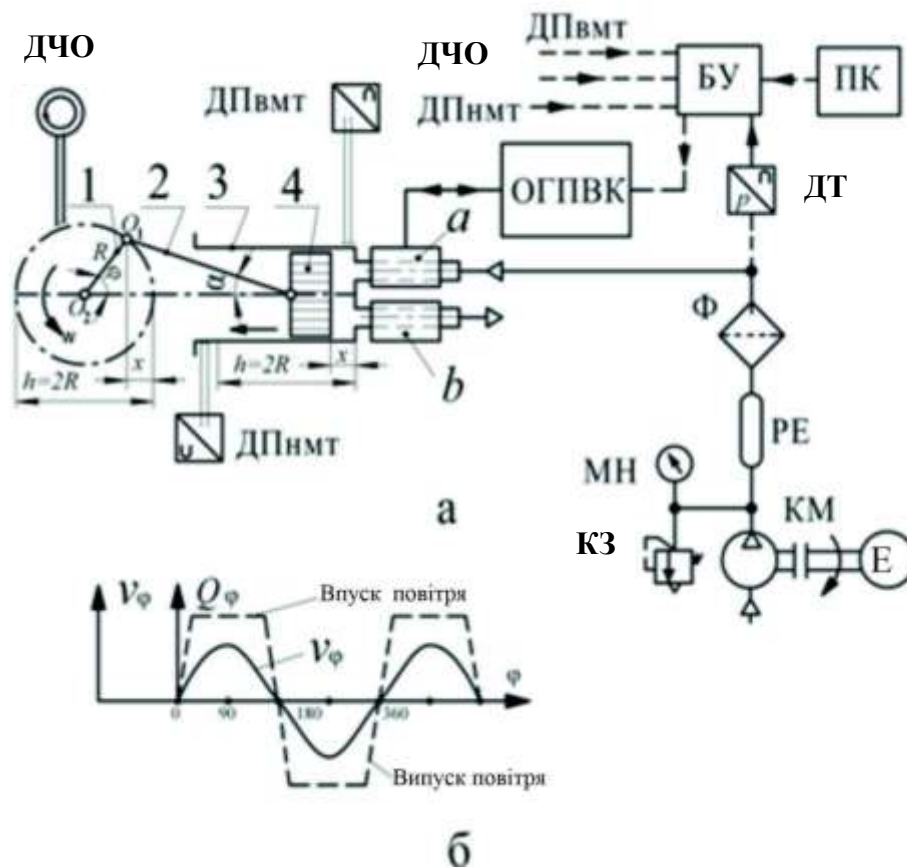
Унаслідок аналізу для розрахунків обрано об'ємний гідропривід із пропорційним гідророзподільником (табл. 1.1) [66; 67].

Таблиця 1.1 – Характеристика швидкодії електрогідропристрою

Найменування й шифр апарата	Час увімк./вимк., с	Характеристика	
		частота, Гц	увімк./с
1. Гідророзподільник пропорційний 4WRSE6 (рис. 1.10)	0,02/0,025	17	без обмежень
2. Гідророзподільник цикловий BE6 (рис. 1.11)	0,04/0,02	17	4,2
3. Редукційний клапан 3DREP6 (рис. 1.12)	0,02/0,025	17	без обмежень
4. Підсилювач електрогідравлічний (дроселювальний гідророзподільник) (рис. 1.13)	—	понад 50	без обмежень

На рис. 1.14 запропоновано схему кривошипно-шатунного датчика тиску, у якому кривошип 1 за допомогою шатуна 2 приводить у зворотно-поступальний рух поршень 4 в циліндрі 3. Впускний клапан *a* приводиться в дію від об'ємного гідроприводу (ОГПВК), а випускний клапан *b* кінематично пов'язаний із розподільним валом пневмотора. Повітря крізь ресивер (РЕ) і фільтр (Ф) подається постійно від компресора (КМ) з електродвигуном до впускного клапана *a*. Запобіжний клапан (КЗ) захищає від перевантажень компресора.

ПД обладнаний датчиками частоти обертання (ДЧО) кривошипа, датчиком верхньої та нижньої мертвих точок (ДП_{вмт}, ДП_{нмт}), датчиком тиску (ДТ), сигнали зворотного зв'язку від яких надходять в електронний блок управління (БУ). Впускним клапаном керують від персонального комп'ютера (ПК), даючи змогу формувати широкий спектр режимів фаз газорозподілення для оптимізації індикаторної діаграми пневмодвигуна.



1 – колінчастий вал; 2 – шатун; 3 – гільза циліндра; 4 – поршень

Рисунок 1.14 – Принципова гідропневматична схема ПД (а)
і залежність зміни швидкості поршня й витрати повітря
від кута повороту вала (б)

На рис. 1.14, б подані залежності зміни швидкості поршня v_ϕ і витрати повітря Q_ϕ у функції кута повороту вала. Фази початку підведення повітря, завершення підведення та їх крутість можуть варіюватися за допомогою блока (ОГПВК).

1.4.2 Метод розрахування системи електрогідроприводу клапанів

Для обчислення системи електрогідроприводу клапанів КЕУ необхідно розрахувати його гідравлічну та електричну частини [68; 69].

На рис. 1.15 запропоновано загальний вигляд та принципова схема об'ємного гідроприводу штовхача впускного клапана [66].

Насос (Н) обертається від приводного електродвигуна (Е), всмоктує робочу рідину з бака (Б) та нагнітає її крізь гідророзподільник (Р) до штовхача 1, змонтованого в корпусі 2. Для захисту від перевантажень установлений запобіжний клапан (КЗ), тиск налаштування якого контролюється манометром (МН). Роботою гідроприводу штовхача керує блок управління (БУ) за допомогою ПК.

Гідророзподільник (Р) належить до гідропрстроїв з електромагнітним пропорційним керуванням [67].

Діаметр штовхача, площа якого забезпечує створення необхідного зусилля за умови заданого тиску робочої рідини, визначають за формулами, наведеними в роботах [68; 69]. Теоретичне значення діаметра штовхача визначається залежно від діючого зусилля та тиску робочої рідини в насосній установці (гідростанції):

$$D_T = 1,13\sqrt{S_T} = 1,13\sqrt{\frac{F_T}{p_y}}, \text{ мм}, \quad (1.1)$$

де S_T – площа штовхача [мм²] діаметром D_T [мм];

F_T – максимальне зусилля пружини впускного клапана, Н;

p_y – тиск управління, створюваний насосною установкою, МПа.

Динаміка об'ємного гідроприводу клапана описана в роботах [70–72].

Частоту циклів f і час одного циклу t переміщення впускного клапана визначають за формулами:

$$f = \frac{n}{60}, \text{ Гц} \quad \text{і} \quad t = \frac{1}{f}, \text{ с}, \quad (1.2)$$

де n – частота обертання вала пневмодвигуна, хв⁻¹.

Швидкість переміщення штовхача визначають за формулою

$$v = 10^{-3} \frac{L}{t}, \text{ м/с}, \quad (1.3)$$

де L – хід штовхача з діаметром D_T , мм.

Витрата, необхідна для переміщення штовхача без урахування витоків

$$Q = 0,06 \cdot v \cdot S_T = 0,06 \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}, \text{ л/хв.} \quad (1.4)$$

Визначаємо частоту спрацьовування, час переміщення, швидкість штовхача й споживану в процесі цього витрату, якщо частота обертання пневмодвигуна $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, хода штовхача $L = 10,39 \text{ мм}$, його діаметр $D_T = 17 \text{ мм}$ (рис. 1.15).

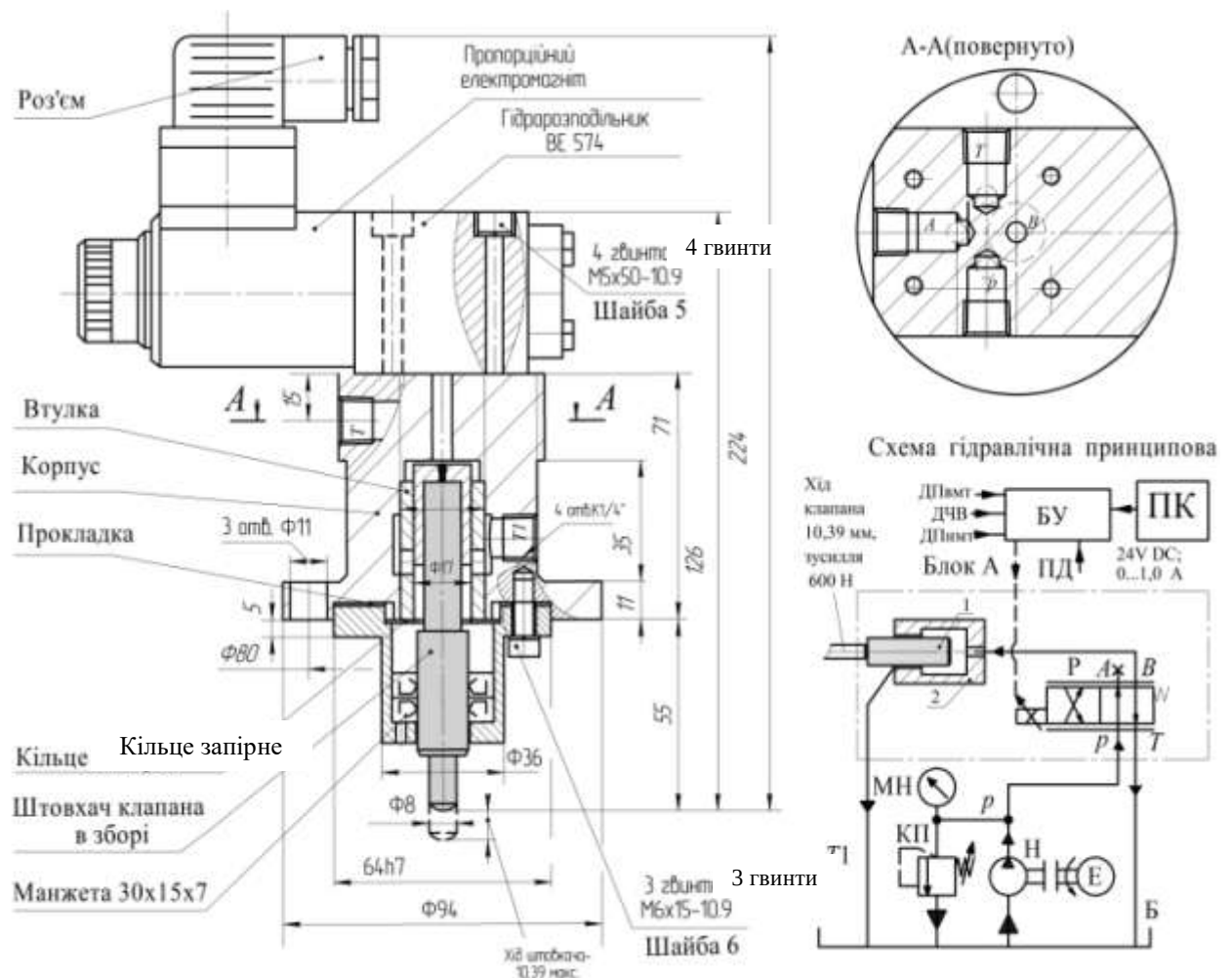


Рисунок 1.15 – Загальний вигляд об’ємного гідроприводу моделі ОГП-Р574/ПЕМ24 для керування впускним клапаном пневмодвигуна на базі ДВЗ

Визначаємо:

– частоту спрацьовування штовхача:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1500}{60} = 25 \text{ Гц}; \quad (1.5)$$

– час переміщення штовхача:

$$t = \frac{1}{f} = \frac{1}{25} = 0,04 \text{ с}; \quad (1.6)$$

– швидкість переміщення штовхача:

$$v = 10^{-3} \frac{L}{t} = 10^{-3} \frac{10,39}{0,04} = 0,26 \text{ м/с}; \quad (1.7)$$

– споживану витрату робочої рідини насоса:

$$Q_r = 0,06 \cdot v \cdot S_r = 0,06 \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D_r^2}{4} = 0,06 \cdot 0,26 \cdot \frac{\pi \cdot 17^2}{4} = 4,5 \text{ л/хв.} \quad (1.8)$$

Необхідне теоретичне значення тиску нагнітання насоса становитиме

$$p_y = \frac{4 \cdot F_r}{\pi \cdot D_r^2} = \frac{4 \cdot 600}{3,14 \cdot 17^2} = 2,6 \text{ МПа.} \quad (1.9)$$

Далі був проведений бездвигунний експеримент, результати якого підтвердили розрахункові дослідження.

Унаслідок розрахунків складена технічна характеристика приводу (табл. 1.2).

У реальних конструкціях гідропрстроїв золотникового типу, до яких належить розроблений привід, мають місце втрати потужності на виток робочої рідини в зазорі між прецизійними парами (золотник – корпус гідророзподільника і штовхач – втулка, механічне тертя між штовхачем і

втулкою та гідродинамічне тертя внаслідок витоку робочої рідини крізь щілину золотника гідророзподільника, що відкривається).

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика приводу

№	Найменування параметра	Одиниця виміру	Значення	Примітки
1	Хід штовхача клапана	мм	10,39	
2	Зусилля, що розвивається штовхачем	Н	600	не менше
3	Параметри приводу за умови частоти спрацювання	Гц	25	
4	Швидкість переміщення штовхача	м/с	0,26	
5	Споживана витрата робочої рідини	л/хв	4,5	
6	Тиск нагнітання насоса			
Параметри пропорційного електромагніту				
7	Напруга постійного струму	V	24	
8	Максимальний струм	A	1	
9	Тривалість увімкнення ПВ	%	100	

Примітка: допустима частота спрацювання пропорційного електромагніту 17 Гц за умови 3 дБа, можливість підвищення частоти встановлюється експериментально під час стендових випробувань.

Витоки крізь кільцево-щілинне ущільнення, незважаючи на деформацію стінок контртіл і допущення сталості в'язкості робочої рідини, в зазорі в процесі ламінарної течії визначають за формулою Хагена-Пуазейля [73]:

$$Q_{\text{ут,кщ}} = 0,06 \frac{k}{12} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot h^3}{\rho \cdot v_p \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \quad \text{л/хв}, \quad (1.10)$$

де k – коефіцієнт ексцентричності розташування золотника в корпусі, що приймає значення: $k = 1$ – за концентричного розташування деталей;
 $k = 2,5$ – за максимального ексцентриситету між осями золотника й корпуса;

$k = 1,75$ – середнє значення, прийняте внаслідок розрахунків через невизначеність розташування золотника в корпусі;

D – діаметр золотника або штовхача, мм;

h – радіальний зазор між корпусом і золотником або штовхачем і втулкою (напіврізниця їх діаметрів), вимірюваний у мікрометрах, мкм;

$L_{\text{щ}}$ – довжина ущільнювальної щілини, мм;

Δp – перепад тисків, МПа;

ρ – щільність РЖ, кг/м³;

ν_p – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, мм²/с.

Сили в гідророзподільнику золотникового типу, що протидіють переміщенню золотника з нейтральної позиції в робочу і навпаки [73]:

$$F_{\Sigma} = F_{\text{стр}} + F_{\text{в.тр}} + F_{\text{гд}} + F_{\text{ін}} + F_{\text{обл}}, \text{ Н}, \quad (1.11)$$

де $F_{\text{стр}}$ – сила сухого тертя (або сила рушання);

$F_{\text{в.тр}}$ – сила грузлого тертя;

$F_{\text{гд}}$ – гідродинамічна сила;

$F_{\text{ін}}$ – сила інерції;

$F_{\text{обл}}$ – сила облітерації.

Силу сухого тертя в зазорі між золотником і втулкою, спричинену відхиленням геометрії поверхні золотника та втулки від ідеальної, унаслідок чого з'являється нерівномірність розподілу тиску в зазорі, і радіальну невірноважену силу для сучасних гідророзподільників рекомендується визначати за такою формулою [73]

$$F_{\text{стр}} = f \cdot F_{\text{рад}} = f \cdot 0,015 \cdot D_{\text{зол}} \cdot l \cdot p, \text{ Н}, \quad (1.12)$$

де $F_{\text{рад}}$ – радіальна сила, що діє на золотник, Н;

f – коефіцієнт тертя між золотником і втулкою;

$D_{\text{зол}}$ – діаметр золотника, мм;

l – сумарна довжина ущільнювальних пасків золотника, мм;

p – тиск на вході в гідророзподільник, МПа.

Силу тертя в процесі переміщення золотника визначають за формулою [73]:

$$F_{\text{в.тр}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в'язк}} \cdot v \cdot b \cdot l}{2 \cdot h} = 10^{-6} \frac{\rho \cdot v_p \cdot v \cdot \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot l}{2 \cdot h}, \text{ Н}, \quad (1.13)$$

де v – швидкість переміщення золотника, м/с;

$b = \pi \cdot D_{\text{зол}}$ – периметр щілини витоків золотника, мм;

h – радіальний зазор між втулкою та золотником (напіврізниця їх діаметрів), мкм,

ρ – щільність робочої рідини, кг/м³;

v_p – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, мм²/с.

Отже, сила тертя пропорційна щільності та в'язкості (РР), швидкості переміщення та діаметра золотника, довжини ущільнювальних пазів і зменшується зі збільшенням радіального зазору між золотником і корпусом (втулкою). Осьова гідродинамічна сила викликана реактивною дією потоку робочої рідини, що проходить крізь робочі вікна (щілини) золотників. Ця сила впливає на роботу гідророзподільників за умови керування золотниками від малопотужних пристроїв, наприклад, в електро- або пневмогідравлічних перетворювачах.

Поява гідродинамічної сили зумовлена зміною кількості руху потоку робочої рідини, що протікає крізь вікна гідророзподільника.

Гідродинамічну силу визначають за формулою [73]

$$F_{\text{гд}} = 2 \cdot \frac{Q}{60} \cos \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{\text{кр}}}, \text{ Н}, \quad (1.14)$$

де Q – витрата РР крізь гідророзподільник, л/хв;

2 – коефіцієнт на початку формули, що показує наявність у гідророзподільнику двох крайок, на які діють гідродинамічні сили;

β – кут нахилу гідродинамічної сили до осі золотника, град;

$\Delta p_{кр}$ – перепад тисків на крайках золотника:

$$\Delta p_{кр} = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot z)^2}, \text{ МПа}, \quad (1.15)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

z – переміщення золотника від положення, що відповідає початку відкриття вікна.

Кут нахилу вектора гідродинамічної сили до осі золотника внаслідок допущень відсутності радіального зазору дорівнює $\beta = 69^\circ$ [66], і за умови $\cos \beta = 0,36$ формула (1.14) набуває такого вигляду:

$$F_{гд} = 2 \cdot \frac{0,36 \cdot Q}{60} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{кр}}, \text{ Н}. \quad (1.16)$$

Силу інерції золотника внаслідок спрацьовування гідророзподільника визначають за формулою

$$F_{ін} = m \cdot a, \text{ Н}, \quad (1.17)$$

де m – маса золотника, кг;

a – прискорення золотника за формулою

$$a = \frac{v}{t}, \text{ м/с}^2, \quad (1.18)$$

де t – час переміщення золотника з нейтрального положення в робоче і навпаки зі швидкістю v [м/с].

Швидкодія сучасних гідророзподільників (час спрацьовування) перебуває в діапазоні від 0,01 до 0,2 залежно від типорозміру (зведеного діаметра) [74].

Сила облітерації викликана заростанням вузьких ламінарних щілин, утворених зазором між золотником і корпусом (втулкою) гідророзподільника, частинками забруднень робочої рідини й молекулярним зчепленням частинок робочої рідини із поверхнями контртіл.

Основними методами боротьби з облітерацією зазорів є очищення робочої рідини та введення осцилювального (коливального з високою частотою та незначною амплітудою) руху золотника. У цьому разі частота коливань має перебувати в межах 100–1000 Гц, а амплітуда не має суттєво впливати на положення золотника гідророзподільника щодо робочих вікон (на практиці не перевищує 3–5 % від максимального зсуву золотника). Під час роботи об'ємного гідроприводу із частими перемиканнями гідророзподільників силу облітерації не беруть до уваги.

Розглянемо для пари тертя штовхач – втулка сили сухого (зсуву), в'язкісного тертя та інерції, а для пари золотник – корпус розрахуємо гідродинамічні втрати тиску на вікні гідророзподільника, які також впливають на значення тиску, усталене в гідроприводі, порівняно з розрахунковим за формулою (1.11).

Приймаючи вихідні показники, зокрема

$$Q = 4,5 \text{ л/хв}; \rho = 900 \text{ кг/м}^3; z = 1,5 \text{ мм}; v_p = 30 \text{ мм}^2/\text{з (сСт)};$$

$$v = 0,26 \text{ м/с}; a = 6,5 \text{ м/с}^2; \mu = 0,62; D_{\text{зол}} = 10 \text{ мм}; D_T = 17 \text{ мм};$$

$$l_T = 25 \text{ мм}; m_T = 0,086 \text{ кг}; p_y = 2,6 \text{ МПа}; h = 7 \text{ мкм};$$

$$k = 1,75; t_T = 0,04 \text{ з}; f = 0,1,$$

розрахуємо витоки й сили тертя в прецизійних парах гідроприводу клапана пневмодвигуна [73].

Насамперед розрахуємо витоки в парі штовхач – втулка:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ут,кшчу}} &= 0,06 \frac{k}{12} \cdot \frac{\pi \cdot D_T \cdot h^3}{\rho \cdot v_p \cdot l_T} p_y = \\ &= 0,06 \frac{1,75}{12} \cdot \frac{3,14 \cdot 17 \cdot 7^3}{900 \cdot 30 \cdot 25} 2,6 = 0,00024 \text{ л/ хв.} \end{aligned} \quad (1.19)$$

Отримане значення свідчить про несумірність витоків порівняно з витратою Q , що подається до штовхача для його переміщення.

На думку постачальників золотникових гідророзподільників, внутрішні витоки по кожній з ліній золотника не мають перевищувати 0,22 л/хв за умови тиску 32 МПа. Через те, що в досліджуваному гідроприводі тиск на порядок менший (2,6 МПа), то витоки на порядок менші, тобто також не суттєві порівняно з витратою робочої рідини.

Сила рушання (сухого тертя) штовхача:

$$F_{\text{стр.т}} = f \cdot 0,015 \cdot D_{\text{т}} \cdot l_{\text{т}} \cdot p_{\text{у}} = 0,1 \cdot 0,015 \cdot 17 \cdot 25 \cdot 2,6 = 1,65 \text{ Н.} \quad (1.20)$$

Сила в'язкого тертя штовхача:

$$\begin{aligned} F_{\text{в.тр}} &= 10^{-6} \frac{\rho \cdot v_{\text{р}} \cdot v \cdot \pi \cdot D_{\text{т}} \cdot l_{\text{т}}}{2 \cdot h} = \\ &= 10^{-6} \frac{900 \cdot 30 \cdot 0,26 \cdot 3,14 \cdot 17 \cdot 25}{2 \cdot 7} = 0,67 \text{ Н.} \end{aligned} \quad (1.21)$$

Сила інерції штовхача:

$$F_{\text{ін.т}} = m \cdot a = 0,086 \cdot 6,5 = 0,56 \text{ Н.} \quad (1.22)$$

Отже, сили опору переміщенню штовхача в сумі не перевищують 3 Н, що становить 0,5 % від необхідного максимального зусилля пружини впускного клапана $F_{\text{стр.т}} = 600 \text{ Н}$.

Перепад тисків на крайках золотника приводу штовхача дорівнюватиме

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{кр}} &= \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot z)^2} = \frac{4,5^2 \cdot 900}{2 \cdot (60 \cdot 0,62 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 1,5)^2} = \\ &= 0,003 \text{ МПа,} \end{aligned} \quad (1.23)$$

що створює гідродинамічну силу опору переміщенню золотника пропорційним електромагнітом. Отримане значення істотно менше від тиску в гідроприводі (2,6 МПа).

Отже, розрахунки продемонстрували можливість використання на етапі експериментальних робіт об'ємного гідроприводу клапана за умови початкового тиску 2,6 МПа і подання робочої рідини 4,5 л/хв, тобто якщо потужність насосної установки не менша ніж 0,2 кВт.

На другому етапі дослідження розроблено нелінійну математичну модель об'ємного гідроприводу впускного клапана пневмотора з імітаційним модулем гідророзподільника та пропорційним електромагнітом і евристичним модулем стабільності навантаження на режимах від холостого ходу до номінального навантаження [73].

Модель уможливорює широкий комплекс досліджень динамічних завдань. Насамперед це стосується пуску гідроприводу, коли під навантаженням виникають негармонійні, згасальні коливання тиску в нагнітальній магістралі насоса зі значними початковими амплітудами. Запропонований евристичний модуль у моделі гідроприводу впускного клапана дає змогу реалізувати науковий пошук у вигляді підбору оптимального циклу роботи штовхача ПД.

Перехід до побудови замкнутої гідросистеми за переміщенням штовхача приводу впускного клапана сприяє розв'язанню завдання переміщення штовхача й точності його відпрацювання.

Висновки до першого розділу

Унаслідок аналізу літературних джерел можна зробити певні висновки.

1. Газорозподільний механізм комбінованої силової установки є механізмом, регулювання фаз якого безпосередньо впливає на економічність роботи ДВЗ та енергетичну ефективність усієї КЕУ. Також цей механізм дає змогу змінювати тактність КЕУ. Описи застосування серійного механізму для регулювання фаз газорозподілу з механічним приводом відсутні. Обрано електрогідравлічний привід клапанів.

2. Застосування електрогідравлічних клапанів дасть змогу не тільки вчасно змінювати кути відкриття-закриття клапанів, але й переходити на двота чотиритактний режим роботи.

3. Розраховано механізм приводу клапанів ПД, конвертованого з двигуна внутрішнього згоряння. Найкращим рішенням з розглянутих схем управління впускним клапаном має схема об'ємного гідроприводу моделі ОГП-Р574/ПЕМ24, що містить гідророзподільник із пропорційним електромагнітом. Гідравлічні приводи клапанів можуть застосовуватися з пропорційною апаратурою з електромагнітним керуванням за умови частоти до 17 Гц або за допомогою гідравлічних дроселювальних розподільників із частотою до 50 Гц. Однак такі гідравлічні приводи є більш дорогими та потребують підвищеного рівня очищення робочої рідини.

Динаміка гідроприводу з використанням запропонованої математичної моделі дала змогу оцінити адекватність вибору насосної установки з огляду на визначення розрахункового екстремального значення тиску під час пуску та його зіставлення зі сталим значенням на робочому режимі.

4. Створено експериментальну стендову установку для пневмодвигуна на базі ДВЗ 4Ч 9,2/9,2, що має гідророзподільник з електричним пропорційним керуванням, здатним долати зусилля пружини впускного клапана 600 Н з частотою спрацьовування 25 Гц. Гідророзподільник з електричним пропорційним керуванням забезпечує підйом клапана на 10,39 мм.

На підставі запропонованого методу та розрахунків визначено частоту спрацьовування штовхача – 25 Гц; час переміщення штовхача – 0,04 с; швидкість переміщення штовхача – 0,26 м/с; споживану витрату рідини насоса – 4,5 л/хв; тиск нагнітання насоса – 2,6 МПа.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИ РОЗРАХУНКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПНЕВМОДВИГУНА

2.1 Метод визначення потужності пневмодвигуна

Метод визначення потужності пневмодвигуна передбачає встановлення швидкості руху автомобіля з інтенсивністю, властивою для м. Харкова. У цьому разі визначаються швидкості руху транспортного засобу й початкові енергетичні параметри ПД за допомогою тягового розрахунку автомобіля. Знаючи швидкість автомобіля та його вагові параметри, можемо визначити необхідну потужність пневмодвигуна.

Міський мікроавтобус категорії M_2 призначений для перевезення пасажирів за заданими маршрутами. Із часу виконання обмежених досліджень за двома навантаженими маршрутами м. Харкова минуло понад сім років – і транспортна ситуація змінилася. Кількість автомобілів збільшилася, зросла інтенсивність виникнення заторів, відповідно, збільшився і пробіг автомобілів у заторах. Концепція розрахунку пневмодвигуна за середньою та максимальною швидкостями змінилася та більш актуальним постало питання про рушання автомобіля в щільному потоці, особливо в умовах допусків перевантажень у години пік. Для вибору максимального крутного моменту та потужності під час рушання автомобіля необхідно провести тяговий розрахунок.

2.1.1 Метод визначення швидкості руху автомобіля з пневмодвигуном у міських умовах

У роботі вивчались конкретні значення швидкісних параметрів транспортного потоку для різних районів м. Харкова, особливо центральній частині, для якої властива висока щільність руху [75]. Відповідно до характеристик транспортних потоків у місті визначено швидкості на

основних магістралях мегаполісу, а саме м. Харкова. Обрано вулиці з найбільш інтенсивним рухом автомобілів, де паралельно вивчалися характеристики процесу розгону маршрутних транспортних засобів і прогнозувалися зміни у швидкості руху за умови зростання рівня автомобілізації.

У роботі впроваджено метод визначення параметрів руху за допомогою GPS-навігатора [76]. Отримані значення швидкості руху оброблено в пакеті *Statistika 10*. Оскільки статистичні характеристики отриманої моделі розгону мають високі значення, це дає змогу використовувати їх у моделюванні швидкості руху автомобіля, де коефіцієнт $a1$ є прискоренням.

Дослідження швидкості та прискорення, проведені в межах цієї дисертації, збігаються з результатами, досягнутими в інших роботах, де зазначається, що за умови середньої швидкості руху 20–25 км/год прискорення для автомобілів дорівнює $0,9 \text{ м/с}^2$, для автобусів – $0,7 \text{ м/с}^2$, що вказує на досить значне поширення досягнутих результатів.

Також у роботі за допомогою натурних відеоспостережень визначено час покидання автомобілем свого місця в черзі перед світлофором. Це дослідження проводилося на перехресті вул. Ярослава Мудрого – вул. Алчевських. Спостереження велися за чергою перед світлофором, автомобілі з якої рухаються в напрямку до станції метро «Ярослава Мудрого». Було обстежено 20 циклів світлофора. У кожному циклі в процесі оброблення результатів вимірювався час зсуву кожного автомобіля на довжину свого корпусу. У середньому час звільнення автомобілем свого місця в черзі перед світлофором становив 2,27 с.

Визначення завантаження елементів вуличної дорожньої мережі (ВДМ) традиційно поділяється на два взаємозалежних етапи. На першому – визначають міжрайонні кореспонденції, на другому етапі розподіляють зазначені кореспонденції по транспортній мережі. Отже, моделі зазначеного типу дають відповідь на питання: якими шляхами здійснюються пересування і скільки учасників руху використають той або інший шлях. Тобто моделювання міських транспортних мереж здебільшого спрямовано на

отримання показників, що визначають дорожньо-транспортні умови на досліджуваній ВДМ.

У цьому разі основними мережними характеристиками є:

- транспортні потоки (ТП);
- величина ТП на ВДМ;
- рівень завантаження елементів ВДМ рухом;
- швидкість ТП.

Вихідною інформацією для моделювання завантаженості м. Харкова автомобілями є матриця транспортних кореспонденцій (МТК), що визначається на підставі місткостей ТР, сформованих з кількості автомобілів, які приїжджають і від'їжджають з місць паркування.

У процесі моделювання для розрахункового етапу імітації було обрано дві години – з 8:00 до 10:00, оскільки саме на цей період доводиться максимальне накопичення транспорту на вулицях міста. Кожна серія внаслідок моделювання дає набір випадкових значень кількості автомобілів, які стоять на правій смузі дороги. Випадкові величини генеруються за формулами (2.1) і (2.2).

Формула для генерації показників щільності стоянки автомобілів на i -й ділянці ВДМ має такий вигляд:

$$\Pi_i^m = \frac{-\ln \xi_k}{\lambda}, \quad (2.1)$$

де ξ_k – рівномірно розподілена випадкова величина;

λ – параметр показового закону розподілу, $\lambda = 7,85$ од/100 м.

Формула для моделювання гамма-величин щільності стоянки автомобілів у дворах j -го транспортного району (ТР) має вигляд

$$\Pi_j^d = -b \ln \left(\prod_{k=1}^c \xi_k \right), \quad (2.2)$$

де b – параметр масштабу (0,435);

c – параметр форми (2,374).

Для моделювання кількості автомобілів, припаркованих на крайній правій смузі та у дворах житлових будинків і установ, було використано довжину ланок ВДМ і площу дворів.

Окремо встановлено кількість машин, що прибувають і від'їжджають із периферійних районів до центральної частини міста (ЦЧМ).

Кількість автомобілів на ВДМ можна визначити як добуток середньої щільності ТЗ на довжину транспортної мережі. Середня щільність ТЗ ρ визначається на основі підрахунку довжини черги автомобілів перед регульованими перехрестями. Для цього проведено серію відеоспостережень у різних точках ЦЧМ.

Оскільки період моделювання місткостей зовнішніх і внутрішніх ТР для цього дослідження становить друга година ранкової години пік з 8:00 до 10:00, то для визначення щільності автомобілів у мережі спостерігали за відправленням ρ_d з 7:50 до 8:10, а за прибуттям ρ_a – з 9:50 до 10:10 у будні дні. Результати дослідження подано нижче. За середніми значеннями побудовано гістограму (див. рис. 2.1).

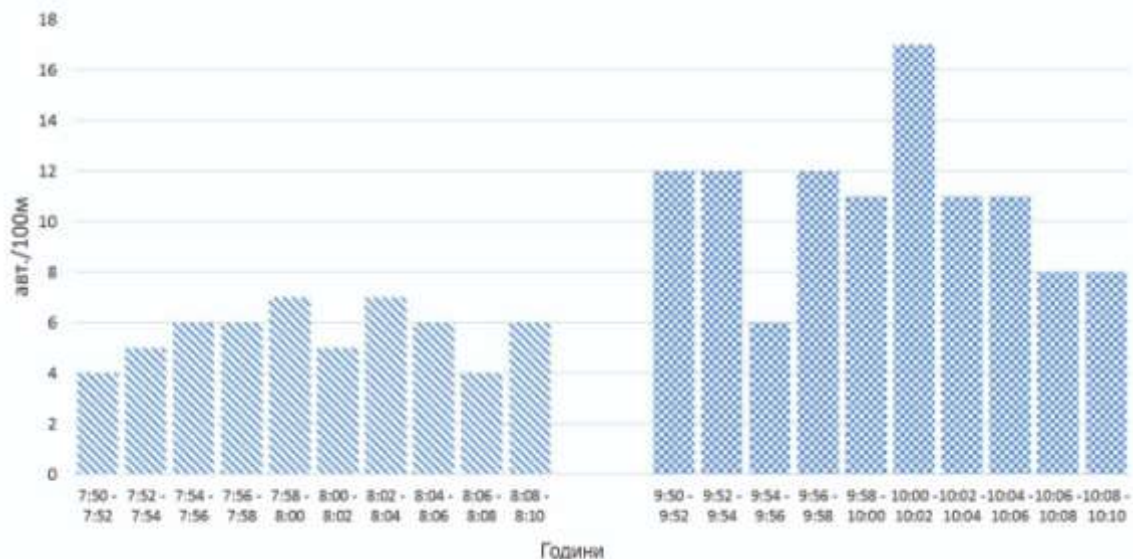


Рисунок 2.1 – Щільність автомобілів на ВДМ
на границях ранкового піку

На рис. 2.1 продемонстровано, що щільність автомобілів на початку та наприкінці проведення натурних спостережень різна, що пояснює

виникнення дисбалансу між прибуттям і відправленням автомобілів. Після підставлення середніх значень щільності автомобілів $\rho_d = 0,016$ од./год та $\rho_a = 0,0316$ од./год визначено обсяг автомобілів, що рухаються по ВДМ у момент початку й завершення натурних спостережень на всіх ділянках ЦЧМ.

З огляду на автомобілі, що перебували в русі на момент початку натурних спостережень, різниця між сумами місткостей ТР за відправленням і прибуттям зменшується з 3057 до 119 одиниць. Отримане відхилення не може критично вплинути на подальші результати моделювання, а кількість 119 автомобілів можна пояснити технічними причинами дисбалансу місткостей.

З вищесказаного стає очевидним обґрунтоване усунення причин дисбалансу місткостей прибуття й відправлення автомобілів у ТР, що нерозривно пов'язані з динамічним характером об'єкта дослідження.

На підставі отриманих та розрахованих місткостей умовного транспортного району було обчислено шукану матрицю транспортних кореспонденцій. У цьому разі МТК визначено за допомогою ймовірнісного методу, а її баланс виконано за допомогою долучення в МТК додаткового рядка й стовпчика, що відтворюють кореспонденції умовного транспортного району (УТР).

Для подальших розрахунків необхідно визначити параметри руху автомобілів на окремих ділянках ВДМ м. Харкова. Виконання цього завдання неможливе без математичного моделювання в програмі VISUM, де важливо визначити основні параметри функціонування транспортної мережі, зокрема інтенсивність руху на елементах транспортної мережі та середні швидкості руху ТП. За допомогою застосування розрахункових значень МТК як вхідна інформація в програмі VISUM розраховано інтенсивності ТП (рис. 2.2).



Рисунок 2.2 – Картограма ТП на ВДМ середмістя Харкова

Щорічно у великих містах спостерігається зростання рівня автомобілізації, водночас розвиток транспортної мережі значно відстає, що викликає перевантаження ВДМ. Ця суттєва невідповідність значно погіршує рух транспорту, особливо в ЦЧМ. Як наслідок, значно погіршується ефективність функціонування транспортної системи й безпеки руху. Сучасні обстеження ТП демонструють зменшення швидкості руху автомобілів, збільшення затримок руху, часу пересування, шкідливих викидів відпрацьованих газів.

Для аналізу впливу рівня автомобілізації на інтенсивність руху автомобілів у ЦЧМ м. Харкова спочатку змодельовано інтенсивність руху автомобілів у середмісті за допомогою програми VISUM з огляду на поступове збільшення величини кореспонденцій від 5 % до 200 %.

У цьому разі використано крок зміни 5 % за умови збільшення до 50 %, 10 %, якщо збільшення до 100 %, і 20 %, якщо збільшення становило до 200 %.

Для визначення МТК застосовано таку залежність:

$$h'_{ij} = h_{ij} \cdot k_c + h_{ij}^{r-1}, \quad (2.3)$$

де h_{ij} – елементи матриці кореспонденцій (кількість автомобілів), од.;

k_c – коефіцієнт приросту кількості поїздок (0,05–2).

Кожну з отриманих МТК за формулою було використано як вхідну інформацію в програмі VISUM для дослідження зміни завантаження автомобілями ЦЧМ м. Харкова.

Для перевірки результатів моделювання інтенсивності проведено вибіркове дослідження інтенсивності руху ТП на вулицях м. Харкова.

Після порівняння значень інтенсивності за проведеними натурними обстеженнями й результатами моделювання в програмі VISUM, можна констатувати, що в середньому відхилення інтенсивності, що була отримана за умови використання МТК, побудованої за допомогою ймовірного методу із залученням УТР, становить 37 %.

Оскільки в роботі було проведено натурні спостереження, внаслідок чого отримано фактичні значення інтенсивності ТП за другу годину, майже на всіх ділянках вулиць Сумська, Г. Сковороди і просп. Науки вдалося обчислені значення інтенсивності в програмі VISUM привести до фактичних значень. Також за допомогою VSUM розраховано значення швидкості руху вулицями Сумська, Г. Сковороди.

Залежність середніх значень швидкості від збільшення транспортних кореспонденцій подано на рис. 2.3, 2.4.

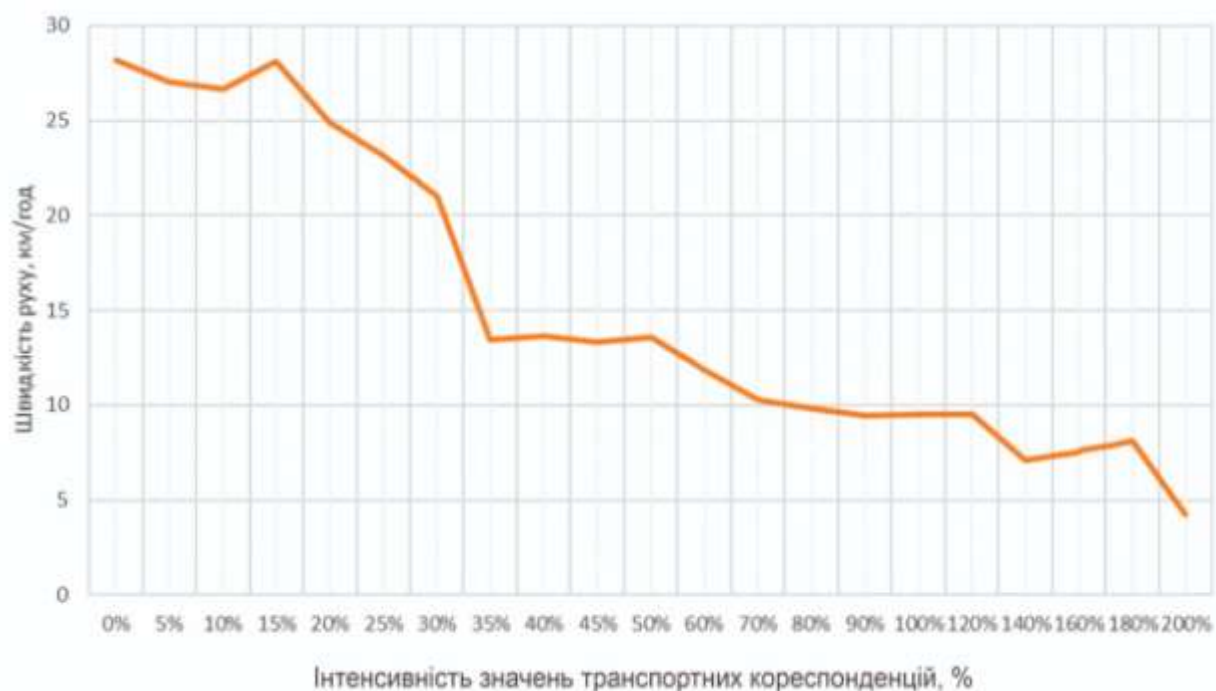


Рисунок 2.3 – Залежність швидкості руху автомобілів від інтенсивності за умови збільшення кореспонденцій на вул. Сумській за напрямками

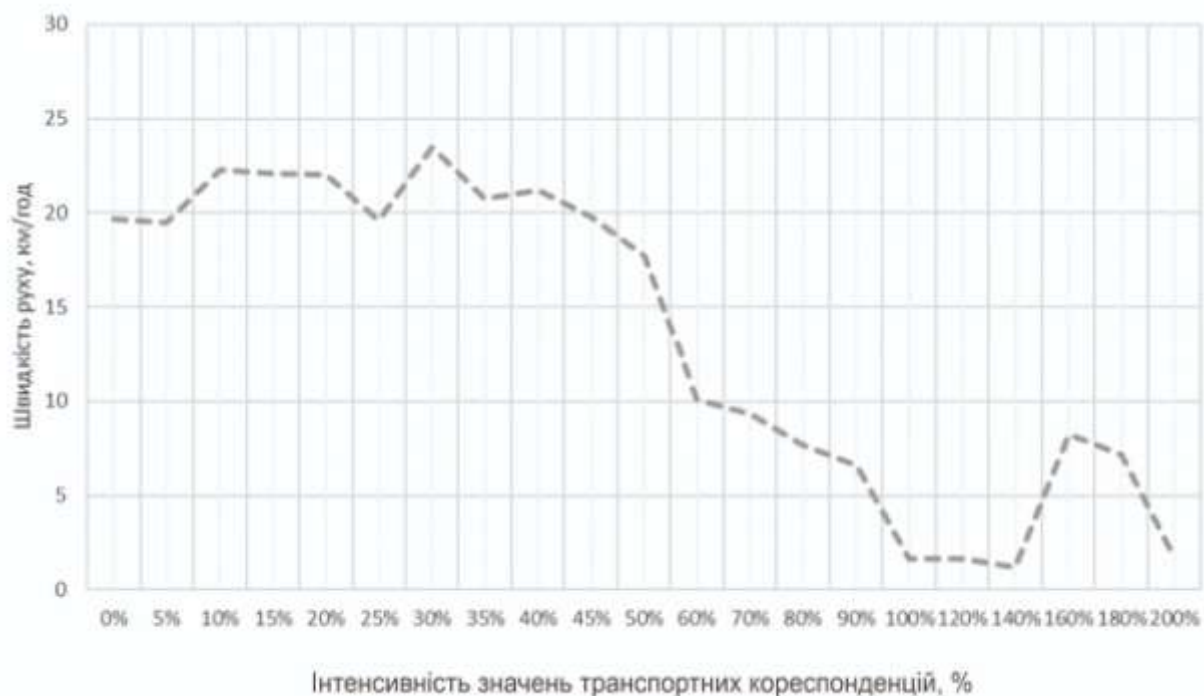


Рисунок 2.4 – Залежність швидкості руху автомобілів від інтенсивності за умови збільшення кореспонденцій на вул. Г. Сковороди за напрямками

На рис. 2.3 й 2.4 продемонстровано, що на вул. Сумській після підвищення значень транспортних кореспонденцій на 70 % швидкість руху транспорту знижується до 10 км/год, а на вул. Г. Сковороди швидкість зменшується до 10 км/год за умови збільшення кореспонденцій до 60 %. Це вказує на те, що збільшення кореспонденцій на 60 % спричинить зростання ймовірності виникнення заторів на дорозі й значне погіршення умов руху.

Теоретична залежність швидкості руху автомобілів від інтенсивності була отримана за допомогою регресійного аналізу (табл. 2.1).

$$V = a_0 + a_1 \cdot I, \quad (2.4)$$

де I – інтенсивність ТП, од./год.

Таблиця 2.1 – Результати регресійного аналізу й статистичної перевірки за всіма ділянками транспортної мережі

Параметри моделі	Значення		
Коефіцієнт детермінації	0,9		
Рівень значущості F	$1,36 \cdot 10^{-6}$		
Параметри коефіцієнтів	Значення коефіцієнта	Стандартна помилка	Рівень значущості
a_0	36,005	0,979	$4,042 \cdot 10^{-11}$
a_1	-0,00594	0,000529	$1,361 \cdot 10^{-6}$

З результатів регресійного аналізу видно, що значення коефіцієнта детермінації R^2 показує, що 90 % загальної варіації результативної ознаки визначається варіацією факторних ознак X_1 . Розрахований рівень значущості $F \ll 0,05$ підтверджує високу інформаційну спроможність моделі. Стандартна помилка коефіцієнтів a_0 й a_1 значно менша, ніж їх значення, до того ж обидва

коефіцієнти є значущими, про що можна судити за розрахунковим значенням рівня значущості, що значно менший від заданого рівня значущості $\alpha = 0,05$. Оскільки статистичні характеристики отриманої моделі мають дуже високі показники, це дає змогу їх використовувати для моделювання швидкості руху ТП залежно від зміни інтенсивності.

Дослідження охопили більшу кількість вулиць і продемонстрували, що швидкість руху в заторах по м. Харкову знизилась з 30 км/ч до 10 км/ч. Тому розрахунок максимальної потужності й крутного моменту необхідно змінити на обчислення максимального крутного моменту під час рушання з огляду на перевантаження транспортного засобу.

2.1.2 Метод визначення початкових енергетичних параметрів пневматичного двигуна

Вихідні параметри енергетичної установки для транспортного засобу в умовах міського руху залежать від дорожніх умов експлуатації транспортного засобу, швидкості його руху та вагово-геометричних параметрів. Тому з метою визначення типового транспортного засобу для перевезення пасажирів обрано мікроавтобус категорії M_2 , технічні характеристики якого наведені в табл. 2.2 [77].

Для визначення потужності та динамічних характеристик пневматичного двигуна як допоміжного в комбінованій енергетичній установці приймемо максимальну швидкість руху та максимальну вагу автомобіля.

Для аналізу тягово-швидкісних характеристик транспортного засобу категорії M_2 у разі обладнання його пневматичним двигуном приймемо під час розрахунків, що коефіцієнт опору повітря k дорівнюватиме 0,4.

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики пневматичного двигуна, який планується встановлювати на транспортний засіб категорії M_2 , використаємо емпіричну залежність [78], що дасть змогу за відомими координатами однієї точки швидкісної характеристики ($N_{V_{\max}}$ й n_{N_V}) відтворити всю криву потужності. Необхідна потужність двигуна за

максимальної швидкості руху транспортного засобу категорії M_2 в умовах міського циклу за результатами розрахунків має бути не меншою ніж 7,8 кВт, а необхідний максимальний момент ($M_{e\max}$) пневматичного двигуна відповідно до розрахунків має бути не меншим ніж 93 Н·м.

Таблиця 2.2 – Вагово-геометричні параметри транспортного засобу

№	Параметр	Познака	Розмірність	Числове значення
1	Вид транспортного засобу	мікроавтобус		
2	Повна маса	m	кг	2800
3	Статичний радіус колеса	$r_{ст}$	м	0,313
4	ККД трансмісії	$\eta_{тр}$	—	0,92
5	Передавальні числа			
	- коробки передач	U_{k1}	—	4,05
		U_{k2}	—	2,34
		U_{k3}	—	1,395
		U_{k4}	—	1
		U_{k5}	—	0,849
	- головної передачі	U_0	—	4,556
6	Габаритні розміри:			
	- ширина	B_{Γ}	м	2,075
	- висота	H_{Γ}	м	2,2

За результатами розрахунків побудовано зовнішню швидкісну характеристику пневматичного двигуна (рис. 2.5), яка необхідна для руху транспортного засобу категорії M_2 в умовах міського циклу з максимальною швидкістю 10 км/год.

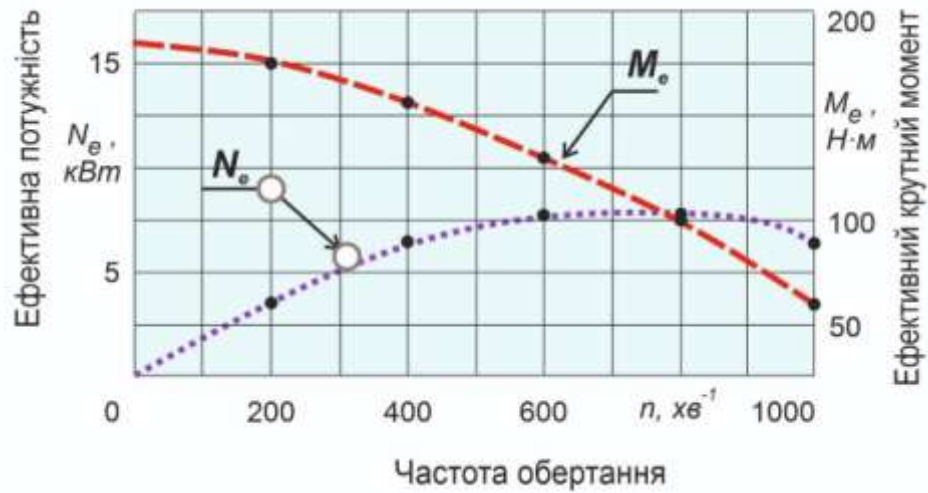


Рисунок 2.5 – Зовнішня швидкісна характеристика пневматичного двигуна, необхідна для руху транспортного засобу категорії M_2 в умовах міського циклу

Показником розгону транспортного засобу категорії M_2 приймемо його динамічну характеристику на різних передачах (рис. 2.6).

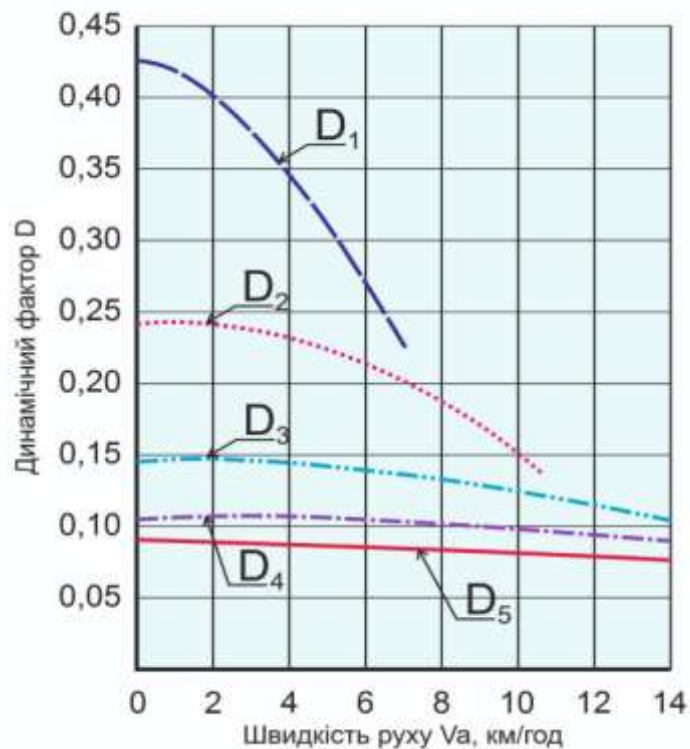


Рисунок 2.6 – Динамічні характеристики автомобіля з пневматичним двигуном унаслідок його розгону в умовах міського циклу:

D_1 – перша передача; D_2 – друга передача; D_3 – третя передача;

D_4 – четверта передача; D_5 – п'ята передача

Отже, якщо проаналізувати розрахунки, подані на рис. 2.5 та 2.6, можна зробити висновок, що автомобіль з пневматичним двигуном, параметри якого наведені в табл. 2.2, здатний рухатися в місті зі швидкістю до 10 км/год. У цьому разі автомобіль може долати сумарний дорожній опір на першій передачі не меншій ніж 0,43, що відповідає нахилу дороги 39 % згідно із залежністю (2.5).

$$i_{\max i} = (\psi_{\max i} - \psi_v) \cdot 100\%, \quad (2.5)$$

де ψ – коефіцієнт сумарного опору дороги.

Як показують результати розрахунків, пневматичний двигун з параметрами, зображеними на рис. 2.7, здатний розігнати транспортний засіб категорії M_2 до 10 км/год майже за 1,8 с, за цих умов транспортний засіб подолає відстань 3,2 м.

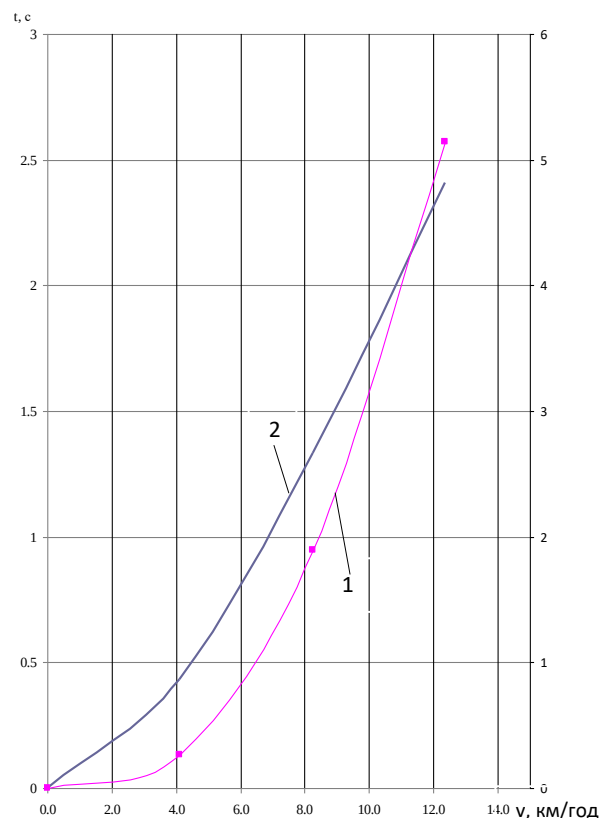


Рисунок 2.7 – Динамічні характеристики автомобіля з пневматичним двигуном під час його розгону до 10 км/год в умовах міського циклу: 1 – расстояние (s , м), 2 – час (t , с)

Отже, використання пневматичного двигуна як альтернативної установки є можливим для такого типу транспортних засобів. Питання витрати стисненого повітря під час розгону транспортного засобу категорії M_2 не поставало, тому воно залишається відкритим і потребує подальшого дослідження.

2.2 Метод визначення показників індикаторного процесу пневмодвигунів за статичною моделлю

Упровадження в роботі комбінованого експериментально-розрахункового методу дало змогу не тільки значно скоротити витрати часу й засобів на доведення ПД, але й повніше розкрити взаємозв'язки між показниками індикаторного процесу й варійованих конструктивних і регулювальних параметрів ПД. Використання методу розрахунку робочих процесів пневмодвигуна за статичною моделлю [79] дає змогу досягти попередніх результатів його індикаторних і ефективних показників. Метод було апробовано в працях [80; 81].

Тому основні завдання розрахунково-експериментального дослідження за статичною моделлю полягали в розрахунку й аналізі показників пневмодвигуна, конвертованого з ДВЗ.

Індикаторні параметри робочого процесу пневмодвигуна визначають для швидкісного режиму роботи на максимальній (номінальній) ефективній потужності за умови заданого тиску стисненого повітря на вході. Частоту обертання колінчастого вала в цьому режимі встановлюють експериментально.

1. Теоретичний середній індикаторний тиск [79]:

$$p_i^T = p_1 \cdot \varepsilon_1 + \frac{1}{n_p - 1} \cdot p_1 (\varepsilon_1 + \varepsilon_0) \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{n_p - 1} \right] -$$

$$- p_2 - \frac{p_2}{n_c - 1} (\varepsilon_3 + \varepsilon_0) \left[\left(\frac{\varepsilon_3 + \varepsilon_0}{\varepsilon_0} \right)^{n_c - 1} - 1 \right] + p_2 \cdot \varepsilon_3, \quad \text{МПа}, \quad (2.6)$$

де p_1 – тиск на лінії впуску, який для теоретичної діаграми приймається рівним тиску стисненого повітря на вході $P_{\text{ВХ}}$, МПа;

$\varepsilon_0 = V_0 / V_h$ – відносний шкідливий простір;

$\varepsilon_1 = V_1 / V_h$ – степінь наповнення;

$\varepsilon_3 = V_3 / V_h$ – степінь зворотного стиску;

p_2 – протитиск на випуску відпрацьованого повітря, величина якого приймається на підставі дослідних показників, МПа;

n_p – показник політропи розширення, що приймається за експериментальною інформацією для вологого повітря з відносною вологістю $n_p = 1,32$, сухого повітря $n_p = \kappa = 1,4$.

2. Дійсний середній індикаторний тиск:

$$p_i^D = p_i^T \cdot \eta_{\text{п}}, \text{ МПа}, \quad (2.7)$$

де $\eta_{\text{п}}$ – експериментально отриманий коефіцієнт повноти індикаторної діаграми для режиму максимальної (номінальної) ефективної потужності пневмодвигуна в умовах заданого тиску.

3. Теоретична циклова індикаторна робота:

$$L_{\text{іц}}^T = p_i^T \cdot V_h, \text{ кДж}, \quad (2.8)$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, дм^3 ;

$$V_h = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4, \text{ дм}^3.$$

4. Дійсна циклова індикаторна робота:

$$L_{\text{іц}}^D = p_i^D \cdot V_h, \text{ кДж}. \quad (2.9)$$

Інші параметри було обчислено за відомими формулами [82].

Унаслідок розрахунків відповідно до запропонованої методики штатний ДВЗ мікроавтобуса категорії M_2 внаслідок конвертування в пневмодвигун дає параметри, що наведені на рис. 2.3.

Таблиця 2.3 – Показники пневмодвигуна за умови $n = 800 \text{ хв}^{-1}$

№	Параметр	Розмірність	$p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа	$p_{\text{вп}} = 0,9$ МПа	$p_{\text{вп}} = 1,1$ МПа
1	N_i	кВт	2,23	3,09	4,0
2	M_i	Н·м	27,2	36,8	47,8

За попереднім розрахунком визначено, що робочого об'єму конвертованого двигуна вистачає, щоб отримати необхідну потужність для мікроавтобуса категорії M_2 .

2.3 Метод розрахунку дійсного робочого процесу поршневого пневмодвигуна на основі динамічної моделі

Робочі процеси в ПД неоднорідні в часі та просторі, тому не можуть бути описані навіть для конкретного поршневого двигуна одним або кількома рівняннями (статична модель). Для зв'язку закономірностей конструктивних параметрів ПД з його індикаторними показниками виконано покроковий розрахунок із застосуванням системи рівнянь масо- й теплообміну [83]. Вихідна система диференціальних рівнянь для визначення параметрів стисненого повітря в надпоршневій порожнині пневмодвигуна має такий вигляд:

– рівняння масового балансу

$$dM = dM_s - dM_b; \quad (2.10)$$

– рівняння енергетичного балансу (рівняння першого принципу термодинаміки)

$$dQ = dI - Vdp; \quad (2.11)$$

– рівняння стану

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV_n \pm dV_x}{V} - \frac{dT}{T} = \frac{dM}{M}. \quad (2.12)$$

2.3.1 Розрахункові залежності

Побудова індикаторної діаграми, що є зміною тиску робочого тіла в надпоршневій порожнині протягом циклу, – кінцева мета розрахунку робочих процесів. Для загального випадку тепло- й масообміну зміна тиску робочого тіла на розрахунковій ділянці $\Delta\tau_i$ виражена таким рівнянням:

$$\Delta p_i = \frac{k_{si} p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} \left(\Delta M_{сци} \cdot \frac{T_s}{T_i} - \Delta M_{цви} \right) + \frac{k_{si} - 1}{k_{si}} \cdot \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{\pi i} \right], \quad (2.13)$$

де p_i, V_i, T_i, ρ_i – тиск, обсяг, температура й щільність робочого тіла (суміші газів) на початку розрахункової ділянки (Па, м³, К, кг/м³);

k_{si} – показник адіабати робочого тіла на початку розрахункової ділянки, тобто

$$k_{si} = 1 + \frac{8,314}{\left(29,34 + \frac{2,14}{\alpha} \right) + \left(4,27 + \frac{1,84}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} \cdot (T_s - 273)}; \quad (2.14)$$

$\Delta M_{сци} = \rho_{si} (\mu_{si} \cdot f_{si})_{ср} \cdot W_{si} \cdot \Delta\tau_i$ – маса робочого тіла, що надійшла протягом розрахункового кроку в надпоршневую порожнину з камери згоряння, кг;

$\rho_{si} = \rho_s (p_i / p_s)^{\frac{1}{k_{si}}}$ – щільність робочого тіла в розрахунковому перерізі впускного клапана, кг/м³;

p_s, T_s – тиск і температура робочого тіла перед впускними клапанами, Па, К;

$(\mu_{si}, f_{si})_{ср}$ – середнє значення ефективної площі прохідного перерізу впускного клапана на розрахунковій ділянці, м²;

$$W_{si} = \sqrt{2 \cdot \frac{k_{si}}{k_{si} - 1} \cdot R_T T_s \cdot \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{k_{si}-1}{k_{si}}} \right]} - \text{швидкість потоку робочого тіла в}$$

розрахунковому перерізі впускного клапана, м/с;

$$\Delta\tau_i = \frac{\Delta\varphi_i}{6n} - \text{розрахунковий крок, с;}$$

$\Delta M_{цвi} = \rho'_i \cdot i_{\text{в}} \cdot (\mu_{\text{в}i} f_{\text{в}i})_{\text{ср}} \cdot W_{\text{в}i} \cdot \Delta\tau_i$ – маса робочого тіла, що пішла з надпоршневої порожнини у випускний канал протягом розрахункового кроку;

$$\rho'_i = \rho_i \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{1}{k_{si}}} - \text{щільність робочого тіла в розрахунковому перерізі}$$

впускного клапана, кг/м³;

$i_{\text{в}} \cdot (\mu_{\text{в}i} f_{\text{в}i})_{\text{ср}}$ – середнє значення на розрахунковій ділянці ефективної площі прохідного перерізу випускних клапанів, м²;

$i_{\text{в}}$ – кількість випускних клапанів;

$$W_{\text{в}i} = \sqrt{2 \frac{k_{si}}{k_{si} - 1} R_T \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{k_{si}-1}{k_{si}}} \right]} - \text{швидкість потоку робочого тіла в}$$

розрахунковому перерізі випускного клапана, м/с;

ΔQ_{Ti} – втрати теплоти в стінки протягом розрахункового кроку, тобто

$$\Delta Q_{Ti} = \alpha_{Ti} \cdot [F_{\text{г.ц}}(T_i - T_{\text{г.ц}}) + F_{\text{г.п}}(T_i - T_{\text{г.п}}) + F_{\text{ц}}(T_i - T_{\text{ц}})] \frac{\Delta\varphi_i}{6 \cdot n}; \quad (2.15)$$

$F_{\text{г.ц}}, F_{\text{г.п}}, F_{\text{ц}}$ – площа поверхні головки циліндра, головки поршня, циліндра, м²;

$T_{\text{г.ц}}, T_{\text{г.п}}, T_{\text{ц}}$ – середнє значення температури поверхні головки циліндра, головки поршня, циліндра, К;

$\alpha_{Ti} = C_0 \cdot D^{-0,2} \cdot p_i^{0,8} \cdot T_i^{-0,53} \cdot (C_1 \cdot C_m)^{0,8}$ – середнє значення по поверхні стінок надпоршневої порожнини коефіцієнта тепловіддачі, $\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{с}}$;

C_0, C_1 – коефіцієнти пропорційності ($C_0 = 100 - 128$; на ділянці стиснення $C_1 = 2,28$; на ділянці впускання й випускання $C_1 = 6,18$);

D – діаметр циліндра, м;

C_m – середня швидкість поршня, м/с;

$\Delta V_{\text{пi}}$ – зміна об'єму надпоршневої порожнини на розрахунковій ділянці, м³.

На ділянках індикаторної діаграми, що відповідають процесам стиснення й розширення робочого тіла $\Delta M_{\text{сцi}} = 0$; $\Delta M_{\text{цвi}} = 0$.

Визначивши зміну тиску робочого тіла на розрахунковій ділянці, обчислюємо значення параметрів робочого тіла наприкінці розрахункової ділянки (на початку наступної розрахункової ділянки):

$$\begin{aligned} p_{i+1} &= p_i + \Delta p_i; \\ M_{i+1} &= M_i + \Delta M_{\text{сцi}} - \Delta M_{\text{цвi}}; \\ T_{i+1} &= p_{i+1} \cdot V_{i+1} / (R_{\text{т}} \cdot M_{i+1}). \end{aligned} \quad (2.16)$$

Потім переходимо до наступної розрахункової ділянки.

2.3.2 Блок-схеми алгоритму розрахунку процесів у надпоршневій порожнині

У проєктованому двигуні газодинамічні процеси в каналах впливають на процеси в надпоршневих порожнинах унаслідок відносної невеликої довжини каналів [84; 85].

Оскільки параметри робочого тіла в надпоршневій порожнині циліндрів на такті випускання залежно від вихідних параметрів циклу змінюються у відносно вузькому діапазоні, розрахунок циклу доцільно починати з кута повороту кривошипа, що відповідає моменту закриття випускних клапанів.

За результатами розрахунку першого циклу уточнюються значення параметрів робочого тіла в момент закриття випускних клапанів, і розрахунок циклу повторюють. Зазвичай для збігу параметрів робочого тіла в момент закриття випускних клапанів від циклу до циклу досить обмежитися одним-двома повторними розрахунками циклу.

Розрахунок процесів у надпоршневій порожнині циліндра починається із задання вихідних показників (рис. 2.2).

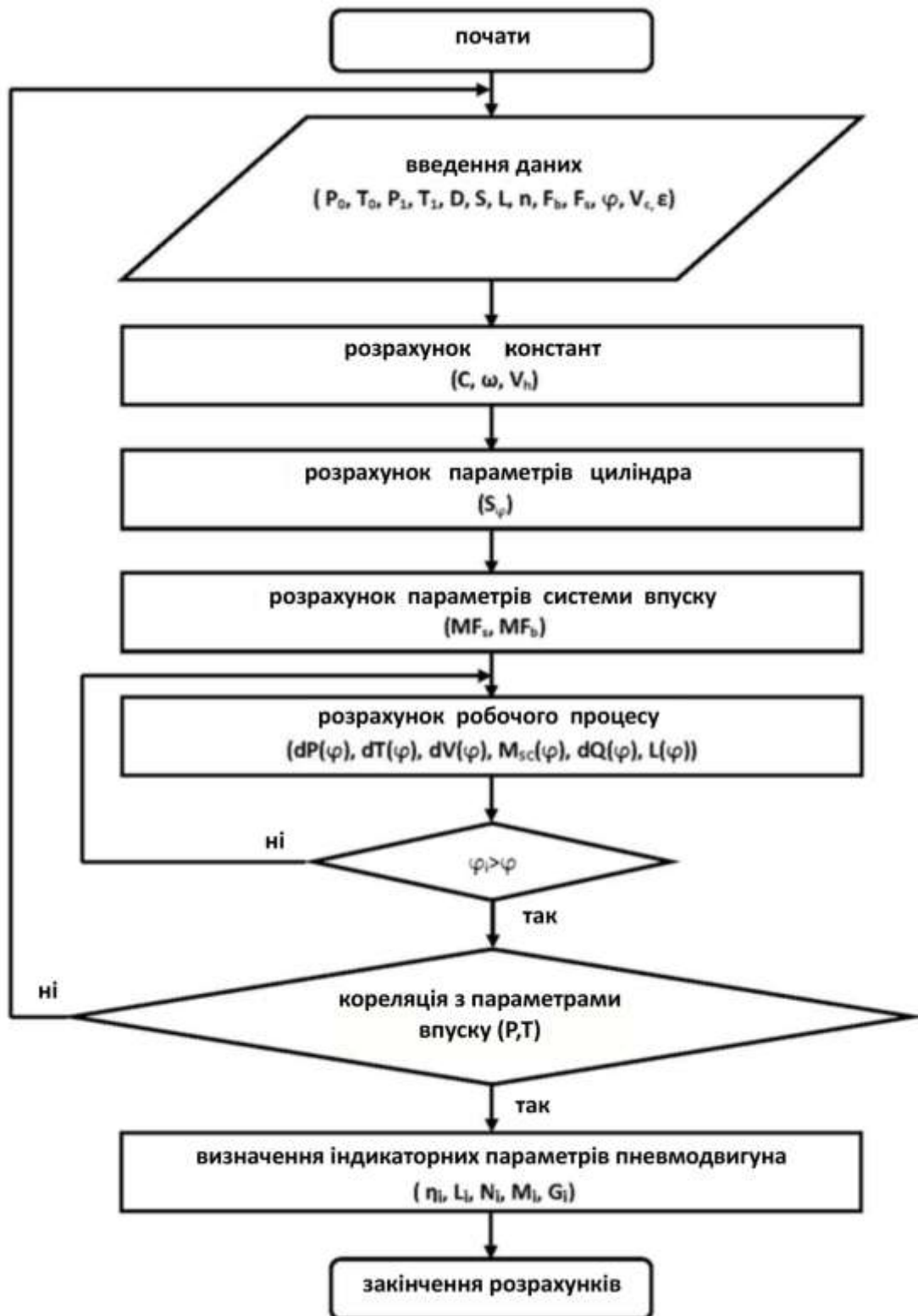


Рисунок 2.8 – Блок-схема алгоритму розрахунку робочих процесів

Значення параметрів робочого тіла наприкінці такту випускання (точка e') приймаються в першому наближенні в межах $p_{e'} = 0,1 \div 0,2$ МПа, $T = 223\text{--}273$ К. Потім обчислюють:

- постійні величини;
- зміну об'єму надпоршневої порожнини й ефективної площі прохідних перерізів клапанів залежно від кута повороту кривошипа;
- зміну параметрів стисненого повітря в надпоршневій порожнині внаслідок стиснення, впускання крізь впускний клапан, розширення в надпоршневій порожнині та вилучення робочого тіла з надпоршневої порожнини.

За результатами розрахунку зміни параметрів робочого тіла в надпоршневій порожнині, теплообміну між робочим тілом і поверхнею стінок камери стиснення надпоршневої порожнини визначаємо:

- параметри стисненого повітря в надпоршневій порожнині ($p_{e'}$, $T_{i'}$) наприкінці процесу випускання $\phi[i] = \text{FB4}$;
- параметри стисненого повітря наприкінці стиснення (p_c , T_c) – $\phi[i] = 540$ °ПКВ;
- сумарні втрати теплоти від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини за цикл (Q_{Tw});
- кількість стисненого повітря, що надійшло з камери стиснення в надпоршневу порожнину за цикл;
- кількість повітря, що надійшло в камеру стиснення за 1 с (G_b), кг/с;
- потенційну енергію розширення повітря (L_b), що надійшло в камеру стиснення за 1 с, якщо параметри на вході в камеру стиснення ($p = p_s$, $T = T_o$), кДж/с;
- індикаторну роботу газів у надшпорневій порожнині за цикл (L_i), кДж/с;
- індикаторну потужність двигуна (N_i), кВт;
- індикаторний ККД (η_i);
- відносні втрати теплоти в стінки (w).

2.3.3 Діаграми змін тиску робочого тіла в надпоршневій порожнині

Розрахувати зміни параметрів робочого тіла на ділянці його стиснення за умови кроку розрахунку $\Delta\varphi_i = 1^\circ \text{ПКВ}$; на ділянці впускання, якщо крок розрахунку $\Delta\varphi_i = 0,1\text{--}0,5^\circ \text{ПКВ}$; на ділянках розширення та вилучення робочого тіла з надпоршневої порожнини в навколишньому середовищі, якщо крок розрахунку $\Delta\varphi_i = 1^\circ \text{ПКВ}$.

На ділянках стиснення та впускання робочого тіла значення його параметрів (V_i, P_i, T_i, M_i), втрати теплоти від робочого тіла в стінки (QT_{ci}, QT_{si}), роботу повітря (L_{ci}, L_{si}), масу стисненого повітря, що надходить в надпоршневую порожнину на ділянці впускання (MSC_i) на друк, вивести через 1°ПКВ , на ділянках розширення та вилучення повітря з надпоршневої порожнини – через 5°ПКВ .

2.3.4 Індикаторні та ефективні показники циклу

За результатом досліджень визначено індикаторну роботу стисненого повітря за цикл L_i , індикаторну потужність N_i , індикаторний коефіцієнт корисної дії η_i , питому індикаторну витрату повітря g_i , відносні втрати теплоти від робочого тіла в стінки надпоршневій порожнини W , ефективну потужність N_e , ефективний коефіцієнт корисної дії η_e , питому витрату повітря g_e , годинну витрату повітря G_e за залежностями, аналогічними для розрахунку ДВЗ для різних режимів пневмодвигуна (рис. 2.9) [86].

Похибка в розрахунках не перевищує 5 %.

2.4 Метод математичного планування експерименту

У дисертації застосовано метод математичного планування експерименту (МПЕ) для отримання апроксимуючої математичної моделі дослідження робочого процесу ПД. До того ж отримана апроксимуюча математична модель використовувалася для розв'язання завдань оптимізації.

2.4.1 Вибір шкідливого простору

Дослідження [88] показали, що з позицій оптимізації РП автомобільного поршневого пневмодвигуна доцільно було б змінювати величину ε_0 залежно від режиму роботи ПД. Однак на цьому етапі таке завдання не ставилося, оскільки ця комплектація має реалізовувати робочий процес ПД і ДВЗ почергово. Тому в процесі дослідження величина залишалася постійною, рівною мірою стиснення ДВЗ, що конвертується, і дорівнювала $\varepsilon_0 = 0,12$.

Вибір раціональної величини шкідливого простору ε_0 в КЕУ дещо відрізняється від вибору ПД. Якщо для ПД об'єм КЗ має бути мінімізований, то об'єм КЗ у ДВЗ обирається з умов роботи на певному виді палива, що дає змогу оптимізувати сумішоутворення.

Для досліджень об'єм КЗ ДВЗ було залишено без змін. На відміну від двигунів із золотниковим повітророзподілом, у досліджуваному двигуні відсутні об'єми каналів, що з'єднують циліндр із золотником і канали в золотниковому розподільнику повітря, хоча об'єм шкідливого простору в досліджуваному двигуні досить великий через КЗ.

Вплив величини ε_0 на протікання всіх процесів робочого циклу, на енергетичні та економічні показники роботи пневмодвигуна є суттєвим.

Досвід показує, що за будь-якого зростання об'єму шкідливого простору V_0 збільшення позитивної площі індикаторної діаграми в процесі розширення завжди значно перевищує збільшення негативної площі внаслідок стиснення.

Тому збільшення шкідливого простору завжди сприяє зростанню корисної площі індикаторної діаграми (тобто корисної індикаторної роботи), а отже, і зростання індикаторної N_i та ефективної N_e потужностей пневмодвигуна. Але цей позитивний ефект збільшення шкідливого простору є порівняно незначним, тоді як негативний ефект збільшення V_0 як зростання споживання стисненого повітря виходить багаторазово більшим.

Величина індикаторної витрати повітря g_i зростає за умови збільшення шкідливого об'єму V_0 , оскільки в процесі наповнення свіжий заряд стисненого повітря заповнює не тільки частину робочої камери V_1 , що звільняється поршнем, але й увесь шкідливий об'єм V_0 , і що він більший, то менше використовується в процесі розширення потенційна енергія стисненого повітря.

Про це свідчить той факт, що в разі збільшення V_0 зменшується падіння тиску під час розширення та підвищується кінцевий тиск, тобто відпрацьоване стиснене повітря випускається з циліндра з невикористаною енергією розширення, і ця енергія витрачається внаслідок випускання. У цьому питома робота l_i , кДж/кг, робочого тіла знижується, а споживання енергоносія збільшується.

2.4.2 Обґрунтування вибору найбільш раціональної величини ступеня наповнення ε_1

У пневматичному двигуні з клапанним розподілом повітря ступінь наповнення ε_1 залежить від часу відкриття впускного клапана.

Маючи можливість (регулювання здійснює електрогідропривід впускного клапана) плавно змінювати ступінь наповнення, межі варіювання ε_1 змінювалися від величини ε_1 згідно із частковим розширенням до величини ε_1 процесу з повним наповненням (ε_1 від 0,3 до 1), що відповідало кутам закриття впускного клапана 40–180 ПКВ.

Мінімально доцільний ступінь наповнення ε_1 може бути отриманий тоді, коли розширення завершуватиметься з кінцевим тиском процесу, рівним протитиску на випуску – так званим повним розширенням робочого тіла. У цьому разі вся наявна потенційна енергія робочого тіла буде повністю перетворена в позитивну роботу розширення, випускання буде відсутнє, витрат розташованої на момент початку розширення енергії робочого тіла не буде, енергія повітря, що надійшло до циліндра, в об'єм $V_1 + V_0$ буде використано максимально.

За такого ступеня наповнення індикаторний робочий процес за інших рівних умов буде найбільш економічним, питома індикаторна витрата стисненого повітря g_i , кг/(кВт·год), буде найменшою. За подальшого зменшення ε_1 частка перетвореної на позитивну роботу потенційної енергії лише зменшуватиметься.

Розглянемо далі випадок вищого значення ε_1 , коли кінцевий тиск процесу розширення $p_2' > p_2$. У цьому разі наявна потенційна енергія повітряного заряду використовується не повністю – залишається неперетвореною в позитивну роботу розширення та її частина, що обумовлена надлишковою різницею тисків, і втрачається в процесі випускання.

Якщо під час випускання витрати (у теоретичному процесі) були відсутні, то тут вони присутні. Площа індикаторної діаграми збільшилася і, відповідно, зросли потужності N_i та N_e , але збільшилась і маса циклового повітряного заряду, зросло годинне споживання стисненого повітря, а витрати енергії, її недовикористання, негативно позначилося на питомих показниках: питомій витраті енергоносія g_i , питомій роботі l_i , кДж/кг, індикаторному η_i та ефективному η_e ККД ПД.

Найбільша площа індикаторної діаграми, а отже, і найбільша потужність ПД N_i , буде досягнута, якщо ступінь наповнення зробити максимальним $\varepsilon_{1 \max} = 1,0$. Але в цьому разі жодного розширення робочого тіла не буде, циліндрова робота передбачатиме тільки роботу наповнення – найбільш дорогою та витратною частиною корисної роботи. Потужність двигуна буде найвищою, а його економічність – найбільш низькою через те, що стиснене повітря випускатиметься із циліндра з тими самими параметрами та потенційною енергією, з якими він і надійшов у робочу камеру в процесі наповнення.

Якщо у виборі найбільш раціональної величини ступеня наповнення брати до уваги тільки критерій мінімальної питомої витрати стисненого повітря $g_{i \min}$, тоді можна прийти до результату, близькому до застосування

повного розширення робочого тіла в циліндрі. Але на практиці в конструюванні поршневих ПД ніколи не застосовувалося й не змінювалося з кількох причин: по-перше, у разі повного розширення розміри циліндра по довжині збільшуються, що приводить до збільшення габаритних розмірів і маси двигуна; по-друге, унаслідок збільшення ходу поршня та його середньої швидкості зростають механічні втрати, знижується механічний ККД; по-третє, кінцева температура відпрацьованого повітря виходить дуже низькою, що погіршує роботу системи мащення та спричиняє обмерзання органів повітророзподілу та глушників шуму [88].

Початок і кінець відкриття-закриття клапанів було обрано як змінні фактори X_1, X_2, X_3, X_4 в дослідженні.

2.4.3 Обґрунтування вибору найбільш раціональної величини ступеня зворотного стиснення ε_3

Щодо вибору величини зворотного стиснення, то відповідно до дослідних результатів [88] вона не має перевищувати допустиму максимальну величину, коли тиск наприкінці стиснення не має бути більшим за тиск повітря на вході.

Результати поданого вище аналізу показують, що в поршковому пневмодвигуні, де відносний шкідливий простір $\varepsilon_0 = 0,12$ (або ще менше), застосовувати зворотне стиснення не доцільно, оскільки його вплив на робочий процес нескінченно малий і важко здійснений, особливо за умови використання випередження початку наповнення.

У дослідженому поршковому ПД величина ступеня зворотного стиснення ε_3 варіювалась. Кінець закриття випускного клапана визначатиме початок зворотного стиснення.

2.4.4 Тиск стисненого повітря на впуску

Зі зростанням тиску на впуску пропорційно зростає потужність ПД. Однак у разі збільшення тиску зростає і витрата стисненого повітря.

Для мобільних транспортних засобів, у яких запас повітря перебуватиме в ємностях на борту автомобіля, а швидкості для пересування в заторах незначні, доцільно наголосити на витраті повітря.

З огляду на численні дослідження ПД і можливості його роботи від стаціонарних компресорів [89] було обрано тиск $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа. Для контролю деякі параметри було випробувано за умови тисків $p_{\text{вп}} = 0,5; 0,7; 0,9; 1,1$ МПа.

2.4.5 Багатофакторна модель

Дослідження проводилося за обраним математичним планом, що передбачає мінімально необхідну кількість експериментів. Кожен з них чітко відповідав заданому плану поєднання обраних змінних X_1, X_2, X_3, X_4 , званих факторами на трьох рівнях $(-1, 0, +1)$,

де X_1 – момент відкриття впускного клапана $\phi_{\text{вп}}$ $(-10, 0; 10)$;

X_2 – момент закриття впускного клапана $\phi_{\text{вп}}$ $(160; 170; 180)$;

X_3 – момент відкриття випускного клапана $\phi_{\text{вип}}$ $(170; 180; 190)$;

X_4 – момент закриття випускного клапана $\phi_{\text{вип}}$ $(260; 270; 280)$.

Застосування цього дало змогу отримати низку залежностей

$$Y = f(X_1, X_2, X_3, X_4),$$

у кожній з яких фіксувалися поперемінно три значення аргументу X , а четвертий змінювався від -1 до $+1$. Потім здійснювався послідовний перебір фіксованих і змінних аргументів.

Для визначення коефіцієнтів апроксимуючої залежності впроваджувалася система нормальних рівнянь, записана в матричній формі.

Апроксимуюча математична модель обиралася за умови досить точного подання функції відгуку в ділянці зміни обраних факторів X_1, X_2, X_3, X_4 .

У дослідженнях ПД і ДВЗ частіше застосовуються номінальні математичні моделі другого ступеня з 2–6 незалежними змінними, що варіюються в обраному діапазоні планування.

З огляду на досвід використання МПЕ в дослідженні ДВЗ у цій роботі як апроксимуючу математичну модель для ПД обрано поліном другого ступеня, якому відповідав математичний план другого порядку.

Для цього дослідження перевагу надано Д-оптимальному плану [90], що забезпечує достатню точність апроксимації обраних показників (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – План факторного експерименту

Серія випробувань	Фактори				Витрата повітря g_i кг/(кВт·год)		
	$\varphi_{\text{нвп}}$	$\varphi_{\text{квп}}$	$\varphi_{\text{нвип}}$	$\varphi_{\text{квип}}$	повторні випробування		середнє значення
					1	2	
1	0	0	0	0	33,42	33,56	33,49
2	-1	-1	-1	-1	95,62	94,88	95,25
3	-1	+1	+1	+1	71,17	71,81	71,49
4	+1	-1	+1	+1	46,23	44,77	45,5
5	+1	+1	-1	+1	108,42	106,42	107,42
6	+1	+1	+1	-1	112,42	113,2	112,81
7	0	+1	-1	-1	56,23	56,79	56,51
8	0	-1	+1	-1	68,76	66,34	67,55
9	0	-1	-1	+1	62,65	63,59	63,12
10	+1	0	-1	-1	93,24	92,36	92,8
11	-1	0	+1	-1	69,11	67,19	68,15
12	-1	0	-1	+1	63,61	62,87	63,24
13	+1	-1	0	-1	74,46	76,54	75,5
14	-1	+1	0	-1	40,56	39,06	39,81
15	-1	-1	0	+1	114,46	115,16	114,81
16	+1	-1	-1	0	76,23	75,75	75,99
17	-1	+1	-1	0	38,48	41,14	39,81
18	-1	-1	+1	0	120,1	119,36	119,73

Ефективність плану за Д-критерієм становила 0,96, за А-критерієм – 0,844, за Е-критерієм – 0,448, за О-критерієм – 0,7537. Кількість незалежних параметрів моделей – 15, кількість спостережень у плані – 18. План містив три рівні.

Положення прийнятої методики МПЕ взято до уваги у виборі кількості варійованих параметрів і рівнів варіювання.

Коефіцієнти регресії визначено методом найменших квадратів.

Обчислено оцінку дисперсій та дисперсію відтворюваності всього експерименту. У цьому разі грубі результати відкинуто відомими статистичними методами [91; 92].

Результати оброблення дослідних показників щодо впливу значних чинників на витрату стисненого повітря.

За рівномірного дублювання дослідів однорідність рядкових дисперсій перевірялася за критерієм Кохрена [93].

Експериментальне значення g_i порівнювалося з табличним.

Для перевірки адекватності розрахованих рівнянь регресії визначено дисперсію адекватності.

Однорідність оцінок дисперсій відтворюваності та адекватності перевірено за допомогою F-критерію Фішера [93].

З довірчою ймовірністю 0,95 можна стверджувати, що отримане рівняння регресії адекватно описує результати експерименту.

За отриманими регресійними рівняннями проаналізовано вплив конструктивних параметрів на питому індикаторну витрату повітря, який був прийнятий як функція мети.

Параметри, що варіюються, задовольняли умови проведення експерименту: сумісності та незалежності.

Результати експериментальних досліджень опрацьовано та подано у вигляді рівнянь регресії другого порядку. Коефіцієнти регресії визначено за допомогою методу найменших квадратів [94]. Модель перевірено на адекватність та відтворюваність. Усі коефіцієнти моделі значущі.

Висновки до другого розділу

1. Результати дослідження продемонстрували, що швидкість руху в заторах по м. Харкову зменшилась до 10 км/год через щільність транспортного потоку. Тому розрахунок максимальної потужності та крутного моменту змінено на розрахунок максимального крутного моменту під час рушання з огляду на перевантаження транспортного засобу.

2. Як показують результати розрахунків, пневматичний двигун для мікроавтобуса категорії M_2 здатний розігнати до 10 км/год. Використання пневматичного двигуна як альтернативи двигуну внутрішнього згорання є можливим для такого типу транспортних засобів.

3. На основі статичної моделі застосовано метод визначення індикаторних і ефективних параметрів пневмодвигуна. Проведено розрахункові дослідження робочих процесів пневмодвигуна на основі статичної моделі робочого циклу для попереднього визначення потужності й крутного моменту. З'ясовано, що робочого об'єму конвертованого двигуна достатньо, щоб отримати необхідну потужність для розгону й руху мікроавтобуса категорії M_2 .

4. Завдяки отриманими експериментальним результатам уточнено метод визначення впливу конструктивних і регулювальних параметрів пневмодвигуна з використанням динамічної моделі. Зазначений метод дає змогу під час розрахунків робочого процесу обчислювати дійсні значення його індикаторної діаграми, індикаторних і ефективних параметрів, що є основою організації ефективних робочих процесів автомобільних пневмодвигунів. У запропонованому методі розрахунку індикаторних діаграм було застосовано диференційну модель масового й енергетичного балансу та уточнено експериментальними критеріями та коефіцієнтами.

Унаслідок розрахунків за динамічною моделлю та за допомогою експериментальних показників проаналізовано індикаторні діаграми та сформульовано такі висновки:

– площа індикаторної роботи циклу L_i зі збільшенням частоти обертів колінчастого вала n знижується;

– за умови зростання тиску p_s повітря на вході в пневмодвигун збільшується величина індикаторної роботи циклу L_i .

Визначено адекватність запропонованого методу діючим дійсним процесам у робочій камері пневмодвигуна. Площі порівнюваних індикаторних діаграм відрізнялися не більш ніж на 5 % для пневмодвигунів з клапанним повітророзподілом, що підтверджує адекватність методу.

5. Обрано та обґрунтовано фактори впливу на індикаторні показники ПД. Для проведення МПЕ визначено межі зміни факторів, що впливають на економічність і потужність ПД. Обрано план чотирифакторного експерименту та граничні умови.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМОДВИГУНА

3.1 Мета й завдання експериментального дослідження

Незважаючи на істотне просування вперед у питаннях математичного моделювання робочих процесів поршневого пневмодвигуна, без результатів дослідження не можна надійно оцінити вплив конструктивних параметрів ПД на протікання індикаторного процесу, а через нього – і на показники роботи ПД, тим більше оптимізувати їх. Тому це дослідження виконувалося як розрахунково-експериментальне.

Під час доведення робочого процесу поршневого пневмодвигуна застосовувався електричний гальмовий моторний стенд, на якому з необхідною точністю проведено дослідження ПД.

Автор модернізував експериментальний стенд [95] для дослідження робочих процесів. Для модернізації стенда впроваджено досвід відомих робіт і стандартів [96–100].

Метою дослідження є отримання первісних експериментальних показників за розробленими методиками, проведення факторного експерименту за вибором оптимальних значень конструктивних і режимних параметрів ПД з подальшою перевіркою математичної моделі на адекватність.

За допомогою стенда передбачено розв’язання таких основних завдань:

- забезпечення стендовою системою живлення ПД необхідних об’ємів стисненого повітря в робочому діапазоні за навантажувальними та швидкісними характеристикам;

– зняття швидкісних характеристик за умови заданих рівнів тиску стисненого повітря на вході $p_{вп} = 0,5\text{--}1,1$ МПа, якщо температура на вході $T_{вп}$ рівна температурі навколишнього середовища $T_{н.с} = 293$ °С;

– виконання індиціювання циліндра в дослідженні робочих процесів ПД під час його роботи за швидкісними характеристиками в необхідних діапазонах зміни тисків стисненого повітря на вході $p_{вп} = 0,5\text{--}1,1$ МПа та частоти обертання колінчатого вала $n = 200\text{--}1000$ хв⁻¹ (швидкісні характеристики знімалися за умови частот обертання колінчатого вала 200, 400, 600, 800, 1000 хв⁻¹, що охоплюють основні режими роботи силової установки в комбінації із ДВЗ).

Програма досліджень пневмодвигуна передбачала такі дії:

- зняття швидкісних характеристик;
- зняття індикаторних діаграм;
- визначення тиску й температури стисненого повітря в характерних точках циклу;
- визначення витрати стисненого повітря;
- визначення ефективного крутного моменту й потужності.

У процесі експериментів також визначалися коефіцієнт повноти індикаторної діаграми η_n , індикаторний ККД η_i , механічний ККД η_m , питома індикаторна витрата стисненого повітря g_i .

3.2 Об'єкт дослідження. Дослідні деталі та їх характеристики

Для виконання експериментальної частини автор створив одноциліндровий відсік ПД 1Д 9,2/9,2.

Дослідження здійснювалося відповідно до ДСТУ [101; 102]. Одноциліндровий відсік є двигуном рідинного охолодження, змонтований на базі спеціально доопрацьованого ДВЗ 4Ч 9,2/9,2.

Технічна характеристика одноциліндрового відсіку наведена в табл. 3.1. У ПД були відсутні поршні й шатуни другого, третього та четвертого циліндрів. Для зрівноважування відцентрових сил інерції на вільні коліна колінчастого вала були прикріплені вантажі, еквівалентні за масою відсутнім деталям ЦПГ другого, третього та четвертого циліндра. Двигун був жорстко укріплений на рамі та з'єднаний з балансиною машиною за допомогою карданної передачі.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика ПД

Показники	Познака	Розмірність	Числова величина
Діаметр циліндра	D	мм	92
Хід поршня	S	мм	92
Відношення ходу поршня до діаметра циліндра	S/D	—	1
Довжина шатуна	L	мм	168
Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна	R/L	—	0,274
Робочий об'єм циліндра	V_h	л	0,611
Об'єм шкідливого простору	$V_0/(V_c)$	л	0,075
Відносна величина шкідливого простору $\varepsilon_0 = V_0 / V_h$	ε_0	—	0,122
Ступінь наповнення ($\varepsilon_1 = V_1/V_h$)	ε_1	—	1

У процесі переобладнання ДВЗ 4Ч 9,2/9,2 в одноциліндровий дослідний відсік 1Д 9,2/9,2 виконано такі роботи:

- демонтовано систему подання палива в циліндри;
- вимкнено подання змащення до осі коромисел механізму газорозподілу неробочих циліндрів;
- демонтовано привід клапанів механізму газорозподілу неробочих циліндрів;
- на першому етапі досліджень змінено шестеренний привід ГРМ для організації роботи у двотактному режимі.

Дослідження проводилися на ПД з демонтованими вентилятором і генератором, коробка передач була відсутня.

Решта умов експериментів виконувалися відповідно до нормативних вимог до стендових випробувань ДВЗ.

Спочатку досліджувалися фази повітророзподілення, потім зміна тиску за постійних температур на впуску. Деякі параметри були прийняті як базові в дослідженнях ПД із золотником [103; 104].

Для кожного обраного сполучення варійованих параметрів, щоб унеможливити випадання експериментальних точок, виконано повторні вимірювання.

3.2.1 Зміна тактності

Тактність ПД змінювалася способом зміни передатного числа приводу шестерен ГРМ (рис. 3.1).

Для цього було розраховано й виготовлено дві шестерні приводу ГРМ (рис. 3.2–3.3), завдяки яким частота обертання колінчастого й розподільного валів стали однаковими. Зміни були необхідні для синхронізації випускного клапана, що приводиться в рух кулачком розподільного вала.



Рисунок 3.1 – Експериментальні шестерні ГРМ ПД



Рисунок 3.2 – Експериментальний ПД без передньої кришки



Рисунок 3.3 – Експериментальний ПД у зборі

На цьому етапі доведення РП досліджуваного ПД низка параметрів, зміна яких припустима в досить широких межах або величина яких може бути обмежена попередніми міркуваннями, не пов'язаними з організацією РП, було обрано на основі наявного (вітчизняного й закордонного) досвіду створення подібних ПД.

3.2.2 Параметри системи подачі стисненого повітря

На експериментальному відсіку застосовувалися два варіанти подачі стисненого повітря: за допомогою компресорної станції НВ-10 і від балонів зі стисненим повітрям із тиском до 20 МПа. У процесі випробувань тиск стисненого повітря на впуску варіювався від 0,5 до 1,1 МПа. Система впуску давала змогу варіювати тиск із будь-яким кроком.

У першому варіанті дослідження фази змінювалися з тиском до 0,8 МПа. Подальше підвищення тиску здійснювалося завдяки стисненому повітрю, отриманому з батареї балонів. Стиснене повітря, що виходило з балонів, попередньо підігрівалося до температури $T_{\text{вп}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ системою

рідинного підігріву. Стиснене повітря, що надходило з компресора, не підігрівалося. Унаслідок стиснення в компресорі повітря підігрівалося, проте довжина магістрального трубопроводу забезпечувала його охолодження, і повітря надходило в циліндр з тією самою температурою $T_{\text{вп}} = 20^{\circ}\text{C}$.

3.2.3 Параметри трубопроводів зі стисненим повітрям

Відстань до ресивера та впускного клапана після газового редуктора була збільшена. Діаметр і довжина повітряних трубопроводів у процесі випробувань без підігріву не варіювалися та дорівнювали $d_{\text{тр}} = 20 \text{ мм}$ і $\ell_{\text{тр}} = 500 \text{ мм}$.

Для дослідження залишена КЗ клинової форми в серійній головці циліндрів. Аналіз літературних джерел і патентів показав, що в сучасних швидкохідних автомобільних двигунах, близьких до досліджуваного за розмірністю, найкращі результати з економічності досягнуті в разі ступеня стиснення $\varepsilon = 8,5$. У цих дослідженнях форма та геометричні параметри КЗ не змінювалися, оскільки було передбачено сумісну роботу ДВЗ і ПД у складі КЕУ.

Аеродинамічний опір впускного каналу необхідно погодити з основними конструктивними параметрами КЕУ. У досліджуваному ПД необхідну величину аеродинамічного опору впускного каналу було забезпечено за допомогою конструкції головки циліндрів і об'єму частини впускного каналу.

3.2.4 Конструкція системи повітроподачі

З резервуарів із стисненим повітрям або компресора крізь систему фільтрів стиснене повітря надходило до газового редуктора РКЗ-500-2. Далі крізь газовий лічильник G160GMS DU80, за допомогою якого вимірювалися витрати повітря об'ємним способом, ресивер і трубопроводи, стиснене повітря надходило у ПД. Ресивер об'ємом 50 л призначався для згладжування пульсацій потоку стисненого повітря (рис. 3.4 і 3.5).



Рисунок 3.4 – Впускний трубопровід ПД



Рисунок 3.5 – Головка циліндрів і впускний трубопровід у зборі

Впускний канал був змінений для незалежної подачі стисненого повітря (див. рис. 3.4 і 3.5).

3.2.5 Система повітророзподілу

На блок-картер зверху встановлювалася стандартна головка циліндрів з демонтованим приводом ГРМ впускного клапана, до якої кріпився механізм електрогідравлічного приводу впускного клапана.

На першому етапі дослідження привід випускного клапана був залишений без зміни та приводився в дію кулачковим розподільним валом (рис. 3.6).



Рисунок 3.6 – Одноциліндровий відсік ПД з комбінованим приводом ГРМ

На другому етапі дослідження привід випускного клапана також було замінено на електрогідравлічний (рис. 3.7).



Рисунок 3.7 – Одноциліндровий відсік ПД з електрогідроприводом двох клапанів

3.2.6 Система змащення

Робота системи змащення ПД повторює систему змащення ДВЗ. Для підтримки постійної температури мастила в заданих межах під час випробування відсіку ПД додатково в систему був під'єднаний водомасильний теплообмінник. З піддона крізь мастилозабірник мастило надходило в теплообмінник і за допомогою мастильного насоса подавалося в систему мащення двигуна.

Унаслідок установлення теплообмінника ємність мастильної системи зросла до 10 л. Масильний теплообмінник вмикався автоматично за допомогою приладу КВП1-512І через електромагнітний клапан для підтримки постійної температури мастила.

Температура мастила регулювалася способом подання води (гарячої або холодної) в охолоджувач із центральної системи водопостачання лабораторії крізь електромагнітні клапани. Заданий рівень температури 20 °С контролювався термopарою ТХК-529, встановленою в основній масильній магістралі, та приладом КВП1-512, 0–200 °С, класом точності 0,5 і ціною поділу шкали 2 °С.

3.2.7 Система випускання повітря

Ця система містить випускний патрубок і трубу великого діаметра, оснащену витяжним вентилятором. Для реєстрації температури газів на випуску у випускному патрубку було встановлювалося термopару ТХК-529.

3.2.8 Пульт керування

Пульт керування призначений для розміщення на ньому необхідних агрегатів управління відсіком КЕУ, контрольно-вимірювальної апаратури й для ведення на його горизонтальній частині протоколів випробувань (дублювання в паперовому вигляді).

Додатково стенд було оснащено приладами, зокрема ПК й аналого-цифровим перетворювачем (АЦП), для індиціювання, визначення температури й тисків ПД.

3.3 Вимірювальна апаратура

Стенд для випробування ПД і вимірювальна апаратура для дослідження робочого процесу ПД зображено на рис. 3.8.



Рисунок 3.8 – Загальний вигляд стенда для дослідження ПД
з вимірювальним комплексом

Системи й комплекс контрольно-вимірювальної апаратури дають змогу підтримувати задані режимні параметри, контролювати тепловий стан ПД, вимірювати з необхідною точністю параметри робочого процесу та всі його основні показники роботи.

Вимірювальна апаратура стенда допомагає здійснювати:

- вимірювання параметрів режиму роботи установки повітря на вході;
- вимірювання параметрів робочих процесів ПД за допомогою спеціальних датчиків;
- оброблення експериментальних показників за допомогою персонального комп'ютера з використанням спеціального програмного забезпечення;
- візуальну репрезентацію отриманої інформації, а також результатів її оброблення, аналізу в графічному вигляді на екрані ПК, виведення на друк результатів вимірювань і оброблення інформації в табличному та графічному вигляді;
- збереження та копіювання експериментальних показників і результатів оброблення їх для подальшого аналізу.

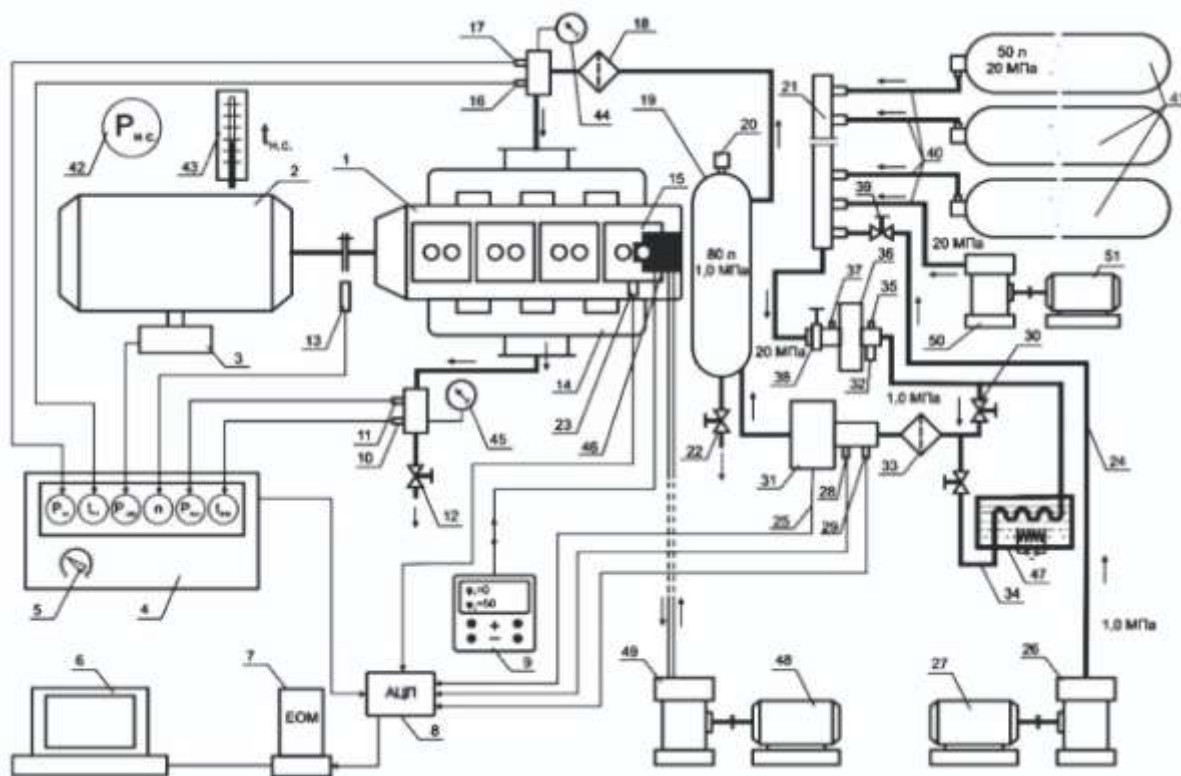
На рис. 3.9 подано функціонально-структурну схему експериментальної установки. Нижче стисло описано основні системи, що забезпечують роботу стенда.

Стенд створено з дотриманням вимог і забезпеченням виконання таких робіт відповідно до стандартів і з огляду на досвід інших авторів [105]:

а) випробування ПД на різних швидкісних і навантажувальних режимах в експлуатаційних діапазонах заданих режимних параметрів;

б) визначення ефективних параметрів роботи ПД:

- ефективної потужності N_e , кВт;
- ефективного крутного моменту M_e , Н·м;
- частоти обертання колінчастого вала n , хв⁻¹;
- годинної витрати стисненого повітря G , год, кг/год;
- тиску й температури стисненого повітря на впуску в ПД $p_{вп}$, МПа, і $T_{вп}$, °С;
- тиску й температури відпрацьованого повітря на випуску з ПД, $p_{вип}$, МПа, і $T_{вип}$, °С;



- 1 – пневмодвигун; 2 – електрична балансирна машина; 3 – ваговий термінал;
 4 – пульт керування; 5 – пульт керування корисним навантаженням;
 6 – дисплей; 7 – електронно-обчислювальна машина; 8 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 9 – блок керування електрогідравлічним клапаном;
 10 – датчик температури; 11 – датчик тиску; 12 – регулювальний кран;
 13 – індуктивний датчик частоти обертання; 14 – випускний колектор пневмодвигуна; 15 – головка циліндра; 16 – датчик температури; 17 – датчик тиску; 18 – фільтр; 19 – повітряний ресивер низького тиску; 20 – запобіжний клапан; 21 – рампа повітряна високого тиску; 22 – дренажний вентиль;
 23 – датчик індиціювання циліндра; 24 – сталева труба високого тиску;
 25 – інформаційний канал витрати стисненого повітря;
 26 – чотириступінчастий поршневий компресор для накачування балонів високого тиску; 27 – ДВЗ приводу компресора; 28 – датчик тиску; 29 – датчик температури; 30 – кран регулювання тиску повітря перед ПД;
 31 – витратомір; 32 – запобіжний клапан; 33 – фільтр; 34 – кран регулювання тиску й температури повітря перед ПД; 35 – пружинний манометр;
 36 – газовий редуктор РКЗ-500-2; 37 – пружинний манометр; 38, 39 – запірні крани; 40 – сталеві труби високого тиску; 41 – балони для повітря високого тиску; 42 – барометр М67; 43 – ртутний термометр; 44, 45 – пружинні манометри; 46 – електрогідравлічний привід клапанів; 47 – електричний нагрівач стисненого повітря; 48 – електромотор живильної гідравлічної станції;
 49 – живильна гідравлічна станція; 50 – живильний компресор;
 51 – електродвигун живильного компресора

Рисунок 3.9 – Схема експериментального стенда

в) індиціювання циліндра з метою визначення індикаторних параметрів робочих процесів ПД;

г) осцилографування тиску в повітряних каналах системи впускання-випускання ПД (за необхідності).

Для визначення крутного моменту, що розвиває ПД на експериментальному стенді, використано електричну балансиру машину постійного струму МПБ 32,7/28. Потужність електричної балансиру машини $N_e = 25,1$ кВт; частота обертання $n = 4000$ хв⁻¹; сила струму $I = 109$ А; напруга $V = 230$ В; опір $R = 2,11$ Ом.

Для визначення сили навантаження P_n на стенді застосовано ваговий термінал КОДА-2, що вимірює аналоговий сигнал чутливого елемента тензодатчиків із виведенням результатів вимірів на дисплей. Термінал забезпечує безпосереднє під'єднання тензорезисторних мостових датчиків.

Опір навантаження терміналу не менший ніж 30 Ом. Термінал має індикатор, клавіатуру керування та інтерфейс для зв'язку з комп'ютером і передачі інформації з використанням відповідних протоколів. Калібрування терміналу виконано без зовнішніх регулювальних елементів зі збереженням кодів налаштувань у енергонезалежній пам'яті.

Стендова система живлення ПД стисненим повітрям від балонів (рис. 3.9) містить блок балонів високого тиску (до 20 МПа) 41, сталеві трубки високого тиску 40, рампи із трубопроводом 21, запірний кран 38, газовий редуктор РКЗ-500-2 36, кран 34 для тонкого регулювання тиску p_s , повітряний фільтр 33, витратомір G160GMSDU80 31, повітряний ресивер низького тиску 19, що слугує для згладжування пульсацій тиску перед витратоміром, електричний нагрівач 46, повітряний фільтр 18 і сполучні трубопроводи. Для заправлення балонів 41 стисненим повітрям до 20 МПа на стенді застосовано компресорну установку 26, 27 із чотириступінчастим поршневым компресором. Із цієї установки повітря крізь кран 39 нагнітається безпосередньо в рампу 21, з'єднану з вентилями балонів.

Для вимірювання частоти обертання колінчастого вала на стенді використано лічильник імпульсів СІ 8 та індуктивний датчик імпульсів 13. Для індиціювання циліндра застосовано датчик *Honeywell* MLH 250BSB 01A-46 23 з виводом інформаційних сигналів крізь АЦП 8 до ЕОМ 7 і на дисплей 6. Датчик індиціювання встановлено у свічковому отворі 1-го циліндра ПД. У низці точок повітряного тракту тиск виміряно за допомогою механічних пружинних манометрів: на впуску 44 і на випуску 45 із ПД, на впуску 37 і на випуску 35 з газового редуктора.

Температура стисненого повітря на впуску 16 і на випуску 10 із ПД вимірюється термопарами ТХК (хромель-копель), і результати надходять на вимірник-регулятор мікропроцесорний одноканальний ТРМ-1-Н.У.Г. зі світлодіодним цифровим індикатором на пульті керування, а також через АЦП на ПК. Показники вимірювання тиску 28 і температури 29 стисненого повітря перед витратоміром та інформаційний сигнал величини витрати повітря крізь витратомір також надходять через АЦП в ПК і виводяться на дисплей.

Витрата повітря вимірюється за допомогою витратоміра із визначенням часу вироблення встановленого об'єму повітря. Далі по трубопроводу високого тиску повітря подається в ПД.

У процесі дослідження вимірювалися такі величини:

- температура мастила в піддоні двигуна – термопарами ТХК-(L) з реєстраційним приладом КВП1-512І, $-40 - +300$ °С, класом точності 0,5 і ціною поділок шкали 2 °С;

- температура на впуску в газовий лічильник – термопарою ТХК-(L) і реєстраційним приладом КВП1-503, $-40 - +300$ °С, класом точності 0,5 і ціною поділок шкали 1 °С;

- температура повітря після газового редуктора РК3-500-2 – термопарою ТХК-(L) і реєстраційним приладом КВП1-503, $-40 - +300$ °С, класом точності 0,5 і ціною поділок шкали 1 °С;

- температура повітря на впуску в циліндр – термопарою ХА $-40 - +375$ °С, встановленою у впускному каналі;

– температура повітря перед ресивером – термопарою ТХК-(L) з реєстраційним приладом КВП1-512І, $-40 - +300$ °С, класом точності 0,5 і ціною розподілу шкали 1 °С;

– температура повітря на випуску з двигуна – термопарою ХА $-40 - +375$ °С;

– тиск у мастильній магістралі – манометром ОБМ-100 із ціною поділок 0,02 МПа, з діапазоном виміру 0–0,1 МПа;

– тиск перед газовим лічильником – зразковим манометром;

– тиск на впуску – зразковим манометром;

– тиск на випуску – зразковим манометром;

– тиск повітря після газового редуктора РКЗ-500-2 – зразковим манометром;

– тиск перед ресивером – зразковим манометром;

– потужність ПД – за величиною крутного моменту на плечі балансирної машини, з'єднаної із ВКМ;

– частота обертання колінчастого вала – тахометром ТЕ-Д 15 з індуктивним датчиком;

– тиск у циліндрі – за результатами оброблення знятих датчиком високого тиску індикаторних діаграм;

– температура навколишнього середовища – термометром ртутним;

– тиск навколишнього середовища – барометром М 65.

Для підтримки заданого рівня температури стисненого повітря перед витратоміром 31 використовується електричний кожухотрубний рідинно-повітряний нагрівач 9. Для регулювання температури повітря, що надходить на впуск 6 ПД, після витратоміра застосовується повітряно-повітряний нагрівач 46 (рис. 3.9).

3.4 Швидкодіючий вимірювально-обчислювальний комплекс

Для реєстрації швидкоплинних процесів використовувався вимірювально-обчислювальний комплекс «ВОК-ДВЗ», розроблений на

кафедрі двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ. Вимірювальний комплекс функціонує на базі персонального комп'ютера й модуля аналого-цифрового перетворювача АДА-1406, а також програмного забезпечення, комплекту периферійних пристроїв вимірювальної апаратури в складі датчиків, підсилювачів електричних сигналів, джерел живлення та електричних ліній з'єднання.

Технічна характеристика АЦП:

- інтерфейс зв'язку USB;
- вісім диференційних каналів або 16 каналів із загальною землею для аналогового введення;
- чотири входи з індивідуальним підсиленням;
- час перетворення – 0,3 мкс;
- максимальна частота роботи 14-бітного АЦП – 350 кГц;
- інтегральна нелінійність перетворення $\pm 1,5$ МЗР;
- диференційна нелінійність перетворення ± 1 МЗР;
- міжканальне проходження для діапазону ± 10 В і максимальної частоти запуску АЦП – 92 дБ;
- діапазони вхідного сигналу: ± 10 В, ± 5 В, $\pm 2,5$ В, $\pm 1,25$ В.

Периферійні пристрої вимірювальної апаратури містять такі компоненти:

- 1) первинні вимірювальні перетворювачі (датчики):
 - датчик тиску в циліндрі;
 - датчик кута повороту колінчастого вала;
 - датчик положення поршня у верхній мертвій точці;
- 2) вторинні вимірювальні перетворювачі (підсилювачі), скомпоновані у вигляді окремого модуля, у якому для кожного датчика виділений окремий канал з індивідуальним коефіцієнтом підсилення;
- 3) модуль вторинних джерел живлення зі стабілізацією напруги постійного струму, від яких здійснюється живлення датчиків і підсилювачів;
- 4) багатоканальні електричні лінії з'єднання, за допомогою яких датчики з'єднані з підсилювачами, а виходи підсилювачів – з модулем аналого-цифрового перетворювача.

Отже, датчики, підсилювачі й АЦП разом становлять швидкодіючий вимірювальний комплекс, у якому кожна фізична величина спочатку перетворюється в електричний сигнал, потім у певному масштабі підсилюється, а в АЦП перетворюється в цифровий сигнал, що фіксується комп'ютером. Принципова схема комплексу зображена на рис. 3.10.

3.5 Методи експериментальних досліджень і оброблення досягнутих результатів. Метод математичного планування експерименту

Досліджувані параметри ПД зафіксовано впродовж усього випробування. Решта умов експерименту виконано відповідно до нормативних вимог до стендових випробувань ДВЗ.

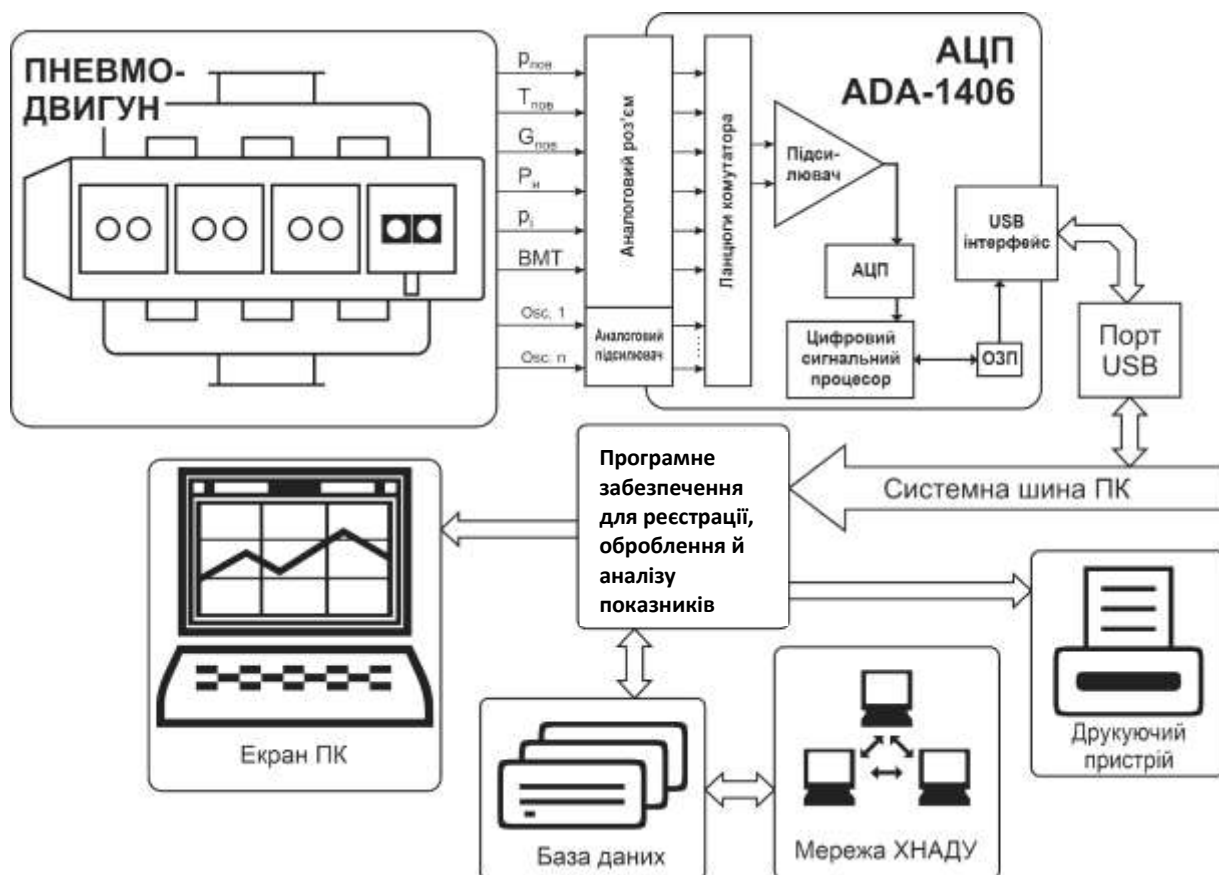


Рисунок 3.10 – Схема вимірювально-обчислювального комплексу

Для кожного обраного сполучення варійованих параметрів, для унеможливлення випадання експериментальних точок виконувалися повторні вимірювання.

На відсіку, що працює, знімалися індикаторні діаграми. Температура мастила в процесі прокручування підтримувалася однаковою. Для оцінювання вірогідності отриманих експериментальних показників застосовано метод випадкових похибок вимірювань та інші положення математичної статистики.

3.6 Метод визначення похибки приладів і вимірювань у процесі експерименту

Похибки однократних вимірювань залежать від помилок прямих вимірювань. Вони підраховувалися за відомими формулами. Під час оброблення багаторазових вимірювань визначалися: середнє арифметичне значення обумовленої величини, дисперсія, середня квадратична похибка, похибка середнього арифметичного, довірча ймовірність.

Розрахунки виконувалися за формулами:

– середнє арифметичне

$$\bar{X} = \left(\sum_{i=1}^m x_i \right) / m, \quad (3.1)$$

де x_i – результат i -го виміру;

m – кількість вимірів;

– середня квадратична помилка

$$S'_x = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (\bar{X} - x_i)^2}{m-1}}, \quad (3.2)$$

– коефіцієнт варіації середньої квадратичної помилки

$$W = \pm \frac{S'_x}{\bar{x}} \cdot 100\%; \quad (3.3)$$

– помилка середнього арифметичного

$$S_{\bar{x}} = \frac{S_x}{\sqrt{m}} \cdot t_{\psi, m}, \quad (3.4)$$

де $t_{\psi, m}$ – коефіцієнт Стюдента, що бере до уваги вплив кількості вимірів m і прийнятої довірчої ймовірності на точність результату;

– коефіцієнт варіації помилки середнього арифметичного

$$W_{\bar{x}} = \pm \frac{S_{\bar{x}}}{\bar{x}} \cdot 100\%. \quad (3.5)$$

У дослідженні приймалася довірна ймовірність $\psi = 0,95$.

Абсолютні похибки вимірювань наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Абсолютні похибки вимірювань

№ з/п	Вимірювана величина	Розмірність	Застосований прилад	Похибка
1	2	3	4	5
1	Крутний момент	Нм	Стенд; ваговий термінал КОДУ 2	$\pm 0,6$
2	Частота обертання	хв^{-1}	електронний тахометр ТЕ-Д 15	$\pm 0,1$
3	Витрата стисненого повітря	кг/год	витратомір G160 GMS DU-80 31	$\pm 0,03$
4	Барометричний тиск	Па	барометр М-65	± 67
5	Тиск мастила в системі змащення	МПа	манометр	$\pm 0,02$

Продовження табл. 3.2

1	2	3	4	5
6	Температура повітря	К	електронний потенціометр	$\pm 0,1$
7	Температура	К	-//-	± 1
	- після редуктора	К	-//-	± 1
	- перед газовим лічильником	К	-//-	± 1
	- на впуску в пневмодвигун	К	-//-	± 1
8	Тиск	МПа	манометр зразковий	$\pm 0,01$
	- після редуктора	МПа	-//-	$\pm 0,01$
	- перед газовим лічильником	МПа	-//-	$\pm 0,01$
	- на впуску в пневмодвигун	МПа	-//-	$\pm 0,01$
9	Час	с	секундомір	$\pm 0,2$

Граничні відносні похибки величин, отримані внаслідок непрямих вимірювань, подані в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Граничні відносні похибки величин, отримані за допомогою непрямих вимірювань

№	Вимірювана величина	Розмірність	Похибка, %
1	2	3	4
1	Витрата стисненого повітря	$G_v, \text{м}^3/\text{год}$	± 2
2	Ефективна потужність	$N_e, \text{кВт}$	± 1
3	Ефективна питома витрата	$G_e, \text{м}^3/\text{год}$	$\pm 1,5$
4	Коефіцієнт надлишку повітря	α	$\pm 2,5$

Продовження табл. 3.3

1	2	3	4
5	Коефіцієнт (ступінь) наповнення	ε_1	$\pm 2,5$
6	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	$\pm 1,5$
7	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$\pm 1,5$
8	Індикаторний ККД	η_i	$\pm 1,5$
9	Середній ефективний ККД	η_e	$\pm 1,5$

3.7 Метод оброблення результатів випробувань

Як програмне забезпечення для ПК використовується програма (рис. 3.11), яка має широкі функції попереднього налаштування, що дає змогу налагодити канал виміру для адекватного сприйняття інформації під час експерименту. Програма допомагає налаштувати пристрій введення-виведення, приймати й відтворювати поточні показники, корегувати, записувати коментарі, первинно обробляти отримані результати та зберігати їх у доступному для подальшого використання форматі.

Сигнали синхронізації, необхідні для оброблення індикаторної діаграми, такі як верхня мертва точка (ВМТ), нижня мертва точка (НМТ), кутове положення колінчастого вала, формує блок узгодження за сигналом ДПКВ. Півперіод сигналу кутового положення колінчастого вала (КВ) дорівнює 1 град ПКВ.

Під час індиціювання вимірювальний комплекс робить безперервний запис більше ніж 100 діаграм робочих циклів.

Відповідно до методу проведення експерименту датчик тиску двічі проходить динамічне тарування в діапазоні тисків від 0 до 1,1 МПа – перед початком вимірювання й наприкінці експерименту. Для цього на спеціальний гідравлічний прес паралельно встановлювався п'єзоелектричний датчик і відтарований датчик тензометричного типу.

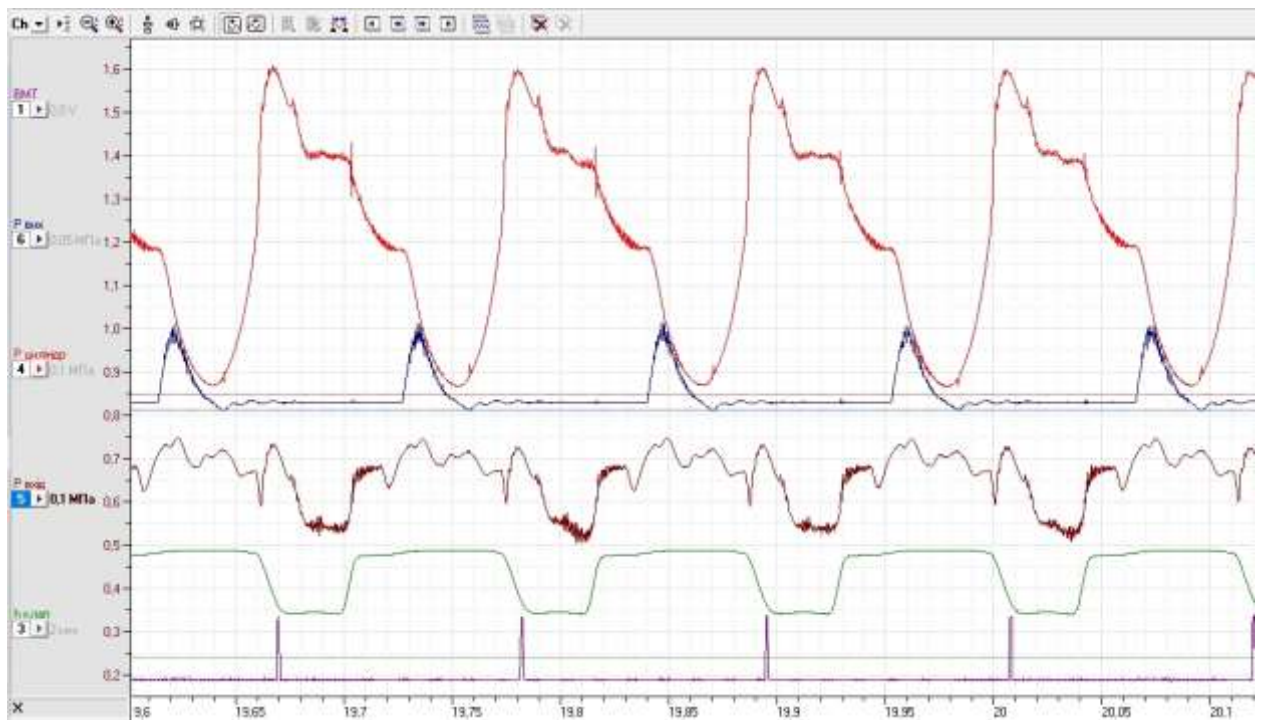


Рисунок 3.11 – Робоче вікно програми й фрагмент роботи

У гідравлічній системі пресу тиск нагнітається до заданої величини, що фіксується тензометричним датчиком. Потім відбувається різке скидання тиску («калібрований перегін»), на який реагує п'єзоелектричний датчик. Вимірювання сигналів двох датчиків дає змогу визначити коефіцієнт перерахування фізичної величини.

3.8 Метод оброблення індикаторних діаграм

Для виконання завдань цього дослідження потрібно визначити величину циклової індикаторної роботи $L_{\text{іц}}$, кДж, що дорівнює площі індикаторної діаграми F_i , яка має ту саму розмірність у p, V -координатах, якщо ордината p , МПа, а абсциса V , дм^3 . В експерименті за величиною $L_{\text{іц}}$ визначається індикаторна потужність пневмодвигуна

$$N_i = L_i \cdot z \cdot n / 60, \text{ кВт}, \quad (3.6)$$

а відношення N_e / N_i дорівнює його механічному ККД

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}, \quad (3.7)$$

Завдання експерименту передбачає також визначення коефіцієнта повноти індикаторної діаграми

$$\eta_{\pi} = \frac{F_i}{F_i^T}, \quad (3.8)$$

де F_i^T – площа теоретичної індикаторної діаграми (статичної моделі), що не залежить від частоти обертання n і обумовлена тільки величиною тиску $p_{\text{вх}}$, конструктивними параметрами ПД $\varepsilon_0, \varepsilon_1, \varepsilon_3$, протитиском на вихлопі та показниками політроп процесів розширення n_p і стиснення n_c робочого тіла. F_i^T може бути обчислене як добуток середнього індикаторного тиску теоретичного циклу на робочий об'єм ПД V_h .

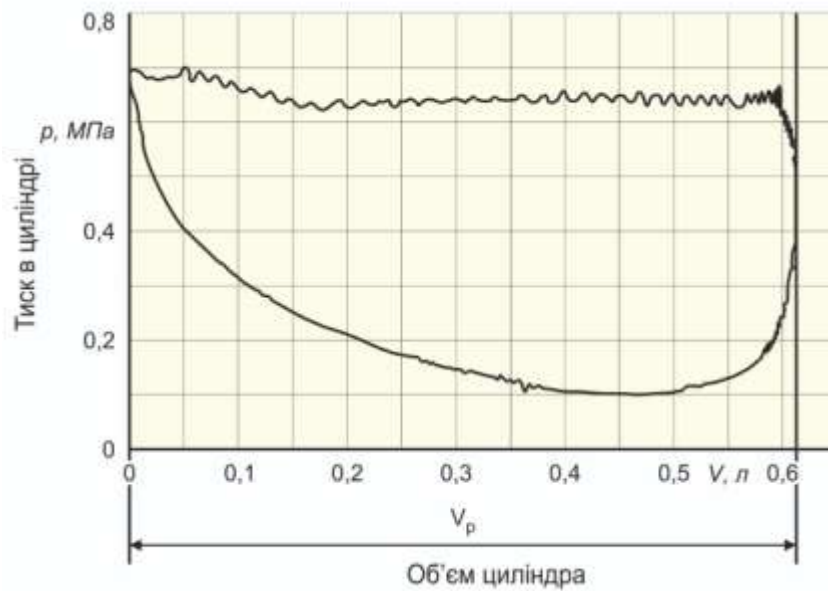
Площа дійсної (експериментально отриманої) діаграми F_i визначається за допомогою методу, розробленого на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ.

Основною метою методу є експериментальне визначення основних показників робочого процесу ПД, розрахунок на підставі цих показників характеристик зміни тиску, теплообміну та температури стисненого повітря в циліндрі залежно від кута повороту колінчастого вала.

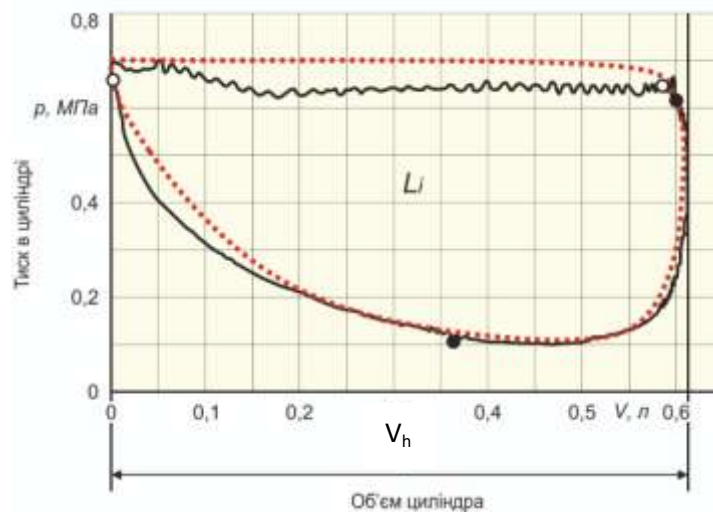
Одним із недоліків робочого процесу ПД є його циклова нестабільність, тобто відмінність сусідніх індикаторних діаграм на одному режимі роботи.

Індикаторну діаграму було обрано таким чином (рис. 3.12). На сталому режимі роботи двигуна n реєструвалися реальні індикаторні діаграми, що потім оброблялись і розраховувався середній індикаторний тиск p_i . Далі

визначалося середнє значення p_i , і за цим значенням обиралися представницька індикаторна діаграма, у якій p_i збігалось із середнім значенням. Така індикаторна діаграма зазнавала подальшого оброблення (рис. 3.12, а).



а



б

Рисунок 3.12 – Індикаторні діаграми пневмодвигуна: а – експериментальна для швидкісного режиму $n = 400 \text{ хв}^{-1}$ стиснення повітря на впуску $p_{\text{вп}} = 0,7 \text{ МПа}$; б – порівняння експериментальної та теоретичної індикаторних діаграм ПД для швидкісного режиму $n = 400 \text{ хв}^{-1}$ і тиску повітря на впуску $p_{\text{вп}} = 0,7 \text{ МПа}$ — експеримент розрахунок

У випробуванні деякі параметри не змінювалися у зв'язку з комбінованою роботою ПД та ДВС в одному корпусі (рис. 3.12, б). Низку параметрів та меж їх змінення обрано на підставі розрахунків за статичною моделлю та раніше проведеними дослідженнями [87].

Як програмне забезпечення для створення й подальшого оброблення індикаторних діаграм застосовувався комплекс «ВОК-ДВЗ». Можливості цього програмного продукту дають змогу визначити p_i для кожної індикаторної діаграми в автоматичному режимі. Це сприяє значному скороченню часу вибору представницької індикаторної діаграми. Для цього був складений алгоритм оброблення сигналів АЦП для визначення p_i за різних значень частоти обертання вала ПД на сталому режимі.

Приклад оброблених індикаторних діаграм поданий на рис. 3.12. Індикаторні діаграми для різних режимів наведені в додатку В.

3.9 Результати експериментальних випробувань

Після визначення оптимальних фаз газорозподілення було проведено випробовування ПД за умови різних тисків стисненого повітря на впуску.

Потужність пневмодвигуна виміряно, коли тиски становили 0,5–1,1 МПа і оберти 0–1000 хв⁻¹. Знято P-V-діаграми на поданих режимах і порівняно з розрахунковими. Також виміряно інші параметри пневмодвигуна й енергоносія за різних навантажень і обертів.

Впускний клапан відкривався за допомогою електрогідроприводу, а кути відкриття-закриття впускного клапана змінювалися від 10 град до ВМТ до 180 град після ВМТ (повне наповнення).

Робота впускного клапана на першому етапі досліджень здійснювалася кулачком штатного розподільного вала. Закриття клапана варіювалося від 180 до 270 град ПКВ.

Кути відкриття-закриття впускного клапана змінювалися через кожні 7 град ПКВ (один зуб шестеренного приводу) унаслідок провороту

шестерень приводу ГРМ одна щодо одної. Тривалість відкриття випускного клапана становила 100 град ПКВ.

Для запобігання вільного відкриття випускного клапана під дією стисненого повітря було встановлено додаткову пружину. У разі збільшення обертів наявний ступінь зворотного стиснення спричиняв надмірне зростання тиску в циліндрі (рис. 3.13). Унаслідок раннього закриття випускного клапана спостерігалось адіабатне стиснення, що призводило до зростання механічних витрат – тиск в циліндрі був вищий, ніж на впуску.

З'ясовано, що регулювати фази повітророзподілення на випуску зі стандартним розподільним валом неможливо. Тому було прийнято рішення на другому етапі досліджень встановити такий самий електрогідроклапан, як і на впуску.

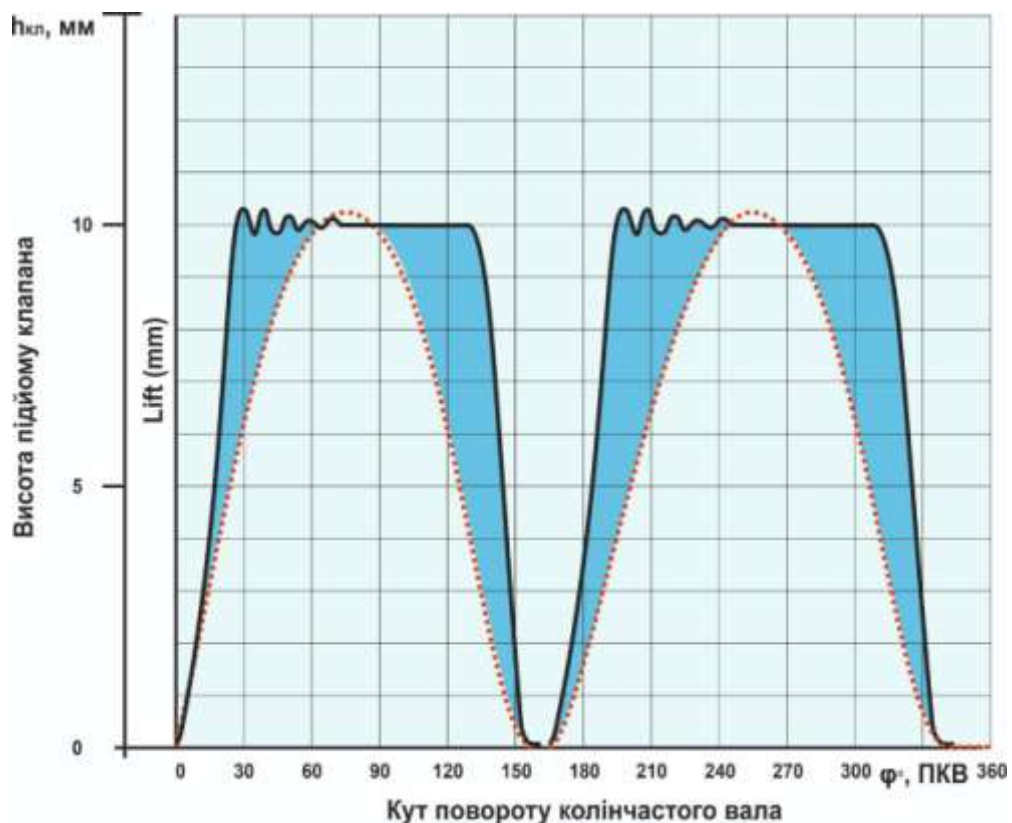


Рисунок 3.13 – Діаграма підйому клапанів ПД за один цикл з кулачковим валом та електрогідроприводом за умови обертів двигуна 400 хв^{-1} залежно від кута повороту колінчастого вала

3.10 Зміна фаз газорозподілення за допомогою двох механізмів електрогіддорозподілу

Відкриття-закриття впускного й випускного клапанів здійснювали відповідно до плану факторного експерименту. Тривалість відкриття впускного клапана була фіксована й варіювалася в межах від 350 (–10) до 180 град ПКВ. Відкриття випускного клапана варіювалося від 170 град ПКВ, його закриття, відповідно, становило 270–290 град ПКВ. Після закриття спостерігалася адіабатне стиснення. Що пізніше закривався випускний клапан, то нижче проходила крива адіабати стиснення (рис. 3.14). Зміна кута закриття клапана впливала на витрату стисненого повітря.

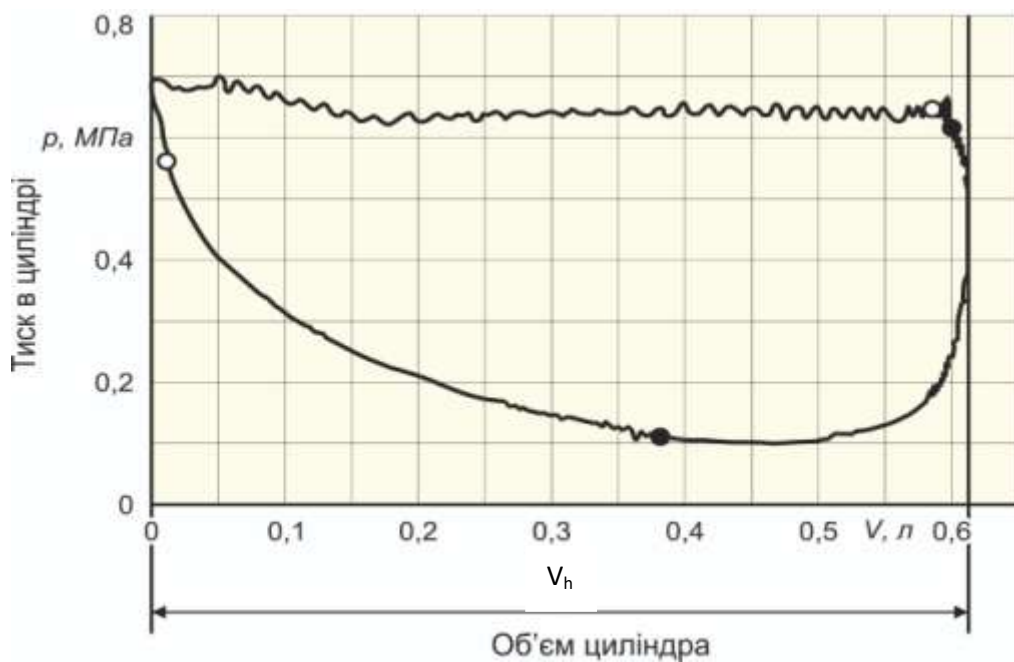


Рисунок 3.14 – Індикаторна діаграма з двома електрогідравлічними клапанами системи повітророзподілу

Ранній початок закриття впускного клапана призводив до часткового наповнення як внаслідок зменшення потужності та витрати стисненого повітря. Однак для досягнення необхідної потужності обрано режими, за яких відбувалося повне наповнення.

3.11 Зміна температури на випуску під час роботи двигуна

На рис. 3.15 продемонстровано виміряні зміни температури на виході з двигуна за умови різних частот обертання та тисків подачі повітря відповідно.

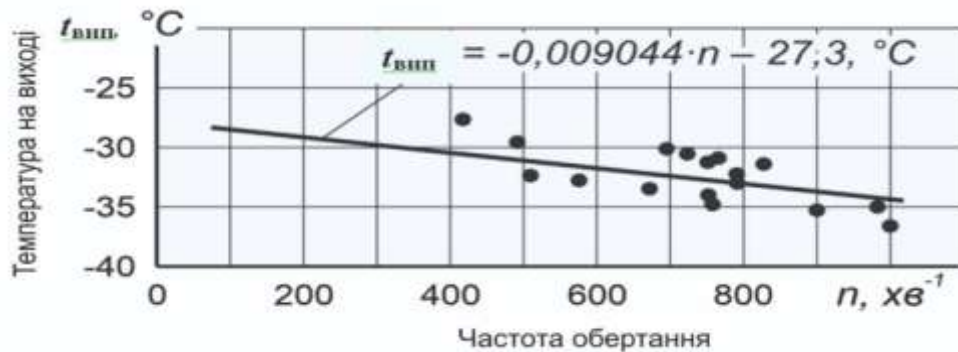


Рисунок 3.15 – Зміна температури на виході за умови різних швидкостей обертання та подача тиску повітря

Температура стисненого повітря, зареєстрована на впуску у двигун, була стабільною та підтримувалася на рівні 20 °C, незалежно від якого джерела відбувалася подача – від компресора чи балонів.

Від тиску повітря на вході $p_{\text{вн}}$ його температура на випуску не залежить. Вона залежить від ступеня розширення. Але ступінь розширення, як і ступінь наповнення, закладені в конструкції ПД, і тому вони однакові за будь-якого тиску $p_{\text{вн}}$. Помітна деяка тенденція зниження $t_{\text{вип}}$ внаслідок збільшення частоти обертання n , що можна пояснити зниженням часу на процес випускання, протягом якого холодне відпрацьоване повітря нагрівається від стінок каналів, по яких тече і яким властива більш висока температура.

Через сукупність експериментальних значень $t_{\text{вип}}$ проведена пряма (рис. 3.15), що інтерпретує та узагальнює дослідні показники. Аналітично ця узагальнена пряма може бути подана у вигляді рівняння:

$$t_{\text{вип}} = -0,009044 \cdot n - 27,3, \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (3.9)$$

Рівень температури $t_{\text{вип}}$ є показником надійності роботи пневмодвигуна з погляду можливого обмерзання випускних каналів та ймовірного порушення умов змащення деталей циліндро-поршневої групи.

Автори праць [106] на підставі досліджень експлуатації ПД стверджують, що в тривалому режимі роботи вихлопні канали можуть обмерзати, внаслідок чого потужність ПД зменшується, знижується частота обертання, зростає витрата повітря і шум. Час до початку інтенсивного обмерзання ПД за умови тривалого режиму становить 2–4 год [108].

Початкове обмерзання, що не надто впливає як на механічні, так і на акустичні характеристики, становить 0,5–1,5 год. Рекомендації щодо допустимого рівня температури $t_{\text{вип}}$ в літературі з дослідження роботи ПД відсутні. Але є рекомендації щодо розрахункової температури повітря наприкінці процесу розширення [107]. Автор роботи [108] обґрунтовано називає мінімально допустимий рівень цієї температури «порядку – 50 або навіть – 60 °С». Але за умови застосування ПД в складі КЕУ цей рівень значно нижчий.

Результати досліджень подані у вигляді:

- швидкісних характеристик ПД (додаток А);
- індикаторних діаграм і результатів їх оброблення (додаток Б)

Для оцінювання похибок вимірів досліджень і вірогідності отриманих результатів застосовано метод випадкових помилок та інші положення математичної статистики.

Висновки до третього розділу

1. Створено експериментальний зразок поршневого пневматичного двигуна з експериментальною клапанною системою повітророзподілу із електрогідравлічним приводом для клапанів з електронним програмним керуванням, що дає змогу автоматично підтримувати задані режими роботи пневмодвигуна.

2. Модернізовано лабораторний стенд для випробувань автомобільного пневмодвигуна з клапанним повітророзподільним механізмом та вивчення його робочих процесів на сучасному науковому рівні.

Стенд і вимірювальний комплекс дають змогу досліджувати ПД з тиском стисненого повітря до 2,0 МПа і з температурою від 20 до 120 °С (верхній рівень обмежується температурами рідини мастильної системи охолодження ДВЗ), що сприяє виконанню таких робіт:

- забезпечення роботи стендової системи живлення ПД необхідним об'ємом стисненого повітря в робочому діапазоні зміни навантажень і швидкісних режимів;

- індиціювання циліндрів і дослідження робочого процесу ПД під час його роботи зі швидкісними характеристиками в необхідному діапазоні зміни тисків стисненого повітря на вході $p_{\text{вп}} = 0,5\text{--}1,1$ МПа та частотах обертання колінчастого вала $n = 200\text{--}1000$ хв⁻¹.

3. Розроблено методику дослідження робочого процесу пневмодвигуна з визначенням індикаторних і ефективних показників, що передбачає методику проведення експериментів, методику зняття й оброблення індикаторних діаграм, методику обчислення погрішностей вимірів.

4. У ПД 1Д9,2/9,2 за встановлених обмежень отримано РП, що не поступається за економічністю РП у ПД гірських машин, і краще, ніж у автомобільних ПД із золотниковим повітророзподілом в 2,3 раза.

5. Виконано експериментальні дослідження зі зняття швидкісних характеристик пневмодвигуна та індиціюванням першого циліндра за умови чотирьох рівнів тиску стисненого повітря на впуску 0,5; 0,7; 0,9; 1,1 МПа і незмінної температури повітря на вході, що дорівнює температурі навколишнього середовища.

6. За результатами випробувань пневмодвигуна отримані експериментальні показники (Додаток А, табл. А.1), що дають змогу виконати розрахунково-експериментальне дослідження з вибору найбільш доцільних значень основних безрозмірних конструктивних параметрів (ступеня наповнення, ступеня зворотного стиснення, відносної величини шкідливого простору), фаз повітророзподілення та тиску стисненого повітря на вході.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМОДВИГУНА

4.1 Математичне оброблення та аналіз результатів експериментального дослідження

Метою математичного оброблення результатів випробовування було подання дослідних показників у вигляді, що дає змогу:

- визначити оптимальне співвідношення кутів відкриття-закриття впускних та випускних клапанів для отримання мінімальної витрати стисненого повітря;
- установити вплив варійованих фаз повітророзподілення, які забезпечують РП в ПД з клапанним механізмом, на індикаторні показники;
- отримати достовірні значення параметрів РП способом побудови й оброблення розрахункових і експериментальних індикаторних діаграм;
- виконати порівняльне оцінювання РП у пневмодвигуні із золотниковим і клапанним повітророзподільними механізмами.

Подання стисненого повітря здійснювалося за двома варіантами [109]. У першому варіанті – компресорною станцією НВ-10, дослідження зміни фаз проводилося з тисками повітря до 0,7 МПа. Подальше підвищення тиску здійснювалося за допомогою стисненого повітря, отриманого з батареї балонів. Стиснене повітря, що виходило з балонів, попередньо підігрівалось до температури $t_{\text{вп}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Стиснене повітря, що надходило з компресора, не підігрівалось. Унаслідок стиснення в компресорі підігрівалося повітря, проте довжина магістрального трубопроводу забезпечувала його охолодження, і в циліндр повітря надходило за температури $t_{\text{вп}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Стиснене повітря подавалося в робочу камеру раніше ВМТ для заповнення повітрям камери згоряння КЕУ. Для цього в робочих процесах

ПД застосовується зворотне стиснення. У розрахунках приймаються процеси розширення та стиснення адіабатними.

4.1.1 Рівняння відгуку

Отримане рівняння відгуку, що містить регульовальні та варійовані параметри ПД, має такий вигляд:

$$\begin{aligned} y = & 9399,8871 + 0,26 x_1^2 + 0,18 x_2^2 + 0,057 x_3^2 + 0,03 x_4^2 + \\ & + 2,6014x_1 - 62,9937x_2 - 19,9586x_3 - 15,9027x_4 + \\ & + 0,2512x_1x_2 - 0,1x_1x_3 - 0,1x_1x_4 + \\ & + 0,0044x_2x_3 + 0,002x_2x_4 - 0,0048x_3x_4. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Координати стаціонарної точки визначаються системою рівнянь:

$$\begin{aligned} Y_1 = & 0,52x_1 + 0,2512x_2 - 0,1x_3 - 0,1x_4 + 2,6014 = 0; \\ Y_2 = & 0,2512x_1 + 0,36x_2 + 0,0044x_3 + 0,002x_4 - 62,9937 = 0; \\ Y_3 = & -0,1x_1 + 0,0044x_2 + 0,114x_3 - 0,0048x_4 - 19,9586 = 0; \\ Y_4 = & -0,1x_1 + 0,002x_2 - 0,0048x_3 + 0,06x_4 - 15,9027 = 0. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Для того, щоб оцінити, чи має функція в стаціонарній точці екстремум, необхідно досліджувати запропоновану вище математичну модель на оптимізацію. Для рівняння (4.1) дійсна симетрична матриця Гессіана, яка дорівнює:

$$\mathbf{A} = \begin{vmatrix} 0,52 & 0,2512 & -0,1 & -0,1 \\ 0,2512 & 0,36 & 0,0044 & 0,002 \\ -0,1 & 0,0044 & 0,114 & -0,0048 \\ -0,1 & 0,002 & -0,0048 & 0,06 \end{vmatrix}. \quad (4.3)$$

Щодо досліджуваного випадку аналіз на невизначеність показує, що матриця закономірна і, отже, стаціонарна точка рівняння (4.1) буде сідлова, тобто точкою перегину.

Досліджувана функція має оптимум у межах варіювання випробувальних параметрів. У процесі аналізу результатів дослідження фаз повітророзподілення стає очевидним, що досягти необхідної потужності можливо тільки в разі збільшення ступеня наповнення, тобто часу наповнення. Номінальна потужність була досягнута за умови повного наповнення, якщо тиск $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа за мінімальної витрати палива. У разі збільшення максимального тиску наповнення таку потужність можна отримати за часткового наповнення, але швидко зростає витрата стисненого повітря.

Досліджувані параметри ПД зафіксовано впродовж усього часу випробувань.

Проведено багатофакторну оптимізацію роботи ПД $D/S = 9,2/9,2$. Унаслідок аналізу розрахунків отримано такі оптимальні параметри фаз розподілення повітря в умовах досягнення максимальної потужності:

$$\begin{aligned}\varphi_{\text{впн}} &= -3,9 \text{ град ПКВ}, \varphi_{\text{впк}} = 174,0 \text{ град ПКВ}, \\ \varphi_{\text{випн}} &= 176,2 \text{ град ПКВ}, \varphi_{\text{випк}} = 266,9 \text{ град ПКВ}.\end{aligned}$$

У цьому разі отримано мінімальну питому витрату повітря $g_{\text{imin}} = 32,29$ кг/кВт·год.

Величина «мертвого» простору залишалася незмінною та дорівнювала об'єму КЗ ДВЗ. Величину ступеня наповнення, що становить $\varepsilon_{1\text{max}} = 1,0$, обрано максимальною за умови забезпечення необхідної потужності ПД.

Для досліджуваного двигуна не було перевищено мінімально допустимої температури завершення процесу розширення $t_{\text{вип}} = -50$ °С [108].

Така температура $t_{\text{вип}}$ досягається за умови температури стисненого повітря на впуску $t_{\text{вп}} = +20$ °С незалежно від тиску на впуску $p_{\text{вп}}$ і забезпечується внаслідок того, що $\varepsilon_1 = 1$.

4.1.2 Графічна залежність витрати стисненого повітря від кутів відкриття клапанів $g_i = f(\varphi_{\text{впн}}, \varphi_{\text{впк}}, \varphi_{\text{випн}}, \varphi_{\text{випк}})$ (рис. 4.1–4.6)

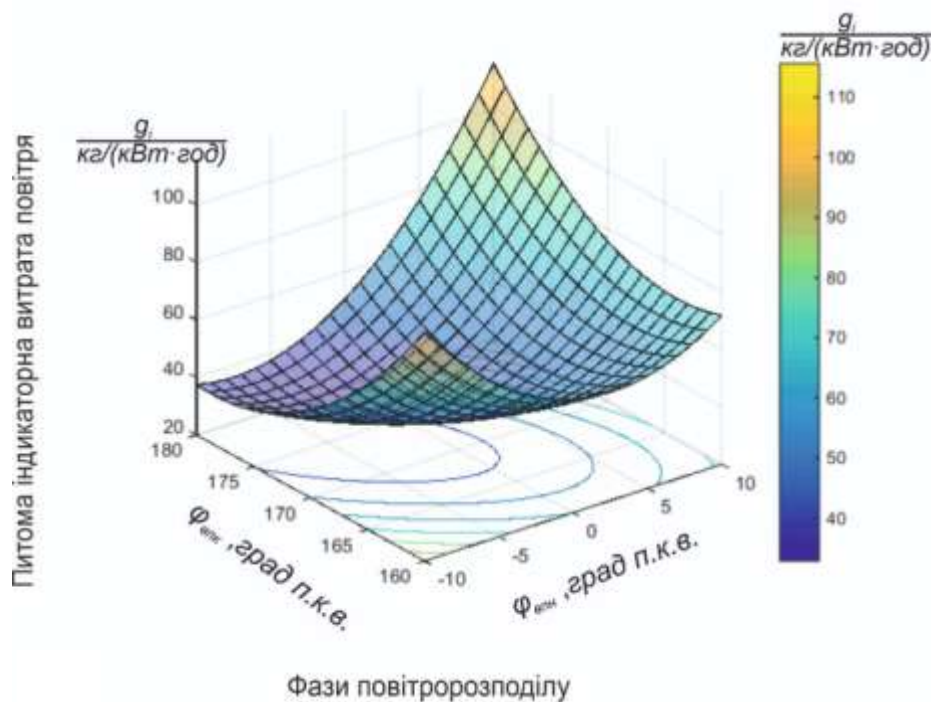


Рисунок 4.1 – Функція мінімальної питомої витрати стисненого повітря за фіксованих $g_i = f(\varphi_{\text{впн}} (\varphi_{\text{випн}} = 176,2), \varphi_{\text{впк}} (\varphi_{\text{випк}} = 266,9))$

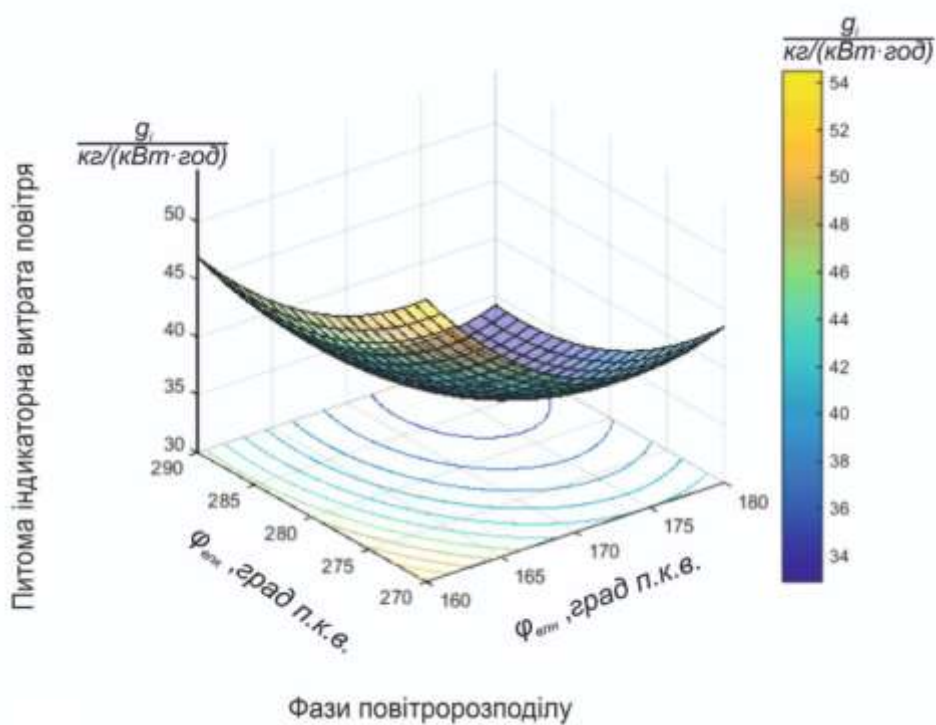


Рисунок 4.2 – Функція мінімальної питомої витрати стисненого повітря за фіксованих $g_i = f(\varphi_{\text{випн}} (\varphi_{\text{впк}} = 174,0), \varphi_{\text{випк}} (\varphi_{\text{впн}} = -3,9))$

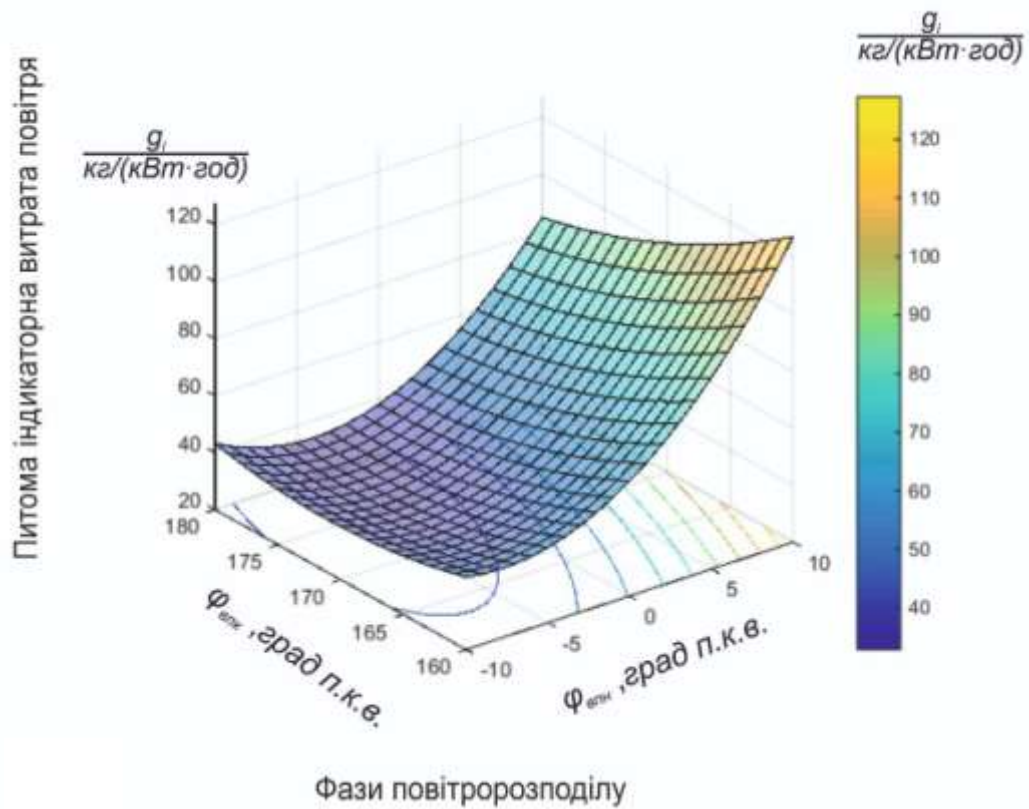


Рисунок 4.3 – Функція мінімальної питомої витрати стисненого повітря за фіксованих $g_i = f(\varphi_{\text{впн}} (\varphi_{\text{впн}} = 174,0), \varphi_{\text{впк}} (\varphi_{\text{впк}} = 266,9))$

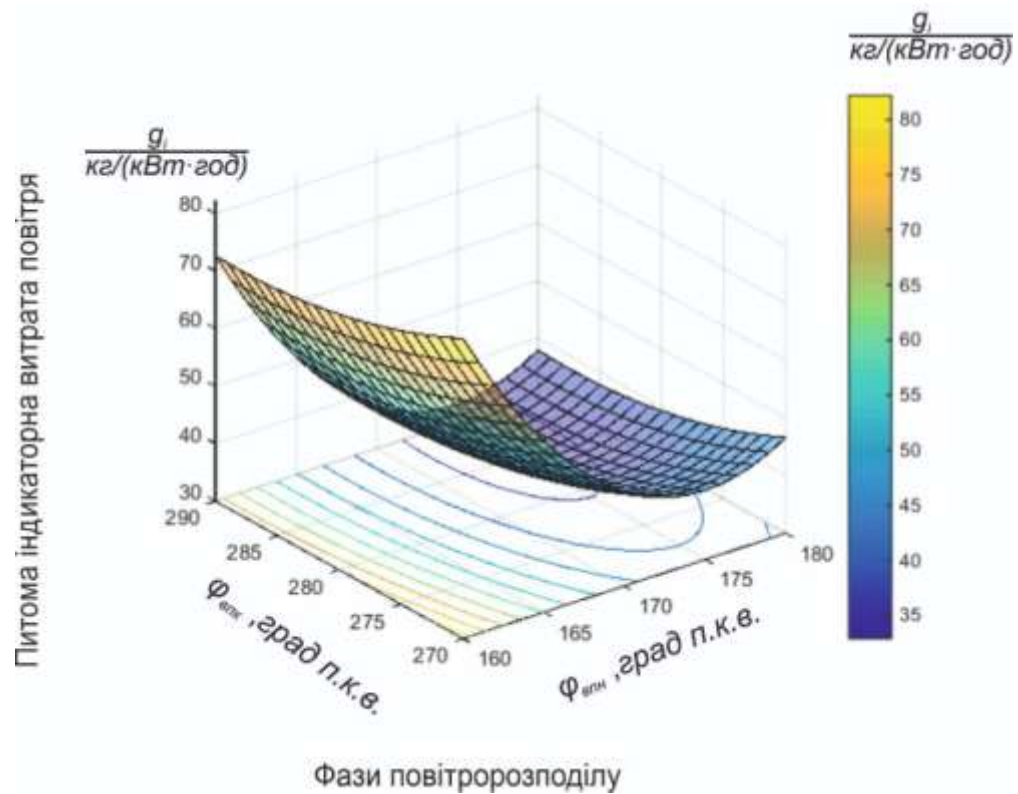


Рисунок 4.4 – Функція мінімальної питомої витрати стисненого повітря за фіксованих $g_i = f(\varphi_{\text{впк}} (\varphi_{\text{впн}} = -3,9), \varphi_{\text{впк}} (\varphi_{\text{впн}} = 176,2))$

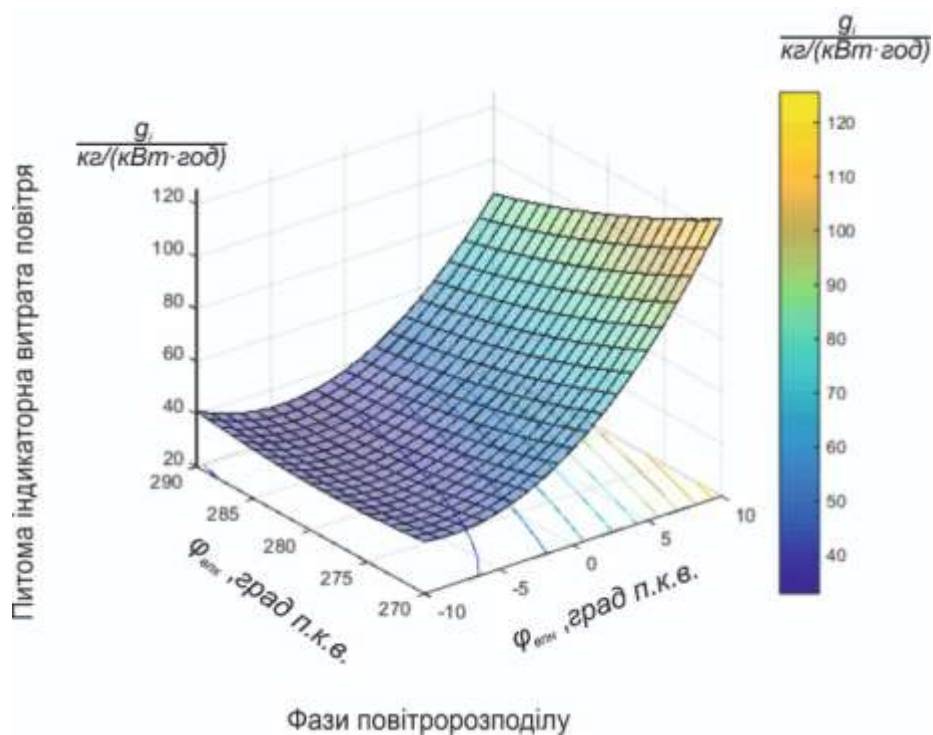


Рисунок 4.5 – Функція мінімальної питомої витрати стисненого повітря за фіксованих $g_i = f(\varphi_{vpn} (\varphi_{vpn} = 174,0), \varphi_{vpk} (\varphi_{vpk} = 176,2))$

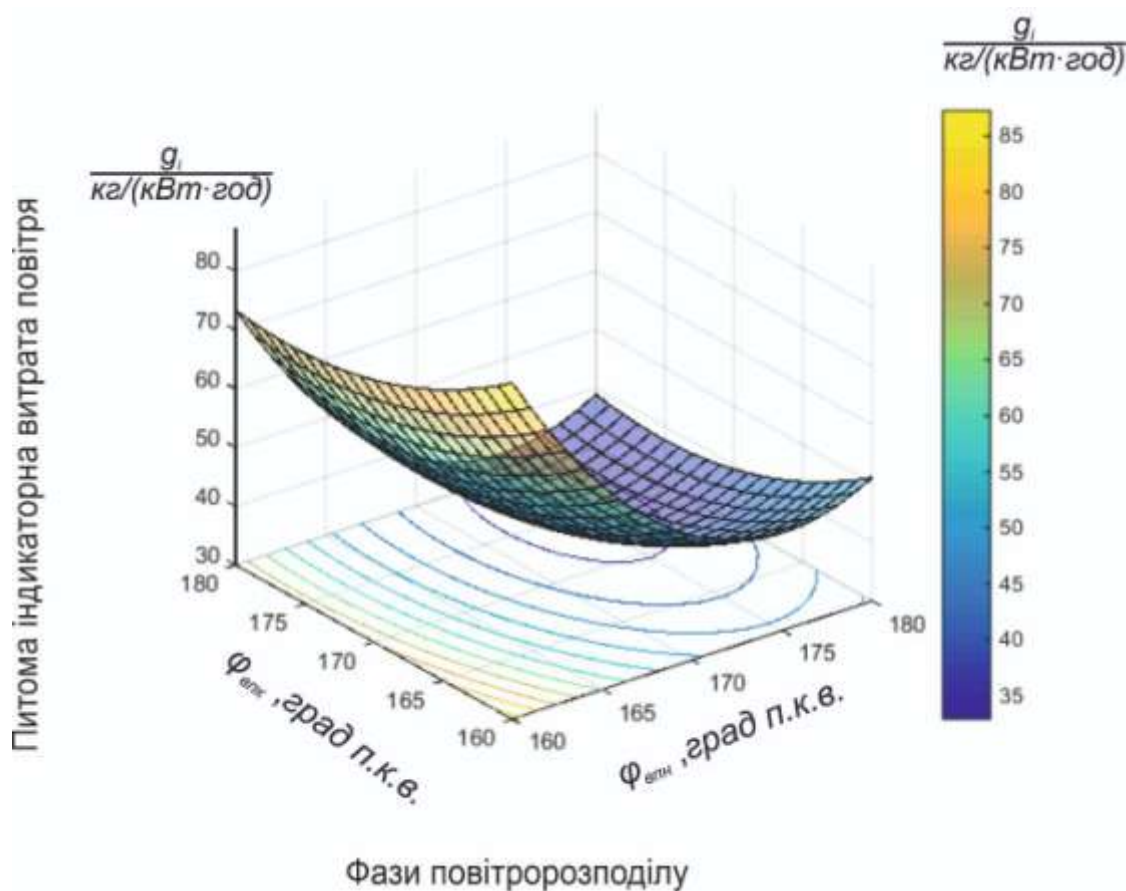


Рисунок 4.6 – Функція мінімальної питомої витрати стисненого повітря за фіксованих $g_i = f(\varphi_{vpk} (\varphi_{vpk} = -3,9), \varphi_{vpn} (\varphi_{vpk} = 266,9))$

На питому витрату палива різні фактори впливають з неоднаковою інтенсивністю.

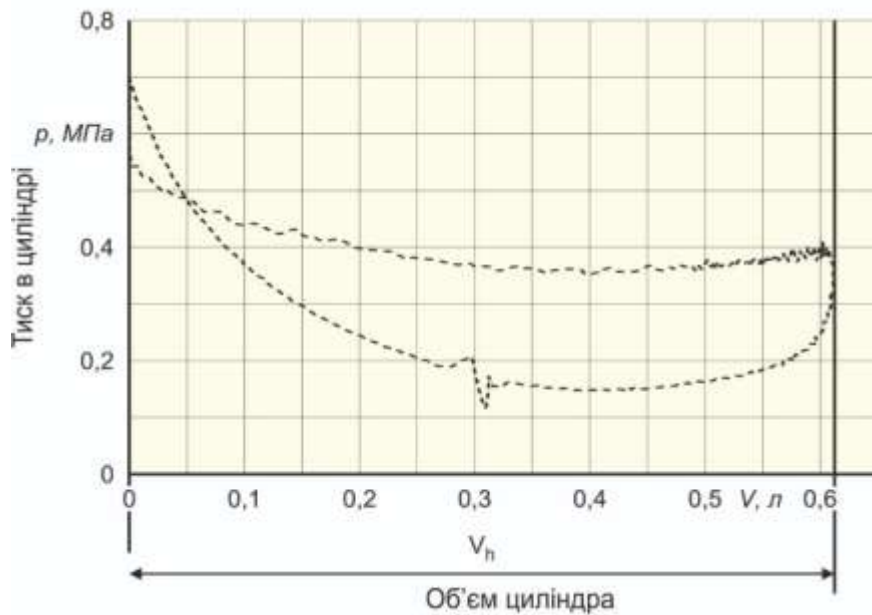


Рисунок 4.7 – Індикаторна діаграма пневмодвигуна з одним електрогідравлічним клапаном і кулачковим приводом для швидкісного режиму $n = 404 \text{ хв}^{-1}$ стиснення повітря на впуску $p_{\text{вп}} = 0,7 \text{ МПа}$

Основний вплив на підвищення питомої витрати палива мають кути за умови наповнення стисненим повітрям (рис. 4.1, 4.3), особливо кути початку подачі повітря.

Виняткову увагу необхідно приділяти куту закриття випускного клапана, яке впливає на зворотне стиснення повітря. Якщо випускний клапан закриватиметься раніше за оптимальний, недостатньо повітря буде в камері стиснення, що потребує додаткової кількості стисненого повітря для заповнення об'єму. Це явище буде підвищувати витрату стисненого повітря. Якщо випускний клапан закриватиметься пізніше за оптимальний, тиск у циліндрі перевищуватиме тиск на впуску. Стиснене повітря поступатиме у впускний колектор. Кількість повітря не надходитиме до циліндра й потужність знизиться (рис. 4.7). Особливо це спостерігалось у процесі застосування кулачкового вала для випускного клапана на першому етапі дослідження.

Такі параметри, як індикаторний крутний момент та середній індикаторний тиск з підвищенням тиску стисненого повітря на впуску на режимах максимальних потужностей ПД, також зростають. Унаслідок збільшення тиску від $p_{\text{вп}} = 0,7$ до $p_{\text{вп}} = 1,1$ МПа в 1,57 раза годинна витрата повітря зросла в $G_r = 2,1$ раза, що свідчить про сприятливі тягові та економічні показники якості робочого процесу ПД як силового агрегату транспортного засобу. У разі підвищення тиску зростають інші економічні параметри: питома індикаторна витрата стисненого повітря та індикаторний ККД.

4.2.2 Зміни швидкісного режиму

Зміни швидкісного режиму двигуна ПД також впливають на індикаторну діаграму.

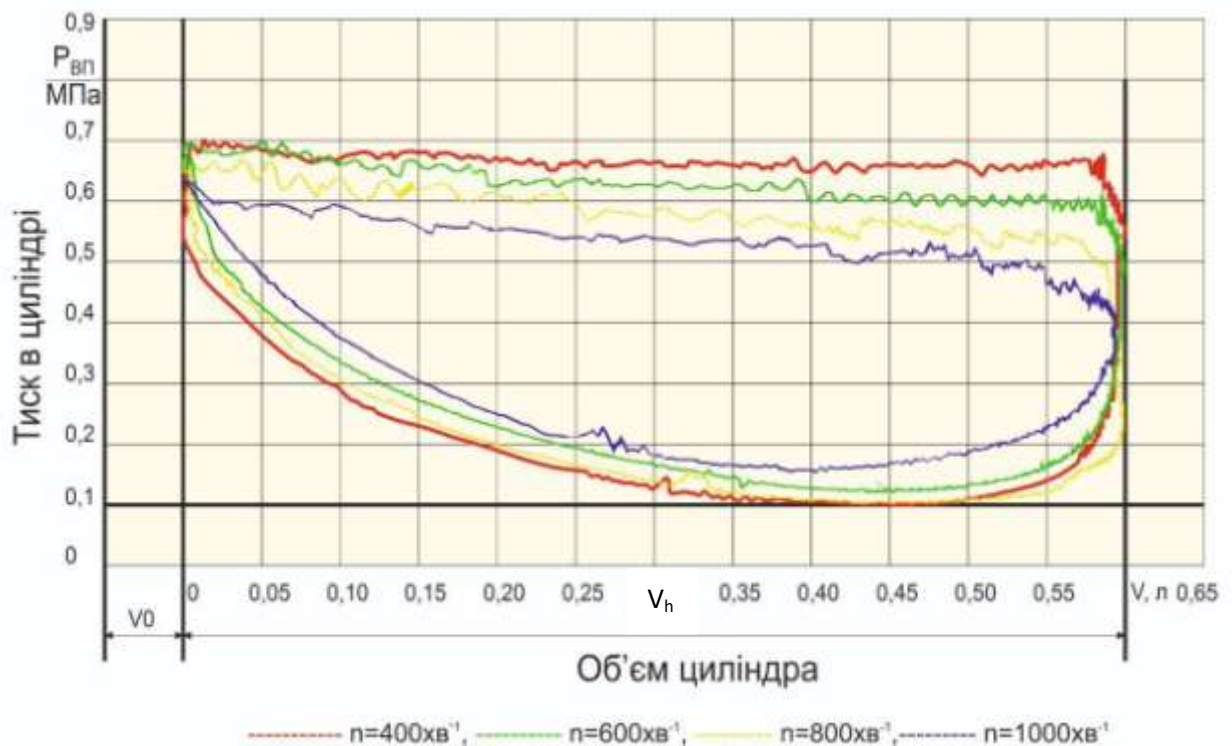


Рисунок 4.9 – Діаграми P - V , отримані під час експериментів за умови $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа та різних швидкостей обертання колінчастого вала (400–1000 хв^{-1})

Якщо тиск на впуску $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа, тиск під час надходження до циліндра трохи падає (приблизно на $\Delta p_{\text{вп}} = 0,05$ МПа) за низьких частот обертання (приблизно $n = 400$ хв⁻¹) і продовжує зменшуватися з їх збільшенням.

Коли оберти зростають до $n = 800$ хв⁻¹, за умови того самого тиску на впуску $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа тиск на індикаторній діаграмі падає на $\Delta p_{\text{вп}} = 0,2$ МПа, а в разі швидкості обертання $n = 1000$ хв⁻¹ – до $\Delta p_{\text{вп}} = 0,3$ МПа.

За умови тиску стисненого повітря $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа і повного наповнення циліндра було отримано найбільшу індикаторну потужність $N_i = 2,28$ кВт та крутний момент $M_i = 27$ Н·м. У цьому разі найбільша індикаторна робота становила $L_i = 0,17$ кДж, а оберти колінчастого вала дорівнювали $n = 800$ хв⁻¹. Цьому режиму відповідали фази газорозподілу впускного клапана $\phi_{\text{впп}} = -3,9$ град ПКВ і $\phi_{\text{впк}} = 174,0$ град ПКВ і випускного клапана $\phi_{\text{випп}} = 176,2$ град ПКВ і $\phi_{\text{випк}} = 266,9$ град ПКВ. Витрата стисненого повітря варіювалася від $g_i = 76$ кг/год до $g_i = 150$ кг/год відповідно до зміни швидкості обертання колінчастого вала від $n = 200$ хв⁻¹ до $n = 1000$ хв⁻¹ і тиску $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа.

Відношення площ індикаторних діаграм – експериментально отриманої, яка залежить від швидкісного режиму n , і теоретичної, яка від швидкісного режиму не залежить, – відтворює коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, що є залежністю

$$\eta_{\text{п}} = F_i / F_i^{\text{T}} = p_i / p_i^{\text{T}}, \quad (4.4)$$

де F_i^{T} , p_i^{T} – відповідно, площа, кДж, і середній тиск, МПа, теоретичної індикаторної діаграми

$$F_i^{\text{T}} = p_i^{\text{T}} \cdot V_h. \quad (4.5)$$

Зі збільшенням обертів ПД коефіцієнт повноти індикаторної діаграми зменшується з $\eta_{п0,7} = 0,911$ до $\eta_{п1,1} = 0,53$ унаслідок гідравлічних втрат. Зі збільшенням обертів зростає протитиск на випуску та досягає $\Delta p_{вп} = 0,1$ МПа, якщо $n = 1000$ хв⁻¹. Очевидно, що за подальшого збільшення швидкісного режиму індикаторна діаграма «стискатиметься» й будуть потрібні додаткові конструктивні рішення для недопущення цього ефекту.

Залежно від тиску стисненого повітря на впуску $p_{вп}$ та частоти обертання вала двигуна n отримані з експериментальних індикаторних діаграм значення коефіцієнта повноти індикаторної діаграми подані на рис. 4.1.

Таблиця 4.1 – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми за умови різних тисків і обертів

n	$p_{вп} = 0,7$ МПа	$\eta_{п0,7}$	$p_{вп} = 0,9$ МПа	$\eta_{п0,9}$	$p_{вп} = 1,1$ МПа	$\eta_{п1,1}$
0	0,315	1,0	0,395	1,0	0,481	1,0
200	0,281	0,972	0,370	0,97	0,447	0,969
400	0,260	0,898	0,300	0,903	0,407	0,911
600	0,217	0,788	0,286	0,814	0,360	0,845
800	0,170	0,675	0,230	0,711	0,300	0,746
1000	0,112	0,53	0,170	0,588	0,230	0,631

Цінність залежностей полягає в тому, що за їх допомогою завжди можна отримати дійсне значення середнього індикаторного тиску. Середній індикаторний тиск теоретичного циклу визначаємо за відомими конструктивним і режимним параметрами, а коефіцієнт знаходимо за допомогою графіків (рис. 4.10).

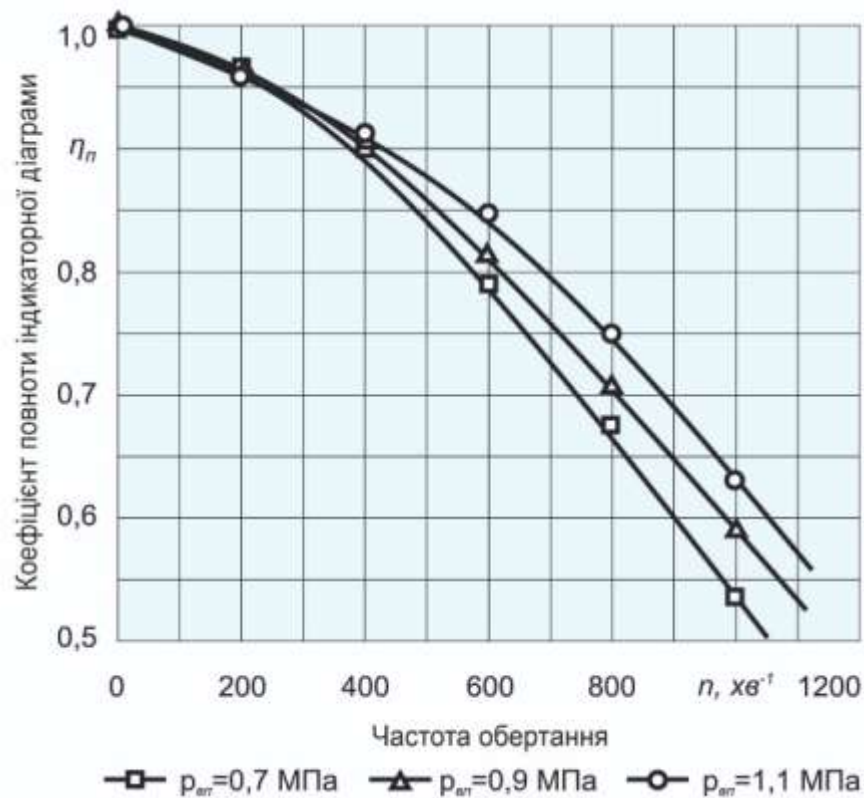


Рисунок 4.10 – Зміна за швидкісними характеристиками коефіцієнта повноти індикаторної діаграми

Проведене дослідження дає змогу завдяки розрахункам вивчати вплив дійсних факторів на зміну теоретичного робочого процесу. Визначено вплив на теоретичну індикаторну діаграму різних факторів: величина ступеня наповнення, ступінь зворотного стиснення, відносний мертвий об'єм, тиск на впуску, протитиск на випуску, швидкісний режим тощо. Це дослідження не суперечить результатам робіт [110–120].

4.3 Порівняння індикаторних діаграм ПД з клапанним і золотниковим розподілом повітря

У порівнянні індикаторних діаграм ПД з клапанним і золотниковим розподілом повітря оцінювалася якість їх робочого процесу (рис. 4.11).

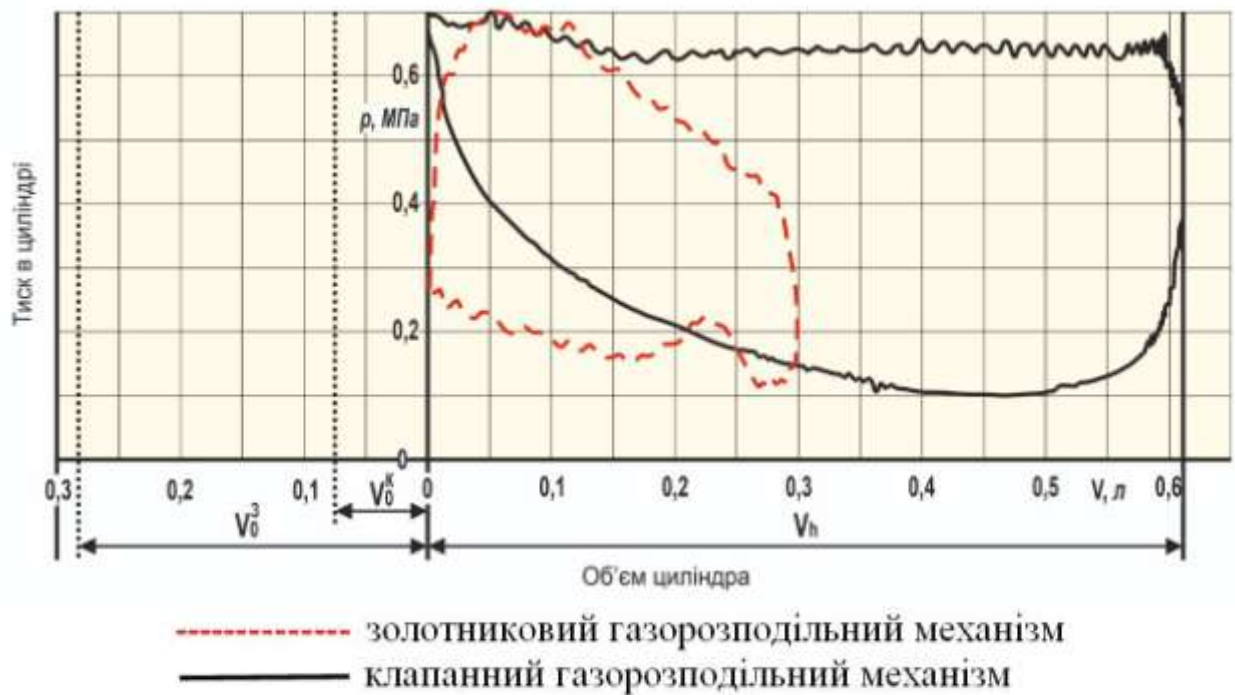


Рисунок 4.11 – Індикаторні діаграми ПД із золотниковим і клапанним механізмами

Конструкція класичних ПД забезпечує мінімальне значення ступеня шкідливого простору ϵ_0 та об'єм V_0 . Ступінь шкідливого простору ϵ_0 та об'єм V_0 у двох ПД суттєво розрізняються (рис. 4.11). У ПД із золотниковим повітророзподілом великі значення об'єму V_0 пояснюються значним об'ємом трубопроводів і порожнин у золотниковому механізмі [103; 104]. У клапанному ПД пояснюється наявністю камери згоряння, що забезпечує роботу енергетичної установки в режимі ДВЗ.

Конструкція ПД із золотниковим механізмом ($D/S = 7,6/6,6$ $V_h = 0,2994$ л) давала змогу здійснювати робочий процес в умовах нерегульованого часткового наповнення ($\epsilon_1 = 0,5$). Тоді як у ПД з клапанним механізмом ($D/S = 9,2/9,2$ $V_h = 0,611$ л) робочий процес було отримано з регульованим повним наповненням ($\epsilon_1 = 1$). Це значно збільшувало площу індикаторної діаграми. Однак це не спричиняло зростання витрати стисненого повітря порівняно із золотниковим ПД, через що шкідливий об'єм у ПД з клапанним повітророзподілом значно менший. Конструкція ПД

допомагає здійснювати випуск, якщо тиск $p_{\text{вип}} = 0,1\text{--}0,12$ МПа. Велике значення має зворотне стиснення. Хоч площа діаграми стає меншою внаслідок адіабатного стиснення, витрата повітря зменшується завдяки тому, що не потрібно заповнювати об'єм камери згоряння стисненим повітрям. Тиск в умовах зворотного стиснення практично дорівнює тиску, якщо наповнення $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа.

Далі аналізуються зміни кожного показника ПД окремо [109].

4.4 Індикаторні показники

4.4.1 Індикаторна робота

На рис. 4.12 продемонстровано, як змінюється за швидкісними характеристиками, якщо $p_{\text{вп1}} = 0,7$ МПа, $p_{\text{вп2}} = 0,9$ МПа і $p_{\text{вп3}} = 1,1$ МПа, циклова індикаторна робота L_i , кДж, що дорівнює площі діаграми F_i . За своєю фізичною сутністю L_i і F_i є одне й те саме – циклова робота робочого тіла. Як видно з рис. 4.12, величина L_i зі збільшенням n знижується з 0,281 кДж за умови 200 хв^{-1} до 0,112 кДж, якщо 1000 хв^{-1} , і в разі тиску $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа. Унаслідок збільшення тиску на впуску до $p_{\text{вп}} = 1,1$ МПа зростає індикаторна робота L_i у всьому діапазоні обертів, і змінюється вона з 0,447 кДж до 0,17 кДж. Характер протікання L_i практично ідентичний.

Із зростанням n у разі одних і тих самих $p_{\text{вп}}$ і $T_{\text{вп}}$ умови здійснення циклу змінюються: робоче тіло збільшує швидкість руху в каналах впускання-випускання та циліндрі, час протікання циклу скорочується, тривалість всіх процесів у циклі зменшується, середня швидкість поршня зростає. З аналізу отриманих індикаторних діаграм видно, що витоки повітря та його втрати є основними чинники впливу. Знижуються витоки повітря від 100 % ($n = 0 \text{ хв}^{-1}$) до 2–3 %, якщо $n = 900\text{--}1000 \text{ хв}^{-1}$. Втрати повітря внаслідок підвищення обертів зростають.

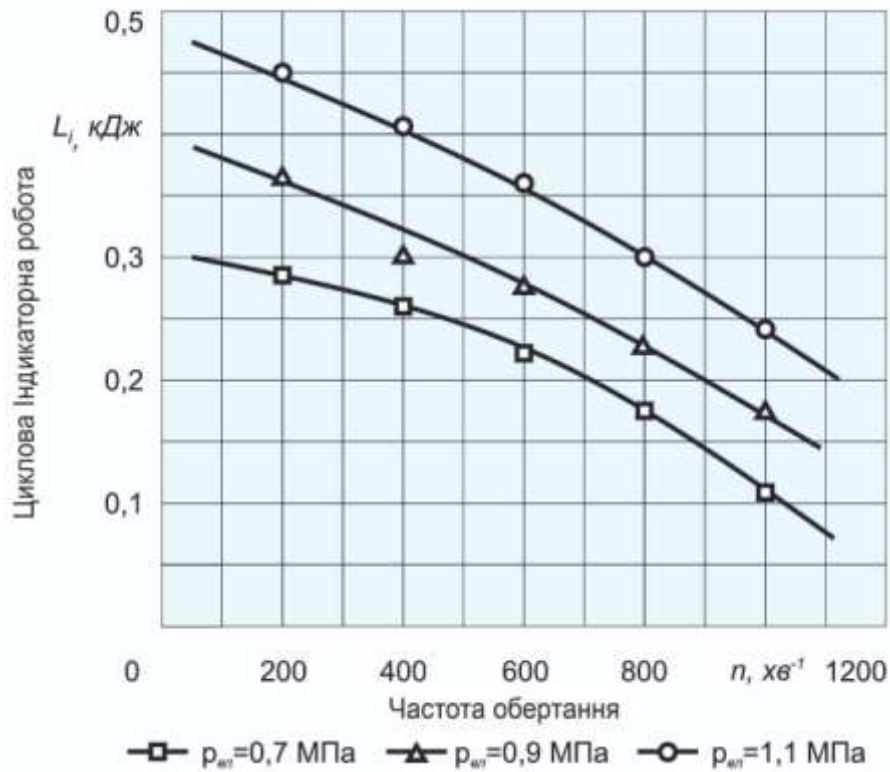


Рисунок. 4.12 – Зміна циклової індикаторної роботи L_i в ПД

Зміна питомої індикаторної роботи $l_i = L_i / G_{\text{цс}} = N_i \cdot 3600 / G_T$, кДж/кг , за швидкісними характеристиками (рис. 4.13) показує, як в умовах різних тисків $p_{\text{вп}}$ змінюється залежно від n повнота перетворень потенційної енергії стисненого повітря, що надходить до циліндра, у корисну індикаторну роботу в разі різних тисків $p_{\text{вп}}$ залежно від n .

Із зростанням n у разі тих самих $p_{\text{вп}}$ і $T_{\text{вп}}$ змінюються умови здійснення циклу: скорочується час його протікання, зменшується тривалість всіх процесів у циклі, збільшуються швидкості руху робочого тіла в ПД, оскільки зростає середня швидкість поршня. Аналіз показує, що можна відокремити два основних чинники впливу: витоки повітря та гідравлічні втрати. Витоки, як було показано вище, змінюються від 100 % за умови $n = 0$ до 2–3 % за вищих обертів n , тобто ці втрати зі зростанням n знижуються. Гідравлічні втрати, як показав аналіз знятих індикаторних діаграм, зі збільшенням n тільки зростають.

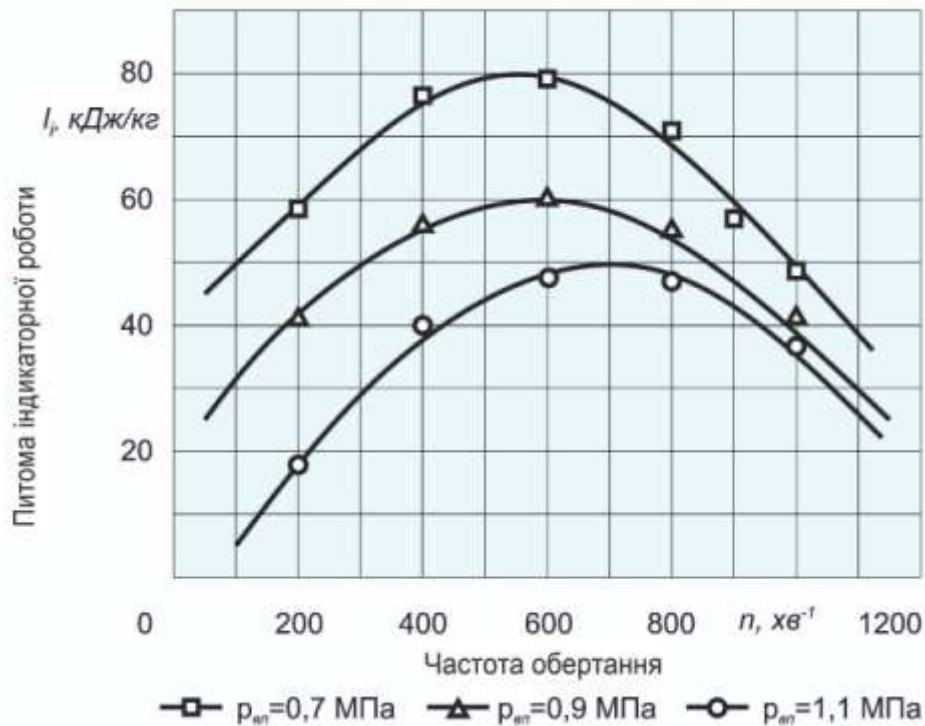


Рисунок 4.13 – Залежність питомої індикаторної роботи стисненого повітря l_i від тиску $p_{вп}$ за швидкісною характеристикою

Протилежний вплив цих основних чинників впливу визначає характер зміни питомої індикаторної роботи стисненого повітря l_i залежно від обертів двигуна n . Режими на діючих швидкісних характеристиках роботи ПД є і режимами мінімальних питомих індикаторних витрат енергоносія та максимальних індикаторних ККД.

Робота розширення 1 кг повітря визначається за формулою

$$l_i = \frac{k \cdot T_{вп} R}{k - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{н.с}}{p_{вп}} \right)^{(k-1)/k} \right], \text{ кДж/кг.} \quad (4.6)$$

Отримано розрахунково-експериментальні параметри кращих показників максимальної питомої роботи: $k = 1,4$; $R = 0,287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $T_{вп} = 293 \text{ К}$ і $p_{н.с} = 0,1 \text{ МПа}$, які були в таких межах: для $p_{вп} = 0,7 \text{ МПа}$ $l_i = 77\text{--}48 \text{ кДж/кг}$; для $p_{вп} = 0,9 \text{ МПа}$ $l_i = 60\text{--}41 \text{ кДж/кг}$; для $p_{вп} = 1,1 \text{ МПа}$ $l_i = 47\text{--}37 \text{ кДж/кг}$.

4.4.2 Середній індикаторний тиск

На рис. 4.14 показано, як за швидкісними характеристиками, що розглядаються, змінюється середній індикаторний тиск

$$p_i = L_i / V_h, \text{ МПа.} \quad (4.7)$$

З наведеної формули видно, що p_i повністю повторює закономірності L_i . Середній індикаторний тиск p_i є найважливішим питомим параметром пневмодвигуна. Він показує, скільки корисної індикаторної роботи виходить на один літр робочого об'єму циліндра внаслідок здійснення робочого процесу на певному режимі роботи пневмодвигуна. Середній індикаторний тиск від режиму до режиму суттєво змінюється.

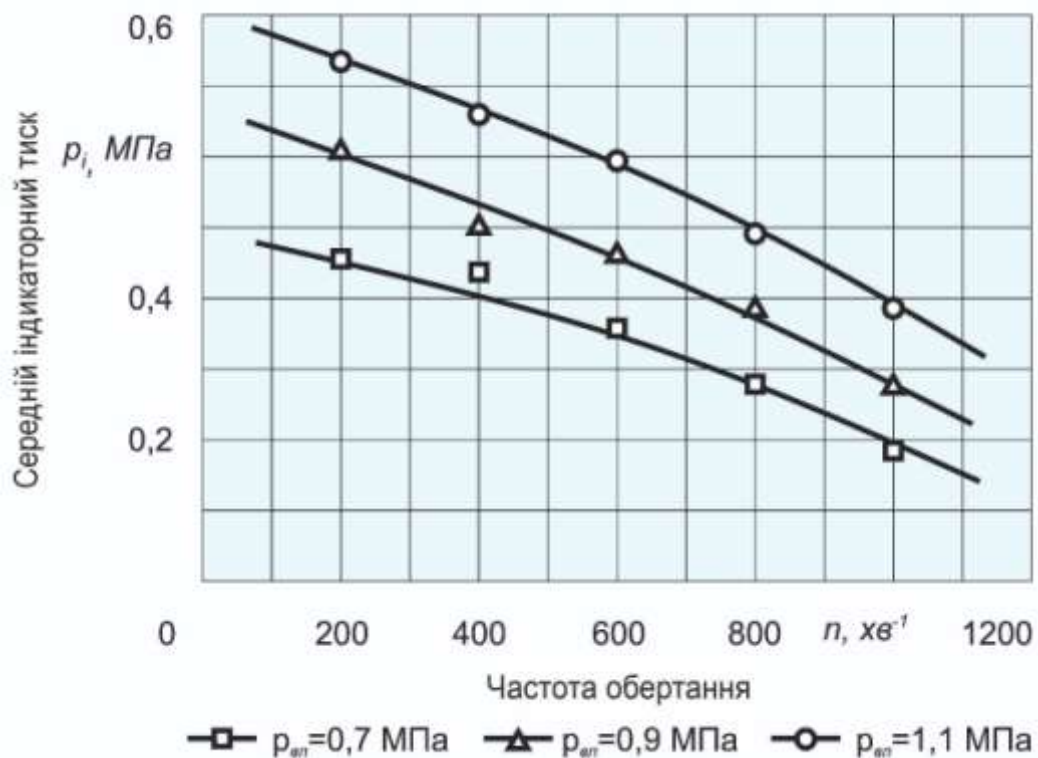


Рисунок 4.14 – Зміна середнього індикаторного тиску p_i

За умови постійного тиску енергоносія на вході, тобто протягом однієї й тієї самої швидкісної характеристики, тиск змінюється, як це продемонстровано на рис. 4.14. Змінюється p_i , як і L_i , нелінійно: зі

зростанням частоти обертання n зниження цих параметрів стає дедалі інтенсивнішим. Характер протікання залежностей однаковий для всіх тисків повітря на впуску.

Розрахунково-експериментальні параметри середнього індикаторного тиску p_i (якщо $k=1,4$; $R=0,287 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $T_s=293 \text{ К}$ і $p_{\text{н.с}}=0,1 \text{ МПа}$) становлять: за умови $p_{\text{ен}}=0,7 \text{ МПа}$ $p_i=0,46\text{--}0,18 \text{ кДж}/\text{кг}$; за умови $p_{\text{ен}}=0,9 \text{ МПа}$ $p_i=0,61\text{--}0,28 \text{ кДж}/\text{кг}$; за умови $p_{\text{ен}}=1,1 \text{ МПа}$ $p_i=0,73\text{--}0,38 \text{ кДж}/\text{кг}$.

4.4.3 Індикаторна потужність

На рис. 4.15 зображено зміну за швидкісними характеристиками індикаторної потужності N_i .

Обчислюється індикаторна потужність за відомою залежністю [82]

$$N_i = p_i \cdot V_h \cdot z \cdot n / 60 = L_i \cdot z \cdot n / 60, \text{ кВт}, \quad (4.8)$$

де $z=1$ – кількість циліндрів ПД.

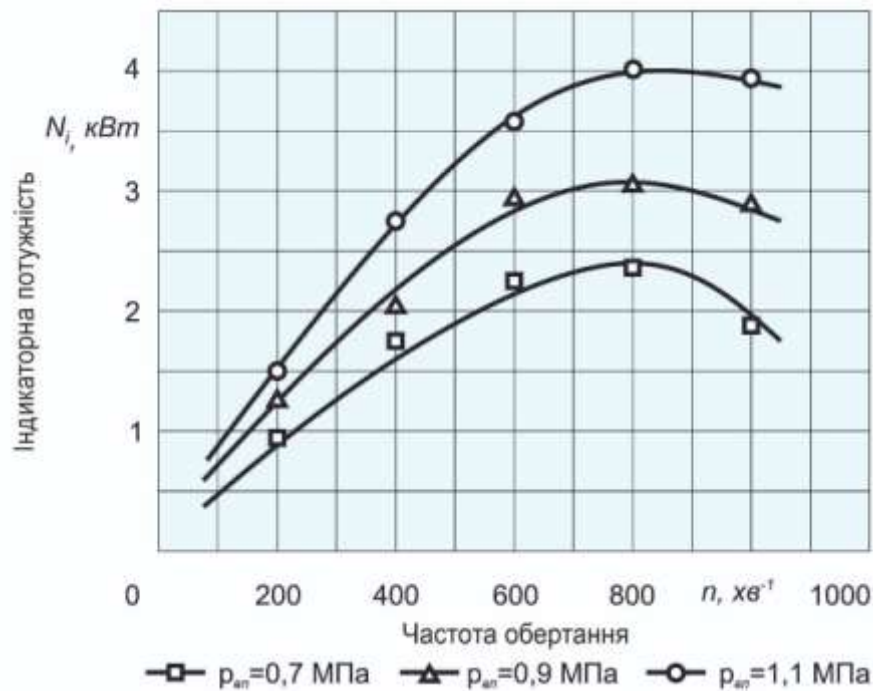


Рисунок 4.15 – Зміна за швидкісними характеристиками індикаторної потужності пневмодвигуна N_i

Важливо, що N_i є функція добутку двох параметрів – L_i та n , що змінюються за швидкісними характеристиками прямо протилежно і з різною інтенсивністю. Відомо, що така функція обов'язково має екстремум.

На графіку має місце максимум: якщо $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа, то $N_{i\text{max}} = 2,28$ кВт; якщо $p_{\text{вх}} = 0,9$ МПа, то $N_{i\text{max}} = 3,1$ кВт; якщо $p_{\text{вх}} = 1,1$ МПа, тоді $N_{i\text{max}} = 4,0$ кВт.

Унаслідок зростання тиску стисненого повітря на вході максимальне значення режиму має тенденцію зсуву в бік вищої частоти обертання вала. Перегин відбувається внаслідок зростання гідравлічних витоків.

Отриманий діапазон максимальних індикаторних потужностей 2,28–4,0 кВт може бути цілком прийнятним для застосування такого пневмодвигуна як основного силового агрегату на транспортному засобі категорії M_2 .

4.4.4 Індикаторний крутний момент

На рис. 4.16 показано, як змінюється за швидкісними характеристиками індикаторний крутний момент ПД M_i , Н·м.

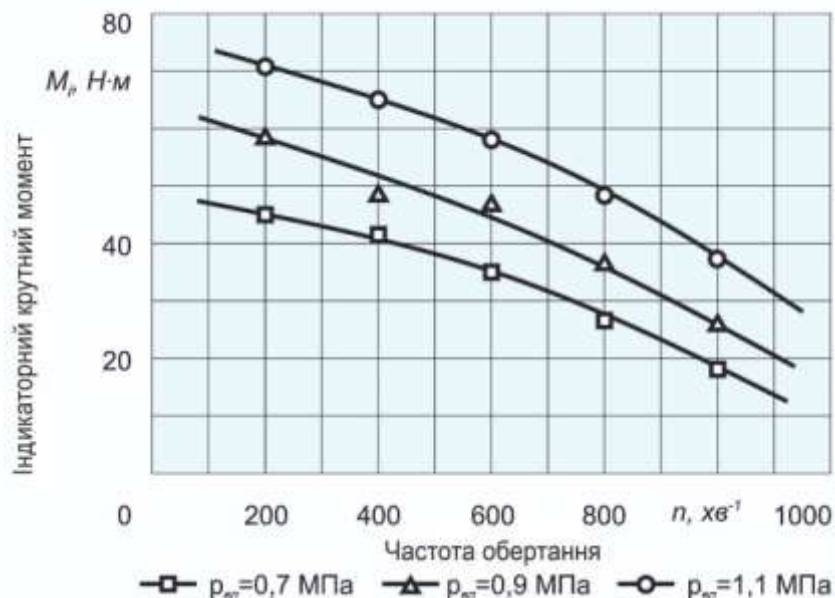


Рисунок 4.16 – Зміна за швидкісними характеристиками крутного моменту M_i пневмодвигуна

Крутний момент і потужність – параметри, що визначають енергетичний потенціал двигуна. Досягнуто максимального рівня індикаторних потужностей пневмодвигуна $N_i^{\text{ном}} = 2,28\text{--}4,0$ кВт та індикаторного крутного моменту $M_{i\text{max}} = 27,2\text{--}47,8$ Н·м за умови тисків стисненого повітря на впуску $P_{\text{вп}} = 0,7\text{--}1,1$ МПа. Експериментальні дослідження показують, що силовий агрегат із такими енергетичними параметрами цілком застосовний для мікроавтобусів категорії M_2 на деяких маршрутах м. Харкова.

Характер зміни за швидкісними властивостями крутного моменту M_i переважно визначається особливостями індикаторного процесу, які розглянуті вище під час аналізу індикаторних функцій $M_i(p_{\text{вп}}; n)$, поданої на рис. 4.16. Індикаторні параметри відрізняються від відповідних ефективних параметрів, як відомо, на величину механічних втрат у механізмах пневмодвигуна.

Підвищення частоти обертання, як показують результати оброблення індикаторних діаграм, обмежується в поршневому пневмодвигуні різким наростанням насамперед гідравлічних втрат у процесах наповнення, вихлопу та виштовхування з циліндра відпрацьованого повітря.

4.4.5 Сумарна циклова $G_{\text{цс}}$, кг, і годинна $G_{\text{г}}$, кг/год, витрати стисненого повітря

Сумарна циклова $G_{\text{цс}}$, кг, і годинна $G_{\text{г}}$, кг/год, витрати стисненого повітря – це витрати, що вимірюються під час випробувань пневмодвигуна.

Годинна витрата містить дві частини: витік $G_{\text{вт}}$, кг/год, і корисно використовуване повітря на здійснення робочого процесу $G_{\text{кор}}$, кг/год

$$G_{\text{г}} = G_{\text{вт}} + G_{\text{кор}}, \text{ кг/год.} \quad (4.9)$$

Економічні показники оцінюються зазвичай за сумарною витратою повітря $G_{\text{г}}$ [121]. А значення витоків необхідно знати, щоб не тільки мати

уяву, скільки стисненого повітря витрачається абсолютно марно, але і як ці витрати скорочуються від заходів, що впроваджуються щодо їх зниження, від режимів роботи двигуна і т. д. Безумовно, треба прагнути, щоб витоки повітря були мінімальними. Але бувають обставини, коли витоки цілеспрямовано передбачаються конструктивно.

На рис. 4.16 і 4.17 подано графіки зміни за швидкісними характеристиками циклової та годинної витрат стисненого повітря. Незважаючи на те, що циклова $G_{ц\Sigma}$ і годинна витрати G_r , як видно з графіків, за кожною швидкісною характеристикою зі зростанням частоти обертання збільшується і навіть із помітно щораз більшим темпом.

Це результат зростання гідравлічних втрат у процесі наповнення. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала відбуваються зміни в середньому тиску в циліндрі $p_{наповн}$ та гідравлічних втратах тиску $\Delta p_{наповн}$.

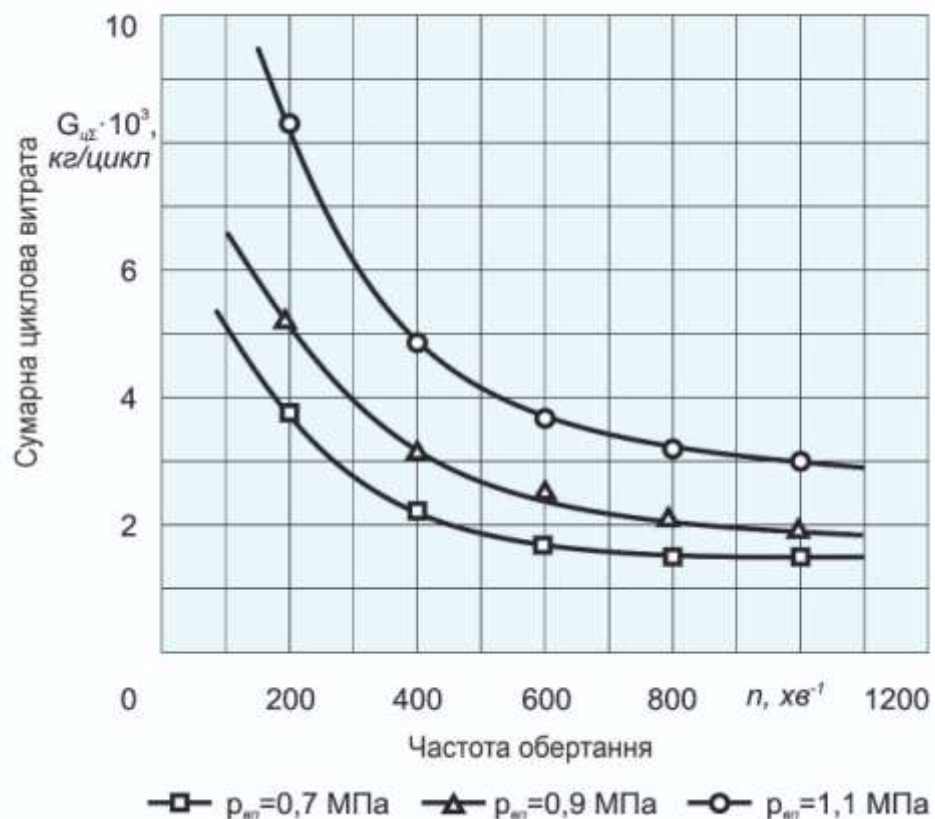


Рисунок 4.17 – Зміна за швидкісними характеристиками циклової сумарної витрати стисненого повітря $G_{ц\Sigma}$

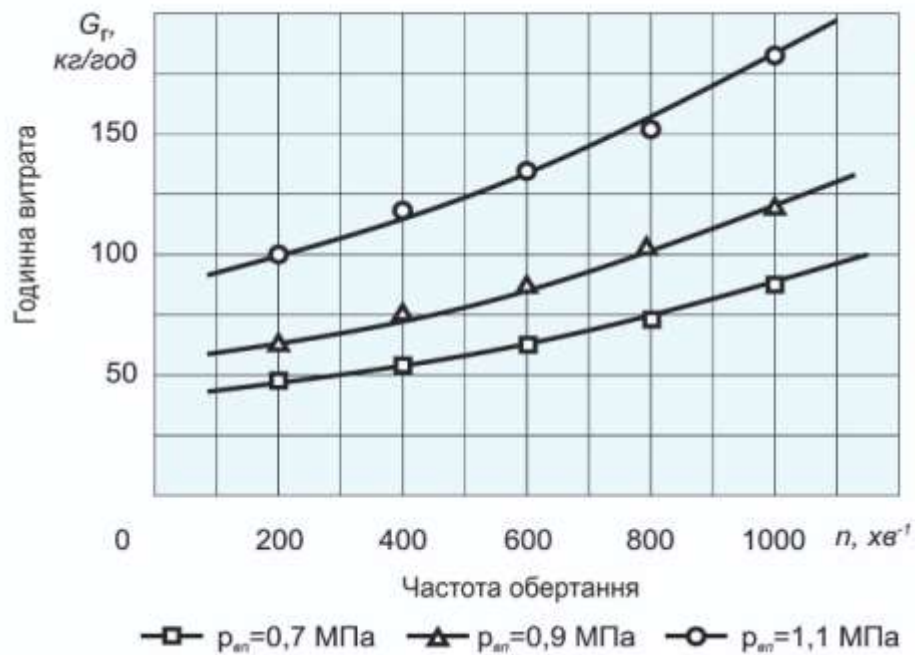


Рисунок 4.18 – Зміна годинної витрати стисненого повітря G_T

Характер протікання процесів за цикловою $G_{ц\Sigma}$ і годинною G_T витратами практично однаковий. Гідравлічні витрати зі свого боку підвищуються зі збільшенням n і тиску $p_{вп}$ внаслідок зростання швидкостей руху повітря в каналах ПД.

4.4.6 Питома індикаторна витрата енергоносія стисненого повітря

Питома індикаторна витрата енергоносія стисненого повітря g_i , кг/(кВт·год), – це параметр, що визначає економічну ефективність пневмодвигуна, якість його робочого процесу [121]. Зміни показників за знятими швидкісними характеристиками показано на рис. 4.19.

Графік (рис. 4.19) демонструє, що найбільш економічно, з найбільшим ефективним ККД пневмодвигун працює за умови найнижчого тиску стисненого повітря, що подається $p_{вх1} = 0,7$ МПа. У цьому режимі питома витрата енергоносія $g_i^{\min} = 32,29$ кг/(кВт·год), годинна витрата енергоносія $G_T = 73,5$ кг/год.

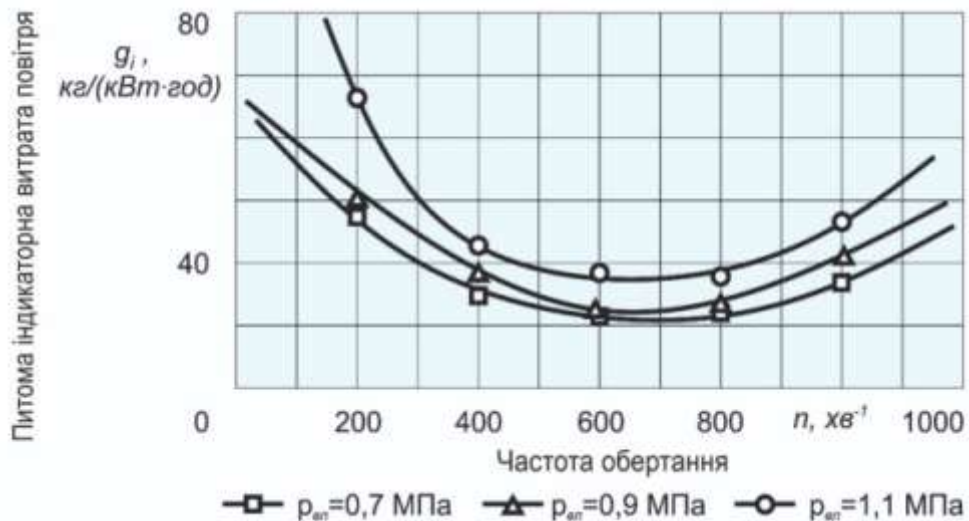


Рисунок 4.19 – Зміна питомої індикаторної витрати стисненого повітря g_i

У процесі підвищення тиску на вході $p_{вх}$ зростає питома $g_i^{\min}$ та годинна витрата стисненого повітря G_r , але багаторазово збільшується і індикаторна потужність двигуна N_i . Для швидкісної характеристики з найвищим тиском на вході $p_{вх3} = 1,1$ МПа (тиск зріс у 1,57 раза) потужність двигуна піднялася з 2,28 до 4,0 кВт, тобто в 1,75 раза, але зросла й витрата стисненого повітря з 73,5 до 152,3 кг/год або в 2,1 раза. У цьому разі економічність пневмодвигуна помітно погіршилася: питома витрата повітря зросла до 38,1 кг/(кВт·год).

За умови відхилення від лінії $g_i^{\min}$ в обидва боки ми втрачаємо в економічності, але в разі відхилення вліво втрачаємо ще у швидкості руху й у потужності двигуна, але збільшуємо його крутний момент, тобто його тягові здібності; за умови відхилення вправо від цієї лінії втрачаємо не тільки в економічності, але й в крутному моменті, проте виграємо в швидкості руху та перший час в потужності. А ось під час роботи праворуч від лінії погіршуються всі силові та економічні показники, до того ж найбільш інтенсивно збільшуються питома та годинна витрата повітря, зате зростає частота обертання вала двигуна. Так що в цій несприятливій зоні режимів,

мабуть, необхідно працювати тільки в тих крайніх випадках, коли треба збільшити швидкість руху, як кажуть, за будь-яку ціну.

4.4.7 Індикаторний адіабатний коефіцієнт корисної дії

За умови параметрів $k=1,4$; $R=0,287$ кДж/(кг·К); $T_{вп} = 293$ К і $p_{н.с} = 0,1$ МПа для швидкісних характеристик:

$$- p_{вп} = 0,7 \text{ МПа } \eta_{i \text{ ад}}^{\max} = 0,473 - 0,250;$$

$$- p_{вп} = 0,9 \text{ МПа } \eta_{i \text{ ад}}^{\max} = 0,402 - 0,238;$$

$$- p_{вп} = 1,1 \text{ МПа } \eta_{i \text{ ад}}^{\max} = 0,357 - 0,210.$$

Зміна індикаторного адіабатного ККД пневмодвигуна $\eta_{i \text{ ад}}$ за швидкісними характеристиками подано на рис. 4.20.

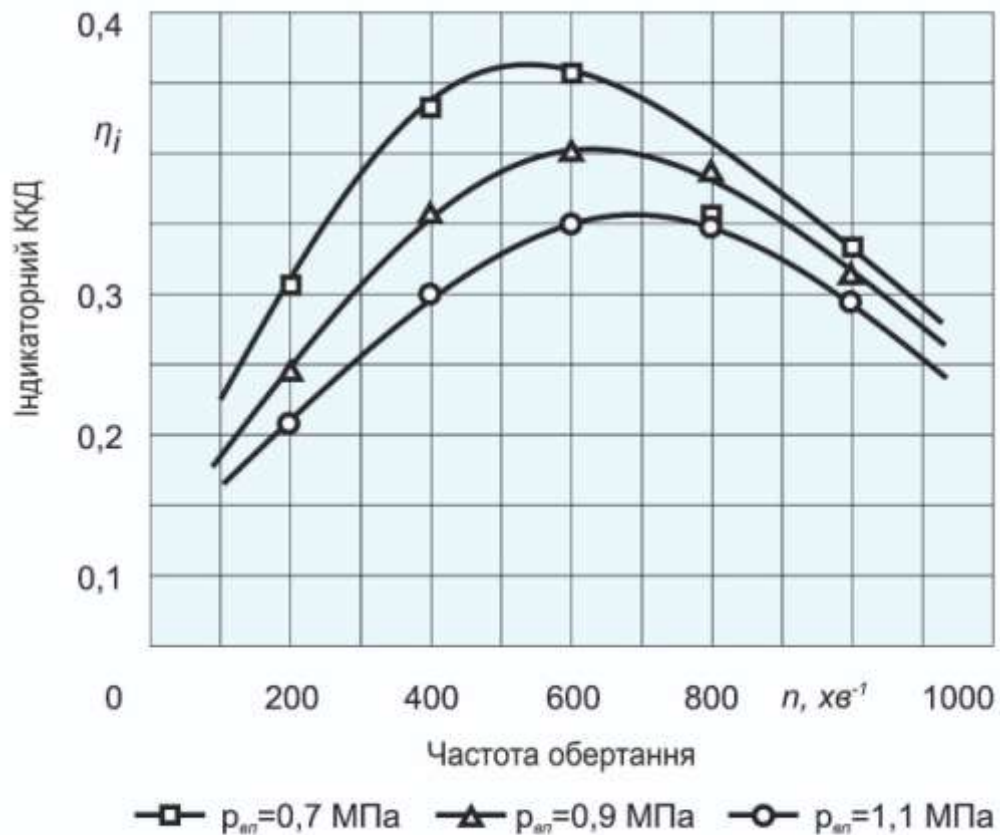


Рисунок 4.20 – Зміна за швидкісними характеристиками індикаторного адіабатичного ККД пневмодвигуна η_i

Як видно з наведених графіків (рис. 4.20), криві η_i за своєю формою властиві для індикаторних адіабатних ККД поршневих двигунів, зокрема й ДВЗ [82].

Розглянемо насамперед режими максимальних ККД η_i для швидкісних характеристик. Для характеристики $p_{\text{вп}} = 0,7$ МПа на η_i швидкісному режимі $n = 500$ хв⁻¹ досяг значення $\eta_i = 0,473$ – найвище зі знятих трьох швидкісних характеристик.

Відповідно до зростання тиску стисненого повітря на вході величин η_i не знижуються, а частоти обертання, за яких досягаються максимальні ККД, дещо зростають. Так, для $p_{\text{вп}} = 0,9$ МПа $\eta_i = 0,402$ за умови $n = 600$ хв⁻¹; для $p_{\text{вп}} = 1,1$ МПа $\eta_i = 0,357$, якщо $n = 700$ хв⁻¹.

Ліворуч від режимів η_i залежно від зниження частот обертання n , незважаючи на зростання циклової індикаторної роботи L_i (рис. 4.11), а, отже, і середнього індикаторного тиску p_i (рис. 4.13), індикаторний ККД пневмодвигуна η_i суттєво падає.

Це пояснюється тим, що в цей час ще більшою мірою порівняно зі зростанням L_i і p_i підвищується маса циклового повітряного заряду циліндра $G_{\text{ц}\Sigma}$ (рис. 4.16), що містить потенційну енергію адіабатного розширення, а зміна відношення $L_i/G_{\text{ц}\Sigma}$, як відомо, визначає зміну величини адіабатного індикаторного ККД.

Праворуч від режимів зі зростанням частоти обертання n індикаторний ККД η_i падає з усе зростальною інтенсивністю внаслідок домінантної дії одного основного чинника – збільшення гідравлічних втрат у всіх складниках робочого процесу ПД.

Цю обставину добре можна простежити за ступенем деформації, виявлених під час випробувань пневмодвигуна індикаторних діаграм (див. ДОДАТОК В).

4.5 Механічні втрати

На рис. 4.21 подано показники щодо змін за швидкісними характеристиками потужності механічних втрат пневмодвигуна N_M , кВт.

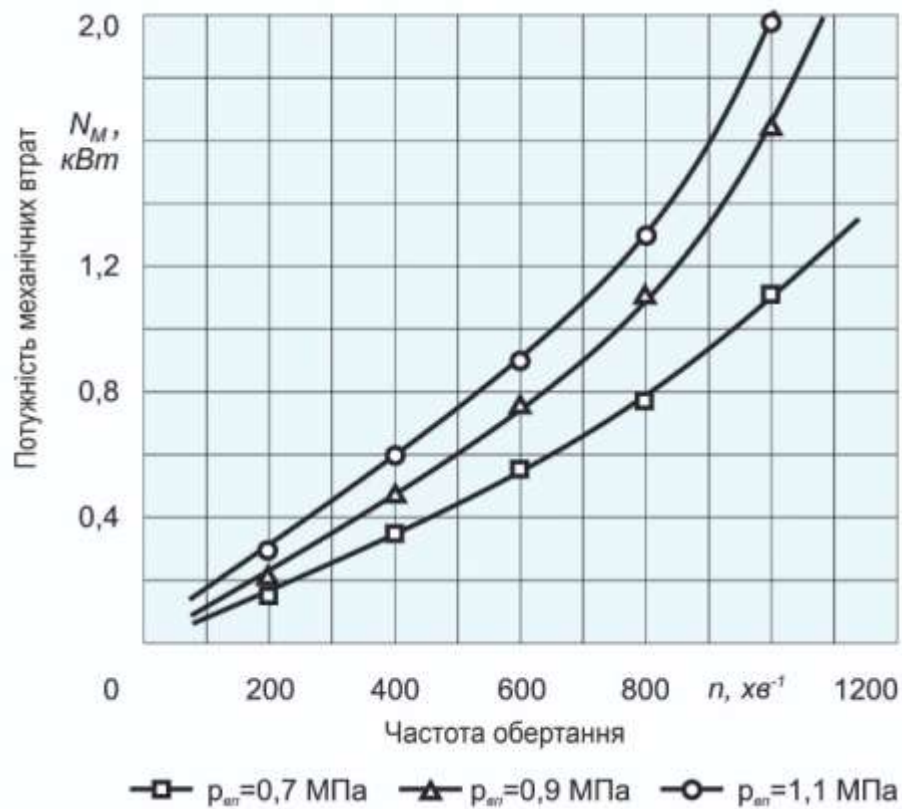


Рисунок 4.21 – Зміна за швидкісними характеристиками потужності механічних втрат пневмодвигуна N_M

Важливо зауважити, що механічні втрати під час випробувань пневмодвигуна жодним чином не спостерігаються й не фіксуються. Потужність механічних втрат у механізмах пневмодвигуна N_M визначено за непрямыми параметрами – як різниця індикаторної та ефективної потужностей [82]:

$$N_M = N_i - N_e. \quad (4.10)$$

Потужності N_i , N_e в дослідженні визначено незалежно одна від одної. Основою для обчислення величини N_i для режиму випробувань

пневмодвигуна є площа знятої індикаторної діаграми, тобто циклова індикаторна робота $L_i = F_i$, кДж. Величину N_e обчислено з використанням формули, що містить два безпосередньо фіксовані під час випробувань показники: навантаження P_H і частота обертання n . Така взаємозалежність параметрів N_i, N_e, N_M слугує додатковим контролем достовірності кривих $N_i(p_{вп}; n)$, $N_e(p_{вп}; n)$ і $N_M(p_{вп}; n)$ за визначеними в експерименті швидкісними характеристиками.

Потужність механічних втрат N_M (рис. 4.21) зростає з підвищенням тиску на вході $p_{вп}$ та зростанням частоти обертання n . У процесі збільшення тиску в циліндрі підвищуються сили інерції. Це супроводжується зростанням сил, що діють в парах тертя кривошипно-шатунного механізму й циліндро-поршневої групи.

Зростають відносні швидкості деталей, що зазнають тертя, а отже, і збільшуються витрати енергії на подолання сил тертя. За незмінних частот обертання $n = \text{const}$ із підвищенням тиску стисненого повітря на впуску та збільшенням потужності механічних втрат (рис. 4.21) механічний ККД η_M не падає, а, навпаки, суттєво зростає. Так, наприклад, за умови $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ збільшення стисненого повітря на впуску $p_{вп}$ з 0,7 МПа до 1,1 МПа викликає зростання потужності механічних втрат з $N_M = 0,78 \text{ кВт}$ до $N_M = 1,34 \text{ кВт}$.

4.6 Ефективні показники

Під час випробувань параметри N_e, M_e визначено на підставі показників, що безпосередньо спостерігаються: навантаження на гальмівну електричну балансірну машину P_H , кг, і частоти обертання колінчастого вала n , хв^{-1} [82]. Так крутний момент обчислено тільки за величиною P_H :

$$M_e = P_H \cdot l \cdot g = P_H \cdot 0,5 \cdot 9,81, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.13)$$

де $l = 0,5 \text{ м}$ – плече, на яке прикладається сила P_H для врівноваження вимірюваного гальмівного моменту балансірної машини;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення земного тяжіння;

а потужність обчислено за величинами P_H і n :

$$N_e = A_l \cdot P_H \cdot n = 0,0005137 \cdot P_H \cdot n, \text{ кВт}, \quad (4.14)$$

де $A_l = \pi \cdot l \cdot g \cdot 10^{-4} / 3 = 3,1416 \cdot 0,5 \cdot 9,81 \cdot 10^{-4} / 3 = 0,0005137$.

Характер зміни за швидкісними властивостями здебільшого визначається особливостями індикаторного процесу, які розглянуто вище під час аналізу індикаторних функцій та поданих на рис. 4.9 та 4.10. Ефективні параметри відрізняються від відповідних індикаторних параметрів, як відомо, на величину механічних втрат [122].

Таблиця 4.2 – Розрахункові показники режимів максимальної потужності пневмодвигуна

Найменування параметрів	Позначення	Тиск стиснутого повітря		
Тиск стисненого повітря на впуску, МПа	$p_{\text{вп}}$	0,7	0,9	1,1
Частота обертання вала, хв^{-1}	n	800	800	800
Ефективна потужність, кВт	N_e^{max}	8,32	11,2	14,7
Крутний момент за максимальної потужності, Н·м	$M_e^{N_e^{\text{max}}}$	99	134	175
Максимальний ефективний крутний момент, Н·м	M_e^{max}	172	227	270
Годинна витрата стисненого повітря, кг/год	G_T	294	407	609
Питома витрата стисненого повітря, кг/(кВт·год)	g_e	35,3	36,3	41,6

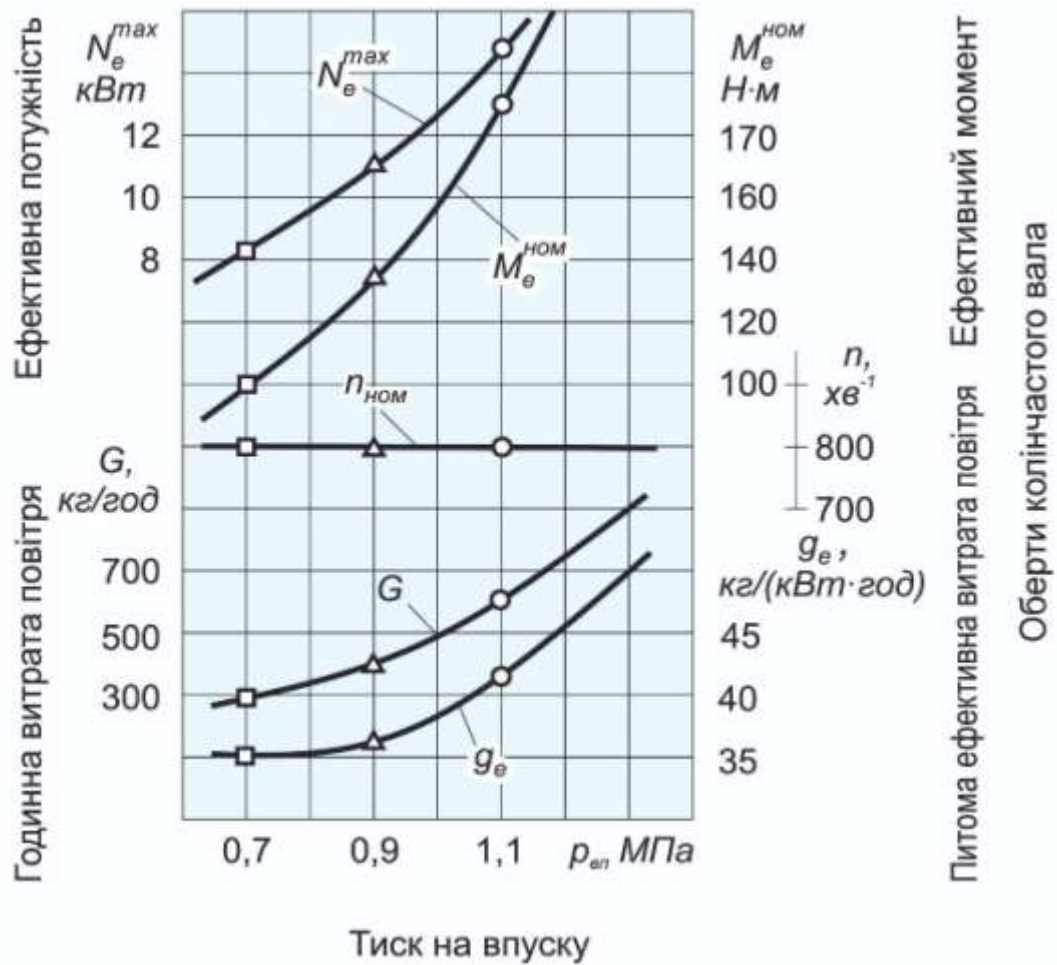


Рисунок 4.22 – Розрахункові залежності максимальної потужності N_e і відповідних їй частоти обертання n , крутного моменту M_e , годинного G і питомого g_e витрати стисненого повітря та ефективного адіабатичного ККД пневмодвигуна $\eta_{сад}$ від тиску споживаного стисненого повітря на вході $p_{вп}$ за однакової його температури $T_{н.с} = 293$ °С

Для пневмодвигуна, що працює як одноциліндрова установка, ефективні показники не будуть відповідати істинним через підвищені механічні втрати. Тому було виконано розрахункове дослідження ефективних показників чотирициліндрового пневмодвигуна. За основу було прийнято механічний ККД стандартного ДВЗ 4 Ч 9,2/9,2, що дорівнює $\eta_m = 0,85$.

4.7 Аналіз швидкісних характеристик комбінованої енергетичної установки з пневмодвигуном

Сумісна робота пневмодвигуна і ДВЗ у складі комбінованої енергетичної установки показує, що на обертах двигуна КЕУ до $800\text{--}1000\text{ хв}^{-1}$ доцільно використовувати ПД. Для більш високих обертів колінчастого вала застосовується ДВЗ (рис. 4.23).

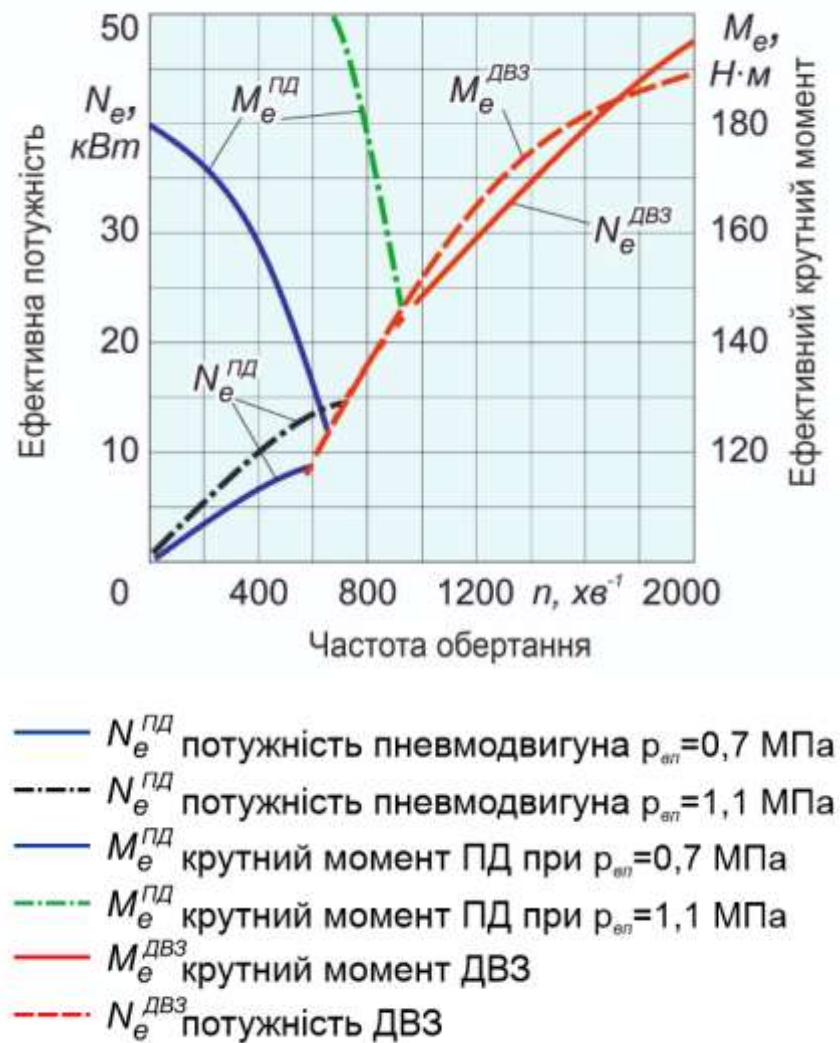


Рисунок 4.23 – Спільна швидкісна характеристика комбінованої енергетичної установки з ПД і ДВЗ

Компонувальна схема КЕУ передбачає роботу ПД і ДВЗ в одному корпусі по чергові з автоматичним перемиканням.

ПД має щораз більшу потужність з $N_e = 0$ до $N_e = 14,7$ кВт за умови зростання обертів колінчастого вала до $n = 1000$ хв⁻¹. Зниження крутного моменту ПД відбувається з $M_{кр} = 270$ Нм до $M_{кр} = 172$ Н·м. Пусковий момент ПД перевищує момент ДВЗ. Ця можливість ПД допускає рушання автомобіля з місця без допомоги стартера. Крутний момент рушання підвищується ще в декілька разів, якщо використовувати коробку змінних передач. Після приблизно $n = 1000$ хв⁻¹ починає працювати двигун внутрішнього згоряння.

Завдяки регулюванню тиску стисненого повітря на впуску можна здійснити плавний перехід значень максимальної потужності ПД в мінімальну потужність ДВЗ. Перехід від роботи пневмодвигуна до ДВЗ відбувається в межах $n = 600\text{--}1000$ хв⁻¹. Робота ПД здійснюється на режимах, де ДВЗ не працює (режими до холостого ходу), і на режимах з низькою економічністю та високим рівнем шкідливих викидів (рух у щільному потоці транспорту, паркування тощо).

Токсичність відпрацьованих газів КЕУ на режимах рушання дорівнюють нулю. Значна зміна температурного режиму за умови використання КЕУ, де в одному корпусі по черзі працює ПД і ДВЗ, потребує застосування новітніх матеріалів [123] і підігріву стисненого повітря [124; 125] для її надійної роботи. Залежно від інтенсивності підігріву КЕУ можна розглядати як пневмодвигун із зовнішнім підводом теплоти [126, 127]. Робота таких установок описана в багатьох патентах [128–141].

Висновки до четвертого розділу

1. Проведено багатофакторну оптимізацію роботи ПД $D/S = 9,2/9,2$. Унаслідок аналізу розрахунків отримано такі оптимальні параметри фаз розподілу повітря за умови досягнення максимальної потужності:

$$\varphi_{впн} = -3,9 \text{ град ПКВ}, \varphi_{впк} = 174,0 \text{ град ПКВ},$$

$$\varphi_{випн} = 176,2 \text{ град ПКВ}, \varphi_{випк} = 266,9 \text{ град ПКВ};$$

у цьому разі питома витрата повітря становила $g_i^{\min} = 32,90 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$.

2. Величина шкідливого простору залишалася незмінною та дорівнювала об'єму КЗ ДВЗ і становила $\varepsilon_0 = 0,12$. Розмір ступеня наповнення становив $\varepsilon_{1\max} = 1,0$. Величина ступеня наповнення була обрана максимальною умовою забезпечення необхідної потужності ПД. Величина зворотного стиснення $\varepsilon_3 = 0,59$.

Для досліджуваного двигуна прийнято мінімально допустиму температуру завершення процесу розширення $t_{\text{вип}} = -50 \text{ }^\circ\text{C}$. Така температура $t_{\text{вип}}$ досягається, якщо температура стисненого повітря на вході $t_{\text{вп}} = +20 \text{ }^\circ\text{C}$ незалежно від тиску на вході $p_{\text{вп}}$ забезпечується за умови $\varepsilon_1 = 1$.

3. Індикаторні енергетичні показники робочого процесу (якщо $p_{\text{вп}} = 0,7 \text{ МПа}$ і $n = 200 \text{ хв}^{-1}$) становили: циклова індикаторна робота $L_i = 0,281 \text{ кДж}$, середній індикаторний тиск $p_i^{\max} = 0,46 \text{ МПа}$, що знижується в разі $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ до значень циклової індикаторної роботи $L_i = 0,112 \text{ кДж}$, середнього індикаторного тиску $p_i = 0,18 \text{ МПа}$. Індикаторна потужність зростає з $N_i^{\max} = 0,94 \text{ кВт}$ до $N_i^{\max} = 1,84 \text{ кВт}$.

Економічні індикаторні показники – маса заряду циліндра $G_r = 70 \text{ кг/год}$, питома витрата повітря $g_i = 32,90 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ та індикаторний ККД $\eta_i = 0,46$, якщо $n = 800 \text{ хв}^{-1}$.

4. Проведено розрахунково-експериментальні дослідження. Визначено адекватність запропонованого методу діючим дійсним процесам у робочій камері пневмодвигуна. Різниця площ експериментальної та теоретичної індикаторних діаграм становить менше ніж 5 %.

5. Визначено, що КЕУ з пневмодвигуном займає весь ряд швидкісних режимів роботи. З $n = 0 \text{ хв}^{-1}$ до $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ працює ПД, з 1000 хв^{-1} і вище працює ДВЗ. У такий спосіб розв'язується питання пуску КЕУ і її роботи на холостому ходу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дослідженні поставлено та розв'язано науково-практичне завдання – розроблення робочих процесів пневмодвигуна з клапанним повітророзподілом комбінованої енергетичної установки автомобіля, що сприяє досягненню необхідної потужності за мінімальної витрати стисненого повітря й дає змогу підвищити економічні та екологічні показники КЕУ.

Виконано завдання дослідження, що дало змогу досягти певних наукових і практичних результатів.

1. Проаналізовано клапанні механізми повітророзподілу двигунів з механічним, електромагнітним, гідравлічним, пневматичним і комбінованим приводами. Обрано електрогідравлічний привід клапанів. Виконано обчислення та розроблено робочі кресленики електромагнітного приводу клапанів. Виготовлено експериментальний зразок електрогідравлічної системи керування ПД.

2. Удосконалено й застосовано метод визначення необхідної потужності та крутного моменту ПД у процесі його пуску та руху автомобіля в м. Харкові з огляду на конкретизацію маршрутів і часу, що дав змогу розрахувати швидкість і прискорення автомобіля категорії M_2 з комбінованою енергетичною установкою. Визначено здатність штатного ДВЗ для роботи в пневморежимі.

3. Удосконалено математичні моделі дослідження робочих процесів ПД за статичним і динамічним методами для визначення характеристик ПД та впливу конструктивних і регулювальних параметрів ПД з клапанним повітророзподілом на його індикаторні та ефективні показники. За динамічною методикою розраховано робочі процеси ПД з клапанним повітророзподілом на режимах, що не досліджувались в експериментах. Оцінено вплив застосування клапанного повітророзподілу на індикаторні й ефективні показники.

4. Створено експериментальний зразок поршневого пневматичного двигуна з клапанною системою повітророзподілу з електрогідравлічним приводом клапанів з електронним програмним керуванням, що дає змогу автоматично підтримувати задані режими роботи ПД.

5. Модернізовано експериментальний стенд та розроблено методи експериментального дослідження ПД, за якими проаналізовано робочі процеси.

6. Розроблено методи проведення експериментального дослідження робочого процесу пневмодвигуна з визначення індикаторних та ефективних показників з використанням математичного планування багатофакторного експерименту й оптимізації отриманої функції, що передбачають такі методи: проведення експериментів, зняття й оброблення індикаторних діаграм, обчислення погрешностей вимірів тощо.

Проведено розрахунково-експериментальне дослідження та визначено адекватність запропонованого методу діючим дійсним процесам у циліндрі пневмодвигуна. Різниця площ експериментальної та теоретичної індикаторних діаграм становить менше ніж 5 %.

Унаслідок аналізу проведеної багатофакторної оптимізації отримані такі оптимальні параметри фаз розподілення повітря за умови досягнення необхідної потужності:

$$\begin{aligned}\varphi_{\text{впн}} &= -3,9 \text{ град ПКВ}, & \varphi_{\text{впк}} &= 174,0 \text{ град ПКВ}, \\ \varphi_{\text{випн}} &= 176,2 \text{ град ПКВ}, & \varphi_{\text{випк}} &= 266,9 \text{ град ПКВ}.\end{aligned}$$

Крім того, отримано питому витрату повітря $g_{\min} = 32,90 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ та $N_i = 2,23 \text{ кВт}$, якщо $\varepsilon_0 = 0,12$, $\varepsilon_1 = 1$, $\varepsilon_3 = 0,62$, $p_{en} = 0,7 \text{ МПа}$ та $n = 720 \text{ хв}^{-1}$.

Порівняно з пневмодвигуном із золотниковим механізмом індикаторна робота підвищилась з $L_{i3} = 0,11 \text{ кДж}$ (ПД із золотниковим повітророзподілом) до $L_{i\kappa} = 0,25 \text{ кДж}$ (ПД з клапанним повітророзподілом), а витрата повітря знизилась з $g_{i3} = 72 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, відповідно, до $g_{i\kappa} = 32,9 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Визначено, що КЕУ із пневмодвигуном займає весь ряд швидкісних режимів роботи. З 0 обертів до $700\text{--}800 \text{ хв}^{-1}$ працює ПД, з $700\text{--}800 \text{ хв}^{-1}$ і

вище працює ДВЗ. У такий спосіб розв'язується питання пуску КЕУ та її роботи на холостому ходу ДВЗ.

7. За результатами дослідження викладено рекомендації в методичних вказівках, інструкціях із розрахунку робочих процесів ПД і результатів розрахунково-експериментальних досліджень, уже впроваджених і які застосовуються під час конструювання та використання енергетичних силових установок на ДП «Завод ім. В. О. Малишева», в Інституті проблем машинобудування імені А. М. Підгорного НАН України (ІПМаш), ПФ «Променерго», в науково-дослідній лабораторії двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ, а також упроваджуються в навчальний процес для підготовки здобувачів ХНАДУ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Wu B., Filipi Z., Prucka R., Kramer D., Ohl G. A Simulation-Based Approach for Developing Optimal Calibrations for Engines with Variable Valve Actuation. *Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP*. 2007. Vol. 62, N 4. P. 539–553. DOI: <https://doi.org/10.2516/ogst:2007047>.
2. Hong H., Parvate-Patil G. B., Gordon B. Review and analysis of variable valve timing strategies – eight ways to approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2004. Vol. 218, Is. 10. P. 1179–1200. DOI: <https://doi.org/10.1177/095440700421801013>.
3. Ainul Aniyah Sabaruddin, Surjatin Wiriadidjaja, Azmin Shakrine Mohd Rafie, Fairuz I. Romli and Harijono Djojodihardjo. Engine optimization by using variable valve timing system at low engine revolution. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2015. Vol. 10, N 20. P.9730–9735.
4. Gardiner Arthur W., Whedon William E. The relative performance obtained with several methods of control of an overcompressed engine using gasoline. *Langley Research Center / Langley Aeronautical Laboratory*. 2013. Report N 272. P. 327–329. URL: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19930091340/downloads/19930091340.pdf> (date of application: 27.01.2025).
5. Coomber Ian. Vauxhall: Britain's Oldest Car Maker. Fonthill Media, 2017. 304 p.
6. Stone Roger, Douglas Calum. iVT, Intelligent Valve Technology: Development of a 16 Valve Cylinder Head. *Symposium for Combustion Control*. 2019. P. 1–18. URL: https://camcon-automotive.com/wp-content/themes/camcon-auto/documents/SCC_Paper-June-2019.pdf (date of application: 27.01.2025).
7. Akal D., Akyol U., Uzuneanu K. A review of new technologies in valve systems of internal combustion engines and their effects. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 595. DOI: 10.1088/1757-899X/595/1/012034.

8. Zheng Lou, Guoming Zhu. Review of Advancement in Variable Valve Actuation of Internal Combustion Engines. *Progress in Combustion Diagnostics, Science and Technology*. 2020. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10041216>.

9. Jia Ma, Guoming Zhu, Tom Stuecken, Andrew Hartsig, Harold Schock. Electro-pneumatic exhaust valve modeling and control for an internal combustion engine. *Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference*. 2009. P. 161–172. DOI: <https://doi.org/10.1115/ICES2008-1653>.

10. Akshay Chaudhari, Rahul Choudhary, Mahesh Gite. Design and Development of a System to Operate IC Engine Valves Electromechanically. *Journal of Basic and Applied Engineering Research*. 2014. Vol. 1, N 4. P. 1–5.

URL: https://krishisanskriti.org/vol_image/12Jun20150506253.pdf (date of application: 27.01.2025).

11. Двигуни внутрішнього згоряння: підручник: у 6 т. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків: НТУ «ХПІ», 2004. 493 с.

12. Холдерман Джеймс Д., Митчелл, Чейз Д.-мл. Автомобильные двигатели: теория и техническое обслуживание: пер. с англ. Изд. 4-е. Москва: Вильямс, 2006. 664 с.

13. Charles Yale Knight. *Wikipedia*: website. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Charles_Yale_Knight (date of application: 27.01.2025).

14. Bartsch Christian. Ein Jahrhundert Motorradtechnik. Düsseldorf, 1987. 456 s.

15. Lotus, QUB and Jaguar to Develop Variable Compression Ratio, 2-Stroke OMNIVORE Research Engine. *Green Car Congress*: website. URL: <https://www.greencarcongress.com/2008/08/lotus-qub-and-j.html> (date of application: 27.01.2025).

16. Конструкції елементів пневмоагрегатів: навч. посіб. / М. Г. Прокопов, С. М. Ванєєв, В. М. Козін, Ю. С. Мерзляков. Суми: Сум. держ. ун-т, 2020. 146 с. ISBN 978-966-657-827-6.

17. Воронков О. І., Лісіна О. Ю., Нікітченко І. М. Визначення геометрії вікон та витрат стисненого повітря в золотниковому розподільнику пневмодвигуна. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2014. Вып. 34. С. 39–43.

18. Теоретичні основи створення пневматичної силової установки для екологічно чистого комбінованого автомобіля: звіт про НДР (заключ.): 11-53-09 / Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т. Харків, 2008. 149 с.

19. Toyota Develops New VVT-i Engine Technology Provides Outstanding Performance and Fuel Economy. *Toyota*: website. URL: <https://global.toyota/en/detail/7893162> (date of application: 27.01.2025).

20. Camry in Europe features new 2.0L engine with VVT-iW for both Atkinson and Otto cycles; 13% lower fuel consumption. *Green Car Congress: Energy, technologies, issues and policies for sustainable mobility*. 2014. URL: <https://www.greencarcongress.com/2014/09/20140905-camry.html> (date of application: 27.01.2025).

21. Botti Jean. Variable Valve Train Technology Helps Enhance the Gasoline Engine. *Ward's Auto Electronics*. 2005. May. P. 32–33.

22. Zheng Lou, Guoming Zhu. Review of Advancement in Variable Valve Actuation of Internal Combustion Engines. *Applied Sciences*. 2020. DOI: 10.3390/app10041216.

23. Soo-Whang Baek. Design and Implementation of an Automotive BLDC Motor for a Continuous Variable Valve Lift System. *International Journal of Control and Automation*. 2018. Vol. 11, N. 10. P. 95–106. DOI: <http://dx.doi.org/10.14257/ijca.2018.11.10.09>.

24. Parlikar T. A., Chang W. S., Qiu Y. H., Seeman M. D., Perreault D. J., Kassakian J. G., Keim T. A. Design and Experimental Implementation of an Electromagnetic Engine Valve Drive. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2005. Vol. 10, Is. 5. P. 482–494. DOI: 10.1109/TMECH.2005.856221.

25. Vanos. *Wikipedia*: website. URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/VANOS> (date of application: 27.01.2025).

26. Hong H. Review and analysis of variable valve timing strategies - eight ways to approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2004. Vol. 218, Is.10. P. 1179–1200. DOI: <https://doi.org/10.1177/095440700421801>.

27. Harald Unger. Valvetronic: Der Beitrag des Ventiltriebs zur Reduzierung der CO₂-Emission des Ottomotors. 2004. 263 c. ISBN 978-3-478-93308-7.

28. Vtec. *Wikipedia*: website. URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/VTEC> (date of application: 27.01.2025).

29. Heidbrink S. i-Active Valve Lift System. *Subaru: Confidence and motion*: website. URL: https://web.archive.org/web/20120624171722/http://drive2.subaru.com/Spring07_whatmakes.htm (date of application: 27.01.2025).

30. Heidbrink S. i-Active Valve Lift System. *Subaru: Confidence and motion*: website. URL: https://web.archive.org/web/20120624171722/http://drive2.subaru.com/Spring07_whatmakes.htm (date of application: 27.01.2025).

31. Audi Valvelift System. *Audi Techonology Portal*: website. URL: https://www.audi-technology-portal.de/en/drivetrain/engine-efficiency-technologies/audi-valvelift-system_en (date of application: 27.01.2025).

32. Shahnawaz Khan, Bilal Yar Khan, Hashir Khan, Aaquib Khan. Valvetronic Engine Technology. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. 2014. P. 16–21. URL: www.iosrjournals.org. (date of application: 27.01.2025).

33. Francisco José Queirós Capela de Vieira e Brito. Design of the Valve Actuation Mechanism of a Four-Stroke Spark Ignition Internal Combustion Engine. Coimbra, 2016. 91 p.

34. Nissan VVL engine. *Wikipedia*: website. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Nissan_VVL_engine (date of application: 27.01.2025).

35. MultiAir. *Wikipedia*: website. URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/MultiAir> (date of application: 27.01.2025).
36. Peugeot 308 SW I (Phase II, 2011) 1.4 16V VTi (98 Hp) 2011, 2012, 2013 Specs. *Wiki Automotive Catalog*: website. URL: https://www.auto-data.net/en/peugeot-308-sw-i-phase-ii-2011-1.4-vti-98hp-17621#google_vignette (date of application: 27.01.2025).
37. Rover K-series Variable Valve Control (VVC). URL: <http://sandsmuseum.com/cars/elise/thecar/engine/vvc2.pdf> (date of application: 27.01.2025).
38. Lumley John L. Engines – An Introduction. Cambridge UK: Cambridge University Press, 1999. C. 63–64.
39. Variable valve timing. *Wikipedia*: website. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Variable_valve_timing (date of application: 27.01.2025).
40. Lancefield T. The Influence of Variable Valve Actuation on the Part Load Fuel Economy of a Modern Light-Duty Diesel Engine. *SAE 2003 World Congress & Exhibition*. 2003. DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0028>.
41. Tim Lancefield, Nick Lawrence, Afif Ahmed, Hedi Ben, Hadj Hamouda. «VLD» a flexible, modular, cam operated VVA system giving variable valve lift and duration and controlled secondary valve openings. *SIA Conference on Variable Valve Actuation*. 2006. URL: <https://www.semanticscholar.org/paper/%22VLD%22-a-flexible%2C-modular%2C-cam-operated-VVA-system-Lancefield-Lawrence/84f4b1d606b20254479b099ef7ce5b4a853f349d> (date of application: 27.01.2025).
42. Spiral cams. *Norelem*: website. URL: <https://www.norelem.com/cn/en/Products/Product-overview/Flexible-standard-component-system/04000-Clamp- straps-Clamping-devices/Cam-clamps/04360-Spiral-cams.html> (date of application: 27.01.2025).
43. Theobald M., Lequesne B., Henry R. Control of Engine Load via Electromagnetic Valve Actuators. *International Congress & Exposition*. 1994. DOI: <https://doi.org/10.4271/940816>.

44. Method for controlling an electromagnetic actuator for activating a gas exchange valve on a reciprocating internal combustion engine: pat. US 6340008 B1 United States; F01L 9/04, 123/90.11. US006340008B1; filed. 20.05.2000; pub. 07.12.2000, WO00/73634. 7 p. URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/87/8a/9b/ae85690dee2aa2/US6340008.pdf> (date of application: 27.01.2025).

45. Electromagnetic valve actuator with mechanical end position clamp or latch : pat. US 6267351 B1 United States; F16K 31/02, 251/70. US006267351B1; filed. 27.10.1998; pub. 31.07.2001, 09/181,023. 18 p. URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/1e/8a/75/490c16a85a1c4f/US6267351.pdf> (date of application: 27.01.2025).

46. Method For Controlling An Electromagnetic Valve Drive Mechanism For A Gas Exchange Valve In An Internal Combustion Piston Engine: pat. US 6644253 B1 United States; F01L/904. 20030106511; filed. 28.05.2002; pub. 11.11.2003, 10/109,350. URL: <https://patents.justia.com/patent/6644253> (date of application: 27.01.2025).

47. Digital Camshaft. *Camcon Avto*: website. URL: <https://www.camcon-automotive.com/> (date of application: 27.01.2025).

48. Stone R., Kelly D., Geddes J., Jenkinson S. Intelligent Valve Actuation – a Radical New Electro-Magnetic Poppet Valve Arrangement. *26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. 2017. URL: https://camcon-automotive.com/wp-content/themes/camcon-auto/documents/26th_Aachen_Colloquium_2017_Manuscript-IVA-Final.pdf (date of application: 27.01.2025).

49. Elmagdoub A., Möller A., Carlson U., Brace C. et al. Freevalve: Control and Optimization of Fully Variable Valvetrain-Enabled Combustion Strategies for High Performance Engines. *SAE Technical Paper*. 2022. DOI: <https://doi.org/10.4271/2022-01-1066>.

50. Yaojung Shiao, Mahendra Babu Kantipudi, Chang-Bo Weng. New Actuation Control for Hybrid Electromagnetic Valve Train. *Appl. Sci*. 2022. 12. DOI: <https://doi.org/10.3390/app122010449>.

51. Liang Liu, Siqin Chan. Improvement of valve seating performance of engine's electromagnetic valvetrain. *Mechatronics*. 2011 Vol. 21, Is. 7. P. 1234–1238. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2011.08.002>.

52. David Cope, Andrew Wright, Christopher J. Corcoran, Kenneth Pasch, David Fischer. Fully Flexible Electromagnetic Valve Actuator: Design, Modeling, and Measurements Engineering Matters. *SAE Technical Papers*. 2008. DOI: 10.4271/2008-01-1350.

53. David Cope, Andrew Wright. Electromagnetic Fully Flexible Valve Actuator. *SAE Transactions*. 2006. Vol. 115, Section 3: Journal of engines. P. 33–44.

54. Flierl R., Klüting M. The Third Generation of Valvetrains – New Fully Variable Valvetrains for Throttle-Free Load Control. *SAE Technical Paper*. 2000. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-1227>.

55. Закладний О. М., Прокопенко В. В., Закладний О. О. Електропривод: навч. посіб. Київ: НТУУ «КПІ», 2008. 316 с.

56. Smoczyński M., Szydlowski T. Model of Hydraulic Single-acting Drive for Valves of Internal Combustion Engines. *Journal of Kones: Powertrain and Transport*. 2009. Vol. 16, N. 1. P. 465–472.

57. Lou Z. Camless Variable Valve Actuation Designs with Two-Spring Pendulum and Electrohydraulic Latching. *SAE Technical Paper*. 2007. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1295>.

58. Lou Z., Deng Q., Wen S., Zhang Y. et al. Progress in Camless Variable Valve Actuation with Two-Spring Pendulum and Electrohydraulic Latching. *SAE Int. J. Engines*. 2013. № 6. P. 319–326. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0590>.

59. Zbierski K. Koncepcja i bezsilnikowe badania bezkrzywkowego elektrohydraulicznego rozrządu tłokowego silnika spalinowego=Conception and Initial Researches of Electrohydraulic Valve Timing for Internal Combustion Engine. *Journal of Kones*. 2006. Vol. 13, № 3. S. 443–453.

60. Ma J., Zhu G., Schock H. Adaptive control of a pneumatic valve actuator for an internal combustion engine. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 2011. № 19. P. 730–743.

61. Ma J., Zhu G., Schock H. A Dynamic Model of an Electropneumatic Valve Actuator for Internal Combustion Engines. *ASME J. Dyn. Syst. Meas. Control.* 2010. № 132. DOI: 10.1115/1.4000816.

62. Literature review on stabilizing high speed valve- and drivetrain concepts for racing applications: Internship at the engine development department of Audi Sport / Prof. Dr. Ir. A. de Boer Dipl., Ing. S. Wohlgemuth; Univesity of twente. 2006. URL: <https://essay.utwente.nl/72007/1/High%20speed%20valvetrain%20-%20Thomas%20Roodink.pdf> (date of application: 27.01.2025).

63. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Бондаренко А. І., Пелипенко Є. С. Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навч. посіб. / за ред. В. Б. Самородова; Нац. техн. ун-т «ХПІ». Харків: ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.

64. Szydlowski T., Siczek K., Glogowski M. The effect of machined valve springs application on dynamic properties of electro hydraulically driven valve train. *Combustion Engines.* 2022. № 191. P. 92–104. DOI: <https://doi.org/10.19206/CE-148172>.

65. Воронков О. І., Аврунін Г. А., Нікітченко І. М., Тесленко Е. В., Назаров А. А. Вибір схеми електрогідроавтоматики для управління впускним клапаном поршневого пневмодвигуна. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* 2017. Вип. 78. С. 144–150.

66. Тесленко Е. В. Розробка загального виду клапанного механізму з гідравлічним приводом клапанів. *Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф. до Дня автомобіліста та дорожника, 23–25 жовт. 2023 р.* Харків: ХНАДУ, 2023. С. 152–155.

67. ДСТУ 3455.3-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення. Чинний від 1998-01-01. Вид. офіц. Київ: Держстандарт України, 1997. 196 с.

68. Тесленко Е. В. Розробка електрогідроприводу газорозподільного механізму для поршневого пневмовдигуна. *Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф.* Харків, 2017. С. 190–191.

69. Тесленко Е. В. Методика розрахунку об'ємного гідроприводу впускного клапану пневмомотора. *Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування: зб. тез доп. Міжнар. наук.-техн. інтернет-конф., 17–20 берез. 2020 р.* Вінниця: ВНТУ, 2021. С. 17–21.

70. Method of calculating the fluid power drive of pneumatic motor inlet valve / Zinoviy Lurye, Grygoriy Avrunin, Oleksandr Voronkov, Ihor Nikitchenko, Eduard Teslenko, Artem Nazarov, Irina Serikova, Volodymyr Soloviov, Yevhen Tsenta, Irene Moroz. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* 2020. Вип. 89. С. 34–43.

71. Динаміка об'ємного гідроприводу впускного клапана пневмомотора / З. Я. Лурье, Г. А. Аврунин, О. І. Воронков, Е. В. Тесленко та ін. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* 2020. Вип. 90. С. 62–72.

72. Тесленко Е. В. Динаміка мехатронного об'ємного гідроприводу впускного клапана пневмомотора. *Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали міжнар. наук.-техн. конф., 6–9 жовт. 2020 р. м. Київ.* Київ, 2020. С. 337–339.

73. Аврунін Г. А., Кириченко І. І., Мороз І. І. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: навч. посіб. / під ред. Г. А. Авруніна. Харків: ХНАДУ, 2009. 424 с.

74. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / під ред. Г. А. Авруніна. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.

75. Тищук Д. В., Холодова О. О. Вибір найліпшої схеми організації дорожнього руху на елементах вулично-дорожньої мережі в умовах невизначеності. *Безпека на транспорті – основа ефективної інфраструктури: проблеми та перспективи: матеріали V Міжнар. наук.-практ. конф., 10–11 листоп. 2022 р.* Харків: ХНАДУ, 2022. С. 106–109.

76. Горбачов П. Ф., Колій О. С., Курочка Л. О. Модель маршрутної мережі пасажирського транспорту міста Харкова в середовище PTV VISION VISUM. *Новий колегіум*. 2008. № 2. С. 60–64.

77. Автомобілі. Технічні характеристики. *Автосалон. Укравтоснаб*: сайт. URL: <http://autosnab.com.ua/salon/catalog.cfm?bid=2&mid=4>] (дата звернення: 27.01.2025).

78. Shuklinov S. M., Klymenko V. I., Leontiev D. M., Aloksa M. M. *Automobile. Theory and operational properties: study guide*. Kharkiv: Brovin O., 2023. 278 p.

79. Концепція створення пневматичного двигуна для автомобіля: монографія / О. І. Воронков, Д. Б. Глушкова, А. В. Гнатов, В. О. Карпенко, Е. В. Тесленко та ін. Харків: ХНАДУ, 2019. 256 с.

80. Воронков О. І., Леонтьєв Д. М., Тесленко Е. В. Визначення вихідних енергетичних параметрів транспортного засобу з пневматичним двигуном. *Автомобільний транспорт*: зб. наук. пр. 2013. Вип. 33. С. 70–76.

81. Тесленко Е. В. Математична модель робочих процесів пневмодвигуна. *Матеріали 84-ї наук.-техн. та наук.-метод. конф. ун-ту*, 4–8 трав. 2020 р. Харків: ХНАДУ, 2020. С. 204–206.

82. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І., *Автомобільні двигуни: підручник*. Київ: Арістей, 2006. 476 с.

83. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: підручник / за ред. А. П. Марченка. Харків: НТУ «ХПІ», 2008. 488 с.

84. Modelling Methodology of Piston Pneumatic Air Engine Operation. D. Szpica, Michał Korbut. *Acta Mechanica et Automatica* February 202013(4) pp. 271–278. DOI:10.2478/ama-2019-0037

85. Teslenko E. Analyzing a two-stroke automobile engine using compressed air. *Transport, ecology – sustainable development. EKO Varna 2019*: 25th Technical and scientific conference. Varna, 2019. Vol. 26, Is. 1. P. 11–18.

86. Тесленко Е. В. Регулювання потужності автомобільного пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки (КЕУ). *Енергетичні*

установки та альтернативні джерела енергії: зб. тез та доп. міжнар. конф., 11–12 берез. 2024 р. Харків: ХНАДУ, 2024. С. 239–241.

87. Performing the optimization of compressed air specific consumption depending on the defining dimensionless structural and operating parameters of the motor-car pneumatic motor / O. I. Voronkov, D. B. Glushkova, I.N. Nikitchenko, E. V. Teslenko, A. O. Nazarov. *Авіація у XXI столітті – Безпека авіації та космічні технології* = *Aviation in the XX st century. Safety in Aviation and Spece Technologies: The eighth world congress, 10–12 october 2018* / National Aviation University. Kyiv, 2018. P. 7.12–7.16.

88. Воронков О. І. Методологія організації робочого процесу пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки міського автомобіля: дис. ... д-ра техн. наук: Харків, 2017. 393 с.

89. Бондаренко Г. А., Кирик Г. В. Компресорні станції: підручник. Суми: Сум. держ. ун-т, 2016. 385 с. ISBN 978-966-657-624-1.

90. Bradley Jones, Douglas C. Montgomery. *Design of Experiments: A Modern Approach*. 1st Edition. Wiley, 2019. 272 p. ISBN 978-1-119-61119-6.

91. Лапач С. М. Теорія планування експериментів: Виконання розрахунково-графічної роботи: навч. посіб. для студ. спец. 131 «Прикладна механіка», спеціалізації «Технологія машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 86 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/38858> (дата звернення: 27.01.2025).

92. Белуха Н. Т. Методологія наукових досліджень: підручник. Київ: АБУ, 2002. 480 с.

93. Дубровін В. І. Статистичні критерії: навч. посіб. Запоріжжя, 1998. 40 с.

94. Клепко В. Ю., Голець В. Л. Метод найменших квадратів: вища математика в прикладах і задачах. Вид. 2-ге. Київ: Центр учб. літ., 2009. 594 с.

95. Тесленко Е. В. Експериментальний стенд для дослідження автомобільних пневматичних двигунів з клапанним розподілом повітря. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* Харків, 2018. Вип. 83. С. 23–34.

96. Гутаревич Ю. Ф., Корпач А. О. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навч. посіб. для студентів ВНЗ за спец. «Двигуни внутрішнього згорання», «Автомобілі та автомобільне господарство», «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання». Київ: НТУ, 2002. 191 с.

97. Гутаревич Ю. Ф., Корпач А. О., Говорун А. Г. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навч. посіб. для студ. ВНЗ за спец. «Двигуни внутрішнього згорання». 2-ге вид., перероб. і допов. Київ: НТУ, 2013. 252 с.

98. Chingakham Chinglenthoba, Basharat Abbas, V Balaji, A Madhan Kumar. System Design and Mechanism of a Compressed Air Engine. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*. 2016. № 2. P. 1–5.

99. Korbuc Michal, Szpica Dariusz. A review of compressed air engine in the vehicle propulsion system. *Acta Mechanica et Automatica*. 2021. № 15. P. 215–226. DOI: 10.2478/ama-2021-0028.

100. Vishwajeet Singh. Compressed Air Engine. *International Journal of Scientific and Research Publications*. 2017. Vol. 7, Is. 7. P. 403–412.

101. ДСТУ EN 1679-1:2018 Двигуни внутрішнього згорання поршневі. Безпека. Частина 1. Дизельні двигуни. Чинний від 2020-01-01. Вид. офіц. Київ: УкрНДНЦ, 2018. 10 с.

102. ДСТУ ИСО 3046-1:2004. Двигуни внутрішнього згорання поршневі. Характеристики. Ч. 1. Стандартні вихідні умови, оголошені потужність, витрати палива та мастильної оливи. Методи випробування. Чинний від 2020-01-01. Вид. офіц. Київ: УкрНДНЦ, 2005. 42 с.

103. Leontiev D., Voronkov O. I., Korohodskyi V., Hlushkova D., Nikitchenko I., Teslenko E., Lykhodii O. Mathematical Modelling of Operating Processes in the Pneumatic Engine of the Car. *SAE Technical Paper*. 2020. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-2222>.

104. Leontiev D., Voronkov O. I., Nikitchenko I., Sklyarov N., Nazarov A. Pneumatic Power Unit for a Wheeled Vehicle. *SAE Technical Paper*. 2021. DOI: 2021-01-0640.

105. Чередніков В. М., Череднікова О. В. Випробування з визначення характеристик двигунів внутрішнього згорання гелікоптера на лабораторному стенді. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2022. Т. 33. № 6. С.153–164. DOI: <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.6/26>.

106. Мала гірнича енциклопедія: у 3 т. / за ред. В. С. Білецького. Донецьк: Донбас, 2004. Т. 1: А–К. 640 с. ISBN 966-7804-14-3.

107. Chih-Yung Huang, Cheng-Kang Hu, Chih-Jie Yu, Cheng-Kuo Sun. Experimental Investigation on the Performance of a Compressed-Air Driven Piston Engine. *Energies*. 2013. № 6. P. 1731–1745. DOI: 10.3390/en6031731.

108. Митрофанов О. С. Ефективність роторно-поршневих двигунів із шарнірно кулачковим механізмом перетворення руху: дис. ... техн. наук: спец. 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки / Нац. ун-т кораблебудування ім. адмірала Макарова. Миколаїв, 2021. 295 с.

109. Тесленко Е. В. Результати випробувань пневмодвигуна з комбінованою клапанною системою повітророзподілу. *Матеріалознавство та технології*: міжнар. наук.-техн. конф. Харків: ХНАДУ, 2022. 190 с.

110. Lalit S. Patel, Ratnesh K. Shukla. A Comparative Experimental Study of Compressed Air Engine in Existing Single Cylinder 2 Stroke and 4 Stroke Engines. *International Journal of Scientific Engineering and Research*. 2015. URL: <https://www.ijser.in/archives/v5i10/IJSER171918.pdf> (date of application: 27.01.2025).

111. Cai Maolin, Yu Qihui. Study on compressed air engine. *Proceedings of the 9th JFPS International Symposium on Fluid Power*. 2014 URL: <https://jfps.or.jp/souko/Proceedings2014/proceedings/pdf/S-3.pdf> (date of application: 27.01. 2025).

112. Rakesh Kumar. Analysis of Compressed Air Engine. *International journal of scientific progress and research*. 2018. Vol. 51, Is. 151. P. 15–18.

113. Qihui Yu, Xueqing Hao, Xin Tan. Comparative study on air distribution system for piston-type compressed air engine. *Sage Journals*. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814017697625>.

114. Jadupati Bhakat, Mukul Gupta, Gummadi Gokul Manikanta, Lalit Sai G., Mentor Mragank Sharma. Design and Fabrication of Compressed Air Engine. *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology*. URL: <https://ijret.org/volumes/2016v05/i05/IJRET20160505035.pdf> (date of application: 27.01.2025).

115. Vishwajeet Singh. Compressed Air Engine. *International Journal of Scientific and Research Publications*. 2017. Vol. 7, Is. 7. P. 403–412.

116. Sanketh S., Harsha R N, Manunath MV. Design & fabrication of air driven engine. *International Journal of Management, Technology And Engineering*. 2018. Vol. 8, Is. 10. P. 708–717. URL:

https://www.researchgate.net/publication/343944570_design_fabrication_of_air_driven_engine (date of application: 27.01.2025).

117. Vishal Rathod, Nikunj Vora, Ravikumar Dholariya. Design & Analysis of Pneumatic Engine. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2020. Vol. 7, Is.11. P. 454–458. URL: <https://www.irjet.net/archives/V7/i11/IRJET-V7I1173.pdf> (date of application: 27.01.2025).

118. Sourabh N Mahendrakar, Chandan K R. Design and analysis of internal combustion compressed air hydrid engine (INCO). *International Journal of Research in Engineering and Technology*. 2015. Vol. 04, Is. 12. P. 177–181. URL: <https://www.slideshare.net/slideshow/design-and-analysis-of-internal-combustion-compressed-air-hydrd-engine-inco/66161708> (date of application: 27.01.2025).

119. Qihui Yu, Maolin Cai. Experimental Analysis of a Compressed Air Engine. *Journal of Flow Control, Measurement & Visualization*. 2015. Vol. 3. P. 144–153. DOI: <http://dx.doi.org/10.4236/jfcmv.2015.34014>.

120. Qihui Yu, Maolin Cai. Experimental Analysis of a Compressed Air Engine. *Journal of Flow Control, Measurement & Visualization*. 2015. № 3. P. 144–153. DOI: <http://dx.doi.org/10.4236/jfcmv.2015.34014>.

121. Тесленко Е. В. Поліпшення економічних показників автомобільного пневмодвигуна з клапанним повітророзподілом. *LXXIV наук. конф. проф.-*

викл. складу, асп., студ. та співроб. відокремл. структур. підрозділів ун-тів: тези доп. Київ, 2018. С. 48.

122. Воронков А. І., Нікітченко І. М., Тесленко Е. В., Мінін А. М. Зміни ефективних параметрів роботи поршневого пневмодвигуна за швидкісними характеристиками. *Автомобільний транспорт*: зб. наук. пр. 2012. Вип. 31. С. 62–66.

123. Kumaraswamy J., Kumar Vijaya, Purushotham G. A review on mechanical and wear properties of ASTM a 494 M grade nickel-based alloy metal matrix composites. *Materials Today: Proceedings*. 2021. Vol. 37, part 2. P. 2027–2032. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.07.499>.

124. Воронков О. І., Тесленко Е. В., Удовик Т. А. Визначення мінімально необхідного підігріву стисненого повітря на вході в автомобільний пневмодвигун за різних умов експлуатації. *Вісник ХНАДУ*: зб. наук. пр. 2016. Вип. 75. С. 100–108.

125. Mytrofanov O., Proskurin A. Determining a Change in the Compressed Air Temperature During the Operation of a Rotary Piston Engine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6, N 8. P. 25–31. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217239.

126. Тесленко Е. В. Особливості здійснення робочого циклу в двигунах із зовнішнім підводом теплоти. *Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування*: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф., 16–18 верес. 2020 р. Харків: ХНАДУ, 2020. С. 204.

127. Тесленко Е. В. Пневматичний двигун із зовнішнім підводом теплоти. *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців*: наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф., 27–29 жовт. 2021 р. Харків: ХНАДУ, 2021. С. 216–218.

128. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 100503 Україна; МПК 7 B60K 6/00. № у 201501594; заявл. 24.02.2015; опубл. 27.07.2015, Бюл. № 14. 6 с.

129. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 101604 Україна; МПК 7 В60К 6/00 В60К 5/00 F28С 3/00. № у 2015 02228; заявл. 13.03.2015; опубл. 25.09.2015, Бюл. № 18. 6 с.

130. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 122872 Україна; МПК В60К6/12. № а 2017 12711; заявл. 21.12.2017; опубл. 13.01.2021, Бюл. № 2. 6 с.

131. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 125526 Україна; МПК (2018.01), В60К 6/00. № у 2017 12712; заявл. 21.12.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. № 9. 6 с.

132. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 125527 Україна; МПК (2018.01), МПК В60К6/00. № у 201712714; заявл. 21.12.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. № 9. 6 с.

133. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 127732 Україна; МПК (2018.01), В60К 6/00, В60К 6/08 (2006.01), В60К 6/12 (2006.01). № у 2017 12715; заявл. 21.12.2017; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. 6 с.

134. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна: пат. 129153 Україна; МПК F02В47/00. № у201803708; заявл. 06.04.2018; опубл. 25.10.2018, Бюл. № 20. 7 с.

135. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 138997 Україна; МПК (2019.01), В60К 6/00. № у 2019 06652; заявл. 13.06.2019; опубл. 10.12.2019, Бюл. № 23. 6 с.

136. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 140580 Україна; МПК (2020.01), В60К 6/00, В60К 6/08 (2006.01). № у 2019 06681; заявл. 13.06.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 5. 6 с.

137. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 140581 Україна; МПК В60К6/08 (2006.01). № у 201906683; заявл. 13.06.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 5. 6 с.

138. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 141329 Україна; МПК (2020.01), В60К 6/00. № у 2019 06654; заявл. 13.06.2019; опубл. 10.04.2020, Бюл. № 7. 6 с.

139. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 125140 Україна; МПК В60К 6/12 (2006.01). № а 201906653; заявл. 13.06.2019; опубл. 19.01.2022, Бюл. № 3. 6 с.

140. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна: пат. 149466 Україна; МПК F02В 47/10 (2006.01), F02В 33/22 (2006.01), F02В 19/12 (2006.01). № и 202007287; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. № 47. 7 с.

141. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна: пат. 149467 Україна; МПК F02В 47/10 (2006.01), F02В 33/22 (2006.01), F02В 19/12 (2006.01). № и 2020 07289; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. № 47. 7 с.

ДОДАТОК А

Математична модель пневмодвигуна

```

clear all;

%-----

% ВИХІДНІ ДАННІ

%-----

% РЕЖИМ ПНЕВМОДВИГУНА

D=0.92;% Діаметр циліндра

S=0.92;% Ход поршня

L=1.68;% Длина шатуна

R=0.46;% Радіус кривошипа

LAMBDA=R/L;

Vh=pi*D^2*S/4; % робочий об'єм циліндру

V0=0.075 % об'єм камери згорання, л;

Va=Vh+V0; % Повний об'єм

EPS0=V0/Vh; % Ступінь шкідливого простору

EPS1=0.5;% Ступінь наповнення

V1=EPS1*Vh; % Об'єм наповнення

EPS3=0.1;% Ступінь зворотнього стиску

V3=EPS3*Vh;% Об'єм зворотнього стиску

ps=1.1;% Тиск наповнення

Ts=293;% Температура наповнення

p0=0.1;% Тиск навколишнього середовища

T0=293;% Температура навколишнього середовища

k=1.4;% коефіцієнт адіабати

np=1.32;% коефіцієнт політропи розширення

nc=1.32;% коефіцієнт політропи стиснення

```

ETAP=0.62;% коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

n=800; % оберти двигуна

z=4;% кількість циліндрів

Rg=287;% газова постійна Дж/(кг * К)

Rgg=0.287;% газова постійна кДж/(кг * К)

ETAM=0.75; % механічний ККД

MD=180;% маса двигуна

%-----

% Процес наповнення надпоршневого об'єму

%-----

p1=ps;

%-----

% Процес розширення (1'-2')

%-----

V11=V0+V1:V1/20:V0+Vh;

p11=p1*((V0+V1)./V11).^np;

%-----

% Процес випуску (2'-2')

%-----

p21=p11(end);

V21=V0+Vh;

%-----

% Процес виштовхування (2-3)

%-----

p2=0.12;

V2=V21;

%-----

% Процес зворотного стиску (3-4)

%-----

```

V31=V0:V3/20:V0+V3;

p3=p2*((V0+V3)/V31).^nc;

%-----

% Процес наповнення шкідливого простору(3–4)

%-----

p4=p3(1);

V4=V0;

%-----

% Індикаторні параметри робочого процесу

%-----

Pi=p1*EPS1+(1/(np-1))*p1*(EPS1+EPS0)*(1-((EPS1+EPS0)/(1+EPS0))^(np-1))-p2-(p2/(nc-1))*(EPS3+EPS0)*(((EPS1+EPS0)/EPS0)^(nc-1)-1)+p2*EPS3;

Pid=Pi*ETAP;

Li=Pi*Vh;

Lid=Pid*Vh;

NI=Lid*n/60;

MI=9549.3*NI/n;

T1=Ts;

G1=(p1*10^6/(Rg*T1))*(EPS0+EPS1)*Vh*10^-3;

T3=T1*(p2/p1)^(np-1)/np;

G3=(p2*10^6/(Rg*T3))*(EPS0+EPS3)*Vh*10^-3;

Gc=G1-G3;

Gcd=Gc*ETAP;

Gch=Gcd*n*60;% кг/год

gi=Gch/NI;% кг/кВт ч

Lu=k/(k-1)*Rgg*Ts*(1-(p0/ps)^(k/(k-1)));% кДж/кг

Np=Gch*Lu/3600;

ETAI=NI/Np;

T2=T3;

```

```

t2=T0-T2;

%-----

%Ефективні параметри робочого процесу

%-----

Cs=S*n/300;% Середня швидкість поршня

Pe=Pid*ETAM;

Le=Pe*Vh;

Ne=Le*n*z/60;

ge=Gch*z/Ne;% кг/кВт ч

Me=9549.3*Ne/n;

ETAЕ=Ne/Np;

NL=Ne/(Vh*z);% Літрова потужність

MN=MD/Ne;% Питома металоємність

%-----

% Відбудова графіка

figure( 'NumberTitle','off');

volumes=[V0 V11 V2 flip(V31) V0 V0];

mas_p=[p1 p11 p2 flip(p3) p4 p1];

plot(volumes,mas_p, 'LineWidth', 1.5); % крива

xlabel('V, л', 'HorizontalAlignment', 'right');

ylabel('P, Мпа', 'Rotation', 0,'HorizontalAlignment', 'right');

set(gca, 'FontSize', 14);

legend(['\fontsize{18}' char(949) '\fontsize{12}_3\fontsize{14}='
num2str(EPS3)], 'Location', 'northoutside', 'Orientation', 'horizontal'); % Додаємо легенду

grid on;

%-----

```

Таблиця А.1 – Результати стендових випробувань пневмодвигуна за швидкісними характеристиками при $p_{\text{вх1}} = 0,7$ МПа, $p_{\text{вх2}} = 0,9$ МПа та $p_{\text{вх3}} = 1,1$ МПа і $T_{\text{вх}} = 293$ К

Номер режима	$p_{\text{вх}}$, МПа (абс)	n , хв ⁻¹	$P_{\text{в}}$, кГ	N_e , кВт	M_e , Н·м	p_e , МПа	N_i , кВт	P_i , МПа	L_i , кДж/ цикл	η_m	η_p	N_m , кВт	$N_{\text{л}}$, кВт/дм ³
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14
1	0,7	200	8,6	3,59	172	0,44	0,938	0,46	0,281	0,958	0,972	0,16	1,47
2	0,7	400	7,9	6,62	158	0,41	1,744	0,43	0,260	0,949	0,898	0,35	2,71
3	0,7	600	6,5	8,18	130	0,33	2,187	0,36	0,217	0,935	0,788	0,56	3,34
4	0,7	800	5,0	8,32	99	0,26	2,276	0,28	0,170	0,914	0,675	0,78	3,40
5	0,7	1000	3,0	6,27	60	0,15	1,851	0,18	0,112	0,847	0,530	1,13	2,56
6	0,9	200	11,3	4,75	227	0,58	1,239	0,61	0,370	0,958	0,970	0,21	1,94
7	0,9	400	9,9	8,5	198	0,52	2,200	0,51	0,300	1,027	0,903	0,46	3,47
8	0,9	600	8,5	10,72	171	0,44	2,868	0,47	0,286	0,934	0,814	0,76	4,38
9	0,9	800	6,7	11,2	134	0,34	3,084	0,38	0,230	0,910	0,711	1,11	4,58
10	0,9	1000	4,7	9,74	93	0,24	2,845	0,28	0,170	0,856	0,588	1,64	3,98
11	1,1	200	13,5	5,66	270	0,69	1,490	0,73	0,447	0,950	0,969	0,30	2,31
12	1,1	400	12,2	10,22	244	0,63	2,703	0,66	0,407	0,945	0,911	0,59	4,18
13	1,1	600	10,8	13,53	215	0,55	3,605	0,59	0,360	0,938	0,845	0,90	5,53
14	1,1	800	8,8	14,7	175	0,45	4,000	0,49	0,300	0,916	0,746	1,34	6,01
15	1,1	1000	6,4	13,43	128	0,33	3,855	0,38	0,230	0,871	0,631	1,99	5,49

Таблиця А.2 – Результати розрахунків пневмодвигуна при $p_{\text{вх}1} = 0,7$ МПа, $p_{\text{вх}2} = 0,9$ МПа та $p_{\text{вх}3} = 1,1$ МПа і $T_{\text{вх}} = 293$ К, $n=400$ хв⁻¹

Номер режима	$p_{\text{вх}},$ МПа (абс)	ε_1	ε_3	$I_t,$ кДж/ цикл	$p_t,$ МПа	$N_t,$ кВт	$M_i,$ Н·м	$p_e,$ МПа	$M_e,$ Н·м	$N_e,$ кВт	$G,$ кг/ч	$g_t,$ кг/кВт·год	NL, кВт/літр
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14
1	0,7	1	0,1	0,31	0,51	2,56	30,53	0,235	91,59	7,67	157	61	3,13
2	0,7	1	0,2	0,29	0,48	2,42	28,92	0,222	86,76	7,26	151	62	2,97
3	0,7	1	0,3	0,277	0,45	2,29	27,31	0,210	81,93	6,86	145	63	2,80
4	0,7	0,5	0,1	0,256	0,42	2,12	25,29	0,195	75,89	6,35	81	38	2,59
5	0,7	0,5	0,2	0,248	0,41	2,05	24,45	0,188	74,44	6,15	75	37	2,51
6	0,7	0,5	0,3	0,239	0,39	1,98	23,66	0,182	70,98	5,95	69	35	2,43
7	0,9	1	0,1	0,43	0,71	3,56	42,6	0,331	127,8	10,76	204	57	4,37
8	0,9	1	0,2	0,41	0,68	3,43	40,9	0,322	122,9	10,30	197	57	4,21
9	0,9	1	0,3	0,39	0,65	3,29	39,3	0,303	118,4	9,89	191	58	4,05
10	0,9	0,5	0,1	0,36	0,59	2,96	35,37	0,271	106,1	8,89	107	36	3,63
11	0,9	0,5	0,2	0,35	0,57	2,89	34,55	0,266	103,6	8,68	100	35	3,55
12	0,9	0,5	0,3	0,34	0,56	2,82	33,73	0,259	101,2	8,48	94	33	3,46
13	1,1	1	0,1	0,55	0,90	4,58	54,67	0,422	164,1	13,74	252	55	5,62
14	1,1	1	0,2	0,54	0,88	4,44	53,06	0,411	159,2	13,35	244	55	5,45
15	1,1	1	0,3	0,52	0,85	4,31	51,45	0,396	154,3	12,93	237	55	5,28
16	1,1	0,5	0,1	0,46	0,75	3,81	45,44	0,350	136,3	11,42	133	46	4,66
17	1,1	0,5	0,2	0,45	0,74	3,74	44,62	0,343	133,8	11,21	126	34	4,58
18	1,1	0,5	0,3	0,44	0,73	3,67	43,80	0,337	131,4	11,01	119	32	4,5

Графіки до таблиці А.2

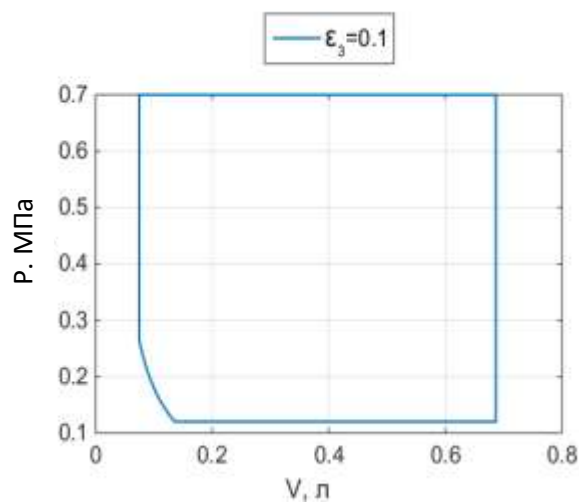


Рисунок А1 – Режим 1

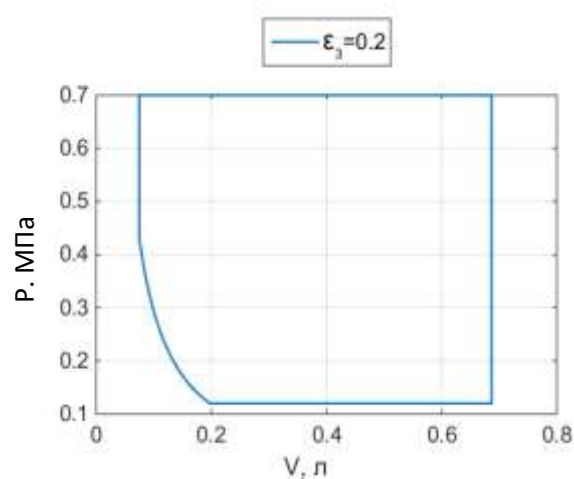


Рисунок А 2 – Режим 2

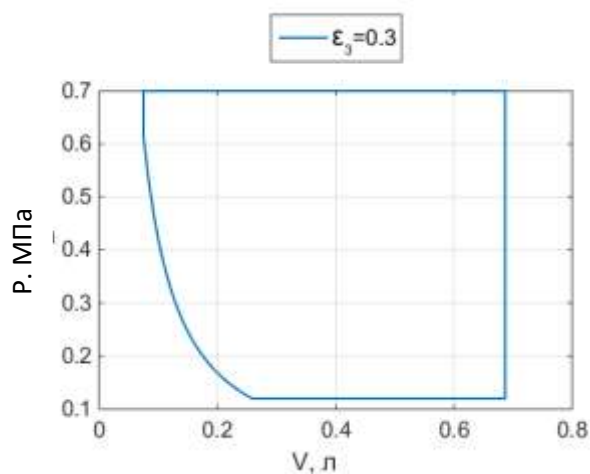


Рисунок А 3 – Режим 3

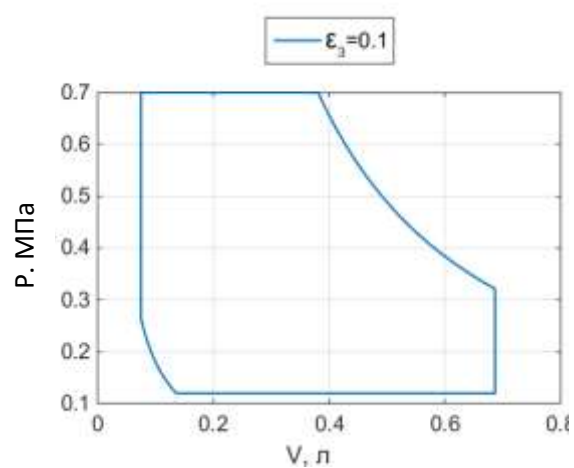


Рисунок А 4 – Режим 4

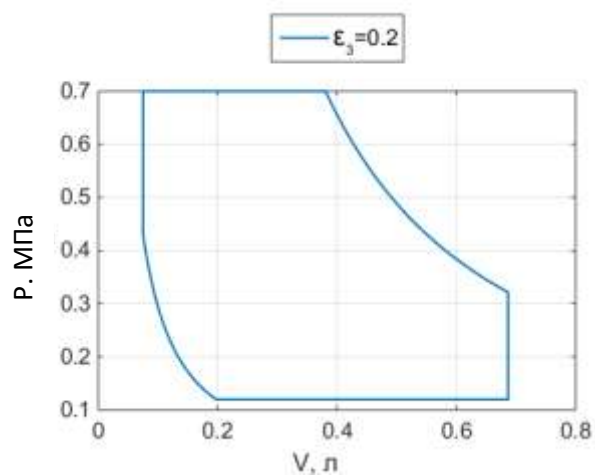


Рисунок А 5 – Режим 5

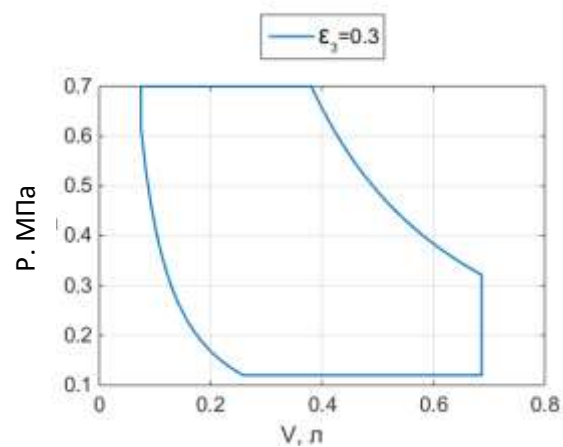


Рисунок А 6 – Режим 6

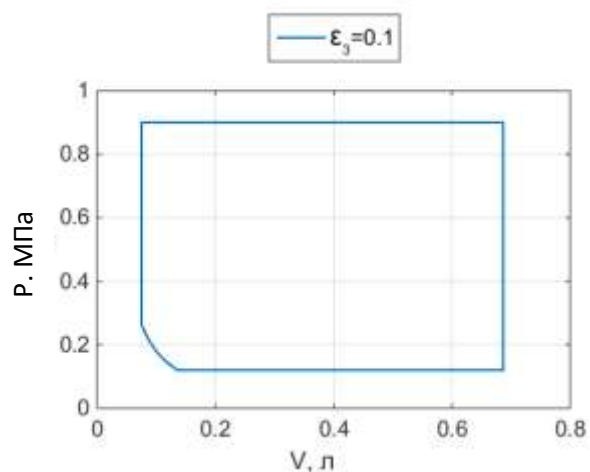


Рисунок А 7 – Режим 7

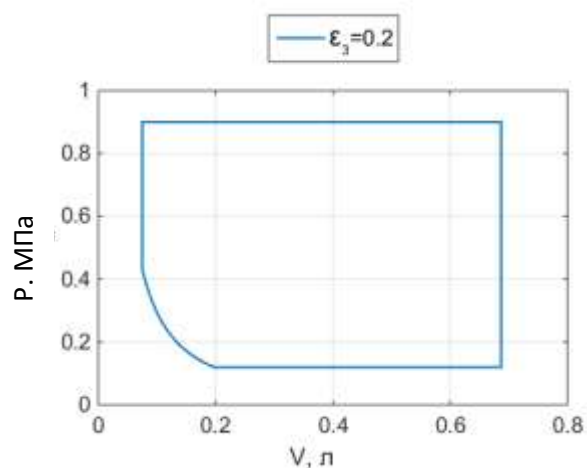


Рисунок А 8 – Режим 8

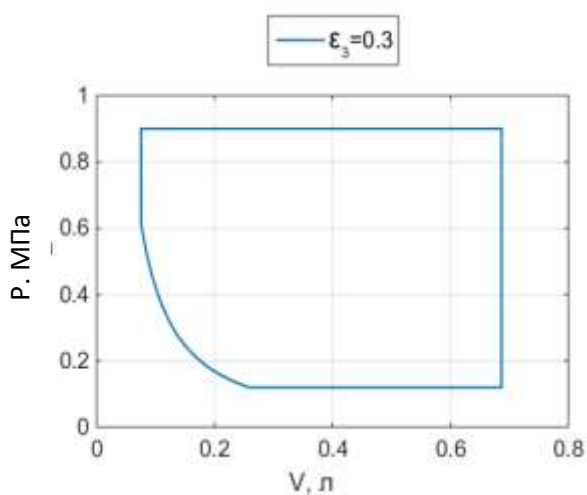


Рисунок А 9 – Режим 9

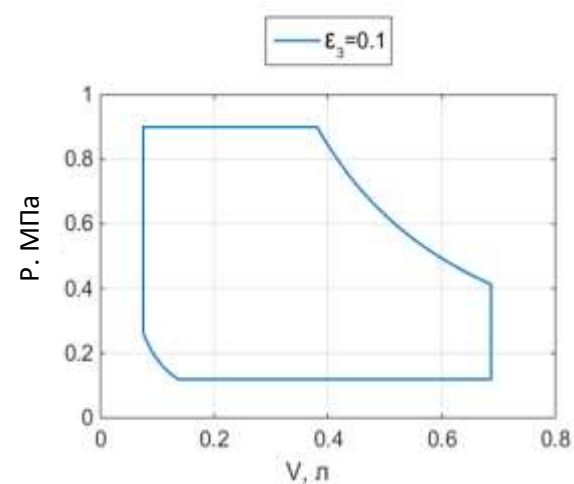


Рисунок А 10 – Режим 10

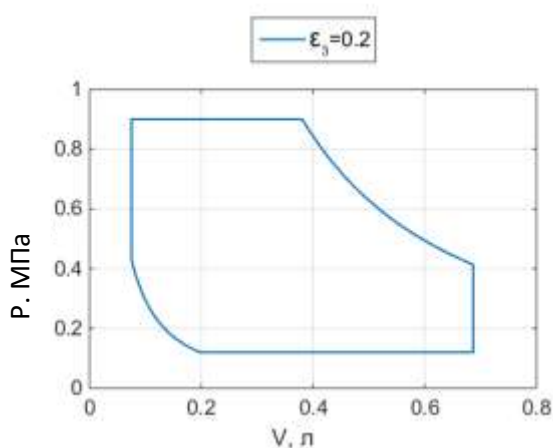


Рисунок А 11 – Режим 11

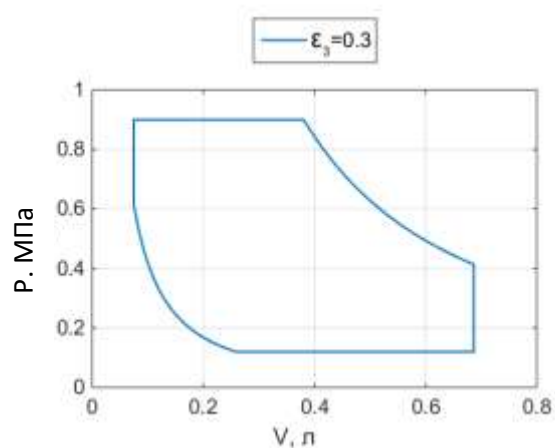


Рисунок А 12 – Режим 12

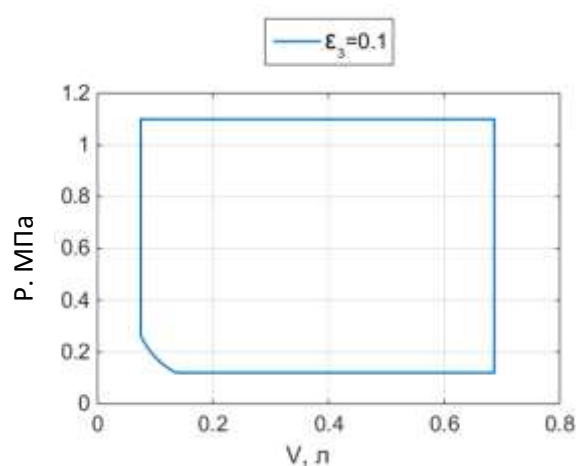


Рисунок А 13 – Режим 13

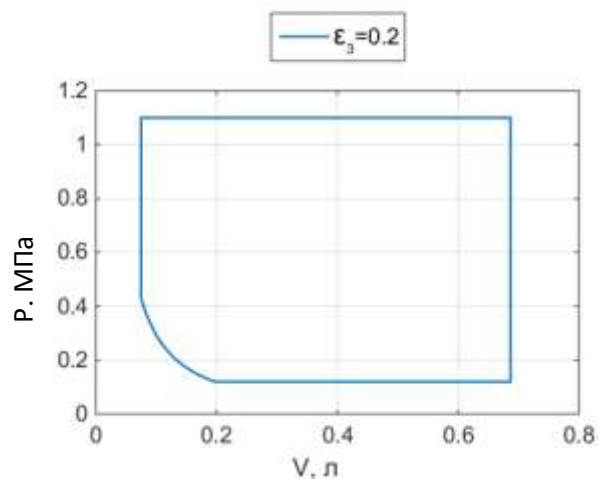


Рисунок А 14 – Режим 14

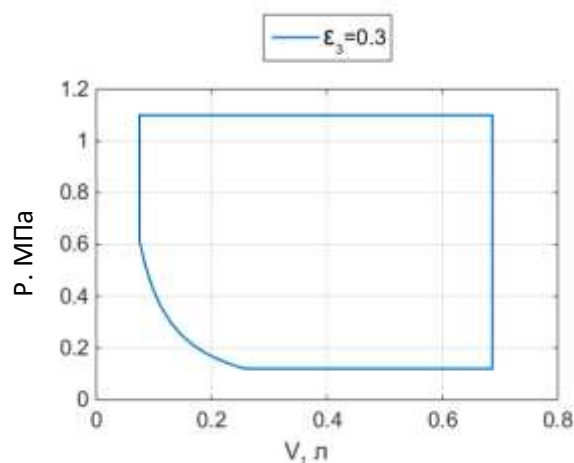


Рисунок А 15 – Режим 15

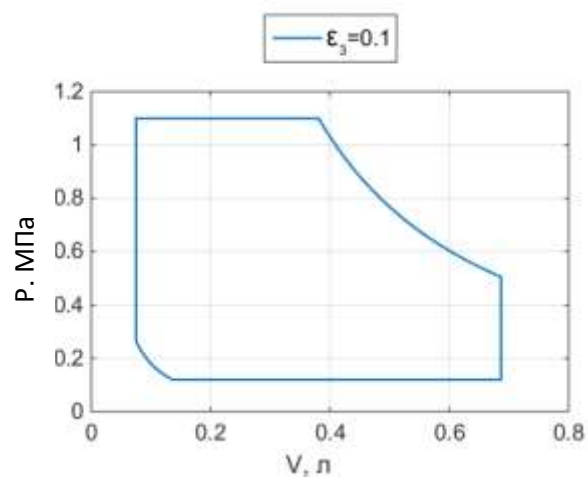


Рисунок А 16 – Режим 16

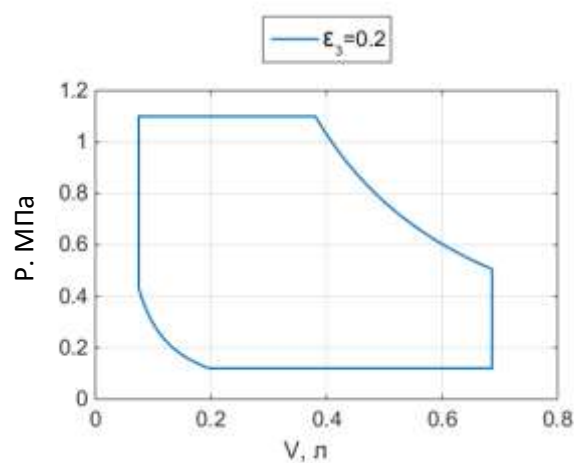


Рисунок А 17 – Режим 17

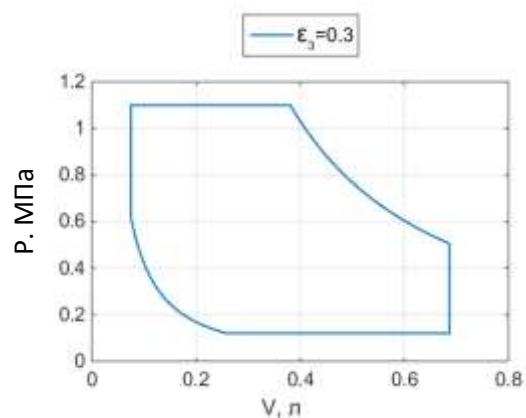
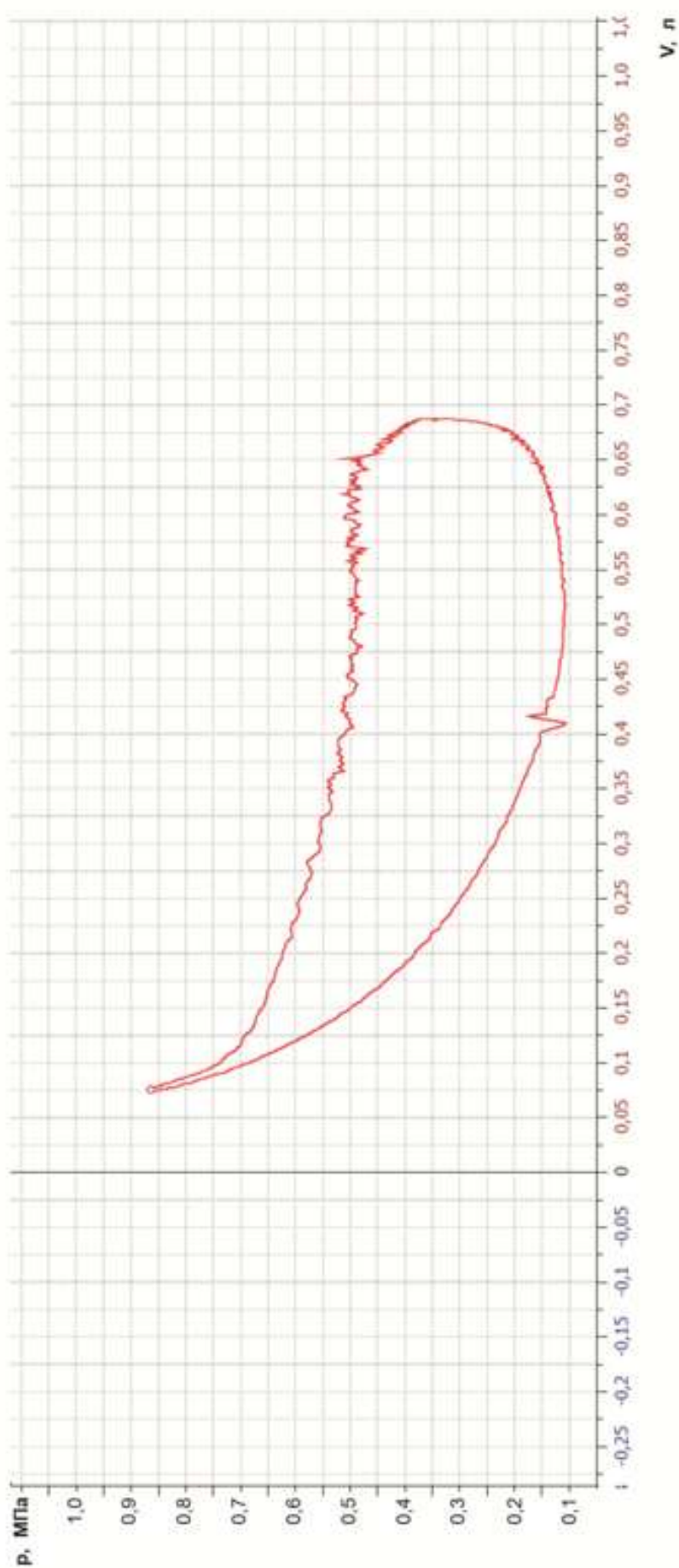


Рисунок А 18 – Режим 18

ДОДАТОК Б

Рисунок Б 1. – Індикаторна діаграма при $n = 700 \text{ мин}^{-1}$

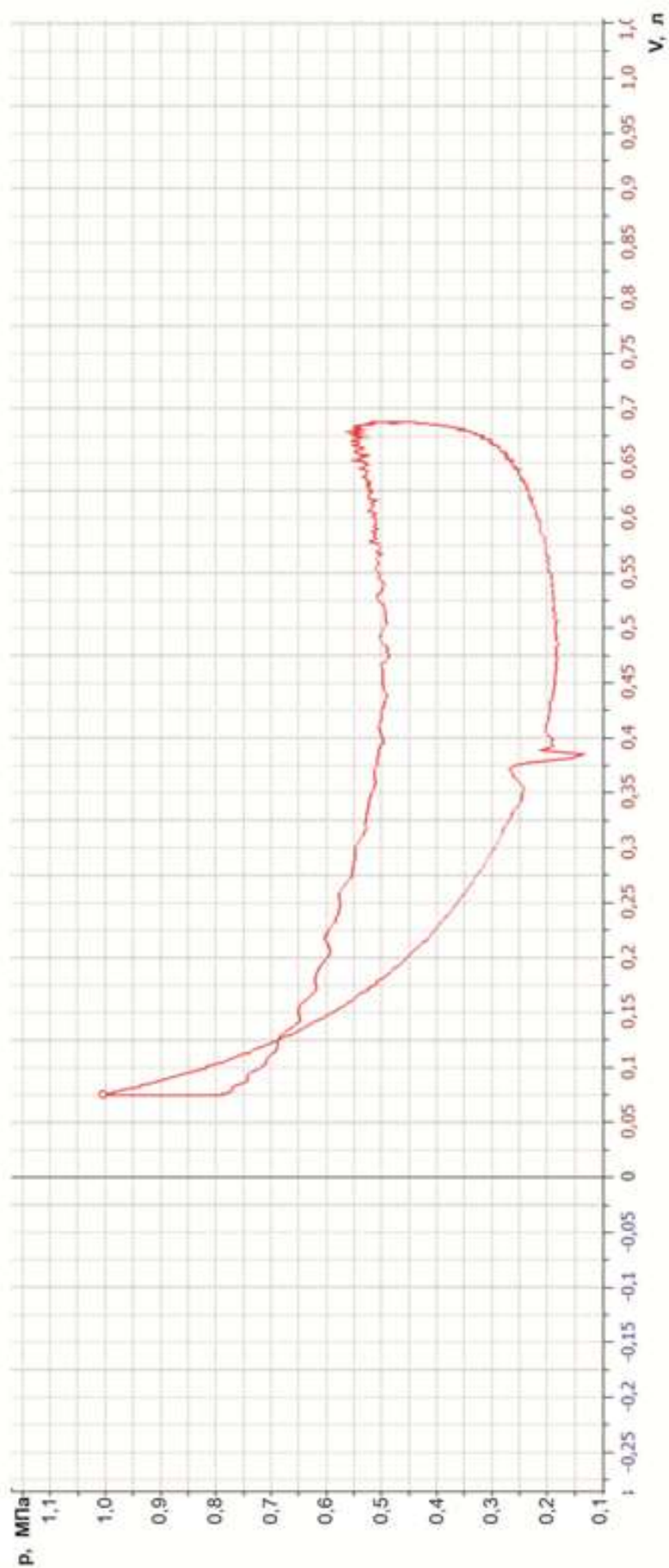


Рисунок Б 2. – Індикаторна діаграма при $n = 800 \text{ мин}^{-1}$

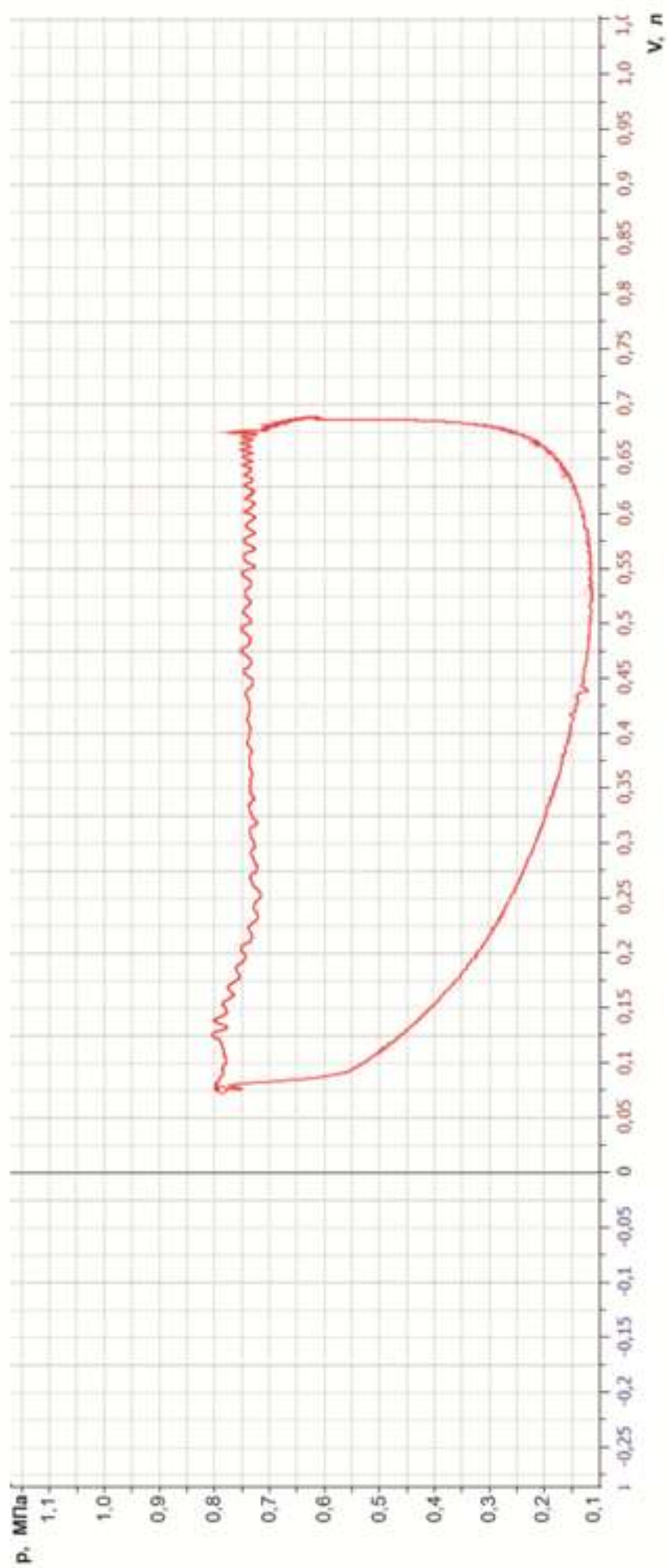


Рисунок Б 3. – Индикаторна діаграма при $n = 400 \text{ мин}^{-1}$

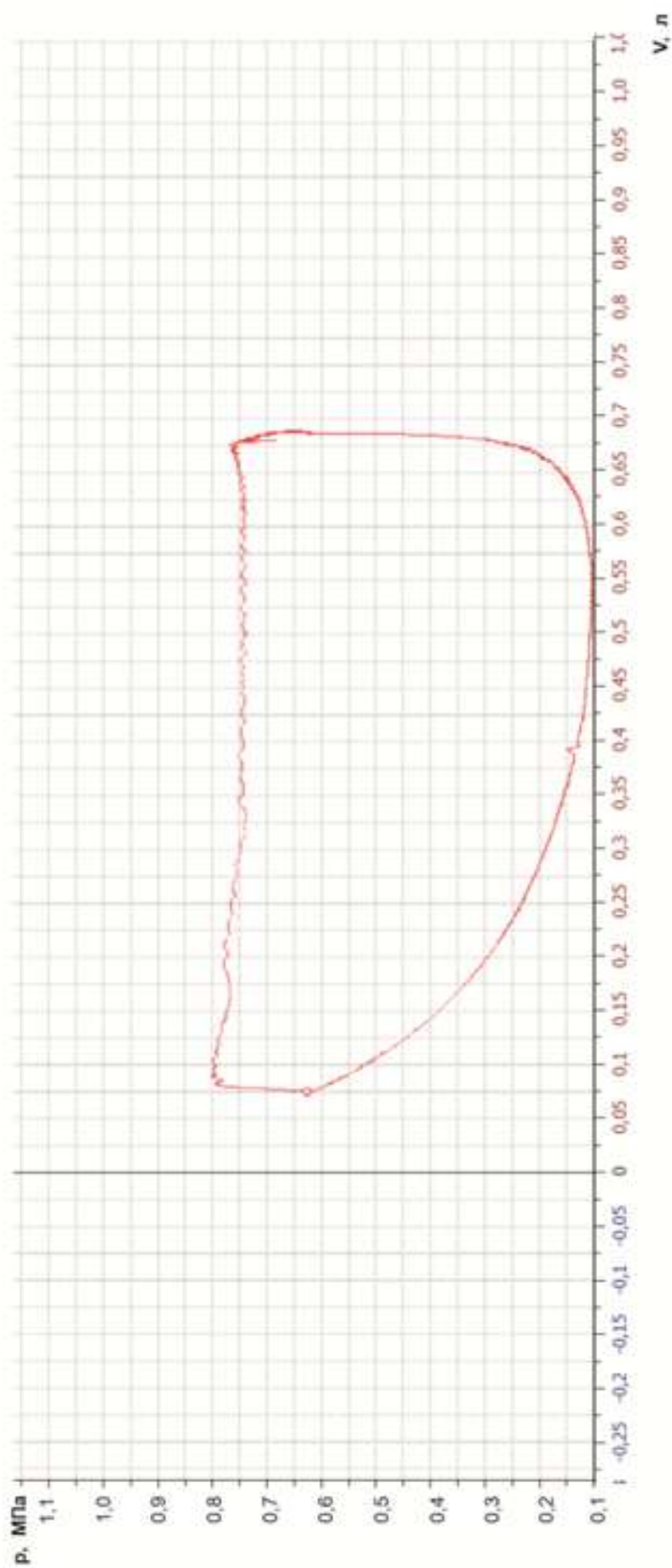


Рисунок Б 4. – Індикаторна діаграма при $n = 400 \text{ мин}^{-1}$

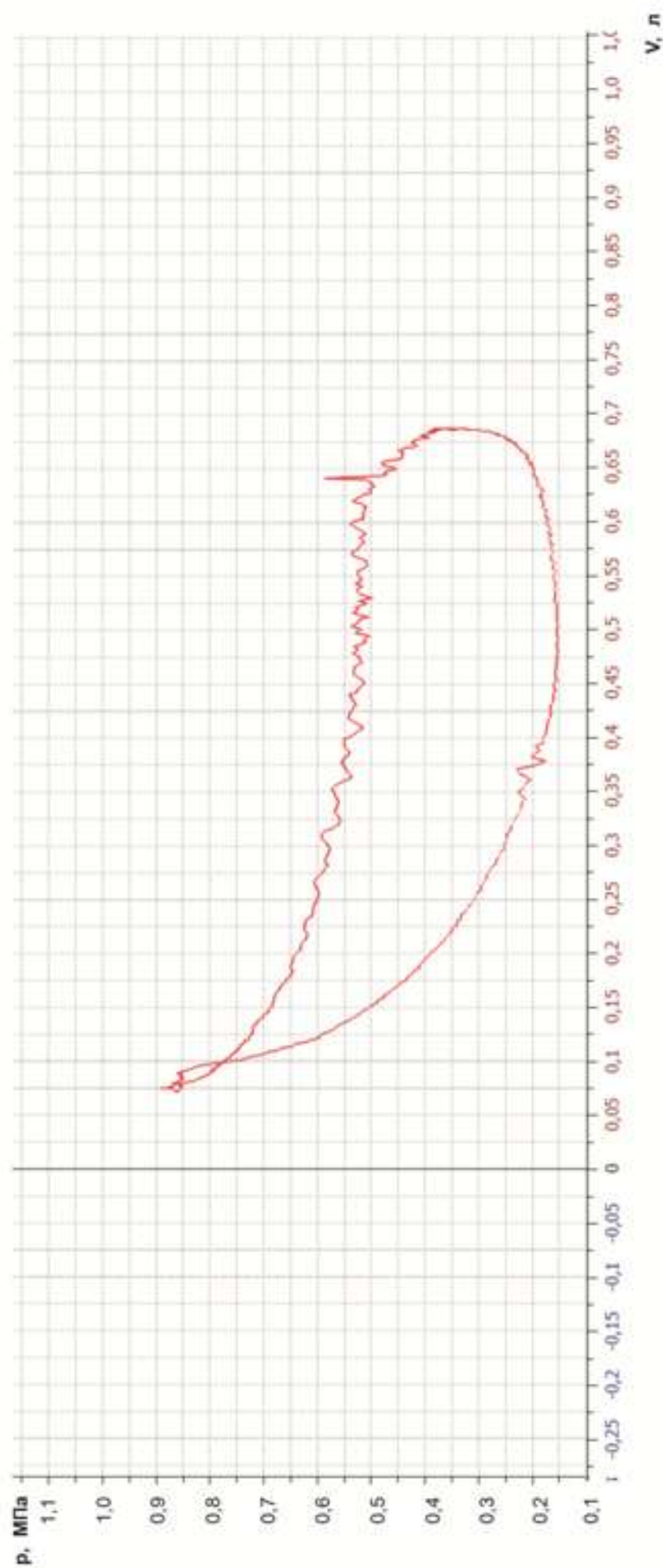


Рисунок Б 5. – Индикаторная диаграмма при $n = 800 \text{ мин}^{-1}$

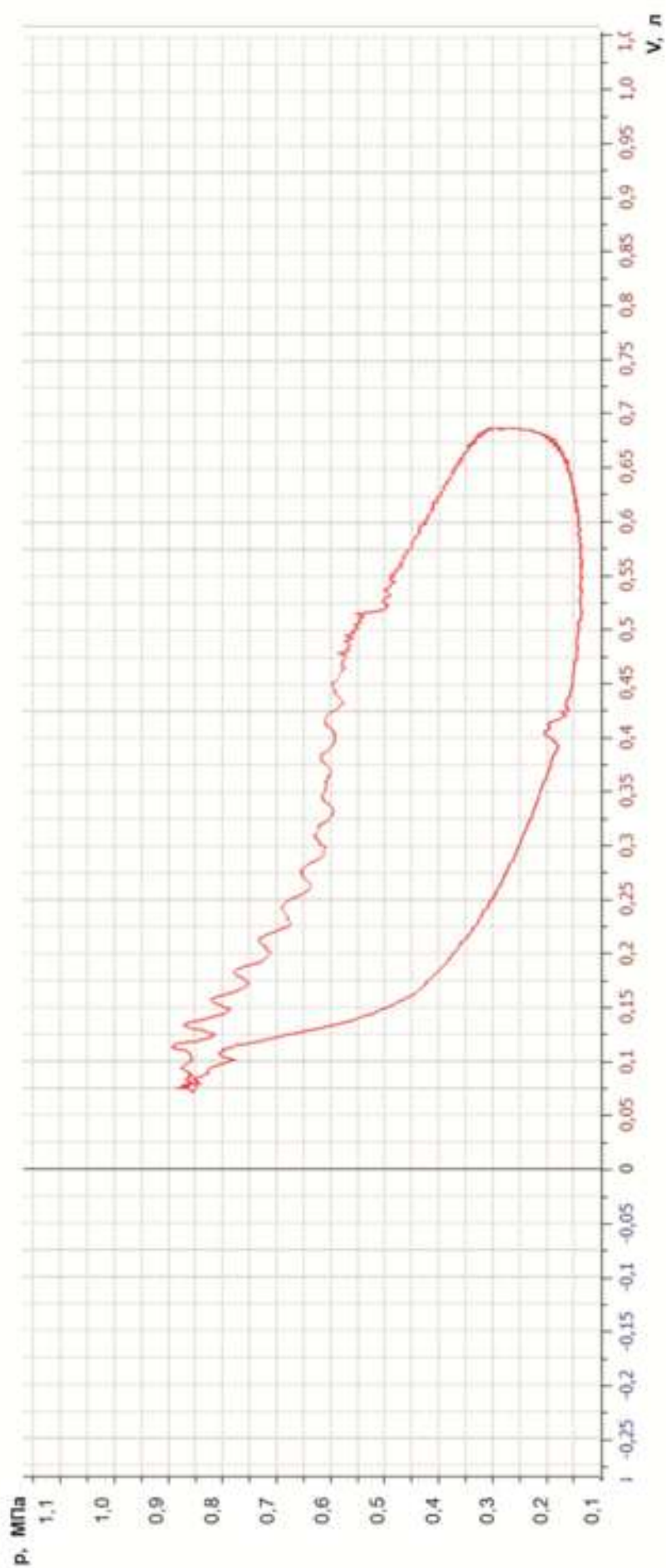


Рисунок Б 6. – Індикаторна діаграма при $n = 700 \text{ мин}^{-1}$

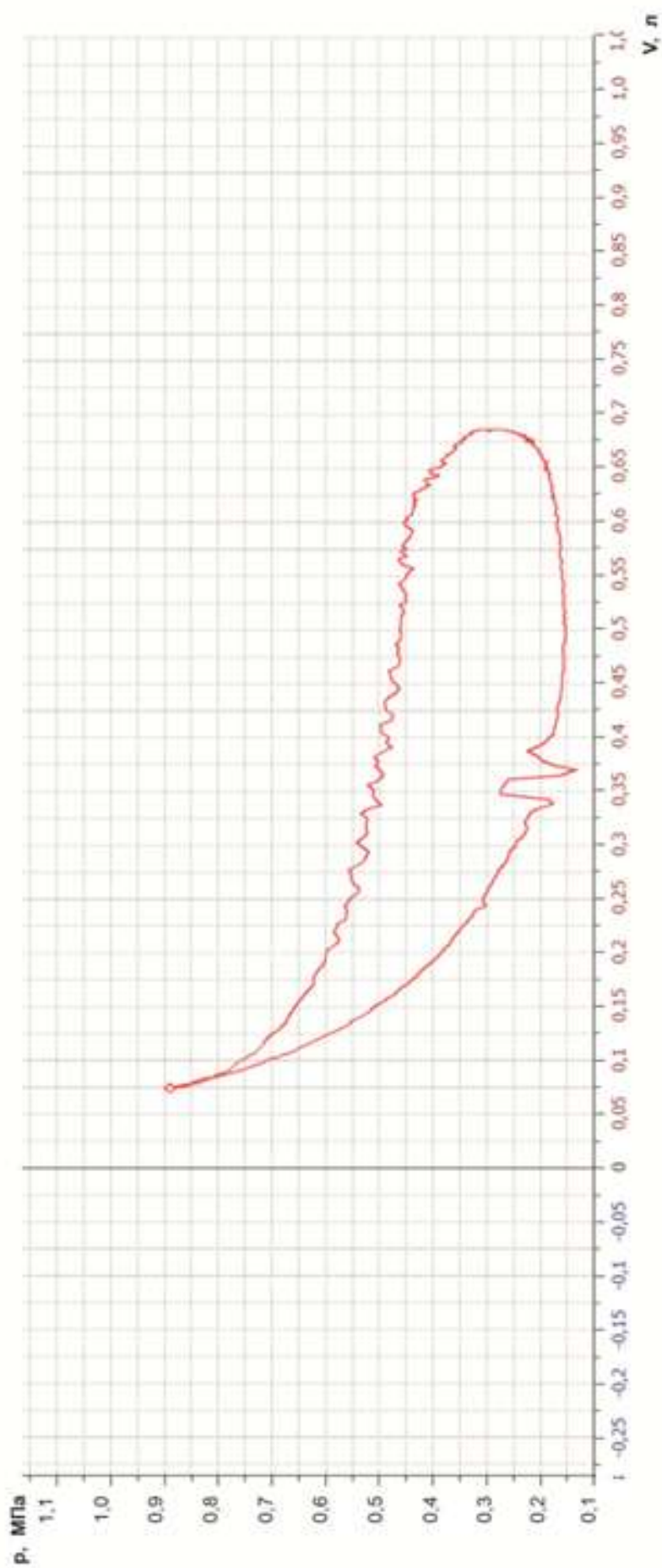


Рисунок Б 7. – Індикаторна діаграма при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

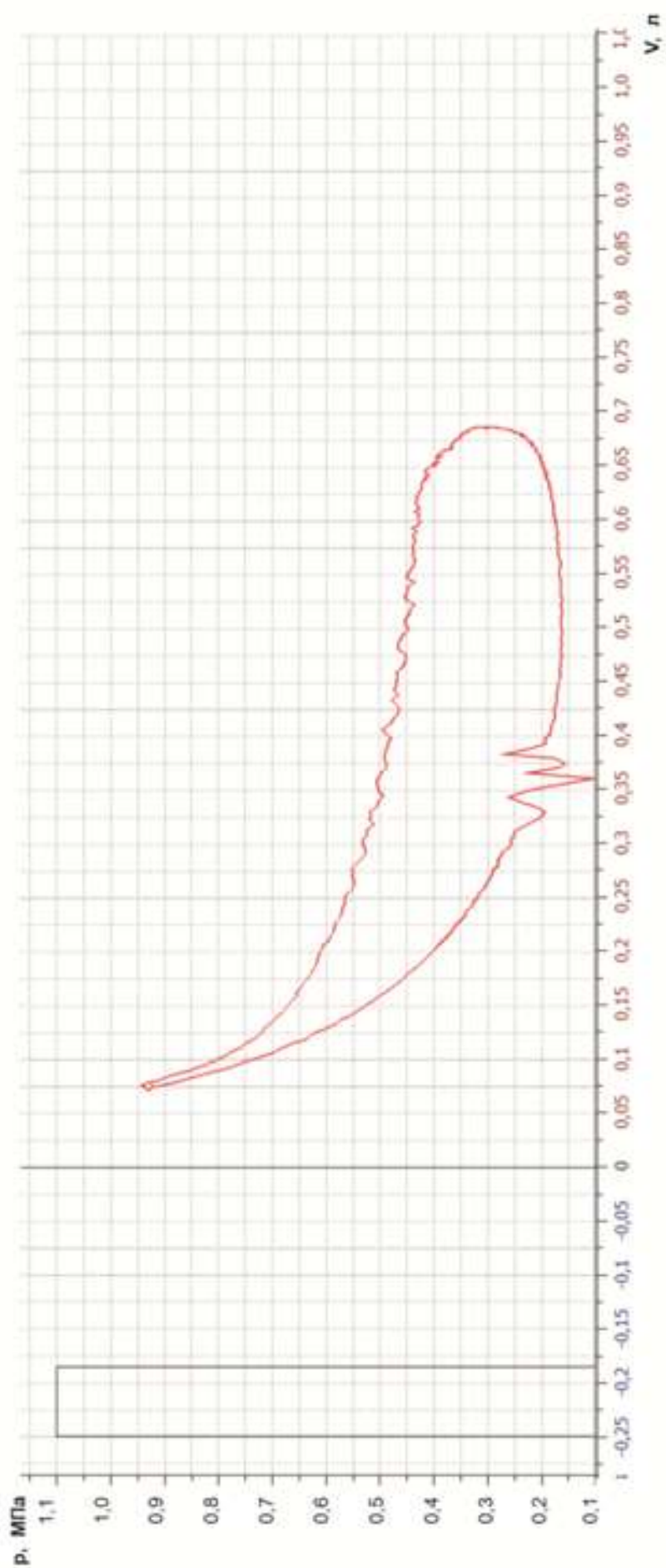


Рисунок Б 8. – Індикаторна діаграма при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

ДОДАТОК В

Патенти, отримані в процесі виконання дисертаційної роботи





УКРАЇНА

(19) UA (11) 125526 (13) U
(51) МПК (2018.01)
B60K 6/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2017 12712
(22) Дата подання заявки: 21.12.2017
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.05.2018
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.05.2018, Бюл. № 9

(72) Винахідник(и):
Воронков Олександр Іванович (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович (UA),
Тесленко Едуард Вікторович (UA),
Назаров Артем Олександрович (UA),
Колеснікова Тетяна Миколаївна (UA)

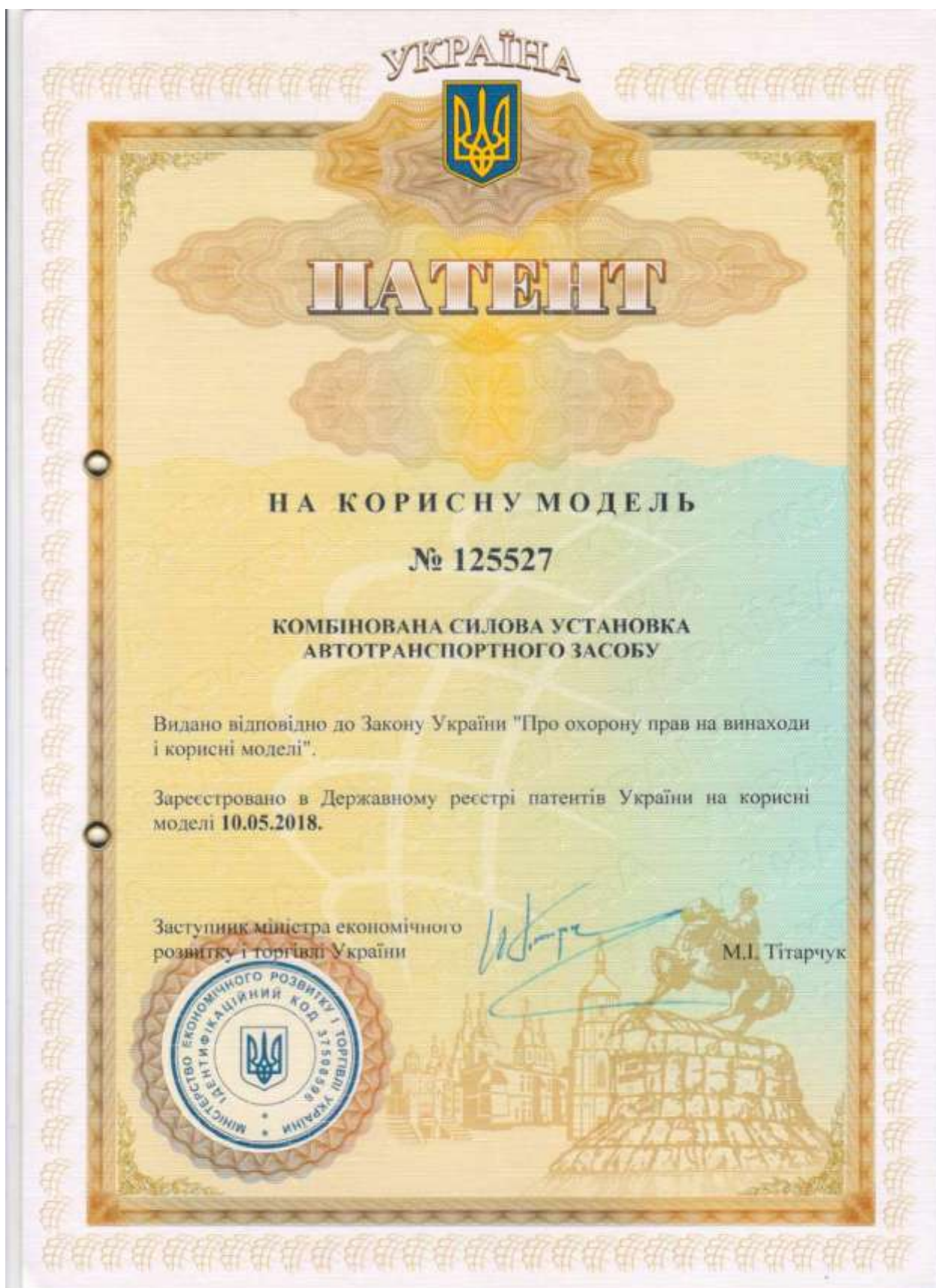
(73) Власник(и):
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA),
Воронков Олександр Іванович,
вул. Р. Ейдемана, 13-а, кв. 111, м. Харків,
61118 (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович,
вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA),
Тесленко Едуард Вікторович,
пр. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA),
Назаров Артем Олександрович,
пр. Студентський, 10, кв. 435, м. Харків,
61024 (UA),
Колеснікова Тетяна Миколаївна,
ж/м Тополя-3, 51, корп. 1, кв. 95, м.
Дніпропетровськ, 49005 (UA)

UA 125526 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Комбінована силова установка автотранспортного засобу, що містить двигуни, які використовують різні джерела енергії - двигун внутрішнього згоряння і пневмодвигун. Використовується один двигун, працюючий по черзі за різними фізичними принципами, який використовує різні джерела енергії, теплову енергію в режимі двигуна внутрішнього згоряння і енергію стиснутого повітря, як пневмодвигун. Причому двигун працює по черзі, при роботі комбінованої силової установки в режимі теплового двигуна тепла енергія системи змащення йде на підігрівання теплового акумулятора, в якому вона накопичується і зберігається деякий час. При роботі комбінованої силової установки в режимі пневмодвигуна тепла енергія, накопичена в теплоакумуляторі, використовується для підігрівання стиснутого повітря та підвищення його енергетичної активності, перш ніж останнє надійде до пневмодвигуна. Двигун механічно пов'язаний з найбільш простим механізмом трансмісії, що передає крутний момент на колеса та автономний компресор, призначений для поповнення запасів стиснутого повітря в пневмобалонах.





УКРАЇНА

(19) UA (11) 125527 (13) U
(51) МПК (2018.01)
B60K 6/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2017 12714**
(22) Дата подання заявки: **21.12.2017**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.05.2018**
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **10.05.2018, Бюл. № 9**

(72) Винахідник(и):
Воронков Олександр Іванович (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович (UA),
Тесленко Едуард Вікторович (UA),
Назаров Артем Олександрович (UA),
Колеснікова Тетяна Миколаївна (UA)

(73) Власник(и):
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,**
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA),
Воронков Олександр Іванович,
вул. Р. Ейдемана, 13-а, кв. 111, м. Харків,
61118 (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович,
вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA),
Тесленко Едуард Вікторович,
пр. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA),
Назаров Артем Олександрович,
пр. Студентський, 10, кв. 435, м. Харків,
61024 (UA),
Колеснікова Тетяна Миколаївна,
ж/м Тополя-3, 51, корп. 1, кв. 95, м.
Дніпропетровськ, 49005 (UA)

UA 125527 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**(57) Реферат:**

Комбінована силова установка автотранспортного засобу містить двигуни, які використовують різні джерела енергії: двигун внутрішнього згоряння і пневмодвигун, виконана з можливістю проходження робочого тіла із пневмобалонів через теплообмінник, встановлений в приймальній трубі глушника, а обидва двигуни механічно пов'язані з механізмом трансмісії, що з'єднує двигуни з колесами ведучого моста, причому механізм трансмісії виконано як планетарний механізм, один вал якого пов'язаний з двигуном внутрішнього згоряння, другий - з пневмодвигуном, а третій - з ведучими колесами автотранспортного засобу та автономним компресором. Використовується один двигун, працюючий по черзі за різними фізичними принципами, який використовує різні джерела енергії: теплову енергію - в режимі двигуна внутрішнього згоряння, і енергію стиснутого повітря як пневмодвигун, причому двигун працює по черзі. При роботі комбінованої силової установки в режимі теплового двигуна теплова енергія системи охолодження йде на підігрівання теплового акумулятора, в якому вона накопичується і зберігається деякий час. При роботі комбінованої силової установки в режимі пневмодвигуна теплова енергія, накопичена в теплоакумуляторі, використовується для підігрівання стиснутого повітря та підвищення його енергетичної активності, перш ніж останнє надійде до пневмодвигуна. Двигун механічно пов'язаний з найбільш простим механізмом





УКРАЇНА

(19) UA (11) 127732 (13) U

(51) МПК (2018.01)

B60K 6/00

B60K 6/08 (2006.01)

B60K 6/12 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2017 12715
(22) Дата подання заявки: 21.12.2017
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.08.2018
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 27.08.2018, Бюл. № 16

(72) Винахідник(и):
Воронков Олександр Іванович (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович (UA),
Тесленко Едуард Вікторович (UA),
Удовик Тарас Олександрович (UA),
Назаров Артем Олександрович (UA),
Колеснікова Тетяна Миколаївна (UA)

(73) Власник(и):
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA),
Воронков Олександр Іванович,
вул. Р. Ейдемана, 13-а, кв. 111, м. Харків,
61118 (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович,
вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA),
Тесленко Едуард Вікторович,
пр. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA),
Назаров Артем Олександрович,
пр. Студентський, 10, кв. 435, м. Харків,
61024 (UA),
Удовик Тарас Олександрович,
вул. Колгоспна, 33, м. Куп'янськ, Харківська обл., 63701 (UA),
Колеснікова Тетяна Миколаївна,
ж/м Тополя-3, 51, корп. 1, кв. 95,
м. Дніпропетровськ, 49005 (UA)

UA 127732 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Комбінована силова установка автотранспортного засобу містить два двигуни, які використовують різні джерела енергії - двигун внутрішнього згоряння і пневмодвигун, виконана з можливістю проходження робочого тіла із пневмобалонів через теплообмінник, встановлений в приймальній трубі глушника, а обидва двигуни механічно пов'язані з механізмом трансмісії, що з'єднує двигуни з колесами ведучого моста, причому механізм трансмісії виконано у вигляді планетарного механізму, один вал якого пов'язаний з двигуном внутрішнього згоряння, другий - з пневмодвигуном, а третій - з ведучими колесами автотранспортного засобу та автономним компресором, причому використовуються два двигуни, працюючі по черзі за різними фізичними принципами, об'єднані в один блок, які використовують різні джерела енергії - теплову енергію в режимі двигуна внутрішнього згоряння і енергію стиснутого повітря в режимі пневмодвигуна, причому двигуни можуть працювати по черзі, при роботі комбінованої силової установки в





УКРАЇНА

(19) UA (11) 129153 (13) U
(51) МПК (2018.01)
F02B 47/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2018 03708
(22) Дата подання заявки: 06.04.2018
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.10.2018
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.10.2018, Бюл. № 20

(72) Винахідник(и):
Дяченко Василь Григорович (UA),
Ліньков Олег Юрійович (UA),
Воронков Олександр Іванович (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович (UA),
Тесленко Едуард Вікторович (UA),
Назаров Артем Олександрович (UA)

(73) Власник(и):
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA),
Дяченко Василь Григорович,
вул. 23 Серпня, 63, кв. 37, м. Харків, 61103 (UA),
Ліньков Олег Юрійович,
вул. Уборевича, 32, кв. 17, м. Харків, 61136 (UA),
Воронков Олександр Іванович,
вул. Р. Ейдемана, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович,
вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA),
Тесленко Едуард Вікторович,
просп. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA),
Назаров Артем Олександрович,
пр. Студентський, 10, кв. 437, м. Харків, 61024 (UA)

UA 129153 U

(54) СПОСІБ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО ТЕПЛОГО ДВИГУНА**(57) Реферат:**

Спосіб роботи поршневого теплового двигуна, в якому процес згоряння палива здійснюють у зовнішній камері згоряння, що з'єднана каналами та впускними клапанами з робочими циліндрами, причому максимальний тиск продуктів згоряння палива в зовнішній камері згоряння підтримують на рівні 3-5 МПа за рахунок кількості палива, що впорскується в зовнішню камеру згоряння, та тривалості відкриття впускних клапанів робочих циліндрів, за допомогою клапанів з електромагнітним приводом, які відкривають за 5-10 градусів оберту колінчатого вала до верхньої мертвої точки поршнів робочих циліндрів, а закривають залежно від режиму роботи двигуна за 5-40 градусів оберту колінчатого вала за верхньою мертвою точкою поршнів робочих циліндрів, зменшення коливань тиску продуктів згоряння в зовнішній камері згоряння протягом циклу (одного оберту колінчатого вала) досягають за допомогою ресивера для стиснутого повітря, встановленого між циліндром для стискування повітря і зовнішньою камерою згоряння, причому максимальну температуру продуктів згоряння в зовнішній камері згоряння підтримують не вище 1500 К шляхом зміни кількості палива, що впорскується в





МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **138997** (13) **U**
(51) МПК (2019.01)
B60K 6/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2019 06652	(73) Власник(и):
(22) Дата подання заявки: 13.06.2019	ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
(24) Дата, з якої вчинили права на корисну модель: 10.12.2019	АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.12.2019, Бюл. № 23	УНІВЕРСИТЕТ,
(72) Винахідник(и):	вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA).
Воронков Олександр Іванович (UA).	Воронков Олександр Іванович,
Нікітченко Ігор Миколайович (UA).	вул. Руслана Плоходька, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA).
Глушкова Діана Борисівна (UA).	Нікітченко Ігор Миколайович,
Карпенко Володимир Олександрович (UA).	вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA).
Варавіна Олена Павлівна (UA).	Глушкова Діана Борисівна,
Назаров Артем Олександрович (UA).	вул. Пушкінська, 50/52, кв. 44, м. Харків, 61002 (UA).
Тесленко Едуард Вікторович (UA).	Карпенко Володимир Олександрович,
Смірнова Наталія Володимирівна (UA).	вул. Пономаренківська, 3-а, м. Харків, 61106 (UA).
Шубін Богдан В'ячеславович (UA).	Варавіна Олена Павлівна,
	просп. Тракторобудівників, 87-б, кв. 133, м. Харків, 61123 (UA).
	Назаров Артем Олександрович,
	пров. Студентський, 10, кв. 424, м. Харків, 61024 (UA).
	Тесленко Едуард Вікторович,
	просп. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA).
	Смірнова Наталія Володимирівна,
	вул. Гвардійців-Широніців, 50, кв. 92, м. Харків, 61136 (UA).
	Шубін Богдан В'ячеславович,
	вул. Данілевського, 20, кв. 133, м. Харків, 61058 (UA).

UA 138997 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Комбінована силова установка (КСУ) автотранспортного засобу містить двигун, який використовує різні джерела енергії - теплову енергію, як двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) і енергію стиснутого повітря, як пневмодвигун, двигун працює по черзі. При роботі в режимі теплового двигуна тепла енергія рідини системи змащення накопичується в теплому аккумуляторі та використовується для підігрівання стиснутого повітря. КСУ виконана з можливістю проходження робочого тіла із пневмобалонів через теплоаккумулятор, в який встановлено теплообмінник системи охолодження ДВЗ для накопичування і зберігання певний час теплоти від рідини системи змащення. Двигун механічно пов'язаний з механізмом трансмісії, що передає крутний момент на колеса ведучого моста. Механізм трансмісії виконано у вигляді планетарного механізму, один вал якого пов'язаний з двигуном, а другий - з ведучими колесами автотранспортного засобу (АТЗ) та автономним компресором. Використовують декілька двигунів, працюючих за різними фізичними принципами (два пневматичні роторні





УКРАЇНА

(19) UA (11) 140580 (13) U
 (51) МПК (2020.01)
 B60K 6/00
 B60K 6/08 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2019 06681	(73) Власник(и):	ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Воронков Олександр Іванович, вул. Руслана Плаходька, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA), Нікітченко Ігор Миколайович, вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA), Глушкова Діана Борисівна, вул. Пушкінська, 50/52, кв. 44, м. Харків, 61002 (UA), Карпенко Володимир Олександрович, вул. Пономаренківська, 3-а, м. Харків, 61106 (UA), Варавіна Олена Павлівна, просп. Тракторобудівників, 87-6, кв. 133, м. Харків, 61123 (UA), Назаров Артем Олександрович, пров. Студентський, 10, кв. 424, м. Харків, 61024 (UA), Тесленко Едуард Вікторович, просп. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA), Єрмакова Олена Анатоліївна, просп. Арх. Альошина, 21/38, кв. 50, м. Харків, 61075 (UA)
(22) Дата подання заявки:	13.06.2019		
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	10.03.2020		
(46) Публікація відомостей про видачу патенту:	10.03.2020, Бюл. № 5		
(72) Винахідник(и):	Воронков Олександр Іванович (UA), Нікітченко Ігор Миколайович (UA), Глушкова Діана Борисівна (UA), Карпенко Володимир Олександрович (UA), Варавіна Олена Павлівна (UA), Назаров Артем Олександрович (UA), Тесленко Едуард Вікторович (UA), Єрмакова Олена Анатоліївна (UA)		

UA 140580 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Комбінована силова установка автотранспортного засобу (КСУ) містить двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), тепла енергія якого від систем змащення, охолодження і системи відпрацьованих газів використовується для підігрівання стиснутого повітря, що надходить до пневматичного двигуна. Теплова енергія вихлопних газів та рідин систем змащення і охолодження накопичується в теплому акумуляторі та використовується для підігрівання стиснутого повітря. При цьому КСУ виконані з можливістю проходження робочого тіла із пневмобалонів через теплоакумулятор, в який встановлено теплообмінники приймальної труби глушника та систем змащення і охолодження для накопичування і зберігання певний час теплоти. Двигун механічно пов'язаний з механізмом трансмісії, що передає крутний момент на колеса ведучого моста. Механізм трансмісії виконано у вигляді планетарного механізму, один вал якого пов'язаний з двигуном, а другий - з ведучими колесами автотранспортного засобу (АТЗ) та автономним компресором. Використовується декілька двигунів, працюючих за різними фізичними принципами (два пневматичні роторні двигуни мотор-колесо і двигун внутрішнього згорання (ДВЗ)). Теплообмінник виконано окремо від теплоакумулятора, вони з'єднані між





УКРАЇНА

(19) UA (11) 140581 (13) U
 (51) МПК
 B60K 6/08 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2019 06683	(73) Власник(и):	ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Воронков Олександр Іванович, вул. Руслана Плахотька, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA), Нікітченко Ігор Миколайович, вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA), Глушкова Діана Борисівна, вул. Пушкінська, 50/52, кв. 44, м. Харків, 61002 (UA), Карпенко Володимир Олександрович, вул. Пономаренківська, 3-а, м. Харків, 61106 (UA), Варавіна Олена Павлівна, просп. Тракторобудівників, 87-6, кв. 133, м. Харків, 61123 (UA), Назаров Артем Олександрович, пров. Студентський, 10, кв. 424, м. Харків, 61024 (UA), Тесленко Едуард Вікторович, просп. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA), Черніков Олександр Вікторович, вул. Данілевського, 31, кв. 52, м. Харків, 61058 (UA), Тохтар Георгій Іванович, вул. Культури, 3, кв. 89, м. Харків, 61058 (UA)
(22) Дата подання заявки:	13.06.2019		
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	10.03.2020		
(46) Публікація відомостей про видачу патенту:	10.03.2020, Бюл. № 5		
(72) Винахідник(и):	Воронков Олександр Іванович (UA), Нікітченко Ігор Миколайович (UA), Глушкова Діана Борисівна (UA), Карпенко Володимир Олександрович (UA), Варавіна Олена Павлівна (UA), Назаров Артем Олександрович (UA), Тесленко Едуард Вікторович (UA), Черніков Олександр Вікторович (UA), Тохтар Георгій Іванович (UA)		

UA 140581 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Комбінована силова установка автотранспортного засобу містить двигун, який використовує різні джерела енергії - теплову енергію, як двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), і енергію стиснутого повітря, як пневмодвигун, двигун працює по черзі, а при роботі в режимі теплового двигуна теплова енергія вихлопних газів накопичується в теплому акумуляторі та використовується для підігрівання стиснутого повітря. При цьому КСУ виконана з можливістю проходження робочого тіла із пневмобалонів через теплоаккумулятор, в який встановлено теплообмінник приймальної труби глушника для накопичування і зберігання певний час теплоти від відпрацьованих газів. Двигун механічно пов'язаний з механізмом трансмісії, що передає крутний момент на колеса ведучого моста. Механізм трансмісії виконано у вигляді планетарного механізму, один вал якого пов'язаний з гібридним двигуном, а другий - з ведучими колесами автотранспортного засобу (АТЗ) та автономним компресором. Використовується декілька двигунів, працюючих за різними фізичними принципами (два





МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **141329** (13) **U**
(51) МПК (2020.01)
B60K 6/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2019 06654**
(22) Дата подання заявки: **13.06.2019**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.04.2020**
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **10.04.2020, Бюл. № 7**

(72) Винахідник(и):
Воронков Олександр Іванович (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович (UA),
Глушкова Діана Борисівна (UA),
Карпенко Володимир Олександрович (UA),
Варавіна Олена Павлівна (UA),
Назаров Артем Олександрович (UA),
Тесленко Едуард Вікторович (UA),
Смірнова Наталія Володимирівна (UA),
Богданов Андрій Іванович (UA)

(73) Власник(и):
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,**
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA),
Воронков Олександр Іванович,
вул. Руслана Плаходька, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA),
Нікітченко Ігор Миколайович,
вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA),
Глушкова Діана Борисівна,
вул. Пушкінська, 50/52, кв. 44, м. Харків, 61002 (UA),
Карпенко Володимир Олександрович,
вул. Пономаренківська, 3-а, м. Харків, 61106 (UA),
Варавіна Олена Павлівна,
просп. Тракторобудівників, 87-б, кв. 133, м. Харків, 61123 (UA),
Назаров Артем Олександрович,
пров. Студентський, 10, кв. 424, м. Харків, 61024 (UA),
Тесленко Едуард Вікторович,
просп. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA),
Смірнова Наталія Володимирівна,
вул. Гвардійців-Широнінців, 50, кв. 82, м. Харків, 61136 (UA),
Богданов Андрій Іванович,
вул. Рубана, 9, м. Петровське, Луганська обл., 94540 (UA)

UA 141329 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:





УКРАЇНА

(19) UA (11) 149466 (13) U

(51) МПК

F02B 47/10 (2006.01)

F02B 33/22 (2006.01)

F02B 19/12 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2020 07287	(72) Винахідник(и):
(22) Дата подання заявки: 16.11.2020	Дьяченко Василь Григорович (UA),
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 25.11.2021	Воронков Олександр Іванович (UA),
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 24.11.2021, Бюл. № 47	Нікітченко Ігор Миколайович (UA),
	Тесленко Едуард Вікторович (UA),
	Назаров Артем Олександрович (UA),
	Гнатов Андрій Вікторович (UA),
	Аргун Щасяна Валіковна (UA)
	(73) Володілець (вполітьці):
	ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
	АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
	УНІВЕРСИТЕТ,
	вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002
	(UA)

(54) СПОСІБ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО ТЕПЛОГО ДВИГУНА

(57) Реферат:

Спосіб роботи поршневого теплового двигуна, в одному із циліндрів якого здійснюють процес впуску повітря з навколишнього середовища, його стиск і подачу стиснутого повітря через впускний клапан та з'єднуючий канал до зовнішньої камери, в яку подають через форсунки паливо, наприклад етиловий спирт, і в якій здійснюють процес згоряння палива для підігріву стиснутого повітря, а процеси розширення продуктів згоряння і подальше їх видалення із робочих циліндрів в навколишнє середовище здійснюють відповідно до порядку їх роботи, що з'єднана каналами та впускними клапанами з робочими циліндрами. Максимальний тиск продуктів згоряння палива в зовнішній камері згоряння підтримують на рівні 3-5 МПа, а максимальну температуру стиснутого повітря не більше 1500 К за рахунок кількості палива, що впорскується в зовнішню камеру згоряння, та тривалості відкриття впускних клапанів робочих циліндрів, наприклад клапанів з електромагнітним приводом, які відкривають за 5-10 градусів оберту колінчастого вала до верхньої мертвої точки поршнів робочих циліндрів, а закривають залежно від режиму роботи двигуна за 5-40 градусів оберту колінчастого вала за верхньою мертвою точкою поршнів робочих циліндрів. Для підігріву стиснутого повітря застосовують електричні нагрівальні елементи, які встановлені у зовнішній камері навколо робочих циліндрів.

UA 149466 U





УКРАЇНА

(19) UA (11) 149467 (13) U

(51) МПК

F02B 47/10 (2006.01)

F02B 33/22 (2006.01)

F02B 19/12 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2020 07289 (22) Дата подання заявки: 16.11.2020 (24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 25.11.2021 (46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 24.11.2021, Бюл. № 47	(72) Винахідник(и): Дьяченко Василь Григорович (UA), Воронков Олександр Іванович (UA), Нікітченко Ігор Миколайович (UA), Тесленко Едуард Вікторович (UA), Назаров Артем Олександрович (UA), Гнатов Андрій Вікторович (UA), Аргун Щасяна Валіковна (UA) (73) Володілець (володільці): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA)
--	---

(54) СПОСІБ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО ТЕПЛОГО ДВИГУНА

(57) Реферат:

Спосіб роботи поршневого теплового двигуна, в одному із циліндрів якого здійснюють процес впуску повітря з навколишнього середовища, його стиск і подачу стиснутого повітря через впускний клапан та з'єднуючий канал до зовнішньої камери, в яку подають через форсунки паливо, наприклад етиловий спирт, і в якій здійснюють процес згоряння палива для підігріву стиснутого повітря, а процеси розширення продуктів згоряння і подальше їх видалення із робочих циліндрів в навколишнє середовище здійснюють відповідно до порядку їх роботи, що з'єднана каналами та впускними клапанами з робочими циліндрами. Максимальний тиск продуктів згоряння палива в зовнішній камері підтримують на рівні 3-5 МПа, а максимальну температуру стиснутого повітря - не більше 1500 К за рахунок кількості палива, що впорскується в зовнішню камеру, та тривалості відкриття впускних клапанів робочих циліндрів, наприклад клапанів з електромагнітним приводом, які відкривають за 5-10 градусів оберту колінчатого вала до верхньої мертвої точки поршнів робочих циліндрів, а закривають залежно від режиму роботи двигуна за 5-40 градусів оберту колінчатого вала за верхньою мертвою точкою поршнів робочих циліндрів. Для підігріву стиснутого повітря застосовують електричні нагрівальні елементи, які встановлено в тій самій зовнішній камері перед робочими циліндрами.

UA 149467 U





НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ"

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **122872** (13) **C2**
(51) МПК
B60K 6/12 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

(21) Номер заявки:	а 2017 12711	(72) Винахідник(и):	Воронков Олександр Іванович (UA), Нікітченко Ігор Миколайович (UA), Тесленко Едуард Вікторович (UA), Назаров Артем Олександрович (UA), Колеснікова Тетяна Миколаївна (UA)
(22) Дата подання заявки:	21.12.2017	(73) Володілець (володільці):	ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Воронков Олександр Іванович, вул. Р. Ейдемана, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA), Нікітченко Ігор Миколайович, вул. Грицевца, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA), Тесленко Едуард Вікторович, пр. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA), Назаров Артем Олександрович, пр. Студентський, 10, кв. 435, м. Харків, 61024 (UA), Колеснікова Тетяна Миколаївна, ж/м Тополя-3, 51, корп. 1, кв. 95, м. Дніпропетровськ, 49005 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності:	14.01.2021	(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою:	UA 111860 C2, 24.06.2016 UA 101604 U, 25.09.2015 EP 1988294 A2, 05.11.2008 US 7543668 B1, 09.06.2009 US 2013247854 A1, 26.09.2013
(41) Публікація відомостей про заявку:	27.08.2018, Бюл. № 16		
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію:	13.01.2021, Бюл. № 2		

UA 122872 C2

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Об'єкт: комбінована силова установка (КСУ) автотранспортного засобу (АТЗ).

Галузь застосування: автомобілебудування.

Технічне завдання: утилізація теплової енергії системи відпрацьованих газів, системи охолодження і системи змазки КСУ в режимі двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) для накопичення теплоти в теплоаккумуляторі, встановленому на борту АТЗ, і подальшого її використання для підігрівання робочого тіла (стиснутого повітря) до його надходження в двигун на режимі роботи пневматичного і, як наслідок, збільшення пробігу АТЗ, зменшення витрати палива і зменшення токсичних викидів КСУ у цілому.

Технічний результат



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **100503** (13) **U**
(51) МПК
B60K 6/00 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 01594 (22) Дата подання заявки: 24.02.2015 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.07.2015 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: 27.07.2015, Бюл. № 14	(72) Винахідник(и): Воронков Олександр Іванович (UA), Нікітченко Ігор Миколайович (UA), Тесленко Едуард Вікторович (UA), Ліньков Олег Юрійович (UA), Назаров Артем Олександрович (UA) (73) Власник(и): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002 (UA), Воронков Олександр Іванович, вул. Р. Ейдемана, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA), Нікітченко Ігор Миколайович, вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA), Тесленко Едуард Вікторович, пр. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA), Ліньков Олег Юрійович, вул. Уборевича, 32, кв. 17, м. Харків, 61136 (UA), Назаров Артем Олександрович, пр. Студентський, 8, кв. 505, м. Харків, 61024 (UA)
--	--

UA 100503 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Комбінована силова установка автотранспортного засобу, що містить два двигуни, які використовують різні джерела енергії - двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) і пневмодвигун, виконаний з можливістю проходження робочого тіла із пневмобалонів через теплообмінник, встановлений в приймальній трубі глушника, а обидва двигуни механічно пов'язані з механізмом трансмісії, що з'єднує двигуни з колесами ведучого моста, причому механізм трансмісії виконано у вигляді планетарного механізму, один вал якого пов'язаний з ДВЗ, другий - з пневмодвигуном, а третій - з ведучими колесами автотранспортного засобу (АТЗ) та автономним компресором, причому в рідинний патрубок системи змащення ДВЗ встановлено додатковий теплообмінник для попереднього нагрівання робочого тіла перед його нагрівом у теплообміннику, розташованому в приймальній трубі глушника.



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **101604** (13) **U**
 (51) МПК (2015.01)
B60K 6/00 (2006.01)
B60K 5/00
F28C 3/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 02228	(72) Винахідник(и): Воронков Олександр Іванович (UA), Нікітченко Ігор Миколайович (UA), Тесленко Едуард Вікторович (UA), Ліньков Олег Юрійович (UA), Назаров Артем Олександрович (UA)
(22) Дата подання заявки: 13.03.2015	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.09.2015	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.09.2015, Бюл.№ 18	(73) Власник(и): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ , вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002 (UA), Воронков Олександр Іванович, вул. Р. Ейдемана, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA), Нікітченко Ігор Миколайович, вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA), Тесленко Едуард Вікторович, пр. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA), Ліньков Олег Юрійович, вул. Уборевича, 32, кв. 17, м. Харків, 61136 (UA), Назаров Артем Олександрович, пр. Студентський, 8, кв. 505, м. Харків, 61024 (UA)

UA 101604 U

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Комбінована силова установка автотранспортного засобу містить два двигуни, які використовують різні джерела енергії - двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) і пневмодвигун, виконаний з можливістю проходження робочого тіла із пневмобалонів через теплообмінник, встановлений в приймальній трубі глушника, а обидва двигуни механічно пов'язані з механізмом трансмісії, що з'єднує двигуни з колесами ведучого моста, причому механізм трансмісії виконано у вигляді планетарного механізму, один вал якого пов'язаний з ДВЗ, другий - з пневмодвигуном, а третій - з ведучими колесами автотранспортного засобу (АТЗ) та автономним компресором. В рідинні патрубки систем змащення та охолодження ДВЗ встановлено додаткові теплообмінники для попереднього нагрівання робочого тіла перед його нагрівом у теплообміннику, розташованому в приймальній трубі глушника.



НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ"

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **125140** (13) **C2**
(51) МПК
B60K 6/12 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(21) Номер заявки: а 2019 06653 (22) Дата подання заявки: 13.06.2019 (24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 20.01.2022 (41) Публікація відомостей про заявку: 10.12.2019, Бюл.№ 23 (46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 19.01.2022, Бюл.№ 3 (72) Винахідник(и): Воронков Олександр Іванович (UA), Нікітченко Ігор Миколайович (UA), Глушкова Діана Борисівна (UA), Карпенко Володимир Олександрович (UA), Варавіна Олена Павлівна (UA), Назаров Артем Олександрович (UA), Тесленко Едуард Вікторович (UA), Колеснікова Тетяна Миколаївна (UA)	(73) Володілець (володільці): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Воронков Олександр Іванович, вул. Руспана Плохольця, 13-а, кв. 111, м. Харків, 61118 (UA), Нікітченко Ігор Миколайович, вул. Грицевця, 51-а, кв. 28, м. Харків, 61162 (UA), Глушкова Діана Борисівна, вул. Пушкінська, 50/52, кв. 44, м. Харків, 61002 (UA), Карпенко Володимир Олександрович, вул. Пономаренківська, 3-а, м. Харків, 61108 (UA), Варавіна Олена Павлівна, просп. Тракторобудівників, 87-б, кв. 133, м. Харків, 61123 (UA), Назаров Артем Олександрович, пров. Студентський, 10, кв. 424, м. Харків, 61024 (UA), Тесленко Едуард Вікторович, просп. Постишева, 2/1, кв. 2, м. Харків, 61145 (UA), Колеснікова Тетяна Миколаївна, ж/м Тополя-3, 51, корп. 1, кв. 95, м. Дніпропетровськ, 49005 (UA) (56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: UA 125627 U, 10.05.2018 UA 101604 U, 25.09.2015 WO 8000237 A1, 21.02.1980 CN 1843797 A, 11.10.2008 JP 6156435 B2, 05.07.2017
--	---

UA 125140 C2

(54) КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Об'єкт: комбінована силова установка автотранспортного засобу.

Галузь застосування: автомобілебудування.

Технічна задача: утилізація теплової енергії системи відпрацьованих газів та систем охолодження і змащення КСУ при роботі ДВЗ для накопичення теплоти в теплоаккумуляторі встановленого на борту АТЗ і подальшого використання теплоти для підігрівання робочого тіла

ДОДАТОК Г

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ:
 В.о. головного інженера
 ДП «Завод імені В.О. Малишева»
 Роман НЕЧАСВ
 « » 2024 р.

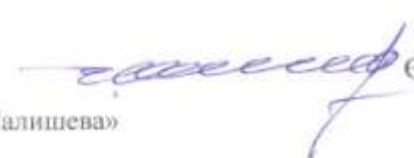


АКТ

впровадження результатів наукових досліджень асистента кафедри ДВЗ
 ХНАДУ Тесленко Едуарда Вікторовича на Державному підприємстві «Завод
 імені В.О. Малишева», які виносяться до захисту дисертації на здобуття
 наукового ступеня кандидата технічних наук

Цим актом підтверджуємо, що при проведенні робіт зі створення систем пневматичного пуску двигунів машин спеціального призначення використовувалися результати наукових досліджень і практичних рекомендацій, викладених в монографії – Концепція створення пневматичного двигуна для автомобіля, авторів: Тесленко Е.В. та інш. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 256 с. ISBN 978-966-303-732-5 і «Методика розрахунку робочого процесу поршневого пневмодвигуна» асистента кафедри ДВЗ ХНАДУ Тесленко Едуард Вікторовича, а саме:

- математичні моделі розрахунку робочого процесу поршневого пневмодвигуна;
- результати експериментальних досліджень поршневого пневмодвигуна;
- можливості застосування електрогідроприводу клапанів для роботи проектуємих двигунів.

Головний конструктор  Стор ОВЧАРОВ
 ДП «Завод імені В.О. Малишева»

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE

**ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ
МАШИНОБУДУВАННЯ
ім. А. М. ПІДГОРНОГО
(ІПМаш НАН України)**



**ANATOLIY PIDHORNYYI INSTITUTE OF
MECHANICAL ENGINEERING
PROBLEMS
(IPMach of NASU)**

вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046
Тел.: +38(0572) 93-01-44
E-mail: adm@ipmach.kharkov.ua
Web: http://www.ipmach.kharkov.ua
Код ЄДРПОУ 03534570

2/10 Pozharsky St., Kharkiv, 61046, Ukraine
Tel.: +38(0572) 93-01-44
E-mail: adm@ipmach.kharkov.ua
Web: http://www.ipmach.kharkov.ua

№ _____

На № _____ від _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник директора
з наукової роботи
д. т. н., проф.

Кирило МАКСИМЕНКО-ШЕЙКО

Довідка

про використання окремих результатів наукових досліджень асистента кафедри ДВЗ ХНАДУ Тесленка Едуарда Вікторовича, які виносяться на захист у складі дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

В ІПМаш НАН України при проведенні науково-експериментальних робіт з дослідження та вдосконалення показників комбінованих енергетичних установок з ДВЗ використовуються окремі результати наукових досліджень і практичних рекомендацій, викладених в опублікованій монографії Тесленка Е.В. – Концепція створення пневматичного двигуна для автомобіля: Тесленко Е.В. та інші. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 256 с. ISBN 978-966-303-732-5, а також в «Методиці розрахунку робочого процесу поршневого пневмодвигуна» асистента кафедри ДВЗ ХНАДУ Тесленка Е.В., а саме:

– універсальні статичні і динамічні математичні моделі розрахунків робочого процесу поршневого пневмодвигуна в складі комбінованої енергоустановки;

– результати експериментальних досліджень показників зразка автомобільного поршневого пневмодвигуна 4Ч 9,2/9,2.

Старший науковий співробітник
відділу термогазодинаміки енергетичних машин
к.т.н., с.н.с.



Антон ЛІСВІТЄРОВ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор
ПрАТ «Промстроймонтаж»
Мінін М.Г.

АКТ

Впровадження в ПрАТ «Промстроймонтаж» результатів наукових досліджень інженера ХНАДУ Тесленка Е.В., винесених ним на захист дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Цим Актом підтверджуємо, що під час проведення робіт з конвертації силової установки на базі ДВЗ 4Ч9.2/9.2 у пневмодвигун для внутрішньо-цехового транспорту використовувалися результати наукових досліджень і практичні рекомендації інженера ХНАДУ Тесленка Едуарда Вікторовича, зокрема:

- результати розрахункових досліджень автомобільних поршневих пневмодвигунів на базі ДВЗ 4Ч9.2/9.2 для використання на внутрішньо-цеховому транспорті;
- результати експериментальних досліджень автомобільного поршневого пневмодвигуна для внутрішньоцехового транспорту;
- дослідження можливості автономної роботи автомобільного поршневого пневмодвигуна від автономних джерел стисненого повітря (балонів) з урахуванням підігріву стисненого повітря на впуску.

Генеральний директор
ПрАТ «Промстроймонтаж»



Мінін М.Г.

ПРИВАТНА ФІРМА «ПРОМЕНЕРГО»

62472, Україна, Харківська обл., Харківський р-н,

м.Мерефа, вул.Довженка Олександра, 187-Г

Код ЄДРПОУ 30357156, ІПН 303571520230.

E-mail: promenergo187@gmail.com Тел./факс. (057) 748-47-98

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПФ «ПРОМЕНЕРГО»



Владислав СОКОЛЕЦЬ

АКТ

впровадження на ПФ «ПРОМЕНЕРГО» результатів наукових досліджень асистента кафедри ДВЗ ХНАДУ Тесленко Едуарда Вікторовича, які виносяться до захисту дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Цим актом підтверджуємо, що при проведенні робіт з конвертації силової установки на базі двигуна 4Ч9,2/9,2 в пневмодвигун, який планується встановити для внутрішньо-цехового транспорту використовувалися результати наукових досліджень і практичних рекомендацій, викладених в монографії – «Концепція створення пневматичного двигуна для автомобіля», авторів: Тесленко Е.В. та ін. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 256 с., ISBN 978-966-303-732-5 і «Методика розрахунку робочого процесу поршневого пневмодвигуна» асистента кафедри ДВЗ ХНАДУ Тесленко Едуарда Вікторовича, а саме:

- математична модель робочого процесу автомобільного поршневого пневмодвигуна для виконання розрахунків при розробці пневмодвигуна для внутрішньо-цехового транспорту;
- результати розрахункових і експериментальних досліджень автомобільного поршневого пневмодвигуна двигуна 4Ч9,2/9,2;
- можливості автономної роботи автомобільного поршневого пневмотранспорту від стаціонарних джерел стиснутого повітря (компресорів) так і автономних джерел (балонів).

Головний конструктор

Воробийов

Дмитро ВОРОБІЙОВ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи
Харківського національного
автомобільно-дорожного університету,
професор

Михалевич М.К.



АКТ

впровадження у навчальний процес результатів досліджень Тесленко Едуарда Вікторовича, що виносяться ним на захист дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Комісія у складі голови – начальник навчального відділу, доцента Догадайло О.О., декана автомобільного факультету Харківського національного автомобільно-дорожного університету, професора Леонтьєва Д.М., завідувача кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» професора Воронкова О.І. цим актом підтверджує, що розроблені в дисертації Тесленко Е.В. розрахунки робочих процесів в автомобільного поршневого пневмодвигуна ґрунтуються на основних наукових положеннях, що містяться в монографії «Конденція створення пневматичного двигуна для автомобіля; монографія О.І. Воронков, Д.Б. Глушкова, А.В. Гнатов, В.О. Карпенко, Е.В.Тесленко та ін. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 256 с. та методичних вказівках до практичних робіт з дисциплін авторів О. І. Воронкова, І.М. Нікітченка, Е.В.Тесленко, положення яких введені в робочі програми та робочі плани дисциплін «Альтернативні енергетичні установки», та «Автомобільні пневмодвигуни» для студентів денної та заочної форми навчання спеціальності 133, 142.

Начальник навчального відділу,
Доцент

Догадайло О.О.

Декан автомобільного факультету,
Професор

Леонтьєв Д.М.

Завідувач кафедри
«Двигуни внутрішнього згоряння»
Професор

Воронков О.І.