

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Митрофанов Олександр Сергійович

УДК 621.486

ДИСЕРТАЦІЯ
ЕФЕКТИВНІСТЬ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ІЗ
ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки
Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий консультант: Тимошевський Борис Георгійович, д-р техн. наук,
професор

Миколаїв 2021

АНОТАЦІЯ

Митрофанов О. С. Ефективність роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки (Технічні науки). – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України, Миколаїв, 2021.

Науково-прикладною проблемою, яка вирішується у дисертаційній роботі, є підвищення ефективності застосування енергетичного потенціалу стиснутого робочого тіла шляхом раціональної організації робочого процесу перетворення потенційної енергії в механічну роботу, а саме забезпечення збільшення повноти розширення, зменшення зворотного стиснення та газодинамічних втрат робочого тіла у машинах об'ємної дії в енергетичних установках на їх базі.

Необхідність зниження енергетичних витрат установок, що використовують потенційну енергію стиснутого робочого тіла, визначає **запит практики**, спрямований на підвищення ефективності перетворення енергії шляхом розробки та впровадження в промисловість нових енергоефективних машин об'ємної дії. Крім того, розробка нових двигунів дозволить задовольнити специфічні експлуатаційні вимоги нових сучасних напрямків застосування, а також забезпечити зниження масогабаритних показників, надійність та працездатність на всіх експлуатаційних режимах незалежно від умов експлуатації.

Згідно із запитом практики визначена **мета дослідження** дисертаційної роботи – підвищення ефективності використання низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об'ємної дії при перетворенні у механічну роботу в енергетичних установках.

Робочою науковою гіпотезою наукового дослідження є твердження, що підвищення ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу в машинах об'ємної дії досягається поєднанням переваг організації робочого процесу ротаційних та поршневих двигунів (регулювання початку і тривалості процесу наповнення, збільшення повноти розширення робочого тіла, зниження мертвого об'єму та газодинамічних втрат при газообміні) шляхом нових конструктивних рішень (поєднання зворотно-поступального руху поршня при одночасному його обертанні разом з ротором).

Для підвищення ефективності процесу перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла при розширенні в машинах об'ємної дії пропонується використати **ідею** поєднання конструкцій руху ведучої ланки ротаційних (обертаний рух) та поршневих (зворотно-поступовий рух) двигунів, що забезпечить урахування переваг й особливостей організації робочих процесів двох різних типів двигунів.

Об'єктом дослідження є процеси перетворення енергії в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії.

Предметом дослідження є параметри, характеристики та закономірності процесів перетворення енергії, які відбуваються у роторно-поршневих двигунах об'ємної дії.

Задачі наукового дослідження

1. Аналіз процесів, технічного рівня, умов експлуатації, переваг і недоліків застосування, особливостей конструкції машин об'ємної та динамічної дії, що випускаються серійно, а також можливих перспективних видів з метою виявлення резервів і напрямків підвищення їх ефективності.

2. Створення фізичної моделі підсистеми ЕУ з використання стиснутого робочого тіла та її елементів на базі дослідного зразка роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також розробка програми проведення експериментальних досліджень процесів у них і параметрів роботи.

3. Визначення експериментальним шляхом закономірностей зміни енергетичних та економічних показників роботи роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також дослідження впливу на них експлуатаційних параметрів двигуна (обертів і робочого тиску) й регулювання тривалості процесу наповнення.

4. Удосконалення математичної моделі робочого циклу машин об'ємної дії, що передбачає врахування впливу особливостей поєднання переваг організації робочого процесу ротаційних і поршневих двигунів через конструкцію механізму руху та газообміну.

5. Виявлення закономірностей взаємного впливу конструктивних (діаметр робочого циліндра, хід поршня, відносний мертвий об'єм), експлуатаційних (оберти й робочий тиск) і регулюючого (ступеня наповнення робочого циліндра) параметрів на індикаторні показники роботи при перетворенні низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

6. Синтез нових науково обґрунтованих схемних рішень енергетичних установок різного призначення на базі роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху та дослідження показників ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в двигунах залежно від умов їх експлуатації.

7. Розробка загальних основ конструювання й проектування роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також відповідних рекомендацій щодо стендових та контрольних випробувань і тривалості проведення обкатки.

8. Апробація та впровадження результатів наукового дослідження ефективності роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху енергетичних установок з машинами об'ємної дії.

У **вступі** подана загальна характеристика дисертації, а саме обґрунтована актуальність наукового дослідження, сформульовані мета й головні задачі, визначені об'єкт та предмет. Викладені наукова новизна й

практична цінність одержаних результатів дослідження, а також зазначений особистий внесок здобувача, наведені дані щодо апробації результатів роботи та публікацій за темою наукового дослідження.

У **першому розділі** проаналізовано конструкцію, принцип роботи та сфери використання різних типів серійних двигунів об'ємної та динамічної дії, що дозволило виділити ряд експлуатаційних переваг і недоліків їх застосування у різних сферах промисловості. Проведено аналіз можливих альтернативних машин об'ємної дії та конструктивних ідейних рішень у них. Виділено основні переваги й недоліки цих рішень, пов'язаних з експлуатацією і технологією виготовлення. Виявлено значний вплив конструктивного виконання та організації робочого процесу в двигунах на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла.

Визначено перспективність розробки нових енергоефективних машин об'ємної дії для комплексного вирішення науково-прикладної проблеми ефективності використання енергетичних ресурсів, що є актуальною та пріоритетною проблемою в енергетиці.

У **другому розділі** розроблена загальна методологія проведення дисертаційної роботи, яка відображена у вигляді технологічної карти наукового дослідження. На основі запиту практики визначені мета дисертації та її робоча гіпотеза, а також виділені задачі дисертаційної роботи. Розглянуті основні методи й загальна методика дослідження дослідного зразка роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, що відповідають задачам дисертації та є загальноприйнятими й дозволили отримати достовірні та достатньо точні результати. Засобами досягнення поставленої мети наукового дослідження є теоретичні та експериментальні методи дослідження. Відповідно до цілей роботи сформульовано задачі експериментального дослідження й обрано методи проведення цього дослідження, що дозволили перевірити адекватність математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна, а також експериментально встановити вплив основних параметрів, режимів роботи та інших факторів на

ефективність перетворення енергії стиснутого робочого тіла. З теоретичних методів дослідження в роботі широко застосовувався метод математичного моделювання. Сформульовано основні вимоги до математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

У **третьому розділі** наведені опис конструкції дослідного зразка роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 12РПД 4,4/1,75, методика проведення його науково-дослідних випробувань, відомості про експериментальний стенд, система вимірювання та реєстрації отриманих результатів. Крім того, у розділі подані основні результати експериментальних досліджень роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху та їх аналіз: дослідження параметрів робочого циклу; режимів роботи й особливостей експлуатації та обслуговування; визначення впливу параметрів робочого циклу на енергетичні й економічні показники двигуна.

У **четвертому розділі** обґрунтовані вимоги та розроблена математична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, яка враховує особливості кінематики двигуна, а також, базуючись на отриманих експериментальних даних, виконана оцінка адекватності моделі. Виконані дослідження впливу конструктивних параметрів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у робочому циліндрі.

У **п'ятому розділі** виконані аналіз та узагальнення результатів дослідження ефективності використання роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху в існуючих і перспективних енергетичних установках різного призначення. Наведено порівняння параметрів двигунів різних типів з роторно-поршневими, а також доведено ефективність та перспективність застосування нових двигунів у порівнянні із серійними машинами об'ємної дії. Досліджено можливість

використання роторно-поршневих двигунів у транспортних енергетичних установках, газотранспортних і газорозподільних системах, енергетичних установках акумулювання надлишкової електричної енергії, виробленої з відновлювальних джерел енергії, в енергетичних установках отримання та безпечного акумулювання водню із сірководню Чорного моря, а також енергетичних установках з ДВЗ як утилізатора енергії відпрацьованих газів.

У **шостому розділі** подані результати реалізації наукового дослідження в практику проектування та створення роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху. Наведено загальні основи конструювання та компонування елементів роторно-поршневих двигунів різного призначення, розглянуто питання щодо загального компонування двигуна й схеми підведення повітря, конструювання основних вузлів та деталей, вибору схеми механізму руху, а також особливостей ущільнення. Подано практичні рекомендації щодо технології виготовлення та збирання основних складальних вузлів і деталей. Наведена реалізація результатів наукового дослідження роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на об'єктах промисловості.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що для підвищення ефективності застосування низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об'ємної дії при перетворенні у механічну роботу в енергетичних установках:

1) уперше експериментально й теоретично доведено, що збільшення повноти розширення та зменшення зворотного стиснення і газодинамічних втрат низькопотенційного робочого тіла досягаються використанням у роторно-поршневих двигунах об'ємної дії для перетворення поступального руху поршня в обертальний рух ротора шарнірно-кулачкового механізму, а також регулюванням тривалості процесу наповнення, що, відповідно, дозволяє зменшити питому масу на 17...50 %, збільшити відношення пускового крутного моменту до номінального до 11 %, а також зменшити питому витрату робочого тіла (енергії) на 15...24 % у порівнянні із серійними

поршневыми машинами об'ємної дії із золотниковим газорозподілом, які застосовують як механізм руху кривошипно-шатунний механізм;

2) уперше визначено та експериментально підтверджено, що більш ефективним підходом до регулювання навантаження роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху є регулювання тривалості процесу наповнення (за рахунок зміни фаз газообміну), збільшення якого у 1,43...2,45 рази забезпечує підвищення ефективної потужності у 1,10...1,91 рази, а раціональне співвідношення заданої потужності двигуна, його робочого тиску та ступеня наповнення (у межах 0,2...0,4) дає змогу покращити процес перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу й забезпечити зниження питомої ефективної витрати робочого тіла до 10,1 %;

3) уперше експериментально визначено вплив тривалості процесу наповнення робочого циліндра на значення тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху та встановлено, що зменшення ступеня наповнення у 1,43...2,45 рази знижує тиск відпрацьованого повітря у 1,16...2,16 рази, тим самим зменшуючи газодинамічні втрати на випуску;

4) уперше експериментально визначено, що організація процесу газообміну (зміна початку та кінця процесів впуску і випуску) за рахунок використання шарнірно-кулачкового механізму руху в умовах робочого тиску 0,4...0,8 МПа забезпечує діапазон зміни тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого двигуна на рівні 0,010...0,075 МПа, що не перевищує та є значно нижчим від допустимих значень (0,105...0,120 МПа) для машин об'ємної дії;

5) уперше експериментально визначено діапазон максимального падіння температури повітря від початкового значення зберігання до кінцевого на випуску з роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху для робочого тиску 0,4...0,8 МПа, який складає 35...43 К, а також встановлено вплив обертів двигуна на зниження температури повітря

при дроселюванні та розширенні у робочому циліндрі (збільшення обертів у 2,35 разів збільшує падіння температури при дроселюванні в 1,23 рази, при цьому зміна температури при розширенні, залежно від обертів, не перевищує 4,5 %), що дало змогу оцінити ефективність і працездатність двигуна за умов від'ємних температур зберігання робочого тіла ($-5 \dots -20$ °С);

б) уперше для роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху методом фізичного й математичного моделювання для різних експлуатаційних параметрів (оберти і робочий тиск) встановлено вплив конструктивних параметрів, таких, як діаметр робочого циліндра, хід поршня, відносний мертвий об'єм (зменшення відношення ходу поршня до діаметра робочого циліндра у 1,5 рази знижує питому індикаторну витрату робочого тіла до 60,8 % при одночасному незначному зниженні потужності двигуна до 8,0 %, а зменшення відносного мертвого об'єму в 1,25 рази знижує питому індикаторну витрату робочого тіла до 27,7 % та збільшує потужність двигуна до 28,2 %) на зміну показників їх роботи при перетворенні потенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу.

Набуло подальшого розвитку теоретичні основи конструювання й проектування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху за рахунок розробки загального конструювання двигуна, схеми підведення робочого тіла та конструкції основних вузлів і деталей, а також вибору способу ущільнення та конструктивного виконання механізму руху, що спрямовано на спрощення виготовлення, збирання, а також поліпшення експлуатації й обслуговування.

Удосконалено:

– метод визначення необхідної кількості теплоти для підігріву стиснутого робочого тіла на вході у впускний ресивер роторно-поршневого двигуна за рахунок отриманої експериментальної залежності зміни падіння температури відпрацьованого повітря від обертів і тиску у впускному ресивері за умов забезпечення допустимого значення температури відпрацьованого робочого тіла на виході (встановлена мінімально допустима температура

зберігання робочого тіла, за якої ще можлива робота двигуна без підігріву та яка складає $0 \dots -5$ °C);

– кінематику механізму руху роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху за рахунок визначення геометричного зв'язку між ходом поршня двигуна, довжиною ланки рухомого чотирикутника та кутом між ланками, що дозволило отримати залежності для визначення переміщення, швидкості й прискорення поршня залежно від кута повороту ротора.

Базуючись на отриманих наукових результатах, сформульовано нові **наукові положення**.

1. Поєднання переваг організації робочого процесу ротаційних і поршневих двигунів шляхом застосування шарнірно-кулачкового механізму руху в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії забезпечує регулювання процесу наповнення, збільшення повноти розширення робочого тіла, зменшення зворотного стиснення, а також відсутність мертвого об'єму, що сприяє підвищенню в $1,18 \dots 1,32$ рази ефективності перетворення низькопотенційної енергії робочого тіла (витрата повітря на 1 кВт потужності) без попереднього його підігріву в порівнянні із серійними поршневими машинами об'ємної дії із золотниковим газорозподілом та кривошипно-шатунним механізмом руху.

2. Шарнірно-кулачковий механізм руху з відношенням ходу поршня до діаметра робочого циліндра менше одного дає змогу здійснювати два робочих цикли за один оберт ротора, регулювати ступінь наповнення, а також рівномірне розміщення циліндрів по всій довжині ротора в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії, забезпечує компактність та знижує питому масу двигуна у $1,2 \dots 2,0$ рази у порівнянні із серійними поршневими машинами об'ємної дії з кривошипно-шатунним механізмом руху.

3. Шарнірно-кулачковий механізм руху й система газорозподілу з можливістю регулювання ступеня наповнення робочого циліндра, що на ньому базується, забезпечують практично відсутність відносного мертвого

об'єму (значення ε_0 не перевищує 0,015 та обумовлене лише технологічними зазорами) й збільшують відношення пускового крутного моменту до номінального до 1,11 рази у порівнянні із серійними поршневіми машинами об'ємної дії із золотниковим газорозподілом і кривошипно-шатунним механізмом руху.

Наукове значення отриманих результатів полягає у розвитку основ та принципів перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу за рахунок поєднання особливостей і переваг організації робочого процесу різних типів двигунів, що є теоретичною базою для реалізації концепції підвищення ефективності машин об'ємної дії.

Практичне значення отриманих результатів полягає у тому, що розроблено:

- новий напрям у конструюванні та проектуванні двигунів об'ємної дії, технології виготовлення й збирання основних складальних вузлів та деталей роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху;
- рекомендації щодо вибору необхідних матеріалів для виготовлення деталей роторно-поршневого двигуна, а також установа необхідного зазору між сполучними парами з урахуванням робочої температури деталей;
- метод і програму проведення експериментальних досліджень експлуатаційних режимів та робочих процесів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху;
- програму проведення стендових випробувань роторно-поршневих двигунів при серійному виробництві, а також послідовність і тривалість проведення обкатки та контрольних випробувань;
- рекомендації щодо розвитку теорії розрахунку робочого циклу машин об'ємної дії, що стосуються врахування особливостей кінематики шарнірно-кулачкового механізму руху;
- схемні й технічні рішення енергетичних установок на базі роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

Упровадження результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи пройшли апробацію і були використані на машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс» (м. Миколаїв) при проектуванні та реалізації проектів енергетичних установок з роторно-поршневими двигунами об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху різного призначення згідно з вимогами замовника; на Машинобудівному підприємстві «МОТОРСЕРВІСПРОМ» (м. Миколаїв) при виконанні проектних робіт і оцінці енергетичних й економічних показників серії пневмодвигунів (12РПД 44/1,75; 20РПД 4,5/1,75; 20РПД 3,0/1,15); на підприємстві «ТЕПЛОМАШПРОГРЕС» (м. Миколаїв) при модернізації пневматичного приводу суднового крана з вантажопідйомністю до 1000 кг; при розробці проектної документації вібраційного живильника для випуску і доставки руди на підприємстві «БІЗНЕС-СЕРВІС-БЮРО» (Миколаївська обл.); на підприємстві «ШИПСЕРВІС» (м. Миколаїв) при розробці проекту та проведенні модернізації платформного електричного візка ЕТ-2054 (електрокар) вантажопідйомністю 2 т на пневматичний привід; у підготовці технічної документації з модернізації виробничого обладнання підприємствами «АВИАФИНСЕРВИС» (м. Миколаїв) і «Енерготехнологія» (Миколаївська обл.); у навчальному процесі кафедри ДВЗ У та ТЕ при підготовці бакалаврів і магістрів Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова в курсах лекцій, при проведенні практичних, індивідуальних та лабораторних занять з дисциплін «Двигуни нетрадиційних схем», «Суднові допоміжні механізми», а також при виконанні розрахункових завдань, у курсовому й дипломному проектуванні.

Ключові слова: роторно-поршневий двигун об'ємної дії; шарнірно-кулачковий механізм руху; механізм газорозподілу; стиснуте робоче тіло; робочий процес.

ABSTRACT

Oleksandr S. Mytrofanov. The efficiency of rotary-piston engines with hinge-cam motion conversion mechanism. – Qualifying scientific work as a manuscript.

A thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences in specialty 05.05.03 – Engines and Power Plants (Engineering). – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ministry of Education and Science of Ukraine, Mykolaiv, 2021.

The scientific and applied problem, which is solved in the thesis, is to increase the efficiency of using the energy potential of compressed working fluid by rational organization of the working process of potential energy converting into mechanical work, namely, ensuring the increase in the expansion completeness, reducing the reverse compression and gas-dynamic losses of the working fluid in the volumetric machines in power plants based on them.

The need to reduce the energy costs of plants using the potential energy of the compressed working fluid determines **the demand of practice** aimed to increase the energy conversion efficiency by developing and introducing into industry new energy-efficient volumetric machines. In addition, the development of new engines will allow meeting the specific operational requirements of new modern applications, as well as ensuring the reduction in weight and dimensions, reliability and performance in all operating modes, regardless of operating conditions.

According to the demand of the practice, **the aim of the research** of the thesis was determined and is to increase the efficiency of using low-potential energy of the compressed working fluid in volumetric machines when converting into mechanical work in power plants.

The working scientific hypothesis of the scientific research is the statement that an increase in the efficiency of converting low-potential energy of the compressed working fluid into mechanical work in volumetric machines is achieved by combining the advantages of organizing the working process of rotary and piston engines (regulation of the beginning and duration of the filling process, increasing the completeness of the working fluid expansion, volume and gas-dynamic losses

during gas exchange) by means of new design solutions (combination of reciprocating motion of the piston while simultaneously rotating with the rotor).

To increase the efficiency of the process of converting the low-potential energy of the compressed working fluid during expansion in volumetric machines, it is proposed to use the **idea** of combining the motion constructions of the driving link of rotary (rotary motion) and piston (reciprocating motion) engines, which will ensure the advantages and organization features of working processes of two different types of engines.

The object of the research is the processes of energy conversion in rotary-piston volumetric engines.

The subject of the research is the parameters, characteristics and patterns of energy conversion processes that occur in rotary-piston volumetric engines.

Research objectives

1. Analysis of processes, technical level, operating conditions, advantages and disadvantages of use, design features of volumetric and dynamic machines, that are mass-produced, as well as possible promising types in order to identify reserves and ways to improve their efficiency.

2. Creation of a physical model of the power plant subsystem for the use of the compressed working fluid and its elements on the basis of a prototype of a rotary-piston engine with hinge-cam motion mechanism, as well as development of a program for experimental research of processes in them and operating parameters.

3. Experimentally determining the regularities of changes in the energy and economic indicators of a rotary-piston engine with hinge-cam motion mechanism, as well as studying the influence of the operating parameters of the engine (speed and working pressure) on them and regulating the duration of the filling process.

4. Improvement of the mathematical model of the working cycle of volumetric machines, which implies taking into account the influence of the peculiarities of the combination of the advantages of organizing the working process of rotary and piston engines due to the design of the motion and gas exchange mechanism.

5. Revealing the patterns of mutual influence of structural (working cylinder diameter, piston stroke, relative dead volume), operating (rotations and working pressure) and regulating (degree of filling of the working cylinder) parameters on the performance indicators when converting low-potential energy of the compressed working fluid in the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism.

6. Synthesis of new scientifically grounded scheme solutions of power plants for various purposes based on rotary-piston engines with hinge-cam motion mechanism and research of indicators of the efficiency of low-potential energy conversion of the compressed working fluid in engines, depending on the conditions of their operation.

7. Development of general principles for the construction and design of rotary-piston engines with hinge-cam motion mechanism, as well as relevant recommendations for bench and control tests and the duration of running-in.

8. Approbation and implementation of the results of scientific research on the effectiveness of rotary-piston engines with hinge-cam motion mechanism of power plants with volumetric machines.

In the introduction, a general description of the thesis is presented, namely, the relevance of the scientific research is substantiated, the aim and the main tasks are formulated, the object and the subject are determined. The scientific novelty and practical value of the obtained research results are stated, as well as the personal contribution of the applicant, the data on the approbation of the results of work and publications on the topic of scientific research are given.

The first section analyzes the design, the principle of operation and the scope of use of various types of serial volumetric and dynamic engines, which made it possible to highlight a number of operational advantages and disadvantages of their use in various fields of industry. The analysis of possible alternative volumetric machines and constructive conceptual solutions in them is carried out. The main advantages and disadvantages of these solutions connected with the operation and manufacturing technology are highlighted. A significant influence of the design and

organization of the working process in engines on the efficiency of converting the potential energy of the compressed working fluid has been revealed.

The prospects for the development of new energy-efficient volumetric machines for a complex solution of the scientific and applied problem of the efficiency of the energy resources use, which is an urgent and priority problem in the energy sector, have been determined.

In the second section, a general methodology for conducting the thesis is developed, which is reflected in the form of a technological map of the scientific research. On the basis of the demand of practice, the aim of the thesis and its working hypothesis are determined, and the tasks of the thesis are also highlighted. The main methods and general research methodology of a prototype of the rotary-piston volumetric engine with hinge-cam motion mechanism are considered, which correspond to the objectives of the thesis and are generally accepted and made it possible to obtain the reliable and fairly accurate results. The means of achieving the stated aim of the scientific research are the theoretical and experimental research methods. In accordance with the objectives of the work, the tasks of the experimental study were formulated and the methods of this study were selected, which made it possible to check the adequacy of the mathematical model of the working cycle of the rotary-piston engine, as well as to experimentally establish the influence of the main parameters, operating modes and other factors on the efficiency of energy conversion of a compressed working fluid. The method of mathematical modeling was widely used in the work out of the theoretical research methods. The basic requirements for the mathematical model of the working cycle of the rotary-piston volumetric engine with hinge-cam motion mechanism are formulated.

The third section describes the design of the prototype of the 12RPD 4.4/1.75 rotary-piston volumetric engine with hinge-cam motion mechanism, the methodology for conducting its research tests, the information about the experimental bench, the system for measuring and recording the obtained results. In addition, the section presents the main results of the experimental studies of the rotary-piston volumetric engine with hinge-cam motion mechanism and their

analysis: study of the parameters of the working cycle; operating modes and features of operation and maintenance; determination of the influence of the operating cycle parameters on the energy and economic indicators of the engine.

In the fourth section, the requirements are substantiated and the mathematical model of the working cycle of the rotary-piston volumetric engine with hinge-cam motion mechanism is developed, which takes into account the features of the engine kinematics, and, based on the obtained experimental data, the adequacy of the model is assessed. The research of the influence of design parameters of the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism on the efficiency of converting the potential energy of the compressed working fluid in the working cylinder have been carried out.

In the fifth section, the analysis and generalization of the results of studying the efficiency of using the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism in existing and prospective power plants for various purposes is carried out. The comparison of the parameters of engines of various types with rotary-piston engines is given, as well as the efficiency and prospects of using new engines in comparison with the serial volumetric machines, are proved. The possibility of using the rotary-piston engines in transport power plants, gas transmission and gas distribution systems, power plants for the accumulation of excess electricity produced from renewable energy sources, power plants for the production and safe storage of hydrogen from hydrogen sulfide from the Black Sea, as well as power plants with an internal combustion engine as a utilizer of exhaust gases energy, has been researched.

The sixth section presents the results of the implementation of the scientific research into the practice of designing and creating the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism. The general principles of design and layout of elements of the rotary-piston engines for various purposes are given, the issues of the general layout of the engine and the air supply scheme, the design of the main units and parts, the choice of the motion mechanism scheme, as well as the sealing features are considered. Practical recommendations on the technology of

manufacturing and assembling the main assembly units and parts are given. The implementation of the results of the scientific research of the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism at industry facilities is presented.

The scientific novelty of the obtained results lies in the fact that in order to increase the efficiency of use of low-potential energy of the compressed working fluid in the volumetric machines when converted into mechanical work in power plants:

1) for the first time, it was experimentally and theoretically proved that an increase in the completeness of expansion and a decrease in reverse compression and gas-dynamic losses of the low-potential working fluid are achieved by using the rotary-piston volumetric engines to convert the translational motion of the piston into the rotational motion of the rotor of the hinge-cam mechanism, as well as by adjusting the duration of the filling process, which, accordingly, allows to reduce the specific weight by 17...50%, increase the ratio of starting torque to the nominal torque up to 11%, and also reduce the specific consumption of the working fluid (energy) by 15...24% compared to serial piston volumetric machines with sleeve valve gear, that use the crank mechanism as a motion one;

2) for the first time, it was determined and experimentally confirmed that a more effective approach to regulate the load of the rotary-piston engines with hinge-cam motion mechanism is to regulate the duration of the filling process (by changing the phases of gas exchange), an increase of which by 1.43...2.45 times provides an increase in effective power by 1.10...1.91 times, and the rational ratio of the given engine power, its operating pressure and the degree of filling (within 0.2...0.4) make it possible to improve the process of converting low-potential energy of the compressed working fluid into the mechanical work and ensure a decrease in the specific effective consumption of the working fluid up to 10.1 %;

3) for the first time, the influence of the duration of the filling process of the working cylinder on the value of the exhaust air pressure in the exhaust manifold of the rotary-piston engine with hinge-cam motion mechanism was experimentally

determined and it was found that a decrease in the degree of filling by 1.43...2.45 times reduces the pressure of the exhaust air by 1.16...2.16 times, thereby reducing gas-dynamic losses at the outlet;

4) for the first time, it was experimentally determined that the organization of the gas exchange process (change in the beginning and the end of the inlet and outlet processes) due to the use of hinge-cam motion mechanism under conditions of a working pressure of 0.4...0.8 MPa provides a range of changes in the exhaust air pressure in the exhaust manifold of the rotary-piston engine at the level of 0.010...0.075 MPa, which does not exceed the permissible values and is significantly lower (0.105...0.120 MPa) for the volumetric machines;

5) for the first time, the range of the maximum drop in air temperature from the initial storage value to the final one at the outlet from the rotary-piston engine with hinge-cam motion mechanism for a working pressure of 0.4...0.8 MPa, which is 35...43 K, and the effect of engine speed on a decrease in the air temperature during throttling and expansion in the working cylinder were established (an increase in rotations by 2.35 times increases the temperature drop during throttling by 1.23 times, while the temperature change during expansion, depending on the speed, does not exceed 4.5%), which made it possible to evaluate the efficiency and performance of the engine in conditions of negative storage temperatures of the working fluid (–5...–20 °C);

6) for the first time for the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism by the method of physical and mathematical modeling for various operating parameters (speed and working pressure), the influence of design parameters, such as the diameter of the working cylinder, piston stroke, relative dead volume (decrease in the ratio of the piston stroke to the diameter of the working cylinder by 1.5 times reduces the specific indicator flow of the working fluid to 60.8% with a simultaneous slight decrease in engine power to 8.0%, and a decrease in the relative dead volume by 1,2.5 times reduces the specific indicator consumption of the working fluid up to 27.7 % and increases the engine power up to 28.2 %) to

the work indicators change, when converting the potential energy of the compressed working fluid into mechanical work, was determined.

The theoretical foundations of the design and construction of the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism **were further developed** through the development of the general layout of the engine, the scheme for supplying the working fluid and the design of the main units and parts, as well as the choice of the sealing method and the design of the motion mechanism, which aims to simplify production, assembly, and improve operation and maintenance.

Improved:

– the method for determining the required amount of heat for heating the compressed working fluid at the inlet to the inlet receiver of the rotary-piston engine due to the obtained experimental dependence of the change in the temperature drop of the exhaust air on the speed and pressure in the inlet receiver, provided that the permissible temperature of the exhaust working fluid at the outlet is ensured (the set minimum permissible storage temperature of the working fluid, at which the engine can still operate without heating is 0...–5 °C);

– the kinematics of the motion mechanism of the rotary-piston volumetric engine with hinge-cam motion mechanism by determining the geometric connection between the engine piston stroke, the length of the link of the movable quadrangle and the angle between the links, which made it possible to obtain dependencies for determining the movement, speed and acceleration of the piston depending on the angle of the rotor rotation.

Based on the obtained scientific results, the new **scientific arguments** were formulated.

1. The combination of the advantages of organizing the working process of the rotary and piston engines through the use of the hinge-cam motion mechanism in the rotary-piston volumetric engines provides regulation of the filling process, increasing the completeness of the working fluid expansion, reducing the reverse compression, as well as the absence of dead volume, which enables increase in the efficiency of converting low-potential energy of the working fluid by 1.18...1.32

times (air consumption per 1 kW of power) without preheating it in comparison with the serial piston volumetric machines with sleeve valve and crank gear.

2. The hinge-cam motion mechanism with the ratio of the piston stroke to the diameter of the working cylinder less than one allows to complete two working cycles per one rotation of the rotor, to regulate the degree of filling, as well as the uniform arrangement of the cylinders along the entire length of the rotor in the rotary-piston volumetric engines, provides compactness and reduces the specific weight of the engine by 1.2...2.0 times in comparison with serial piston volumetric machines with crank gear.

3. The hinge-cam motion mechanism and the gas distribution system with the possibility of adjusting the degree of filling of the working cylinder, on which it is based, provide practically the absence of a relative dead volume (the value of ε_0 does not exceed 0.015 and is only due to technological clearances) and increase the ratio of the starting torque to the nominal torque to 1.11 times in comparison with the serial piston volumetric machines with sleeve valve and crank gear.

The scientific significance of the obtained results lies in the development of the foundations and principles of converting low-potential energy of the compressed working fluid into mechanical work by combining the features and advantages of organizing the working process of various types of engines, which is the theoretical basis for implementing the concept of increasing the efficiency of volumetric machines.

The practical significance of the obtained results is that the following have been developed:

- a new direction in the construction and design of volumetric engines, manufacturing technology and assembly of the main assembly units and parts of the rotary-piston engines with hinge-cam motion mechanism;

- recommendations on the selection of the necessary materials for the manufacturing of parts of the rotary-piston engine, as well as the establishment of the required gap between the connecting pairs, taking into account the working temperature of the parts;

– method and program for experimental research of operating conditions and working processes of the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism;

– program for bench tests of the rotary-piston engines during serial production, as well as the sequence and duration of running-in and control tests;

– recommendations for the development of the theory of calculating the working cycle of the volumetric machines, concerning the consideration of the peculiarities of the kinematics of the hinge-cam motion mechanism;

– schematic and technical solutions of power plants based on the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism.

Implementation of the thesis results. The results of the thesis received approval and were used at the “Motor-Plus” machine manufacturing enterprise (Mykolaiv) in the design and implementation of projects of power plants with the rotary-piston volumetric engines with hinge-cam motion mechanism for various purposes in accordance with the customer’s requirements; at the “MOTORSERVISPROM” machine manufacturing enterprise (Mykolaiv) when performing design work and assessing the energy and economic indicators of the series of air engines (12RPD 44/1.75; 20RPD 4.5/1.75; 20RPD 3.0/1.15); at the “TEPLOMASHPROGRES” enterprise (Mykolaiv) during the modernization of the pneumatic drive of the ship crane with a lifting capacity of up to 1000 kg; in the development of design documentation for the vibrating feeder for release and delivery of ore at the “BUSINESS SERVICE-BURO” enterprise (Mykolaiv region); at the “SHIPSERVICE” enterprise (Mykolaiv) in the development of the project and modernization of the platform electric cart ET-2054 (electric car) with a lifting capacity of 2 tons per pneumatic drive; in the preparation of technical documentation for the modernization of production equipment by the “AVIAFINSERVICE” (Mykolaiv) and “Energotekhnologiya” (Mykolaiv region) enterprises; in the educational process of the Department of Internal combustion engines, plants and technical maintenance in the education of bachelors and masters of Admiral Makarov National University of Shipbuilding in lecture courses, during practical,

individual and laboratory classes in the disciplines “Engines of unconventional schemes”, “Ship auxiliary mechanisms”, as well as when performing computational tasks, in course and diploma projects.

Keywords: rotary-piston volumetric engine; hinge-cam motion mechanism; gas distribution mechanism; compressed working fluid; working process.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ
Статті у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком ДАК МОН України та в іноземних фахових виданнях, включених до Міжнародних наукометричних баз Scopus та/або Web of Science Core Collection

1. Mytrofanov O. S. Analysis of the development and current state of the use of power plants based on pneumatic engines. *Shipbuilding & marine infrastructure* [Фахове видання України]. 2018. № 2 (10). С. 14–26. **Видання входить до бази даних Index Copernicus International.**

2. **Mytrofanov O.**, Poznanskyi A., Proskurin A., Shabalin Yu. Research into the recovery of exhaust gases from ICE using an expansion machine and fuel conversion. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 4/5 (100). P. 32–38. **Видання входить до МНБ Scopus.** Автором розроблена схема енергетичної установки з використанням роторно-поршневої розширювальної машини як першого ступеня утилізації тепла відпрацьованих газів. Отримані залежності параметрів роботи роторно-поршневого двигуна від витрати робочого тіла, а також залежності ступеня конверсії етанолу від температури реакції. Виконана загальна оцінка ефективності енергетичної установки з глибокою утилізацією тепла відпрацьованих газів.

3. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С. Дослідження параметрів роботи роторно-поршневого двигуна. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал* [Фахове видання України]. 2019. № 1. С. 3–8. **Видання входить до Ulrich`s Periodicals Directory (New Jersey, USA), Google Scholar.** Автором виконано оцінку та аналіз впливу основних

параметрів роторно-поршневого двигуна нової конструкції на ефективність енергоперетворення, а також отримано залежності зміни індикаторних показників двигуна, таких, як потужність, питома витрата повітря, середній тиск й індикаторний ККД.

4. Ткач М. Р., Митрофанов О. С., Познанський А. С. Особливості кінематики роторно-поршневого двигуна нової конструкції. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал* [Фахове видання України]. 2019. № 2. С. 31–35. **Видання входить до *Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), Google Scholar, WorldCa, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), DRIVER***. Автором виконано кінематичний аналіз схеми руху роторно-поршневого двигуна нової конструкції, запропоновано залежності визначення безрозмірних переміщення, швидкості та прискорення поршня залежно від кута повороту ротора, а також визначено коефіцієнти гармонічного ряду в зазначених залежностях.

5. Показники сірководневої роторно-поршневої розширювальної машини у складі енерготехнологічної установки / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін, Ю. М. Галинкін. *Авиационно-космическая техника и технология* [Фахове видання України]. 2019. № 8 (160). С. 5–9. **Видання входить до *MNB – Science Index, Google Scholar, Index Copernicus***. Автором визначена ефективність використання роторно-поршневого двигуна як розширювальної машини у складі перспективної енерготехнологічної установки видобування сірководню з глибин Чорного моря. Установлено потужності розширювальної машини, а також отримано індикаторні діаграми та залежності зміни індикаторних показників залежно від газовмісту сірководню у морській воді та глибини занурення трубопроводу.

6. Митрофанов О. С. Математична модель робочого циклу роторно-поршневих двигунів. *Shipbuilding & marine infrastructure* [Фахове видання України]. 2019. № 1 (11). С. 58–65. **Видання входить до бази даних *Index Copernicus International***.

7. Митрофанов О. С. Стенд для випробування та дослідження роторно-поршневих двигунів. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова* [Фахове видання України]. 2019. № 1 (475). С. 51–57. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).**

8. Митрофанов О. С. Дослідження впливу параметрів робочого процесу на ефективні показники роторно-поршневого двигуна. *Shipbuilding & marine infrastructure* [Фахове видання України]. 2020. № 1 (13). С. 17–24. **Видання входить до бази даних Index Copernicus International.**

9. Mytrofanov O. S., Proskurin A. Yu., Poznanskyi A. S. Experimental research of the prototype of the rotary-piston engine of the transport hybrid power plant. *Shipbuilding & marine infrastructure* [Фахове видання України]. 2020. № 2 (14). С. 38–45. **Видання входить до бази даних Index Copernicus International.** Автором проведено експериментальні дослідження дослідного зразка роторно-поршневого двигуна, а також виконано обробку та узагальнення експериментальних даних. Отримано й проаналізовано основні експлуатаційні характеристики та встановлено діапазон зміни ефективних показників і крутного моменту пневмодвигуна залежно від його обертів для різних значень тиску повітря у впускному ресивері.

10. Митрофанов О. С. Перспективи використання роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках акумулювання електричної енергії. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова* [Фахове видання України]. 2020. № 1 (479). С. 35–41. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).**

11. Mytrofanov O. S., Proskurin A. Yu. Increasing energy efficiency of natural gas reduction due to use of rotary piston engines. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова* [Фахове видання України]. 2020. № 3 (481). С. 40–47. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld**

Academic Search Engine (BASE). Автором розроблена схема автоматизованої газорозподільної станції з утилізацією надлишкового тиску природного газу, а також виконана оцінка об'ємів утилізованої енергії. Отримано залежності зміни ефективних показників роторно-поршневого детандера та його індикаторні діаграми залежно від робочого тиску газу.

12. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Познанський А. С., Проскурін А. Ю. Аналіз конструкції та технології виготовлення перспективних роторно-поршневих двигунів. *Авиационно-космическая техника и технология* [Фахове видання України]. 2020. № 4 (164). С. 28–37. **Видання входить до МНБ – Science Index, Google Scholar, Index Copernicus.** Автором проаналізовано особливості конструкції та принцип роботи різних типів механізмів руху перспективних роторно-поршневих двигунів. Виконана оцінка надійності та технологічності виготовлення нових конструкцій механізму руху.

13. Ткач М. Р., Проскурін А. Ю., Митрофанов О. С., Галинкін Ю. М. Підвищення ефективності технології отримання водню шляхом використання регенераційного контуру з роторно-поршневою розширювальною машиною. *Авиационно-космическая техника и технология* [Фахове видання України]. 2020. № 7 (167). С. 12–18. **Видання входить до МНБ – Science Index, Google Scholar, Index Copernicus.** Автором виконана оцінка ефективності використання роторно-поршневого двигуна 20РПД-4,4/1,75 як розширювальної машини у складі енерготехнологічної установки виробництва водню. Визначена частка потужності регенераційного контуру, яка припадає на розширювальну машину.

14. Ткач М. Р., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю., Познанський А. С. Дослідження параметрів роботи роторно-поршневого пневмодвигуна транспортної енергетичної установки. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал* [Фахове видання України]. 2020. № 1. С. 28–35. **Видання входить до Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), Google Scholar, WorldCa, Bielefeld Academic Search Engine (BASE),**

DRIVER. Автором розроблена принципова схема екологічно чистої транспортної енергетичної установки на базі роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75. Визначені зовнішня швидкісна характеристика, складові силового балансу та динамічного фактора транспортного засобу для всіх передач і швидкостей руху для діапазону значень робочого тиску повітря у впускному ресивері 1,2...2,0 МПа. Виконана оцінка шляху та часу розгону.

15. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю., Познанський А. С. Вибір зазорів циліндро-поршневих сполучень роторно-поршневих двигунів. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал* [Фахове видання України]. 2020. № 2. С. 3–8. **Видання входить до Ulrisch`s Periodicals Directory (New Jersey, USA), Google Scholar, WorldCa, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), DRIVER.** Автором проаналізовано вплив величини встановленого зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого двигуна 12РПД-4,4/1,75 на його працездатність і надійність. Розроблено практичні рекомендації щодо вибору оптимального зазору залежно від матеріалу сполучних пар (поршень і робочий циліндр) та їх робочої температури.

16. Mytrofanov O., Proskurin A., Poznanskyi A. Determining the effective indicators of a rotary-piston motor operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 5/8 (107). P. 80–85. **Видання входить до МНБ Scopus.** Автором проведено експериментальні дослідження дослідного зразка роторно-поршневого двигуна РПД-4,4/1,75, а також виконано обробку та узагальнення експериментальних даних. Отримано залежності зміни ефективних та експлуатаційних показників роботи пневмодвигуна та діапазони обертів, що відповідають максимальній ефективності. Визначено зміну економічних показників двигуна (питома ефективна витрата робочого тіла та ефективний адіабатний ККД).

17. 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. 6/8 (108). P. 25–31. **Видання входить до МНБ Scopus**. Автором проведено експериментальні дослідження зміни температури повітря в енергетичній установці з дослідним зразком роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75, обробку та узагальнення експериментальних даних, визначення залежностей зміни температури робочого тіла на всіх етапах енергоперетворення; виконано оцінку необхідної кількості енергії для підігріву повітря на вході у впускний ресивер.

18. Mytrofanov O., Proskurin A. Analysis of Efficiency of Rotary Piston Engines Use at Power Plants for Surplus Electrical Energy Accumulation. *Problemele Energeticii Regionale*. 2020. Vol. 4 (48). P. 58–68. **Видання входить до МНБ – Web Of Science Core Collection**. Автором розроблено принципові схеми установок акумулювання надлишкової електричної енергії у вигляді стиснутого повітря, а також виконано оцінку ефективності застосування роторно-поршневих двигунів у їх складі. Отримані залежності зміни відносної ефективної потужності та відносного крутного моменту, а також температури повітря в роторно-поршневих двигунах. Виконана оцінка впливу підігріву стиснутого повітря перед розширенням у роторно-поршневому двигуні на ефективність енергоперетворення акумуляторної установки.

19. Mytrofanov O. S., Proskurin A. Yu. Experimental study of the influence of the degree of filling on the effective indicators of a rotary piston engine. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова* [Фахове видання України]. 2020. № 4 (482). С. 29–35. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE)**. Автором проведено експериментальні дослідження та отримано залежності зміни ефективних показників роботи роторно-поршневого двигуна від ступеня наповнення робочого циліндра, а також виконано аналіз впливу ступеня наповнення на ефективність енергоперетворення стиснутого повітря.

20. Mytrofanov O., Proskurin A. Analysis of compressed air energy conversion processes in a rotary piston air motor. *Problemele Energeticii Regionale*.

2021. Vol. 1 (49). P. 39–48. **Видання входить до МНБ – Web Of Science Core Collection.** Автором проведено експериментальні дослідження, а також виконано обробку та узагальнення експериментальних даних. Ексергетичним методом термодинамічного аналізу визначено ефективність енергоперетворення (ексергетичний ККД) та розподіл ексергетичних потоків процесу розширення стиснутого повітря у робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна. Виконана оцінка енергетичних втрат у двигуні.

21. Mytrofanov O., Proskurin A., Poznanskyi A. Research of rotary piston engine use in transport power plants. *Transport problems*. 2021. Vol. 16, Issue 1. P. 165–178. **Видання входить до МНБ Scopus.** Автором розроблена принципова схема гібридної транспортної енергетичної установки на базі роторно-поршневого пневмодвигуна. Визначені зовнішня швидкісна характеристика пневмодвигуна, складові силового балансу та динамічного фактора, а також виконана оцінка шляху й часу розгону. Виконана оцінка запасу ходу гібридного автомобіля на стиснутому повітрі.

Монографії

Mytrofanov O. S., Proskurin A. Yu. Transport power plants with rotary piston air engines. Prospects and priorities of research in science and technology : collective monograph. Vol. 2. Riga : Baltija Publishing, 2020. P. 106–123. *Автору належать розробка принципів схем транспортних енергетичних установок з роторно-поршневими двигунами, визначення їх ефективності та показників динамічності, а також параметрів розгону.*

Патенти на винахід за темою дисертаційної роботи

Поршнева машина : пат. на винахід України. № 120489 / О. С. Митрофанов, Ю. В. Шабалін, Т. Ф. Бірюк, Л. О. Єфеніна; заявник та власник патента ТОВ «Мотор-Плюс», Митрофанов О. С., Шабалін Ю. В., Бірюк Т. Ф., Єфеніна Л. О.; заявл. № а201902189 10.09.2019 р.; опубл. 10.12.2019 р. Бюл. № 23.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

1. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Познанський А. С., Проскурін А. Ю. Експериментальний стенд для дослідження дослідного зразка роторно-поршневого двигуна РПД-4,4/1,75. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці* : матеріали XI Міжнарод. наук.-техн. конф. : в 2 ч. Ч. 1. Миколаїв : НУК, 2020. С. 313–315. *Автором розроблено експериментальний стенд та систему вимірювання для дослідження роторно-поршневих двигунів.*

2. Ткач М. Р., Познанський А. С., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Особливості конструкцій перспективних роторно-поршневих двигунів. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці* : матеріали XI Міжнарод. наук.-техн. конф. : в 2 ч. Ч. 1. Миколаїв : НУК, 2020. С. 316–318. *Автором проаналізовано особливості конструкції та технології виготовлення роторно-поршневих двигунів.*

3. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю., Познанський А. С. Експериментальні дослідження ефективних показників роторно-поршневих двигунів. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування* : матеріали VI Міжнарод. наук.-техн. конф. Миколаїв : НУК, 2020. С. 155–159. *Автором розроблено експериментальний стенд і проведено експериментальні дослідження дослідного зразка роторно-поршневого двигуна, а також виконано обробку та узагальнення експериментальних даних.*

За темою дисертації опубліковано 26 друкованих наукових праць, з них 21 основна публікація, у тому числі 15 у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком ДАК МОН України (з них 5 без співавторства), 6 публікацій в іноземних фахових виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз Scopus та/або Web of Science Core Collection. Крім того, за матеріалами досліджень отримано 1 патент на винахід України та опубліковано 1 колективну монографію у зарубіжному виданні англійською мовою. До додаткових публікацій належать 3 тези доповідей у збірниках матеріалів наукових конференцій.

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні результати дисертації були представлені на науково-практичних семінарах кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова; на XXIV Міжнародному Конгресі двигунобудівників, присвяченому 90-річчю Генерального конструктора Ф. М. Муравченка (с. Коблеве, Миколаївська область, 2019 р.); на VI Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», присвяченій 150-літтю від дня народження Некрасова І. С. (м. Миколаїв, 2020 р.); на VI Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки та технології машинобудування» (м. Миколаїв, 2020 р.); на XI Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», присвяченій 100-річчю Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв, 2020 р.); на XXV Міжнародному Конгресі двигунобудівників, присвяченому 90-річчю Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут», 75-річчю ДП «Івченко-Прогрес», 100-річчю академіка Писаренка Г. С. (дистанційна форма відео-аудіоконференції на платформі ZOOM, 2020 р.).

Основні наукові положення та результати, які подані в дисертаційній роботі, отримані здобувачем особисто протягом 2014–2021 років у Центрі перспективних енергетичних технологій Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова та на Машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс». Одноосібні наукові праці виконані особисто автором, а у працях, що написані у співавторстві, особистий внесок автора зазначено під кожною публікацією.

Структура та обсяг дисертації.

Дисертація складається зі вступу та шести розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи складає 411 сторінок, список використаних джерел містить 327 найменувань та розміщений на 33 сторінках. Крім того, робота проілюстрована 164 рисунками, містить 37 таблиць та 16 сторінок додатків.

ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ	37
ВСТУП	40
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ	
1.1. Аналіз конструкції і застосування машин об'ємної та кінетичної дії в енергетичних установках різного призначення...	53
1.2. Аналіз альтернативних конструкцій машин об'ємної дії.....	84
1.3. Аналіз теоретичних та дійсних робочих циклів машин об'ємної дії.....	100
1.4. Постановка мети та задачі дослідження.....	112
1.5. Висновки по першому розділу.....	117
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ ТА ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ	
2.1. Методологія дисертаційної роботи.....	118
2.2. Системний підхід при проектуванні та дослідженні дослідного зразка роторно-поршневого двигуна.....	121
2.3. Методи теоретичного дослідження.....	126
2.4. Метод експериментальних досліджень.....	131
2.5. Висновки по другому розділу.....	135
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ У РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНАХ ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ ІЗ ШАРНІРНО- КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	
3.1. Опис конструкції та особливостей роботи дослідного зразка роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.....	137

3.2.	Експериментальний стенд для вивчення параметрів роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.....	144
3.3.	Програма проведення науково-дослідних випробувань дослідного зразка роторно-поршневого двигуна. Оцінка похибки отриманих результатів.....	151
3.4.	Результати експериментальних досліджень робочого процесу роторно-поршневого двигуна без регулювання ступеня наповнення робочого циліндра.....	158
3.5.	Результати експериментальних досліджень впливу ступеня наповнення робочого циліндра на ефективність перетворення енергії в роторно-поршковому двигуні.....	169
3.6.	Аналіз результатів експериментальних досліджень роторно-поршневого двигуна ексергетичним методом оцінки ефективності перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла.....	176
3.7.	Аналіз результатів експериментальних досліджень залишкового тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого двигуна.....	181
3.8.	Аналіз результатів експериментальних досліджень зміни мінімальної температури відпрацьованого повітря роторно-поршневого двигуна.....	184
3.9.	Висновки по третьому розділу.....	192

РОЗДІЛ 4. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ ІЗ ШАРНІРНО- КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ

4.1.	Кінематика механізму руху роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху.....	196
------	--	-----

4.2.	Математичне моделювання індикаторного процесу в роторно-поршневих двигунах із шарнірно-кулачковим механізмом руху.	201
4.3.	Оцінка адекватності розробленого розрахункового методу дійсним процесам, які проходять у роторно-поршневих двигунах із шарнірно-кулачковим механізмом руху.....	214
4.4	Дослідження впливу конструктивних параметрів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у робочому циліндрі.....	218
4.5.	Висновки по четвертому розділу.....	229

**РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНО-
ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ ІЗ ШАРНІРНО-
КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВКАХ**

5.1.	Аналіз та порівняння ефективності використання привідних двигунів різних типів у складі енергетичних установок	231
5.2.	Аналіз перспективних енергетичних установок на базі роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху	239
5.3.	Аналіз характеристик та режимів роботи транспортних енергетичних установок з роторно-поршневими двигунами.....	242
5.4.	Ефективність використання роторно-поршневих двигунів у газотранспортних та газорозподільних системах.....	276
5.5.	Ефективність використання роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках акумулювання надлишкової електричної енергії.....	286

5.6.	Ефективність використання роторно-поршневих двигунів в енерготехнологічних установках отримання та зберігання водню із сірководню Чорного моря.....	298
5.7.	Ефективність використання роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках з глибокою утилізацією відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання.....	305
5.8.	Висновки по п'ятому розділу.....	310

**РОЗДІЛ 6. АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ
РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ
ІЗ ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ.**

РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ПРОЕКТУВАННЯ

6.1.	Реалізація результатів наукового дослідження в практику проектування та створення роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.....	313
6.1.1.	Методи уніфікації роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху. Проектування двигуна заданої потужності.....	314
6.1.2.	Розробка практичних рекомендацій щодо особливостей проектування, технології виготовлення та збирання роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.....	318
6.1.3.	Розробка практичних рекомендацій щодо обкатки та контрольних випробувань нових зразків роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху при серійному виробництві.....	341
6.2.	Реалізація результатів наукового дослідження роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на об'єктах промисловості.....	345
6.3.	Висновки по шостому розділу.....	356

ВИСНОВКИ	357
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	362
ДОДАТКИ	395
Додаток А.....	396
Додаток Б.....	404
Додаток В.....	405
Додаток Г.....	406
Додаток Д.....	407
Додаток Е.....	408
Додаток Є.....	409
Додаток Ж.....	410
Додаток З.....	411

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

Позначення

D – діаметр робочого циліндра, м;

S – хід поршня, м;

L – міжцентрова відстань рухомої ланки, м;

i – кількість циліндрів двигуна;

n – частота обертання, s^{-1} ;

φ – кут повороту ротора, град;

$\Delta\varphi$ – кінцевий приріст кута повороту ротора, град;

C_m – середня швидкість поршня, м/с;

V – повний об'єм, m^3 ;

V_s – робочий об'єм циліндра, m^3 ;

V_1 – об'єм наповнення, m^3 ;

V_5 – об'єм зворотного стиснення, m^3 ;

ε_0 – відносний мертвий об'єм;

ε_1 – ступінь наповнення робочого циліндра;

ε_5 – ступінь зворотного наповнення;

P_6 – початкове значення тиску зберігання робочого тіла, МПа;

T_6 – початкове значення температури зберігання робочого тіла, К;

P_s – робочий тиск у впускному ресивері, МПа;

T_s – температура робочого тіла у впускному ресивері, К;

h_s – питома ентальпія робочого тіла у впускному ресивері, кДж/кг;

S_s – питома ентропія робочого тіла у впускному ресивері, кДж/(кг·К);

ΔT_p – падіння температури робочого тіла при дроселюванні в газовому редукторі, К;

ΔT_d – падіння температури робочого тіла при розширенні у робочому циліндрі, К;

ΔT_{out} – загальне падіння температури робочого тіла, К;

P_{out} – тиск відпрацьованого робочого тіла, МПа;

T_{out} – температура відпрацьованого робочого тіла, МПа;
 T – температура, К;
 R – газова стала, Дж/(кг·К);
 P_o – тиск навколишнього середовища, МПа;
 $T_o (t_o)$ – температура навколишнього середовища, К (°С);
 h_o – питома ентальпія повітря навколишнього середовища, кДж/кг;
 S_o – питома ентропія повітря навколишнього середовища, кДж/(кг·К);
 k – показник адіабати;
 α_r – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);
 $\lambda_{ст}$ – коефіцієнт теплопровідності стінки циліндра, Вт/(м·К);
 ρ – густина повітряного заряду та газового потоку, кг/м³;
 G_{air} – витрата повітря через двигун, кг/год;
 M – маса робочого тіла, кг;
 $Q_{п}$ – необхідна кількість підведеної енергії для підігріву стиснутого робочого тіла, кВт;
 E_x – ексергія потоку робочого тіла, кВт;
 L_i – індикаторна робота циклу, кДж;
 l_i – питома індикаторна робота циклу, кДж/кг;
 P_i – середній індикаторний тиск, МПа;
 N_i – індикаторна потужність двигуна, кВт;
 g_i – питома індикаторна витрата повітря, кг/(кВт·год);
 η_i – індикаторний ККД двигуна;
 M_k – крутний момент, Н м;
 P_e – середній ефективний тиск, МПа;
 N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;
 g_e – питома ефективна витрата повітря, кг/(кВт·год);
 η_e – ефективний ККД двигуна;
 η_e^{ex} – ексергетичний ККД;
 η_m – механічний ККД двигуна.

Скорочення

НУК – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;

ХНАДУ – Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ЕУ – енергетична установка;

ТС – технічна система;

ВДЕ – відновлювальні джерела енергії;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

ВМТ – верхня мертва точка;

НМТ – нижня мертва точка;

ГРС – газорозподільна станція.

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Однією з найважливіших вимог, які висуваються до обладнання гірничодобувної, хімічної, нафтогазової промисловостей, є забезпечення пожежної та вибухової безпеки. За цим критерієм пневмодвигуни мають значну перевагу над іншими видами двигунів: наприклад, двигунами внутрішнього згорання або електродвигунами, а в деяких випадках використання пневмодвигунів є безальтернативним. Крім безпекових переваг пневмодвигуни, у порівнянні з іншими двигунами, також мають невелику відносну масу, стійкі до перевантажень, досить прості в конструкції, що, в свою чергу, забезпечує надійність в експлуатації та низьку собівартість. Окрім зазначених галузей промисловості пневмодвигуни знайшли своє широке застосування в машинобудуванні, транспорті, суднобудуванні та океанотехніці, на будівництві, в системах пожежогасіння, системах утилізації енергії стиснутого природного газу газорозподільчих станцій та магістральних газопроводів, а також у багатьох нових напрямках, наприклад, таких, як альтернативна енергетика.

Енергетична установка, яка використовує енергію стиснутого робочого тіла, складається з підсистем стиснення і накопичення робочого тіла, двигуна, що працює на ньому, та з'єднуючих елементів. Ефективність таких установок є досить низькою (у середньому складає близько 5...15 %), що, насамперед, пов'язане з багаторазовим перетворенням енергії. Загальне енергоперетворення в таких установках складається з процесів перетворення енергії при стисненні (перетворення електричної енергії приводу в механічну роботу компресора, що забезпечує стиснення робочого тіла) та розширенні (перетворення потенціальної енергії стиснутого робочого тіла при розширенні у механічну роботу двигуна).

Компенсувати витрати енергії підприємств на стиснення та підготовку робочого тіла (які подекуди можуть досягати до 60 % усіх витрат енергії підприємством, наприклад, у гірничодобувній галузі) можна за рахунок

підвищення ККД пневмодвигунів, тобто підвищити ефективність енергетичної установки на стадії перетворення потенціальної енергії стиснутого робочого тіла при розширенні у механічну роботу пневмодвигуна. Такі методи підвищення ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла у механічну, як покращення технології виготовлення пневмодвигунів із застосуванням нових сучасних матеріалів, удосконалення їх конструкції майже вичерпали свій потенціал. Поряд із цими методами підвищення ефективності пневмодвигунів існує підхід, що має значний потенціал розвитку та полягає у розробці принципово нових за конструкцією високоефективних двигунів.

Необхідність зниження енергетичних витрат установок, що використовують потенційну енергію стиснутого робочого тіла, визначає **запит практики**, спрямований на підвищення ефективності перетворення енергії шляхом розробки та впровадження в промисловість нових енергоефективних машин об'ємної дії. Розробка нових двигунів дозволить задовольнити специфічні експлуатаційні вимоги нових сучасних напрямків застосування, а також забезпечити зниження масогабаритних показників, надійність та працездатність на всіх експлуатаційних режимах незалежно від умов експлуатації.

Уперше систематизований аналіз термодинамічних процесів поршневих пневмодвигунів було розглянуто в працях А.С. Іллічова. Подальший розвиток і значний вклад у теорію робочого циклу машин об'ємної дії зробили такі вчені, як А. П. Герман, К. С. Борисенко, Н. Г. Верескунов, Г. З. Ярмоленко, В. І. Дегтярьов, А. А. Боровков, В. А. Мурзін, Г. М. Колобердян, В. Д. Зіневич, С. В. Калекін, В. С. Калекін, А. М. Туренко, В. О. Богомоллов, Ф. І. Абрамчук, О. І. Воронков, С. С. Жилін, І. М. Нікітченко, А. І. Харченко, О. Ю. Ліньков, А. Egli, S. K. Grinel, J. M. Corberan, R. Davies, S. Lee, F. Scheideman, J. Venkatesan, J. Hafner. Дослідженням особливостей роботи та теплообміном у машинах об'ємної дії займалися такі вчені: Б. С. Фотін, П. І. Пластінін, І. К. Прилуцький, І. Б. Пірумов, В. Л. Юша, А. І. Прилуцький та ін.

Огляд нових наукових досліджень у напрямку проектування й розрахунку машин об'ємної дії показав, що прослідковується тенденція постійного розширення сфер застосування й номенклатури двигунів, що, у свою чергу, викликає необхідність проведення додаткових теоретичних та експериментальних досліджень процесів у нових двигунах.

Таким чином, **науково-прикладною проблемою**, яка вирішується у дисертаційній роботі, є підвищення ефективності застосування енергетичного потенціалу стиснутого робочого тіла шляхом раціональної організації робочого процесу перетворення потенційної енергії в механічну роботу, а саме забезпечення збільшення повноти розширення, зменшення зворотного стиснення та газодинамічних втрат робочого тіла у машинах об'ємної дії в енергетичних установках на їх базі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами та планами. Наукова робота виконана за тематикою досліджень кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок і технічної експлуатації відповідно до тематичного плану фундаментальних науково-дослідних держбюджетних та госпдоговірних робіт НУК імені адмірала Макарова, спрямованих на застосування альтернативних джерел енергії в енергетичних установках. Деякі положення дисертаційної роботи пов'язані з проведенням комплексної науково-дослідної роботи, де автор був виконавцем («Розробка технології отримання та безпечного акумулювання водню з сірководню Чорного моря» номер державної реєстрації: 0111U007283).

Метою дослідження дисертаційної роботи є підвищення ефективності використання низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об'ємної дії при перетворенні у механічну роботу в енергетичних установках.

Об'єктом дослідження є процеси перетворення енергії в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії.

Предметом дослідження є параметри, характеристики та закономірності процесів перетворення енергії, які відбуваються у роторно-поршневих двигунах об'ємної дії.

Робочою науковою гіпотезою наукового дослідження є твердження, що підвищення ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу в машинах об'ємної дії досягається поєднанням переваг організації робочого процесу ротаційних та поршневих двигунів (регулювання початку і тривалості процесу наповнення, збільшення повноти розширення робочого тіла, зниження мертвого об'єму та газодинамічних втрат при газообміні) шляхом нових конструктивних рішень (поєднання зворотно-поступального руху поршня при одночасному його обертанні разом з ротором).

Для підвищення ефективності процесу перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла при розширенні в машинах об'ємної дії пропонується використати **ідею** поєднання конструкцій руху ведучої ланки ротаційних (обертвий рух) та поршневих (зворотно-поступовий рух) двигунів, що забезпечить урахування переваг й особливостей організації робочих процесів двох різних типів двигунів.

Задачі наукового дослідження

1. Аналіз процесів, технічного рівня, умов експлуатації, переваг і недоліків застосування, особливостей конструкції машин об'ємної та динамічної дії, що випускаються серійно, а також можливих перспективних видів з метою виявлення резервів і напрямків підвищення їх ефективності.

2. Створення фізичної моделі підсистеми ЕУ з використання стиснутого робочого тіла та її елементів на базі дослідного зразка роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також розробка програми проведення експериментальних досліджень процесів у них і параметрів роботи.

3. Визначення експериментальним шляхом закономірностей зміни енергетичних та економічних показників роботи роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також дослідження впливу на них експлуатаційних параметрів двигуна (обертів і робочого тиску) й регулювання тривалості процесу наповнення.

4. Удосконалення математичної моделі робочого циклу машин об'ємної дії, що передбачає врахування впливу особливостей поєднання переваг організації робочого процесу ротаційних і поршневих двигунів через конструкцію механізму руху та газообміну.

5. Виявлення закономірностей взаємного впливу конструктивних (діаметр робочого циліндра, хід поршня, відносний мертвий об'єм), експлуатаційних (оберти й робочий тиск) і регулюючого (ступеня наповнення робочого циліндра) параметрів на індикаторні показники роботи при перетворенні низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

6. Синтез нових науково обґрунтованих схемних рішень енергетичних установок різного призначення на базі роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху та дослідження показників ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в двигунах залежно від умов їх експлуатації.

7. Розробка загальних основ конструювання й проектування роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також відповідних рекомендацій щодо стендових та контрольних випробувань і тривалості проведення обкатки.

8. Апробація та впровадження результатів наукового дослідження ефективності роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху енергетичних установок з машинами об'ємної дії.

Методи дослідження:

- системний аналіз конструктивних схем та перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об'ємної дії;
- експериментальне дослідження для визначення зміни основних параметрів роботи роторно-поршневих двигунів на різних експлуатаційних режимах;

– розрахунково-аналітичний аналіз впливу параметрів роботи роторно-поршневого двигуна на його енергетичні й економічні показники на базі математичного моделювання робочих процесів.

За результатами проведених науково-технічних досліджень розроблено **концепцію** підвищення ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла у механічну роботу машин об'ємної дії шляхом поєднання переваг організації робочого процесу ротаційних та поршневих двигунів, а саме забезпеченням регулювання початку й тривалості процесу наповнення, збільшенням повноти розширення робочого тіла та зниженням мертвого об'єму й газодинамічних втрат при газообміні, що реалізується за рахунок використання нових конструктивних рішень механізму руху і газообміну у вигляді шарнірно-кулачкового механізму руху.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що для підвищення ефективності застосування низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об'ємної дії при перетворенні у механічну роботу в енергетичних установках:

1) уперше експериментально й теоретично доведено, що збільшення повноти розширення та зменшення зворотного стиснення і газодинамічних втрат низькопотенційного робочого тіла досягаються використанням у роторно-поршневих двигунах об'ємної дії для перетворення поступального руху поршня в обертальний рух ротора шарнірно-кулачкового механізму, а також регулюванням тривалості процесу наповнення, що, відповідно, дозволяє зменшити питому масу на 17...50 %, збільшити відношення пускового крутного моменту до номінального до 11 %, а також зменшити питому витрату робочого тіла (енергії) на 15...24 % у порівнянні із серійними поршневими машинами об'ємної дії із золотниковим газорозподілом, які застосовують як механізм руху кривошипно-шатунний механізм;

2) уперше визначено та експериментально підтверджено, що більш ефективним підходом до регулювання навантаження роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху є регулювання тривалості

процесу наповнення (за рахунок зміни фаз газообміну), збільшення якого у 1,43...2,45 рази забезпечує підвищення ефективної потужності у 1,10...1,91 рази, а раціональне співвідношення заданої потужності двигуна, його робочого тиску та ступеня наповнення (у межах 0,2...0,4) дає змогу покращити процес перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу й забезпечити зниження питомої ефективної витрати робочого тіла до 10,1 %;

3) уперше експериментально визначено вплив тривалості процесу наповнення робочого циліндра на значення тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху та встановлено, що зменшення ступеня наповнення у 1,43...2,45 рази знижує тиск відпрацьованого повітря у 1,16...2,16 рази, тим самим зменшуючи газодинамічні втрати на випуску;

4) уперше експериментально визначено, що організація процесу газообміну (зміна початку та кінця процесів впуску і випуску) за рахунок використання шарнірно-кулачкового механізму руху в умовах робочого тиску 0,4...0,8 МПа забезпечує діапазон зміни тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого двигуна на рівні 0,010...0,075 МПа, що не перевищує та є значно нижчим від допустимих значень (0,105...0,120 МПа) для машин об'ємної дії;

5) уперше експериментально визначено діапазон максимального падіння температури повітря від початкового значення зберігання до кінцевого на випуску з роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху для робочого тиску 0,4...0,8 МПа, який складає 35...43 К, а також встановлено вплив обертів двигуна на зниження температури повітря при дроселюванні та розширенні у робочому циліндрі (збільшення обертів у 2,35 разів збільшує падіння температури при дроселюванні в 1,23 рази, при цьому зміна температури при розширенні, залежно від обертів, не перевищує 4,5 %), що дало змогу оцінити ефективність і працездатність двигуна за умов від'ємних температур зберігання робочого тіла (-5...-20 °С);

б) уперше для роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху методом фізичного й математичного моделювання для різних експлуатаційних параметрів (оберти і робочий тиск) встановлено вплив конструктивних параметрів, таких, як діаметр робочого циліндра, хід поршня, відносний мертвий об'єм (зменшення відношення ходу поршня до діаметра робочого циліндра у 1,5 рази знижує питому індикаторну витрату робочого тіла до 60,8 % при одночасному незначному зниженні потужності двигуна до 8,0 %, а зменшення відносного мертвого об'єму в 1,25 рази знижує питому індикаторну витрату робочого тіла до 27,7 % та збільшує потужність двигуна до 28,2 %) на зміну показників їх роботи при перетворенні потенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу.

Набуло подальшого розвитку теоретичні основи конструювання й проектування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху за рахунок розробки загального конструювання двигуна, схеми підведення робочого тіла та конструкції основних вузлів і деталей, а також вибору способу ущільнення та конструктивного виконання механізму руху, що спрямовано на спрощення виготовлення, збирання, а також поліпшення експлуатації й обслуговування.

Удосконалено:

– метод визначення необхідної кількості теплоти для підігріву стиснутого робочого тіла на вході у впускний ресивер роторно-поршневого двигуна за рахунок отриманої експериментальної залежності зміни падіння температури відпрацьованого повітря від обертів і тиску у впускному ресивері за умов забезпечення допустимого значення температури відпрацьованого робочого тіла на виході (встановлена мінімально допустима температура зберігання робочого тіла, за якої ще можлива робота двигуна без підігріву та яка складає $0...-5$ °С);

– кінематику механізму руху роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху за рахунок визначення геометричного зв'язку між ходом поршня двигуна, довжиною ланки рухомого

чотирикутника та кутом між ланками, що дозволило отримати залежності для визначення переміщення, швидкості й прискорення поршня залежно від кута повороту ротора.

Базуючись на отриманих наукових результатах, сформульовано нові **наукові положення**.

1. Поєднання переваг організації робочого процесу ротаційних і поршневих двигунів шляхом застосування шарнірно-кулачкового механізму руху в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії забезпечує регулювання процесу наповнення, збільшення повноти розширення робочого тіла, зменшення зворотного стиснення, а також відсутність мертвого об'єму, що сприяє підвищенню в 1,18...1,32 рази ефективності перетворення низькопотенційної енергії робочого тіла (витрата повітря на 1 кВт потужності) без попереднього його підігріву в порівнянні із серійними поршневими машинами об'ємної дії із золотниковим газорозподілом та кривошипно-шатунним механізмом руху.

2. Шарнірно-кулачковий механізм руху з відношенням ходу поршня до діаметра робочого циліндра менше одного дає змогу здійснювати два робочих цикли за один оберт ротора, регулювати ступінь наповнення, а також рівномірне розміщення циліндрів по всій довжині ротора в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії, забезпечує компактність та знижує питому масу двигуна у 1,2...2,0 рази у порівнянні із серійними поршневими машинами об'ємної дії з кривошипно-шатунним механізмом руху.

3. Шарнірно-кулачковий механізм руху й система газорозподілу з можливістю регулювання ступеня наповнення робочого циліндра, що на ньому базується, забезпечують практично відсутність відносного мертвого об'єму (значення ϵ_0 не перевищує 0,015 та обумовлене лише технологічними зазорами) й збільшують відношення пускового крутного моменту до номінального до 1,11 рази у порівнянні із серійними поршневими машинами об'ємної дії із золотниковим газорозподілом і кривошипно-шатунним механізмом руху.

Наукове значення отриманих результатів полягає у розвитку основ та принципів перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу за рахунок поєднання особливостей і переваг організації робочого процесу різних типів двигунів, що є теоретичною базою для реалізації концепції підвищення ефективності машин об'ємної дії.

Практичне значення отриманих результатів полягає у тому, що розроблено:

- новий напрям у конструюванні та проектуванні двигунів об'ємної дії, технології виготовлення й збирання основних складальних вузлів та деталей роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху;

- рекомендації щодо вибору необхідних матеріалів для виготовлення деталей роторно-поршневого двигуна, а також установа необхідного зазору між сполучними парами з урахуванням робочої температури деталей;

- метод і програму проведення експериментальних досліджень експлуатаційних режимів та робочих процесів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху;

- програму проведення стендових випробувань роторно-поршневих двигунів при серійному виробництві, а також послідовність і тривалість проведення обкатки та контрольних випробувань;

- рекомендації щодо розвитку теорії розрахунку робочого циклу машин об'ємної дії, що стосуються врахування особливостей кінематики шарнірно-кулачкового механізму руху;

- схемні й технічні рішення енергетичних установок на базі роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

Достовірність результатів роботи, висновків та рекомендацій підтверджується значною кількістю експериментальних досліджень дослідного зразка роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху; використанням у математичній моделі робочого циклу фундаментальних рівнянь термодинаміки тіла змінної маси, газової

динаміки, тепло- і масообміну, що забезпечує задовільне узгодження змодельованих та експериментально отриманих основних параметрів роботи двигуна на всьому експлуатаційному діапазоні.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення та результати, які подані в дисертаційній роботі, отримані здобувачем особисто протягом 2014–2021 років у Центрі перспективних енергетичних технологій Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова та на машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс». До особистого внеску здобувача належать:

- постановка та обґрунтування проблеми дослідження, мети й основних завдань;
- участь у проектуванні та створенні дослідного зразка роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на базі Машинобудівного підприємства «Мотор-Плюс»;
- проектування й створення експериментального стенда і системи вимірювання;
- розробка програми та проведення експериментальних досліджень;
- обробка й аналіз експериментальних даних та встановлення закономірностей впливу експлуатаційних параметрів і конструктивних особливостей роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на зміну показників його роботи;
- розвиток теорії розрахунку робочого циклу машин об'ємної дії у частині опису кінематики шарнірно-кулачкового механізму руху;
- виявлення закономірностей впливу конструктивних, експлуатаційних а також регулюючого параметрів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на зміну їх показників роботи;
- розробка основ конструювання й технології виготовлення роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху;

– розробка схемних рішень та визначення ефективності застосування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху в ЕУ різного призначення.

Упровадження результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи пройшли апробацію і були використані на Машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс» (м. Миколаїв) при проектуванні та реалізації проектів енергетичних установок з роторно-поршневими двигунами об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху різного призначення згідно з вимогами замовника; на Машинобудівному підприємстві «МОТОРСЕРВІСПРОМ» (м. Миколаїв) при виконанні проектних робіт і оцінці енергетичних й економічних показників серії пневмодвигунів (12РПД 44/1,75; 20РПД 4,5/1,75; 20РПД 3,0/1,15); на підприємстві «ТЕПЛОМАШПРОГРЕС» (м. Миколаїв) при модернізації пневматичного приводу суднового крана з вантажопідйомністю до 1000 кг; при розробці проектної документації вібраційного живильника для випуску і доставки руди на підприємстві «БІЗНЕС-СЕРВІС-БЮРО» (Миколаївська обл.); на підприємстві «ШИПСЕРВІС» (м. Миколаїв) при розробці проекту та проведенні модернізації платформного електричного візка ЕТ-2054 (електрокар) вантажопідйомністю 2 т на пневматичний привід; у підготовці технічної документації з модернізації виробничого обладнання підприємствами «АВИАФИНСЕРВІС» (м. Миколаїв) і «Енерготехнологія» (Миколаївська обл.); у навчальному процесі кафедри ДВЗ У та ТЕ при підготовці бакалаврів і магістрів Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова в курсах лекцій, при проведенні практичних, індивідуальних та лабораторних занять з дисциплін «Двигуни нетрадиційних схем», «Суднові допоміжні механізми», а також при виконанні розрахункових завдань, у курсовому й дипломному проектуванні.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації були представлені на науково-практичних семінарах кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації Національного

університету кораблебудування; на XXIV Міжнародному Конгресі двигунобудівників, присвяченому 90-річчю Генерального конструктора Ф. М. Муравченка (с. Коблеве, Миколаївська область, 2019 р.); на VI Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», присвяченій 150-літтю від дня народження Некрасова І. С. (м. Миколаїв, 2020 р.); на VI Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки та технології машинобудування» (м. Миколаїв, 2020 р.); на XI Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», присвяченій 100-річчю Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв, 2020 р.); на XXV Міжнародному Конгресі двигунобудівників, присвяченому 90-річчю Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут», 75-річчю ДП «Івченко-Прогрес», 100-річчю академіка Писаренка Г. С. (дистанційна форма відео-аудіоконференції на платформі ZOOM, 2020 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 26 друкованих наукових праць, з них 21 основна публікація, у тому числі 15 у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком ДАК МОН України (з них 5 одноосібні), 6 публікацій в іноземних фахових виданнях, включених до Міжнародних наукометричних баз Scopus та/або Web of Science Core Collection. Крім того, за матеріалами дослідження отримано один патент на винахід України та опубліковано одну колективну монографію у зарубіжному виданні англійською мовою. До додаткових публікацій належать 3 тези доповідей у збірниках матеріалів наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу та шести розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи складає 411 сторінки, список використаних джерел містить 327 найменувань та розміщений на 33 сторінках. Крім того, робота проілюстрована 164 рисунками, містить 37 таблиць та 16 сторінок додатків.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз конструкції та застосування машин об'ємної та кінетичної дії в енергетичних установках різного призначення

Пневмодвигуни як привід різних машин та механізмів широко застосовуються в багатьох галузях промисловості й транспорту. Насамперед, це обумовлено їх конструктивними та експлуатаційними особливостями, які у деяких випадках роблять їх використання безальтернативним. Наприклад, пневмодвигуни знайшли своє широке застосування у вибухонебезпечному виробництві, зокрема в гірничодобувній і хімічній промисловості, суднобудуванні та океанотехніці, машинобудуванні й на транспорті, в будівництві та інших галузях [1–12]. Частка енергії, яка витрачається на генерацію стиснутого робочого тіла, від загального енергоспоживання промислово розвинутими країнами світу є різною та подекуди може досягати до 20 %. Так, на рис. 1.1 подано зміну величини енерговитрат на генерацію стиснутого робочого тіла різними країнами світу, а на рис. 1.2 – енергоспоживання країн Європейського Союзу [13, 14].

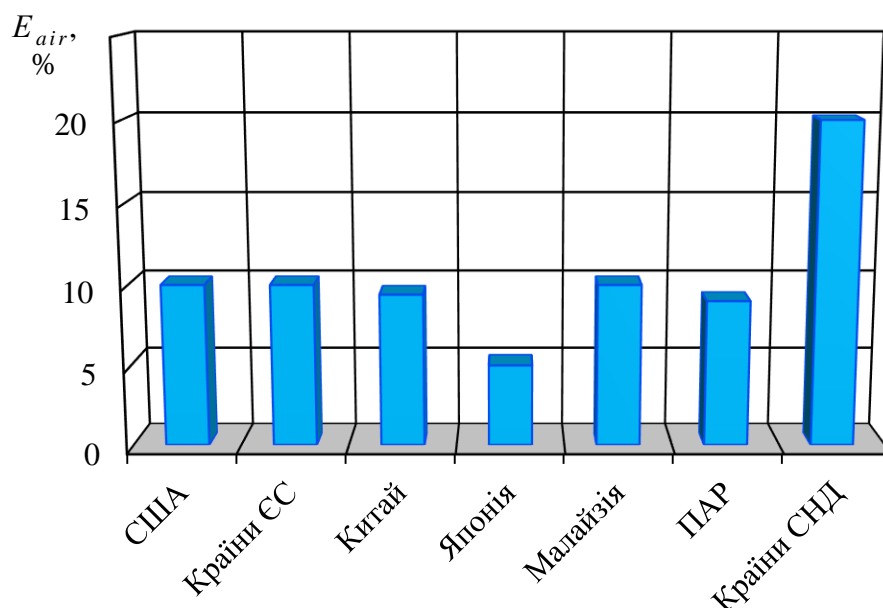


Рисунок 1.1 – Частка енергії, яка витрачається на генерацію стиснутого робочого тіла, від загального енергоспоживання різними країнами світу

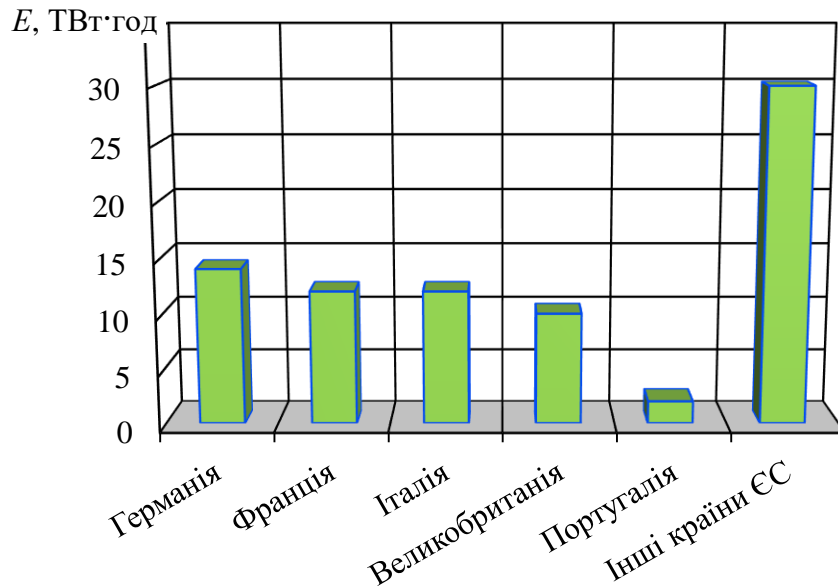


Рисунок 1.2 – Енергоспоживання країн ЄС для генерації стиснутого робочого тіла

Пневмодвигуни мають невелику відносну масу, стійкі до перевантажень, досить прості в конструкції, що, в свою чергу, забезпечує надійність в експлуатації та низьку собівартість. До недоліків пневмодвигунів можна віднести низький ККД (з урахуванням електроенергії, що підводиться до компресора й залежно від типу та якості виконання пневмодвигуна ККД енергетичних установок з генерації й використання енергії стиснутого робочого тіла складає близько 5...15 %), забруднення повітря масляними аерозолями, а також шум при роботі, рівень якого доходить до 120 дБ при санітарній нормі 80 дБ [17]. Для зниження рівня шуму встановлюють спеціальні глушники, які також знижують ККД пневмодвигуна. Отже, все це призводить до значного здорожчання вартості згенерованої енергії за рахунок застосування стиснутого робочого тіла (рис. 1.3) [13]. Підвищення ефективності перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у механічну покращить загальне енергоперетворення та дасть змогу знизити енерговитрати підсистем стиснення й підготовки робочого тіла (частка матеріальних витрат на роботу компресора може досягати 73 % від загальних) та, відповідно, вартість виробленої енергії (рис 1.4) [13, 15, 16].

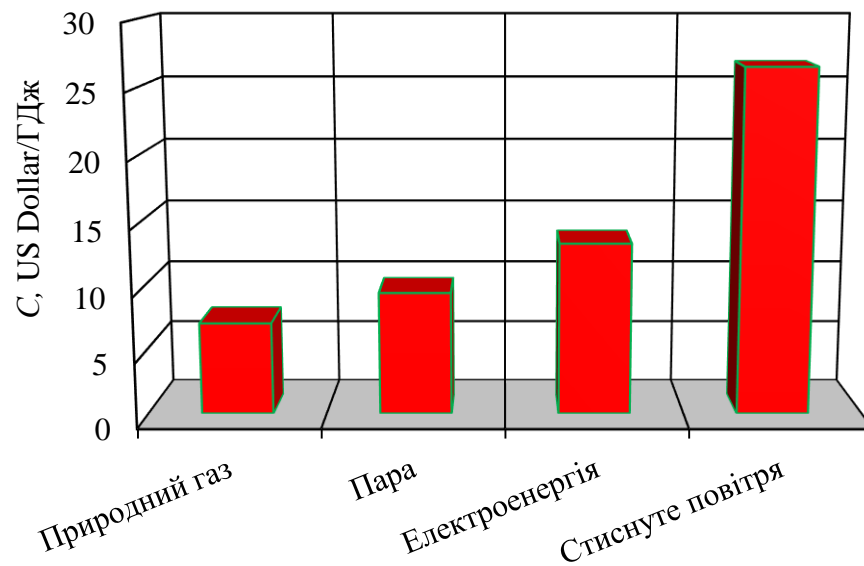


Рисунок 1.3 – Вартість генерації теплової енергії з різних енергоносіїв



Рисунок 1.4 – Фінансові витрати підсистеми генерації та підготовки, пов'язані з роботою компресора

Пневмодвигуни виготовляються в досить широкому діапазоні потужностей і частот обертання та застосовуються як у стаціонарних, так і пересувних установках. Найбільш розповсюдженими пневмодвигунами малої потужності (до 2 кВт) є двигуни для приводу ручних пневматичних інструментів, а також засобів механізації та автоматизації виробничих процесів [17, 18].

Пневмодвигуни за класифікацією пневматичних пристроїв входять у підгрупу пристроїв третьої групи з одноразовим перетворенням пневматичної енергії в механічну роботу. У пневмодвигунах відбувається одночасна зміна пневматичних і механічних параметрів роботи, тому розрахунок та аналіз роботи пневмодвигунів проводяться зазвичай комплексними методами теорії механізмів, термодинаміки й газової динаміки [19]. Пневмодвигуни можуть бути класифіковані залежно від способу перетворення енергії стиснутого повітря у механічну роботу та виду руху головного елемента двигуна рис. 1.5 [8, 20, 21]. Так, за принципом дії пневмодвигуни можна розділити на дві основні групи, а саме на двигуни, що використовують потенційну енергію повітря (поршневі, ротаційні, шестеренні) та кінетичну (осьові й відцентрові турбіни).

У даний час у світі серійно виготовляються в основному пневмодвигуни наступних типів: шестеренні, поршневі, пластинчасті, ротаційні, мембранні, гвинтові турбінні. Залежно від можливості зміни напрямку обертання вихідної ланки мотори поділяються на реверсивні та неревверсивні.

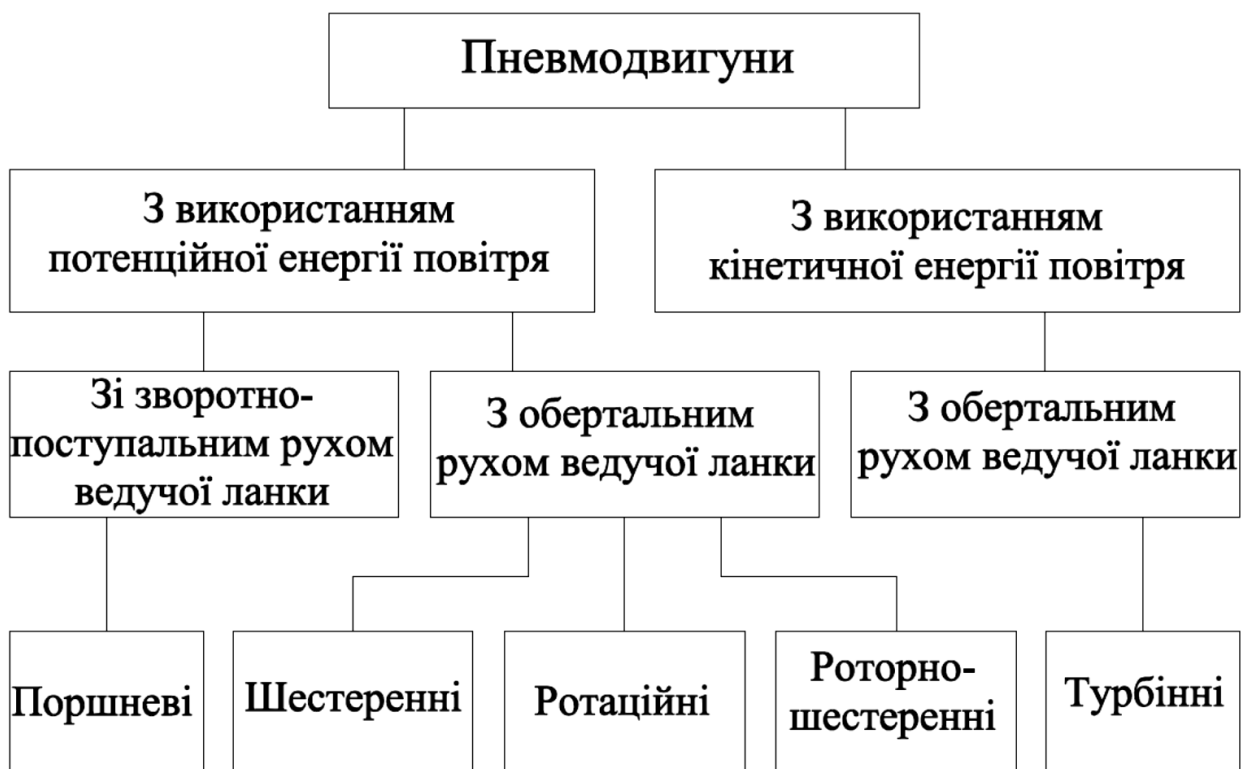


Рисунок 1.5 – Класифікація пневматичних двигунів

Пневмодвигуни об'ємної дії відповідно до руху головного елемента можна розділити на дві основні групи, а саме на пневмодвигуни зі зворотно-поступальним рухом (поршневі пневмодвигуни) та з обертальним (ротаційні).

Шестеренні пневмодвигуни найбільш прості в конструкції та надійні в експлуатації, але мають найбільші в порівнянні з іншими типами двигунів відносну масу й габарити (рис. 1.6) [17, 18, 21].

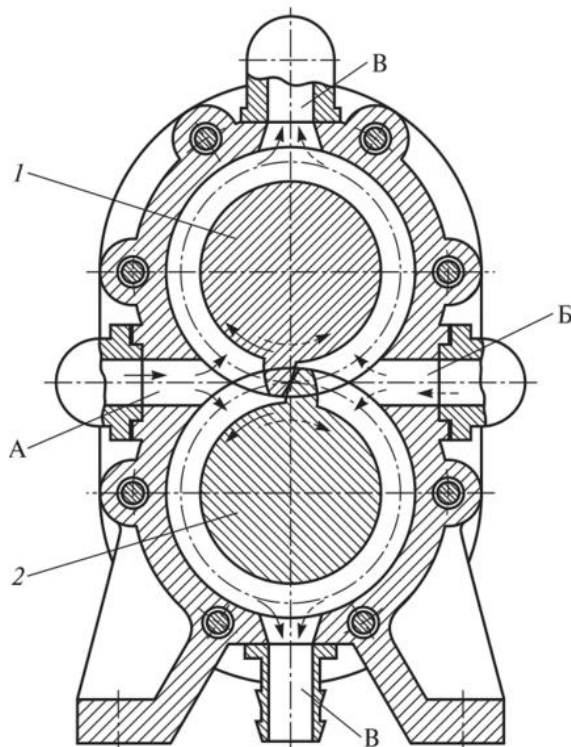


Рисунок 1.6 – Конструкція шестеренного пневмодвигуна:

1, 2 – циліндричні ротори; А, Б – порожнини подачі стиснутого повітря;
В – відведення відпрацьованого повітря

Шестеренні пневмодвигуни можуть виготовлятися з двома видами зачеплення, а саме із зовнішнім (найбільш розповсюджені) та внутрішнім. Адіабатний ККД пневмодвигунів з прямозубими та косозубими шестернями не перевищує 0,4, тоді як у пневмодвигунах зі шевронними шестернями (більш складні у виготовленні) він може складати близько 0,6. До основних переваг шестеренних пневмодвигунів можна віднести:

- простоту конструкції;
- стійкість до перевантажень;

- надійність (завдяки мінімальній кількості деталей);
- довговічність.

До основних недоліків шестеренних пневмодвигунів можна віднести високі показники шуму на випуску, що потребує встановлення глушників, та високі показники питомої витрати повітря.

Кінематичний ланцюг пневмодвигуна (див. рис. 1.6) складається з триланкового зубчастого механізму з двома нижчими та однією вищою парами, що являє собою два циліндричних ротори 1 і 2, що стикаються через профільовані зуб'я, які під впливом на них тиску стиснутого повітря викликають обертання роторів. Відпрацьоване повітря через патрубки в зонах В відводиться до глушника шуму, а потім – у навколишнє середовище. Змінюючи напрямок подачі стиснутого повітря в зону А чи зону Б, можна змінювати напрямок обертання вихідного вала двигуна.

На рис. 1.7 наведено безрозмірні (відношення поточних значень до значень при максимальній потужності) механічні характеристики шестеренного пневмодвигуна, а саме потужності N_o , крутного моменту M_o , витрати повітря Q_o від частоти обертання n_o [17]. З наведених характеристик видно, що пусковий момент $M_{п}$ більший, ніж при номінальній потужності, у 1,3 рази [21, 22].

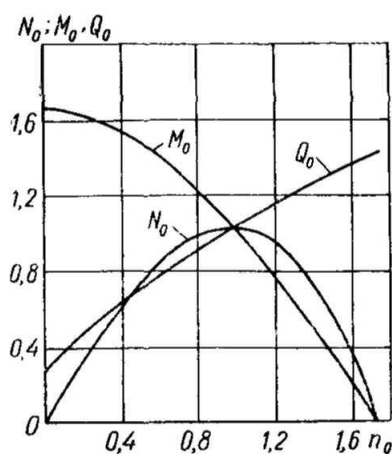


Рисунок 1.7 – Узагальнені безрозмірні механічні характеристики шестеренних косозубих пневмодвигунів: N_o – потужність двигуна; M_o – крутий момент; Q_o – витрата повітря; n_o – частота обертання

Ущільнення робочої камери в шестеренних пневмодвигунах досягається за рахунок [17, 18, 21]:

- контактної лінії, яка знаходяться в зоні зачеплення зубів;
- забезпечення мінімально можливих зазорів між головками зубів та корпусом або між роторами й кришками по торцях;
- лабіринту, що складається з ряду западин та виступів між краями впускних і випускних вікон.

Недостатнє ущільнення робочої камери призводить до великих втрат стиснутого повітря, тобто до низького ККД шестеренного пневмодвигуна. Підвищення ККД таких двигунів здійснюється за рахунок збільшення частоти обертання та діаметра роторів. Тому шестеренні пневмодвигуни мають найбільшу серед пневматичних двигунів потужність (до 70 кВт), порівняно високу частоту обертання роторів (до 3000 об/хв), але низький ККД. У таблиці 1.1 як приклад подано основні характеристики шестеренних пневмодвигунів, які виготовляються серійно.

Таблиця 1.1 – Основні характеристики шестеренних пневмодвигунів

№ з.п.	Марка пневмодвигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Витрата повітря, м ³ /хв	Маса пневмодвигуна, кг	Витрата вільного повітря на 1 кВт потужності, м ³ /хв	Відносна маса, кг/кВт	Робочий тиск, МПа
1	КЗМ	3,0	3000	9,7	4,2	38	1,400	12,7	0,4
2	К5МЛ-Г	5,5	1920	27,9	7,1	90	1,291	16,4	0,4
3	К5МФ-Г	5,5	1920	27,9	7,1	85	1,291	15,5	0,4
4	К11МЛ	11,0	1500	71,4	14,3	170	1,300	15,5	0,4
5	К11МФ	11,0	1500	71,4	14,3	165	1,300	15	0,4
6	К18МЛ-Г	18,5	1500	120,1	20,9	210	1,130	11,3	0,4
7	1К18МЛ-Г	18,5	960	187,7	20,9	320	1,130	17,3	0,4

Найбільше застосування шестеренні пневмодвигуни знайшли у вугільновидобувній промисловості. Так, наприклад, шестеренний пневмодвигун використовується для приводу маневрової лебідки вугільної

шахти в умовах накопичення рудникового газу та вугільного пилу. На рис. 1.8 наведено приклад застосування шестеренного пневмодвигуна, який використовується як привід бурової обертово-ударної головки 1100-1-1М пневматичної бурової установки БУ1 або БУР2 [23].

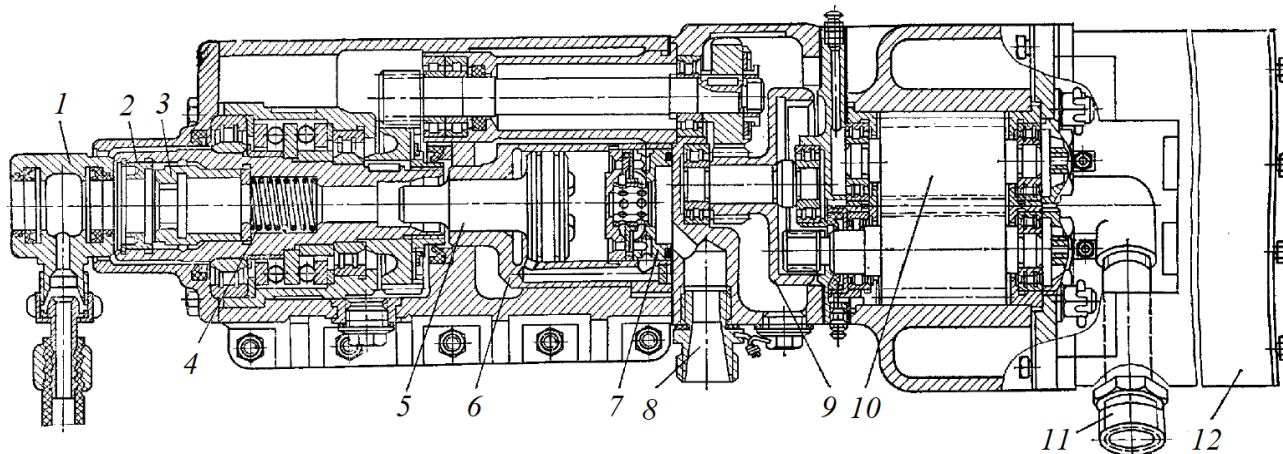


Рисунок 1.8 – Бурова обертово-ударна головка 1100-1-1М:

1 – муфта бокової промивки; 2 – шпindelь; 3 – патрон; 4 – пружина; 5 – поршень; 6 – пневматичний ударник; 7 – золотниковий повітряний розподільник; 8 – підвідний штуцер; 9 – триступеневий редуктор; 10 – шестеренний нереверсивний пневмодвигун; 11 – патрубок підведення повітря; 12 – глушник шуму реактивного типу

Поршневі пневмодвигуни залежно від розміщення робочих циліндрів відносно осі вала можна розділити на аксіально-поршневі та радіально-поршневі. Так, в аксіально-поршневих пневмодвигунах поршні рухаються паралельно осі вихідного вала. У радіально-поршневих пневмодвигунах поршні рухаються перпендикулярно до осі вихідного вала.

Варто відзначити те, що одними з найбільш розповсюджених пневмодвигунів є саме радіально-поршневі. На рис. 1.9 поданий загальний вигляд чотирициліндрового поршневого пневмодвигуна [17]. Стиснуте повітря з балонів поступає через впускний отвір 1, розподільчий механізм 9 та канал 8 у робочу камеру 7, де тисне на поршень 6. Зусилля від поршня передається через кривошипно-шатунний механізм 4 на вихідний вал 5. Реверсування поршневого пневмодвигуна здійснюється краном 2 за рахунок

зміни напрямку підведення повітря до розподільчого механізму. Відведення відпрацьованого повітря відбувається через патрубок 3 крана 2.

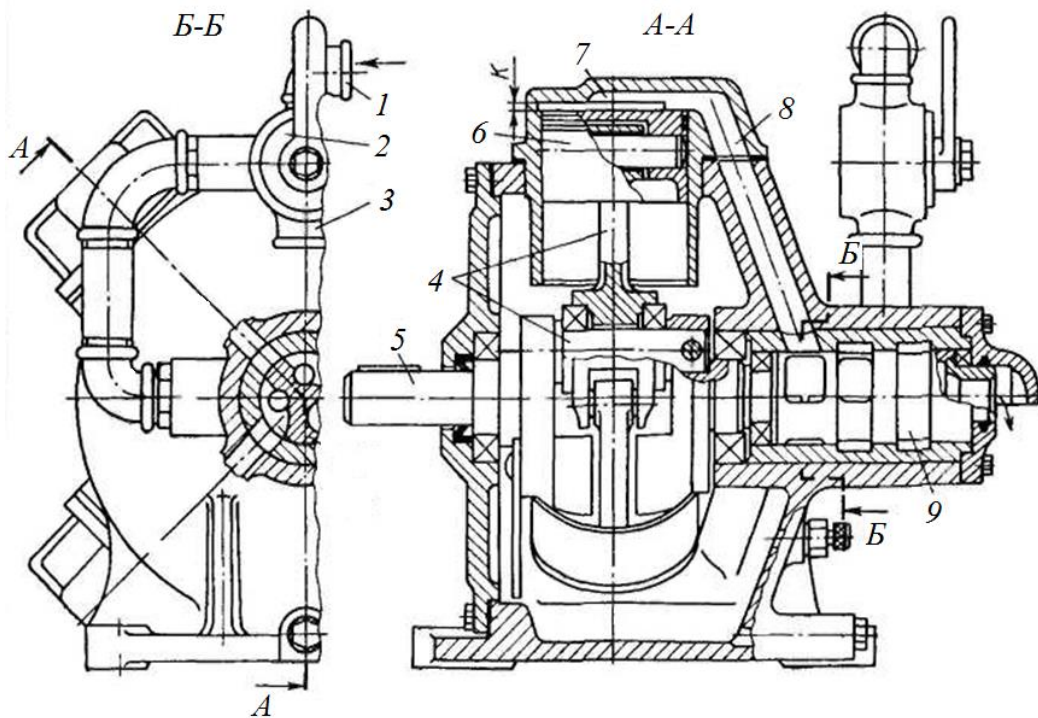


Рисунок 1.9 – Загальний вигляд поршневого пневмодвигуна:

1 – впускний отвір; 2 – кран для реверсування пневмодвигуна; 3 – патрубок відведення відпрацьованого повітря; 4 – кривошипно-шатунний механізм; 5 – вихідний вал; 6 – поршень; 7 – робоча камера; 8 – канал підведення повітря; 9 – розподільчий механізм

Радіально-поршневі пневмодвигуни мають значні переваги у порівнянні з іншими видами пневмодвигунів. Так, до основних переваг використання радіально-поршневих пневмодвигунів можна віднести [4, 6, 8–11, 17, 18, 24]:

- надійну та досить просту конструкцію;
- простоту в експлуатації та обслуговуванні;
- стійкість до перевантажень;
- досить високий ККД за рахунок високого ступеня ущільнення робочої камери;
- високі пускові якості;

– легше змінюють напрямок обертання.

Поршневі пневмодвигуни можна виготовляти зі змінним ступенем наповнення, що дозволяє регулювати величину крутного моменту залежно від навантаження. Це здійснюється за рахунок зміни фази розподілу (подачі стиснутого повітря) в робочу камеру. Крім того, радіально-поршневі пневмодвигуни можуть виготовлятися з можливістю зміни напрямку обертання (реверсивними). Однак такі двигуни мають гірші параметри випуску відпрацьованого повітря, ніж нереверсивні [25].

На рис. 1.10 наведено безрозмірні механічні характеристики поршневого пневмодвигуна, з яких видно, що пусковий момент поршневого пневмодвигуна в 1,8 рази більший, ніж при номінальному навантаженні [17].

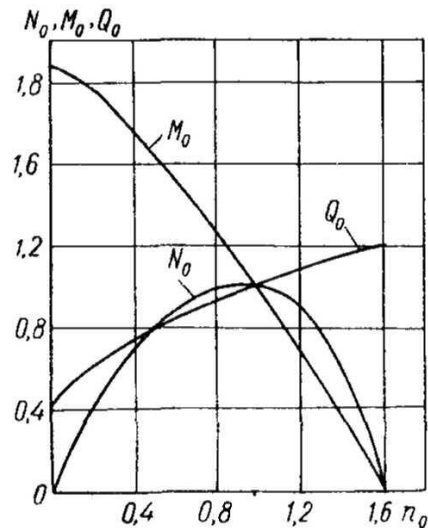


Рисунок 1.10 – Узагальнені безрозмірні механічні характеристики поршневого пневмодвигунів: N_0 – потужність двигуна; M_0 – крутний момент; Q_0 – витрата повітря; n_0 – частота обертання

У зв'язку з наявністю КШМ та розподільчого механізму частота обертання вихідного вала поршневого пневмодвигуна значно обмежена. Зазвичай частота обертання радіально-поршневих пневмодвигунів знаходиться у межах 400...2000 об/хв. У таблиці 1.2 як приклад подано основні характеристики радіально-поршневих пневмодвигунів різних світових виробників (рис. 1.11).

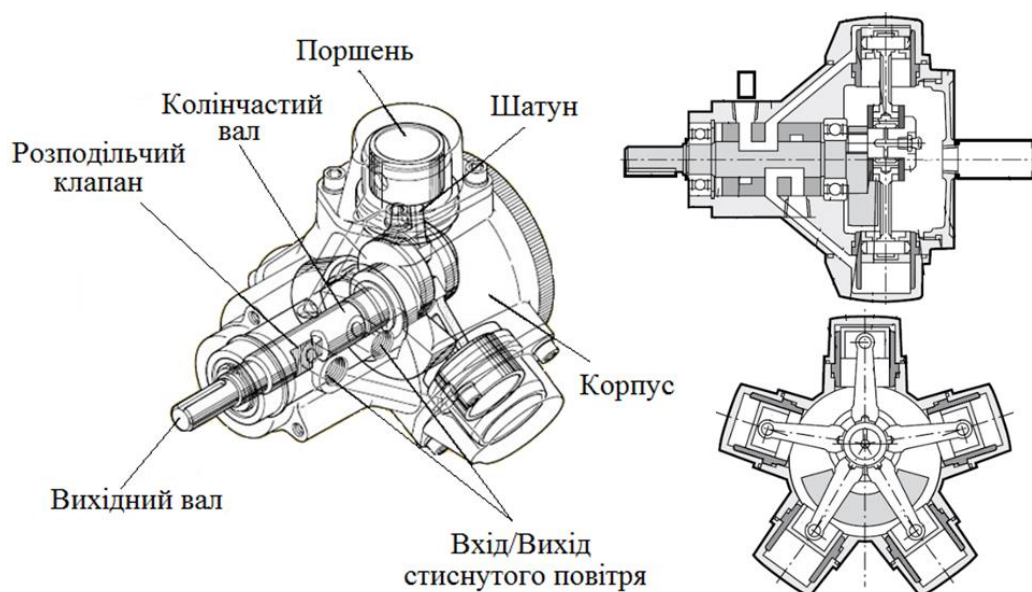
Таблиця 1.2 – Основні характеристики радіально-поршневих пневмодвигунів різного виробництва

№ з.п.	Марка пневмодвигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Пусковий крутний момент, Н·м	Витрата повітря, м ³ /хв	Маса пневмодвигуна, кг	Витрата вільного повітря на 1 кВт потужності, м ³ /хв	Відносна маса, кг/кВт	Відношення пускового моменту до номінального	Робочий тиск, МПа
1	P1V-P007 A02200 (Parker)	0,0735	1100	0,637	0,686	0,200	1,5	2,727	20,4	1,077	0,5
2	P1V-P012 A01800 (Parker)	0,1250	900	1,370	1,960	0,260	2,5	2,083	20,0	1,430	0,5
3	P1V-P023 A01500 (Parker)	0,2280	750	2,940	4,710	0,400	4,6	1,755	20,2	1,602	0,5
4	DAM1 (Rudong Hongxin)	0,0919	2200	0,637	0,686	0,202	1,6	2,198	17,4	1,077	0,6
5	DAM2 (Rudong Hongxin)	0,1225	2000	0,84	1,000	0,211	2,1	1,722	17,1	1,191	0,6
6	DAM3 (Rudong Hongxin)	0,1838	1800	1,37	1,96	0,259	2,7	1,409	14,7	1,431	0,6
7	DAM4 (Rudong Hongxin)	0,2451	1800	2,16	2,61	0,267	3,3	1,089	13,4	1,208	0,6
8	DAM5 (Rudong Hongxin)	0,3676	1500	2,94	4,71	0,397	4,9	1,080	13,3	1,602	0,6
9	DAM6 (Rudong Hongxin)	0,5515	1400	4,4	6,28	0,507	5,8	0,919	10,5	1,427	0,6
10	DAM7 (Rudong Hongxin)	1,1030	560	28	44,7	0,985	20	0,657	18,1	1,596	0,6
11	РПД-4 (аналог П8-12)	8	750	103,9	–	8,16	95	1,02	11,9	–	0,63
12	РПД-5 (аналог П12-12)	12	750	155,8	–	12,24	105	1,02	8,8	–	0,63
13	РПД5/1 (аналог П13-16)	13	996	127,1	–	13,26	110	1,02	8,5	–	0,63
14	РПД-7	20,6	1500	133,7	–	25,96	140	1,26	6,8	–	0,63

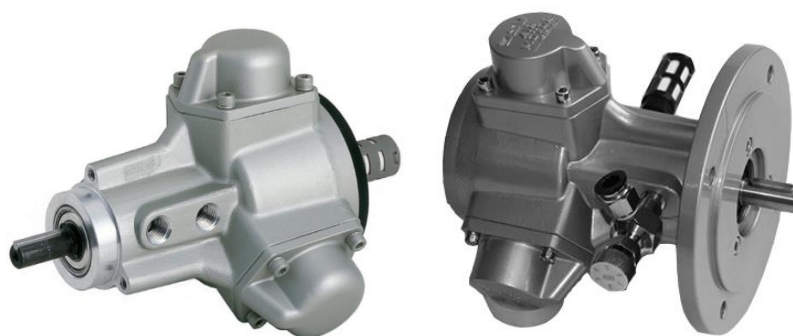
У поршневих пневмодвигунах застосовують розподільники двох типів, а саме золотникові й осьові (кранові). Поршневі пневмодвигуни виготовляють багатоциліндровими, з різними способами розташування циліндрів. За схемою розташування циліндрів вони поділяються [4, 6, 17, 18]:

- на зіркоподібні – з розташуванням циліндрів по радіусах в одній площині;
- рядні – з розташуванням циліндрів паралельно один одному;
- V-подібні – з розташуванням циліндрів під кутом один до одного;

– з поршнями двосторонньої дії (стиснуте повітря підводиться до обох сторін поршня).



a



б

в

Рисунок 1.11 – Загальний вигляд та конструкція радіально-поршневого пневмодвигуна: *a* – загальна конструкція; *б* – зовнішній вигляд пневмодвигуна виробництва фірми Parker Hannifin (США); *в* – зовнішній вигляд пневмодвигуна виробництва фірми Rudong Hongxin (КНР)

Аксіально-поршневі пневмодвигуни (рис. 1.12) зазвичай виконують із чотирма або п'ятьма поршнями, осі яких паралельні вихідному валу. Циліндри, в яких рухаються поршні, можуть бути виготовлені безпосередньо у корпусі пневмодвигуна або окремо. Ротор пневмодвигуна має вигляд просторово-кулачкового механізму з похилою планшайбою. Підведення стиснутого повітря до робочого циліндра пневмодвигуна здійснюється через

канали, які виконані у самому роторі, що, у свою чергу, виконує роль золотника. Аксіально-поршневі пневмодвигуни зазвичай мають порівняно невелику потужність (0,1...8,0 кВт) та дещо більші, ніж у радіально-поршневих пневмодвигунах, оберти – до 3000 об/хв. У таблиці 1.3 як приклад подано основні характеристики аксіально-поршневих пневмодвигунів різної потужності (рис. 1.13).

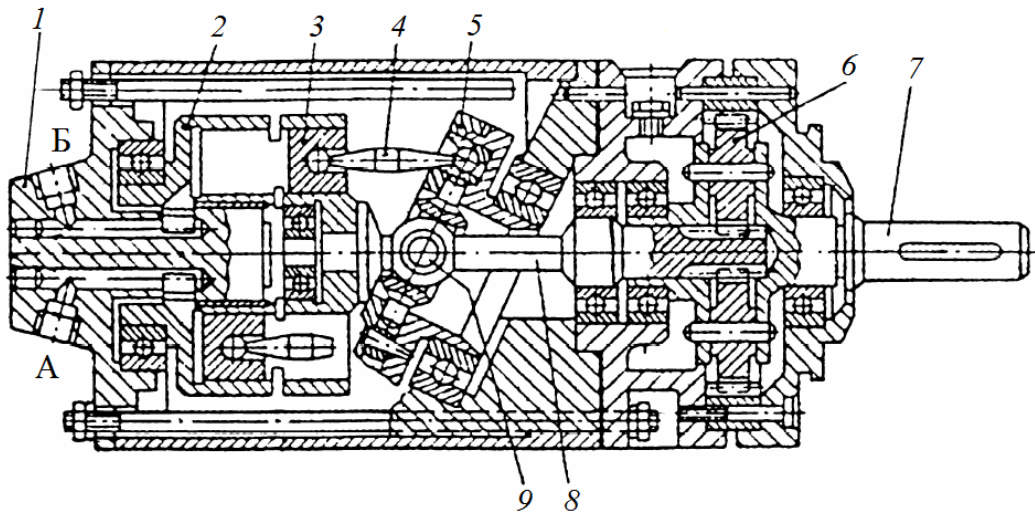


Рисунок 1.12 – Конструкція аксіально-поршневого пневмодвигуна [26]:

1 – кришка; 2 – циліндровий блок; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – похила планшайба; 6 – шестірня; 7 – вихідний вал; 8 – шліцьовий вал; 9 – карданний шарнір

Таблиця 1.3 – Основні характеристики аксіально-поршневих пневмодвигунів

№ з.п.	Марка пневмодвигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Витрата повітря, м ³ /хв	Маса пневмодвигуна, кг	Витрата вільного повітря на 1 кВт потужності, м ³ /хв	Відносна маса, кг/кВт	Робочий тиск, МПа
1	ДАР-5Б	3,2	600	52,0	4,1	19	1,29	5,94	0,4
2	ДАР-14 М	8	630	123,7	10,3	50	1,29	6,25	0,4
3	ДАР-30 М	16	630	247,4	22,4	112	1,40	7,00	0,4

До основних недоліків аксіально-поршневих пневмодвигунів можна віднести достатньо високу складність виготовлення та значні контактні

напруження в кінематичних сполученнях, а також значні питомі витрати стиснутого повітря [26–29].



Рисунок 1.13 – Аксіально-поршневий пневмодвигун ДАР-5Б

Поршневі пневмодвигуни знайшли своє застосування у вугільній промисловості для приводу лебідок, різних насосів, бурових кареток, на машинах завантаження породи, вантажно-транспортних машинах. У нафтохімічній промисловості радіально-поршневі пневмодвигуни використовуються в бурових стаціонарних ключах. Також пневмодвигуни даного типу застосовуються й в підводних технічних засобах (рис. 1.14) [30, 31].

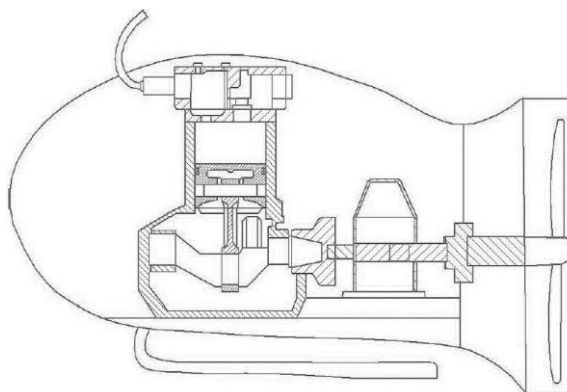


Рисунок 1.14 – Загальний вигляд підводного буксирувальника

Крім того, досить інтенсивно розвивається напрямок використання поршневих пневмодвигунів як альтернативи двигунам внутрішнього згорання в транспортних енергетичних установках [32–45]. Поршневі пневмодвигуни можуть застосовуватися як допоміжні силові агрегати у складі гібридної

енергетичної установки автомобілю [46–48] або як головний без використання ДВЗ [49–56], що робить такі транспортні засоби повністю екологічно чистими.

У 2009 році на Женевському автосалоні франко-італійською компанією Motor Development International (офіційний сайт <https://www.mdi.lu>), співзасновником якої був один з провідних конструкторів двигунів Формули-1 Гай Негре [57], було представлено компактні автомобілі MDI AIR pod (рис. 1.15, *а*) з пневмодвигунами (рис. 1.15, *б*).

Існує три модифікації аеромобілів фірми MDI: AIR Pod Standart (три місця для дорослих пасажирів та одне для дитини); AIR Pod Cargo з кузовом для перевезення невеликих вантажів; AIR Pod Baby двомісний стріткар. Завдяки застосуванню в конструкції композитних матеріалів, алюмінію та пластику маса машини складає близько 280 кг. Колісна формула 4x2. При цьому машина розвиває швидкість до 80 км/год, запас ходу з однією заправкою стиснутим повітрям складає 130 км у міському режимі та 150 км за містом (без маневрування). Керування машиною здійснюється джойстиком, коробка передач – автоматична тришвидкісна (плюс задній хід).

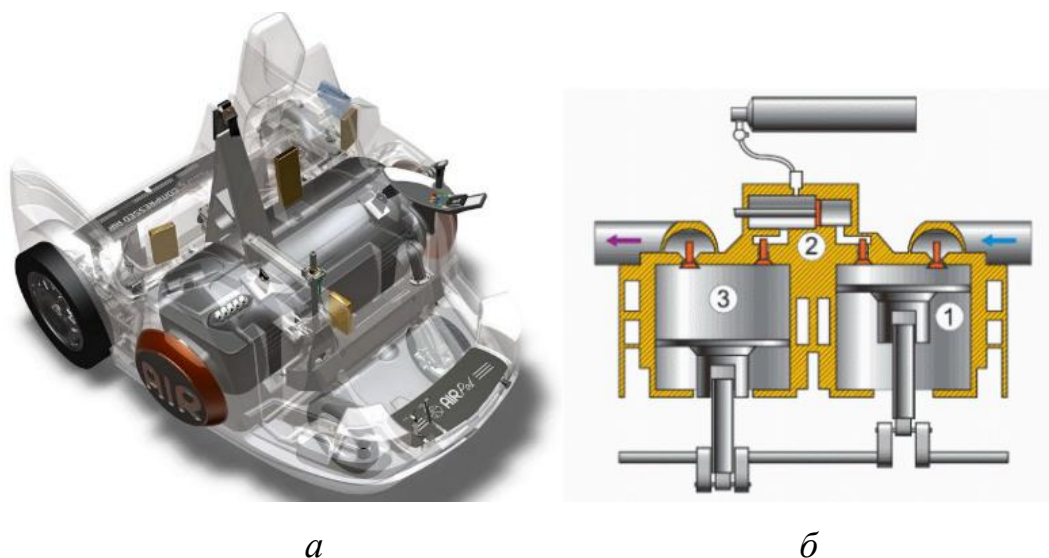


Рисунок 1.15 – Автомобіль MDI AIR pod:

а – загальний вигляд; *б* – поршневий пневмодвигун

Принцип роботи двигуна MDI полягає у тому, що в малий циліндр засмоктується повітря, де воно стиснюється поршнем до тиску 18...20 бар та

розігрівається, потім підігрите повітря йде у сферичну камеру, де змішується з холодним повітрям з балонів, яке, миттєво розширюючись та нагріваючись, збільшує тиск на поршень великого циліндра, що передає зусилля на колінчастий вал двигуна.

Одночасно з розробкою AIRpod відома індійська компанія Tata запустила проект автомобіля Mini CAT. Маса автомобіля дещо більше 350 кг, максимальна швидкість – 100 км/год, запас ходу – 120 км [50]. Енергетична установка має 4 балони, які для зниження маси виконані з вуглепластика з кевларовою оболонкою, довжиною в 2 м та діаметром 0,25 м кожен, розташовані під днищем, вміщують 400 літрів стиснутого повітря під тиском в 300 бар. При цьому відпрацьоване в пневмодвигуні повітря має низьку температуру та може бути використане для охолодження салону автомобіля в літню пору року замість кондиціонера. Компанія планувала поставити Mini CAT на конвеєр у середині 2012 року і виробляти близько 6000 одиниць на рік, однак обкатка автомобіля і досі триває, а серійне виробництво відкладено.

На базі Харківського Національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) ведуться дослідження щодо створення гібридних силових установок транспортних засобів з використанням пневмодвигунів [58–66]; отримано значну кількість патентів на комбіновані енергетичні установки автомобілів з пневмодвигунами (рис. 1.16) [67–72].

У запропонованій авторами патентів схемі ДВЗ і пневмодвигун об'єднані в комбіновану енергетичну установку та розташовані на автомобілі за послідовною, паралельною або комбінованою схемами з підігрівом стиснутого повітря. На кафедрі ДВЗ ХНАДУ на базі бензинових двигунів МеМЗ, ЗМЗ було розроблено ряд пневмодвигунів, які можуть працювати як окремий силовий агрегат, так і в одному блоці з ДВЗ на помірних швидкісних режимах $n = 600 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$ та потужностях до 10...15 кВт, що цілком достатньо для сучасного міського автомобіля, який рухається зі швидкістю до 30 км/год [73–76]. Експериментальний зразок автомобільного чотирициліндрового V-подібного неререверсивного поршневого пневмодвигуна

із золотниковим повітророзподіленням та комбінованою системою змащення розробки ХНАДУ наведено на рис. 1.17 [77–79].

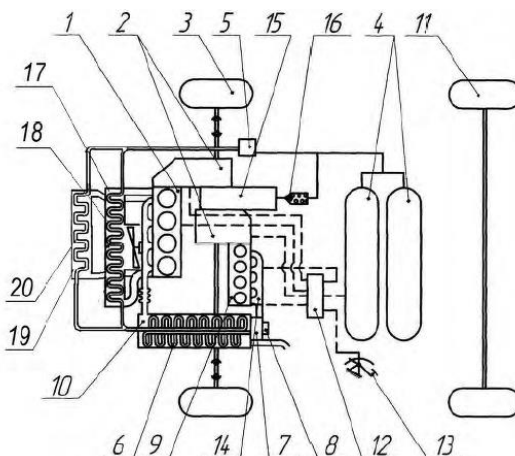


Рисунок 1.16 – Схема комбінованої енергетичної установки для транспортного засобу: 1 – ДВЗ; 2 – планетарний механізм трансмісії ведучого моста; 3 – колеса ведучого моста; 4 – пневмобалони; 5 – редуктор високого тиску; 6 – теплообмінник; 7 – електронний регулятор тиску; 8 – електропневмоклапан регулятора; 9 – пневмодвигун; 10 – приймальна труба глушника ДВЗ; 11 – колеса неведучого моста; 12 – електронний блок керування; 13 – педаль циклової подачі палива у ДВЗ; 14 – повітряний ресивер; 15 – автономний триступеневий компресор; 16 – електромагнітний зворотний клапан високого тиску; 17 – рідинний патрубок системи охолодження ДВЗ; 18 – додатковий теплообмінник; 19 – рідинний патрубок системи змащення; 20 – додатковий теплообмінник

На рис. 1.18 наведена зовнішня швидкісна характеристика пневматичного двигуна для автомобіля ЗАЗ-968М, знята в дорожніх умовах [78]. Це конвертований бензиновий двигун МеМЗ-968 з повітряною системою охолодження. Варто відзначити, що конвертація звичайних бензинових двигунів у поршневі пневмодвигуни є досить розповсюдженою світовою практикою, хоча і має свої недоліки [80–83]. Значний вклад у розвиток комбінованих енергетичних установок автомобілів з пневмодвигунами, а також дослідження робочого процесу й проектування двигунів зробили вітчизняні вчені, такі, як А.М. Туренко, В.О. Богомолів, Ф.І. Абрамчук, О.І.

Воронков С.С. Жилін, І.М. Нікітченко, А.І. Харченко, В.М. Манойло, О.Ю. Лінков та ін. Крім того, співробітниками кафедри ДВЗ ХНАДУ було розроблено теоретичні методи організації робочих процесів та експериментального дослідження, методи впливу конструктивних і регулювальних параметрів на показники пневмодвигунів.

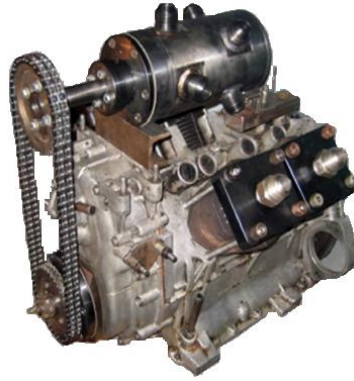


Рисунок 1.17 – Пневмодвигун у зборі із золотниковим повітророзподільником (без трубок, що з'єднують циліндри із золотником)

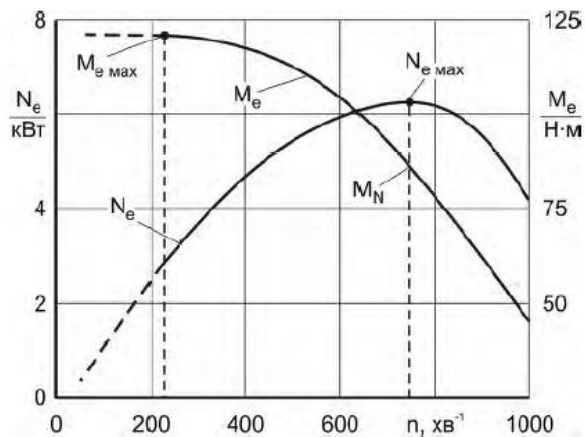


Рисунок 1.18 – Зовнішня швидкісна характеристика пневматичного двигуна для автомобіля ЗАЗ-968М

Розроблено такі методи: розрахунку процесу повітроподачі для визначення необхідних дійсних параметрів впускних та випускних каналів; визначення необхідної потужності пневмодвигуна для досягнення максимальної швидкості руху автомобіля (з урахуванням конкретизації маршрутів і часу, який дозволив розрахувати швидкість та прискорення автомобіля); визначення величини кількості теплоти у процесі підігріву

стиснутого повітря для отримання мінімально необхідної температури на вході в пневмодвигун та впливу температури стиснутого повітря на показники робочого процесу пневмодвигунів із золотниковим і клапанним повітророзподілом та багато іншого [58–66, 73–79, 84–92]. Питанням проектування поршневих пневмодвигунів [93–101], а також теоретичним [102–106] та експериментальним [107–114] дослідженням у напрямку застосування пневмодвигунів у складі екологічно чистих транспортних установок присвячена значна кількість зарубіжних публікацій, що безсумнівно свідчить про перспективність даного напрямку використання пневмодвигунів.

Ротаційні двигуни є найбільш поширеними у застосуванні пневмодвигунами (до 90 % від загального випуску пневмодвигунів). На рис. 1.19 подано конструкцію ротаційного (пластинчастого) пневмодвигуна, а на рис. 1.20 – його безрозмірні механічні характеристики [17, 18].

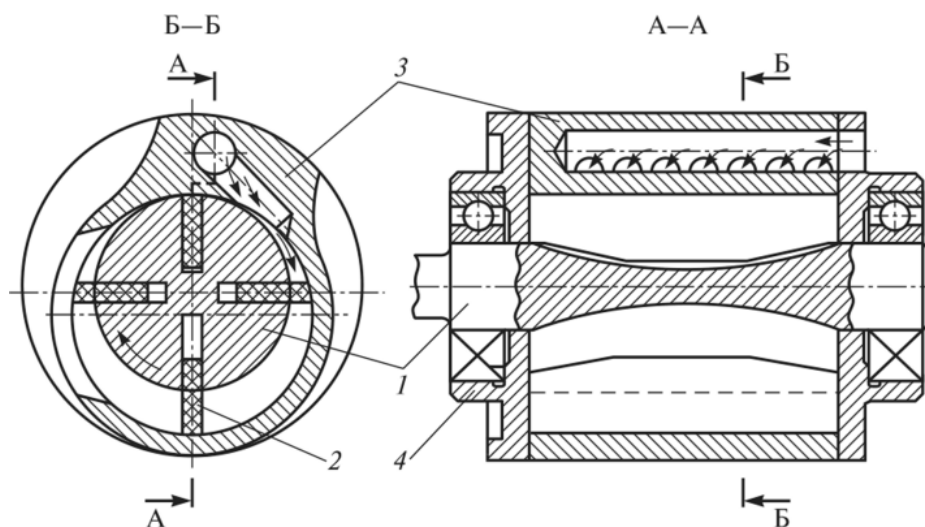


Рисунок 1.19 – Загальний вигляд ротаційного пневмодвигуна:

1 – ротор; *2* – рухомі лопатки; *3* – статор; *4* – торцеві кришки з підшипниками кочення

Основними елементами двигуна є ротор *1* з лопатками *2*, розташований у статорі *3*, який спирається на підшипниках кочення, розміщених у торцевих кришках *4*. При подачі стиснутого повітря до робочої порожнини сила тиску повітря діє на лопатку *2*. Оскільки ротор *1* розташовано ексцентрично у статорі

З, виникає крутний момент, при цьому розміри робочої порожнини збільшуються, а повітря розширюється. Кількість лопаток ротаційного пневмодвигуна напряду впливає на ККД, рівномірність обертання, а також на пускові властивості й швидкості виходу на режим. До основних переваг ротаційних пневмодвигунів належать:

- достатньо проста конструкція;
- малі маса та габарити;
- високі показники питомої потужності на одиницю маси;
- великі значення пускового моменту (може перевищувати номінальний момент у два рази);
- плавність крутного моменту;
- простота виготовлення й відповідно низька собівартість.

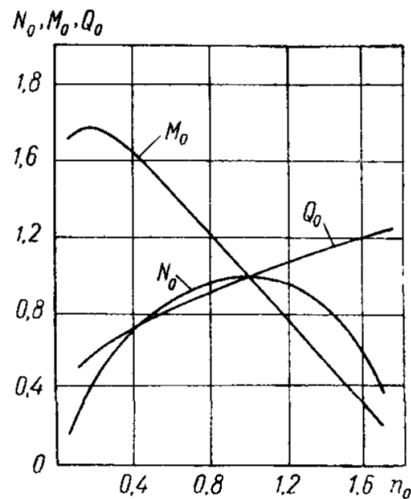


Рисунок 1.20 – Узагальнені безрозмірні механічні характеристики ротаційного пневмодвигуна: N_0 – потужність двигуна; M_0 – крутний момент; Q_0 – витрата повітря; n_0 – частота обертання

Найбільшим недоліком більшості ротаційних двигунів можна вважати те, що контакт між лопатками та статором забезпечується не кінематичним зв'язком, а за рахунок відцентрових сил. Це, у свою чергу, ускладнює запуск пневмодвигуна та унеможлиблює роботу його на малих обертах. Крім того, ротаційні пневмодвигуни мають високі значення рівня шуму та низький ресурс роботи лопаток [115] унаслідок підвищеного тертя (потребують

змащення), що також відображається на надійності роботи пневмодвигуна. Ротаційні пневмодвигуни можуть виготовлятися реверсивними, однак такі двигуни мають меншу потужність та ККД [17, 18, 20]. Ущільнення робочої камери в ротаційному пневмодвигуні гірше, ніж у поршневих, що спричиняє значні втрати стиснутого повітря. Однак за рахунок більшого коефіцієнта розширення стиснутого повітря їх ККД більший, ніж у поршневих [17, 18, 20].

Ротаційні пневмодвигуни широко використовують для приводу ручного інструменту та механізації різних технологічних процесів. Так, наприклад, ротаційні пневмодвигуни застосовуються для приводу шліфувальних машин (рис. 1.21), пневматичних свердильних машин (рис. 1.22, а) та ручних пневматичних свердл (див. рис. 1.22, б).

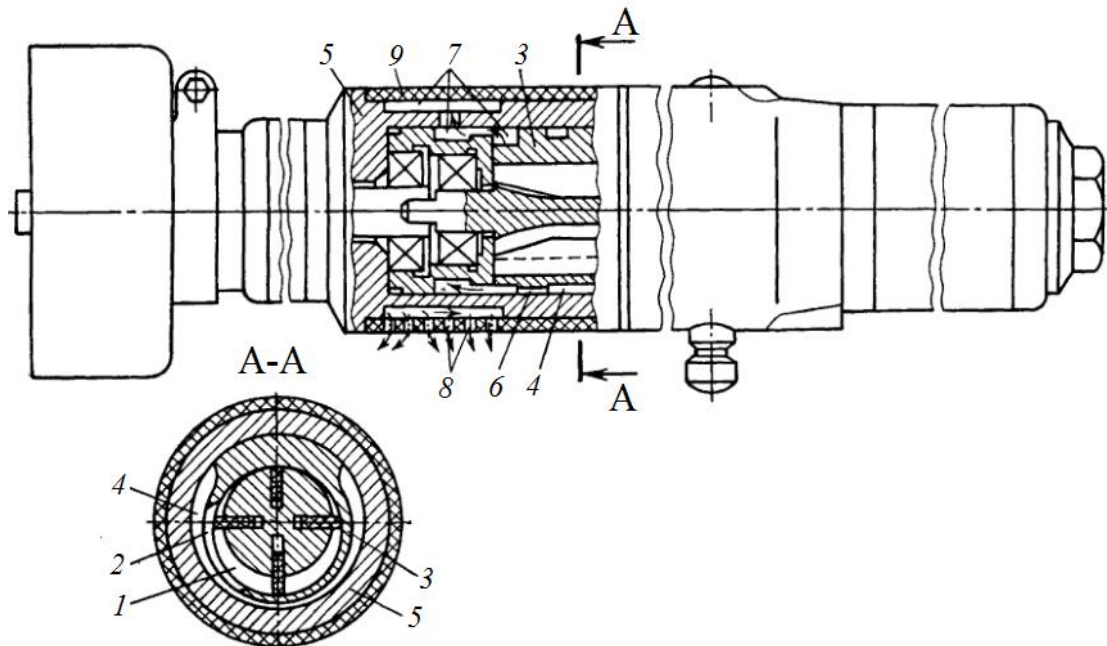


Рисунок 1.21 – Шліфувальна машина ИП-2013[17]:

1 – робоча камера; 2 – щілини, виконані у статорі; 3 – статор; 4 – порожнина між статором та корпусом; 5 – корпус машини; 6 – щілина; 7 – камера; 8 – отвори невеликого діаметра; 9 – пластмасовий кожух

Діапазон обертів ротаційних пневмодвигунів може досягати до 25000 об/хв, тому здебільшого цей двигун використовується разом з редуктором та відцентровим регулятором, як це показано, наприклад, на рис. 1.22, а. Відцентровий регулятор дозволяє обмежувати частоту обертання

пневмодвигуна на режимі холостого ходу та забезпечує рівномірність обертання при коливаннях навантаження.

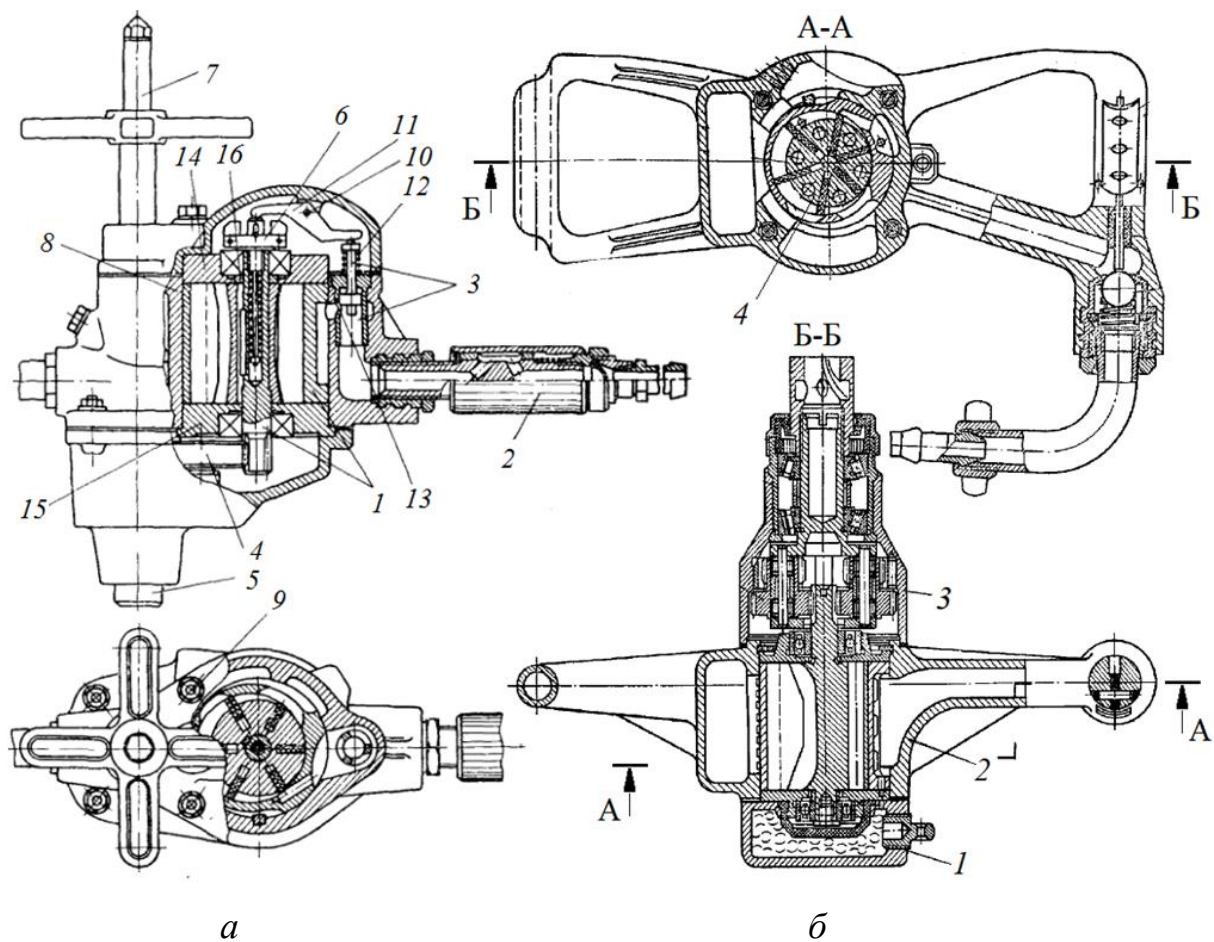


Рисунок 1.22 – Свердлильний пневматичний інструмент:

a – пневматична свердлильна машина РС-32 [17]:

1 – двигун; 2 – пусковий пристрій; 3 – пристрій дроселювання; 4 – редуктор;
 5 – шпindel; 6 – відцентровий регулятор; 7 – натискний пристрій; 8 – корпус; 9 – стяжні болти; 10 – ось коромисла; 11 – коромисло; 12 – пружина;
 13 – вікна; 14 – верхня кришка двигуна; 15 – нижня кришка двигуна; 16 – компенсуюче кільце; *б* – ручне пневматичне свердло СР-3 [23]:

1 – кришка корпусу; 2 – корпус; 3 – редуктор; 4 – ротаційний двигун із шістьма лопатками

У таблиці 1.4 як приклад подано основні характеристики ротаційних пневмодвигунів різних світових виробників, а на рис. 1.23 – загальну будову ротаційного пневмодвигуна фірми Parker Hannifin США.

Таблиця 1.4 – Основні характеристики ротаційних пневмодвигунів різного виробництва

№ з.п.	Марка пневмодвигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Пусковий крутний момент, Н·м	Витрата повітря, м ³ /хв	Маса пневмодвигуна, кг	Витрата вільного повітря на 1 кВт потужності, м ³ /кВт	Відносна маса, кг/кВт	Відношення пускового моменту до номінального	Робочий тиск, МПа
1	P1V-M020 B0A00 (Parker)	0,20	10000	0,38	0,57	0,30	1,0	1,500	5,00	1,50	0,6
2	P1V-M040 B0A00 (Parker)	0,40	10000	0,76	1,10	0,60	1,4	1,500	3,50	1,45	0,6
3	P1V-M060 B0A00 (Parker)	0,60	10000	1,10	1,70	0,90	1,6	1,500	2,67	1,55	0,6
4	P1V-M090 B0A00 (Parker)	0,90	10500	1,60	2,40	2,20	3,1	2,450	3,44	1,50	0,6
5	P1V-M120 B0A00 (Parker)	1,20	10500	2,20	3,30	2,60	3,8	2,170	3,17	1,50	0,6
6	P1V-A160A0900 (Parker)	1,60	9000	3,30	5,00	1,92	4,2	1,200	2,63	1,52	0,6
7	P1V-A260 A0700 (Parker)	2,60	7000	7,10	11,00	3,60	7,9	1,380	3,04	1,55	0,6
8	P1V-A360 A0600 (Parker)	3,60	6000	11,50	17,00	5,82	16,5	1,610	4,58	1,48	0,6
9	1AM (Bibus Hydraulik AG)	0,33	10000	0,31	0,65	0,59	1,2	1,772	3,64	2,10	0,7
10	4AM (Bibus Hydraulik AG)	1,30	3000	4,10	6,30	2,21	5,2	1,699	4,00	1,54	0,7
11	6AM (Bibus Hydraulik AG)	3,00	3000	10,00	13,00	3,80	7,7	1,266	2,57	1,30	0,7
12	8AM (Bibus Hydraulik AG)	3,90	2500	14,40	21,00	4,88	12,6	1,252	3,23	1,46	0,7
13	16AM (Bibus Hydraulik AG)	7,10	2000	34,00	43,00	7,92	32,4	1,115	4,56	1,26	0,7
14	VA1 (GLOBE)	0,44	6000	0,75	0,85	0,78	3,4	1,770	7,73	1,13	1,0
15	VA2C (GLOBE)	0,80	4000	2,00	2,30	1,68	4,4	2,100	5,50	1,15	1,0
16	VA4C (GLOBE)	2,10	4000	4,90	4,80	3,00	5,1	1,430	2,43	0,98	1,0
17	VA6C (GLOBE)	3,40	3000	10,50	8,20	4,20	10,0	1,240	2,94	0,79	1,0
18	VA8C (GLOBE)	5,10	3000	16,50	17,0	6,80	11,8	1,330	2,31	1,04	1,0

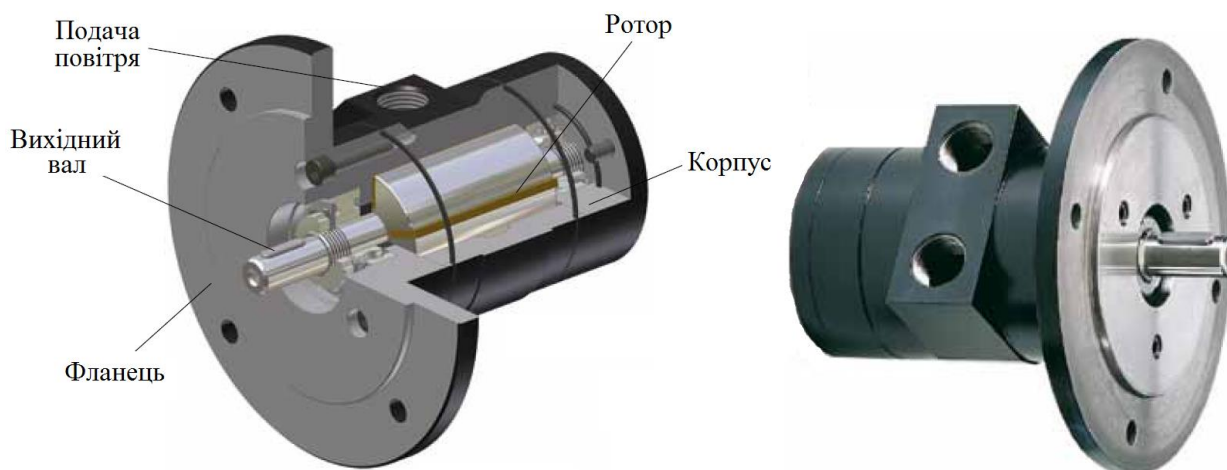


Рисунок 1.23 – Загальний вигляд та конструкція ротаційного пневмодвигуна виробництва фірми Parker Hannifin (США)

Крім того, ротаційні пневмодвигуни можуть використовуватися у двоколісних транспортних засобах замість звичайних ДВЗ малої потужності [116–118]. У 2011 році австралієць Дін Бенстед продемонстрував світові кросовий мотоцикл O₂ Pursuit із силовим агрегатом, розробленим фірмою Engineair (роторний повітряний двигун розробки Анжело ді П'єтро – рис. 1.24). Силовий агрегат за своєю конструкцією являє собою двигун Ванкеля без згоряння, привод ротора в якому здійснюється за рахунок стиснутого повітря, що подається до камери згоряння. Мотоцикл здатний проїхати на одній заправці 100 км та розвинути до 140 км/год.



Рисунок 1.24 – Роторний повітряний двигун розробки Анжело ді П'єтро

На рис. 1.25 подана конструкція гвинтового пневмодвигуна. Гвинтові пневмодвигуни мають розточений у вигляді «вісімки» корпус, дві торцеві кришки, в яких на підшипниках кочення змонтовані гвинти 1 і 2. Два (або

більше) гвинти перебувають у зачепленні, при цьому їх осі розташовані паралельно та синхронізуються косозубими шестірнями 3 і 4. Гвинт 1 має чотири заходи, а профіль його зуба утворений випуклими півколами. Натомість профіль зуба гвинта 2 утворено вогнутими півколами.

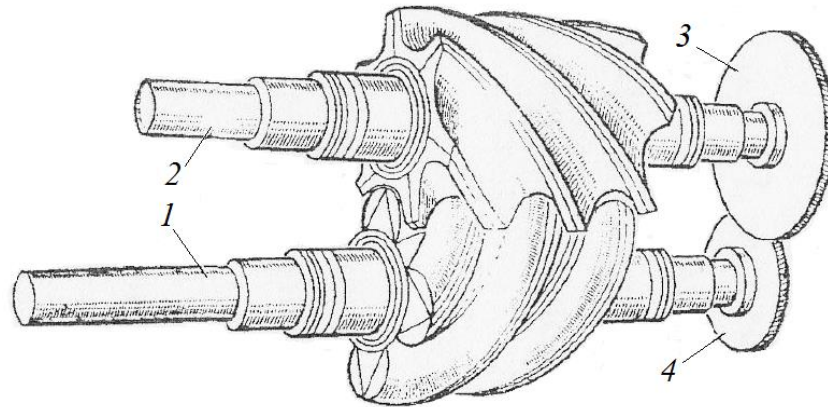


Рисунок 1.25 – Конструкція гвинтового пневмодвигуна [26]:

1 – гвинт з вихідним валом; 2 – гвинт без вала; 3, 4 – косозубі шестерні синхронізації

Стиснуте повітря у гвинтових пневмодвигунах переміщається в осьовому напрямку вздовж спіральних зубів до порожнини вихлопу. Виступи одного гвинта щільно входять у западини іншого й у декількох місцях (залежно від того, наскільки довжина гвинта більша від його кроку) відокремлюють порожнину високого тиску від порожнини вихлопу. Тиск стиснутого повітря впливає на зуби й створює крутний момент на вихідному валу [18]. Завдяки спіральному розміщенню зубів взаємодія двох гвинтів є постійною, що забезпечує плавність крутного моменту та відсутність пульсації. Відсутність силового контакту гвинтів, а також використання підшипників кочення дають змогу забезпечити частоту обертання гвинтових пневмодвигунів до 15000 об/хв [26].

До основних переваг гвинтових пневмодвигунів можна віднести їх великий ресурс роботи, компактність, високий рівень обертів, плавність крутного моменту, відсутність необхідності змащення при роботі, а також порівняно високі значення ККД. Основним недоліком гвинтових

пневмодвигунів є їх складність та висока точність виготовлення, що безперечно впливає на собівартість двигуна.

Пневмодвигуни турбінного типу в порівнянні з двигунами інших типів є достатньо простими з точки зору конструкції та кінематики. Рухомою частиною такого пневмодвигуна є робоче колесо, яке виконує простий обертальний рух. Завдяки своїй достатньо простій конструкції пневмодвигуни турбінного типу мають досить невеликі розміри та масу, а також є достатньо надійними в експлуатації та простими в обслуговуванні. До основних недоліків пневмодвигунів турбінного типу можна віднести досить низький ККД (особливо для двигунів невеликої потужності та розмірів), а також суттєве зниження ККД та нестійку роботу на часткових режимах навантаження.

Турбінні пневмодвигуни відрізняються від об'ємних тим, що в них кінетична енергія потоку повітря безпосередньо перетворюється в механічну роботу. Турбінні пневмодвигуни за своєю конструкцією можуть бути виконані відцентровими, осьовими, струменево-реактивними або вихровими.

До основних переваг турбінних пневмодвигунів належать [26]:

- досить проста та надійна конструкція (рухомою частиною пневмодвигуна є робоче колесо, розміщене на підшипниках);
- великий ресурс експлуатації;
- відсутність зношення деталей проточної частини пневмодвигуна;
- стабільна вихідна характеристика;
- низькі показники маси й габаритів;
- робоче колесо не потребує змащення (крім підшипникових вузлів);
- прості обслуговування та експлуатація.

Турбінні пневмодвигуни використовуються в умовах високої частоти обертання вихідного вала (20000...75000 об/хв) та тривалої роботи [9, 18]. При цьому в порівнянні із частотою обертання даний тип пневмодвигунів має досить невеликі значення крутного моменту. Турбінні пневмодвигуни знайшли своє призначення для приводу пневматичних шпинделів, у

пневматичному інструменті, тобто там, де потрібно забезпечити високу частоту обертання та постійність режиму роботи.

На рис. 1.26 наведено конструкцію турбінного осьового пневмодвигуна ручних шліфувальних машин, а на рис. 1.27 – його безрозмірні механічні характеристики [9, 18].

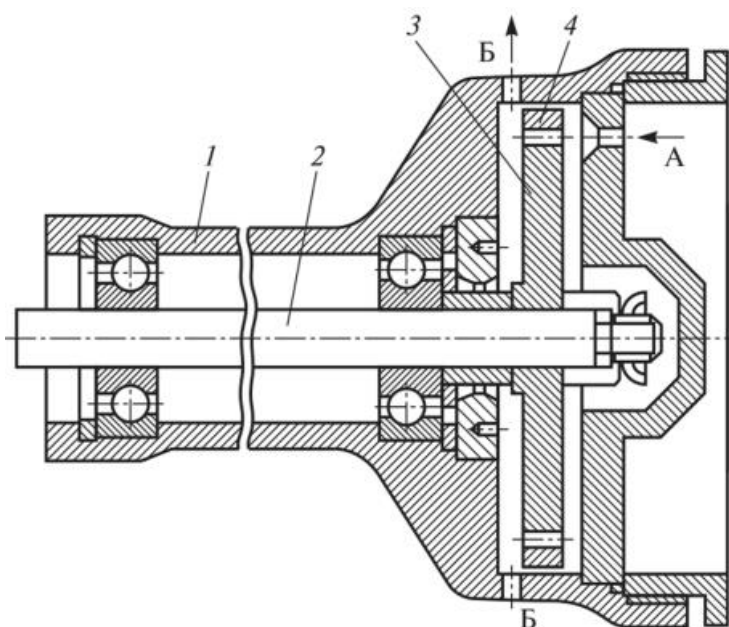


Рисунок 1.26 – Загальний вигляд турбінного пневмодвигуна з осьовою турбіною:

1 – корпус; 2 – вихідний вал; 3 – робоче колесо; 4 – бандажне кільце

Турбінне колесо 3 із вихідним валом 2 обертається на двох шарикопідшипниках, розміщених у корпус 1. Лопатки колеса 3 охоплюються бандажним кільцем 4. Стиснуте повітря подається через сопла А на лопатки колеса й виходить через отвір Б.

З ресивера стиснуте повітря входить у звужуюче сопло, далі при розширенні виходить із сопла з великою швидкістю прямо на робочі лопатки турбінного колеса двигуна. Напрямок потоку повітря, що проходить по каналах між робочими лопатками, змінюється, у результаті чого розвивається сила, яка прикладена до лопаток турбінного колеса та створює крутний момент. Таким чином стиснуте повітря віддає частину своєї енергії турбінному колесу.

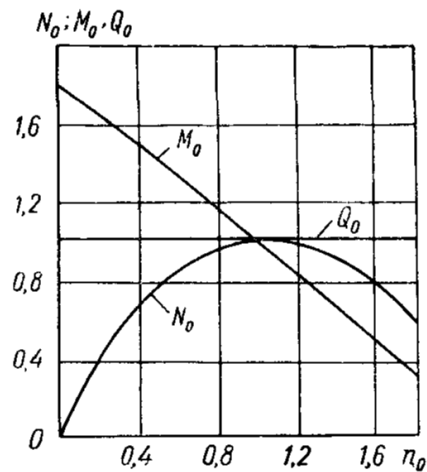


Рисунок 1.27 – Узагальнені безрозмірні механічні характеристики турбінного пневмодвигуна : N_o – потужність двигуна; M_o – крутний момент; Q_o – витрата повітря; n_o – частота обертання

До найбільших недоліків турбінних відцентрових та осьових пневмодвигунів відносять [26]:

- складність виготовлення профільованих соплових і лопаткових апаратів;
- складність забезпечення реверсування;
- суттєве зниження ККД на часткових навантаженнях (при малих витратах повітря).

На рис. 1.28 подано основну конструкцію струменево-реактивного пневмодвигуна [26]. Від сопла 1 стиснуте повітря подається через отвір у валу 2 до газового тракту 3. Виходячи з тягового сопла 4 із надзвуковою швидкістю, стиснуте повітря створює реактивну силу та відповідно крутний момент. Таким чином відбувається перетворення потенційної енергії стиснутого повітря у кінетичну енергію потоку.

У порівнянні з іншими типами турбінних пневмодвигунів струменево-реактивний має ряд переваг:

- простота конструкції та виготовлення (відсутність складних профільованих елементів), що відповідно забезпечує низьку собівартість;
- легкість забезпечення реверсування;

- низька інерційність;
- низькі вимоги щодо чистоти й вологості робочого тіла;
- стійка робота при низьких температурах та малих витратах стиснутого повітря.

До основних недоліків струменево-реактивних пневмодвигунів можна віднести низький ККД (унаслідок значного аеродинамічного опору ротора) та малий діапазон ефективних режимів роботи (максимальне значення ККД лежить у діапазоні номінальних обертів). Струменево-реактивні пневмодвигуни знайшли своє застосування у системах керування та автоматичного регулювання газової промисловості.

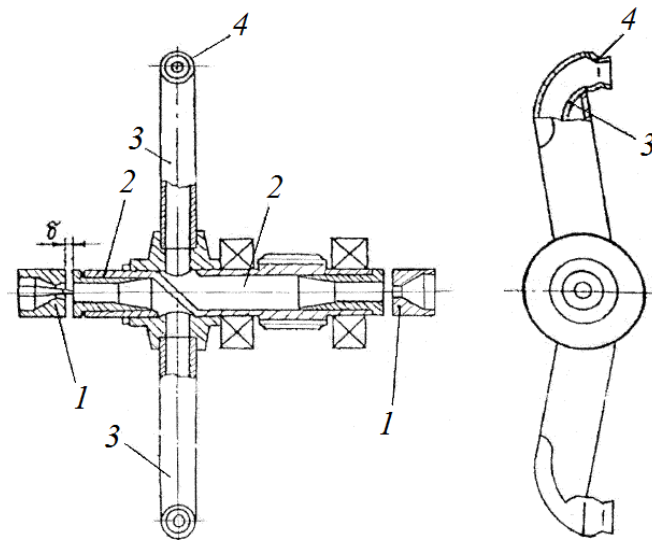


Рисунок 1.28 – Конструктивна схема реверсивної струменевої реактивної турбіни [26]:

1 – живляче сопло; *2* – порожнистий ротор; *3* – газовий тракт; *4* – тягове сопло

На рис. 1.29 подано конструктивну схему ступеня вихрової турбіни з периферійно-боковим каналом. Стиснуте повітря через сопло *1* поступає до проточної частини пневмодвигуна, яка утворюється каналом *2* корпусу *3* та міжлопатковими каналами *4* робочого колеса *5*. Унаслідок взаємодії потоку газу з лопатками колеса відбувається перетворення кінетичної енергії потоку

повітря у механічну роботу обертання. Відведення відпрацьованого повітря відбувається через вихідний отвір.

У порівнянні з осьовими або відцентровими пневмодвигунами вихрові турбіни мають значно простішу конструкцію та виготовлення. Крім того, вихрові пневмодвигуни мають більш низькі оптимальні частоти обертання, більш високі відношення пускового моменту до номінального, а також відносно непогані показники ККД (до 40 %) [26].

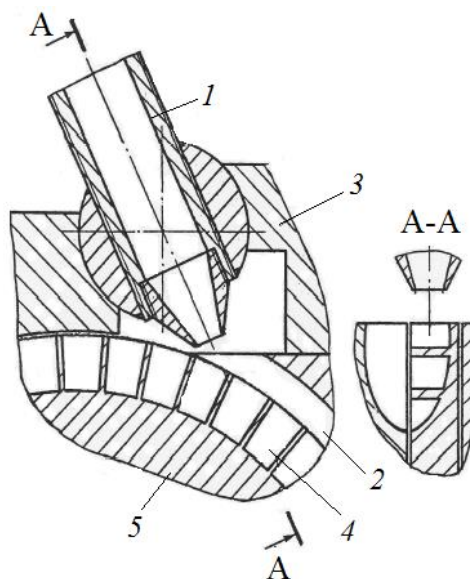


Рисунок 1.29 – Конструктивна схема ступеня вихрової турбіни з периферійно-боковим каналом [26]:

1 – сопло; 2 – робочий канал; 3 – корпус; 4 – міжлопатковий канал; 5 – робоче колесо

Конструктивним недоліком пневмодвигуна є значний вплив величини зазору між робочим колесом та корпусом на ефективність енергоперетворення. Вихрові пневмодвигуни знайшли своє застосування, перш за все, у пневмоінструменті, турбогенераторах порівняно невеликої потужності газорозподільчих станцій магістральних газогонів.

У табл. 1.5 наведено узагальнені дані щодо основних характеристик пневмодвигунів різних типів [17]. Так, різні типи пневмодвигунів мають свої переваги й недоліки за енергетичними, металоємнісними та експлуатаційними показниками. Наявність тих чи інших переваг та недоліків обумовлена, перш

за все, конструкцією пневмодвигуна, а також особливостями організації робочого процесу. Варто відзначити, що деякі недоліки, притаманні тим чи іншим пневмодвигунам, що можуть обмежувати їх застосування в різних галузях, при правильному конструктивному рішенні можуть бути усунуті або знижені до допустимих норм (витрата робочого тіла, рівень шуму, масогабаритні показники).

Таблиця 1.5 – Узагальнені технічні характеристики пневмодвигунів

№ з.п.	Характеристика пневмодвигуна	Тип двигуна				
		Шестеренні		Поршневі	Ротаційні	Турбінні
		прямоzubі та косозубі	шевронні			
1	Потужність, кВт	3...70	3...330	5...15	0,05...3,00	0,03...2,00
2	Частота обертання, об/хв	2000...3000	2000...3000	400...2000	2000...25000	20000...75000
3	Витрата вільного повітря на 1 кВт потужності, м ³ /хв	1,3	1,1	1,1	1,1	1,2
4	Коефіцієнт розширення повітря	–	1,1	1,1	1,3...2,0	–
5	Відносна маса, кг/кВт	8...12	8...12	5...9	1...2	2...5
6	Відношення пускового моменту до номінального	1,3	1,6	1,8	1,6	1,5

Крім загальноприйнятих класичних конструкцій пневмодвигунів існує і багато нетрадиційних схем, про що свідчить значна кількість публікацій та патентів на винахід. Виникнення нових конструктивних рішень, насамперед, пов'язане з появою нових сфер застосування пневмодвигунів та специфічністю умов експлуатації в них. Так, наприклад, використання пневмодвигунів у транспортних енергетичних установках або підводних апаратах потребує забезпечення низьких масогабаритних показників, високих ефективних показників у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, а також експлуатаційних особливостей (надійність та безпечність, ремонтпридатність, значний ресурс роботи, легкий пуск і керування, реверсивність, низький рівень шуму та вібрації).

1.2. Аналіз альтернативних конструкцій машин об'ємної дії

Сучасні перспективи розвитку енергетичного машинобудування напряму пов'язані з розробкою, проектуванням та створенням нових зразків технічних систем (ТС) або вдосконаленням з метою підвищення ефективності функціонування вже існуючих. Можливість та доцільність упровадження нового зразка ТС залежить від перспектив економічного ефекту від цього впровадження. Економічна обґрунтованість упровадження нового зразка ТС залежить від собівартості виготовлення, експлуатації та обслуговування, що, у свою чергу, залежить від складності конструкції, технології виготовлення й застосованих при виробництві матеріалів. Таким чином, незалежно від призначення ТС на стадії конструювання й проектування обов'язковим є проведення системного аналізу існуючих подібних конструкцій ТС із метою систематизації та відокремлення переваг і недоліків, що дасть змогу врахувати попередній накопичений досвід проектування та виділити подальші напрямки покращення й вдосконалення.

У результаті аналізу конструкцій, технічних характеристик та можливих сфер використання різних типів пневмодвигунів, що серійно випускаються, було виділено ряд їх переваг і недоліків. Так, найбільш розповсюдженими у застосуванні пневмодвигунами є поршневі та ротаційні. Вони мають достатньо просту конструкцію, високі ефективні показники, а також перспективи подальшого вдосконалення. Хоча поршневі та ротаційні пневмодвигуни належать до об'ємних розширювальних машин, вони мають принципово різні механізми руху. Поряд зі звичними схемами механізмів руху багатьма дослідниками запропоновано альтернативні схеми, які дозволяють поєднувати переваги різних пневмодвигунів, хоча в деяких випадках це може призводити до ускладнення механізму та зниження його надійності. Таким прикладом поєднання є роторно-поршневі двигуни. Вони мають достатньо малі значення маси та габаритів, низький рівень вібрації (унаслідок високої врівноваженості), високі динамічні характеристики та досить прийнятні ефективні показники. Усе це дає їм змогу конкурувати з класичними

поршневими та ротаційними двигунами у різних сферах застосування. Варто відзначити, що нові альтернативні кінематичні схеми механізмів руху можуть використовуватися не лише в пневматичних двигунах [119–122], але й в двигунах внутрішнього згоряння [123–126].

Конструкція механізму руху повинна містити якомога меншу кількість деталей, бути простою у виготовленні, забезпечувати надійність та безвідмовність роботи, мати високий механічний ККД, забезпечувати низькі масогабаритні показники двигуна, а також не потребувати додаткового спеціального обслуговування.

У роботі [123] подана будова роторно-поршневого двигуна внутрішнього згоряння (рис. 1.30).

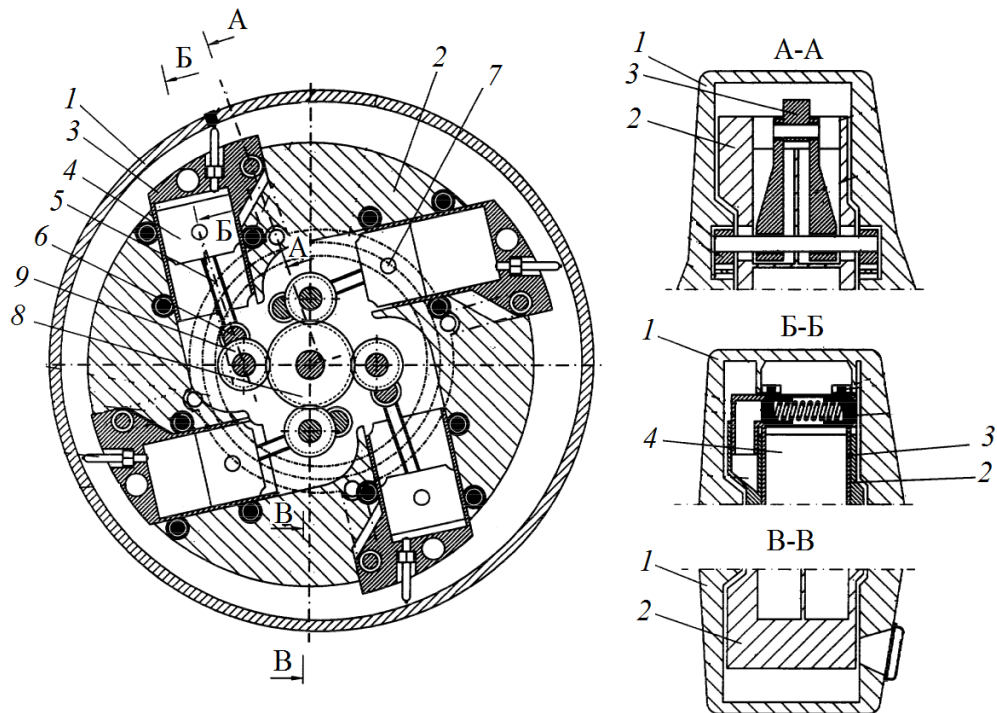


Рисунок 1.30 – Загальна будова роторно-поршневого двигуна внутрішнього згоряння [123]: 1 – корпус двигуна; 2 – блок циліндрів, що обертається; 3 – плаваючий циліндр; 4 – поршень; 5 – шатун; 6 – кривошип; 7 – поршневий палець; 8 – блок шестерень; 9 – шестірня

Відповідно до опису конструкції двигун містить корпус 1, в якому розміщено блок циліндрів 2, що обертається. Блок установлено у корпусі із зазором та зміщенням його центру від центра корпусу. У блоці 2 виконано

циліндричні камери для розміщення плаваючих циліндрів 3 із поршнями 4. Механізм руху виконаний у вигляді шестерно-кривошипно-шатунного силового механізму. Передавальне відношення нерухомих і рухомих шестерень дорівнює двом. Плаваючий циліндр 3 складається з гільзи та асиметричної головки та встановлений таким чином, що має можливість переміщуватися зворотно-поступово. У кожній головці циліндра розміщено свічку запалення та клапанний механізм. Зворотно-поступовий рух циліндрів забезпечується за рахунок силового механізму приводу, який складається з тяг, поєднаних за допомогою пальців з головками, та опорних балок з обоймами, встановленими на підшипниках кочення у корпусі. Запропонована конструкція двигуна дає змогу подовжити розширення газів у робочих камерах плаваючих циліндрів, а також орієнтує бокові сили у напрямок обертання блока циліндрів на початку та наприкінці тактів розширення, що забезпечує їх взаємне компенсування. Усе це дозволяє підвищити економічність двигуна, зменшити втрати крутного моменту, а також збільшити оберти.

У патенті [124] подано конструкцію роторно-поршневого ДВЗ із розділеною камерою згоряння (рис. 1.31). У корпусі 1 двигуна розміщено ротор 2 із двома зубчастими вінцями 6, в якому розміщено робочі циліндри 3. У робочих циліндрах розміщуються поршні 4, нижні кінці яких шарнірно поєднані з ексцентрично розміщеною віссю. Згоряння паливоповітряної суміші відбувається у камері згоряння 8, а розширення у робочій камері циліндра 5. Камера згоряння 8 розташована під кутом $70...85^\circ$ до радіуса ротора. Таке розділення дозволяє підвищити ККД двигуна, зменшити вібрацію, а також підвищити моторесурс. При цьому завдяки своїй конструкції двигун має низькі масогабаритні показники, а кругова форма ротора та зміщення осі від центра обертання дозволяють відмовитися від складного еліпсоїдного руху (в порівнянні з двигуном Ванкеля) та покращити ущільнення робочих порожнин.

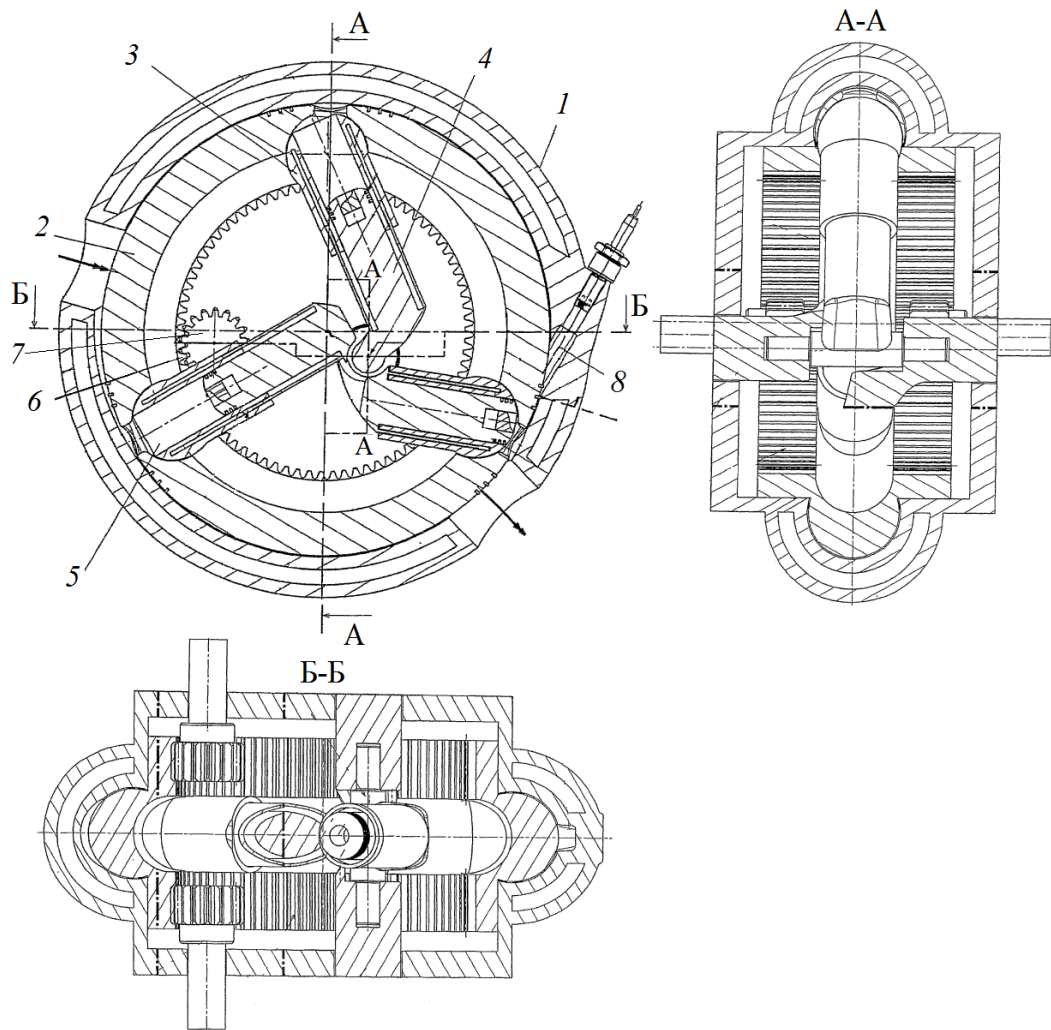


Рисунок 1.31 – Загальна будова роторно-поршневого двигуна внутрішнього згоряння [124]: 1 – корпус двигуна; 2 – ротор; 3 – робочий циліндр; 4 – поршень; 5 – робоча камера циліндра; 6 – зубчастий вінець; 7 – вихідний вал; 8 – камера згоряння

На рис. 1.32 подано загальну конструкцію роторного ДВЗ барабанно-поршневого типу [125]. Циліндричний корпус 1 двигуна з обох боків закрито кришками, а всередині розміщено рухомий барабан 3, який обертається навколо центральної осі двигуна. Крім того, у циліндричному корпусі виконано отвори із циліндричними виступами, в яких розміщено компресійні втулки 2, отвори для елементів запалення, а також отвори для палива й випуску газів. У барабані 3 виконано отвори робочих циліндрів 5, в яких рухаються поршні 6. Поршні поєднуються з колінчастим валом двигуна 4 за допомогою шатунів 7. Поверхня барабана має заглиблення для зменшення

тертя та виступаючу частину у вигляді доріжки, яка призначена для закриття отворів у циліндричному корпусі. Механізм приводу двигуна виконано у вигляді блока зубчастих шестерень 8, що складається з малої шестерні, закріпленої нерухомо на колінчастому валу 4, та двох великих шестерень, які, у свою чергу, зачеплені із зубчастим вінцем 9, закріпленим на корпусі 1. Запропонована конструкція підвищує надійність роботи двигуна, а також зменшує масогабаритні показники.

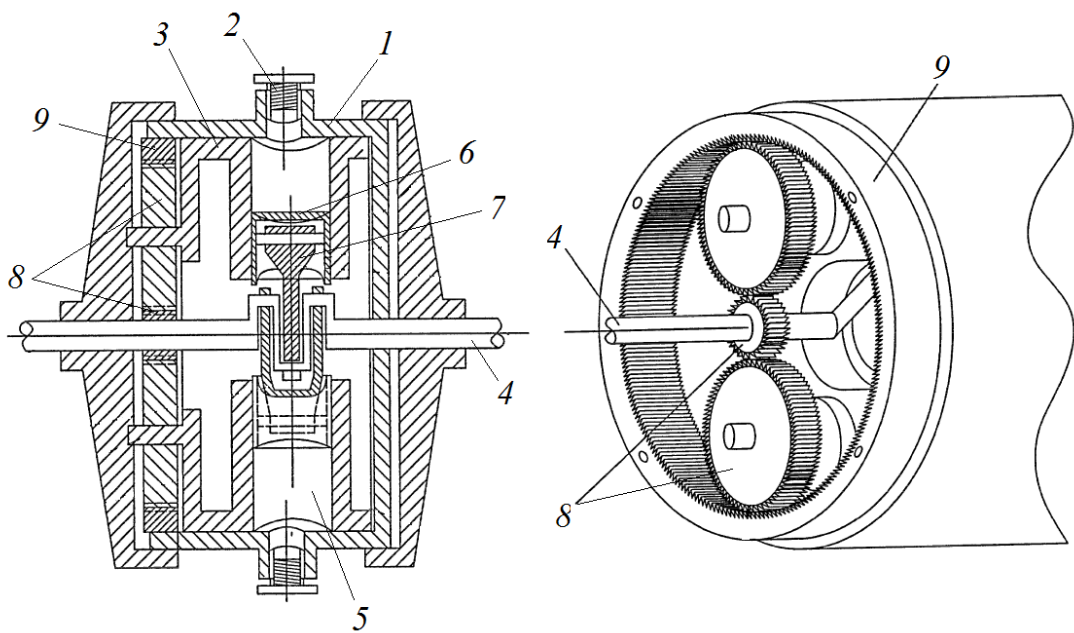


Рисунок 1.32 – Загальна будова роторного двигуна барабанно-поршневого типу з рухомими камерами згоряння [125]: 1 – циліндричний корпус двигуна; 2 – компресійні втулки; 3 – рухомий барабан; 4 – колінчастий вал; 5 – робочий циліндр двигуна; 6 – поршень; 7 – шатун; 8 – блок шестерень; 9 – зубчастий вінець

У патенті [126] подано конструкцію роторно-поршневого ДВЗ (рис. 1.33), яка дозволяє зменшити дію інерційних сил та вібрацію. Двигун містить нерухомий корпус 1, закритий боковими кришками 13 і 14, в якому розміщено ротор 2. У роторі виконано отвори під установлення циліндрів нагнітання 3 та робочих циліндрів 4, в яких відповідно знаходяться поршні нагнітання 5 і робочі поршні 6. Внутрішня порожнина роторно-поршневого двигуна слугує як камера нагнітання 7. Механізм перетворення поступального руху поршнів

складається із шатунів 8 і 9, які шарнірно поєднані з відповідними поршнями. Шатуни, в свою чергу, встановлені на нерухомому одноколінному валу 10 та мають можливість обертатися навколо нього. Шатуни 9 мають дугоподібну форму, а осі робочих циліндрів зміщено у протилежні сторони від осі обертання ротора у напрямку його обертання. Це дає змогу забезпечити плавність передачі крутного моменту. Для забезпечення газообміну в корпусі 1 передбачено поперечні впускні 11 та випускні 12 канали.

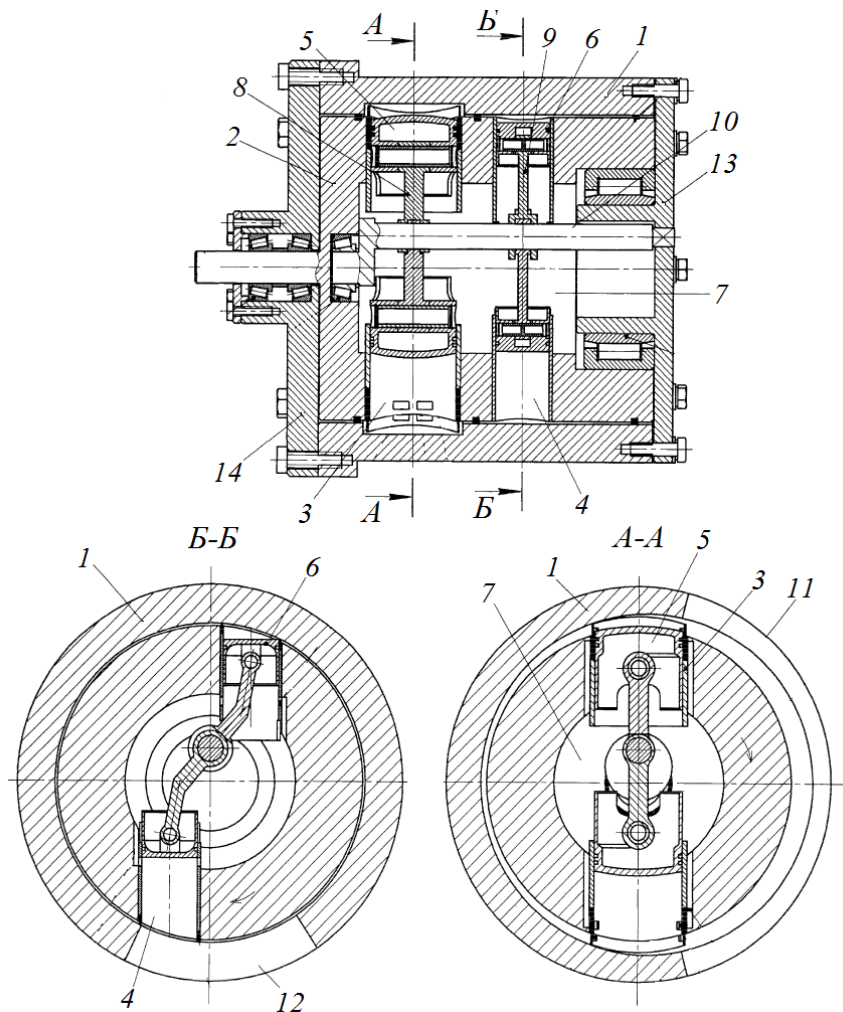


Рисунок 1.33 – Загальна будова роторно-поршневого двигуна [126]:
 1 – нерухомий корпус; 2 – ротор; 3 – циліндр нагнітання; 4 – робочий циліндр; 5 – поршень нагнітання; 6 – робочий поршень; 7 – камера нагнітання; 8 – шатун поршня нагнітання; 9 – шатун робочого поршня; 10 – одноколінний вал; 11 – впускний канал; 12 – випускний канал; 13 – кришка задня; 14 – кришка передня

На рис. 1.34 подано загальну конструкцію поршневої ротативної машини [119], яка призначена для перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну енергію. Запропонована конструкція може бути також застосована як пневмодвигун або ступінь розширення робочого тіла замість динамічної турбіни.

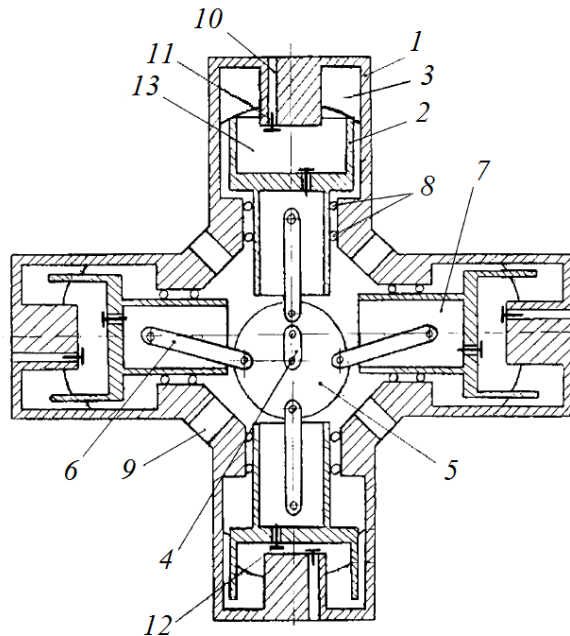


Рисунок 1.34 – Загальна будова поршневого ротативного детандера [119]:

1 – кільцевий блок циліндрів; 2 – поршень; 3 – порожнина, заповнена рідиною; 4 – нерухомий кривошип; 5 – диск; 6 – шатун; 7 – крейцкопф; 8 – підшипник кочення; 9 – вікно; 10 – канал підведення стиснутого газу; 11 – впускний клапан; 12 – випускний клапан; 13 – робоча порожнина

Поршковий ротативний двигун складається з кільцевого блока циліндрів 1, в якому розміщено поршні 2, виготовлені у вигляді стаканів. Утворена циліндром та поршнем порожнина 3 заповнена рідиною, яка під час обертання за рахунок відцентрових сил притискається до донишок циліндрів та слугує компенсатором різниці тисків робочої порожнини 13 і атмосферного тиску. На осі нерухомого кривошипу 4 з ексцентриситетом встановлено диск 5, який має можливість обертатися. Диск 5 поєднано за допомогою шатунів 6 із крейцкопфом 7. У свою чергу, повзуни крейцкопфа 7 поєднані з поршнями 2. Внутрішня порожнина блока циліндрів 1 сполучається з навколишнім

середовищем за допомогою вікон 9, виконаних у блоці циліндрів. До кожного із циліндрів стиснуте повітря підводиться через канал 10 та впускний клапан 11, а відводиться через випускний клапан 12, розташований у поршні.

У патенті [127] запропоновано конструкцію героторного пневмодвигуна з внутрішнім зубчастим зачепленням роторів для бурових механізмів (рис. 1.35).

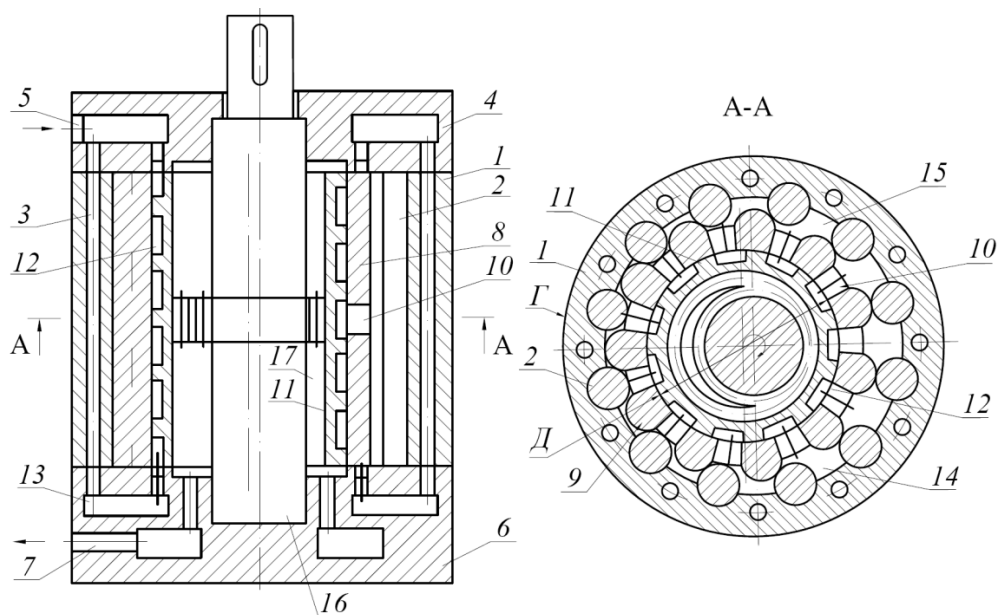


Рисунок 1.35 – Героторний пневмодвигун [127]:

1 – корпус; 2 – рухомі ролики; 3 – профільні перепускні отвори; 4 – передня торцева кришка; 5 – осьовий канал підведення робочого тіла; 6 – задня торцева кришка; 7 – осьовий канал відведення відпрацьованого робочого тіла; 8 – ротор; 9 – зуби ротора; 10 – радіальні канали; 11 – втулка; 12 – гвинтові канавки; 13 – додаткові канали підведення робочого тіла; 14, 15 – робочі камери змінного об’єму; 16 – вал відбору потужності; 17 – внутрішня порожнина

Пневмодвигун складається зі встановленого в корпусі 1 полого ротора з ексцентриситетом 8 та зубами 9, між якими виконані радіальні канали 10. Крім того, у корпусі 1 виконані профільні перепускні отвори 3. Між корпусом 1 та ротором 8 розміщені рухомі ролики 2, причому їх кількість на один більша, ніж кількість зубів 9 ротора 8. Зуби 9 ротора 8 та рухомі ролики 2

разом з корпусом 1 утворюють дві робочі камери змінного об'єму 14 і 15. Підведення робочого тіла здійснюється через осьовий канал 5, розміщений у передній торцевій кришці 4, а відведення робочого тіла здійснюється через осьовий канал 7, розміщений у задній торцевій кришці 6. Також у задній торцевій кришці 6 виконані додаткові канали 13 підведення робочого тіла. Вони розміщені протилежно осьовим каналам 5 передньої кришки 4 та мають сполучення з ними через перепускні отвори 3, виконані у корпусі 1. У середині ротора 8 з ексцентриситетом розміщена втулка 11, яка має гвинтові канавки 12 на її зовнішній поверхні, причому ці канавки по обидва боки від їх сполучення з радіальними канавками 10 мають протилежні напрямки нарізання. У середині втулки 11 розміщений вал 16, з'єднаний з нею за допомогою зубчастої пари, при цьому вал 16 утворює з внутрішньою поверхнею втулки 11 внутрішню порожнину 17. По радіальних канавках 10 робоче тіло надходить у робочу камеру 14, при цьому ротор 8 під його впливом здійснює планетарний рух усередині корпусу 1 та за допомогою зубчастої пари приводить у обертання вал 16. При цьому ротор 8 по радіальних канавках 10 витісняє відпрацьоване робоче тіло з іншої половини робочої камери 15 та іншої половини гвинтових канавок 12, сполучених на торці ротора 8 із внутрішньою порожниною 17. Далі з внутрішньої порожнини 17 робоче тіло відводиться через канал 7.

У патенті на винахід [128] запропоновано конструкцію роторно-поршневої машини з удосконаленою конструкцією, яка дозволяє знизити внутрішні втрати робочого тіла (рис. 1.36). Роторно-поршнева машина містить корпус 1, закритий з боків торцевими кришками 2 і 3. У торцевих кришках розміщені канали підведення 4 та відведення 5 робочого тіла. У корпусі 1 розміщується ексцентриковий вал 6 із противагою 19 та встановленим на ньому профільованим ротором 7, який утворює робочі камери 8. Також у валу 6 виконано радіальну глуху розточку 9, в якій встановлено башмак 12 та поздовжні отвори 10, які, в свою чергу, з'єднані з каналами підведення 4 і відведення 5 робочого тіла.

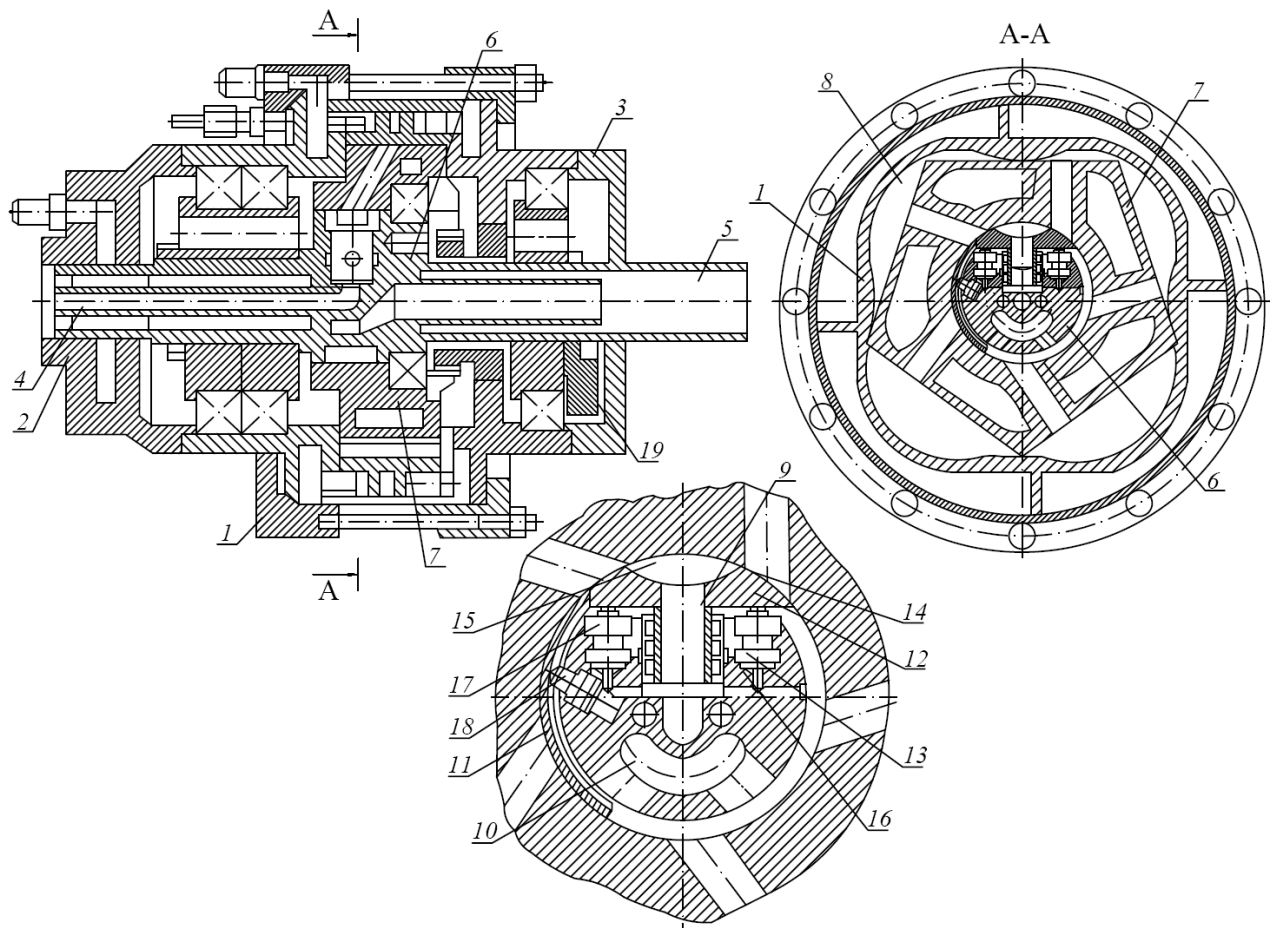


Рисунок 1.36 – Роторно-поршнева машина [128]:

1 – корпус двигуна; 2, 3 – торцеві кришки; 4 – канали підведення робочого тіла; 5 – канали відведення робочого тіла; 6 – ексцентриковий вал; 7 – ротор; 8 – робочі камери; 9 – радіально глуха розточка; 10 – поздовжні отвори; 11 – заслінка; 12 – башмак; 13 – пустотілий циліндр; 14 – сферична опорна п’ята; 15 – виїмка; 16 – отвори для проходження робочого тіла; 17, 18 – гідроциліндри

Між валом 6 і ротором 7 розміщені заслінка 11 та башмак 12. Башмак складається з пустотілого циліндра 13 та сферичної опорної п’яти 14, яка має в центральній частині виїмку 15. Робочі камери 8 роторно-поршневої машини з’єднані з каналами підведення 4 та відведення 5 робочого тіла за допомогою отворів 16, виїмки 15 і внутрішньої порожнини башмака 12. Заслінка 11 та башмак 12 своєю опорною поверхнею 14 притиснуті до внутрішньої поверхні ротора 7 за допомогою гідроциліндрів 17 і 18. Робочі порожнини

гідроциліндрів з'єднані з внутрішньою порожниною башмака 12. Робоче тіло поступає по каналу підведення 4 та розточці 9 у виїмку 15, а потім в одну з робочих камер 8. Унаслідок збільшення тиску в камері 8 відбуваються розширення робочого тіла та поворот ротора 7 і зв'язаного з ним ексцентрикового вала 6. При поєднанні робочої камери 8 з отвором 10 та каналом 5 відбувається відведення робочого тіла.

У патенті на винахід [129] запропоновано конструкцію роторно-поршневої машини з двома роторами спрощеної конструкції (рис. 1.37). У корпусі 1 розміщено два ротори: внутрішній 2 (установлений на вал 13) та зовнішній 3, які мають взаємний ексцентриситет. Крім того, у корпусі 1 виконані всмоктувальні вікна 20 із розміщеними в них золотниками 21, які з'єднані з каналами 22, та нагнітальне вікно 23. Ротор 2 має криволінійні циліндричні виступи 4 із від'ємним елементом 19, а ротор 3 – криволінійні циліндричні западини 5. Виступи ротора 2 та западини ротора 3 утворюють між собою робочі камери 6. У напрямку руху ротора 3 на його виступах одна відносно іншої виконані по дві поздовжні ущільнювальні кромки 7 кутового профілю. Вершини кутів 8 ущільнювальних кромок 7 лежать на окружності 9, центр якої знаходиться на осі обертання ротора 3, або на гіпоциклоїді 10. Вершини кутів 8 при цьому складають між собою або дугу окружності 11, або частину гіпоциклоїди 12. При обертанні роторів 2 та 3 кожна вершина кута 8 описує епіциклоїди 14 і 15, які, у свою чергу, перетинаються в найвищій точці 16. Розташовані з певним інтервалом один від одного вершини кутів 8 описують криву 17 (епіциклоїду), що огинає та визначає контур виступу 4 ротора 2, який, у свою чергу, визначає контур 18 западин 5 ротора 3. При обертанні роторів 2 та 3 робоче тіло через всмоктувальні вікна 20 і канали 22 надходить у робочі камери 6, а далі стиснуте робоче тіло витісняється з робочих камер 6 через нагнітальне вікно 23. При цьому всмоктувальні канали 22 поперемінно перекриваються золотниками 21. Дана роторно-поршнева машина може працювати як компресор чи пневмодвигун.

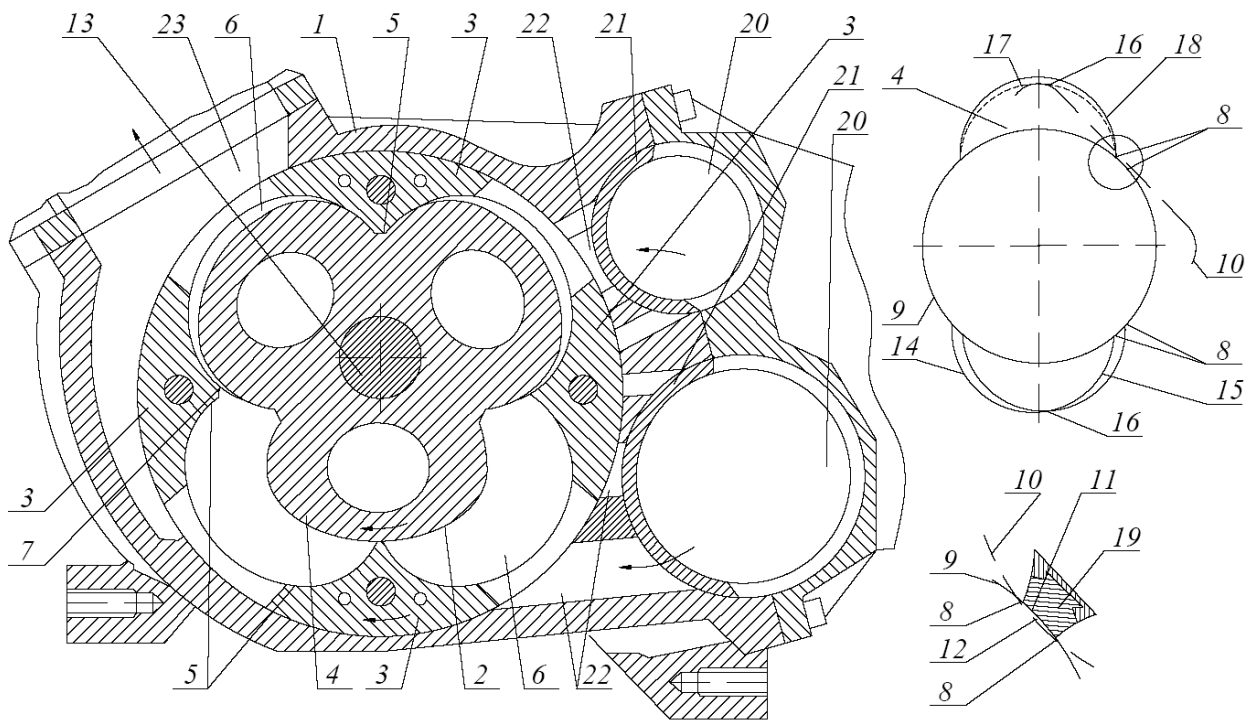


Рисунок 1.37 – Роторно-поршнева машина з двома роторами [129]:

1 – корпус двигуна; 2 – внутрішній ротор; 3 – зовнішній ротор; 4 – виступ внутрішнього ротора; 5 – криволінійні циліндричні западини зовнішнього ротора; 6 – робоча камера; 7 – ущільнювальна кромка; 8 – вершина кута; 9 – окружність розміщення вершин кутів ущільнювальних кромок; 10, 12 – гіпоциклоїда; 11 – дуга кола; 13 – вал; 14, 15 – епіциклоїди; 16 – найвища точка перетину епіциклоїд; 17 – епіциклоїда, що огинає та визначає контур виступу; 18 – контур западин; 19 – від’ємний елемент; 20 – всмоктувальні вікна; 21 – золотник; 22 – канал; 23 – нагнітальне вікно

У патенті на винахід [130] запропоновано конструкцію роторного двигуна, який може працювати як пневмодвигун, гідродвигун або ДВЗ із покращеною системою змащення (рис. 1.38). У корпусі 1 двигуна виконана циліндрична порожнина, в яку встановлюються масляний картер 2 та пустотілий вал 3. У валу 3 виконано вирізи для переміщення лопатки 4, насадженої на вал 5. Лопатка 4 виконана прямокутної або напівкруглої форми, розміщена всередині масляного картера й здійснює коливальний рух відносно

картера. Механізм перетворення руху являє собою систему шарнірно-з'єднаних між собою тяг 7, насаджених на вали 3, 5, 6, та забезпечує коливальне обертання вала 5 відносно вала 3. Крім того, є можливість спростити механізм перетворення руху за допомогою зменшення кількості тяг 7.

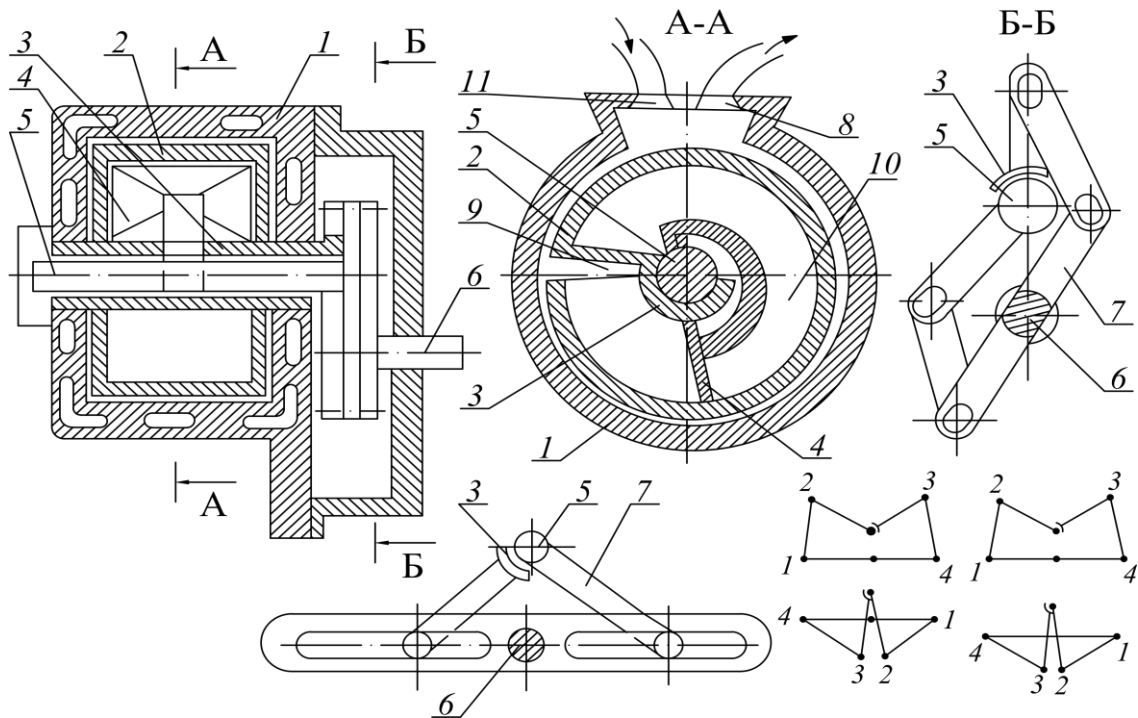


Рисунок 1.38 – Роторний двигун з кулісним механізмом руху [130]:

1 – корпус двигуна; 2 – масляний картер; 3 – пустотілий вал; 4 – лопатка;
5, 6 – вал; 7 – тяга; 8, 11 – клапан; 9 – камера згоряння; 10 – камера

При роботі запропонованого двигуна як ДВЗ із метою зниження токсичності відпрацьованих газів у конструкції було забезпечено можливість регулювання газорозподілу. Так, рух картера 2 та лопатки 4 відносно один одного здійснюється обертанням механізму перетворення руху, при цьому швидкості обертання картера й лопатки відносно один одного різні. При тактах «впуск» та «робочий хід» швидкість руху лопатки 4 поступово зменшується щодо швидкості картера, що призводить до збільшення об'єму камери згоряння 9, а при тактах «стиснення» й «випуск», навпаки, швидкість лопатки 4 поступово збільшується щодо швидкості картера, що призводить до зменшення об'єму камери згоряння 9. Впуск паливної суміші здійснюється

через клапан 11, а випуск продуктів згоряння – через клапан 8. При згорянні робоче тіло діє на лопатку 4 з боку камери згоряння 9 та на стінки картера 2, забезпечуючи їх обертання. Робота двигуна може відбуватися в обох напрямках обертання, причому при одному повному оберті елементів обертання двигуна відбуваються два робочі такти. Роторний двигун має масляний картер, який вільно обертається, що дозволяє ефективно змащувати робочі поверхні лопатки. Масло поступає в камеру 10 із картера 2 через отвори, виконані на валу 5. Змащення робочої поверхні лопатки здійснюється під час її обертання через вирізи, які виконані на валу 3. Запропонований принцип змащення дозволяє значно підвищити надійність та довговічність роторного двигуна.

У патенті на винахід [131] запропоновано конструкцію роторного двигуна зі зменшеними динамічними навантаженнями, який може працювати як ДВЗ, компресор або насос (рис. 1.39). У корпусі 1 роторної машини виконана по конході порожнина, близька за своєю формою до кола, в якій ексцентрично встановлений порожнистий ротор 2. Ротор має діаметрально розташовані наскрізні пази, в яких, у свою чергу, встановлено лопатки 3. На корпусі встановлено колінчастий вал 4 силового механізму приводу, який має кінематичний зв'язок з лопатками 3. Причому осі 5 лопаток 3 паралельні осі корпусу та знаходяться на твірній окружності 6 конходи порожнини корпусу. Силовий механізм також додатково забезпечений колінчастими валами 7, які встановлені з можливістю обертання так, щоб їх осі були паралельні осі порожнини корпусу, та внутрішнім барабаном 8. Колінчасті вали 7 розміщені попарно-симетрично. Барабан має торцеві стінки, встановлені таким чином, що мають змогу обертатися співвісно з корпусом. У торцевих стінках виконані отвори 9, які розташовані попарно-симетрично щодо осі барабана 8. Отвори 9 призначені для розміщення в них опорних шийок 10 додаткових колінчастих валів 7. Кривошипи 11 колінчастих валів 7 установлені паралельно, спрямовані в одну сторону та мають кінематичний зв'язок з двома отворами

12 у лопатках 3. Отвори 12 розташовано в площині кожної лопатки симетрично щодо її осі, паралельної осі порожнини корпусу 1.

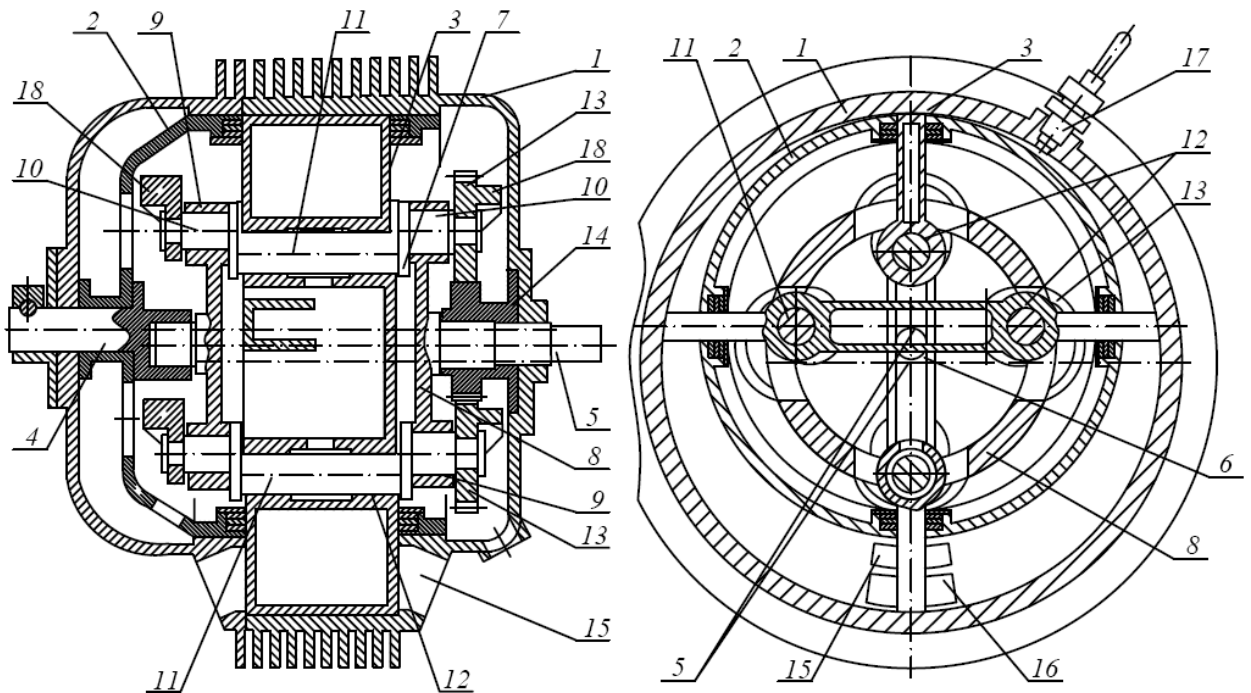


Рисунок 1.39 – Роторний двигун внутрішнього згоряння зі зменшеними динамічними навантаженнями [131]:

1 – корпус двигуна; 2 – порожнистий ротор; 3 – лопатки; 4 – колінчастий вал;
 5 – вісь лопатки; 6 – твірне коло; 7 – додатковий колінчастий вал; 8 – внутрішній барабан; 9 – отвір для встановлення шийки колінчастого вала; 10 – опорні шийки додаткових колінчастих валів; 11 – кривошип; 12 – отвір; 13 – зубчасті колеса; 14 – центральне зубчасте колесо; 15 – впускні вікна; 16 – випускні вікна; 17 – форсунка подачі палива; 18 – противаги

Відстань між отворами дорівнює відстані між осями опорних шийок кожних двох попарно-симетрично розташованих валів. Синхронізуючий механізм двигуна включає у себе зубчасті колеса 13, які жорстко встановлені на опорних шийках 10, та центральне зубчасте колесо 14. Зубчасте колесо 14 встановлене на корпусі 1 нерухомо та співвісно з його порожниною. Діаметри коліс однакові та дорівнюють відстані від осі внутрішнього барабана до осей отворів опорних шийок додаткових валів. У корпусі також розміщено впускні вікна 15, випускні вікна 16 газорозподілу та форсунку подачі палива 17. Від

компресора наддувного повітря під надлишковим тиском повітря поступає через впускні вікна 15 у робочий об'єм. При цьому одночасно відбуваються очистка робочого об'єму від відпрацьованих газів, заповнення свіжим зарядом повітря, а також охолодження лопаток 3 ротора 2 і внутрішнього барабана 8. Після перекриття впускних вікон відбувається стиснення свіжого заряду повітря та в момент досягнення необхідного тиску впорскується паливо через форсунку 17. Паливо самозапалюється – та відбувається такт розширення. При розширенні робоче тіло діє на виступну з ротора частину лопатки, передаючи зусилля на силовий і синхронізуючий механізми, та в кінцевому результаті спричиняє обертання вихідного вала двигуна. При цьому лопатки 3 переміщуються в діаметральних пазах ротора 2 паралельно останнім. Далі відбуваються відкриття лопаткою впускних вікон 16 та випуск відпрацьованих газів. Для повного зрівноваження двигуна на зубчастих колесах 13 та опорних шийках 10 установлюють противаги 18.

Аналізуючи конструкцію та принцип роботи розглянутих двигунів, можна виділити ряд їх переваг і недоліків, що може бути використано при проектуванні принципово нового двигуна. Так, більшість існуючих двигунів, у тому числі й розглянутих, мають певні конструктивні особливості, які ускладнюють та одночасно підвищують вартість їх виготовлення, зменшують ресурс роботи, обмежують сфери застосування та впливають на ефективний ККД. До таких особливостей конструкції варто віднести:

- наявність ексцентриситету між рухомим ротором та корпусом, що призводить до ускладнення виготовлення й неврівноваженості двигуна;
- поверхня ротора та циліндра має складну для виготовлення геометричну конфігурацію (для виготовлення необхідно використовувати високоточне і дороге устаткування);
- погане ущільнення робочого об'єму (камери), що призводить до значних втрат робочого тіла та зниження тим самим ефективного ККД;
- досить низький ресурс ущільнювачів, що, у свою чергу, знижує загальний ресурс двигуна;

– ускладнене, а в деяких випадках недостатнє змащення контактуючих робочих поверхонь.

1.3. Аналіз теоретичних та дійсних робочих циклів машин об'ємної дії

Аналіз термодинамічних процесів поршневих машин об'ємної дії вперше було систематизовано та розглянуто в працях А.С. Іллічова [7]. Базуючись на першому законі термодинаміки, А.С. Іллічовим була розроблена відносно проста теорія робочого циклу поршневого розширювального двигуна. Через відсутність сучасної обчислювальної техніки виникала необхідність введення в розрахунок робочого циклу значних спрощень, що, у свою чергу, призводило до низької точності розрахунків. Поява та стрімкий розвиток ЕОМ забезпечило можливість зменшення припущень, а також дозволило враховувати значну кількість факторів при розрахунку робочих процесів машин об'ємної дії.

Подальший розвиток та значний вклад у теорію робочого циклу машин об'ємної дії зробили такі вчені, як А.П. Герман, К.С. Борисенко, Н.Г. Верескунов, Г.З. Ярмоленко, В.І. Дегтярьов, А.А. Боровков, В.А. Мурзін, Г.М. Колобердян, В.Д. Зіневич, С.В. Калекін, В.С. Калекін, А.М. Туренко, В.О. Богомоллов, Ф.І. Абрамчук, О.І. Воронков С.С. Жилін, І.М. Нікітченко, А.І. Харченко, О.Ю. Ліньков, А. Egli, S.K. Grinel, Corberan J. M., Davies R., Lee S., Prakash R., Scheideman F., Venkatesan J., Hafner J. Дослідженням особливостей роботи та теплообміном у машинах об'ємної дії займалися такі вчені: Фотін Б.С., Пластнін П.І., Прилуцький І. К., Пірумов І.Б., Юша В.Л., Прилуцький А. І. та ін. [1–6, 8, 9, 12, 25, 58–66, 74–79, 84–92].

Аналіз робочих циклів двигунів доцільно проводити для теоретичних циклів з подальшим урахуванням реальних процесів у робочому циліндрі. Так, для більшості теоретичних циклів машин об'ємної дії притаманні однакові припущення:

- робоче тіло є ідеальним газом;
- відсутність теплообміну між газом та елементами двигуна;

- відсутність втрат робочого тіла через ущільнення, тобто незмінна маса робочого тіла (для поршневих машин об'ємної дії завдяки досить гарному ущільненню робочого циліндра ці втрати досить незначні);
- відсутність газодинамічних втрат при наповненні й випуску робочого циліндра;
- відсутність шкідливого мертвого простору;
- відсутність механічних втрат.

На рис. 1.40 наведено графічне відображення термодинамічних процесів, які проходять у робочому просторі, у вигляді теоретичної індикаторної діаграми для машин об'ємної дії. Так, повна робота двигуна є алгебраїчною сумою робіт процесів наповнення, розширення, виштовхування відпрацьованого робочого тіла та зворотного стиснення.

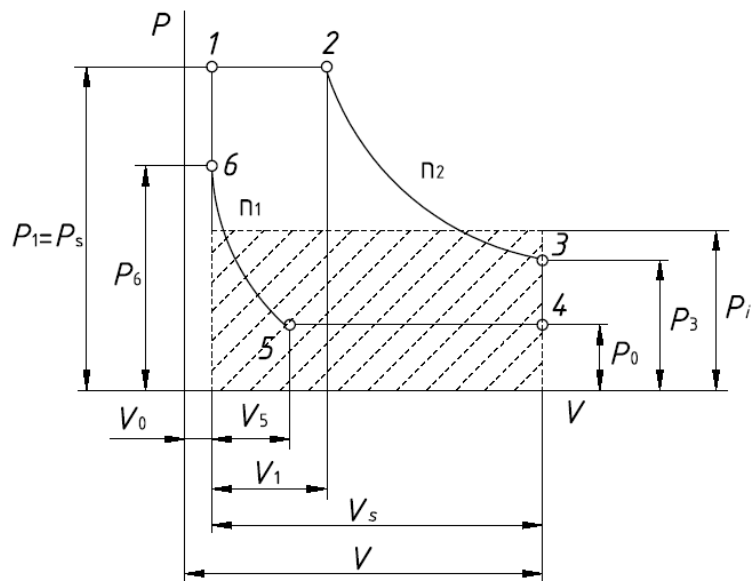


Рисунок 1.40 – Загальний вигляд теоретичної індикаторної діаграми машин об'ємної дії

Відповідно до рис. 1.40 теоретичний робочий цикл двигуна складається з наступних перерахованих вище термодинамічних процесів:

- процес 1–2 відповідає наповненню робочого простору стиснутим робочим тілом;
- процес 2–3 відповідає розширенню стиснутого повітря у робочому просторі;

– процес 3–4 відповідає різкому падінню значення тиску робочого тіла в робочому просторі двигуна в момент відкриття випускних органів (ізохорний процес);

– процес 4–5 відповідає виштовхуванню залишків відпрацьованого робочого тіла з робочого простору;

– процес 5–6 відповідає стисненню залишків робочого тіла у робочому просторі;

– процес 6–1 відповідає миттєвому підвищенню тиску в робочому циліндрі внаслідок відкриття впускних органів.

У процесі наповнення (1–2) зовнішня робота, яка здійснюється робочим тілом, що поступає, еквівалентна зміні внутрішньої енергії. Процес розширення (2–3) у реальних циклах супроводжується зміною маси робочого тіла внаслідок втрат через ущільнення робочого простору. У теоретичному циклі за умов відсутності втрат робочого тіла внутрішня робота складається з роботи розширення. Процес відкриття органів газообміну (3–4) має вигляд вертикальної прямої (ізохорний процес) та пов'язаний з різким падінням тиску робочого тіла у робочому просторі. При цьому механічна робота, яку виконує робоче тіло, дорівнює нулю, а внутрішня енергія частково перетворюється у звукову (підвищений шум випуску робочого тіла). Під час процесу виштовхування залишків відпрацьованого робочого тіла з робочого циліндра (4–5) зовнішня робота еквівалентна внутрішній енергії робочого тіла та є від'ємною величиною, яка спрямована на виштовхування робочого тіла з робочого простору. Частина робочого тіла, яка залишилася у робочому просторі після закриття випускних органів, стиснюється (5–6), при цьому зовнішня робота є також від'ємною. Відкриття впускних органів газообміну супроводжується різким підвищенням тиску в робочому просторі, що відповідає ділянці (6–1) індикаторної діаграми.

На теоретичній індикаторній діаграмі рис. 1.40 V_0 відповідає мертвому об'єму, а відношення $\epsilon_0 = V_0/(V_s)$ називають відносним мертвим об'ємом [61, 132]. Так, для поршневих двигунів це значення є досить великим завдяки

конструкції органів розподілу повітря, а саме при застосуванні досить простого золотникового механізму розподілу повітря. Мертвий об'єм у таких двигунах формується завдяки повітряним каналам та зазорам між торцями циліндра й поршня у крайньому верхньому положенні (див. рис. 1.9). Відповідно до [17, 18, 61, 132] значення мертвого об'єму може досягати до 25 % робочого об'єму ($\epsilon_0 = 0,3 \dots 0,4$). Варто відзначити, що при використанні у поршневих двигунах клапанного розподілу з гідравлічним приводом та електронним керуванням можна значно знизити величину мертвого об'єму (до $0,03 \dots 0,06$), однак це призведе до ускладнення конструкції, збільшення ваги й дорожчання двигуна [61]. Значною перевагою ротаційних двигунів над поршневими є те, що в них мертвий об'єм фактично не є мертвим, а відповідає роботі виштовхування при тиску впуску в компресорному циклі [17].

Об'єм V_1 на теоретичній індикаторній діаграмі рис. 1.36 відповідає об'єму наповнення, а V_5 – об'єму зворотного стиснення, тоді відношення $\epsilon_1 = (V_1)/(V_s)$ називають ступенем наповнення робочого циліндра, а $\epsilon_5 = (V_5)/(V_s)$ – ступенем зворотного стиснення [61, 132]. Так, ступінь наповнення має значний вплив на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об'ємної дії, а також напряму залежить від конструкції механізму газорозподілу. Оптимальна організація процесу газообміну дозволяє значно підвищити ефективність роботи двигуна, саме тому велика кількість дослідників приділяє цьому питанню досить багато уваги. Для кожного механізму газорозподілу та параметрів експлуатації існують свої рекомендації щодо фаз газорозподілу, а також геометричних розмірів органів газообміну.

Основними конструкціями газорозподілу для поршневих машин об'ємної дії є золотниковий, клапанний та змішаний. Кожний спосіб газообміну має ряд своїх переваг та недоліків. Так, до найбільш простих механізмів газорозподілу можна віднести золотниковий. Він має найбільш просту та надійну конструкцію, забезпечує мінімальну масу й габарити двигуна. Однак при такому способі газообміну відносний мертвий об'єм може досягати досить високих значень, що безперечно призводить до зниження ефективності

двигуна [17, 61]. Використання клапанного механізму газорозподілу дозволяє значно зменшити значення відносного мертвого об'єму, однак дещо ускладнює конструкцію двигуна. У свою чергу, машини об'ємної дії з клапанним механізмом газорозподілу поділяються за способом приводу клапанів. Найбільш ефективним та водночас найбільш складним є гідравлічний (або пневматичний) привід клапанів з електронним керуванням фаз газорозподілу. Така конструкція механізму газорозподілу дає змогу забезпечувати ефективне регулювання потужності двигуна за рахунок зміни ступеня наповнення (зазвичай регулювання режимів роботи здійснюється за рахунок зміни тиску робочого тіла на вході в пневмодвигун). Для забезпечення незалежного приводу клапанів, наприклад, гідравлічного або пневматичного, потрібно значно ускладнювати конструкцію пневмодвигуна та вводити електронне керування.

Здебільшого конвертовані або серійні пневмодвигуни не мають можливості регулювати фази газорозподілу залежно від режиму експлуатації. Конструкція цих пневмодвигунів передбачає середнє оптимальне фіксоване значення фаз газорозподілу, яке є незмінним при роботі пневмодвигуна. Так, при клапанному газорозподілі привід клапанів здійснюється за рахунок розподільного вала з профільованими кулачками, який, у свою чергу, приводиться в рух за рахунок жорсткого поєднання з колінчастим валом. Відповідно забезпечити регулювання фаз газорозподілу в такій конструкції фактично неможливо.

У дійсних робочих процесах машин об'ємної дії спостерігається зворотне повне або часткове стиснення робочого тіла, оскільки випускні органи двигуна закриваються до досягнення поршнем верхньої мертвої точки. Повне зворотне стиснення робочого тіла до значення P_1 спостерігається досить рідко, зазвичай у машинах об'ємної дії з кривошипно-шатунним механізмом перетворення руху значення тиску зворотного стиснення складає P_6 .

На величину теоретичної роботи впливає величина розширення робочого тіла. Так, робочий цикл, в якому відбувається повне розширення при ізотермічному процесі, має найбільшу теоретичну роботу. У дійсних процесах повне розширення робочого тіла обмежується тим, що для цього потрібно значно збільшувати розміри робочого простору, чим збільшувати габарити та масу двигуна. Крім того, ще одним негативним явищем при повному розширенні є різке зниження температури робочого тіла (ефект Сименса–Клода), що може спричинити негативні явища (обмерзання). Таким чином усі поршневі машини об'ємної дії працюють з неповним розширенням робочого тіла, тобто тиск на випуску дещо більший за атмосферний. Втрати потенційної енергії стиснутого робочого тіла при неповному розширенні в деяких двигунах з високими показниками ступеня наповнення (до 0,85) можуть досягати до 40 %.

Зниження температури робочого тіла спостерігається не лише при розширенні у робочому циліндрі, але й при дроселюванні у повітряній системі від тиску зберігання у балонах до необхідного робочого тиску в ресивері двигуна (ефект Джоуля–Томсона). Тиск зберігання стиснутого робочого тіла може досягати значень 30...40 МПа, при цьому робочий тиск більшості машин об'ємної дії складає близько 0,4...1,0 МПа. Відповідно для забезпечення необхідного робочого тиску перед двигуном стиснуте робоче тіло дроселюється в спеціальному газовому редукторі. У процесі дроселювання відбувається зниження не тільки тиску газу до робочого значення, але і його температури. Так, залежно від початкової температури зберігання робочого тіла після дроселювання в редукторі його температура перед розширенням у двигуні може мати вже від'ємне значення. Відповідно після розширення в двигуні температура відпрацьованого робочого тіла може опускатися нижче від допустимих значень, що забезпечує працездатність даного двигуна. При цьому зі зниженням початкової температури та збільшенням початкового тиску (температури і тиску зберігання стиснутого робочого тіла) ефект

охолодження при дроселюванні збільшується. Інтегральний ефект Джоуля–Томсона визначається наступним чином [91, 133]:

$$\Delta T_i = T_1 - T_2 = \int_{P_1}^{P_2} \alpha_i dP = \alpha_i \Delta P, \text{ К},$$

звідки диференціальний ефект дроселювання

$$\alpha_i = \frac{\Delta T_i}{\Delta P}, \text{ К/МПа},$$

де T_1, T_2 – температура перед та після редуктора відповідно, К; P_1, P_2 – відповідно тиск перед і після редуктора, МПа.

Низька температура робочого тіла при досягненні певних допустимих значень може негативно впливати на роботу двигуна, особливо на систему змащення [5, 6, 12]. При цьому погіршуються умови змащення деталей двигуна, що відповідно призводить до збільшення механічних втрат, а в деяких випадках і взагалі до заклинювання. Крім того, значне зниження температури відпрацьованого робочого тіла може спричинити обмерзання елементів випускного тракту (випускних отворів, трубопроводів, глушника), що, у свою чергу, збільшить опір на випуску та знизить ефективну потужність двигуна. Обмерзання випускних органів двигуна також призводить до значного збільшення рівня шуму. Відповідно забезпечення оптимального рівня температури робочого тіла на вході та виході з машин об'ємної дії є вельми необхідним для нормальної їх експлуатації.

У літературних джерелах є рекомендації щодо теоретичного розрахунку температури відпрацьованого робочого тіла на виході з двигуна, однак практично відсутні рекомендації щодо допустимого його рівня. Відсутність практичних рекомендацій щодо мінімальної температури відпрацьованого робочого тіла, перш за все, пов'язана зі значною відмінністю теоретичного та дійсного значень температури. Відмінність дійсної та теоретичної температур відпрацьованого робочого тіла пов'язана із цілим рядом факторів, урахувати які при математичному моделюванні в повній мірі неможливо. Так, на значення кінцевої температури впливають швидкість потоку робочого тіла, теплообмін у робочому просторі та інших елементах

двигуна, наявність вологи в стиснутому робочому тілі, а також конструкція двигуна і його органів газообміну. Урахувати ці фактори та ряд інших можна шляхом проведення експериментальних досліджень машин об'ємної дії на різних режимах й умовах експлуатації.

Розрахунок робочого циклу двигуна дає можливість отримати зміну основних енергетичних (ефективна потужність, крутний момент, середній ефективний тиск) та економічних (питома витрата робочого тіла, ефективний ККД) показників залежно від експлуатаційних параметрів (оберти двигуна й робочий тиск повітря). Показники роботи машин об'ємної дії, як і для звичайного ДВЗ, можна розділити на два типи. До першого відносять внутрішні (індикаторні) показники, які характеризують досконалість робочого циклу, тобто ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла з урахуванням втрат повітря через нещільності та теплові втрати. До другого типу належать зовнішні (ефективні) показники, які враховують також і механічні втрати, які пов'язані з передачею потенційної енергії стиснутого повітря через механізм руху. Ефективні показники роботи розраховуються за допомогою механічного ККД, який визначається експериментальним шляхом.

До індикаторних показників машин об'ємної дії можна віднести:

- індикаторну роботу циклу L_i ;
- середній індикаторний тиск p_i (значення постійного тиску, яке забезпечує отримання тієї ж роботи, що й при змінному тиску);
- індикаторну потужність N_i ;
- питому індикаторну витрату стиснутого робочого тіла g_i ;
- індикаторний ККД η_i .

Індикаторна робота, яка виконується в одному циліндрі машин об'ємної дії за цикл, визначається шляхом складання робіт окремих циклів (див. рис. 1.36):

$$L_i^T = L_{6-1} + L_{1-2} + L_{2-3} - L_{3-4} - L_{4-5} - L_{5-6},$$

де L_{6-1} – робота процесу випуску при $V = \text{const}$; L_{1-2} – робота процесу наповнення при $P = \text{const}$; L_{2-3} – робота процесу розширення при $n_2 = \text{const}$; L_{3-4} – робота процесу випуску при $V = \text{const}$; L_{4-5} – робота процесу виштовхування при $P = \text{const}$; L_{5-6} – робота процесу зворотного стиснення при $n_1 = \text{const}$. Оскільки на ділянках 6–1 та 3–4 відсутня зміна об’єму, то $L_{6-1} = 0$ та $L_{3-4} = 0$.

Значення теоретичної роботи циклу двигуна можна визначити за формулою [78]

$$L_i^T = P_s V_1 + \frac{P_s (V_1 + V_0)}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_1 + V_0}{V_s + V_0} \right)^{n_2 - 1} \right] - P_5 V_s - \frac{P_5 (V_5 + V_0)}{n_1 - 1} \left[\left(\frac{V_5 + V_0}{V_0} \right)^{n_1 - 1} - 1 \right] + P_5 V_5.$$

Значення середнього індикаторного тиску дорівнює висоті прямокутника, площа якого дорівнює площі індикаторної діаграми (див. рис. 1.36). Середній теоретичний індикаторний тиск P_i^T визначається [78] як

$$P_i^T = \frac{L_i^T}{V_s} = P_s \varepsilon_1 + \frac{P_s (\varepsilon_1 + \varepsilon_0)}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{n_2 - 1} \right] - P_5 - \frac{P_5 (\varepsilon_5 + \varepsilon_0)}{n_1 - 1} \left[\left(\frac{\varepsilon_5 + 1}{\varepsilon_0} \right)^{n_1 - 1} - 1 \right] + P_5 \varepsilon_5.$$

Дійсна робота, яка може бути отримана від розширення робочого тіла, та відповідно й середній індикаторний тиск у робочому циліндрі менші за теоретичні (що на індикаторній діаграмі відображається у вигляді округлень на ділянках наповнення та випуску робочого тіла). Відмінність реальних процесів від теоретичних пов’язана, насамперед, з втратами робочого тіла через ущільнення робочого простору, наявністю мертвого об’єму, газодинамічними втратами органів газообміну, неповнотою розширення робочого тіла та іншими факторами. При наближених розрахунках двигунів урахувати зазначені фактори можна за рахунок введення емпіричного коефіцієнта округлення індикаторної діаграми [1]. Значення коефіцієнта округлення індикаторної діаграми визначається шляхом обробки експериментальної індикаторної діаграми. Зазначені внутрішні втрати оцінюються величиною індикаторного ККД

$$\eta_i = \frac{L_i^D}{L_i^T} = \frac{N_i^D}{N_i^T},$$

де L_i^d , N_i^d – дійсна індикаторна робота та потужність двигуна, отримані з експериментальної індикаторної діаграми; L_i^t , N_i^t – теоретичні індикаторна робота й потужність двигуна. Як теоретичний цикл можуть застосовуватися ізотермічний, адіабатний або політропний цикл. Зазвичай використовується адіабатний цикл, оскільки він найбільш наближений до дійсного циклу машин об'ємної дії.

Для оцінки ступеня термодинамічної досконалості двигунів різного типу, в тому числі машин об'ємної дії, застосовують загальноприйняті методи матеріального, теплового, а також ексергетичного балансів. Найбільш розповсюдженим методом аналізу енергоперетворення в технічних системах є саме метод теплових балансів, який базується на першому законі термодинаміки. Однак не завжди оцінка енергоефективності методом теплових балансів є достатньою та у повній мірі розкриває всі особливості енергоперетворення. Ексергетичний метод термодинамічного аналізу враховує як перший закон термодинаміки, так і другий. Відповідно до другого закону термодинаміки в реальних процесах енергоперетворення використовується енергія двох видів:

- енергія, яка повністю перетворюється в інший вид енергії незалежно від параметрів навколишнього середовища;
- енергія, що не може бути перетворена (внаслідок власних параметрів або параметрів навколишнього середовища).

Так, відповідно до робіт [134–138] перший вид енергії прийнято називати ексергією, а другий – анергією. Потоки енергії, які входять і виходять з двигуна, можна уявити у вигляді потоків ексергії та анергії, що дозволяє отримати більш інформативну картину корисності енергопотоків (діаграма Грассмана). Таким чином, ексергія характеризує енергію не тільки кількісно, але й дає можливість оцінити кількісно якісну її сторону. Техніко-термодинамічний аналіз машин об'ємної дії ексергетичним методом дозволяє отримати інформацію для виконання термодинамічної (визначення найбільш раціональних режимів та параметрів роботи, а на стадії проектування дає

можливість внести зміни до складу елементів обладнання або структури ЕУ) і техніко-економічної оптимізації. Таким чином, задача аналізу ексергетичним методом зводиться до визначення значень ексергій різних видів енергії, складання ексергетичних балансів системи та її елементів, визначення ККД і визначення втрат. Усе це дозволить визначити шляхи вдосконалення ЕУ та її елементів.

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу знайшов своє широке застосування у різних галузях промисловості та енергетиці. Так, наприклад, цей метод використовується для аналізу сонячних теплових систем [139–143] та систем зберігання теплової енергії централізованого теплопостачання [144–148]; у конденсаційних електростанціях; паротурбінних і газотурбінних установках [149–152]; ДВЗ [153–159]; компресорних установках [160, 161]; криогенних та холодильних пароконпресорних установках [162]; абсорбційних водоаміачних холодильних установках; пароежекторних холодильних установках; теплообмінних апаратах; парогенераторах [163–165]. Крім того, ексергетичний метод термодинамічного аналізу застосовується для аналізу ефективності роботи компресорів, детандерів та пневмодвигунів різної конструкції [64, 166–171].

Базові теоретичні основи використання ексергетичного методу термодинамічного аналізу та оптимізації для різних галузей техніки, методика складання ексергетичних балансів і визначення ККД були досить докладно описані у роботах [134–138, 172–174]. Також значний вклад у розвиток ексергетичного методу термодинамічного аналізу зроблено вченими Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Так, зазначений метод застосовувався для термодинамічного аналізу теоретичного робочого циклу азотного криогенного двигуна транспортного призначення [175, 176].

Оскільки в машинах об'ємної дії відбувається перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у результаті розширення, ексергія потоку робочого тіла визначається роботою, яку може виробити

одиниця маси цього потоку з початковими параметрами P_s, T_s, h_s, S_s, v_s при взаємодії з навколишнім середовищем з параметрами P_o, T_o, h_o, S_o, v_o . На рис. 1.41 наведена теоретична діаграма потоків енергії при розширенні стиснутого газу в розширювальній машині об'ємної дії.

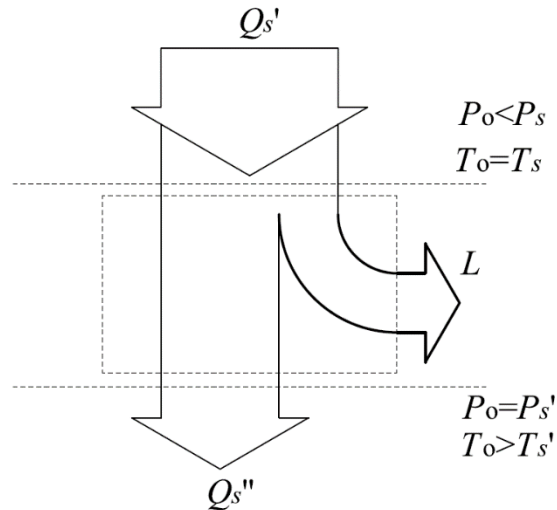


Рисунок 1.41 – Теоретична діаграма потоків енергії при розширенні робочого тіла

Характерною рисою даного процесу є перетворення ексергії, пов'язаної з надлишковим тиском робочого тіла, в ексергію, пов'язану з охолодженням.

Відповідно до [64, 78, 134–138] питома ексергія та анергія потоку стиснутого повітря, що проходить через пневмодвигун, визначається наступним чином:

– ексергія
$$e_x = h_s - h_o - T_o(S_s - S_o), \text{ кДж/кг};$$

– анергія
$$a = h_o + T_o(S_s - S_o), \text{ кДж/кг},$$

де h_s, h_o – питома ентальпія робочого тіла, що відповідає параметрам газу у впускному ресивері пневмодвигуна та параметрам навколишнього середовища відповідно, кДж/кг; S_s, S_o – відповідно питома ентропія робочого тіла, що відповідає параметрам газу у впускному ресивері двигуна та параметрам навколишнього середовища, кДж/(кг·К); T_o – температура навколишнього середовища, К.

У диференціальній формі рівняння ексергії має наступний вигляд

$$de = dh - T_0 dS ; \quad (1.1)$$

де

$$dh = c_p dT - \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dP, \quad (1.2)$$

$$dS = \frac{c_v}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_v dP + \frac{c_p}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p dv. \quad (1.3)$$

Підставивши рівняння (1.2) та (1.3) у рівняння (1.1) і замінивши величину c_v на c_p , отримаємо кінцеве рівняння визначення ексергії потоку повітря в диференціальній формі

$$de = \frac{T - T_0}{T} \left[c_p dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dP \right] + v dp.$$

Маючи значення годинної витрати стиснутого робочого тіла через двигун, можемо отримати ексергію потоку [78]:

$$E_x = \frac{G_{air} e_x}{3600}, \text{ кВт},$$

де G_{air} – дійсна загальна годинна витрата стиснутого робочого тіла, кг/год.

Економічним показником, яким характеризують досконалість організації енергоперетворення в двигуні, є ексергетичний ККД $\eta_e^{e_x}$. Відповідно, маючи експериментально отримані значення ефективної потужності N_e двигуна та значення ексергії потоку, можна визначити ексергетичний ККД [78]:

$$\eta_e^{e_x} = \frac{N_e}{E_x}.$$

1.4. Постановка мети та задачі дослідження

Актуальність обраної теми дослідження визначається широким спектром застосування машин об'ємної дії у складі енергетичних установок різного призначення та проблемами, пов'язаними з їх використанням. Виконаний аналіз різних конструкцій, характеристик роботи, сфер застосування та робочих циклів машин об'ємної дії виявив, що головною проблемою їх використання є низька ефективність перетворення потенційної

енергії стиснутого робочого тіла. Низька ефективність машин об'ємної дії на пряму пов'язана з особливостями конструктивного виконання та, відповідно, способом організації робочого процесу. Конструкція двигуна на пряму впливає на робочий процес та ефективність перетворення енергії стиснутого робочого тіла через наявний відносний мертвий об'єм, ступінь наповнення, газодинамічні втрати органів газообміну, ущільнення робочого простору, неповноту розширення робочого тіла тощо.

Необхідність зниження енергетичних витрат установок, що використовують потенційну енергію стиснутого робочого тіла, визначає **запит практики**, спрямований на підвищення ефективності перетворення енергії шляхом розробки та впровадження в промисловість нових енергоефективних машин об'ємної дії. Однак комплексним вирішенням проблеми може бути розробка та впровадження в промисловість принципово нових енергоефективних машин об'ємної дії (рис. 1.42). При цьому розробка нових машин об'ємної дії також одночасно дозволить задовольнити специфічні експлуатаційні вимоги нових сучасних напрямків застосування, а також забезпечити зниження масогабаритних показників, надійність та працездатність на всіх експлуатаційних режимах незалежно від умов експлуатації. Подібний шлях вирішення запиту практики, у свою чергу, викликає необхідність проведення додаткових теоретичних та експериментальних досліджень процесів у нових двигунах. Таким чином, виникає необхідність вирішення **науково-прикладною проблемою**, яка вирішується у дисертаційній роботі, є підвищення ефективності використання енергетичного потенціалу стиснутого робочого тіла шляхом раціональної організації робочого процесу перетворення потенційної енергії в механічну роботу, а саме забезпечення збільшення повноти розширення, зменшення зворотного стиснення та газодинамічних втрат робочого тіла у машинах об'ємної дії в енергетичних установках на їх базі.

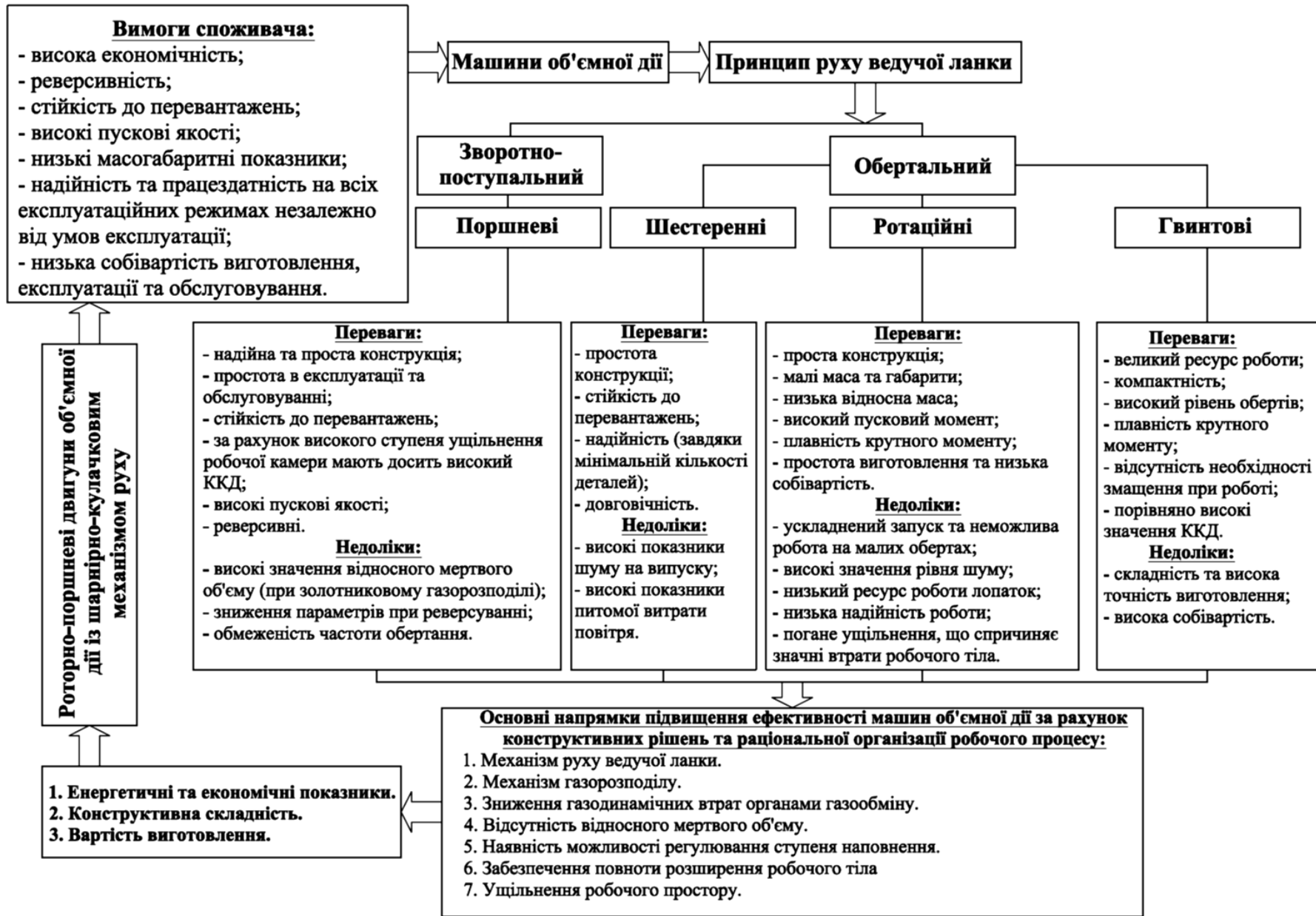


Рисунок 1.42 – Ієрархічна схема вибору напрямків підвищення ефективності машини об'ємної дії

Наукова новизна напрямку дослідження полягає у відсутності теоретичної та експериментальної бази щодо організації робочого процесу, проектування і технології виготовлення машин об'ємної дії нової конструкції та енергетичних установок різного призначення на їх базі. Крім того, виникає необхідність у розвитку теорії розрахунку робочого циклу, що дозволило б адекватно відображати реальні процеси перетворення енергії стиснутого робочого тіла у новому двигуні та зміну основних показників роботи на різних режимах експлуатації. Економічний ефект від реалізації результатів проведених досліджень, отриманих висновків та рекомендацій виникає внаслідок дії ряду факторів. Так, застосування нових більш ефективних та економічних машин об'ємної дії нової конструкції в енергетичних установках різного призначення забезпечить зниження витрат енергоресурсів на генерацію стиснутого робочого тіла, значно зменшить собівартість виготовлення енергетичної установки й витрати на її експлуатацію та обслуговування. Відповідно до запиту практики сформульована **мета дослідження** – підвищення ефективності використання низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об'ємної дії при перетворенні у механічну роботу в енергетичних установках. Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі наукового дослідження**:

1. Аналіз процесів, технічного рівня, умов експлуатації, переваг та недоліків застосування, особливостей конструкції машин об'ємної та динамічної дії, що випускаються серійно, а також можливих перспективних видів з метою виявлення резервів та напрямків підвищення їх ефективності.

2. Створення фізичної моделі підсистеми ЕУ з використання стиснутого робочого тіла та її елементів на базі дослідного зразка роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також розробка програми проведення експериментальних досліджень процесів у них і параметрів роботи.

3. Визначення експериментальним шляхом закономірностей зміни енергетичних та економічних показників роботи роторно-поршневого двигуна

із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також дослідження впливу на них експлуатаційних параметрів двигуна (обертів та робочого тиску) й регулювання тривалості процесу наповнення.

4. Удосконалення математичної моделі робочого циклу машин об'ємної дії, що передбачає врахування впливу особливостей поєднання переваг організації робочого процесу ротаційних і поршневих двигунів через конструкцію механізму руху та газообміну.

5. Виявлення закономірностей взаємного впливу конструктивних (діаметр робочого циліндра, хід поршня, відносний мертвий об'єм) та експлуатаційних (оберти й робочий тиск) параметрів і регулюючого параметра (ступеня наповнення робочого циліндра) з індикаторними показниками роботи при перетворенні низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

6. Синтез нових науково обґрунтованих схемних рішень енергетичних установок різного призначення на базі роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху та дослідження показників ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в двигунах залежно від умов їх експлуатації.

7. Розробка загальних основ конструювання та проектування роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також відповідних рекомендацій щодо стендових та контрольних випробувань і тривалості проведення обкатки.

8. Апробація та впровадження результатів наукового дослідження ефективності роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху енергетичних установок з машинами об'ємної дії.

Обрана тема досліджень може бути реалізована, оскільки базується на перевіреному світовою практикою досвіді створення нових технічних систем та відомих даних щодо конструювання, проектування й експлуатації машин об'ємної дії різного призначення. Проведення досліджень відбувається на

машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс» сумісно із Центром перспективних енергетичних технологій Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. Підприємство має достатньо високий рівень виробничих можливостей, а також науково-технічну базу та багаторічний досвід у галузі проектування й створення нових зразків техніки.

1.5. Висновки по першому розділу

1. Тенденції зниження енергоспоживання енергетичних установок, що використовують потенційну енергію стиснутого робочого тіла, вимагають вирішення проблеми підвищення ефективності процесів перетворення енергії в машинах об'ємної дії.

2. Аналіз конструктивного виконання, принципу організації робочого циклу, експлуатаційних переваг застосування у різних сферах промисловості машин об'ємної дії різних типів як серійного виробництва, так і перспективних зразків дозволив виділити ряд недоліків конструкції та, відповідно, особливостей організації робочого процесу, що впливають на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла.

3. Розробка нових енергоефективних машин об'ємної дії є більш перспективним шляхом підвищення ефективності використання потенційної енергії стиснутого робочого тіла, оскільки крім покращення енергетичних та економічних показників дозволяє задовольнити специфічні експлуатаційні вимоги нових сучасних напрямків застосування подібних двигунів.

4. Комплексне вирішення науково-прикладної проблеми ефективності використання енергетичних ресурсів шляхом раціональної організації перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла (газу) в енергетичних установках на базі машин об'ємної дії вимагає обґрунтованих теоретичних й експериментальних досліджень зміни робочого процесу, пов'язаного з новими конструктивними рішеннями, розробки рекомендацій щодо їх реалізації, а також апробації та впровадження результатів дослідження.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ ТА ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Методологія дисертаційної роботи

Комплексне вирішення **науково-прикладної проблеми** підвищення ефективності використання енергетичного потенціалу стиснутого робочого тіла шляхом раціональної організації робочого процесу перетворення потенційної енергії в механічну роботу, а саме забезпечення збільшення повноти розширення, зменшення зворотного стиснення та газодинамічних втрат робочого тіла у машинах об'ємної дії в енергетичних установках на їх базі вимагає розробки методології дослідження, яка представлена технологічною картою наукових досліджень (рис. 2.1).

Робочою науковою гіпотезою наукового дослідження є твердження, що підвищення ефективності перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу в машинах об'ємної дії досягається поєднанням переваг організації робочого процесу ротаційних та поршневих двигунів (регулювання початку та тривалості процесу наповнення, збільшення повноти розширення робочого тіла, зниження мертвого об'єму та газодинамічних втрат при газообміні) шляхом нових конструктивних рішень (поєднання зворотно-поступального руху поршня при одночасному його обертанні разом з ротором).

Для підвищення ефективності процесу перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла при розширенні в машинах об'ємної дії пропонується використати **ідею** поєднання конструкцій руху ведучої ланки ротаційних (обертвий рух) та поршневих (зворотно-поступовий рух) двигунів, що забезпечить урахування переваг та особливостей організації робочих процесів двох різних типів двигунів.

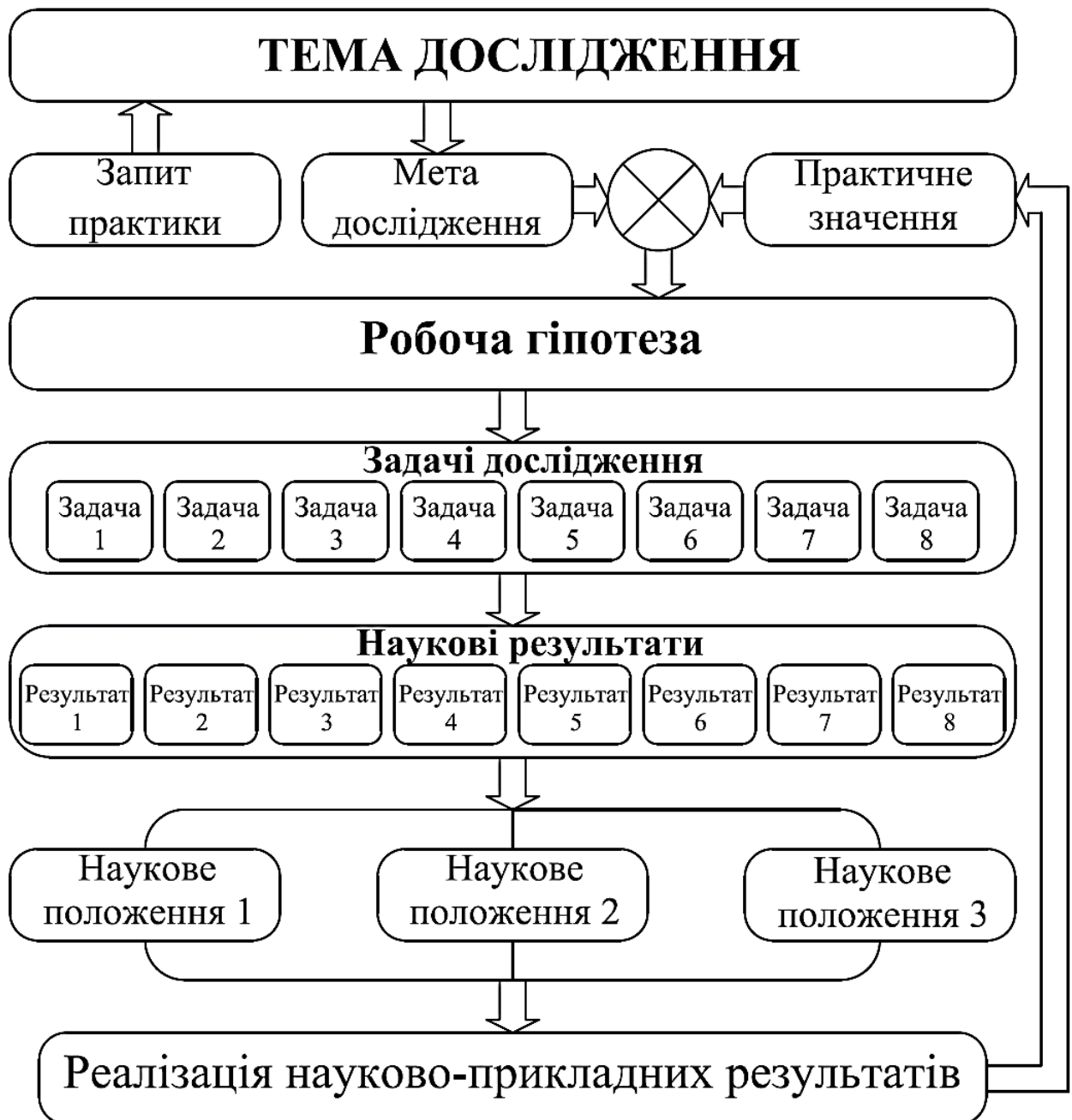


Рисунок 2.1 – Технологічна карта наукових досліджень

Виконання експериментальних і теоретичних досліджень дасть змогу:

- визначити перспективні конструктивні рішення та особливості організації робочого циклу, що дозволяють покращити процес перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в машинах об’ємної дії;
- визначити закономірності зміни енергетичних та економічних показників роботи роторно-поршневого двигуна об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також дослідити вплив на них

експлуатаційних параметрів двигуна (обертів та робочого тиску) й регулювання тривалості процесу наповнення;

– доповнити математичну модель розрахунку робочого процесу машин об'ємної дії щодо врахування впливу особливостей поєднання переваг організації робочого процесу ротаційних і поршневих двигунів через конструкцію шарнірно-кулачкового механізму руху та газообміну.

– визначити вплив конструктивних (діаметр робочого циліндра, хід поршня, відносний мертвий об'єм) та експлуатаційних (оберти й робочий тиск) параметрів і регулюючого параметра (ступеня наповнення робочого циліндра) роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на показники робочого процесу та ефективність перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла;

– розробити нові обґрунтовані схемні рішення енергетичних установок різного призначення на базі роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху і визначити показники ефективності й параметри роботи;

– розробити основи конструювання основних складальних вузлів і деталей роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху;

– виявити особливості технології виготовлення та збирання, а також підбору необхідних матеріалів деталей роторно-поршневого двигуна;

– розробити рекомендації щодо стендових та контрольних випробувань і тривалості проведення обкатки роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

Систематизація та узагальнення отриманих результатів експериментальних і теоретичних досліджень дозволяє сформулювати нові наукові положення.

Наукове значення отриманих результатів буде полягати у розвитку основ та принципів перетворення низькопотенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу за рахунок поєднання особливостей та

переваг організації робочого процесу різних типів двигунів, що є науковою базою для реалізації концепції підвищення ефективності машин об'ємної дії.

У результаті виконаного дослідження планується отримати нові практичні результати, які спрямовані на задоволення запиту практики. Зокрема планується розробити основи методів проектування, технології виготовлення, рекомендації щодо вибору необхідних матеріалів і збирання основних складальних вузлів та деталей роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху; розробити метод і програму проведення експериментальних досліджень експлуатаційних режимів та робочих процесів, програму проведення стендових випробувань при серійному виробництві, а також рекомендації щодо послідовності й тривалості проведення обкатки та контрольних випробувань роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху; доповнити теорію розрахунку робочого циклу машин об'ємної дії описом кінематики нового шарнірно-кулачкового механізму руху; розробити нові схемні й технічні рішення перспективних енергетичних установок на базі роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, які задовольняли би високі вимоги ефективності енергоперетворення.

2.2. Системний підхід при проектуванні та дослідженні дослідного зразка роторно-поршневого двигуна

Створення та випробування нового роторно-поршневого двигуна об'ємної дії – це досить складний і тривалий процес, в якому основним етапом є стадія проектування. Сучасна методологія проектування складних технічних систем базується на системному підході. Розробка й проектування нових двигунів на методологічному рівні базуються на принципах, що забезпечують коректність та достовірність результатів досліджень, отриманих з використанням математичних або фізичних моделей, і, в кінцевому рахунку, якісне проектування двигуна [177]. До таких принципів належать:

- системний підхід при вирішенні задач аналізу і синтезу;

- принцип ієрархічного багаторівневого моделювання;
- принцип множинності моделей.

Так, ЕУ на базі роторно-поршневого двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху при системному підході проектування та дослідження розглядається як складна керована система, що складається із взаємопов'язаних елементів, виконуючих свою функцію, та знаходиться у взаємодії з навколишнім зовнішнім середовищем. Цей підхід дозволяє врахувати всі чинники, що впливають на її функціонування, та забезпечити створення ЕУ з високими показниками експлуатаційних властивостей, ефективних показників, надійності й безвідмовності. Одне з найважливіших вимог системного підходу при проектуванні й дослідженні роторно-поршневого двигуна полягає в необхідності його розглядати як складову частину ЕУ, яка існує та функціонує в часі та просторі. Опис існування двигуна в часі приводить до поняття життєвого циклу, а в просторі – до поняття зовнішнього середовища, з яким взаємодіє роторно-поршневий двигун у процесі свого функціонування у складі ЕУ [177–181]. Життєвий цикл роторно-поршневого двигуна складається з процесів створення та послідовної зміни його стану від формування вихідних вимог до нього до закінчення його експлуатації. Життєвий цикл складається з наступних основних стадій:

- конструювання й проектування роторно-поршневого двигуна;
- розробка технології і його виробництво;
- експлуатація та утилізація.

Процес створення нового роторно-поршневого двигуна та ЕУ на його базі складається з наступних послідовних етапів [177, 178, 181]:

- передпроектні дослідження відомих конструкцій;
- технічне завдання;
- технічна пропозиція (є основою для розробки ескізного проекту роторно-поршневого двигуна та містить техніко-економічне обґрунтування доцільності розробки нового двигуна, базуючись на аналізі різних варіантів можливих технічних рішень, патентних досліджень і порівняльній оцінці,

враховуючи конструктивні й експлуатаційні особливості існуючих машин об'ємної дії та проектного двигуна);

– ескізний проект (повинен містити принципові конструктивні рішення важливих елементів роторно-поршневого двигуна, таких, як механізм руху та газорозподілу, що дає змогу мати загальне уявлення про принцип роботи та будову двигуна);

– технічний проект роторно-поршневого двигуна (включає в себе пакет конструкторських документів, який містить остаточне технічне рішення та дає змогу розробити робочу конструкторську документацію);

– робочий проект роторно-поршневого двигуна;

– виготовлення серії дослідних зразків;

– випробування й доведення;

– приймальні випробування.

Так, на рис. 2.2 наведена загальна схема необхідного повного комплексу конструкторських документів роторно-поршневого двигуна, що забезпечить створення дослідного зразка двигуна. Перші два та частково третій етапи складають стадію зовнішнього проектування роторно-поршневого двигуна, тобто формування опису призначення й умов його роботи у складі ЕУ, моделювання та дослідження, спрямовані на розробку концепції і технічного рішення. Стадія зовнішнього проектування роторно-поршневого двигуна також можна назвати науково-дослідною роботою (НДР), яка формує технічне завдання (ТЗ). Решта етапів належить до внутрішнього проектування та складає стадію дослідно-конструкторських робіт (ДКР). Під час ДКР визначаються та конкретизуються основні функціональні й конструктивні параметри роторно-поршневого двигуна, що формують техніко-економічні показники створюваного двигуна.

Крім виділення етапів здійснюється декомпозиція процесу проектування залежно від ступеня абстрагування, властивостей двигуна, його структури, умов роботи та призначення. Декомпозиція дозволяє розкласти складну технічну систему (роторно-поршневий двигун) на більш прості блоки

та виділити ієрархічні рівні. Це дозволяє складну задачу проектування двигуна звести до вирішення більш простих завдань з урахуванням взаємодії між ними. Кожне завдання вирішується на основі локальної оптимізації, але декомпозиція критеріїв при цьому здійснюється таким чином, щоб локальні цілі були підпорядковані кінцевій меті проектування [177, 178, 181]. Так, проектування конструкції дослідного зразка роторно-поршневого двигуна можна розкласти на взаємопов'язані складові, які напряду впливають на енергетичні, економічні та масогабаритні показники (рис. 2.3).

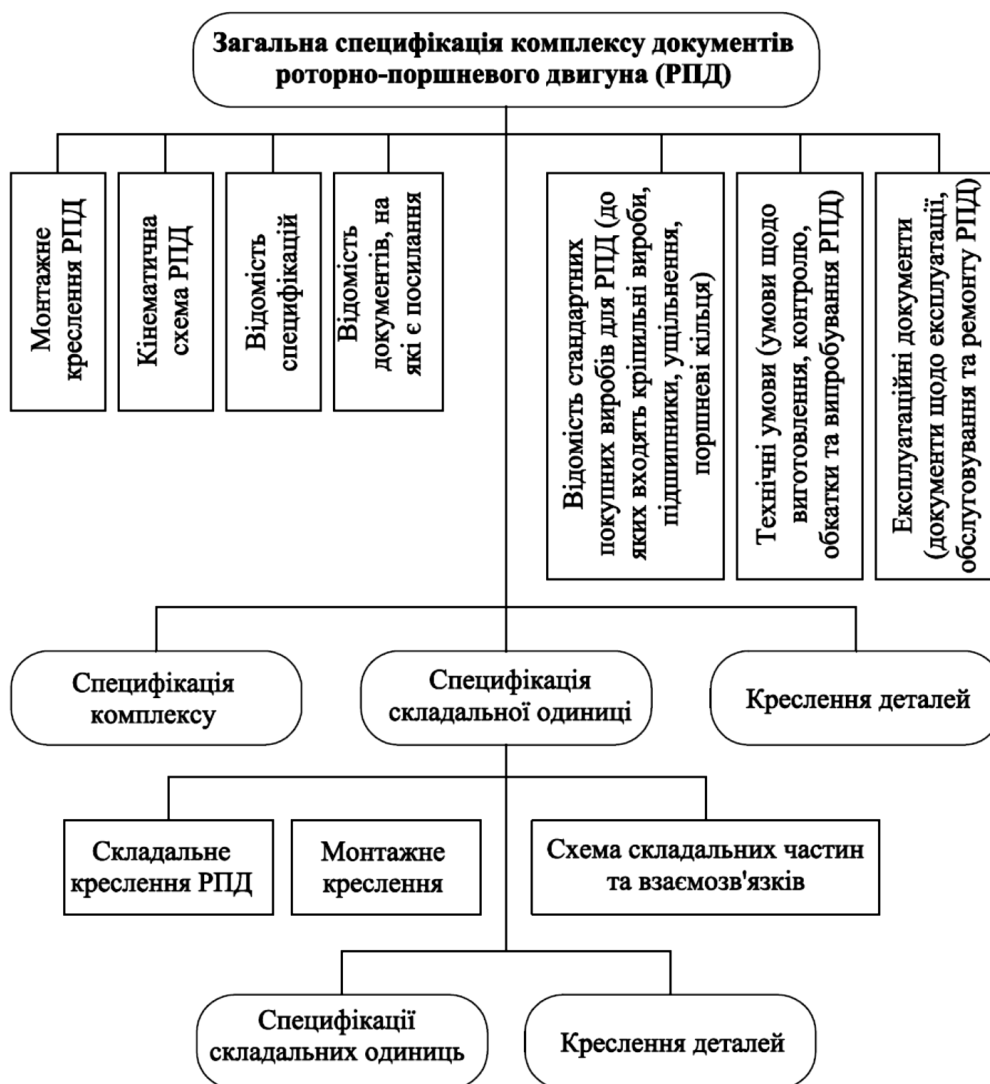


Рисунок 2.2 – Загальна специфікація комплексу документів на виготовлення дослідного зразка роторно-поршневого двигуна

Отже, концепція системного підходу при проектуванні та дослідженні роторно-поршневих двигунів виражається не тільки у виділенні

взаємозалежних і взаємодіючих елементів двигуна як системи, але й в єдності цілей їх функціонування. Крім того, роторно-поршневий двигун, у свою чергу, розглядається як елемент більш складної системи, до складу якої входить ряд об'єктів зовнішнього середовища, взаємодіючих з двигуном. Виходячи із цього, методологія проектування та випробування роторно-поршневого двигуна базується на системному підході з використанням принципів декомпозиції, ієрархічності структури, локальної оптимізації, а також комплексного проектування. При цьому комплексне проектування складається з функціонального, конструкторського й технологічного аспектів [177].

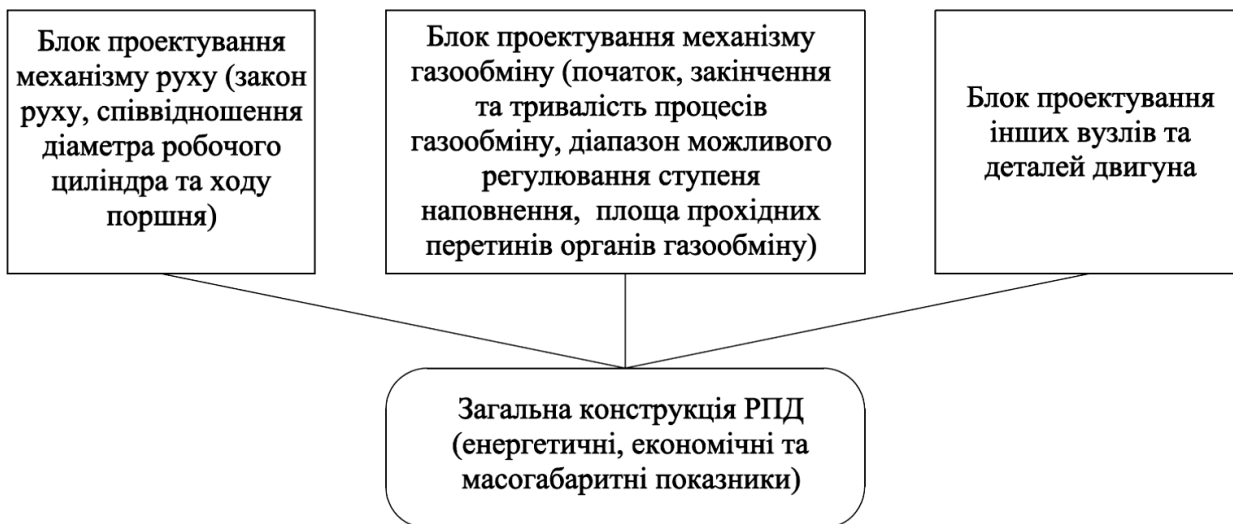


Рисунок 2.3 – Основні блоки проектування дослідного зразка роторно-поршневого двигуна

Так, функціональний аспект проектування роторно-поршневих двигунів включає у себе відображення основних принципів роботи та характеру фізичних процесів у циліндрі двигуна. При цьому здійснюється синтез конструкції та визначаються основні параметри роботи. У результаті отримаємо принципову кінематичну схему роботи роторно-поршневого двигуна. Функціональне проектування виконується практично на всіх стадіях та етапах створення нового роторно-поршневого двигуна, причому з уточненням вихідних даних виконується повторно.

Конструкторським аспектом проектування є реалізація результатів функціонального проектування [177]. При цьому розробляються та виконуються складальні креслення роторно-поршневого двигуна, його вузлів і робочі креслення деталей, а також здійснюється вибір стандартних й уніфікованих елементів, підбір необхідних матеріалів деталей, оформлюється конструкторська та експлуатаційна документація, формуються технічні вимоги на виготовлення деталей і вузлів. Крім того, визначаються оптимальні конструктивні параметри деталей та складальних одиниць для забезпечення мінімальних масогабаритних показників і максимальних показників міцності та надійності при заданому ресурсі двигуна.

Технологічний аспект включає у себе реалізацію результатів конструкторського проектування роторно-поршневого двигуна, тобто безпосередньо виготовлення двигуна [177]. При цьому складаються технологічні процеси виготовлення деталей, складання вузлів та безпосередньо самого двигуна, здійснюється вибір обладнання й інструменту.

Крім наведених вище ієрархічних етапів, стадій та аспектів проектування ієрархічні рівні виділяють на основі блочного структурування ЕУ за функціональними ознаками, а також у зв'язку з різним ступенем абстрагування при описі характеристик ЕУ на різних етапах і стадіях її проектування [177, 178, 181]. При цьому спочатку виділяють великі блоки, які становлять верхній ієрархічний рівень, потім кожен великий блок ділять на більш дрібні, що входять у наступний рівень, та аж до неподільних деталей, що складають нижній рівень ієрархії.

2.3. Методи теоретичного дослідження

Енергетичні установки з машинами об'ємної дії являють собою складну технічну систему, яка включає в себе ряд підсистем та їх елементів. Робота всіх елементів та підсистеми ЕУ спрямована на виконання головної функції установки, при цьому кожна складова ЕУ виконує свою функцію, взаємодіючи й впливаючи одна на одну. Кожна з підсистем та елементи, які

входять до її складу, мають свої власні оптимальні параметри роботи. Тому при проектуванні схемних рішень ЕУ з роторно-поршневыми двигунами об'ємної дії будь-якого призначення потрібно максимально враховувати цей фактор для забезпечення максимальної ефективності перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла.

Для вирішення поставлених задач наукового дослідження використовуються загальнологічні методи дослідження, а саме аналіз та синтез. Дані методи застосовуються як на емпіричному, так і на теоретичному рівнях дослідження [182]. Так, метод системного аналізу з використанням об'єктивних критеріїв порівняльної ефективності застосовується при вивченні конструкцій, особливостей організації робочого процесу та параметрів роботи машин об'ємної дії залежно від режимів і умов експлуатації; метод синтезу – при визначенні складових ЕУ різного призначення та їх характеристик, а також параметрів роторно-поршневого двигуна об'ємної дії з метою забезпечення заданих показників ефективності установки [183]. Аналіз результатів дослідження дозволяє здійснити оцінку можливих варіантів схемних рішень ЕУ на базі роторно-поршневих двигунів об'ємної дії, а також можливих подальших шляхів удосконалення цих установок.

Методом прямої аналогії між робочим процесом звичайного поршневого двигуна об'ємної дії і роторно-поршневого можна виділити схожі процеси та їх математичний опис, проблеми підвищення ефективності (газообмін, регулювання процесів наповнення й розширення) та шляхи їх вирішення, а також у першому наближенні оцінити вплив експлуатаційних параметрів на характеристики роботи.

Метод зіставлення впливу конструкції двигуна (наприклад, співвідношення ходу поршня до діаметра робочого циліндра) на його енергетичні та економічні показники дає змогу в першому наближенні стверджувати про правомірність прийнятих припущень. Однак, базуючись тільки на даних такого зіставлення, неможливо однозначно стверджувати, що один і той же конструктивний параметр буде однаково впливати на

ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла як у звичайних поршневих машинах об'ємної дії, так і в роторно-поршневих двигунах. Незважаючи на неоднозначність у визначенні правомірності прийнятих припущень метод зіставлення дозволяє проаналізувати вплив конструктивних параметрів роторно-поршневого двигуна на його ефективні показники, а також систематизувати та проаналізувати відомі способи підвищення ефективності, визначити найбільш прийнятні для реалізації у двигунах даного типу.

У багатьох випадках фізичний або натурний експеримент пов'язаний з великими фінансовими, ресурсними та часовими витратами, а в деяких – і зовсім нездійснений. У цих випадках для дослідження функціонування складних технічних системи, до яких належать машини об'ємної дії та ЕУ на їх базі, доцільно застосовувати метод математичного моделювання.

Для дослідження зміни параметрів роботи роторно-поршневого двигуна об'ємної дії математичними методами повинна бути проведена формалізація робочого процесу, тобто побудована математична модель. Під математичною моделлю розуміють сукупність математичних формул, рівнянь, співвідношень, що описують цікаві для дослідника властивості об'єкта моделювання [177]. Вигляд математичної моделі залежить від особливостей та складності реального об'єкта, поставлених завдань дослідження, універсальності, достовірності й точності результатів моделювання. Одним з недоліків математичної моделі є те, що вона описує реальний об'єкт лише з деякою мірою наближення, використовуючи певні припущення та граничні умови. Так, у зв'язку з тим, що роторно-поршневий двигун є дослідним зразком та має відмінності у своїй конструкції, які безперечно мають вплив на процес організації робочого процесу, розроблена математична модель потребує перевірки шляхом зіставлення результатів моделювання з експериментально отриманими даними. Однак незважаючи на це метод математичного моделювання дозволяє забезпечити можливість [177, 183–185]:

- мінімальних економічних витрат та збереження ресурсів;
- оцінки параметрів перспективних зразків роторно-поршневих двигунів на стадії проектування;

- дослідження роботи роторно-поршневих двигунів на різних видах робочого тіла (наприклад, природний газ, сірководень);

- зміни масштабу часу;

- створення універсального технічного й програмного забезпечення, пакетів прикладних програм для проведення широкого ряду робіт;

- прогнозування і виявлення загальних закономірностей для розширення діапазону застосування;

- порівняно простого багатofакторного аналізу.

З існуючих математичних методів дослідження складних технічних систем можливо виділити аналітичний, імітаційний і комбінований [177, 185–193]. Так, аналітичний метод дослідження передбачає перетворення математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії в систему рівнянь з визначенням шуканих величин. Числовий метод дослідження розрахункової моделі передбачає перетворення її в програмний код мовою програмування, придатний для використання на комп'ютері. Таким чином аналітичний метод поєднується із числовим. Аналітична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху може бути досліджена такими методами:

- аналітичним (залежності для шуканих параметрів визначають у загальному вигляді);

- числовим (отримання числових результатів для конкретних початкових даних);

- якісним (установлюються деякі властивості в неявному вигляді).

При проведенні дослідження застосовувалися наступні математичні методи:

- аналітичний метод розрахунку характеристик роботи роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху;
- числові методи розв'язання системи диференціальних рівнянь (методи Рунге–Кутти, Ейлера) при моделюванні робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху виходячи з припущення, що процеси в робочому циліндрі двигуна можна вважати квазістаціонарними й квазірівноважними;
- числові методи інтерполяції та екстраполяції при обробці експериментальних даних й інтеграції їх у математичну модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна.

Подана у 4-му розділі математична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху призначена для розрахунку лише сталих режимів роботи, тобто модель є статичною. До основних похибок при реалізації математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху у вигляді програмного продукту на ЕОМ можливо віднести [177, 187–195]: спрощення математичної моделі при постановці завдань дослідження; використовувані залежності та методи розрахунку процесів, які мають припущення і спрощення; неточність вибору вихідних або початкових даних; розв'язання системи балансових рівнянь; обчислювальна похибка моделювання, в тому числі округлення.

Незалежно від складності та повноти відображення математична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху має певний перелік спрощень і прийнятих припущень (наведені у 4-му розділі), тому потребує перевірки адекватності та визначення меж й умов її використання, інакше отримані при моделюванні результати можуть не відповідати дійсним процесам реального двигуна. Варто відзначити те, що поняття адекватності моделі не має якісного вимірювання, тобто є два варіанти: математична модель адекватна або не адекватна реальній технічній системі. Більш правильним є кількісна оцінка точності реалізації

адекватної реальному об'єкту концептуальної математичної моделі на ЕОМ. При цьому реалізована програма розрахунку на ЕОМ повинна не містити помилок, мати правильні вихідні й початкові дані та не мати збоїв при розрахунку.

Правильна оцінка адекватності й точності математичної моделі є найважливішим завданням при математичному моделюванні та реалізується у роботі шляхом порівняння змодельованих та експериментально отриманих характеристик зміни основних параметрів роботи (потужності, середнього ефективного тиску, питомої витрати робочого тіла) роторно-поршневого двигуна при різних експлуатаційних параметрах (оберти n і робочий тиск P_s двигуна).

2.4. Метод експериментальних досліджень

Необхідні дані про новостворену технічну систему, якою безумовно є роторно-поршневий двигун, можна отримати з експериментальних досліджень об'єкта. Так, для побудови достовірної математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії необхідна достовірна інформація про процеси, які відбуваються у робочому циліндрі при перетворенні потенційної енергії робочого тіла, зміну параметрів, коректні вихідні дані та ін. Основою експерименту є науково поставлене дослідження з точно визначеними та керованими умовами для пізнання об'єктивної дійсності. Експериментальне дослідження дозволяє не тільки однозначно визначитися з правомірністю прийнятих припущень й адекватністю математичної моделі, але і впевнитися в ефективній роботі роторно-поршневого двигуна та достовірності визначеного впливу основних параметрів робочого циклу на енергетичні й економічні показники двигуна. Окрім цього результати експериментального дослідження дають змогу отримати достовірні дані про деякі маловивчені процеси та явища, що відбуваються у робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна, що, у свою чергу, дозволить підвищити точність математичної моделі. Однією з

важливіших особливостей експериментального дослідження є використання при його проведенні спеціальних засобів дослідження, що забезпечують можливість здійснювати вплив на явища та процеси зовнішнього світу, відтворювати хід процесу, змінювати різні умови з метою отримання бажаного результату. Експериментальне дослідження характеризується певною спрямованістю вивчення певного явища та високою організованістю, що забезпечує зведення до мінімуму фактор несподіваності й випадковості. Таким чином, під експериментом розуміють сукупність дій, що здійснюється за допомогою матеріальних засобів дослідження з метою отримання нових даних щодо об'єкта дослідження або процесу чи явища шляхом побудови інформаційних моделей, які характеризують його з різних боків. Основними елементами експерименту прийнято вважати безпосередньо дослідника (його діяльність як суб'єкта, що пізнає); об'єкт експериментального дослідження; засоби експериментального дослідження [196, 197].

Однією з важливих вимог, яка висувається при організації експериментальних досліджень, є відтворюваність. Це означає, що допустимі відмінності в отриманих результатах досліджень, проведених в умовах впливу одних і тих же факторів на одних і тих же режимах, обумовлені лише випадковими чинниками, такими, як, наприклад, похибка приладів та замірів, дрейф параметрів в експериментальній установці. Тому, якщо різниця в отриманих результатах на однакових режимах за однакових умов проведення дослідів значна, то це означає, що наявні певні невраховані або невідомі фактори, і тому експеримент не є відтворюваним.

Для проведення експериментального дослідження робочого циклу та зміни ефективних параметрів було використано спроектований і виготовлений роторно-поршневий двигун типу 12РПД 4,4/1,75. Роторно-поршневий двигун має принципово нову розроблену та відмінну від існуючих двигунів конструкцію. Тому дані щодо його параметрів роботи, режимів експлуатації, обслуговування та ефективних показників відсутні й можуть бути оцінені у першому наближенні лише теоретично. Крім того, не менш важливим є

питання технології виготовлення, підбору необхідних матеріалів деталей та відповідно формування собівартості двигуна для розрахунку економічного обґрунтування впровадження нового зразка техніки. Виходячи із цього можна сформулювати наступні основні завдання при проведенні експериментального дослідження:

- проектування конструкції та розробка технології виготовлення роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху;

- розробка схеми і підбір обладнання для експериментального стенда на базі спроектованого роторно-поршневого двигуна;

- створення експериментального стенда для дослідження параметрів роботи роторно-поршневого двигуна;

- створення системи вимірювання й реєстрації параметрів роторно-поршневого двигуна, а також спеціального програмного забезпечення для їх обробки, побудови залежностей та аналізу;

- дослідження параметрів робочого циклу роторно-поршневого двигуна;

- дослідження режимів роботи й особливостей експлуатації та обслуговування роторно-поршневого двигуна;

- визначення впливу параметрів робочого циклу на енергетичні й економічні показники двигуна.

До основних етапів експериментального дослідження роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху належать:

- вибір методів та підбір засобів вимірювання, що забезпечать задану точність фіксації досліджуваних параметрів і відтворюваність результатів експерименту на будь-якому режимі;

- розробка методики проведення експериментальних досліджень на кожному етапі;

- проведення необхідного індивідуального тарування нестандартних засобів вимірювання та реєстрації параметрів;
- проведення експериментальних досліджень роторно-поршневого двигуна згідно з розробленими етапами;
- систематизація й обробка отриманих експериментальних даних і, відповідно, їх аналіз;
- уточнення математичної моделі роторно-поршневого двигуна за рахунок емпіричних показників та залежностей;
- перевірка адекватності розробленої математичної моделі на різних режимах.

Створення стенда та реалізація поставлених завдань експериментальних досліджень здійснено на базі машинобудівного підприємства «Мотор-Плюс» сумісно із Центром перспективних енергетичних технологій Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. Стандартні засоби вимірювання (термопарні перетворювачі, термометри, манометри, психрометри, вторинні електронні прилади), що застосовувалися під час експерименту, мали клас точності не вище 1,0, пройшли перевірку в лабораторії Держстандарту України та забезпечили необхідну для експериментальних досліджень точність і відтворюваність результатів.

Повна похибка вимірювання складається із систематичної δ_c та випадкової δ_v . Систематична похибка вимірювання характеризується точністю приладу вимірювання, вибором методу вимірювання (прямий або непрямий) та специфічними особливостями об'єкта вимірювання. Незалежно від кількості проведених замірів систематичну похибку не можливо усунути [198]. Випадкова похибка виникає під дією великої кількості випадкових чинників, урахувати які заздалегідь не можливо. Зменшити випадкову похибку можливо за рахунок виконання декількох вимірювань.

Зменшувати випадкову похибку доцільно доти, доки загальна похибка не буде повністю визначатися систематичною. Для цього необхідно, щоб

довірчий інтервал, який визначається з обраним ступенем надійності, був набагато нижчим від величини систематичної похибки [198]. Для умови $\delta_c > 2\delta_b$ абсолютна похибка вимірювання складає $\delta = \delta_c$, при цьому достатньо проведення одного заміру. Для умови $\delta_c \approx \delta_b$ необхідно провести певну кількість вимірювань, а абсолютна похибка вимірювання буде знаходитися за формулою $\delta = \sqrt{\delta_c^2 + \delta_b^2}$. За умов $2\delta_c < \delta_b$ необхідне також проведення певної кількості вимірювань, а абсолютна похибка вимірювання буде складати $\delta = \delta_b$. Так, для всіх випробувань роторно-поршневого двигуна виконувалася умова $2\delta_c < \delta_b$, за якої необхідне проведення значної кількості повторних випробувань. Однак у реальних умовах проведення експерименту забезпечити це досить важко, тому в більшості випадків кількість повторних вимірювань на кожному режимі не була менше 7.

При проведенні експериментальних досліджень роторно-поршневий двигун 12РПД 4,4/1,75 виводився на стаціонарний режим на кожному з режимів навантаження. Це робилося для запобігання впливу нестационарності на результати вимірювання відповідних параметрів та забезпечення відтворюваності результатів експерименту. Експериментальні дослідження на кожному режимі повторювалися не менше 5 разів, після чого отримані дані оброблювалися, а дані, які очевидно виходили за межі раціональних значень параметрів, – відкидалися.

2.5. Висновки по другому розділу

1. Розроблена загальна методика проведення дослідження, відповідно до якої, базуючись на запиті практики, визначені головна мета дисертаційної роботи та її робоча гіпотеза. Сформульовано задачі дослідження, реалізація яких дозволила отримати нові наукові й практичні результати, а їх узагальнення дало можливість сформулювати нові наукові положення.

2. Розглянуті у розділі основні методи й загальна методика дослідження роторно-поршневого двигуна об'ємної дії відповідають задачам дисертації та

є загальноприйнятими й дозволили отримати достовірні і достатньо точні результати.

3. Планування експериментальних досліджень роторно-поршневого двигуна дозволило отримати аналітичне попереднє уявлення про досліджувані параметри та залежності, що, у свою чергу, дало змогу істотно знизити кількість необхідних дослідів.

4. Задачі експериментального дослідження сформульовані відповідно до цілей роботи, а методи проведення та отримані результати дозволили перевірити адекватність математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також експериментально встановити вплив основних параметрів двигуна, режимів роботи й інших факторів на енергетичні та економічні показники.

5. Використані математичні методи, а також отримані експериментальні дані дозволили розробити математичну модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, яка є адекватною дійсним процесам, що проходять у робочому циліндрі двигуна.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ У РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНАХ ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ ІЗ ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Опис конструкції та особливостей роботи дослідного зразка роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Для проведення експериментальних досліджень на машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» було спроектовано та виготовлено зразок роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху типу 12РПД 4,4/1,75. Підприємство має науково-технічну базу й багаторічний досвід у галузі проектування і створення нових зразків двигунів та різноманітної техніки, що бере свій початок ще з Українського науково-дослідного інституту технології суднобудування, підрозділом якого воно було. Крім того, підприємство має достатньо високий рівень виробничих можливостей та високоточного устаткування й обладнання. При проектуванні та створенні нового роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 (рис. 3.1) було використано досвід підприємства у створенні подібних типів двигунів [120].

У конструкцію нового роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху було внесено значний ряд принципів змін та враховано всі недоліки, що підтверджено патентом на винахід України (Додаток А) [199]. У таблиці 3.1 наведено загальний вигляд та маси основних деталей [200].

Роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 12РПД 4,4/1,75 містить корпус 1 (рис. 3.2), в якому розміщений ротор 2 (рис. 3.3) з радіальними попарно опозитними 12 циліндрами 3 та розташованими в них 12 поршнями 4 (рис. 3.4) [200].

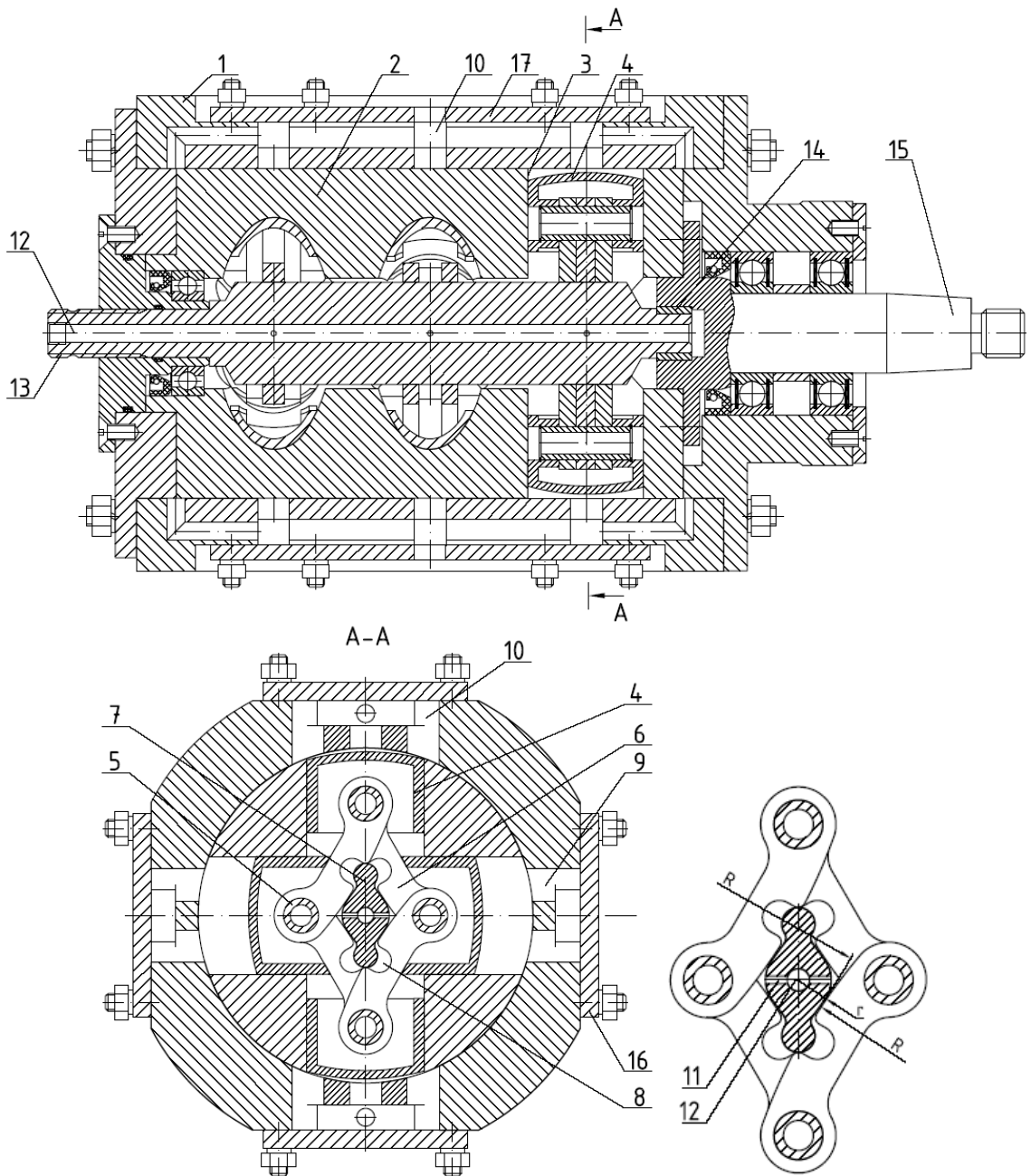


Рисунок 3.1 – Роторно-поршневый двигатель 12РПД 4,4/1,75

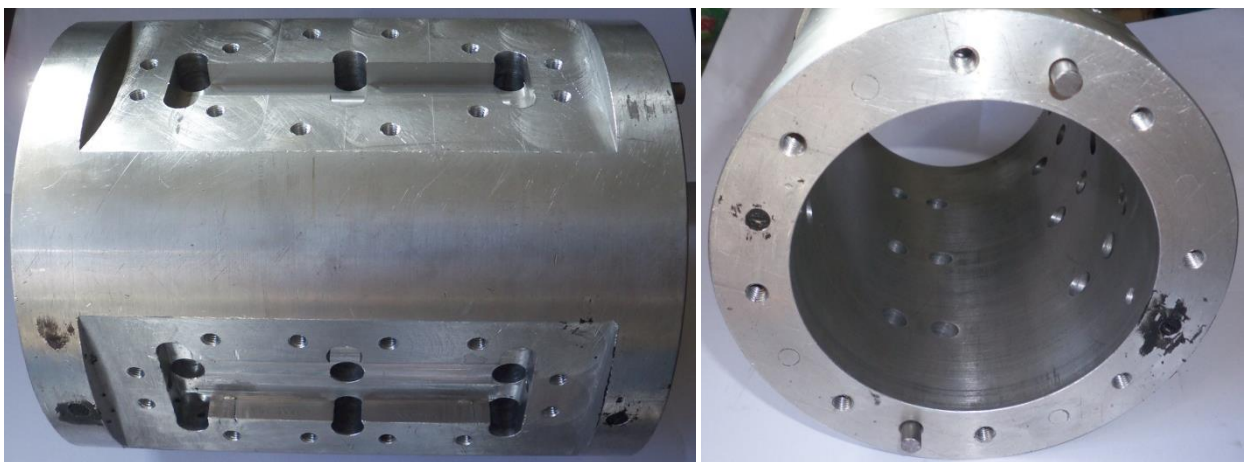


Рисунок 3.2 – Корпус роторно-поршневого двигателя 12РПД 4,4/1,75



Рисунок 3.3 – Центральний ротор з отворами під поршні

Поршні сполучені між собою за допомогою пальців 5 і жорстких ланок 6 (рис. 3.5) з утворенням шарнірного чотирикутника, в якому співвісно ротору 2 розміщений кулачок 7 (рис. 3.6). Кулачок 7 має дві діаметрально протилежні вершини та контактує з ланками 6, які утворюють бічні сторони чотирикутника. При цьому кулачок 7 виконаний у вигляді стрижня з поперечним перерізом у формі криволінійного ромба зі скругленими вершинами та має можливість повороту.



Рисунок 3.4 – Поршень

Бічна поверхня кожної з ланок 6 виконана радіусом R та має пази 8, які обмежені дугою кола з радіусом, що дорівнює радіусу скруглення вершини кулачка 7. Причому криві, що обмежують поперечний переріз стрижня та лежать по обидва боки малої діагоналі ромба, виконані у вигляді дуг кіл. Центр одного кола радіусом r лежить на меншій діагоналі ромба, а центр іншого кола

з радіусом R лежить на лінії центра радіуса ланки. Відстань між вершинами кулачка 7 дорівнює різниці довжин більшої та меншої діагоналей ромба, утвореного осями ланок 6 при положенні поршнів 4 у мертвих точках фігури.



Рисунок 3.5 – Ланки шарнірного чотирикутника



Роторно-поршневий двигун із шарнірно-кулачковим механізмом руху працює наступним чином. Робоче тіло подається через впускний ресивер 9, і у момент відкриття ротором впускних отворів починається процес наповнення робочого циліндра (див. процес 1–2 рис. 1.36). Стиснуте робоче тіло починає тиснути на поршні 4, які із зусиллям рухаються до осі ротора 2, кожен при цьому передає зусилля двом симетрично розташованим щодо кожного поршня 4 ланкам 6. При цьому взаємодіючи зі скругленими вершинами кулачка 7 ланки 6 повертаються, впираючись скругленими пазами у вершини кулачка 7, що знаходиться в нерухомому стані, внаслідок чого ротору 2 надається обертальний рух. При перекритті ротором впускних отворів поршень продовжує рухатися до нижньої мертвої точки, відповідно відбувається процес розширення стиснутого робочого тіла у робочому циліндрі (див. процес 2–3 рис. 1.36). Випуск відпрацьованого робочого тіла починається в момент відкриття ротором випускних отворів (див. процес 3–4 рис. 1.36). Після проходження поршнем нижньої мертвої точки він починає рухатися від осі ротора 2, виштовхуючи залишки відпрацьованого робочого тіла через випускні отвори у випускний колектор 10 (див. процес 4–5 рис. 1.36). Після перекриття ротором випускних отворів відбувається стиснення залишків робочого тіла у робочому циліндрі (див. процес 5–6 рис. 1.36). Особливістю

здійснення робочого процесу роторно-поршневого двигуна є те, що шарнірно-кулачковий механізм та механізм газорозподілу дозволяють регулювати ступінь наповнення, впливаючи тим самим на процес наповнення робочого циліндра (див. процес 1–2 рис. 1.40), збільшити повноту розширення робочого тіла (див. процес 2–3 рис. 1.40), а також зменшити зворотне стиснення (див. процес 5–6 рис. 1.40). При цьому конструкція двигуна забезпечує відсутність мертвого об'єму (значення ϵ_0 не перевищує 0,015 та обумовлене лише технологічними зазорами) й відношення $S/D < 1$, що значно знижує втрати тиску робочого тіла при здійсненні впуску та зменшує протитиск на випуску. Крім того, застосування шарнірно-кулачкового механізму руху дає змогу здійснювати два робочих цикли за один оберт ротора, що у значній мірі знижує питому масу двигуна.



Рисунок 3.6 – Регулюючий кулачок

Таблиця 3.1 – Маса основних елементів двигуна 12РПД 4,4/1,75 [200]

№ з.п.	Назва елемента	Маса, кг	Загальний вигляд
1	Корпус двигуна	6,185	
2	Ротор центральний	10,320	

3	Кулачок регулюючий	0,585	
4	Поршень	0,142	
	Поршневий палець	0,021	
	Поршневі кільця	0,006	
5	Рухома ланка 00	0,034	
	Рухома ланка 01	0,044	
6	Сектор	0,630	
7	Фланець	5,430	
8	Фланець	2,255	
9	Втулка ліва	0,555	
10	Фланець підшипника	0,180	
11	Важіль керування кулачком	0,468	
12	Кришка випускного колектора	0,679	
13	Кришка випускного колектора з відводом під манометр	0,736	
14	Кришка впускного ресивера	0,604 (0,667)	

Реверсування роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху забезпечується поворотом кулачка 7 на кут 45° . При цьому завдяки симетричній конструкції реверсування двигуна забезпечується без зниження енергетичних та економічних показників (так, наприклад, у реверсивних роторних двигунах потужність і ККД нижчі, ніж у неревверсивних, а реверсування поршневих двигунів призводить до погіршення параметрів випуску відпрацьованого робочого тіла).

Розроблений роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху має наступні конструктивні особливості та технічні рішення:

- кулачок установлений з можливістю повороту і виконаний у вигляді суцільного стрижня з поперечним перерізом у формі ромба зі скругленими вершинами, а всередині кожної з ланок виконані пази, обмежені дугою кола з радіусом, що дорівнює радіусу скруглення вершини, причому бокова поверхня ланки, що контактує з кулачком, має радіус, який дорівнює радіусу скруглення бічної поверхні кулачка, що дозволяє ланці обкатуватися;

- кулачок виконаний суцільним зі скругленими опорними вершинами, при цьому для поліпшення змащування поверхонь у ньому є отвори для подачі масла;

- криві, що обмежують поперечний переріз стрижня кулачка і лежать по обидві сторони малої діагоналі ромба, виконані у вигляді дуг кіл, центр одного кола з радіусом r лежить на меншій діагоналі ромба, а центр іншого кола з радіусом R лежить на лінії центра радіуса ланки;

- бокова поверхня ланки має радіус кривизни R , що дорівнює радіусу кривизни бічної поверхні кулачка, що, в свою чергу, забезпечує мінімальний контакт контактуючих поверхонь;

- для забезпечення рівномірності обертання в роторі виконано три хрестоподібні розточки, кожна з яких повернена на кут 30° відносно сусідньої;

- у корпусі між внутрішньою порожниною та ротором відсутня втулка з каліброваними впускними й випускними вікнами, що спрощує конструкцію

і технологію виготовлення, а також зменшує витoki робочого тіла між зазорами сполучних деталей.

3.2. Експериментальний стенд для вивчення параметрів роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Для проведення експериментальних досліджень дослідного зразка роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 12РПД 4,4/1,75 (рис. 3.7) було розроблено стенд із системою вимірювання, схема якого наведена на рис. 3.8, а фотографії – на рис. 3.9 [201]. Основні параметри дослідного зразка роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 подано у таблиці 3.2.

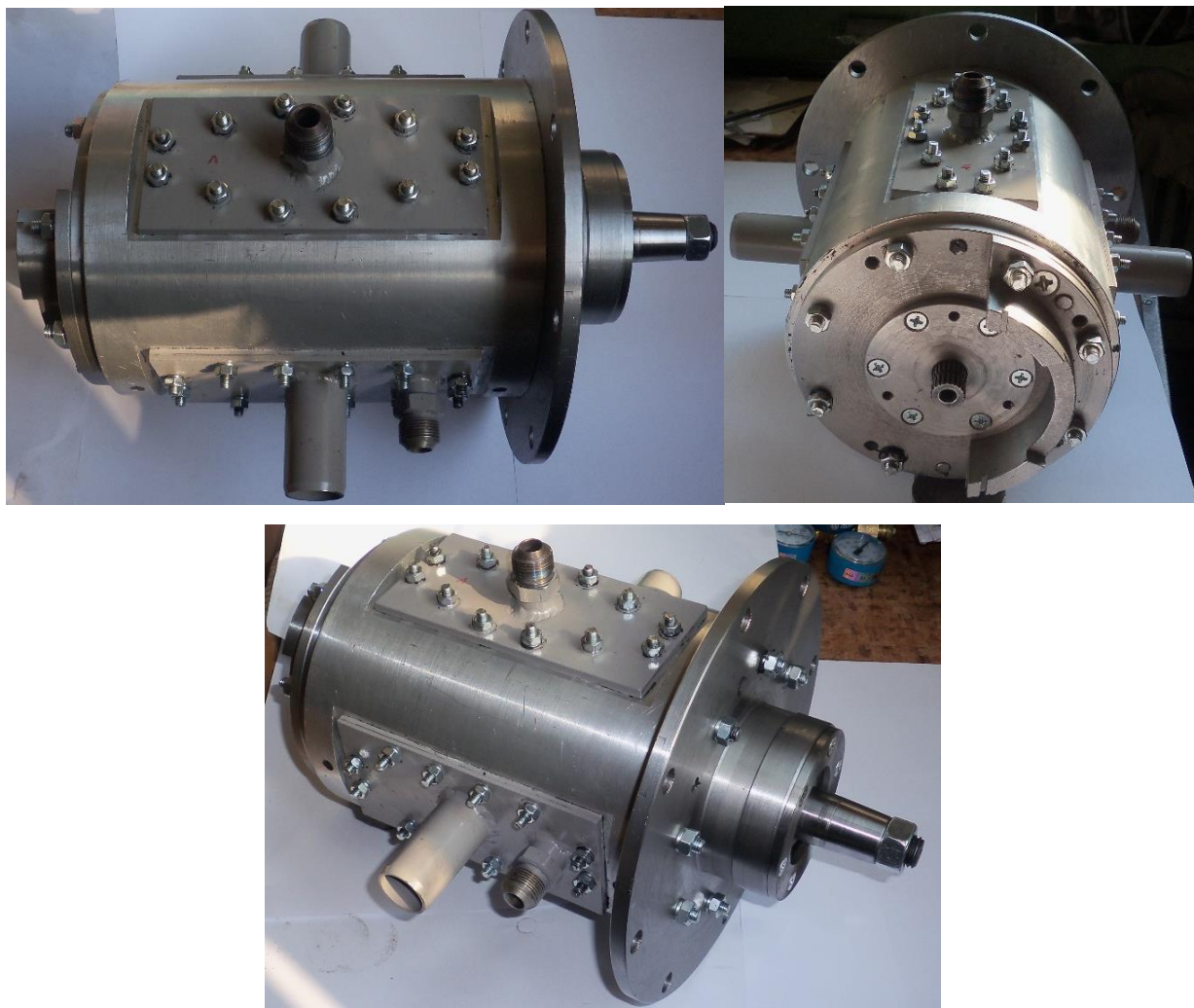


Рисунок 3.7 – Роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 12РПД 4,4/1,75

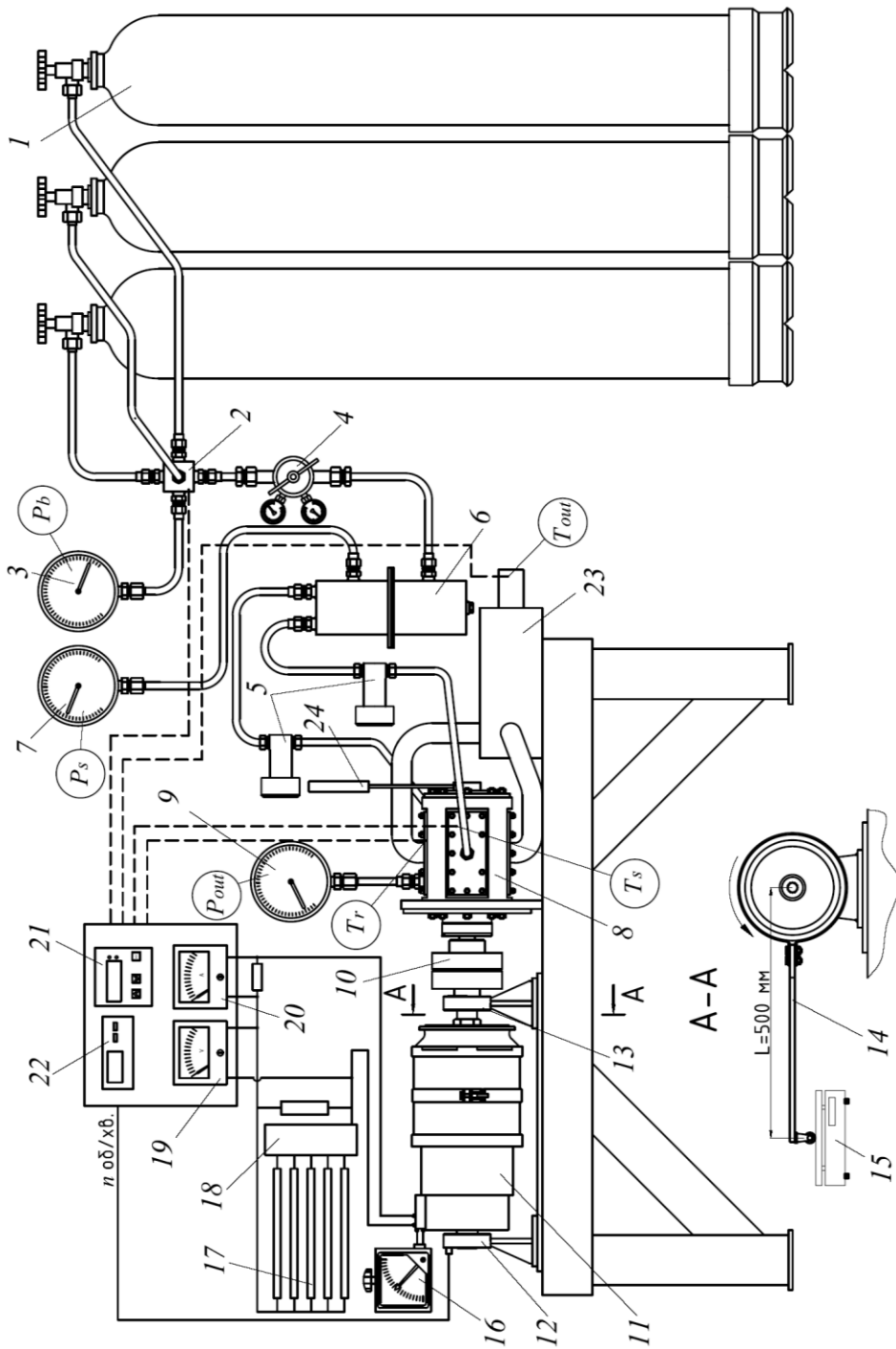


Рисунок 3.8 – Принципова схема експериментальної установки з роторно-поршневим двигуном 12РПД 4,4/1,75: 1 – балони зі стиснутим повітрям; 2 – розподільник високого тиску; 3 – манометр визначення тиску в балонах; 4 – повітряний редуктор; 5 – запірний кран; 6 – повітряний ресивер розподілу низького тиску; 7 – манометр визначення тиску у впускних ресиверах двигуна; 8 – роторно-поршневий двигун РПД-4,4/1,75; 9 – манометр визначення тиску у впускних колекторах двигуна; 10 – втулково-пальцева муфта з'єднання двигуна та генератора; 11 – генератор ГС-24А; 12 – ліва опора кінця генератора; 13 – права опора кінця генератора; 14 – важіль для визначення крутного моменту; 15 – ваги; 16 – керування навантаження генератора; 17 – блок ТЕНів; 18 – втулково-пальцева муфта з'єднання двигуна та генератора; 19 – блок керування ТЕНів; 20 – важіль для визначення крутного моменту; 21 – вимірювач-регулятор багатифункціональний восьмиканальний «ОВЕН» УКТ38-Щ4.ПІ; 22 – вольтметр; 23 – глушник шуму; 24 – важіль регулювання положення кулачкового вала (регулювання ступеня наповнення)



Рисунок 3.9 – Загальний вигляд експериментального станда та панелі приладів на базі роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75

Двигун має 12 рівномірно розміщених у роторі циліндрів, що забезпечує врівноваженість двигуна та можливість пуску при будь-якому положенні центрального ротора. Роторно-поршневий двигун є короткоходовим, тобто відношення ходу поршня S до діаметра циліндра D складає $S/D = 0,4$.

Таблиця 3.2 – Основні параметри двигуна 12РПД 4,4/1,75

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Діаметр циліндра	мм	44
2	Хід поршня	мм	17,5
3	Відношення S/D	–	0,4
4	Кількість циліндрів	–	12
5	Робочий об'єм	см ³	320,6
6	Відносний мертвий об'єм	–	0,015
7	Маса пневмодвигуна	кг	32,86
8	Габаритні розміри пневмодвигуна:		
	– довжина L	мм	380
	– ширина B		255
	– висота H		255

Із балонів 1 стиснуте повітря поступає до розподільника високого тиску 2, до якого приєднано манометр 3 для визначення тиску в балонах (див. рис. 3.8). Далі стиснуте повітря поступає до повітряного редуктора 4 (рис. 3.10), який знижує тиск до робочого значення. Після повітряного редуктора встановлено повітряний ресивер розподілу низького тиску 6 (рис. 3.11) із запірними кранами 5.



Рисунок 3.10 – Повітряний редуктор



Рисунок 3.11 – Повітряний ресивер розподілу низького тиску із запірними кранами

У розподільнику низького тиску повітря розділяється на два потоки та поступає у впускні ресивери роторно-поршневого двигуна 8. Тиск повітря перед двигуном визначається за допомогою манометра 7, приєднаного до розподільника низького тиску 6, а для визначення тиску відпрацьованого повітря в одному з випускних колекторів встановлено манометр 9.

Роторно-поршневий двигун навантажений електрогенератором постійного струму ГС-24А 11 (рис. 3.12).



Рисунок 3.12 – Електрогенератор постійного струму ГС-24А

Двигун з'єднано з електрогенератором за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти 10 (ГОСТ 21424–75), яка дозволяє компенсувати неточності центрування вихідних валів та зменшити динамічні навантаження.

Залежно від режиму роботи потужність навантаження генератора встановлюється регулятором 16. Отримана електрична енергія через систему керування 18 іде на блок ТЕНів 17. Значення струму й напруги фіксується на панелі приладів за допомогою вольтметра 19 та амперметра 20.

Для визначення крутного моменту двигуна електрогенератор постійного струму встановлено на опори 12 та 13, які дозволяють генератору вільно обертатися навколо своєї осі. До корпусу генератора приєднано важіль для визначення крутного моменту 14 (довжина плеча $L = 500$ мм), який протилежним кінцем опирається на ваги 15. Для визначення частоти обертання вихідного вала на панелі приладів встановлено тахометр 22. Отримані значення крутного моменту та частота обертання дозволяють досить точно визначити ефективну потужність роторно-поршневого двигуна.

Температура робочого тіла в характерних точках визначається за допомогою термопар та вимірювача-регулятора багатофункціонального восьмиканального «ОВЕН» УКТ38-Щ4.ТП 21.

Для забезпечення санітарних норм шуму (до 80 дБ) у приміщенні лабораторії пневмодвигун було обладнано глушником шуму випуску 23. Установлення глушника не тільки забезпечує прийнятні значення рівня шуму, але й наближує експлуатацію двигуна до реальних умов експлуатації.

Регулювання режимів роботи роторно-поршневого двигуна за рахунок ступеня наповнення циліндра здійснюється за рахунок повороту важеля регулювання положення кулачкового вала 24.

Для проведення досліджень нового зразка роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 необхідно мати відновлювальний запас стиснутого повітря високого тиску. Для цього було використано компресор високого тиску К2-150 (рис. 3.13) у складі установки компресорної ЕК2-150. Основні характеристики компресора наведено у табл. 3.3. Компресор призначено для забезпечення підприємств стиснутим повітрям високого тиску (150 або 200 кгс/см²) або на суднах для забезпечення пуску дизельних двигунів потужністю до 370 кВт.



Рисунок 3.13 – Компресор високого тиску K2-150

Таблиця 3.3 – Технічні характеристики компресора високого тиску K2-150

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Діаметр циліндра: – I ступінь – II ступінь – III ступінь	мм	128 110 25
2	Хід поршня	мм	40
3	Середня швидкість поршня		1,33
4	Тип компресора	–	Вертикальний, триступеневий, з одним диференціальним поршнем двосторонньої дії, закритого виконання
5	Тиск всмоктування	Па	101 325 (атмосферний)
6	Тиск нагнітання (кінцеве)	МПа	15
7	Продуктивність компресора при температурі всмоктувального повітря 20 °С, барометричному тиску 760 мм рт. ст. та частоті обертання вала 1000 об/хв, температурі нагнітального повітря 30 °С (на виході з холодильника III ступеня) й постійному кінцевому тиску 15 МПа	см ³ /с (к. с.)	30 (1,8)
8	Споживана потужність при частоті обертання 1000 об/хв та кінцевому тиску 15 МПа	кВт	7,3
9	Система охолодження	–	Водяна
10	Витрата води на охолодження	см ³ /с (л/хв)	7,3 (10)
11	Витрата масла на компресор	мг/с (г/год)	15 (50)

Для зберігання стиснутого повітря використовуються балони середнього об'єму (40 л) з робочим тиском 15 МПа, виготовлені з безшовних

труб та призначені для зберігання й транспортування стиснутих газів при температурі від -50 до $+60$ °C (рис. 3.14).



Рисунок 3.14 – Балони для зберігання стиснутого повітря

Балони пройшли випробування відповідно до правил будови та безпечної експлуатації судів, які працюють під тиском, й отримали відповідні сертифікати.

3.3. Програма проведення науково-дослідних випробувань дослідного зразка роторно-поршневого двигуна. Оцінка похибки отриманих результатів

Головною метою науково-дослідних випробувань дослідного зразка роторно-поршневого двигуна нової конструкції є глибоке дослідження процесу енергоперетворення та зміни параметрів робочого циклу, вивчення роботи двигуна при різних умовах експлуатації, визначення впливу різних видів навантаження на деталі механізму руху й основні вузли, а також встановлення складових енергетичного балансу. У зв'язку з особливістю конструкції роторно-поршневого двигуна доцільним та правильним є проведення дослідження повноцінного двигуна, а не блочної секції.

Випробування роторно-поршневого двигуна повинно відбуватися за спеціально розробленою програмою, яка б враховувала всі особливості новоствореного двигуна, та згідно із затвердженими технічними умовами.

Програма випробувань роторно-поршневого двигуна повинна містити:

- мету випробувань;
- умови проведення випробувань (характеристики та опис двигуна, параметри й вимоги щодо пристрою навантаження, вимірювальних приладів і апаратури, точність вимірювань відповідних параметрів);
- докладну методику (послідовність) виконання різних вимірювань параметрів;
- приблизний діапазон зміни параметрів роботи на різних режимах випробувань двигуна;
- необхідні кількість і тривалість випробувань;
- досліджувані режими роботи двигуна й тривалість роботи на ньому;
- докладні пояснення та вказівки щодо фіксації основних характеристик;
- періодичність, послідовність розбирання роторно-поршневого двигуна для огляду стану деталей двигуна;
- перелік деталей, що підлягають обмірюванню із зазначенням відповідних допусків розмірів, відхилень форми поверхонь і зносів, а також дефектних прикмет;
- протоколи випробувань (фіксуються вимірювальні параметри, відхилення, дефекти, відмови й ін.) та звітну документацію.

При використанні як навантажувального пристрою генератора електричного струму додатково визначаються струм та напруга. Підбір приладів вимірювання здійснюється таким чином, щоб значення параметрів, які фіксуються, знаходилися на ділянці шкали прибору, що відповідає максимальній точності межі вимірювання.

Підготовка та послідовність проведення експериментальних досліджень роторно-поршневого двигуна

1. Провести зовнішній огляд роторно-поршневого двигуна та експериментального стенда в цілому, впевнитися у відсутності поломок, надійності кріплень і з'єднань.

2. Прокрутити ротор двигун уручну в різні напрямки, щоб упевнитися у тому, що він не заклинений.

3. Перевірити й впевнитися, що навантаження на генератор знято.

4. Відкрити витратні балони зі стиснутим повітрям.

5. Установити на повітряному редукторі мінімально необхідне значення тиску робочого тіла для запуску двигуна і дати йому попрацювати на мінімальних обертах декілька хвилин без навантаження.

6. Установити необхідний режим роботи. Для цього за допомогою повітряного редуктора встановлюється необхідне значення частоти обертання ротора та подається напруга збудження обмотки генератора електричного струму. У разі необхідності провести регулювання частоти обертання й вихідної потужності двигуна (напруги та сили струму електричного генератора).

7. Дати пропрацювати до встановлення постійних значень обертів, температури і тиску робочого тіла на вході й виході з двигуна. Режим роботи вважається встановленим, якщо ці параметри не змінюються не менше 2 хв або мають незначні коливання у різні боки не більше 2 %. За необхідності виконується регулювання за допомогою зміни ступеня наповнення (поворот регулюючого кулачкового вала).

8. Після встановлення режиму записуються всі показники роботи в протокол випробувань.

9. Залежно від характеристики роботи роторно-поршневого двигуна (навантажувальна, швидкісна) за допомогою повітряного редуктора встановлюється наступний режим роботи.

10. Після завершення вимірювань виконується зупинка двигуна. Для цього плавно знижується збудження обмоток електричного генератора (зменшується навантаження на двигун) та значення тиску на редукторі.

При роботі роторно-поршневого двигуна потрібно слідкувати за показаннями приладів та не допускати перевантаження двигуна. Заміри режимів роботи слід проводити спочатку з мінімальної потужності, досягаючи номінальної, а потім у зворотному напрямку, дублюючи режими. Дублювання режимів дозволить запобігти випадковим помилкам та підвищить точність результатів випробувань. На номінальному режимі роботи кількість замірів кожного параметра повинно складати не менше трьох разів.

Визначення похибки при вимірюванні тиску у витратних балонах

Максимальний вимірюваний тиск $P_{\text{бал}}^{\text{max}} = 15$ МПа, а мінімальний $P_{\text{бал}}^{\text{min}} = 4$ МПа. Максимальний тиск зразкового манометра типу МО складає $P = 16$ МПа, а клас точності $\delta_{\text{пр}} = 0,25$. Відносна похибка визначення тиску повітря у балонах

$$\delta_{\text{бал}}^{\text{max}} = \left(\frac{P}{P_{\text{бал}}^{\text{max}}} \right) \delta_{\text{пр}} = \left(\frac{16}{15} \right) \cdot 0,25 = 0,26\% ;$$

$$\delta_{\text{бал}}^{\text{min}} = \left(\frac{P}{P_{\text{бал}}^{\text{min}}} \right) \delta_{\text{пр}} = \left(\frac{16}{4} \right) \cdot 0,25 = 1\% .$$

Визначення похибки при вимірюванні тиску у впускному ресивері

Максимальний вимірюваний тиск $P_s^{\text{max}} = 1$ МПа, а мінімальний $P_s^{\text{min}} = 0,4$ МПа. Максимальний тиск зразкового манометра типу МО складає $P = 6$ МПа, а клас точності $\delta_{\text{пр}} = 0,25$. Відносна похибка визначення тиску повітря у впускному ресивері пневмодвигуна

$$\delta_s^{\text{max}} = \left(\frac{P}{P_s^{\text{max}}} \right) \delta_{\text{пр}} = \left(\frac{6}{1} \right) \cdot 0,25 = 1,5\% ;$$

$$\delta_s^{\text{min}} = \left(\frac{P}{P_s^{\text{min}}} \right) \delta_{\text{пр}} = \left(\frac{6}{0,4} \right) \cdot 0,25 = 3,75\% .$$

Визначення похибки при вимірюванні тиску у впускному колекторі

Максимальний вимірюваний тиск $P_{\text{out}}^{\text{max}} = 0,08$ МПа, а мінімальний $P_{\text{out}}^{\text{min}} = 0,02$ МПа. Максимальний тиск зразкового манометра типу МО складає $P = 0,6$ МПа, а клас точності $\delta_{\text{пр}} = 0,15$. Відносна похибка визначення тиску повітря у впускному ресивері пневмодвигуна

$$\delta_{out}^{max} = \left(\frac{P}{P_{out}^{max}} \right) \delta_{np} = \left(\frac{0,6}{0,08} \right) \cdot 0,15 = 1,125\% ;$$

$$\delta_{out}^{min} = \left(\frac{P}{P_{out}^{min}} \right) \delta_{np} = \left(\frac{0,6}{0,02} \right) \cdot 0,15 = 4,5\% .$$

Оцінка похибки при вимірюванні температури

Температури вимірювалися за допомогою цифрового приладу ОВЕН УКТ38-Щ4.ТП, використовуючи хромель-копелеві L (ТХК) та мідь-константанові T (ТМК) термопари за ГОСТ Р 8.585–2001. Клас точності приладу ОВЕН УКТ38-Щ4.ТП – 0,25. Для того щоб забезпечити сумарну відносну похибку вимірювання температури у межах 1 %, у діапазоні – 30...+ 40 °С, було проведене індивідуальне тарування термопар.

Визначення похибки при вимірюванні потужності

Під час випробувань значення параметрів крутного моменту та потужності роторно-поршневого двигуна визначалися з досить високою точністю завдяки встановленню генератора електричного струму за схемою «мотор–ваги» (генератор встановлено на опори, які дозволяють йому вільно обертатися навколо своєї осі, при цьому обертання навколо осі обмежується упорним важелем, який, у свою чергу, передає зусилля на ваги). Відповідно до цього ефективна потужність роторно-поршневого двигуна визначається як

$$N_e = \frac{M_k n}{9550} = \frac{(p_{ваг} - p_{ст}) \cdot L \cdot n}{974,4} ,$$

де M_k – крутний момент, Н·м; n – частота обертання центрального ротора, об/хв; L – довжина важеля мотора–ваг, м; $p_{ваг}$ – зусилля, що виникає на вагах при роботі двигуна, кг; $p_{ст}$ – зусилля, яке виникає на вагах при вимкненому двигуні, кг.

Похибка визначення потужності

$$\delta_N = \sqrt{\delta_{(p_{ваг}-p_{ст})}^2 + \delta_l^2 + \delta_n^2} ;$$

$$\delta_{(p_{ваг}-p_{ст})} = \frac{\Delta p_{ваг} + \Delta p_{ст}}{p_{ваг} - p_{ст}} 100\% .$$

Для лабораторних ваг $\Delta p_{\text{ваг}} + \Delta p_{\text{ст}}$ беремо таким, що дорівнює двом значенням одного ділення шкали вимірювання ваг, тобто 10 г. Максимальне отримане значення $p_{\text{ваг}} = 10$ кг, мінімальне отримане в умовах експерименту $p_{\text{ваг}} = 1,5$ кг а $p_{\text{ст}} = 0,6$ кг, тоді

$$\delta_{(p_{\text{ваг}}^{\text{min}} - p_{\text{ст}})}^{\text{min}} = \frac{0,01}{1,5 - 0,6} 100\% = 1,11\% ;$$

$$\delta_{(p_{\text{ваг}}^{\text{max}} - p_{\text{ст}})}^{\text{max}} = \frac{0,01}{10 - 0,6} 100\% = 0,11\% .$$

Похибка визначення довжини важеля визначається відповідно до ціни ділення лінійки:

$$\delta_l = \frac{0,001}{0,5} 100\% = 0,2\% .$$

Кількість обертів двигуна контролювалася за допомогою цифрового тахометра GM 8905-EN-00, похибка якого складає 0,1 %. Крім того, частота обертання ротора двигуна контролювалася за допомогою цифрового частотоміра Ч4-34А.

Похибка визначення потужності складає

$$\delta_N^{\text{max}} = \sqrt{0,11^2 + 0,2^2 + 0,1^2} = 0,25\%$$

$$\delta_N^{\text{min}} = \sqrt{1,11^2 + 0,2^2 + 0,1^2} = 1,13\% .$$

Також ефективна потужність роторно-поршневого двигуна контролювалася за допомогою вимірювання параметрів електричного генератора постійного струму:

$$Ne = \frac{IU}{10^3 \eta_r} ,$$

де I – сила струму, А; U – напруга на клеммах генератора, В; η_r – ККД генератора, який відповідає даній частоті обертання та вимірювальній потужності.

Напруга, яка виробляється генератором, та сила струму в ланцюзі контролювалися за допомогою цифрового вольтметра В7-50 класу точності

0,5. Подвійне визначення ефективної потужності роторно-поршневого двигуна дозволяє уникнути похибок та підтвердити отримані результати.

Визначення похибки визначення витрати повітря

Визначення витрати повітря здійснювалося за рахунок застосування рівняння стану. Відлік часу для визначення витрати повітря з балонів відомого об'єму здійснювався за допомогою таймера комп'ютера з точністю 0,01 с. З урахуванням мінімального часу проведення режиму випробування (не менше 10...15 хв) відносна похибка вимірювання часу складає 0,002 %. Відносна похибка визначення об'єму балона 1,0 %. Похибка визначення маси повітря у балоні

$$\delta_G = \sqrt{\delta_{\text{бал}}^2 + \delta_{V_{\text{бал}}}^2 + \delta_{T_{\text{бал}}}^2} .$$

Похибка визначення витрати стиснутого повітря для двох крайніх положень тиску в балоні при проведенні експерименту складає:

– при заповненому балоні $\delta_G^{\text{max}} = \sqrt{0,26^2 + 1^2 + 1^2} = 1,44\%$;

– при розрядженому балоні $\delta_G^{\text{min}} = \sqrt{1^2 + 1^2 + 1^2} = 1,73\%$.

Загальна максимальна відносна похибка визначення витрати повітря

$$\delta_{G_{\text{air}}} = \sqrt{\delta_G^{\text{max}^2} + \delta_G^{\text{min}^2} + \delta_{\tau}^2} = \sqrt{1,44^2 + 1,73^2 + 0,002^2} = 2,25\% .$$

Напруга, яке виробляється генератором, та сила струму в ланцюзі контролювалися за допомогою цифрового вольтметра В7-50 класу точності 0,5. При проведенні експериментальних досліджень атмосферний тиск визначався за допомогою барометра-анероїда БАММ-1. Межі вимірювання барометра-анероїда БАММ-1 складають 80...105 кПа, а відносна похибка $\pm 0,5\%$. Відносна вологість повітря в приміщенні встановлення експериментального стенда визначалася за допомогою психрометра ПБО-1. Межі вимірювання психрометра складають 40...80 %, а відносна похибка $\pm 5,0\%$.

Основні параметри, що вимірюються при дослідженні роторно-поршневого двигуна, розмірність та похибка вимірювання наведені у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Параметри, що визначаються при випробуванні роторно-поршневого двигуна

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Максимально допустима похибка вимірювання
1	Атмосферний тиск	кПа	± 0,5 %
2	Температура навколишнього середовища	К (°С)	± 1 %
3	Відносна вологість навколишнього повітря	–	± 5,0 %
4	Час роботи на режимі	с	± 0,002%
5	Крутний момент роторно-поршневого двигуна на валу відбору потужності	Н·м (кг·м)	± 0,23 %
6	Частота обертання ротора	с ⁻¹ (об/хв)	± 0,1 %
7	Тиск робочого тіла у витратних балонах	кПа	± 1,0 %
8	Температура робочого тіла у витратних балонах	К (°С)	± 1 %
9	Тиск робочого тіла у впускному ресивері двигуна (після редуктора)	кПа	± 3,75 %
10	Температура робочого тіла у впускному ресивері двигуна (після редуктора)	К (°С)	± 1 %
11	Тиск робочого тіла у випускному колекторі двигуна	кПа	± 4,5 %
12	Температура робочого тіла у випускному колекторі двигуна	К (°С)	± 1 %
13	Витрата робочого тіла	кг/с	± 2,25 %
14	Ефективна потужність	кВт	± 1,13 %

3.4. Результати експериментальних досліджень робочого процесу роторно-поршневого двигуна без регулювання ступеня наповнення робочого циліндра

Дослідний зразок роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 має можливість регулювання режиму роботи за рахунок зміни ступеня наповнення робочого циліндра (шляхом повороту регулюючого кулачка). На початковому етапі експериментальні дослідження проводилися без регулювання ступеня наповнення циліндра, тобто регулюючий кулачок знаходився у середньому (нейтральному) положенні. Значення тиску повітря у ресивері двигуна залежно від установленого режиму випробування змінювалися в діапазоні 0,4...0,8 МПа. Початковий тиск повітря у витратних балонах об'ємом 40 л складав 15 МПа.

На зміну ефективних показників роторно-поршневого двигуна при роботі за швидкісною характеристикою значний вплив мають такі параметри, як тиск повітря у впускному ресивері P_s , а також оберти двигуна n . Визначення оптимального співвідношення цих параметрів для кожного режиму експлуатації дозволить отримати мінімальні значення витрати робочого тіла, тобто отримати максимальний ККД енергоперетворення. На рис. 3.15–3.19 подано експериментальні залежності зміни крутного моменту M_k , циклової ефективної роботи L_e , питомої ефективної роботи l_e , ефективної потужності N_e , середнього ефективного тиску P_e у робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 за швидкісними характеристиками [202, 203].

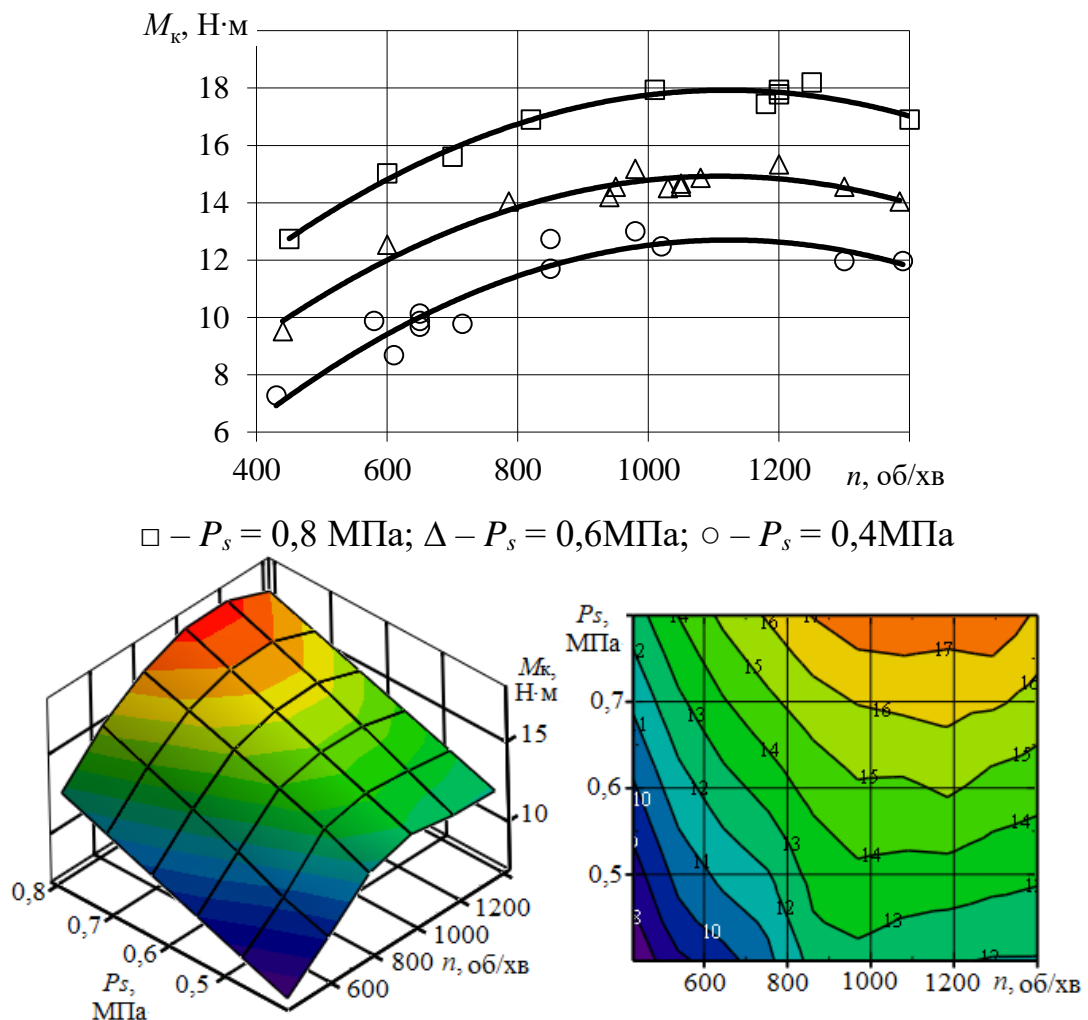


Рисунок 3.15 – Зміна крутного моменту роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від обертів

Випробування проводилися для трьох значень тиску 0,4, 0,6, та 0,8 МПа, при цьому частота обертання центрального ротора двигуна змінювалася у межах 400...1400 об/хв. Експериментальні залежності зміни цих параметрів від P_s і n дають можливість оцінити енергетичний потенціал роторно-поршневого двигуна нової конструкції, а також перспективи його використання у складі енергетичних установок.

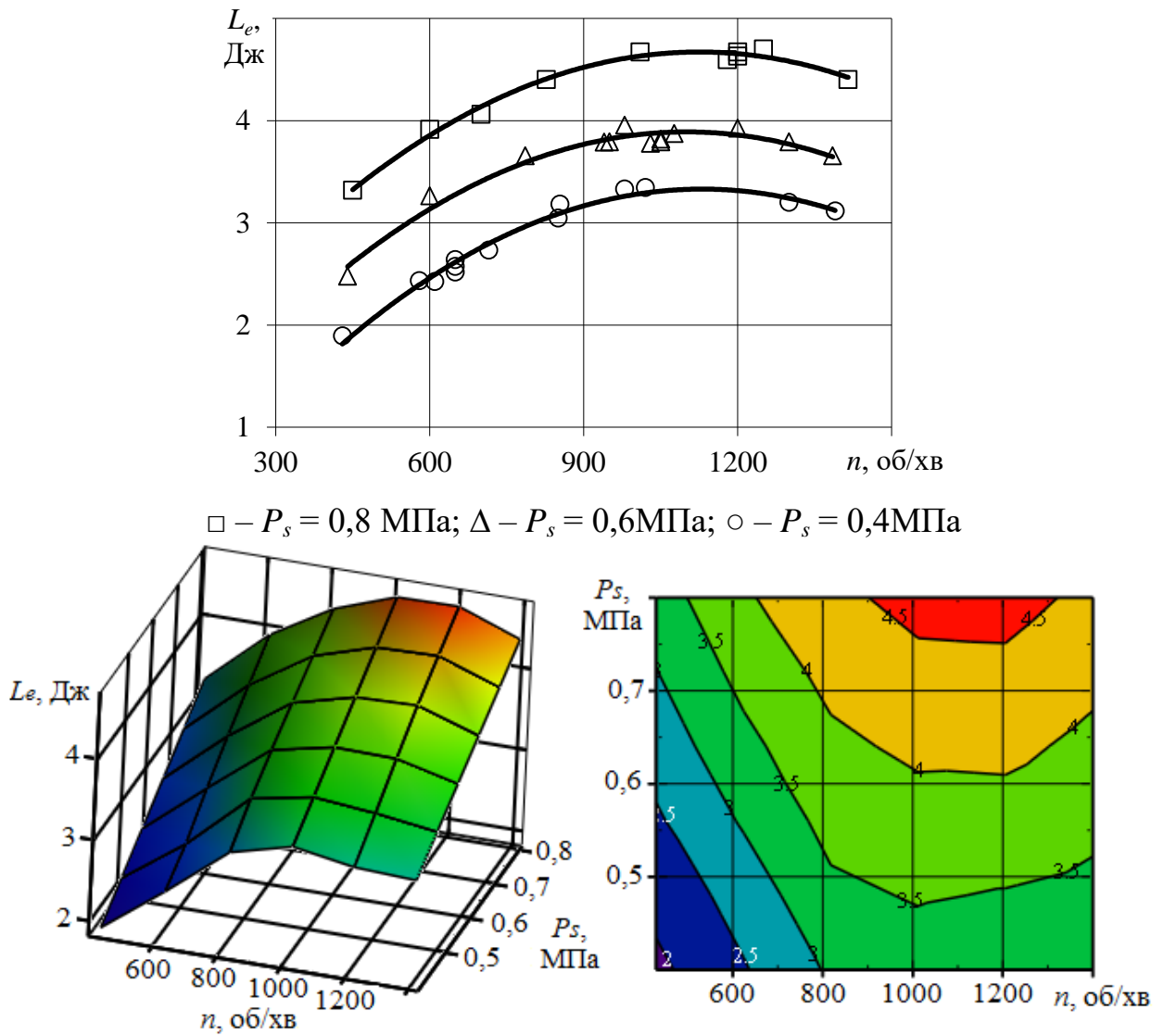


Рисунок 3.16 – Зміна циклової ефективної роботи роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від обертів

Питома ефективна робота характеризує кількість корисної ефективної роботи, отриманої у двигуні, на один кг підведеного повітря. Так, максимальні значення l_e на всьому діапазоні зміни тиску у впускному ресивері

пневмодвигуна знаходяться у межах 800...1000 об/хв та складають 57...72 кДж/кг. Мінімуми $l_e = f(P_s, n)$ знаходяться при максимальних та мінімальних значеннях.

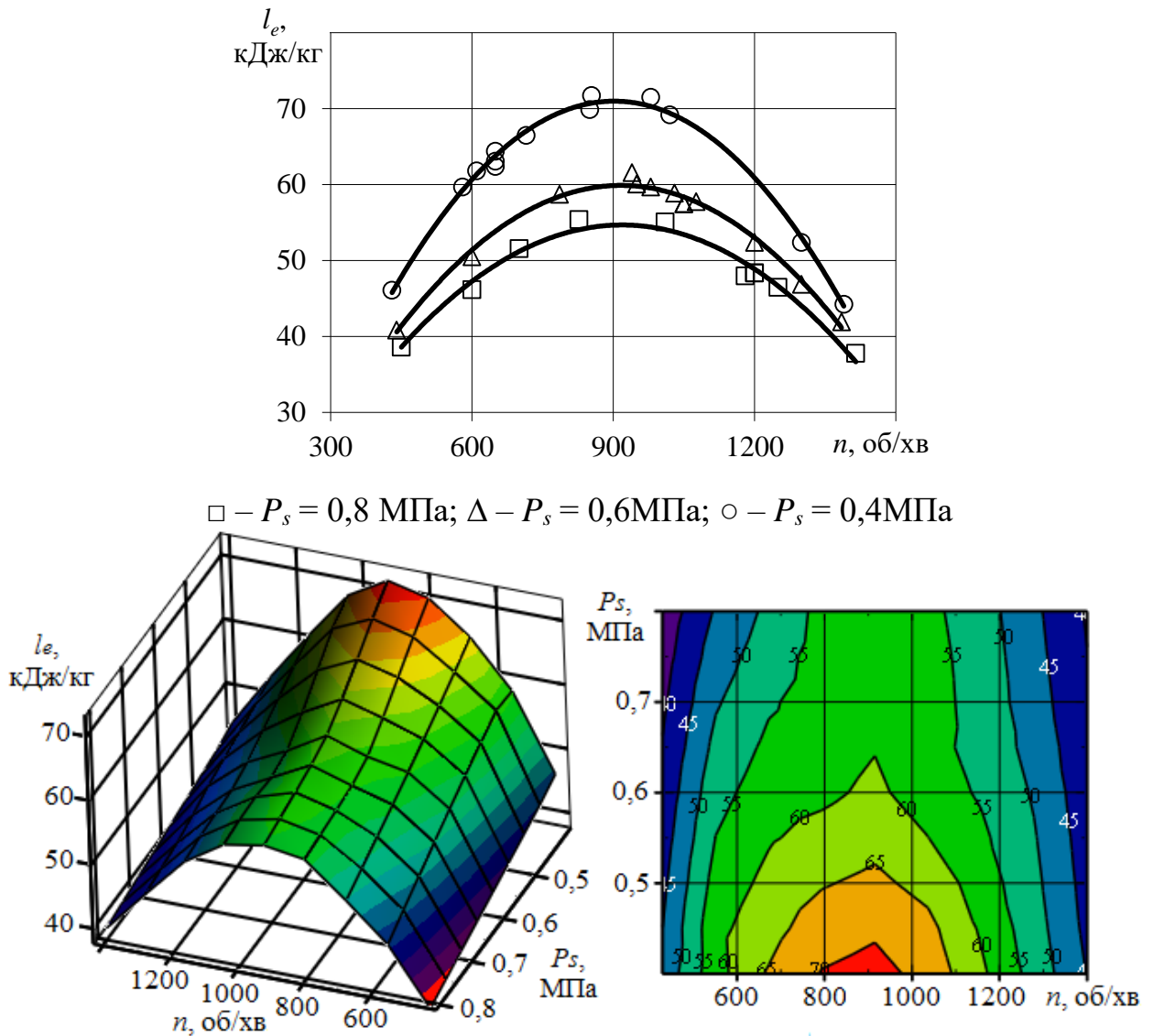


Рисунок 3.17 – Зміна питомої ефективної роботи роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від обертів

Це можна пояснити тим, що при мінімальних обертах двигуна значний вплив на ефективність енергоперетворення мають витоки стиснутого повітря, а при максимальних – зростають газодинамічні та механічні втрати (хоча витоки зменшуються). Відповідно зазначений діапазон обертів пневмодвигуна є найбільш оптимальним з точки зору питомої ефективної роботи.

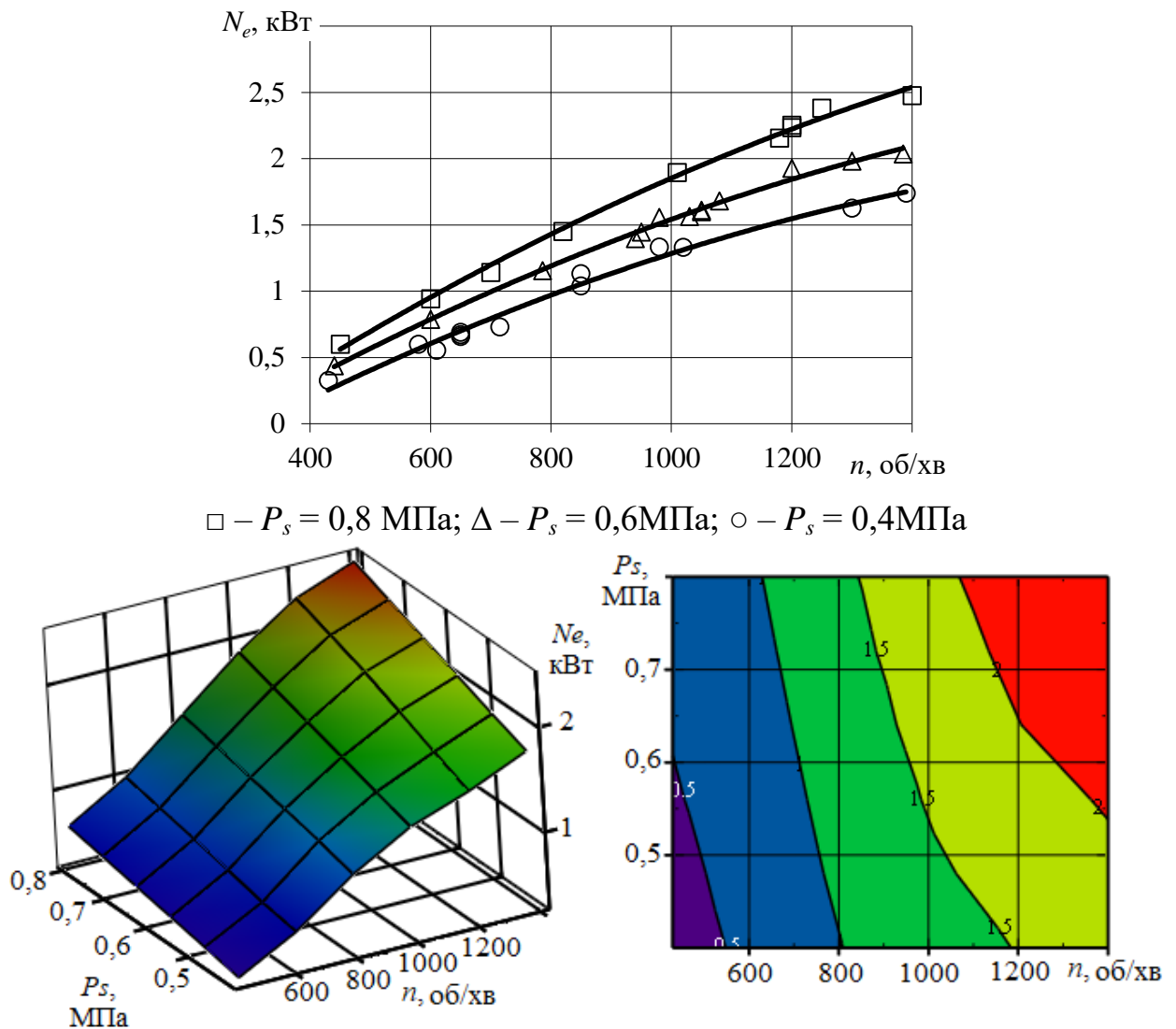


Рисунок 3.18 – Зміна ефективної потужності роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від обертів

Для діапазону зміни тиску повітря у впускному ресивері пневмодвигуна $P_s = 0,4 \dots 0,8$ МПа максимальне значення досягнутої потужності складає $N_e = 1,7 \dots 2,5$ кВт, крутного моменту $M_k = 13,0 \dots 18,2$ Н·м, а середній ефективний тиск $p_e = 0,13 \dots 0,18$ МПа. Максимальні значення M_k та N_e відповідають різним значенням обертів двигуна. Так, найбільші значення потужності двигуна досягаються при максимальних обертах, які в умовах експерименту складають 1200...1400 об/хв, тоді як максимальні значення крутного моменту та середнього ефективного тиску знаходяться у межах обертів 1000...1200 об/хв.

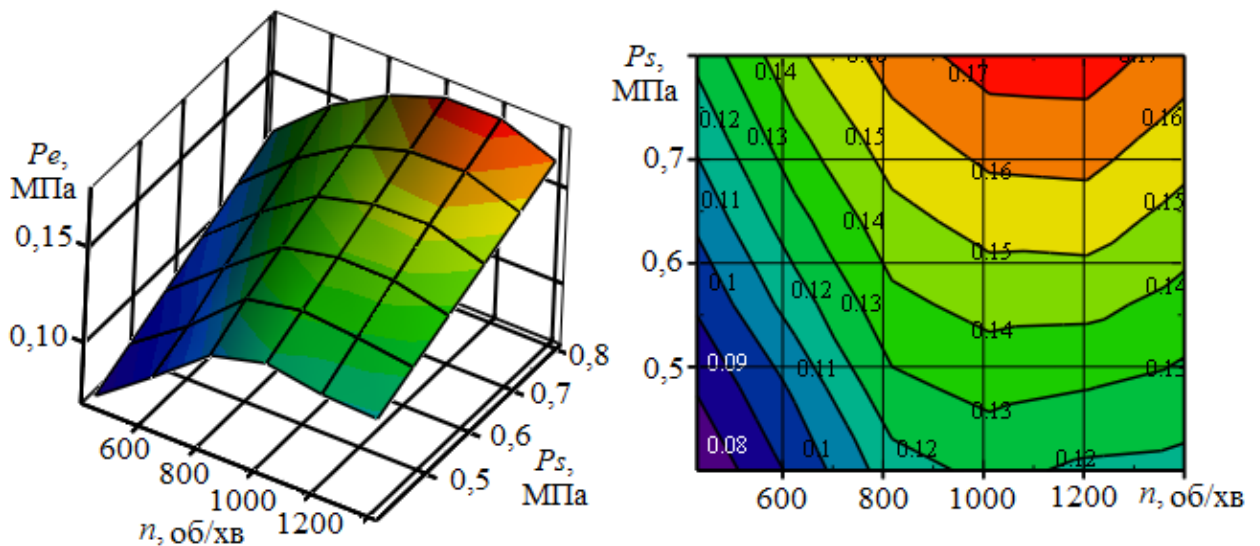
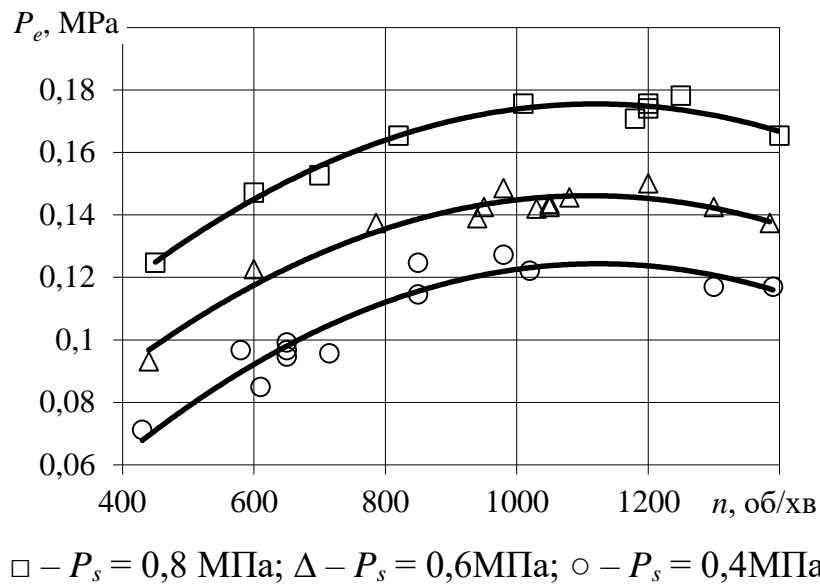
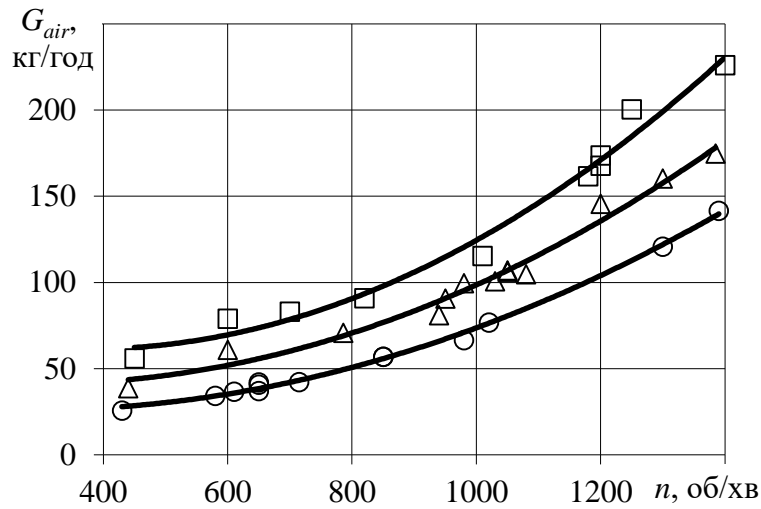


Рисунок 3.19 – Зміна середнього ефективного тиску в робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від обертів

Економічними показниками, які характеризують досконалість організації робочого процесу двигуна, є питома ефективна витрата стиснутого повітря g_e , кг/кВт·год, ефективний адіабатичний ККД η_e^{ad} та ексергетичний ККД η_e^{ex} . Економічні показники напряму залежать від часової витрати стиснутого повітря G_{air} , кг/год (рис. 3.20) [203].

Часову витрату стиснутого повітря можна розділити на дві складові: частину повітря, яка використовується на здійснення робочого циклу, та

частину, що втрачається на витіки через зазори між деталями двигуна й ущільненнями.



□ – $P_s = 0,8$ МПа; Δ – $P_s = 0,6$ МПа; ○ – $P_s = 0,4$ МПа

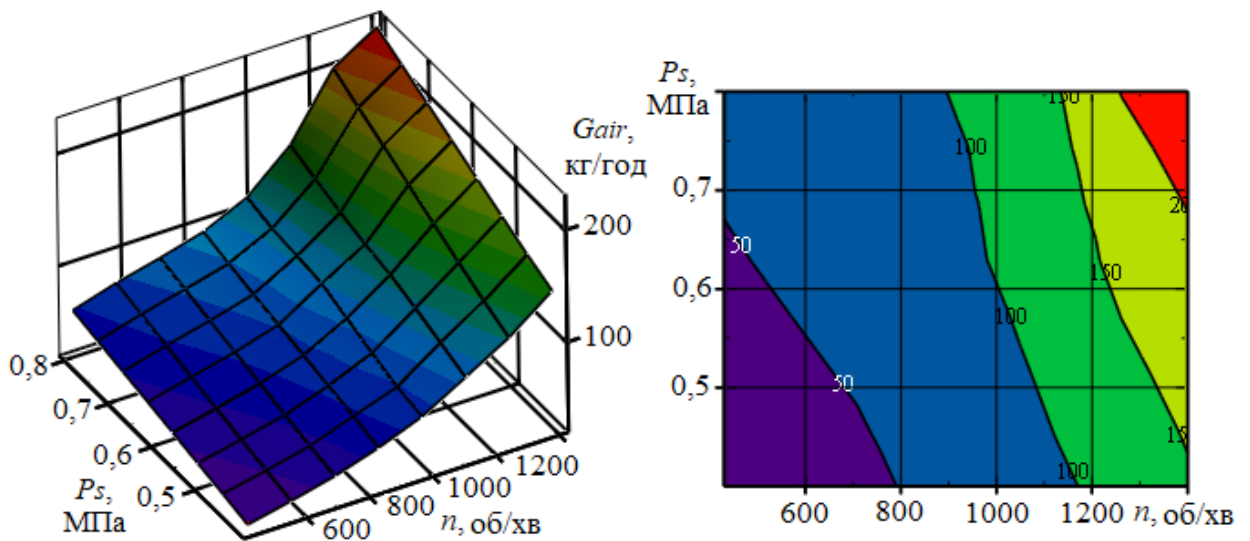
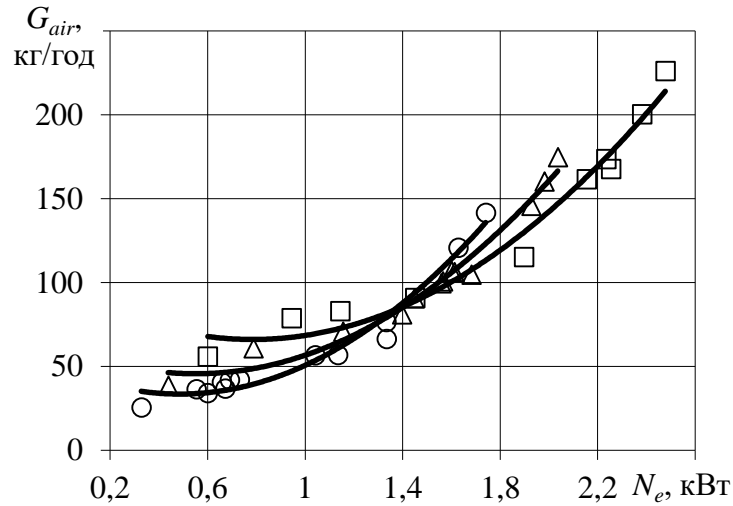


Рисунок 3.20 – Часова витрата робочого тіла роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від обертів

На величину першої складової значний вплив мають досконалість організації робочого процесу, а також конструктивні особливості двигуна для забезпечення цього (наприклад, можливість регулювання фаз газообміну, величина мертвого об'єму тощо). Величина другої складової залежить від точності та якості виготовлення деталей двигуна, способів ущільнення. Відповідно до рис. 3.18 дійсна часова витрата стиснутого повітря змінювалася

у діапазоні 25...141 кг/год для $P_s = 0,4$ МПа та 55...226 кг/год для $P_s = 0,8$ МПа. Відповідно до рис. 3.21 регулювання тиску P_s залежно від навантаження роторно-поршневого двигуна також дозволяє дещо знизити часову витрату стиснутого повітря [203].

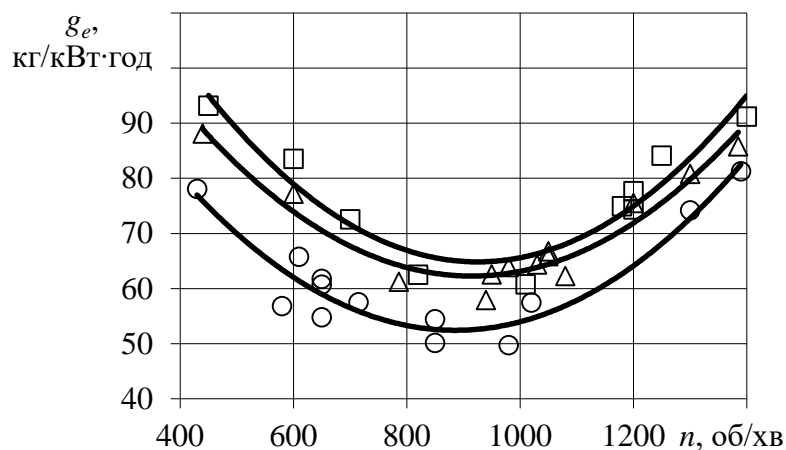


□ – $P_s = 0,8$ МПа; Δ – $P_s = 0,6$ МПа; ○ – $P_s = 0,4$ МПа

Рисунок 3.21 – Залежність часової витрати робочого тіла від ефективної потужності роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75

Питома ефективна витрата стиснутого повітря роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 визначається з урахуванням обох складових годинної витрати стиснутого повітря.

На рис. 3.22 наведено зміна g_e залежно від обертів пневмодвигуна й тиску повітря у впускному ресивері. Подані експериментальні дані отримано без попереднього підігріву стиснутого повітря на впуску в двигун, а також без регулювання ступеня наповнення. Відповідно до отриманих результатів мінімальні значення питомої ефективної витрати стиснутого повітря знаходяться у діапазоні обертів двигуна 800...1000 об/хв, що відповідає середній швидкості поршня 0,93...1,17. Для режиму випробувань $P_s = 0,8$ МПа – $g_e = 60,8...93,2$ кг/кВт·год; для $P_s = 0,6$ МПа – $g_e = 57,9...88,1$ кг/кВт·год; $P_s = 0,4$ МПа – $g_e = 49,7...81,3$ кг/кВт·год [202].



□ – $P_s = 0,8$ МПа; Δ – $P_s = 0,6$ МПа; \circ – $P_s = 0,4$ МПа

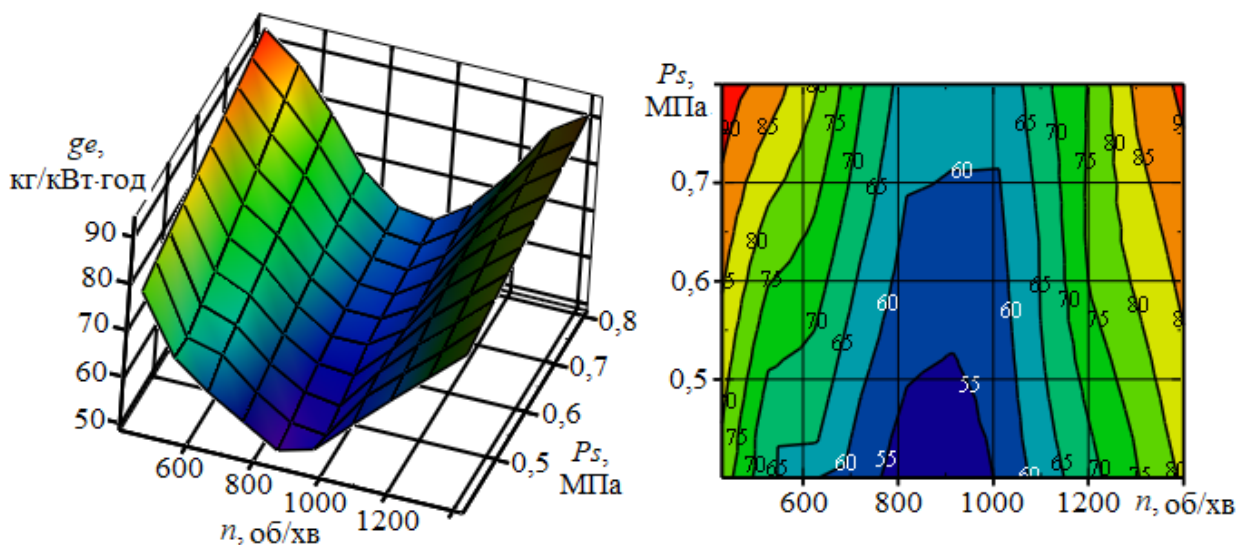
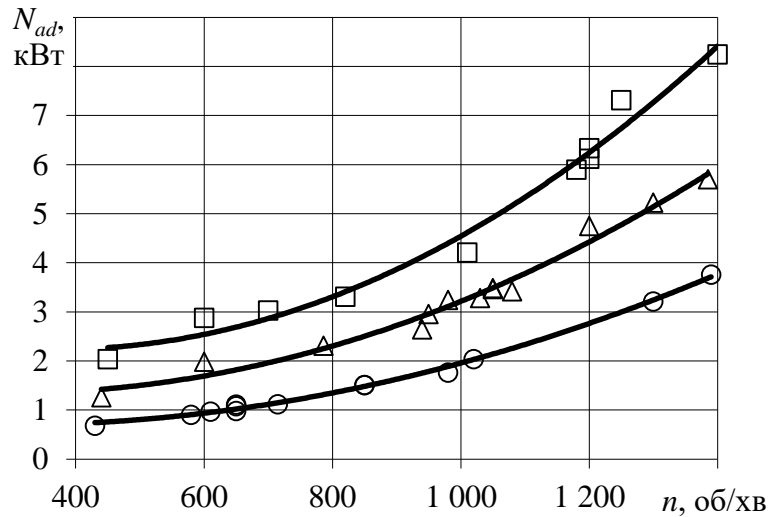


Рисунок 3.22 – Зміна питомої ефективної витрати стиснутого повітря роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 на різних режимах випробувань

Для визначення ефективного адіабатичного ККД необхідно мати дійсну ефективну потужність, що розвиває роторно-поршневий двигун, та потенційно можливу потужність, яку можна отримати внаслідок адіабатного розширення підведеного до двигуна стиснутого повітря. Дійсна ефективна потужність отримана експериментальним шляхом. Для розрахунку потенціалу потужності адіабатного розширення стиснутого повітря N_{ad} , яке надходить до двигуна, використовується дійсна загальна годинна витрата стиснутого повітря G_{air} (див. рис. 3.20), як і при визначенні g_e . Так, на рис. 3.23 наведена зміна величини N_{ad} для різних режимів випробування роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 за швидкісними характеристиками.

Відповідно до отриманих експериментальних даних, поданих на рис. 3.18 та рис. 3.23, було визначено значення ефективного адіабатичного ККД для різних режимів експлуатації роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 (рис. 3.24).



□ – $P_s = 0,8$ МПа; Δ – $P_s = 0,6$ МПа; ○ – $P_s = 0,4$ МПа

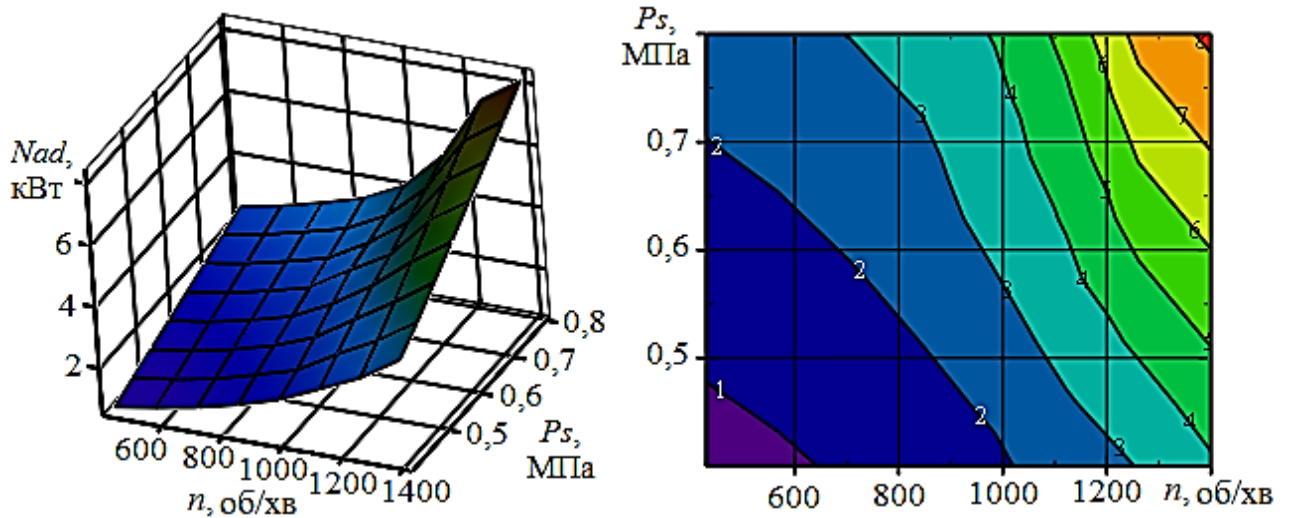


Рисунок 3.23 – Зміна потенціалу потужності адіабатного розширення стиснутого повітря, підведеного до роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75, на різних режимах випробувань

Спад ефективного адіабатичного ККД при збільшенні обертів двигуна обумовлене, насамперед, зростанням газодинамічних втрат.

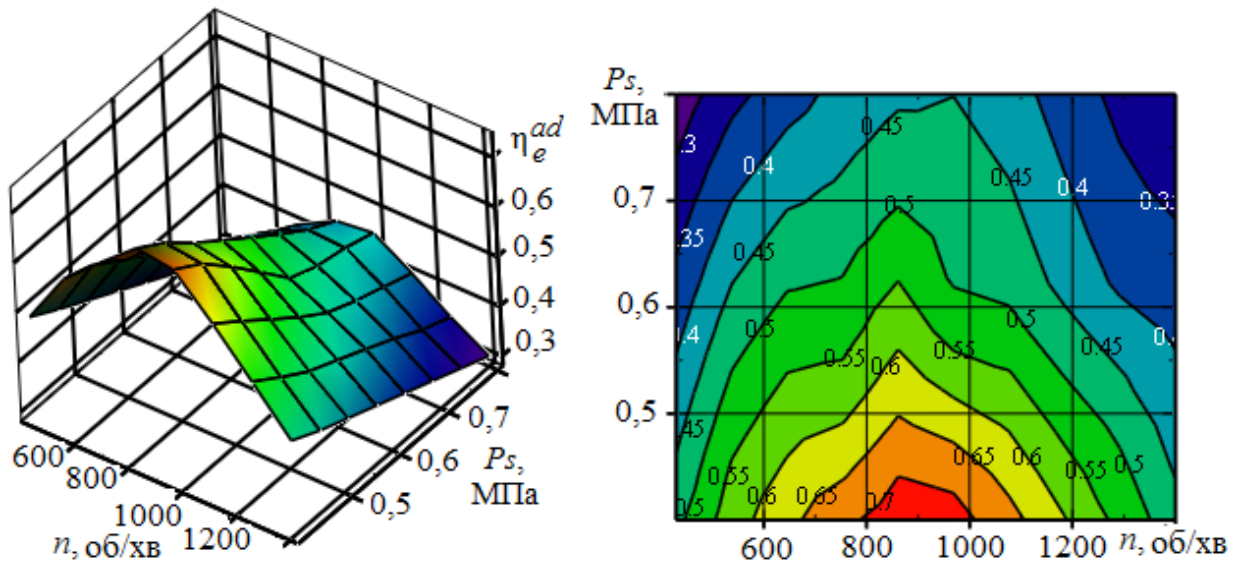
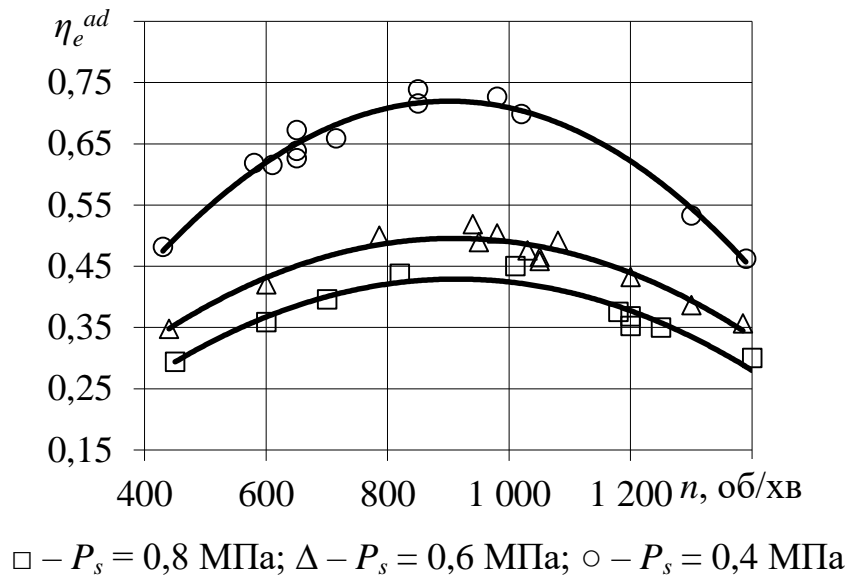


Рисунок 3.24 – Зміна ефективного адіабатичного ККД
 роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75

Максимальні значення ККД для всіх значень тиску стиснутого повітря у впускному ресивері знаходяться у межах обертів двигуна 800... 1000 об/хв, при цьому найбільша ефективність енергоперетворення $\eta_e^{ad} = 0,73$ спостерігається при $P_s = 0,4$ МПа. Збільшення тиску P_s із 0,4 до 0,8 МПа призводить до зниження ККД на 38 %, однак ефективна потужність двигуна зростає на 46 % (із 1,3 до 1,9 кВт).

3.5. Результати експериментальних досліджень впливу ступеня наповнення робочого циліндра на ефективність перетворення енергії в роторно-поршневому двигуні

Роторно-поршневий двигун 12РПД 4,4/1,75 є дослідним зразком, який має ряд конструктивних відмінностей від багатьох відомих двигунів об'ємної дії. Однією з конструктивних відмінностей двигуна є механізм газорозподілу, який є досить простим та одночасно забезпечує можливість регулювання фаз газорозподілу. У двигуні для розподілу повітря використовуються впускні й випускні отвори, відкриття та закриття яких здійснюється ротором. Фактично центральний ротор виконує одночасно функцію золотника та корпусу, в якому рухаються поршні. Завдяки наявності у конструкції роторно-поршневого двигуна регулюючого кулачкового вала є можливість у досить широкому діапазоні змінювати фази газорозподілу та потужність двигуна за рахунок ступеня наповнення циліндра.

Експериментальні дослідження дослідного зразка проводилися без попереднього підігріву повітря перед впускним ресивером, а регулювання здійснювалося за рахунок повороту регулюючого кулачкового вала. Механізм газорозподілу пневмодвигуна дозволяє змінювати тривалість основних процесів робочого циклу роторно-поршневого двигуна (див. рис. 1.40), а саме тривалість процесу наповнення робочого циліндра (ділянка 1–2) та зворотного стиснення (ділянка 5–6). Цим процесам робочого циклу відповідають об'єм наповнення V_1 та об'єм зворотного стиснення V_5 , які відображені на теоретичній індикаторній діаграмі рис. 1.40.

На рис. 3.25 подано залежність зміни ступеня наповнення роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 від повороту регулюючого кулачка. На рис. 3.26, 3.27 і 3.28 наведено експериментальні залежності зміни ефективної потужності N_e , середнього ефективного тиску P_e та крутного моменту M_k роторно-поршневого двигуна відповідно до змін ступеня наповнення [204].

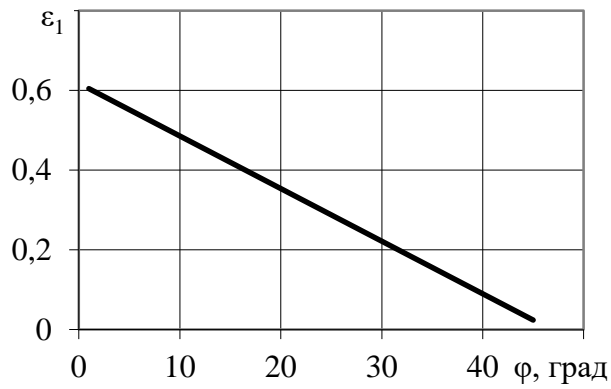
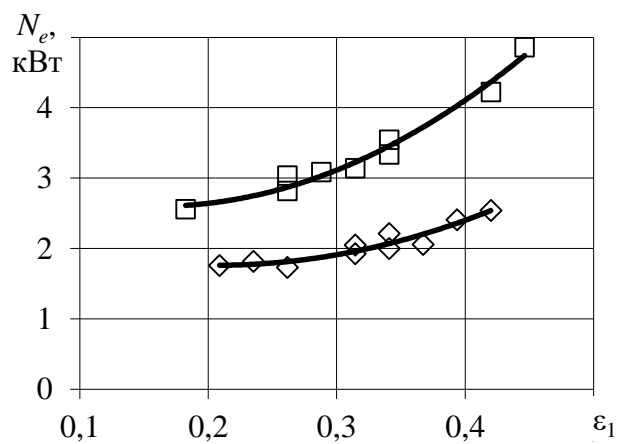


Рисунок 3.25 – Залежність ступеня наповнення від повороту регулюючого кулачка роторно-поршневого двигуна



□ – $P_s = 0,7$ МПа, $n = 1550$ об/хв; ◇ – $P_s = 0,5$ МПа, $n = 1200$ об/хв

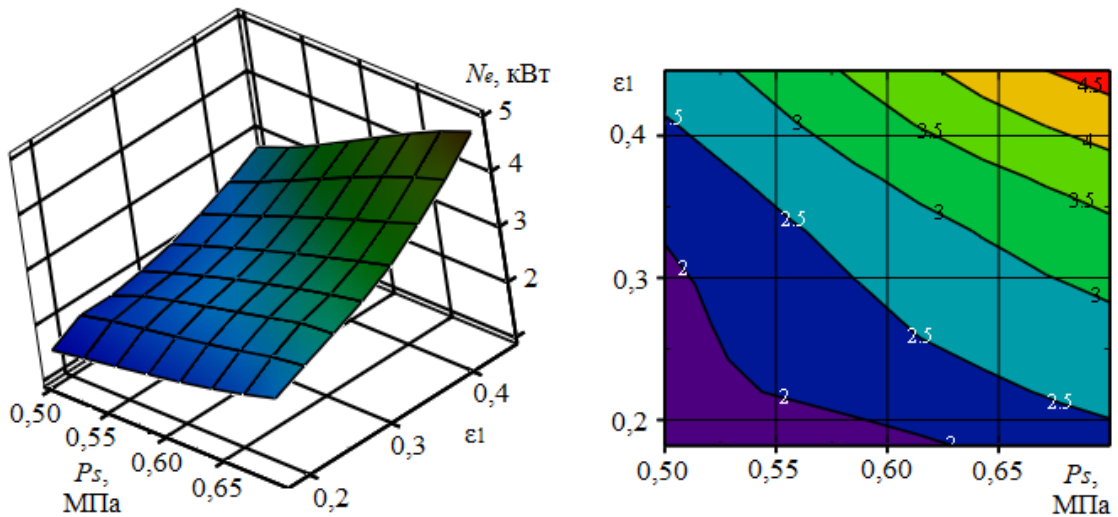
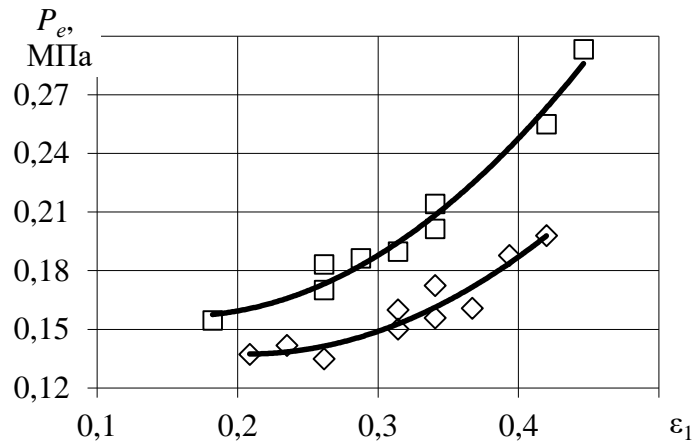


Рисунок 3.26 – Зміна ефективної потужності роторно-поршневого двигуна від ступеня наповнення

Подані залежності відповідають двом експлуатаційним режимам, які відрізняються за тиском у впускному ресивері P_s та обертами двигуна n . У

першому випадку робочий тиск у впускному ресивері двигуна складав 0,7 МПа й оберти складали 1550 об/хв, а в другому випадку – $P_s = 0,5$ МПа та $n = 1200$ об/хв. Відповідно до отриманих результатів на режимі випробувань $P_s = 0,7$ МПа зі зростанням ступеня наповнення у 2,4 рази ефективна потужність роторно-поршневого двигуна збільшується у 1,9 рази, а на режимі $P_s = 0,5$ МПа зі зростанням ε_1 у 2 рази N_e збільшується у 1,5 рази.



□ – $P_s = 0,7$ МПа, $n = 1550$ об/хв; ◇ – $P_s = 0,5$ МПа, $n = 1200$ об/хв

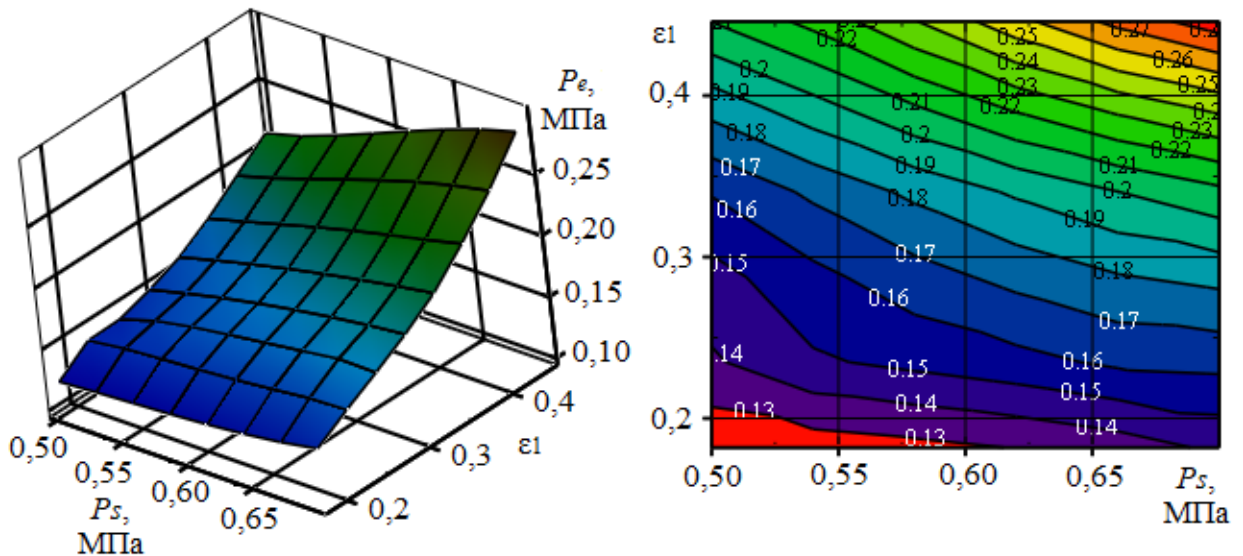
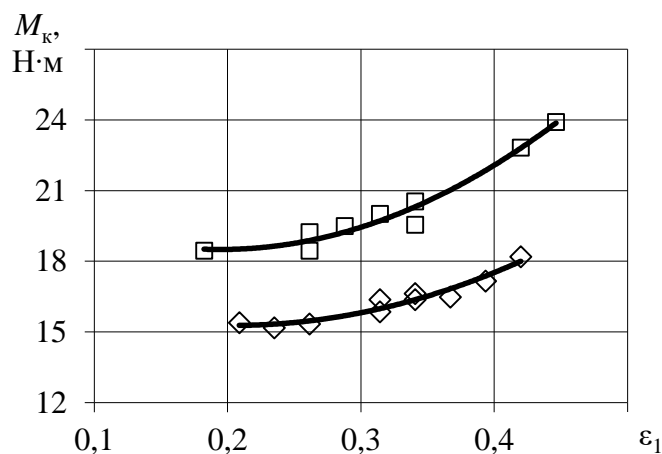


Рисунок 3.27 – Зміна середнього ефективного тиску роторно-поршневого двигуна від ступеня наповнення

Це пояснюється тим, що зі збільшенням ступеня наповнення збільшується площа індикаторної діаграми за рахунок зростання тривалості процесу наповнення (див. ділянку 1–2 на рис. 1.40), а також тим, що процес

розширення (див. ділянку 2–3 на рис. 1.40) відбувається при більших значеннях тиску в робочому циліндрі. Таким чином, при фіксованих значеннях обертів, змінюючи ступінь наповнення, можна забезпечити ефективне регулювання потужності роторно-поршневого двигуна.



□ – $P_s = 0,7$ МПа, $n = 1550$ об/хв; ◇ – $P_s = 0,5$ МПа, $n = 1200$ об/хв

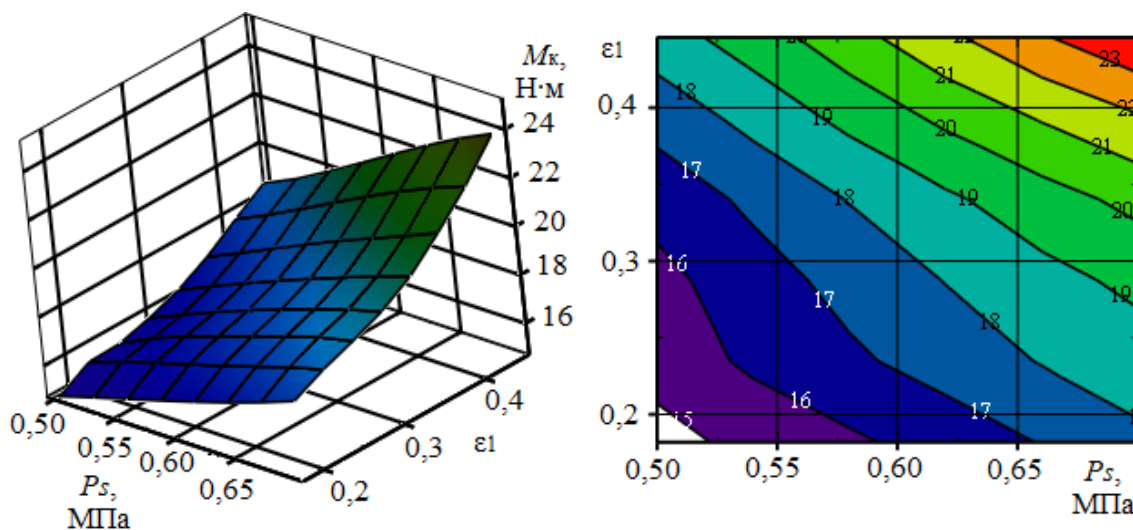
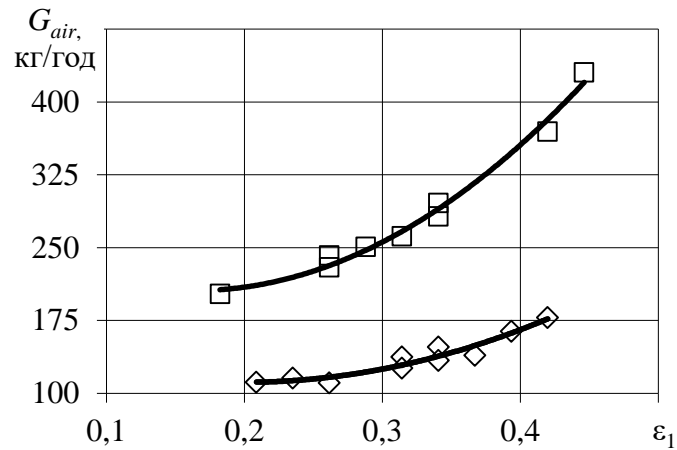


Рисунок 3.28 – Зміна крутного моменту роторно-поршневого двигуна від ступеня наповнення

Окрім енергетичних показників ступінь наповнення має значний вплив і на економічні показники двигуна. Так, на рис. 3.29 наведено експериментальні залежності зміни годинної витрати стиснутого повітря G_{air} , а на рис. 3.30 – питомої ефективної витрати g_e від ступеня наповнення для різних експлуатаційних режимів [204]. Відповідно до результатів експериментальних досліджень зі зниженням значення ступеня наповнення

знижується ефективна витрата стиснутого повітря та підвищується ефективний адіабатичний ККД.



□ – $P_s = 0,7$ МПа, $n = 1550$ об/хв; ◇ – $P_s = 0,5$ МПа, $n = 1200$ об/хв

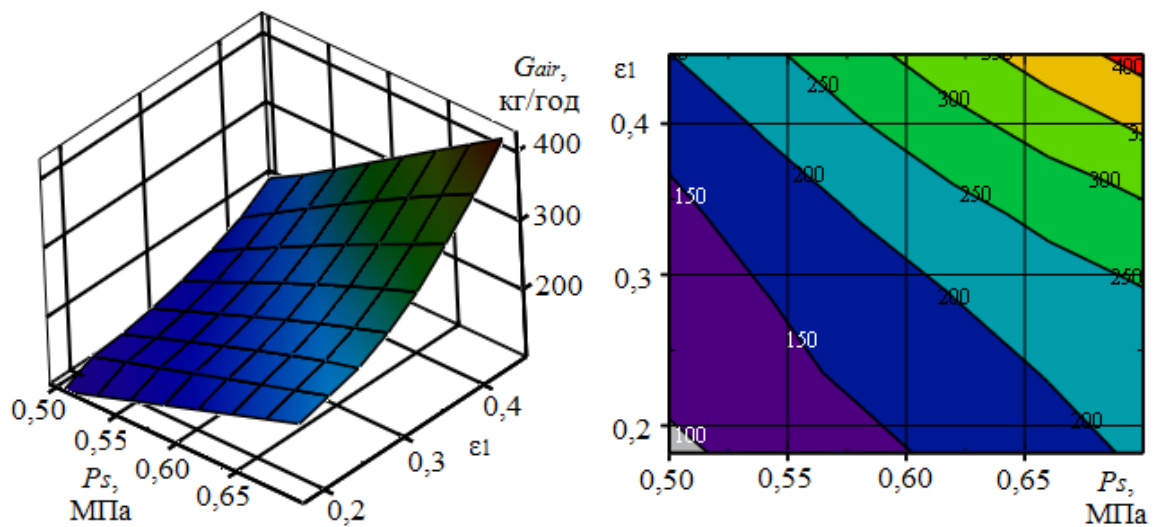


Рисунок 3.29 – Залежності зміни годинної витрати стиснутого повітря за різних значень ступеня наповнення

Для режиму випробувань $P_s = 0,7$ МПа при зменшенні ступеня наповнення на 59 % питома ефективна витрата стиснутого повітря знижується на 11 %, на режимі випробувань $P_s = 0,5$ МПа при зменшенні ϵ_1 на 50 % g_e знижується на 10 %.

На рис. 3.31 подано залежності величини зміни ефективних показників роторно-поршневого двигуна від регулювання ступеня наповнення. Відповідно до отриманих експериментальних даних ефективний адіабатичний

ККД на режимі $P_s = 0,4$ за рахунок регулювання ступеня наповнення збільшується до 0,76 (рис. 3.32).

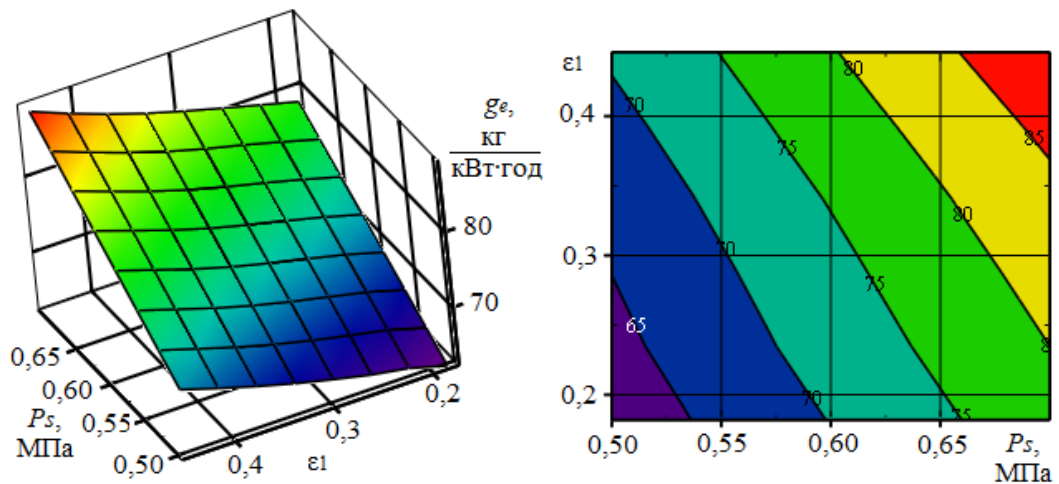
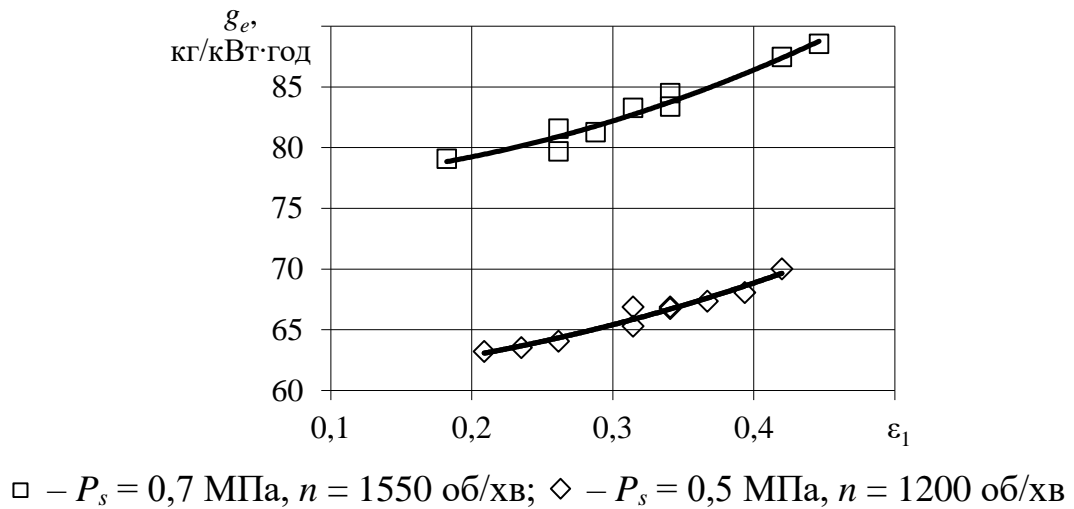


Рисунок 3.30 – Залежності зміни питомої ефективної витрати стиснутого повітря за різних значень ступеня наповнення

Крім того, відповідно до наведених експериментальних даних досить дієвим способом регулювання навантаження роторно-поршневого двигуна є зміна тиску стиснутого повітря у впускному ресивері, що може бути забезпечено шляхом редукування стиснутого повітря за допомогою газового редуктора. Застосування обох методів регулювання одночасно дозволить забезпечити мінімальні значення годинної витрати стиснутого повітря за необхідної потужності на всьому діапазоні зміни навантаження роторно-поршневого двигуна.

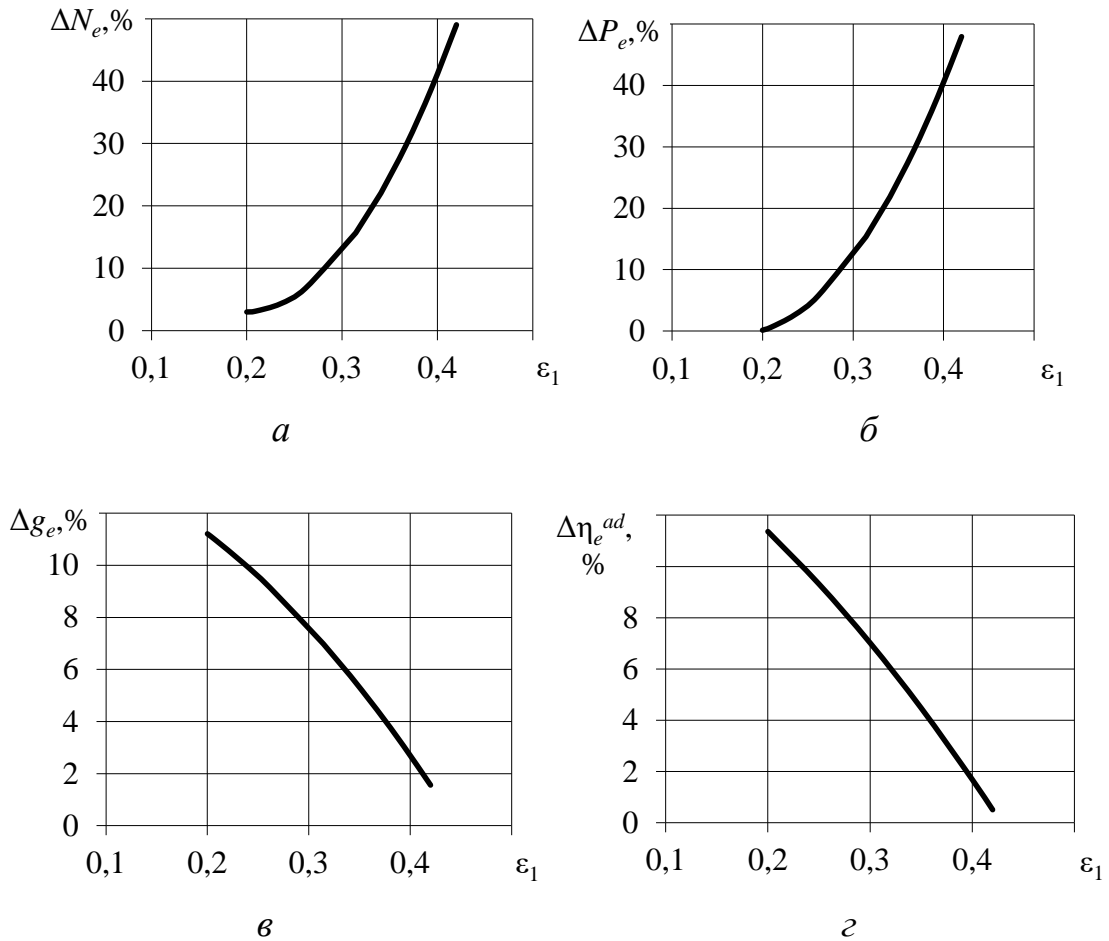


Рисунок 3.31 – Вплив регулювання ступеня наповнення робочого циліндра роторно-поршневого двигуна на величину зміни основних ефективних показників роботи:

a – ефективна потужність; $б$ – середній ефективний тиск; $в$ – питома ефективна витрата стиснутого повітря; $г$ – ефективний адіабатичний ККД

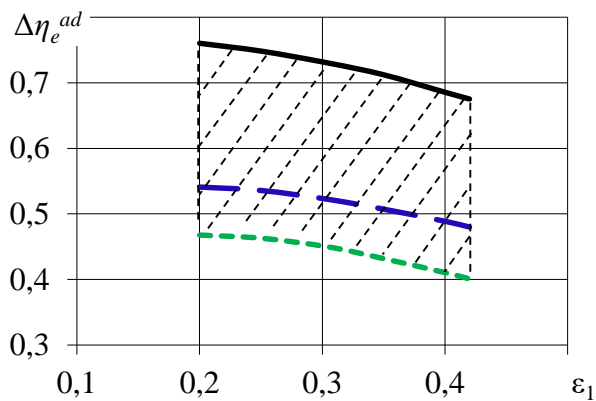


Рисунок 3.32 – Вплив регулювання ступеня наповнення робочого циліндра на величину зміни ефективного адіабатичного ККД:

— — $P_s = 0,4$ МПа; - - - $P_s = 0,6$ МПа; - - - $P_s = 0,8$ МПа

3.6. Аналіз результатів експериментальних досліджень роторно-поршневого двигуна ексергетичним методом оцінки ефективності перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла

Використання ексергетичного методу при термодинамічному аналізі роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху дає змогу оцінити ефективний ексергетичний ККД, а також визначити розподіл втрат енергії з метою їх мінімізації. Так, ексергетичний ККД роторно-поршневого двигуна дозволяє кількісно оцінити скільки за певних заданих умов дає корисної енергії двигун на одиницю витраченої енергії, а також дає можливість порівняти енергоефективність подібних двигунів, що працюють за однакових умов. Ексергетичний підхід в оцінці ефективності роторно-поршневих двигунів дає змогу вирішити наступні практичні задачі:

- перевірка ексергетичного балансу двигуна на відповідність другому закону термодинаміки;
- зіставлення питомих витрат стиснутого робочого тіла та енергії;
- оцінка ефективності двигуна;
- оцінка первинних і вторинних енергетичних ресурсів.

На величину ексергетичного ККД роторно-поршневого двигуна значний вплив мають внутрішні та зовнішні втрати. До внутрішніх втрат пневмодвигуна можна віднести тертя у сполучних елементах двигуна (механічні втрати), газодинамічні втрати (гідравлічний опір трубопроводів, системи випуску відпрацьованого повітря, дроселювання повітря до робочого тиску). До зовнішніх втрат, перш за все, належать витрати стиснутого повітря через ущільнення. Отже, визначення впливу експлуатаційних параметрів пневмодвигуна на зміну величини внутрішніх та зовнішніх втрат є однією з головних задач.

Для визначення ексергетичного ККД роторно-поршневого двигуна необхідно визначити ексергію потоку стиснутого повітря, підведену до двигуна. Маючи експериментально отримані характеристики повітря на вході та виході з пневмодвигуна, годинну витрату повітря для різних режимів

роботи, було розраховано зміну ексергії потоку стиснутого повітря E_x залежно від обертів і тиску у впускному ресивері (рис. 3.33) [205].

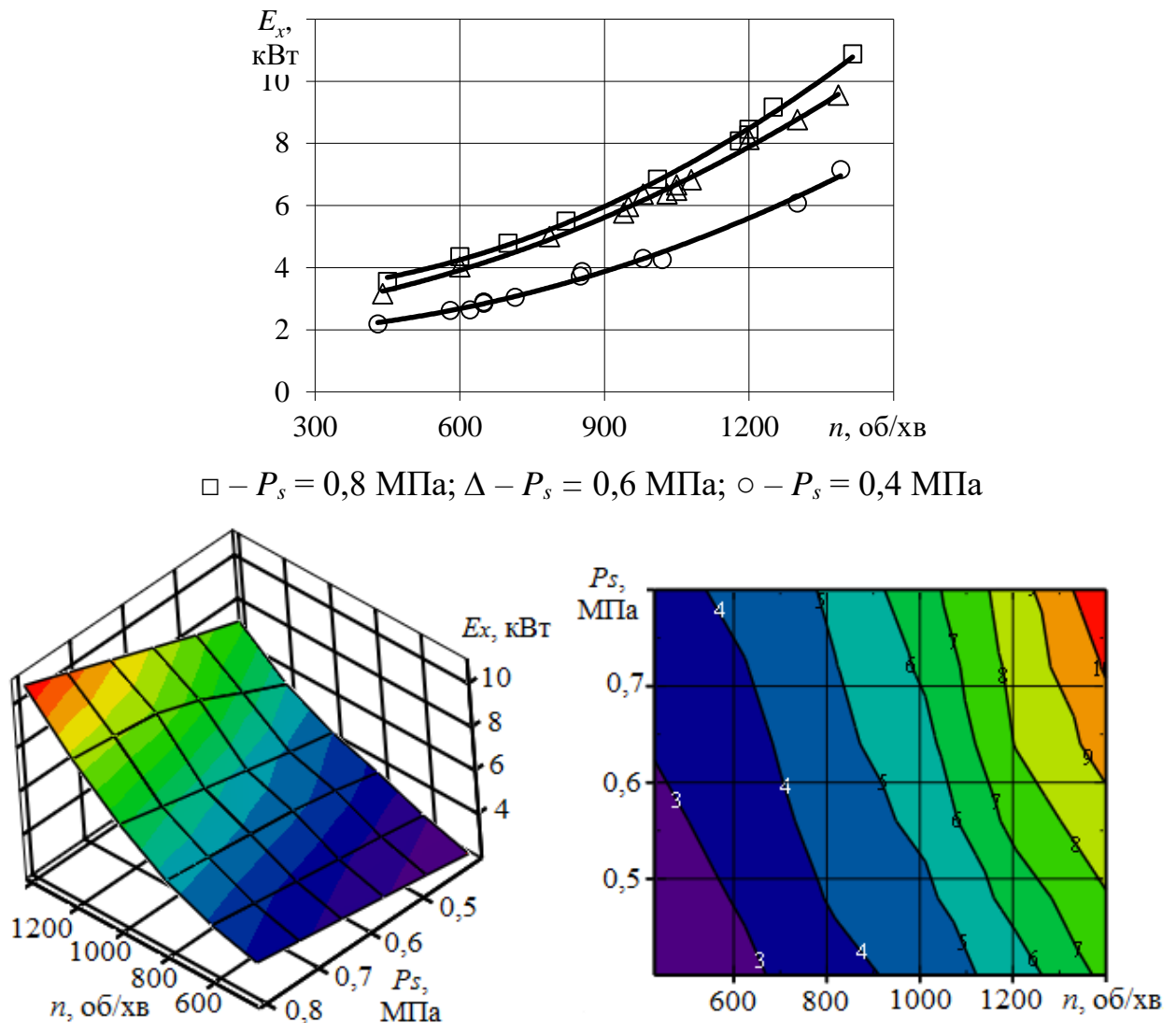
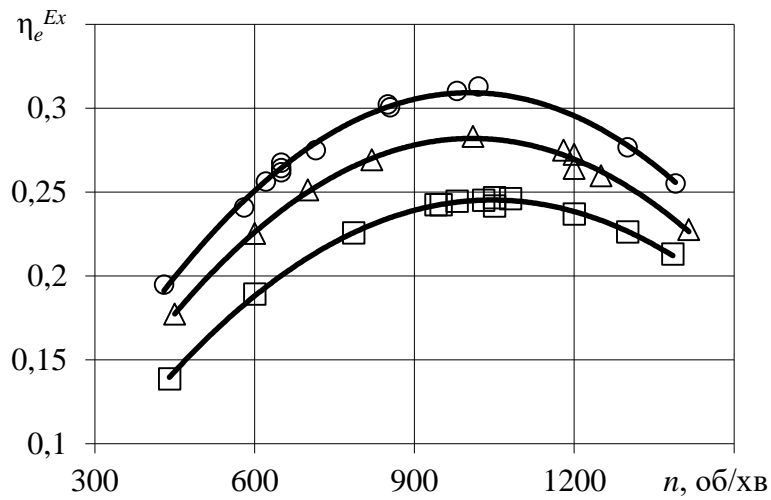


Рисунок 3.33 – Зміна ексергії потоку стиснутого повітря E_x (без регулювання ступеня наповнення), підведеного до роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75, залежно від обертів

Розділивши отриману експериментальним шляхом ефективну потужність роторно-поршневого пневмодвигуна на підведену ексергію потоку стиснутого повітря, отримаємо ексергетичний ККД, зміна якого від P_s та n наведена на рис. 3.34 [205].

Як і для питомої ефективної роботи, низькі значення ексергетичного ККД за малих обертів пневмодвигуна можна пояснити значними витоками

стиснутого повітря, а зниження ККД у діапазоні високих обертів (більше ніж 1200 об/хв) – зростанням газодинамічних та механічних втрат.



□ – $P_s = 0,8$ МПа; Δ – $P_s = 0,6$ МПа; \circ – $P_s = 0,4$ МПа

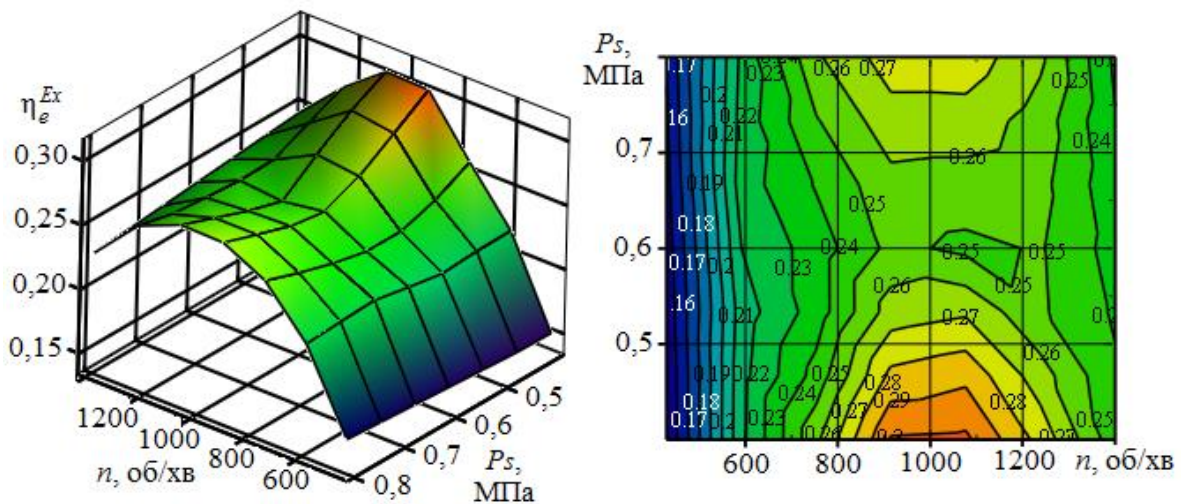


Рисунок 3.34 – Зміна ефективного ексергетичного ККД (без регулювання ступеня наповнення) роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від обертів двигуна

Відповідно до поданих на рис. 3.34 даних максимальні значення ексергетичного ККД роторно-поршневого пневмодвигуна для всіх значень P_s знаходяться у межах 800...1200 об/хв, при цьому максимальне значення ККД $\eta_e^{Ex} = 0,31$ відповідає тиску у впускному ресивері 0,4 МПа. Збільшення тиску у впускному ресивері вдвічі (із 0,4 до 0,8 МПа) призводить до спаду

ексергетичного ККД пневмодвигуна на 8,2 % при одночасному зростанні ефективної потужності на 46 %.

Варто відзначити, що ексергетичний ККД на відміну, наприклад, від термічного ККД ідеального циклу не відображає ступінь досягнення ТС теоретичного ідеалу, а дозволяє виконати кількісну оцінку корисної енергії, яка виробляється ТС на одиницю витраченої енергії за певних заданих умов. Крім того, величина ексергетичного ККД безпосередньо залежить від вибору цільової функції. Так, у нашому випадку при визначенні ексергетичного ККД цільовою функцією було обрано отримання механічної роботи (адіабатний детандер). При цьому вироблення холоду в процесі розширення не враховувалося (фактично вироблений двигуном холод урівноважувався підведенням тепла з навколишнього середовища). Введення в ТС глибокої утилізації холоду (підведення енергії від охолоджуваного об'єкта у формі теплоти) дозволить істотно підвищити значення ексергетичного ККД.

Маючи експериментальні дані зміни параметрів робочого тіла в процесі розширення, можна оцінити величину саме внутрішніх втрат (без урахування втрат повітря) для одного з режимів роботи пневмодвигуна: наприклад, для режиму максимальної ефективної роботи. Для цього в масштабі побудовано смугову анерго-ексергетичну діаграму енергоперетворення (діаграму Грассмана) у вигляді питомих потоків ексергії та анергії (рис. 3.35). Так, з діаграми видно, що потік енергії на вході в ТС складається з ексергії e_{x1} та анергії a_1 , а на виході – з e_{x2} і a_2 . При цьому значна частина ексергії e_{x1} перетворюється в корисну роботу L , а частина переходить в ексергію e_{x2} відпрацьованого повітря. Теплота Q_{12} служить для поповнення анергії стиснутого повітря для дотримання балансу відповідно до першого закону термодинаміки. При цьому другий закон термодинаміки знайшов своє відображення в зменшенні потоку ексергії.

Джерелом ексергії e_{x1} є стиснуте повітря, що знаходиться при надмірному тиску P_s та має запас потенційної енергії. У процесі розширення потенційна енергія перетворюється в механічну, при цьому тиск P_s та

температура T_s прагнуть до P_o і T_o , тобто до досягнення термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем. У наведеному прикладі ексергія e_{x2} складає 20 % від потоку e_{x1} та, по суті, являє собою величину внутрішніх втрат в циклі. Інша частина втрат, що знижує загальний ексергетичний ККД, припадає на зовнішні втрати. Відповідно, одним з головних завдань є зниження цих складових втрат ТС.

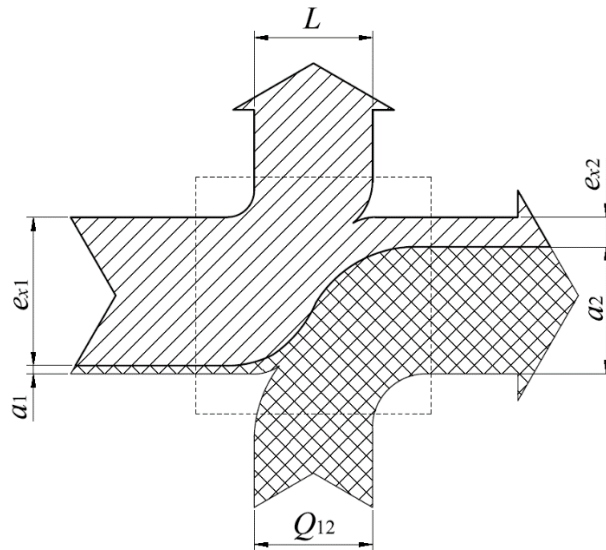


Рисунок 3.35 – Схема енергетичних потоків процесу розширення стиснутого повітря в робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна

Таким чином, можна виділити два основних напрямки підвищення ефективності перетворення енергії стиснутого повітря в роторно-поршневих двигунах:

- усунення конструктивних недоліків (наприклад, поліпшення ущільнень для зменшення витоків, поліпшення змащування деталей двигуна, зменшення опору випускної системи);

- оптимізація робочого процесу (наприклад, забезпечення регулювання ступеня наповнення робочого циліндра двигуна для кожного експлуатаційного режиму, підбір оптимального співвідношення параметрів P_s та n , введення в схему енергетичної установки утилізації холоду).

Відповідно до отриманих експериментальних даних регулювання ступеня наповнення робочого циліндра дозволяє збільшити ексергетичний ККД двигуна до 0,35.

3.7. Аналіз результатів експериментальних досліджень залишкового тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого двигуна

Середня швидкість поршня C_m будь-якого пневмодвигуна має значний вплив на втрати тиску повітря на впуску та протидію на випуску. Згідно з відомими рекомендаціями C_m не повинна перевищувати 1,5...1,7 м/с [1, 61]. У роторно-поршковому двигуні за один оберт центрального ротора поршень здійснює чотири ходи (переміщення між крайніми положеннями), тому значення середньої швидкості поршня $C_m = Sn/15$ м/с. Відповідно до конструктивних розмірів двигуна 12РПД 4,4/1,75 та діапазону зміни обертів ротора значення C_m знаходиться у межах 0,5...1,65 м/с та не перевищує рекомендованих значень.

Так, на рис. 3.36 наведено вплив середньої швидкості поршня (обертів ротора) та тиску у впускному ресивері двигуна 12РПД 4,4/1,75 на значення тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі без регулювання ступеня наповнення робочого циліндра. Параметри n і тиск P_s по-різному впливають на газодинамічні втрати, витоки повітря через зазори ущільнювачів та механічні втрати на тертя. Підвищення тиску P_s збільшує тиск відпрацьованого повітря у випускному колекторі P_{out} (див. рис. 3.36) та відповідно негативно впливає на всі види втрат [202]. Збільшення обертів знижує витоки повітря за рахунок зменшення часу, відведеного на здійснення робочого циклу, тоді як механічні та газодинамічні втрати, навпаки, збільшуються. Так, при мінімальних обертах двигуна значення тиску P_{out} залежно від тиску P_s знаходиться у межах $P_{out} = 0,011...0,048$ МПа, тоді як при максимальних обертах – $P_{out} = 0,036...0,075$ МПа. Підвищені значення тиску

відпрацьованого повітря у випускному колекторі двигуна напряму пов'язані зі встановленням глушника шуму.

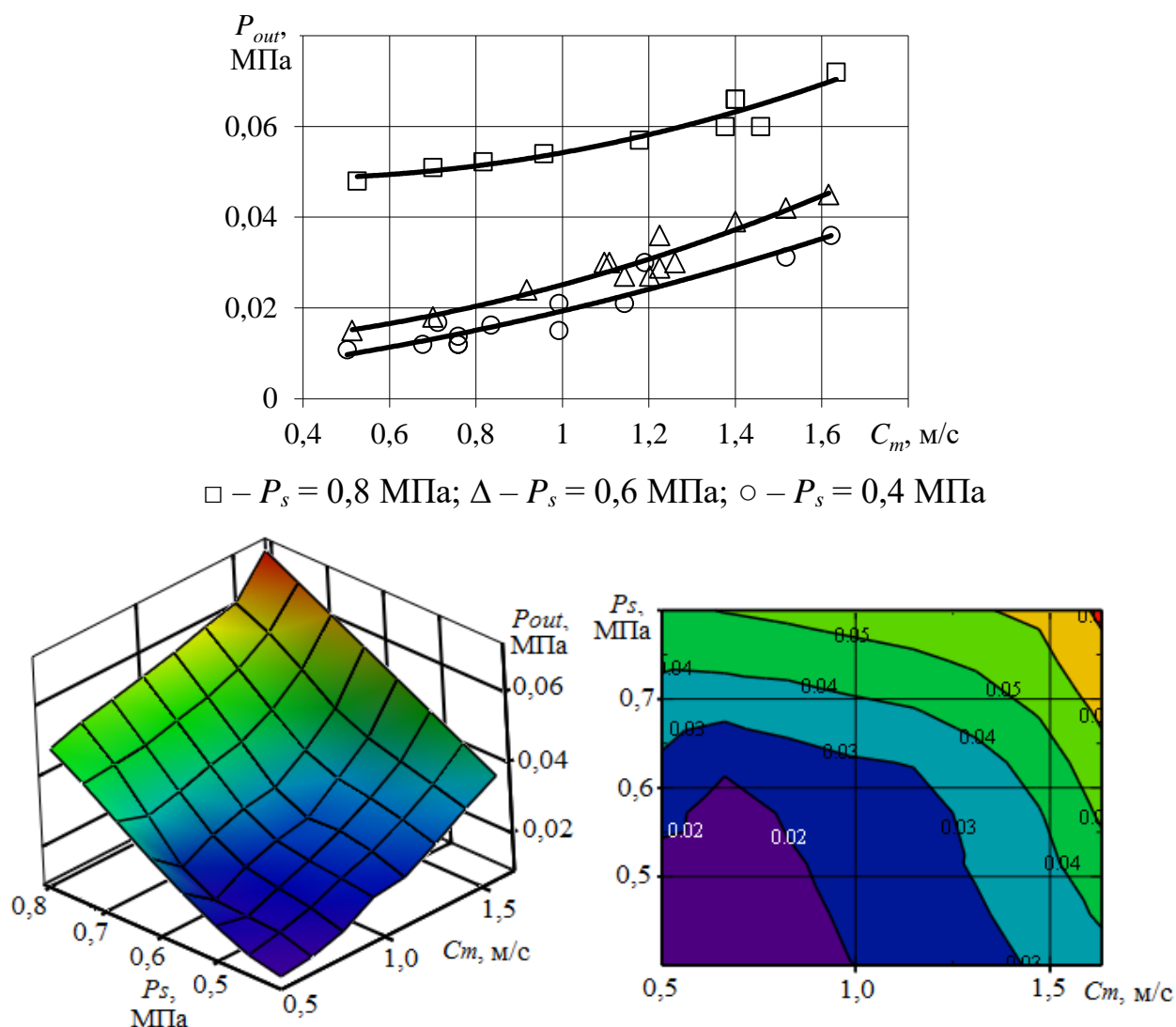
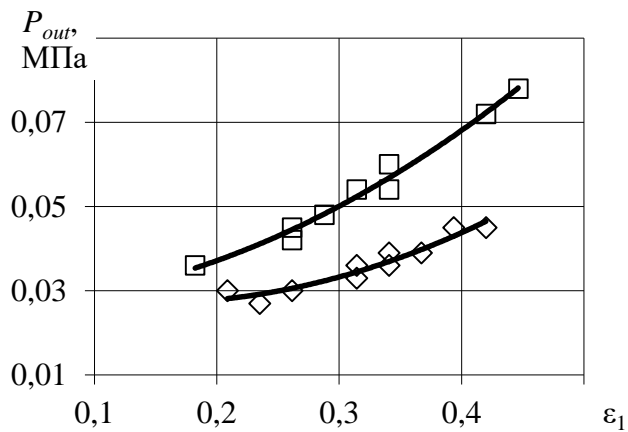


Рисунок 3.36 – Зміна тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі (без регулювання ступеня наповнення) залежно від експлуатаційного режиму

При проведенні ряду досліджень за його відсутності значення тиску P_{out} на номінальному режимі роботи та максимальних обертах не перевищувало 0,018 МПа. Відповідно до існуючих рекомендацій опір випускної системи пневмодвигунів зі встановленим глушником шуму не повинен перевищувати 0,12 МПа [1, 61]. Так, згідно з наведеними експериментальними даними значення тиску відпрацьованого повітря на випуску не перевищує 0,075 МПа, тобто є нижчим за рекомендоване.

Зміна ступеня наповнення також має вплив на значення тиску відпрацьованого повітря. При збільшенні ступеня наповнення процес розширення закінчується при більших значеннях тиску в робочому циліндрі, що відповідно призводить до зростання значення тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого пневмодвигуна (рис. 3.37).



□ – $P_s = 0,7$ МПа, $n = 1550$ об/хв; ◇ – $P_s = 0,5$ МПа, $n = 1200$ об/хв

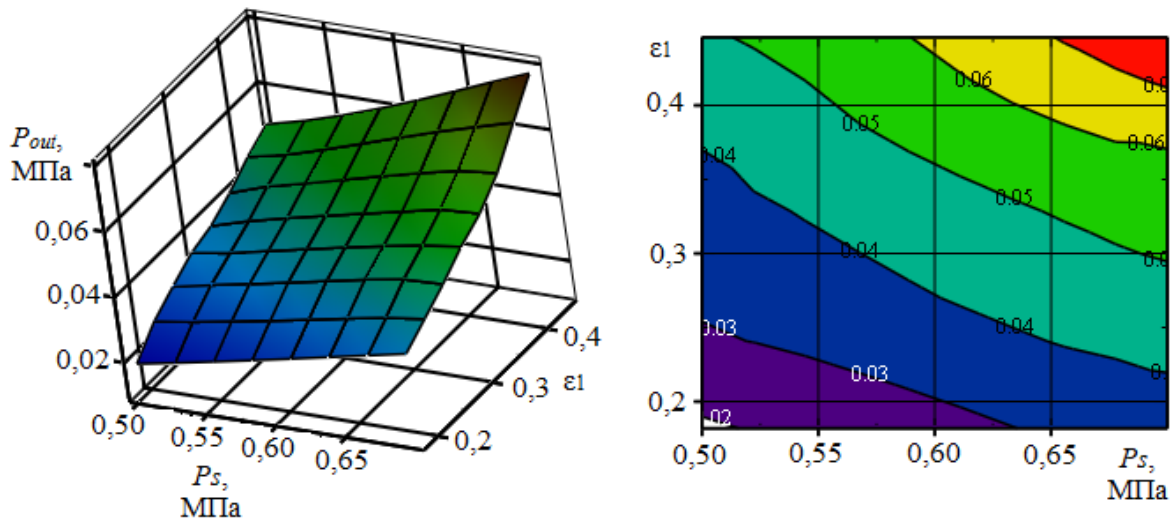


Рисунок 3.37 – Зміна тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі залежно від ступеня наповнення для різних експлуатаційних режимів

Відповідно до отриманих результатів на режимі випробувань $P_s = 0,7$ МПа зі зростанням ступеня наповнення у 2,4 рази значення тиску відпрацьованого повітря зростає у 2,1 рази, а на режимі $P_s = 0,5$ МПа зі зростанням ε_1 у 2 рази воно збільшується у 1,5 рази.

Так, в умовах проведення експериментальних досліджень на всьому діапазоні зміни ступеня наповнення значення тиску відпрацьованого повітря випускної системи роторно-поршневого двигуна також не перевищувало 0,075 МПа.

3.8. Аналіз результатів експериментальних досліджень зміни мінімальної температури відпрацьованого повітря роторно-поршневого двигуна

Метою дослідження є визначення зміни температури робочого тіла в процесі повного циклу енергоперетворення в енергетичній установці з роторно-поршневим двигуном 12РПД 4,4/1,75, що дозволить оцінити працездатність двигуна в умовах низьких температур.

Для досягнення мети були поставлені наступні задачі:

- визначити вплив експлуатаційних параметрів роторно-поршневого двигуна та системи зберігання стиснутого повітря на зміну температури повітря в процесі дроселювання;
- визначити вплив експлуатаційних параметрів роторно-поршневого двигуна на зміну температури повітря в процесі розширення в робочому циліндрі, а також оцінити загальне падіння температури стиснутого повітря в процесі енергоперетворення;
- оцінити працездатність двигуна в умовах низьких температур зберігання стиснутого повітря, а також визначити необхідну величину підігріву повітря перед розширенням у робочому циліндрі.

На зміну температури повітря найбільший вплив мають такі експлуатаційні параметри роторно-поршневого двигуна, як оберти й тиск повітря у впускному ресивері (робочий тиск). Визначальними параметрами системи зберігання стиснутого повітря є температура і тиск зберігання. Виходячи із цього експериментальні дослідження зміни температури стиснутого повітря проводилося з урахуванням даних параметрів.

На рис. 3.38 наведені експериментальні результати величини зміни температури стиснутого повітря в результаті дроселювання в газовому редукторі [206]. Значення ΔT_p залежить від початкових значень тиску P_6 та температури зберігання T_6 , кінцевого тиску редукування P_s , а також від швидкості потоку повітря, яка, в свою чергу, пов'язана з обертами двигуна n . Так, згідно з отриманими результатами максимальне падіння температури при тиску у впускному ресивері 0,8 МПа складе приблизно $\Delta T_p = 21$ К. Причому зі зростанням обертів двигуна від мінімальних до максимальних (збільшення годинної витрати стиснутого повітря та відповідно збільшення швидкості потоку) падіння температури збільшується приблизно на 7 К.

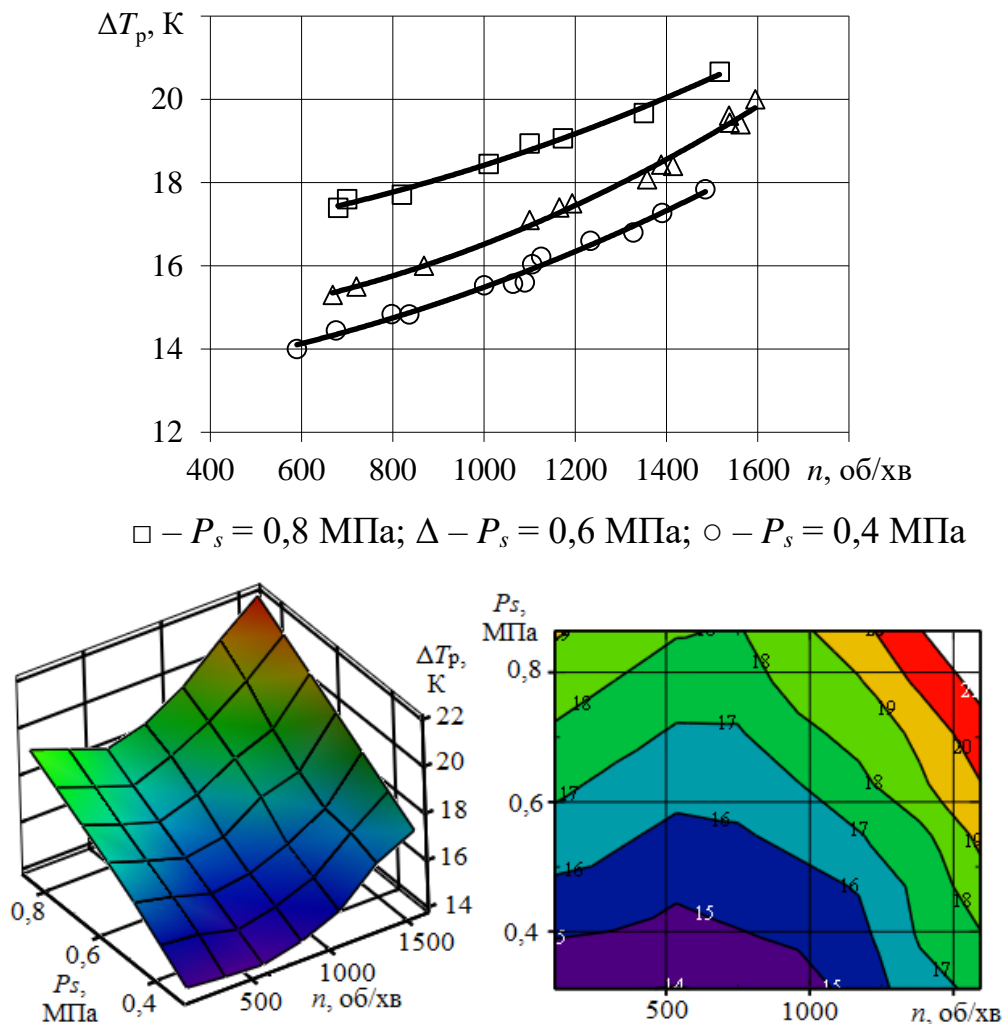


Рисунок 3.38 – Зміна величини падіння температури стиснутого повітря ΔT_p при дроселюванні в газовому редукторі залежно від робочого тиску у впускному ресивері P_s та обертів двигуна n

На рис. 3.39 наведено зміну середнього диференціального ефекту Джоуля–Томсона α_i при дроселюванні у газовому редукторі залежно від робочого тиску у впускному ресивері P_s і тиску в балоні P_6 . Відповідно до умов проведення експериментальних досліджень роторно-поршневого двигуна значення α_i знаходиться у межах 0,8...3,9 К/МПа.

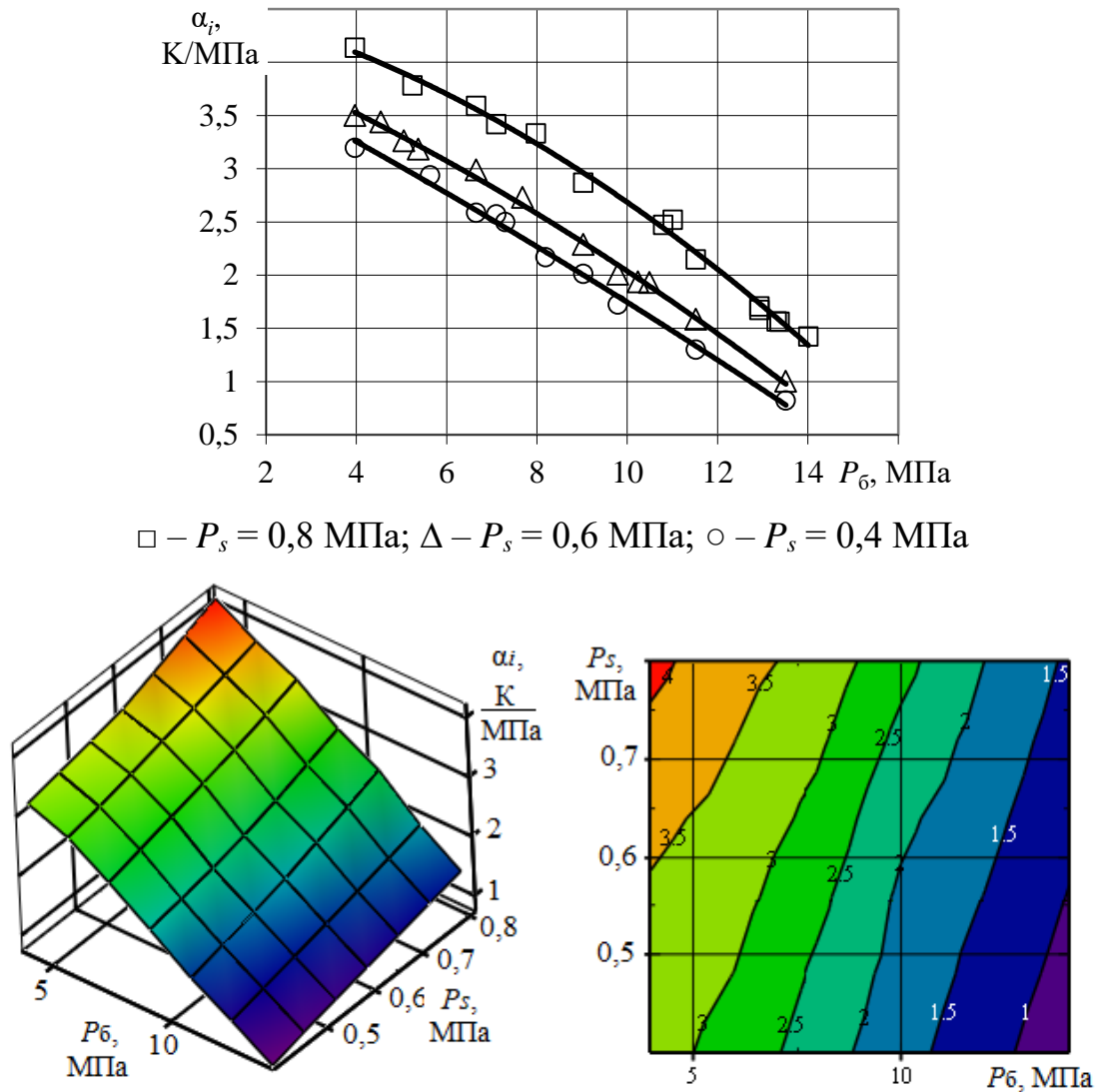
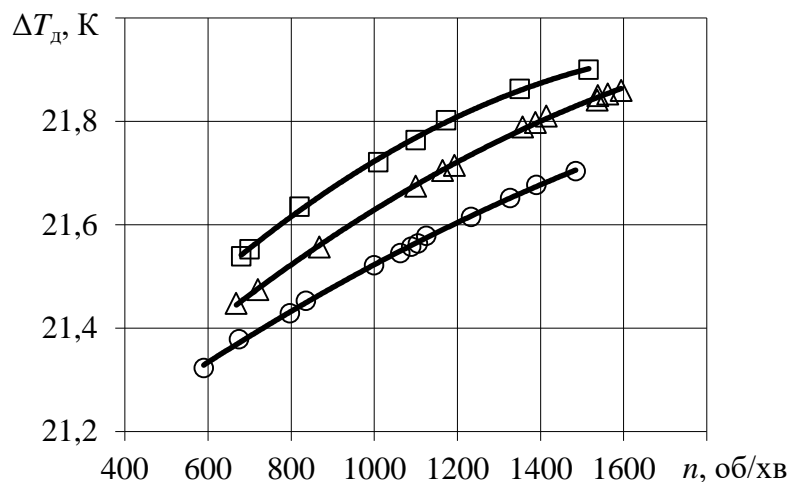


Рисунок 3.39 – Зміна середнього диференціального ефекту Джоуля–Томсона при дроселюванні в газовому редукторі для різних значень робочого тиску у впускному ресивері P_s залежно від тиску повітря в балоні P_6

На рис. 3.40 подана зміна величини падіння температури стиснутого повітря ΔT_d при розширенні у робочому циліндрі двигуна з урахуванням обертів ротора n , а також температури T_s і тиску P_s у впускному ресивері [206].

Відповідно до отриманих експериментальних даних падіння температури у результаті розширення складає приблизно 22 К. При цьому варто відзначити, що зміна обертів двигуна має незначний вплив на падіння температури при розширенні та знаходиться в межах 1 К.



□ – $P_s = 0,8$ МПа; Δ – $P_s = 0,6$ МПа; \circ – $P_s = 0,4$ МПа

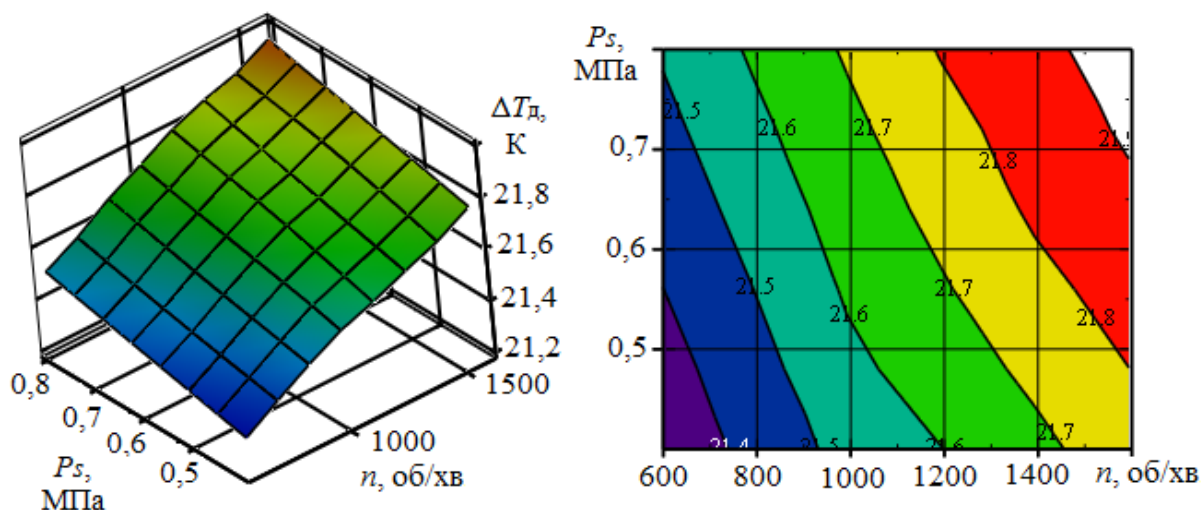


Рисунок 3.40 – Зміна величини падіння температури стиснутого повітря ΔT_d при розширенні у робочому циліндрі залежно від робочого тиску у впускному ресивері P_s та обертів двигуна n

Загальне значення падіння температури відпрацьованого повітря T_{out} наведено на рис. 3.41 [206]. Відповідно до режиму експлуатації роторно-поршневого двигуна загальне падіння температури від початкового значення зберігання у балоні T_6 складає від 35 до 43 К. Таким чином, при експлуатації двигуна в умовах плюсових значень температури зберігання стиснутого

повітря додатковий підігрів робочого тіла на вході, з точки зору забезпечення працездатності, не потребується. Введення підігріву може бути розглянуто лише з точки зору покращення енергоперетворення.

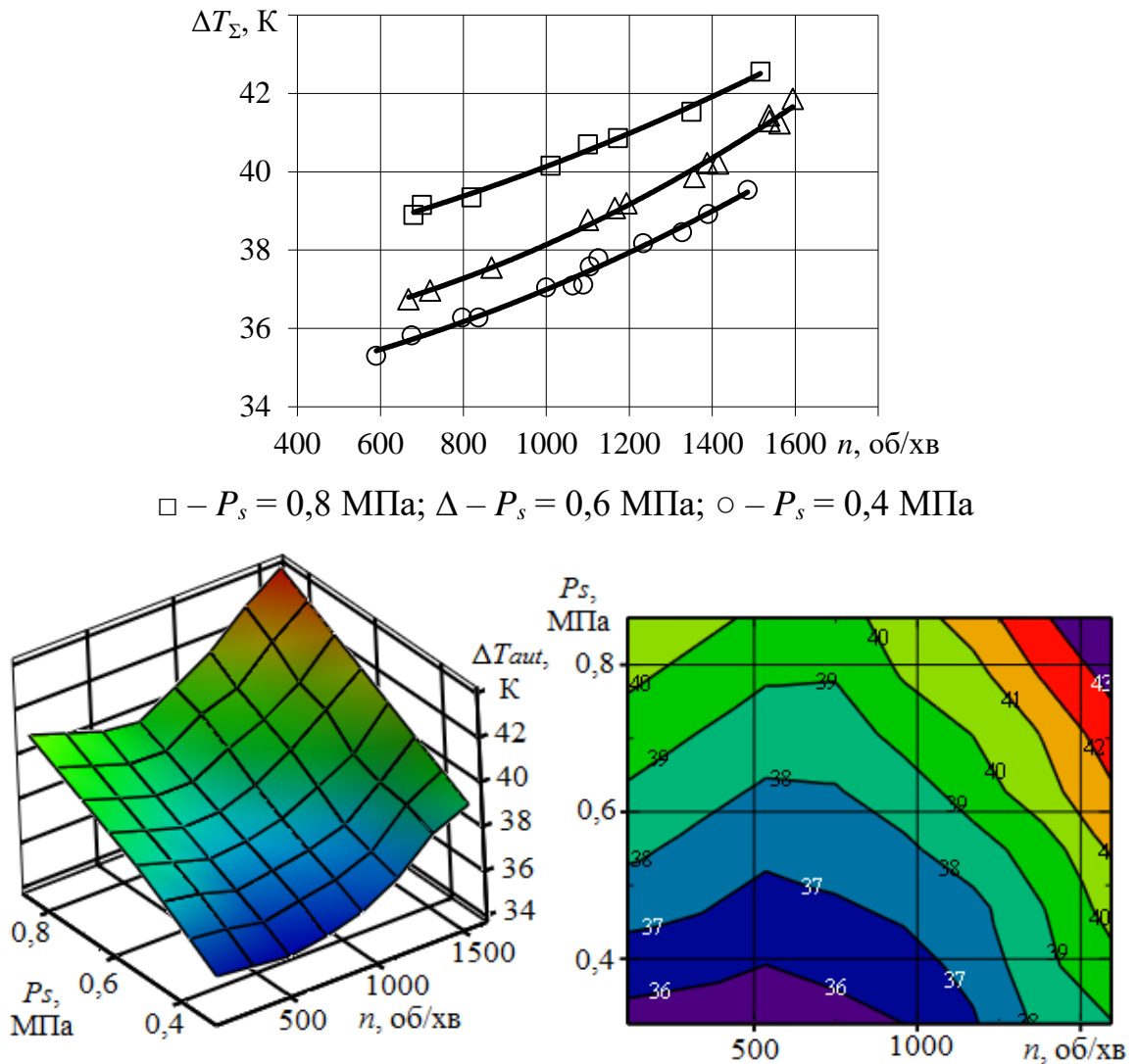


Рисунок 3.41 – Зміна величини сумарного падіння температури стиснутого повітря ΔT_{out} залежно від тиску у впускному ресивері P_s та обертів n

Відповідно, на основі експериментальних даних зміни мінімальної температури відпрацьованого повітря роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 від обертів n та тиску у впускному ресивері P_s за відсутності підігріву повітря на впуску отримана наступна залежність:

$$\Delta T_{out} = (-1,7P_s^2 + 4,3P_s + 2,3)10^{-3}n + 4,7P_s^2 - 0,7P_s + 33, \text{ К.}$$

При експлуатації роторно-поршневого двигуна в умовах від'ємних температур виникає необхідність введення додаткового підігріву стиснутого повітря на вході у впускний ресивер. Перш за все, це пов'язано із забезпеченням нормального змащення та унеможливлення обмерзання випускного тракту двигуна. На рис. 3.42 подано зміну температури відпрацьованого повітря T_{out} залежно від температури зберігання повітря T_6 та обертів двигуна n , при цьому тиск у ресивері складав 0,6 МПа [206]. Так, відповідно до отриманих даних мінімальна температура зберігання T_6 , за якої ще можлива робота двигуна без підігріву, складає 0...– 5 °С.

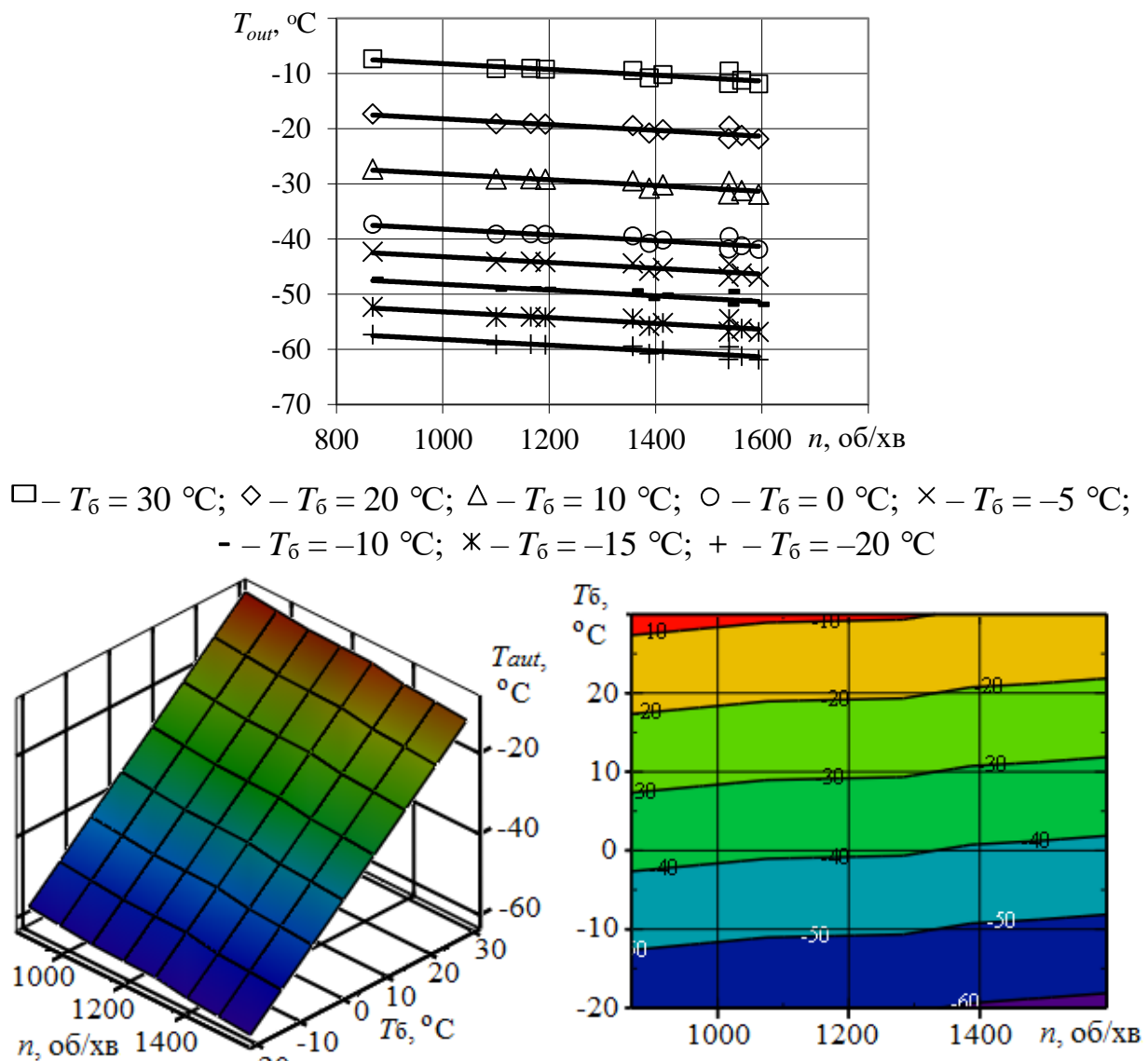


Рисунок 3.42 – Зміна температури відпрацьованого повітря T_{out} залежно від температури зберігання повітря T_6 та обертів двигуна n для режиму випробувань $P_s = 0,6$ МПа

Для визначення необхідної кількості підведеної енергії $Q_{п}$ для підігріву стиснутого повітря на вході у впускний ресивер при $P_s = 0,6$ МПа було встановлене граничне значення температури у впускному ресивері на рівні $T_s = 0$ °С, що забезпечить надійну, безвідмовну та ефективну роботу двигуна.

На рис. 3.43 наведена зміна $Q_{п}$ залежно від T_6 та n , при цьому температура відпрацьованого повітря не перевищує $T_{out} = -42$ °С [206]. Відповідно до отриманих даних величина підігріву для діапазону температур $T_6 = -5 \dots -20$ °С складатиме $Q_{п} = 0,14 \dots 1,99$ кВт.

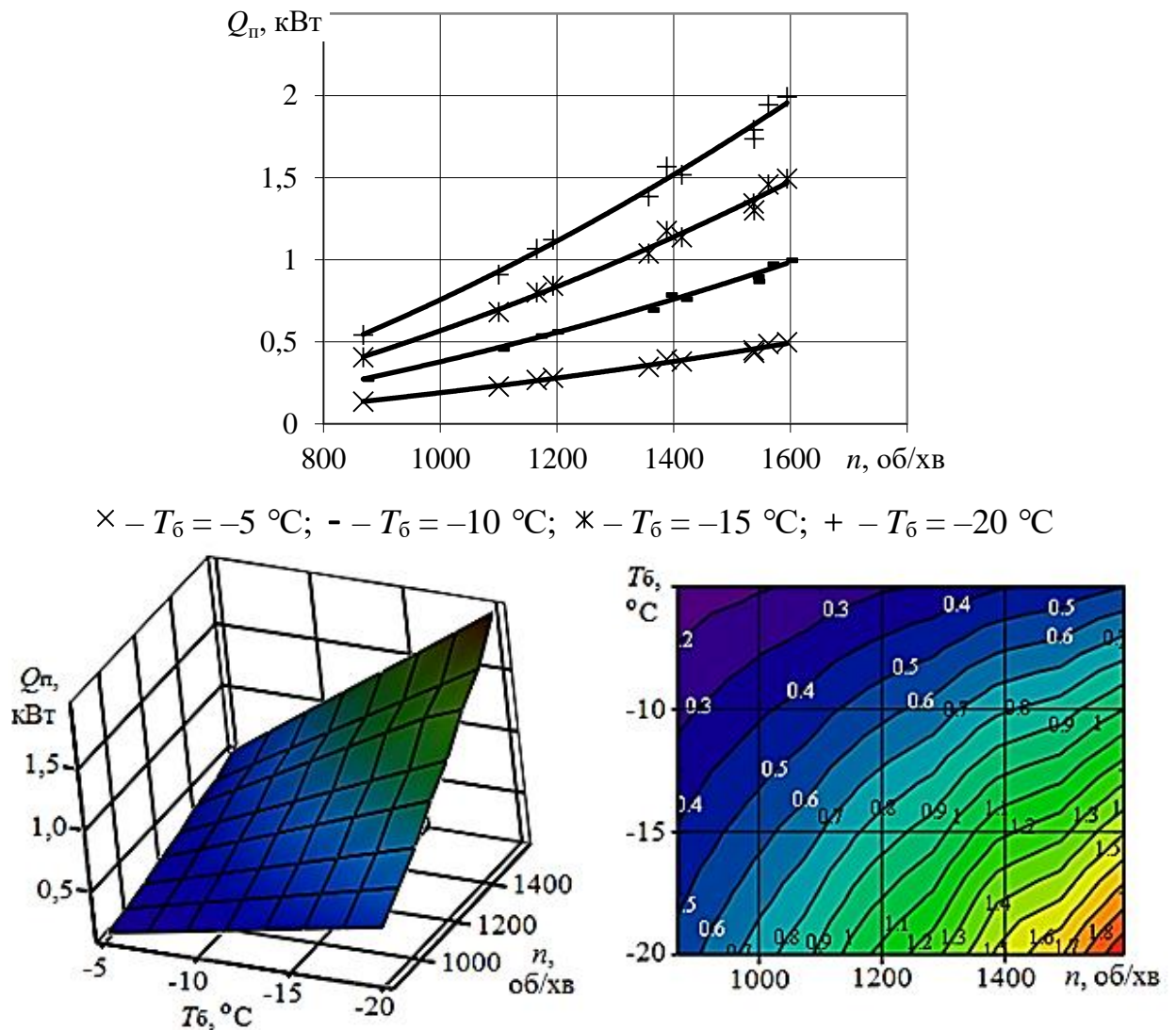
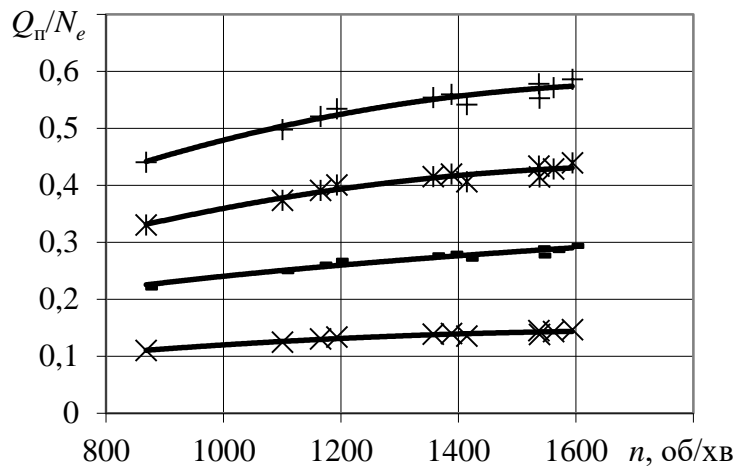


Рисунок 3.43 – Зміна необхідної кількості підведеної енергії $Q_{п}$ для підігріву стиснутого повітря на вході у впускний ресивер залежно від температури зберігання повітря T_6 та обертів n для режиму випробувань $P_s = 0,6$ МПа

Аналізуючи отримані результати щодо необхідної кількості підведеної енергії для підігріву стиснутого повітря, можна зробити висновки про низьку ефективність використання роторно-поршневого двигуна при мінусових температурах, оскільки для забезпечення нормального його функціонування необхідно відбирати частину виробленої потужності для підігріву повітря. Кількість відібраної потужності напряму залежить від режиму роботи та температури зберігання стиснутого повітря (рис. 3.44). Так, згідно з рис. 3.44 відношення $Q_{\text{п}}/N_e$ залежно від T_6 і n для режиму $P_s = 0,6$ МПа знаходиться у межах 0,11...0,58, причому найбільше значення відповідає максимальному навантаженню й температурі $T_6 = -20$ °С [206].



× – $T_6 = -5$ °С; – – $T_6 = -10$ °С; * – $T_6 = -15$ °С; + – $T_6 = -20$ °С

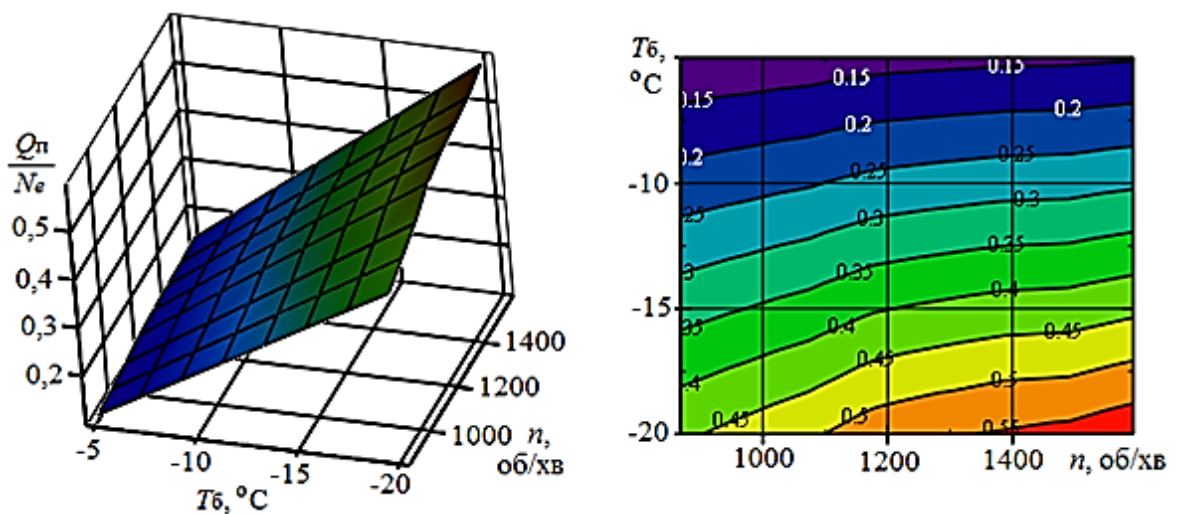


Рисунок 3.44 – Зміна відношення необхідної кількості підведеної енергії для підігріву повітря до ефективної потужності роторно-поршневого двигуна

Так, на зниження температури при дроселюванні робочого тіла від тиску зберігання до необхідного робочого тиску, як показують експериментальні дослідження, значний вплив мають саме початковий тиск і температура зберігання, а також годинна витрата повітря. На зниження температури робочого тіла при розширенні у робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна впливає, перш за все, ступінь наповнення та розширення, а також годинна витрата відпрацьованого повітря. Змінюючи перераховані параметри, можна лише частково вирішити проблему низьких температур. Більш дієвим способом є підігрів повітря перед впускним ресивером двигуна (тобто після дроселювання в редукторі). Однак підігрів повітря потребує значних енергетичних витрат, які у деяких випадках можуть складати більше половини потужності, яку виробляє сам двигун. Певним вирішенням проблеми низьких температур без витрат потужності самого роторно-поршневого двигуна може бути його використання у складі енергетичних установок разом з тепловим двигуном (наприклад, ДВЗ). У цьому випадку для підігріву стиснутого повітря на вході у впускний ресивер можна застосовувати тепло відпрацьованих газів ДВЗ. Таку схему використання пневмодвигуна у складі гібридної силової установки автомобіля було запропоновано вченими ХНАДУ, на що отримано патенти України [67–72].

3.9. Висновки по третьому розділу

1. Установлено, що для діапазону зміни тиску у впускному ресивері роторно-поршневого двигуна 0,4...0,8 МПа без регулювання ступеня наповнення максимальні значення крутного моменту, середнього ефективного тиску та ефективної потужності складають відповідно 17,0...18,2 Н·м, 0,13...0,18 МПа і 1,7...2,5 кВт. При цьому максимальні значення крутного моменту та середнього ефективного тиску знаходяться у діапазоні обертів пневмодвигуна 1000...1200 об/хв, а ефективної потужності – 1200...1400 об/хв.

2. Визначено, що за відсутності регулювання ступеня наповнення

робочого циліндра, тиску у впускному ресивері 0,4...0,8 МПа та діапазону обертів двигуна 800...1000 об/хв значення ефективної витрати стиснутого повітря знаходяться у межах 49,7...60,8 кг/кВт·год, причому зі збільшенням тиску P_s та відхиленням обертів у той чи інший бік від зазначеного діапазону спостерігається збільшення g_e .

3. Визначено, що мінімальні значення адіабатичного ККД роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 знаходяться у діапазоні обертів 800...1000 об/хв та залежно від тиску у впускному ресивері знаходяться у межах 0,45...0,73, при цьому максимальне значення ККД 0,73 спостерігається при $P_s = 0,4$ МПа. Збільшення P_s призводить до поступового зниження ККД пневмодвигуна при одночасному зростанні ефективної потужності.

4. Установлено, що при фіксованих значеннях обертів ефективним способом регулювання роторно-поршневого двигуна є зміна ступеня наповнення й робочого тиску, а також визначено, що ці параметри мають значний вплив на питому ефективну витрату стиснутого повітря та ефективний ККД на всіх експлуатаційних режимах. Зменшення значення ступеня наповнення робочого циліндра на 50 % забезпечує зниження питомої ефективної витрати стиснутого повітря на 10 %. Відповідно до отриманих експериментальних даних регулювання ступеня наповнення робочого циліндра забезпечує зниження питомої ефективної витрати стиснутого повітря на режимі $P_s = 0,4$ МПа до 47,7 кг/кВт·год (без підігріву стиснутого повітря перед двигуном), а також підвищення ефективного адіабатичного ККД до 0,76.

5. Установлено, що регулювання ступеня наповнення робочого циліндра має значний вплив на зміну середнього ефективного тиску та відповідно ефективну потужність роторно-поршневого двигуна. При цьому зростання ефективної потужності двигуна супроводжується деяким підвищенням питомої ефективної витрати стиснутого повітря. Визначено, що збільшення ступеня наповнення у 2,4 рази забезпечує підвищення ефективної потужності двигуна у 1,9 рази, при цьому ефективна витрата стиснутого повітря зростає лише у 1,12 рази.

6. Установлено, що максимальні значення ексергетичного ККД роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 за відсутності регулювання ступеня наповнення робочого циліндра для $P_s = 0,4 \dots 0,8$ МПа знаходяться у діапазоні обертів 800...1200 об/хв та складають 0,29...0,31. При цьому визначено, що максимальне значення ексергетичного ККД 0,31 спостерігається при $P_s = 0,4$ МПа, а регулювання ступеня наповнення робочого циліндра дозволяє збільшити ексергетичний ККД двигуна до 0,35.

7. Визначено, що збільшення тиску у впускному ресивері роторно-поршневого двигуна із 0,4 до 0,8 МПа призводить до спаду ексергетичного ККД на 8,2 % (що пов'язане, насамперед, з деяким зростанням внутрішніх та зовнішніх втрат), при цьому ефективна потужність двигуна зростає на 46 %.

8. Отримано експериментальні залежності впливу середньої швидкості поршня й тиску повітря у впускному ресивері на значення тиску відпрацьованого повітря у випускному колекторі роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 при його роботі з глушником шуму та без, а також встановлено, що зі зростанням ступеня наповнення у 2,4 рази тиск відпрацьованого повітря зростає у 2,1 рази, при цьому згідно з отриманими експериментальними даними максимальне значення тиску відпрацьованого повітря на випуску не перевищувало 0,075 МПа, що є допустимим.

9. Визначено величину максимального зниження температури робочого тіла від початкового значення зберігання внаслідок процесів дроселювання у газовому редукторі до робочого тиску (0,4...0,8 МПа) та розширення у робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, яка складає 35...43 К. При цьому максимальне падіння температури повітря при дроселюванні за умов максимальних обертів та робочого тиску 0,8 МПа складає 21 К, а при розширенні у робочому циліндрі – 22 К. Збільшення обертів двигуна у 2,35 рази призводить до зниження температури повітря при дроселюванні у 1,23 рази, при цьому зміна температури при розширенні у робочому циліндрі не перевищує 4,5 %.

10. У результаті аналізу та узагальнення експериментальних даних щодо зміни температури робочого тіла запропоновано залежність для визначення падіння температури ΔT_{out} відпрацьованого повітря від обертів ротора n та тиску у впускному ресивері P_s роторно-поршневого двигуна.

11. Установлено, що необхідна кількість енергії для підігріву повітря на вході у впускний ресивер з робочим тиском $P_s = 0,6$ МПа для діапазону температур зберігання стиснутого повітря $T_6 = -5 \dots -20$ °С складає $Q_{\text{п}} = 0,14 \dots 1,99$ кВт, при цьому відношення $Q_{\text{п}}/N_e$ може досягати $0,11 \dots 0,58$, тобто більше половини виробленої роторно-поршневим двигуном потужності фактично буде витрачатися на підігрів повітря.

РОЗДІЛ 4. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ ІЗ ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ

4.1. Кінематика механізму руху роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Дослідження параметрів робочого циклу роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху за допомогою числового моделювання параметрів та характеристик роботи дає змогу встановити нові закономірності, визначити вплив параметрів робочого тіла на вході в двигун на енергетичні й економічні показники, а також оцінити раціональні межі використання запропонованого двигуна у тій чи іншій енергетичній установці. Аналіз та оптимізація отриманих результатів математичного моделювання робочого циклу дозволяють визначити подальші напрямки підвищення ефективності перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла в двигуні. Крім того, математичне моделювання дає змогу значно знизити матеріальні витрати на стадії проектування та отримати у першому наближенні досить достовірні результати. Загальне завдання полягає у розробці адекватної математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, яка дозволяла би виконувати моделювання двигунів різного типорозміру та конструктивного виконання й враховувала б усі особливості роботи споживача.

Спираючись на багаторічний досвід досліджень у цій галузі, основною задачею при створенні математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна є, насамперед, врахування впливу на робочий процес відмінних конструктивних особливостей розробленого двигуна. Від конструктивного виконання пневмодвигуна напряму залежать робочий цикл та, відповідно, вигляд індикаторної діаграми.

Для розрахунку робочого циклу роторно-поршневого пневмодвигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху необхідно чітко знати положення

поршня у будь-який момент повороту ротора, тобто фактично знати закон руху. Схема перетворення поступального руху поршня в обертальний рух ротора роторно-поршневого двигуна наведена на рис. 4.1. Дана схема має значні відмінності від відомих класичних та нетрадиційних схем, що підтверджено патентом на винахід [199]. Відповідно до цього застосування відомих залежностей є неправильним та потребує окремого визначення закон руху основних деталей. Окрім моделювання робочого процесу закон руху потрібен також для визначення діючих сил у двигуні та розрахунку на міцність.

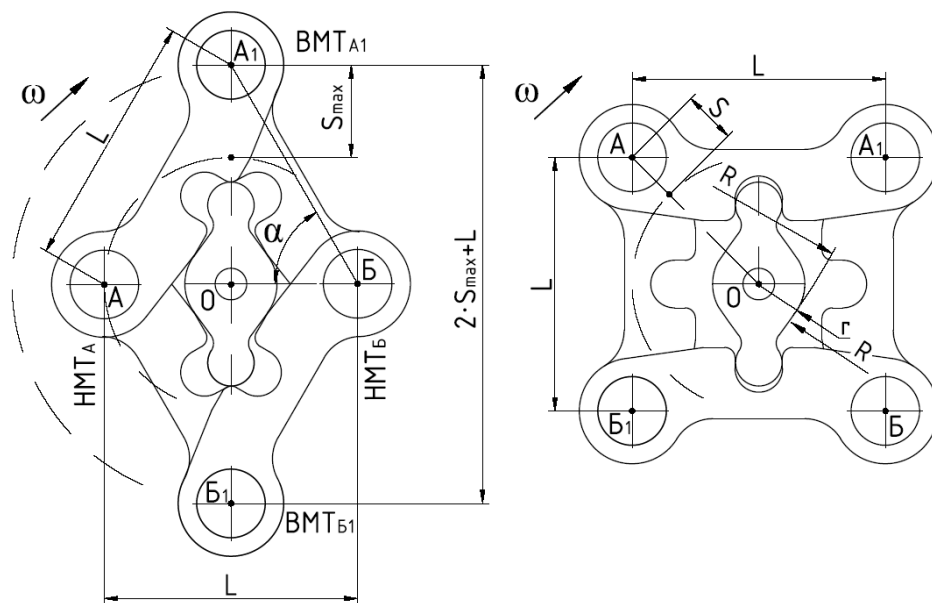


Рисунок 4.1 – Загальна кінематична схема механізму руху роторно-поршневого двигуна нової конструкції

Положення деталей механізму руху визначається кутом повороту центрального ротора φ . При розрахунках початком відліку кута φ є крайнє положення поршня (верхня або нижня мертва точка). При положенні двох протилежно розміщених поршнів у НМТ відстань між центрами протилежних ланок (відстань AB) дорівнює міжцентровій відстані окремої ланки рухомого чотирикутника, а саме відстань $AB = L$ (див. рис. 4.1). При цьому відстань між центрами двох інших ланок (відстань A_1B_1 при положенні інших двох поршнів у ВМТ) дорівнює сумі міжцентрової відстані окремої ланки рухомого

чотирикутника та двох повних (максимальних) ходів поршня, а саме відстань $A_1B_1 = 2 \cdot S_{\max} + L$.

При кінематичних і динамічних розрахунках роторно-поршневого двигуна кутова швидкість ω та частота обертання центрального ротора n береться сталою і визначається наступним чином:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \approx 0,105n \text{ с}^{-1}. \quad (4.1)$$

За умов початку відліку, коли поршень двигуна знаходиться у ВМТ ($\tau = 0, \varphi = 0$), кутове переміщення центрального ротора у будь-який момент часу τ може бути визначено за формулою рівномірного руху

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \omega \tau = 6n\tau. \quad (4.2)$$

Переміщення поршня двигуна S відрховується від його положення у ВМТ і напряму залежить від зміни кута α (рис. 4.2) у прямокутному трикутнику ΔA_1OB , значення якого змінюється у діапазоні $30 \dots 60^\circ$ та визначається так [207]:

$$S(\alpha) = (A_1B_1 - L)/2 = (2 \cdot A_1O - L)/2 = (2 \cdot L \cdot \sin \alpha - L)/2 = L \cdot (\sin \alpha - 0,5). \quad (4.3)$$

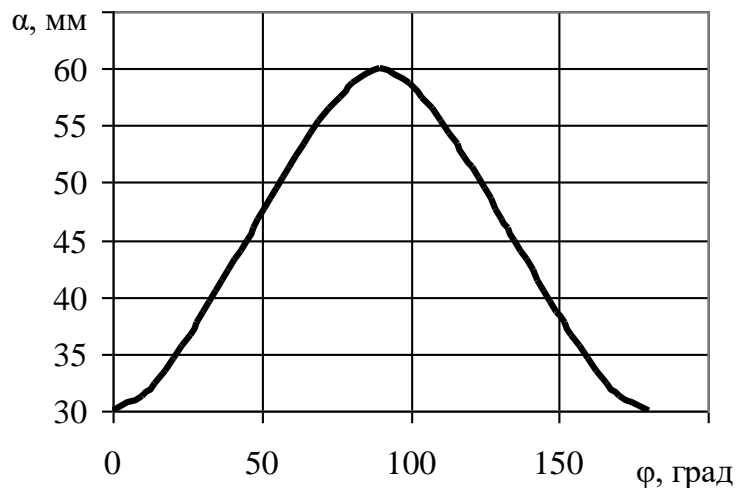


Рисунок 4.2 – Зміна кута α положення ланки рухомого чотирикутника відносно кута повороту центрального ротора двигуна

Відповідно до формули (4.3) максимальне переміщення поршня роторно-поршневого двигуна S_{\max} , яке відповідає куту $\alpha = 60^\circ$ та напряму залежить від міжцентрової відстані ланки L , складає [207]

$$S_{\max}(60^\circ) = A_1 O - L/2 = L \left(\sqrt{\frac{3}{4}} - \frac{1}{2} \right) \approx 0,366L. \quad (4.4)$$

Для зручності виконання розрахунків кінематики роторно-поршневого двигуна використовується безрозмірне переміщення поршня, тобто переміщення, віднесене до його максимального значення S_{\max} :

$$s(\varphi) = \frac{S(\varphi)}{S_{\max}}, \quad (4.5)$$

тоді безрозмірне переміщення поршня двигуна $s(\varphi)$ (4.5) залежно від кута повороту центрального ротора (рис. 4.3) можна записати у вигляді гармонічного ряду [207]

$$s(\varphi) = a_0 - [a_1 \cos(2\varphi) + a_2 \cos(4\varphi) - a_3 \cos(6\varphi) + a_4 \cos(8\varphi)], \quad (4.6)$$

де $a_0 = 5328,6726 \cdot 10^{-4}$; $a_1 = 0,5$; $a_2 = 334,3203 \cdot 10^{-4}$; $a_3 = 5,8 \cdot 10^{-4}$; $a_4 = 152,3437 \cdot 10^{-7}$ – сталі гармонічного ряду.

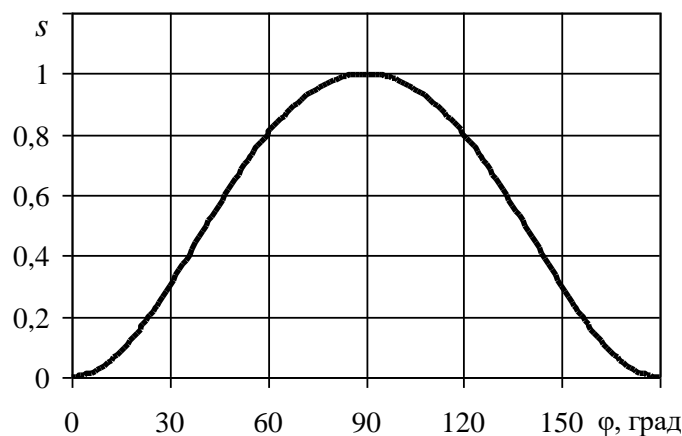


Рисунок 4.3 – Залежність зміни безрозмірного переміщення поршня $s(\varphi)$ залежно від кута повороту центрального ротора двигуна

Швидкість поршня роторно-поршневого двигуна при постійному значенні кутової швидкості обертання центрального ротора не є постійною. Середнє значення швидкості поршня двигуна визначається як

$$C_m = \frac{Sn}{15}. \quad (4.7)$$

Миттєве значення швидкості V та прискорення J поршня двигуна визначаються шляхом послідовного диференціювання залежності

переміщення поршня (4.6). Безрозмірні величини швидкості та прискорення пов'язані з дійсними значеннями наступними співвідношеннями:

$$v(\varphi) = \frac{V(\varphi)}{S_{\max} \omega}; \quad j(\varphi) = \frac{J(\varphi)}{S_{\max} \omega^2}. \quad (4.8)$$

Безрозмірна швидкість поршня роторно-поршневого двигуна $v(\varphi)$ залежно від кута повороту центрального ротора (рис. 4.4) визначається за формулою [207]

$$v(\varphi) = 2a_1 \sin(2\varphi) + 4a_2 \sin(4\varphi) - 6a_3 \sin(6\varphi) + 8a_4 \sin(8\varphi). \quad (4.9)$$

Безрозмірне прискорення поршня роторно-поршневого двигуна $j(\varphi)$ залежно від кута повороту центрального ротора (рис. 4.5) визначається за формулою [207]

$$j(\varphi) = 4a_1 \cos(2\varphi) + 16a_2 \cos(4\varphi) - 36a_3 \cos(6\varphi) + 64a_4 \cos(8\varphi). \quad (4.10)$$

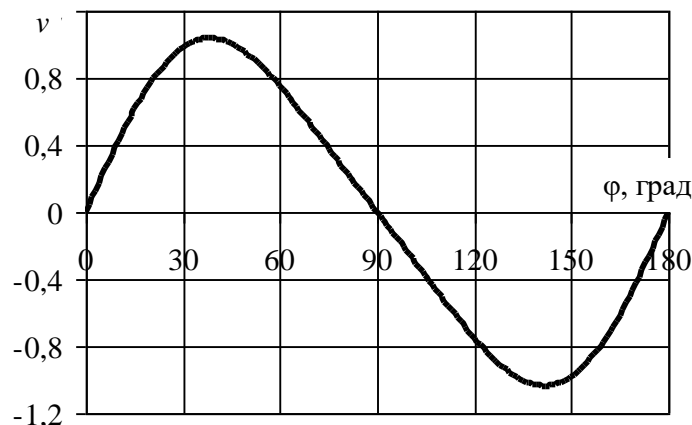


Рисунок 4.4 – Зміна безрозмірної швидкості поршня двигуна $v(\varphi)$ залежно від кута повороту центрального ротора

Кінематичні розрахунки роторно-поршневого двигуна з точністю, яка перевищує значення точності початкових вихідних даних, є недоцільними. Так, наприклад, точність вихідних даних при кінематичному розрахунку роторно-поршневого двигуна визначається:

- точністю виготовлення деталей та збирання двигуна;
- непостійністю розмірів деталей, що пов'язано з наявністю пружних і температурних деформацій при роботі;

– змінним значенням кутової швидкості обертання центрального ротора, що пов'язано з властивостями споживача енергії роторно-поршневого двигуна та його регулятора частоти.

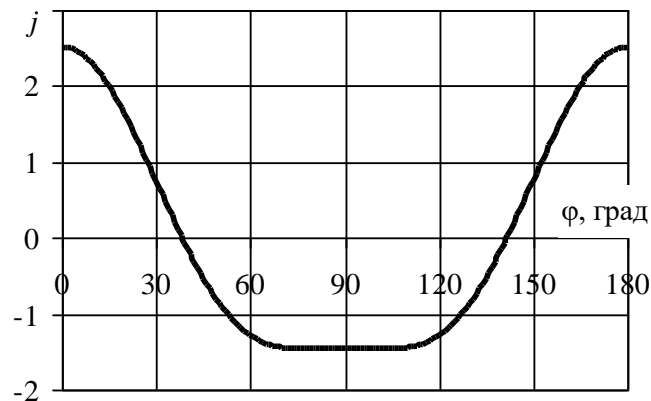


Рисунок 4.5 – Зміна безрозмірного прискорення поршня двигуна $j(\varphi)$ залежно від кута повороту центрального ротора

Відповідно, для практичних розрахунків кінематики двигуна (з трьома–чотирма значущими цифрами) використання запропонованих залежностей (4.1)–(4.10) є цілком прийнятним.

4.2. Математичне моделювання індикаторного процесу в роторно-поршневих двигунах із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Застосування методів розрахунку роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху, які базуються на фундаментальних законах термодинаміки для робочого тіла змінної маси, дасть змогу в повній мірі пов'язати процеси, що відбуваються у робочому циліндрі, з його конструктивними особливостями, а також з основними експлуатаційними характеристиками двигуна. Використання таких складних математичних моделей дозволяє значно підвищити точність та збіжність розрахунків з реальними показниками роботи роторно-поршневого двигуна, отриманими експериментально. Однак розробка та застосування будь-яких математичних моделей пов'язано з умовним відображенням реальних фізичних процесів, що потребує введення певної кількості припущень. Так, до основних припущень

при створенні та використанні математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції можна віднести [208, 209]:

1. Процеси, що відбуваються в робочому циліндрі двигуна, можна вважати квазістаціонарними та квазірівноважними. Реалізація даної умови пов'язана із забезпеченням певного співвідношення розмірів робочого циліндра двигуна та частоти обертання центрального ротора у певний момент часу. Крім того, параметри роторно-поршневого двигуна мають вплив на допустиме значення приросту кута повороту центрального ротора $\Delta\varphi$, вибраного для кроку інтегрування. Оптимальним значенням приросту кута повороту ротора двигуна є $\Delta\varphi = 1^\circ$.

2. Робоче тіло гомогенне, а також його параметри (температура, тиск, однорідність і склад) на вході в робочий циліндр (у впускному ресивері двигуна) та виході (у випускному колекторі) є постійними, що забезпечить чіткі вихідні дані при розрахунках. Таке припущення є коректним і справедливим для різних газів та їх сумішей.

3. При використанні у двигуні стиснутого повітря наявність парів масла та вологи у ньому є незначною, а також вони не мають впливу на значення ентальпії і зміну внутрішньої енергії робочого тіла. У реальних же умовах залежно від ступеня очищення у склад робочого тіла входить деяка кількість парів масла та вологи.

4. При відкритті впускних або випускних отворів газообміну двигуна зміна тиску відбувається миттєво.

5. При розрахунках теплообміну між робочим тілом та поверхнями робочого простору враховується лише конвективний теплообмін. Теплопередача від робочого тіла в робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна відбувається при однаковій інтенсивності процесу у всіх напрямках. Крім того, не враховується можлива місцева зміна значення коефіцієнтів тепловіддачі та локальних температур поверхонь, а для розрахунку використовуються середні значення.

6. У центральному роторі двигуна, в якому виконані робочі циліндри, відсутні внутрішні джерела тепла.

7. Теплота тертя від деталей механізму руху, поршня й поршневих кілець відводиться через стінки центрального ротора двигуна та не передається робочому тілу.

8. Втрати робочого тіла через нещільності робочого циліндра роторно-поршневого двигуна досить незначні та при моделюванні оцінюються емпіричним коефіцієнтом втрат.

9. Механічні втрати при визначенні ефективних показників двигуна оцінюються за допомогою механічного ККД.

10. Центральний ротор двигуна обертається рівномірно без коливань.

Як зазначалося, основні термодинамічні процеси робочого циклу роторно-поршневого двигуна доцільно відображати у вигляді індикаторної діаграми. Побудова діаграми безпосередньо пов'язана з визначенням тиску робочого тіла в циліндрі у відповідних процесах робочого циклу двигуна. В основі побудови лежить застосування першого закону термодинаміки щодо виділеного об'єму. Досить докладний аналіз та особливості використання першого закону термодинаміки при розрахунку робочого циклу машин об'ємної дії наведено у працях таких відомих учених, як Фотін Б.С., Пластинін П.І., Прилуцький І.К., Пірумов І.Б., Юша В.Л., Прилуцький А.І. та ін. У загальному вигляді перший закон термодинаміки для тіла змінної маси записується наступним чином [210–212]:

$$d(Mu) = dQ - pdV \pm \sum_1^n i_j dM_j \quad (4.11)$$

де dQ – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла; $\sum i_j dM_j$ – потік ентальпії, внесеної (+) або винесеної (–) з елементарними масами dM_j по відношенню до об'єму V ; M – маса робочого тіла в циліндрі; u – питома внутрішня енергія робочого тіла; p – тиск робочого тіла у циліндрі.

Зміна внутрішньої енергії в рівнянні (4.11) визначається так:

$$d(Mu) = Mdu + udM = c_v MdT + c_{vm} TdM + MTd(c_v)_T,$$

де T – температура робочого тіла; c_v, c_{vm} – питома ізохорна істина та середня теплоємність робочого тіла відповідно; dM – елементарна маса, що надходить або залишає циліндр.

Для зручності побудови математичної моделі рівняння швидкості зміни тиску в робочому циліндрі краще записати в узагальненому вигляді рівнянням, яке одночасно описує всі процеси (такий підхід щодо ДВЗ було запропоновано Д.С. Мінчевим). Отримати рівняння швидкості зміни тиску в циліндрі роторно-поршневого двигуна за кутом повороту ротора можна шляхом розв'язання рівняння (4.11), використовуючи рівняння збереження маси, стану, Майєра, теплопередачі. Диференціальне рівняння швидкості зміни тиску в узагальненому вигляді

$$\frac{dp}{d\varphi} = p \left(\frac{\sum_1^{n_1} dI_j}{c_v T M} - \frac{d(c_v)_T}{c_v} + \left(1 - \frac{c_{vm}}{c_v} \right) \frac{\sum_1^{n_1} dM}{M d\varphi} - k \frac{dV}{V d\varphi} - \frac{\sum_1^{n_2} dQ_{cti}}{c_v T M} \right), \quad (4.12)$$

де dQ_{cti} – обмін теплоти зі стінками теплосприймаючих поверхонь робочого простору; k – показник адіабати; dI_j – елементарна ентальпія мас, що надходять або залишають робочий циліндр.

Оскільки на відміну від звичайного двигуна у роторно-поршневому відсутній процес згоряння й температура робочого тіла має вузький діапазон зміни, якщо не враховувати різницю між істиною і середньою ізохорними теплоємностями та знехтувати втратами робочого тіла через ущільнення робочого простору, то подане вище рівняння (4.12) набуде спрощеного вигляду

$$\frac{dp}{d\varphi} = p \left(\frac{\sum_1^{n_1} dI_j}{c_v T M} - k \frac{dV}{V d\varphi} - \frac{\sum_1^{n_2} dQ_{cti}}{c_v T M} \right). \quad (4.13)$$

Для розв'язання рівняння (4.12) або (4.13) необхідно його доповнити залежностями, які дозволять визначити основні його складові. Так, значення елементарної ентальпії мас робочого тіла, що надходять або залишають робочий простір, обчислюються наступним чином:

$$\sum_1^n \frac{dI_j}{d\varphi} = \sum_1^n c_{pmj} T_j \frac{dM_j}{d\varphi}, \quad (4.14)$$

де c_{pmj} – питома ізобарна середня теплоємність робочого тіла, що надходить або залишає робочий простір; T_j – температура робочого тіла; dM_j – елементарна маса, що надходить або залишає робочий простір.

Складова рівняння (4.12) dQ характеризує обмін тепла з l стінками поверхонь робочого простору, які обмінюються теплом при розширенні робочого тіла. У результаті здійснення робочого процесу відбувається теплообмін між робочим тілом та стінкам робочого циліндра, головкою поршня, корпусом роторно-поршневого двигуна. Для розрахунку складових цього теплообміну використовується загальновідоме рівняння Ньютона–Ріхмана. У загальному вигляді рівняння обміну тепла зі стінками поверхонь робочого простору можна записати як

$$dQ = \sum_1^l \frac{dQ_{cvi}}{d\varphi} = \sum_1^l \alpha_{ri} F_i (T - T_{cvi}) \frac{1}{6n}, \quad (4.15)$$

α_{ri} – коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до i -ї поверхні, що обмінюється теплом; F_i – площа i -ї поверхні теплообміну; T_{cvi} – температура i -ї поверхні, що обмінюється теплом; n – частота обертання центрального ротора; φ – кут повороту центрального ротора двигуна.

У рівнянні (4.15) найбільш складним є визначення коефіцієнта тепловіддачі α_{ri} від робочого тіла до поверхонь, що обмінюються теплом. На значення коефіцієнта тепловіддачі має вплив багато різних чинників, таких, як, наприклад, фізико-хімічні властивості робочого тіла, характер та режим течії робочого тіла, характеристики матеріалів, з яких виготовлені поверхні, що обмінюється теплом, та ін. Залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі мають емпіричну основу та визначаються по-різному для різних

типів двигунів, враховуючи ті чи інші особливості теплообміну. Так, наприклад, для ДВЗ найбільш розповсюдженим є застосування залежності, запропонованої Герхардом Вошні [213]. Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при моделюванні машин об'ємної дії найбільш розповсюдженими є залежності, запропоновані такими вченими, як Чірков, Тейлор, Гагарін, Фотін, Прилуцький [214–222], які дають достатньо високу точність:

– залежність Чіркова

$$\alpha_r = \left(44 \cdot 10^{0,5} \frac{\lambda C_m \mu}{D^{0,33}} \right) \sqrt[4]{PT};$$

– залежність Тейлора

$$\alpha_r = 10,4 \operatorname{Re}^{0,75},$$

$$\operatorname{Re} = \frac{D_0 \cdot C_m}{\nu}; \quad D_0 = 6\pi(D/2)^2 S / (2\pi DS + 2\pi(D/2)^2);$$

– залежність Гагаріна

$$\alpha_r = \lambda c \varepsilon \frac{\operatorname{Re}^{0,87}}{D} + \frac{\lambda k}{D};$$

– залежність Прилуцького–Фотіна

$$\alpha_r = \frac{\lambda A [(\operatorname{Re}_n)^x + B]}{D};$$

– залежність Прилуцького

$$\alpha_r = \frac{\lambda}{D} A \cdot \left(\frac{\rho \cdot w \cdot D}{\mu} \right)^{0,6}, \quad (4.16)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності; μ – динамічна в'язкість; D – еквівалентний діаметр робочого циліндра; C_m – середня швидкість поршня; $c = 0,2$, $\varepsilon = 1,7 \dots 2,0$, $k = 850$ – сталі коефіцієнти; Re – число Рейнольдса; S – хід поршня; ν – кінематична в'язкість; $x = 0,6$ – емпіричний коефіцієнт; w – умовна швидкість робочого тіла у робочому циліндрі двигуна; ρ – густина робочого тіла; $A = (\rho_{ny} / \rho_n)^{0,5}$ – відношення густин.

Роторно-поршневий двигун із шарнірно-кулачковим механізмом руху можна віднести до розширювальних машин об'ємної дії, тому найбільш підходящою залежністю для визначення коефіцієнта тепловіддачі є формула (4.6), яка запропонована професором А. І. Прилуцьким [219–222].

Для визначення динамічної в'язкості при тисках робочого тіла до 1 МПа й температурі до 555 К можна використовувати формулу Сазерленда (Sutherland) [209, 223]:

$$\mu = \mu_0 \frac{273,2 + S_s}{T + S_s} \left(\frac{T}{273,2} \right)^{\frac{3}{2}},$$

де μ_0 – динамічна в'язкість за нормальних умов; S_s – стала Сазерленда для відповідного газу (обирається з довідкової літератури відповідно до робочого тіла).

Значення сталої Сазерленда обирається з довідкової літератури відповідно до робочого тіла, а також може бути розрахована за відомим значенням температури кипіння при нормальному тиску за формулою [223]

$$S_s \approx 1,47T_{\text{кип}}.$$

Для тисків робочого тіла більше ніж 1 МПа для визначення динамічної в'язкості застосовується формула Д. Енскога, яка була спрощена Гарднером та має наступний вигляд [222]:

$$\mu_p = \mu_0 \left[1 + 0,175b\rho_p + 0,865(b\rho_p)^2 \right],$$

де ρ_p – густина, яка відповідає тиску робочого тіла; b – об'ємна поправка:

$$b = \frac{1,78 \cdot 10^{-7} \sqrt[4]{\left(\frac{k}{\varepsilon} T\right)^3}}{\sqrt[3]{\mu_0^2} \sqrt[4]{m}},$$

де m – молекулярна маса; k – стала Больцмана; ε – глибина потенціальної ями.

Відношення ε/k можна оцінити за допомогою виразу

$$\varepsilon / k \approx 0,77T_{\text{к}} \approx 1,15T_{\text{кип}} \approx 1,92T_{\text{пл}},$$

де $T_{\text{к}}$ – критична температура; $T_{\text{кип}}$ – температура кипіння; $T_{\text{пл}}$ – температура плавлення.

Залежність питомої ізохоричної середньої теплоємності робочого тіла від температури $c_{vm} = f(T)$ визначається за довідковими таблицями. При цьому при використанні як робочого тіла суміші газів (наприклад, відпрацьованих газів ДВЗ, природного газу) необхідно враховувати його склад за рівнянням теплоємності суміші газів [224]

$$c_{vm} = \sum r_k c_{vmk}, \quad (4.17)$$

де r_k – об’ємна частка кожного з компонентів робочого тіла у суміші; c_{vmk} – середня теплоємність компонентів робочого тіла.

У свою чергу, середня та дійсна теплоємності в інтервалі температур від T_0 до T пов’язані між собою наступним виразом [224]:

$$c_{vm} = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T c_v dT, \quad (4.18)$$

де $T_0 = 273$ К – початкова температура; T – кінцева температура.

Відповідно питома ізобарна середня теплоємність робочого тіла в інтервалі температур від T_0 до T визначається як

$$c_{pm} = R + \frac{1}{T} \int_{T_0}^T c_v dT. \quad (4.19)$$

Для визначення зміни маси робочого тіла в циліндрі роторно-поршневого двигуна застосуємо рівняння

$$dM = G dt, \quad (4.20)$$

де dt – час розрахункового кроку; G – миттєва витрата робочого тіла, що визначається за рівнянням витрати через переріз під дією відомого перепаду тисків:

$$G = \mu \rho w f, \quad (4.21)$$

де μ – коефіцієнт витрати впускного або випускного отвору; ρ – густина робочого тіла в перерізі; w – швидкість потоку робочого тіла в мінімальному поперечному перерізі отвору; f – площа прохідного перерізу отвору.

Так, швидкість переміщення газу в мінімальному перетині визначається [211, 225]:

$$- \text{якщо } \frac{p_1}{p_2} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k}{1-k}\right)}, \text{ то } w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]};$$

$$- \text{якщо } \frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k}{1-k}\right)}, \text{ то } w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1^*},$$

де p_1, T_1 – відповідно тиск і температура в об’ємі з більшим тиском; p_2, T_2 – тиск та температура в об’ємі з меншим тиском відповідно; * – індексом позначаються параметри загальмованого робочого тіла.

Густина робочого тіла в перерізі

$$\rho = \frac{p_2}{RT_1^*} \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^{\frac{1-k}{k}}. \quad (4.22)$$

Тиск робочого тіла перед впускними отворами роторно-поршневого двигуна менший за тиск у напірній магістралі на величину газодинамічних втрат. Так, падіння тиску визначається за формулою [7, 17]

$$\Delta P_i = \frac{\rho}{2} \frac{P_i}{P_o} w_i^2 \xi_i 10^{-4}, \quad (4.23)$$

де ρ – густина робочого тіла при атмосферному тиску; P_i – абсолютний тиск робочого тіла перед елементом опору; P_o – абсолютний тиск навколишнього середовища; w_i – швидкість робочого тіла; ξ_i – емпіричний коефіцієнт опору кожної ділянки.

Значення повного опору визначається як сума локальних опорів за формулою [17, 226]

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{n_i} \Delta P_i,$$

де n_i – кількість елементів магістралі.

Для спрощення розрахунків повної втрати тиску, вважаючи, що опір переміщенню робочого тіла складається з локальних опорів, а також те, що при великих швидкостях втрати тиску при переміщенні по прямих ділянках пропорційні квадрату швидкості, значення ΔP може бути обчислено за наступною формулою [17]:

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \frac{P}{P_0} w^2 \xi 10^{-4}.$$

Значення сумарного коефіцієнта опору ξ впускної магістралі визначається експериментально для різних значень швидкості потоку робочого тіла. Однак згідно з даними [17] при швидкості потоку більш 50 м/с значення коефіцієнта практично незмінне.

Змінний об'єм робочого простору (циліндра) залежно від кута повороту центрального ротора розраховується за формулою [207, 208]

$$V(\varphi) = V_s \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + a_0 - [a_1 \cos(2\varphi) + a_2 \cos(4\varphi) - a_3 \cos(6\varphi) + a_4 \cos(8\varphi)] \right), \quad (4.24)$$

де $V_s = V - V_0$ – робочий об'єм циліндра; $\varepsilon = V/V_0$ – ступінь стиснення (відношення повного об'єму циліндра до мертвого об'єму).

Виходячи з того, що ε – величина стала, приріст об'єму робочого простору визначається як

$$dV = V_s (2a_1 \sin(2\varphi) + 4a_2 \sin(4\varphi) - 6a_3 \sin(6\varphi) + 8a_4 \sin(8\varphi)) d\varphi. \quad (4.25)$$

Відносна зміна об'єму робочого простору розраховується за формулою

$$\frac{dV}{V d\varphi} = \frac{(2a_1 \sin(2\varphi) + 4a_2 \sin(4\varphi) - 6a_3 \sin(6\varphi) + 8a_4 \sin(8\varphi))}{\left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + a_0 - [a_1 \cos(2\varphi) + a_2 \cos(4\varphi) - a_3 \cos(6\varphi) + a_4 \cos(8\varphi)] \right)}. \quad (4.26)$$

Для побудови індикаторної діаграми роторно-поршневого двигуна використовуються рівняння (4.12)–(4.26), в яких диференціали кута повороту центрального ротора $d\varphi$ замінюються на еквівалентний їм кінцевий приріст кута $\Delta\varphi$, що дорівнює 1° повороту ротора двигуна. Завдяки цьому розрахункові залежності набувають алгебраїчної форми.

Загальна спрощена блок-схема математичної моделі розрахунку робочого циклу роторно-поршневого двигуна подана на рис. 4.6. Для початку розрахунку задаємося відомим значенням тиску p_{i-1} (тиск у впускному ресивері роторно-поршневого двигуна або отримане у результаті попереднього моделювання). Тоді приріст тиску $dp/d\varphi$ у точці $i-1$

обчислюється згідно з рівнянням (4.12) або (4.13), а тиск у точці i визначається відповідно до виразу [211]

$$p_i = p_{i-1} + \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_{i-1} d\varphi$$

Визначення приросту тиску $dp/d\varphi$ відбувається одночасно з обчисленням змінних значень $dI_i/d\varphi$, $dM_i/d\varphi$, $dV_i/d\varphi$ за рівняннями (4.14), (4.20), (4.25).

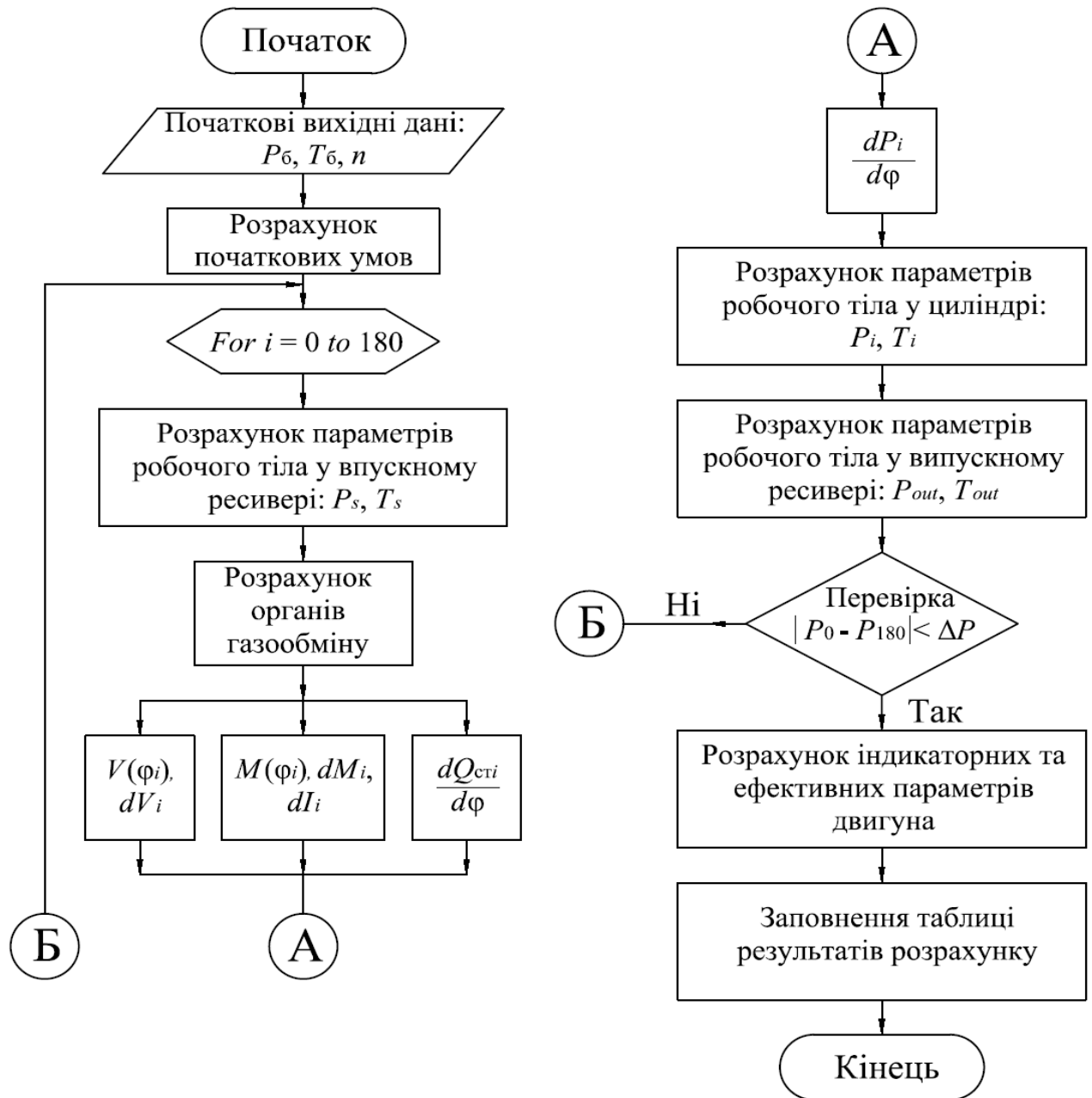


Рисунок 4.6 – Загальна блок-схема реалізації математичної моделі розрахунку робочого циклу роторно-поршневого двигуна

Температура робочого тіла в циліндрі роторно-поршневого двигуна знаходиться з рівняння стану

$$pV = MRT,$$

де R – газова стала робочого тіла.

Змінне значення температури робочого тіла в циліндрі визначається відповідно до виразу

$$T_i = \frac{p_i V_i}{R_i M_i}.$$

При математичному моделюванні зміни тиску й температури у робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна застосовуються попередні розрахунки таких параметрів, як питома ізохорна істинна та середня теплоємності робочого тіла.

У математичній моделі робочого циклу для розрахунку використовуються наступні геометричні параметри роторно-поршневого двигуна:

- діаметр робочого циліндра;
- довжина між центрами рухомої ланки;
- кількість циліндрів;
- діаметр центрального ротора;
- діаметри впускних та випускних отворів;
- кількість впускних і випускних отворів;
- кути відкриття й закриття органів газообміну.

До початкових експлуатаційних параметрів належать:

- параметри навколишнього середовища;
- фізичні властивості робочого тіла;
- початковий тиск і температура робочого тіла ;
- частота обертання центрального ротора;
- механічний ККД.

Під час реалізації наведеної вище математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції у вигляді програми розрахунку застосовувався широко відомий та розповсюджений метод Ейлера. Метод Ейлера є достатньо простим однокроковим методом, який дозволяє замінити складні диференціальні рівняння математичної моделі аналогічними дискретними рівняннями, а також має досить задовільну збіжність та забезпечує достатньо точні результати при математичному моделюванні [227–230]. До переваг використання даного методу можна віднести:

- розрахунок починається з попередніх (наближених) вихідних даних з поступовим наближенням до стійкого рішення;
- зручність зміни кроку та однотипність розрахунку на всіх розрахункових точках.

Однокроковість методу полягає у тому, що наближене значення розв’язання у наступній точці визначається залежно від значення розв’язання у попередній точці. Отримані внаслідок розрахунків наближення до значень $y(x_j)$ пов’язані деяким співвідношенням, яке має вигляд [227]:

$$y_{j+1} = \Phi(f, x_j, x_{j+1} - x_j, y_j) + \delta_{j+1},$$

де δ_{j+1} – розрахункова похибка на кроці.

Наявність розрахункової похибки обумовлена, насамперед, наступними факторами [227]:

- округлення числа при розрахунках;
- похибка у значеннях правої частини $f(x, y)$ (це може бути наслідком того, що функція $f(x, y)$ є деяким наближенням реального диференціального рівняння або функція $f(x, y)$ наближується іншими функціями);
- при визначенні y_{j+1} з рівняння, яке не розв’язане в явному вигляді відносно змінної y_{j+1} .

Відповідно, одержані результати при моделюванні корегуються методом послідовних наближень (ітерації), а розрахунок здійснюється до тих

пiр, доки значення розрахункових та заданих значень параметрiв не збiгаються з необхідною точнiстю.

4.3. Оцiнка адекватностi розробленого розрахункового методу дiйсним процесам, якi проходять у роторно-поршневих двигунах iз шарнiрно-кулачковим механiзмом руху

Адекватна математична модель повинна якiсно та кiлькiсно описувати об'єкт моделювання вiдповiдно до обраних характеристик стану. Для оцiнки адекватностi розробленої математичної моделi робочого циклу роторно-поршневого двигуна необхідно на базi вiдомих вихiдних даних провести розрахунок i порiвняти змодельованi та експериментально отриманi данi. Даний спосiб дозволяє отримати найбільш повну та коректну iнформацiю про адекватнiсть i вiдповiднiсть математичної моделi реальним фiзичним процесам.

При оцiнцi адекватностi математичної моделi за основу було взято результати експериментальних дослiджень дослiдного зразка роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75, поданi у третьому роздiлi. У зв'язку з особливостями конструкцiї роторно-поршневого двигуна зняття iндикаторної дiаграми є досить ускладненим, тому за основу при оцiнцi адекватностi математичної моделi було взято експериментальнi залежностi змiни ефективних показникiв робочого процесу (якi є бiльш важливими для споживача) вiд основних експлуатацiйних параметрiв, таких, як робочий тиск у впускному ресиверi P_s та оберти центрального ротора двигуна n .

Методика проведення оцiнки адекватностi розробленої математичної моделi наступна:

– математична модель була налаштована на один з режимiв експлуатацiї таким чином, щоб середнє квадратичне вiдхилення розрахованих та експериментально отриманих значень параметрiв робочого циклу роторно-поршневого двигуна не перевищувало 4 %;

– змінювалися основні експлуатаційні параметри двигуна, а також здійснювалося регулювання режимів роботи двигуна шляхом зміни ступеня наповнення;

– визначалися значення середнього квадратичного відхилення розрахункових даних від експериментальних, при цьому переналаштування математичної моделі не здійснювалося.

На рис. 4.7 і 4.8 наведено порівняння експериментальних та розрахункових залежностей зміни основних параметрів роторно-поршневого двигуна для робочого тиску у впускному ресивері 0,4 МПа.

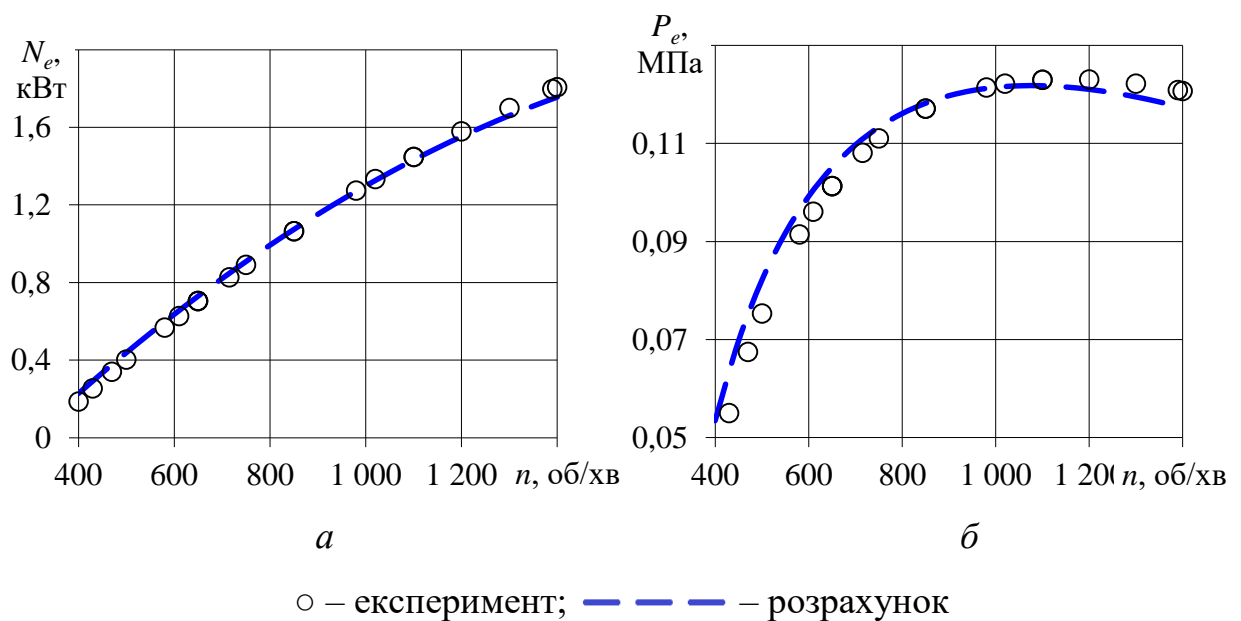


Рисунок 4.7 – Порівняння експериментальних та розрахункових енергетичних показників роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75:

a – ефективна потужність; b – середній ефективний тиск

Середнє квадратичне відхилення значень показників роботи двигуна визначається за формулою [231]

$$\sigma_X = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - X_i)^2},$$

де x_i – розрахункове значення параметра при i -му спостереженні; X_i – експериментальне значення параметра; n – кількість спостережень.

Для оцінки розрахункових значень параметрів роторно-поршневого двигуна встановлюються довірчі інтервали та межі при обраній довірчій ймовірності. Довірчі інтервали відповідно до [231] визначаються наступним чином:

$$I_p = (x_i - t_p \sigma_x; x_i + t_p \sigma_x),$$

де t_p – коефіцієнт Стюдента.

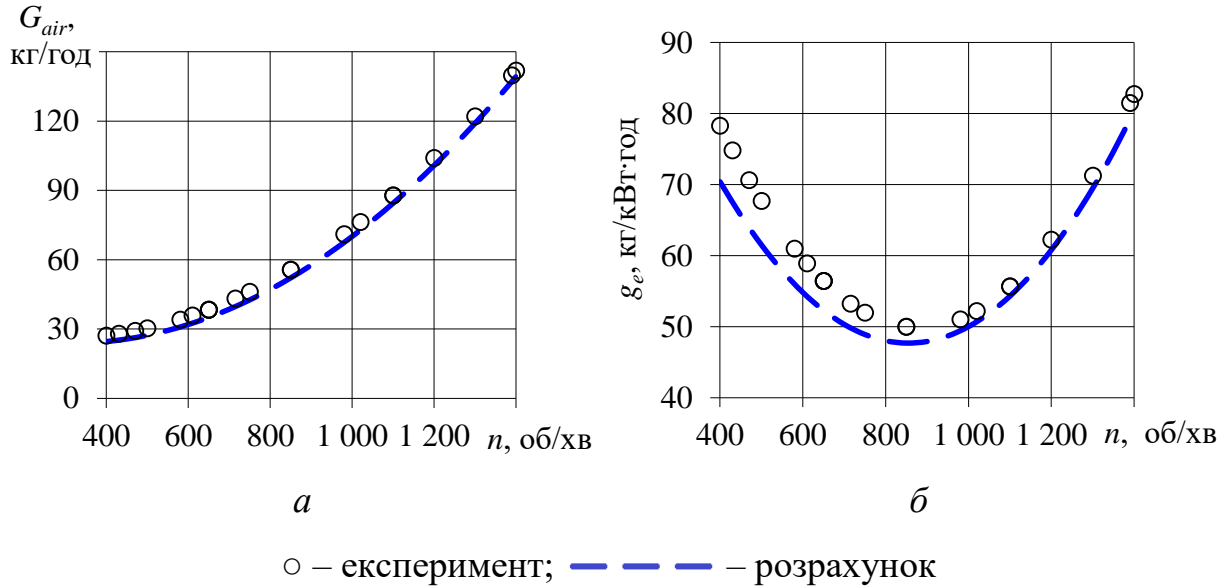


Рисунок 4.8 – Порівняння експериментальних та розрахункових економічних показників роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75:

a – годинна витрата робочого тіла; b – питома ефективна витрата робочого тіла

Для визначення довірчого інтервалу необхідно за таблицею розподілів Стюдента обрати коефіцієнт t_p . Для цього береться довірна ймовірність P та відповідно до степеня вільності ($k = n - 1$) обирається коефіцієнт t_p . Достатнім значенням довірчої ймовірності для інженерних розрахунків є $P = 0,95$ [231]. Таким чином, для степеня вільності $k = 20$ значення коефіцієнт t_p складає 2,086.

Згідно з проведеним зіставленням розрахункових та експериментальних даних зміни параметрів роботи роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 максимальна відносна середньоквадратична похибка не перевищує 7 %. Так, наприклад, при визначенні потужності двигуна середньоквадратична похибка складає 6,5 %, при цьому середнє квадратичне

відхилення 0,0289 кВт, а дійсне значення ефективної потужності роботи роторно-поршневого двигуна з ймовірністю 0,95 знаходиться між довірчими межами $N_e \pm 0,06$ кВт.

Ще одним параметром, який у значній мірі впливає на роботу роторно-поршневого двигуна та зміну його енергетичних та економічних показників, є ступінь наповнення робочого циліндра. Отже, перевірка реакції математичної моделі на зміну цього параметра є вельми необхідною та важливою. Так, на рис. 4.9 і 4.10 наведено порівняння експериментальних та розрахункових залежностей зміни основних параметрів роторно-поршневого двигуна від ступеня наповнення для експлуатаційного режиму – $P_s = 0,5$ МПа, $n = 1200$ об/хв.

Відповідно до поданих результатів налаштована математична модель якісно та кількісно відображає зміну основних енергетичних і економічних показників роторно-поршневого двигуна, а також досить добре реагує на зміну ступеня наповнення робочого циліндра (зміна режиму роботи). Так, максимальна відносна середньоквадратична похибка визначення параметрів роботи двигуна не перевищує 6 %.

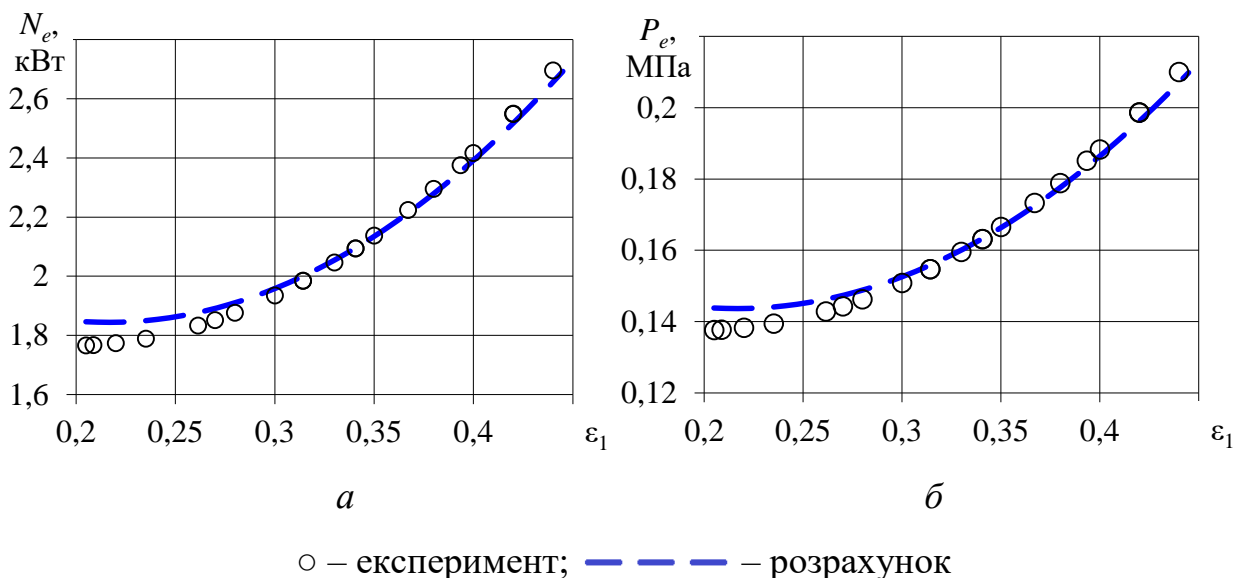


Рисунок 4.9 – Порівняння експериментальних та розрахункових енергетичних показників роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 при регулюванні ступеня наповнення робочого циліндра:
 a – ефективна потужність; b – середній ефективний тиск

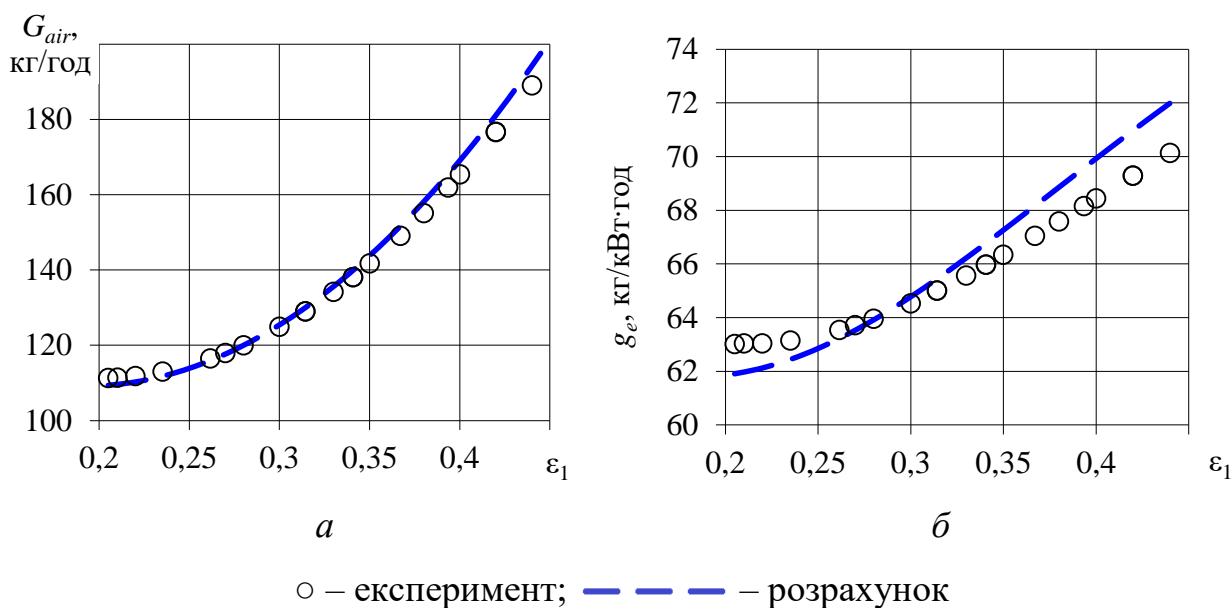


Рисунок 4.10 – Порівняння експериментальних та розрахункових економічних показників роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 при регулюванні ступеня наповнення робочого циліндра:

a – годинна витрата робочого тіла; b – питома ефективна витрата робочого тіла

На основі наведеного порівняння (див. рис. 4.7–4.10) можна вважати, що розроблена математична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху достатньо адекватно відображає дійсні робочі процеси у робочому циліндрі та реагує на зміну основних експлуатаційних параметрів. Таке узгодження розрахункових та експериментальних результатів дозволяє рекомендувати розроблену математичну модель як для практичних інженерних розрахунків двигунів даного типу, так і для науково-дослідних цілей.

4.4. Дослідження впливу конструктивних параметрів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у робочому циліндрі

На відміну від звичайних ДВЗ у розширювальних машинах об'ємної дії відбувається розширення заздалегідь стиснутого робочого тіла без хімічного

процесу згоряння і значного підвищення температури, саме тому найбільший вплив на організацію робочого процесу має саме конструктивне виконання двигуна та його систем. Роторно-поршневий двигун із шарнірно-кулачковим механізмом руху відповідно до загальноприйнятої класифікації належить до розширювальних машин об'ємної дії. Це означає, що внутрішня енергія стиснутого робочого тіла при переміщенні поршня у робочому циліндрі перетворюється в інший вид енергії за рахунок зміни об'єму (розширення). Суттєвий вплив на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла в двигунах об'ємної дії мають наступні параметри:

- відносний мертвий об'єм ϵ_0 ;
- ступінь наповнення робочого циліндра ϵ_1 (а також можливість його регулювання);
- співвідношення ходу поршня та діаметра робочого циліндра S/D ;
- середня швидкість поршня C_m ;
- робочий тиск P_s .

Організація процесу газообміну та, отже, конструкція системи газообміну в розширювальному двигуні через такі параметри, як відносний мертвий об'єм і ступінь наповнення робочого циліндра впливають на вигляд та площу індикаторної діаграми, а також значення індикаторної роботи циклу [232]. У розробленому роторно-поршковому двигуні об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху використовується конструктивно проста золотникова схема газообміну, де центральний ротор виконує роль золотника, який, обертаючись, відкриває та закриває впускні й випускні отвори, виконані у корпусі двигуна. Таке технічне рішення забезпечує просту й компактну конструкцію двигуна, при цьому, оскільки двигун по суті є роторним, значення відносного мертвого об'єму обумовлене лише технологічними зазорами при виготовленні та може складати лише 0,015 [232]. Так, на рис. 4.11 наведено вплив відносного шкідливого мертвого об'єму на зміну площі індикаторної діаграми роторно-поршкового двигуна.

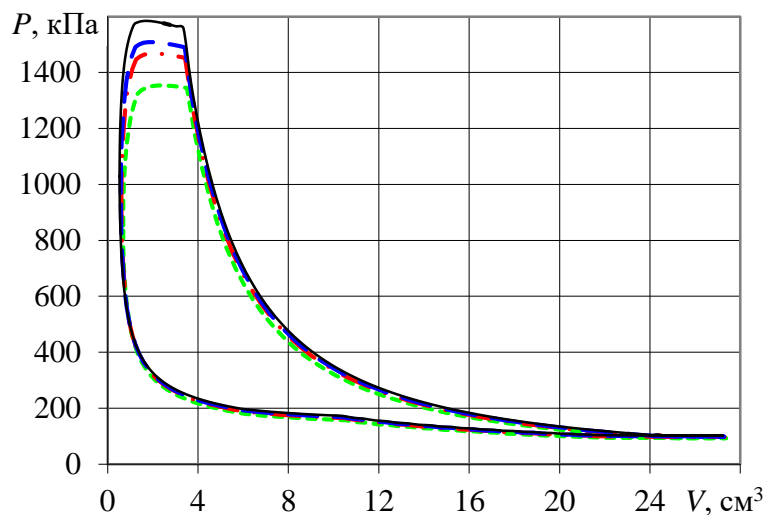


Рисунок 4.11 – Вплив відносного мертвого об’єму на площу індикаторної діаграми роторно-поршневого двигуна:

— — $\varepsilon_0 = 0,020$; - - - $\varepsilon_0 = 0,021$; - - - $\varepsilon_0 = 0,022$; - - - $\varepsilon_0 = 0,025$

При дослідженні впливу відносного мертвого об’єму на зміну індикаторної діаграми значення робочого тиску у впускному ресивері двигуна було постійним та складало 2 МПа. З поданих на рис 4.11 індикаторних діаграм досить чітко видно, що при зменшенні величини шкідливого мертвого об’єму значення максимального тиску робочого тіла в циліндрі збільшувалося із 1,35 до 1,58 МПа [233]. Збільшення максимального тиску в циліндрі сприяє збільшенню площі індикаторної діаграми, тобто зростанню індикаторної роботи циклу. Впливаючи на площу індикаторної діаграми, відносний мертвий об’єм, відповідно, має вплив на індикаторні показники двигуна. Так, на рис. 4.12 наведено вплив ε_0 на індикаторні показники роторно-поршневого двигуна за різних значень робочого тиску у впускному ресивері.

З наведених на рис. 4.12 залежностей видно, що при зменшенні ε_0 із 0,025 до 0,020, тобто на 20 %, значно знижується питома індикаторна витрата робочого тіла із 31,3 до 22,6 кг/кВт·год (тобто на 27,7 %) та збільшується індикаторна потужність роторно-поршневого двигуна із 1,16 до 1,49 кВт (тобто на 28,2 %) на всьому діапазоні зміни робочого тиску у впускному ресивері (1,25...2,00 МПа). Саме тому забезпечення мінімального значення ε_0 на стадії проектування та при виготовленні роторно-поршневого двигуна, а

також покращення точності виготовлення його елементів, що сприятиме мінімізації витоків робочого тіла із циліндра, є одним зі способів покращення його індикаторних і, відповідно, ефективних показників.

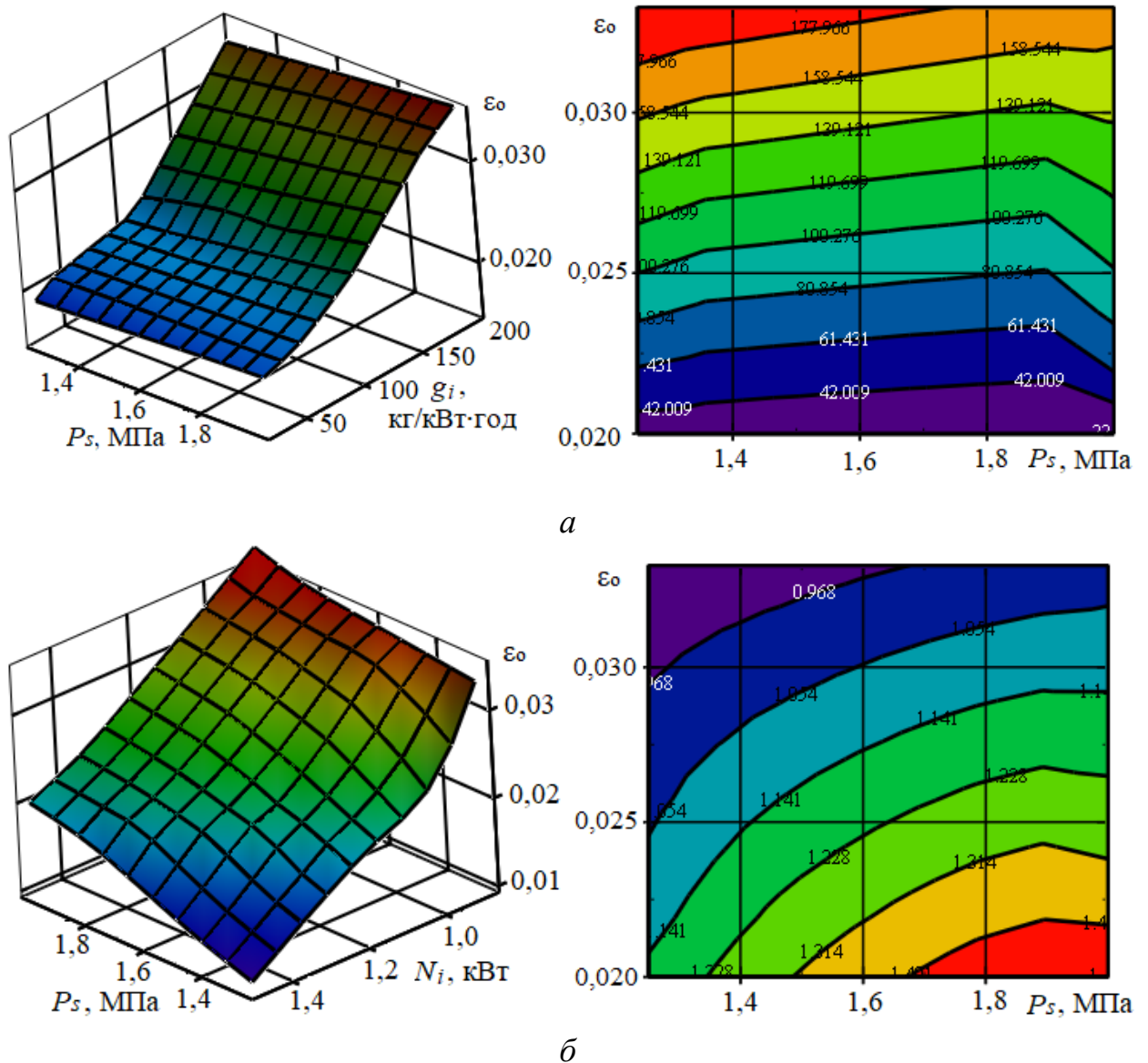


Рисунок 4.12 – Вплив відносного мертвого об’єму та робочого тиску у впускному ресивері роторно-поршневого двигуна на індикаторні показники:

a – питома індикаторна витрата робочого тіла; *б* – індикаторна потужність

Здебільшого регулювання потужності машин об’ємної дії забезпечується за рахунок зміни значення тиску робочого тіла на вході в двигун, однак такий спосіб регулювання експлуатаційних режимів двигуна не дозволяє забезпечити максимальну ефективність перетворення потенційної

енергії стиснутого робочого тіла у всьому необхідному діапазоні режимів роботи. У роторно-поршневому двигуні із шарнірно-кулачковим механізмом руху ступінь наповнення змінюється за рахунок повороту регулюючого кулачка, розміщеного у центрі ротора, та рухомого шарнірного чотирикутника. Поворот регулюючого кулачка призводить до зміни кута початку та кінця подачі робочого тіла до циліндра.

На рис. 4.13 подано приклад впливу ступеня наповнення на площу індикаторної діаграми роторно-поршневого двигуна при постійному значенні тиску робочого тіла у впускному ресивері двигуна 1,5 МПа.

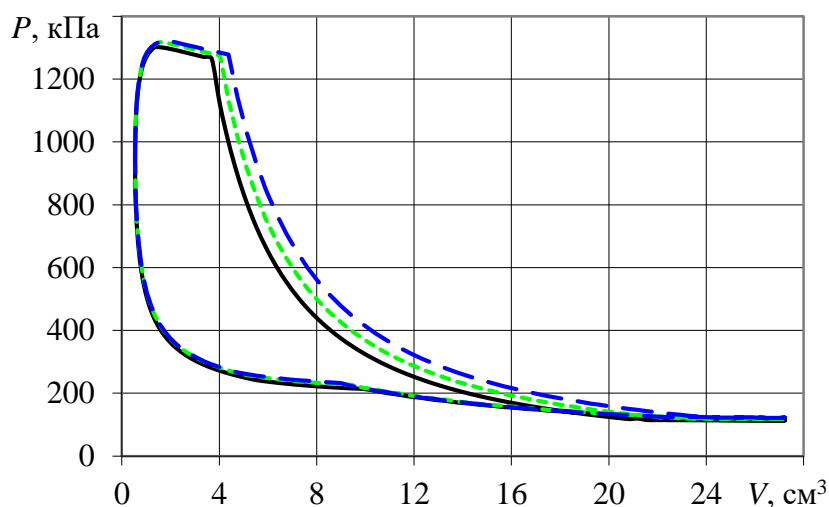


Рисунок 4.13 – Вплив ступеня наповнення робочого циліндра на зміну індикаторної діаграми роторно-поршневого двигуна:

— — $\varepsilon_1 = 0,135$; - - - - $\varepsilon_1 = 0,148$; — — — — $\varepsilon_1 = 0,174$

З наведених на рис. 4.13 індикаторних діаграм чітко видно, що збільшення ступеня наповнення сприяє збільшенню площі індикаторної діаграми, тобто підвищенню індикаторної роботи циклу та середнього індикаторного тиску. Збільшення площі індикаторної діаграми відбувається на ділянках наповнення та розширення робочого тіла.

На рис. 4.14 подано вплив ступеня наповнення на індикаторні показники роторно-поршневого двигуна за різних значень тиску робочого тіла у впускному ресивері двигуна. З наведених на рис 4.14 залежностей видно, що зменшення ступеня наповнення із 0,175 до 0,135 при постійному значенні

тиску робочого тіла у впускному ресивері двигуна 2 МПа сприяє зниженню питомої індикаторної витрати робочого тіла із 34,7 до 22,6 кг/кВт·год (тобто на 34,9 %) при деякому зниженні індикаторної потужності двигуна із 1,26 до 1,15 кВт (тобто на 8,7 %). Тобто при однаковому зменшенні ступеня наповнення зниження індикаторної витрати робочого тіла у 4 рази більше, ніж потужності, що дозволяє використовувати ϵ_1 як ефективний спосіб регулювання експлуатаційних режимів роторно-поршневого двигуна та підвищення його економічності.

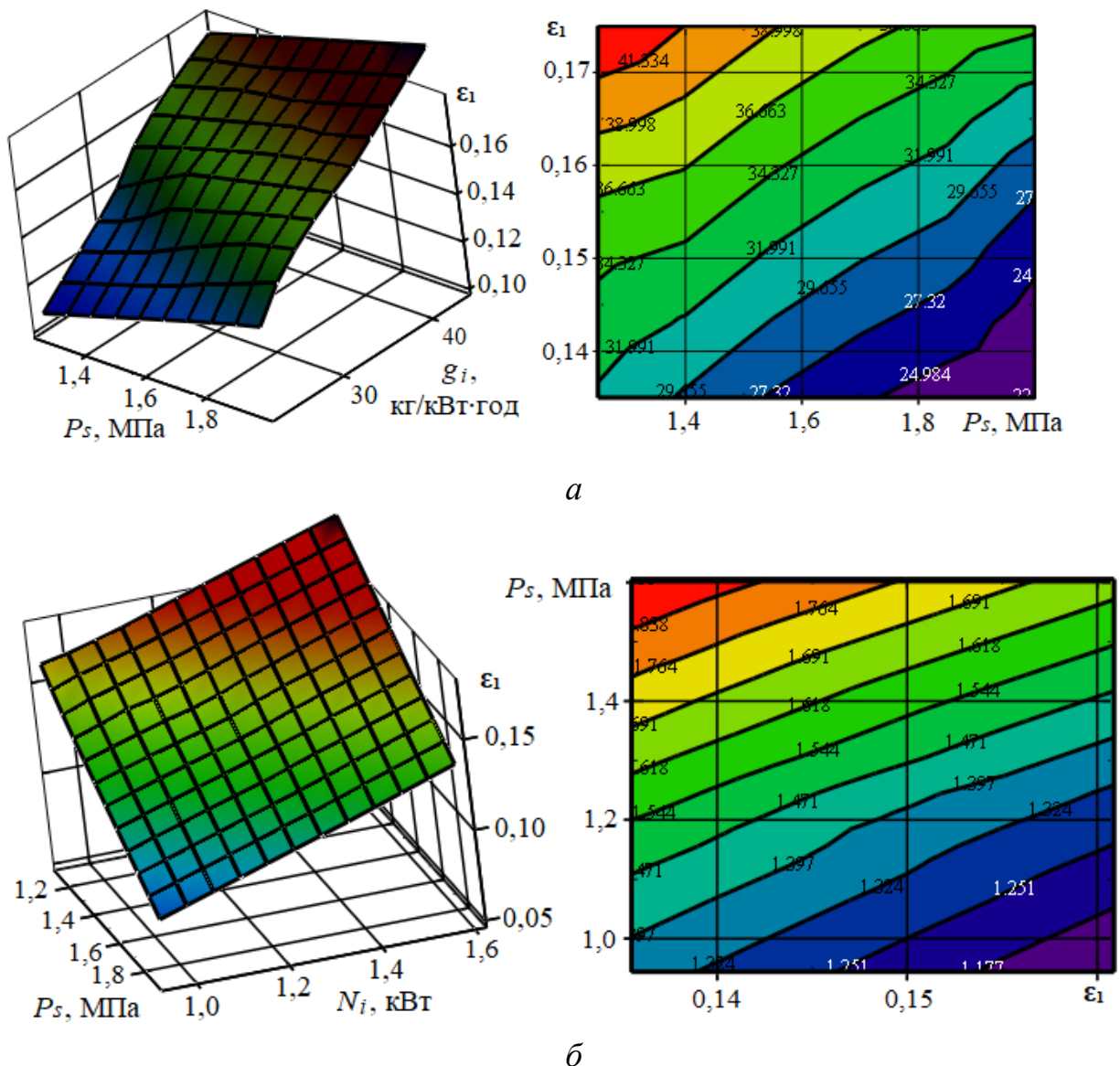


Рисунок 4.14 – Вплив ступеня наповнення робочого циліндра та тиску робочого тіла у впускному ресивері роторно-поршневого двигуна на індикаторні показники:

a – питома індикаторна витрата робочого тіла; *б* – індикаторна потужність

Відношення ходу поршня S до діаметра робочого циліндра D роторно-поршневого двигуна є ще одним параметром, який одночасно впливає на масогабаритні показники та ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла. Багаторічний досвід проектування й експлуатації поршневих машин об'ємної дії та компресорів показав, що відношення S/D повинно бути менше одиниці, тобто двигуни, що серійно випускаються, фактично є короткоходовими [1, 11, 17, 62]. Значення $S/D < 1$ забезпечує компактність двигунів у поперечному перерізі, а також забезпечує зниження середньої швидкості поршня C_m . Як зазначалося, крім зменшення масогабаритних показників двигуна зменшення S/D та C_m сприяє підвищенню ефективності перетворення енергії стиснутого робочого тіла у двигуні (рис. 4.15).

Так, зменшення відношення S/D із 0,6 до 0,4 (33,3 %) призводить до зниження питомої індикаторної витрати робочого тіла із 61,18 до 24,04 кг/кВт·год (60,8 %), при цьому індикаторна потужність двигуна знижується лише на 8 %. Підвищення індикаторних показників роторно-поршневого двигуна (див. рис. 4.15) зі зменшенням відношення S/D , а отже, і C_m пов'язане, насамперед, з покращенням процесів впуску та випуску робочого тіла. Так, зменшення C_m сприяє зниженню втрати тиску робочого тіла при впуску в циліндр двигуна та зменшенню значення протидії потоку відпрацьованого робочого тіла при випуску. Хід поршня двигуна S має прямий геометричний зв'язок з довжиною ланки рухомого чотирикутника L та кутом α (див. рис. 4.1):

$$S = L(\sin \alpha - \cos \alpha).$$

Аналізуючи попередній досвід проектування та експериментальних досліджень роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, оптимальне значення кута α повинно складати 60° , що забезпечить надійність роботи та міцність рухомих елементів двигуна. Тоді, відповідно, довжина між центрами рухомої ланки L буде дорівнювати довжині меншої діагоналі рухомого чотирикутника, а хід поршня – різниці половин діагоналей.

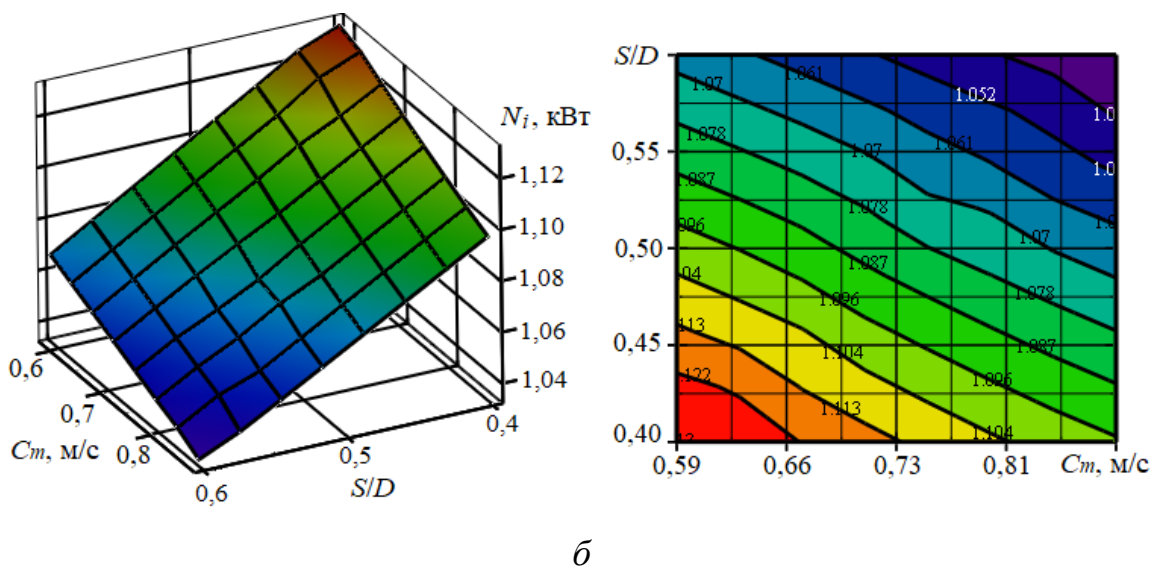
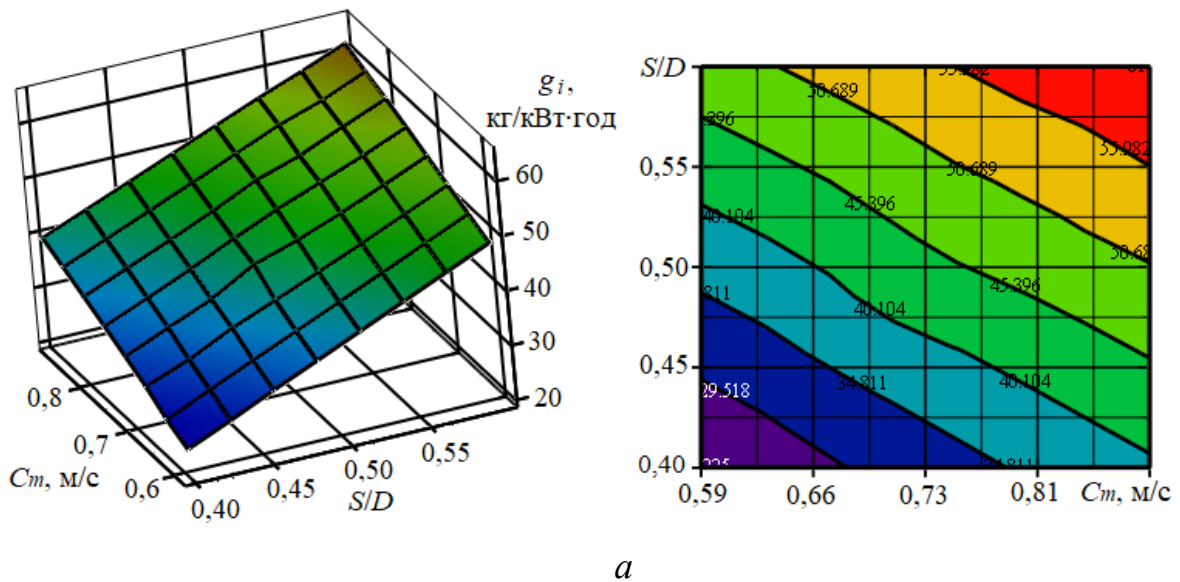


Рисунок 4.15 – Вплив відношення ходу поршня до діаметра циліндра та середньої швидкості поршня на індикаторні показники:

a – питома індикаторна витрата робочого тіла; *б* – індикаторна потужність

У таблиці 4.1 подано результати моделювання різних за діаметром циліндра та ходом поршня типорозмірів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху при роботі на різних видах робочого тіла, а на рис. 4.16 – типорозмірний ряд повітряних двигунів. При цьому робочий тиск складав $P_s = 1,2$ МПа, температура $T_s = 10$ °С, а частота обертання ротора $n = 1000$ об/хв. На рис. 4.17 наведено залежності зміни циліндрової потужності та годинної витрати робочого тіла роторно-поршневого двигуна залежно від геометричних розмірів робочого циліндра.

Таблиця 4.1 – Параметри багатопільових роторно-поршневих двигунів об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху при роботі на різних газах

Параметр	Робоче тіло			
	Повітря	Вуглекислий газ (CO ₂)	Синтез-газ (0,91 H ₂ , 0,04 CH ₄ , 0,02 CO, 0,03 CO ₂)	Водень (H ₂)
Роторно-поршневий детандер 8РПД 5/2				
Ефективна потужність, кВт	3,0	2,5	5,2	5,1
Годинна витрата робочого тіла, кг/год	131,9	164,5	73,8	38,0
Роторно-поршневий детандер 8РПД 7,0/2,8				
Ефективна потужність, кВт	8,1	7,0	14,2	14,0
Годинна витрата робочого тіла, кг/год	362,0	451,4	202,5	104,1
Роторно-поршневий детандер 8РПД 9,0/3,6				
Ефективна потужність, кВт	17,2	14,8	30,2	29,8
Годинна витрата робочого тіла, кг/год	769,5	959,5	430,3	221,3
Роторно-поршневий детандер 8РПД 10/4				
Ефективна потужність, кВт	23,6	20,3	41,4	40,9
Годинна витрата робочого тіла, кг/год	1055,5	1316,1	590,3	303,6
Роторно-поршневий детандер 8РПД 12/4,8				
Ефективна потужність, кВт	40,8	35,0	71,5	70,7
Годинна витрата робочого тіла, кг/год	1823,9	2274,3	1020,1	524,6
Роторно-поршневий детандер 8РПД 14/5,6				
Ефективна потужність, кВт	64,8	55,7	113,6	112,3
Годинна витрата робочого тіла, кг/год	2896,3	3611,4	1619,8	833,1
Роторно-поршневий детандер 8РПД 16/6,4				
Ефективна потужність, кВт	96,7	83,1	169,5	167,6
Годинна витрата робочого тіла, кг/год	4323,3	5390,8	2418,0	1243,6

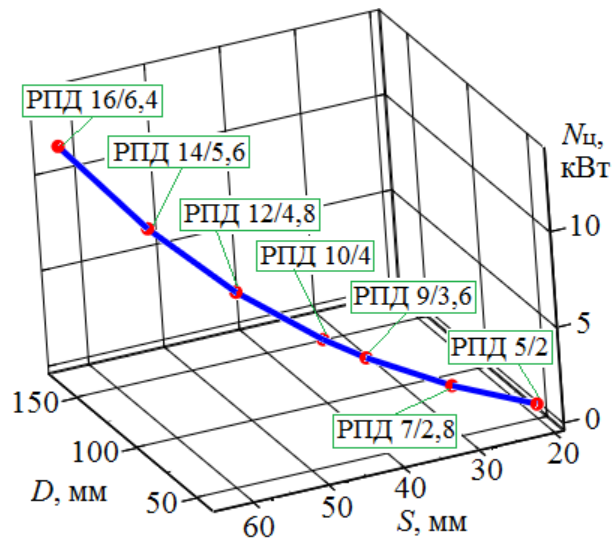
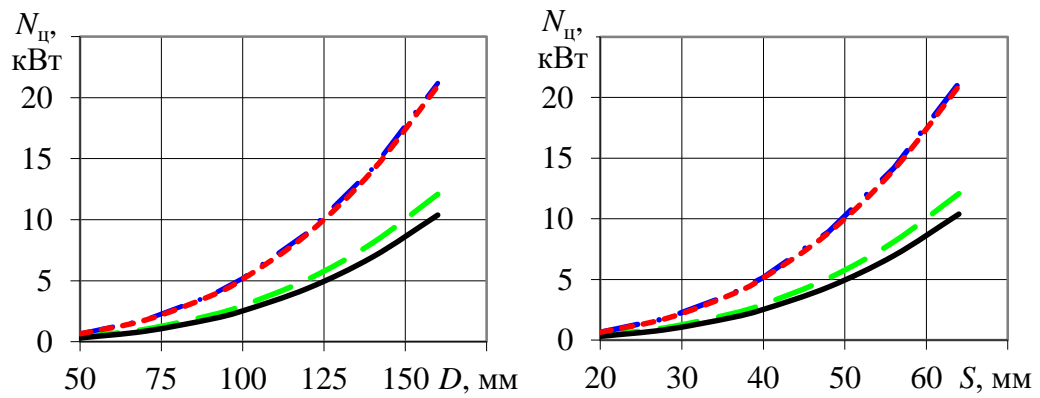
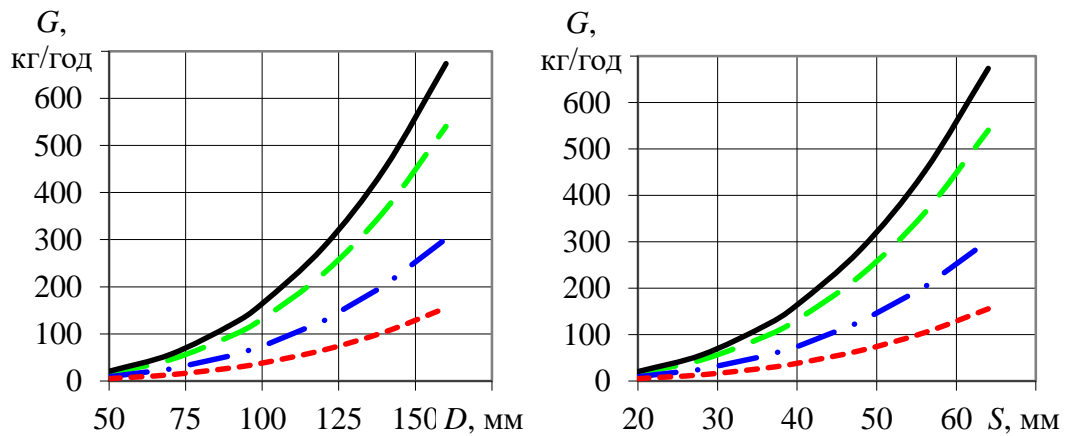


Рисунок 4.16 – Залежність циліндрової потужності повітряного роторно-поршневого двигуна від діаметра циліндра D та ходу поршня S



a



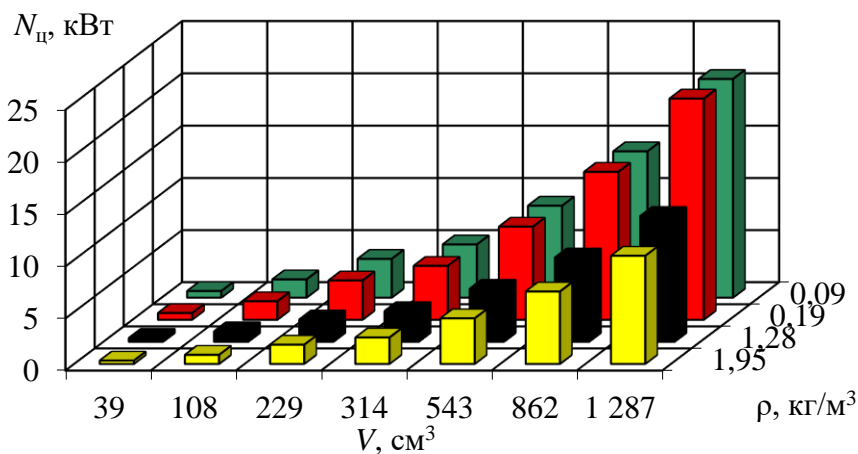
б

— – вуглекислий газ; - - - повітря; - - - синтез-газ; . . . – водень

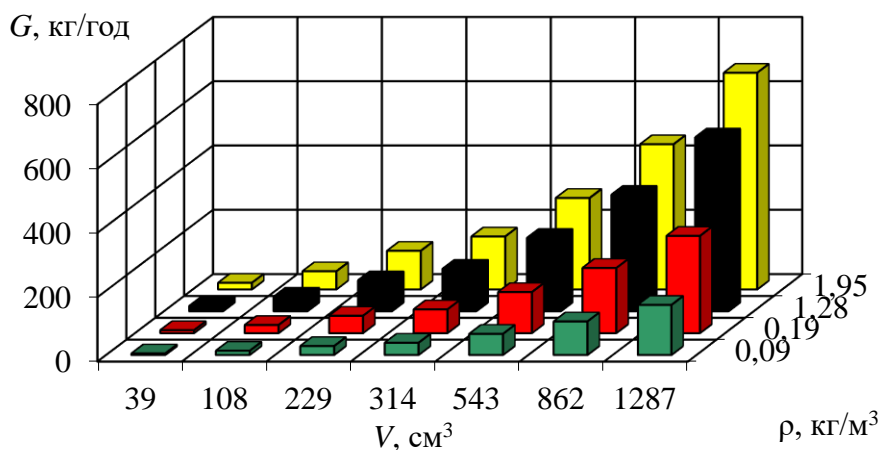
Рисунок 4.17 – Параметри роботи роторно-поршневого двигуна залежно від геометричних розмірів робочого циліндра:

a – циліндрова потужність; *б* – годинна витрата робочого тіла

Відповідно до отриманих даних один і той же двигун залежно від використовуваного робочого тіла має різні ефективні показники роботи, тобто прослідковується залежність роботи роторно-поршневого двигуна від хімічного складу та властивостей робочого тіла. За однакових геометричних розмірів двигуна та його органів газообміну властивості робочого тіла на пряму впливають на характер процесу наповнення розширення й випуску. Так, на рис. 4.18 подано залежності зміни циліндрової потужності роторно-поршневого двигуна та годинної витрати робочого тіла для різних значень об'ємів робочого циліндра залежно від зміни густини робочого тіла.



a



б

■ – вуглекислий газ; ■ – повітря; ■ – синтез-газ; ■ – водень

Рисунок 4.18 – Зміна параметрів роботи роторно-поршневого двигуна залежно від робочого об'єму циліндра та густини робочого тіла:
a – циліндрова потужність; *б* – годинна витрата робочого тіла

Отримані результати свідчать про необхідність урахування властивостей робочого тіла на стадії проектування та конструювання роторно-поршневого двигуна. Так, наприклад, зменшення густини робочого тіла на 34 % збільшує потужність двигуна на 18 % за інших однакових геометричних параметрів двигуна.

4.5. Висновки по четвертому розділу

1. Розроблена математична модель розрахунку робочого циклу роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху враховує особливості нової конструкції двигуна та базується на фундаментальних рівняннях термодинаміки, газової динаміки, тепло- і масообміну.

2. Перевірка адекватності та чутливості розробленої математичної моделі робочого циклу шляхом порівняння змодельованих й експериментально отриманих характеристик зміни основних параметрів роботи двигуна довела її досить повну відповідність дійсним процесам, що відбуваються у робочому циліндрі двигуна при перетворенні потенційної енергії стиснутого робочого тіла. Відповідно, це дає змогу стверджувати, що результати розрахунків, отримані з використанням розробленої математичної моделі, достатньо надійні та достовірні.

3. Розроблена математична модель розрахунку робочого циклу роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху дозволяє виконувати розрахунки й дослідження параметрів процесів, що відбуваються в робочому циліндрі, а також визначати потоки механічної енергії в двигуні та її розподіл. Математична модель дає можливість здійснювати численні дослідження процесів у широкому діапазоні режимів роботи двигуна, а також визначати вплив основних експлуатаційних параметрів двигуна на ефективність енергоперетворення.

4. Математична модель дає задовільний збіг змодельованих та експериментально отриманих характеристик зміни основних параметрів

роботи роторно-поршневого двигуна на всьому експлуатаційному діапазоні. Так, максимальна відносна середньоквадратична похибка при зміні режиму роботи двигуна від налаштованого не перевищує 7 %.

5. Моделювання робочого циклу роторно-поршневого двигуна за допомогою розробленої моделі дає змогу виконати перевірку висунутих припущень та гіпотез, відпрацювати можливі режими випробувань і спланувати експериментальні дослідження на проєктованому двигуні. Оскільки математична модель адекватно та досить повно враховує зміни основних параметрів роторно-поршневого двигуна, це дозволяє скоротити до мінімуму обсяги дорогих і трудомістких експериментальних досліджень та визначити основні параметри нових роторно-поршневих двигунів ще на стадії проєктування.

6. Розроблена та експериментально підтверджена математична модель робочого циклу дала змогу проаналізувати вплив конструктивних параметрів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на зміну індикаторних показників при перетворенні потенційної енергії стиснутого робочого тіла. Відповідно до проведених досліджень визначено, що:

– зменшення відносного мертвого об'єму на 20 % (із 0,025 до 0,020) дозволяє знизити питому індикаторну витрату робочого тіла на 27,7 % та збільшити індикаторну потужність роторно-поршневого двигуна на 28,2 %;

– зменшення значення ступеня наповнення на 22,9 % при постійному значенні тиску робочого тіла у впускному ресивері двигуна сприяє зниженню питомої індикаторної витрати робочого тіла на 34,9 % при одночасному незначному зменшенні індикаторної потужності на 8,7 % (тобто зниження g_i у 4 рази більше, ніж N_i , що дає змогу використовувати ε_1 як ефективний спосіб регулювання потужності та підвищення економічності двигуна);

– зменшення відношення S/D роторно-поршневого двигуна на 33,3 % (із 0,6 до 0,4) дозволяє зменшити питому індикаторну витрату робочого тіла на 60,8 % при одночасному незначному зниженні потужності двигуна на 8 %.

РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНО- ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ ІЗ ШАРНІРНО- КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ

5.1. Аналіз та порівняння ефективності використання привідних двигунів різних типів у складі енергетичних установок

Енергетична установка, яка містить у собі комплекс енергетичних пристроїв та різних підсистем, а також забезпечує рух різного роду машин і механізмів, називається приводом. Залежно від застосовуваного виду енергії розрізняють електричні, гідравлічні та пневматичні приводи. Використання того чи іншого приводу, насамперед, обумовлено специфікою та умовами застосування.

Найбільш розповсюдженим видом приводу є електричний, що обумовлено, перш за все, високим ККД енергоперетворення, необмеженістю передачі енергії від джерела до виконуючого елемента (електродвигуна), простотою конструкції, високою потужністю, високою точністю позиціонування, низькою чутливістю до зміни температури навколишнього середовища. У порівнянні з іншими видами електричний привід має найменшу кількість недоліків, пов'язаних з їх застосуванням. Одним з головних недоліків електроприводів можна виділити їх пожежну та вибухову небезпечність при використанні у специфічних сферах промисловості.

Застосування гідравлічного приводу обумовлено рядом його переваг над іншими видами. Так, гідравлічний привід забезпечує простоту перетворення одного виду руху в інший (наприклад, перетворення обертового руху в поступальний), високу енергоємність, відносно невелику масу та інерційність, високу енергоємність, просту керованість, забезпечення великих передавальних співвідношень, легкий контроль і керування зусиллям, яке розвиває виконуючий орган. Гідравлічні машини досить легко компонуються

з механічними машинами та механізмами, що дає можливість створення нових виконуючих механізмів.

Окрім переваг гідравлічні приводи мають і ряд недоліків, які обмежують діапазон їх використання. Так, при переміщенні робочого тіла (гідравлічної рідини) по каналах і трубопроводах виникають втрати на тертя та протічки, що призводить до зниження загального ККД приводу, викликає підвищення температури складових елементів, а збільшення зазорів сполучних пар призводить до зниження об'ємного ККД. Ще одним недоліком гідравлічних приводів є необхідність високої очистки робочого тіла, що супроводжується застосуванням фільтрів тонкої очистки, ускладнює технічне обслуговування та здорожчує вартість експлуатування. Крім того, використання гідравлічних приводів обмежено пожежною та екологічною безпекою.

Пневматичні системи знайшли своє застосування в умовах пожежо- та вибухонебезпечних виробництвах, таких, як нафтова, газова, хімічна й гірничовидобувна промисловості (стиснуте повітря є одним з головних видів енергії на шахтах та рудниках для забезпечення приводу бурових, добувних і прохідних машин). Також пневматичний привід використовується при забезпеченні автоматизації виробництва в аерокосмічній та автомобілебудівній промисловості, машинобудуванні, будівництві, медицині.

До основних переваг застосування пневматичного приводу можна віднести його високу надійність функціонування, простоту конструкції, легкі обслуговування й експлуатацію, порівняно невисокі масогабаритні показники, стійкість до тривалих перевантажень (відсутня необхідність у захисних пристроях), простий механізм регулювання вихідних параметрів (крутний момент, оберти), великі швидкості спрацювання (у порівнянні з гідравлічним приводом), наявність необмеженого запасу робочого тіла (мається на увазі нестиснутого), можливість відведення відпрацьованого робочого тіла в атмосферу без забруднення навколишнього середовища, а також високі пожежну та вибухову безпечність.

До основних недоліків належать низькі значення ККД установок (унаслідок багаторазового перетворення енергії – рис. 5.1), менша швидкість спрацювання (у порівнянні з електричним приводом) та високий рівень шуму. Узагальнення недоліків та переваг різних видів приводів наведено у таблиці 5.1.

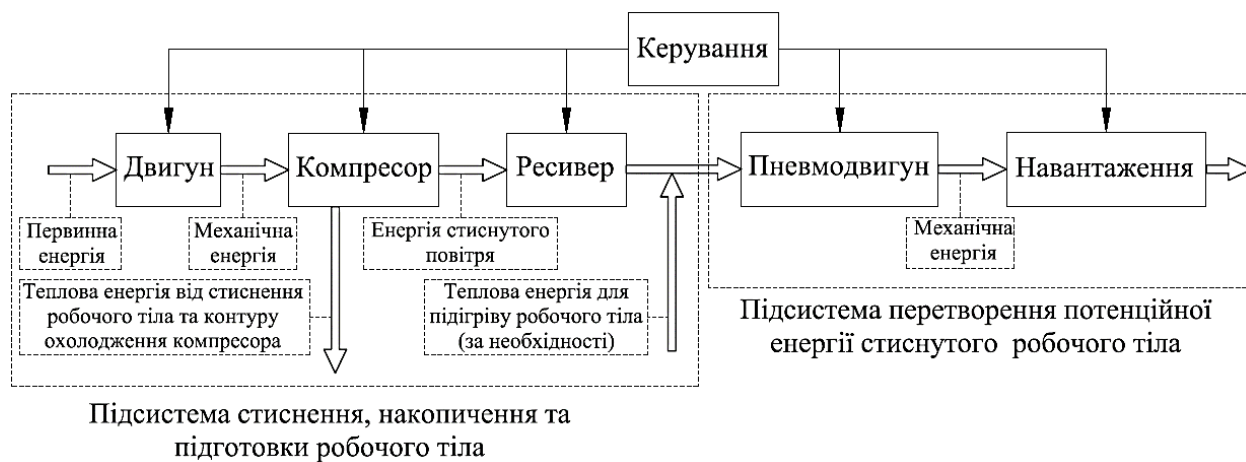


Рисунок 5.1 – Загальна структура пневматичного приводу

Виходячи з поданого аналізу експлуатаційних параметрів пневматичні приводи за багатьма пунктами поступають іншим видам. Однак варто відзначити, що існує ряд галузей, де використання пневматичних приводів є безальтернативним, що пов'язано, перш за все, із забезпеченням пожежної та вибухової безпеки. Тому забезпечення підвищення ефективності енергоперетворення в пневматичних приводах є актуальною задачею.

Пневматичний привід являє собою ТС, що складається з пристроїв і різних елементів та забезпечує перетворення енергії стиснутого робочого тіла у механічну енергію приводу різного типу машин і механізмів. Енергетичну установку з пневматичним приводом умовно можна розділити на дві частини: силову та керуючу [234]. Силова частина відповідає за енергетичні процеси, а керуюча – за інформаційні (див. рис. 5.1). У свою чергу, силова частина має три підсистеми:

- підсистема генерації та підготовки стиснутого повітря (до складу входять компресори, фільтри, ресивери, пристрої вловлювання);

Таблиця 5.1 – Порівняння ефективності застосування приводних двигунів різних типів

№ з.п.	Показник	Вид двигуна		
		Електродвигун	Гідродвигун	Пневмодвигун
1	Складність конструкції, вартість обслуговування та виготовлення	Простота конструкції, низька вартість виготовлення та обслуговування	Відносно складна конструкція, яка потребує високої точності виготовлення (для забезпечення герметичності та зниження протічок), а також висока вартість виготовлення й обслуговування	Простота конструкції, низька вартість виготовлення та обслуговування
2	Вартість енергії живлення двигуна	Низька	Висока	Висока
3	ККД двигуна	Високий – до 0,95	Високий – до 0,9	Низький – до 0,3
4	ККД приводу з двигуном	До 0,9	Близько 0,7	У середньому 0,05...0,15
5	Робочий тиск	–	5...45 МПа	0,1...1,6 МПа
6	Частота обертання	Постійного струму – 25...60000 об/хв; змінного струму при частоті 50 Гц: – асинхронні – 100...6000 об/хв; – синхронні – 125...3000 об/хв	300...5000 об/хв	Об'ємної дії 400...25000 об/хв; динамічної дії 20000...75000 об/хв
7	Відстань та швидкість передачі енергії від джерела до двигуна	Необмежена з великою швидкістю	Відстань до 100 м, швидкість до 6 м/с, передача сигналу до 100 м/с	Відстань до 1000 м, швидкість та передача сигналу до 40 м/с
8	Стійкість до перевантажень	Не допускаються перевантаження	Стійкі до перевантажень (мають захист)	Стійкі до перевантажень (мають захист)
9	Величини зусиль, що передаються	Значні	До 3000 кН	До 30 кН
10	Втрати енергоносія та вплив на навколишнє середовище	–	Можливі та мають загрозу для забруднення навколишнього середовища	Можливі та безпечні для навколишнього середовища
11	Регулювання швидкості обертання вихідного вала	Широкий діапазон	Широкий діапазон	Широкий діапазон
12	Рівень шуму	Низький	Низький	Високий
13	Чутливість до перепаду температури навколишнього середовища	Нечутливі	Досить чутливі (зміна в'язкості робочого тіла та зазорів у сполучних парах)	Нечутливі (чутливі до температури зберігання робочого тіла)
14	Вибухова та пожежна безпека	Складність застосування в пожежонебезпечних зонах і вибухонебезпечних середовищах	Пожежонебезпечні	Вибухо- та пожежобезпечні
15	Вимоги до енергоносія	Стабільність показників (напруга, частота струму)	Необхідна фільтрація робочого тіла, охолодження або підігрів	Необхідна фільтрація робочого тіла та вологовідділення

- підсистема регулювання, яка призначена для регулювання робочого тиску й витрати, розподілу потоку стиснутого робочого тіла (до складу входять клапани тиску, дроселі, розподільники тощо);
- виконуюча підсистема, яка безпосередньо забезпечує виконання корисної роботи (пневмодвигуни, пневмоциліндри, захвати тощо).

Енергія стиснутого робочого тіла перетворюється у механічну енергію пневмодвигуна при дії на їхні робочі органи (поршень, лопатку). Потужність, яку розвиває пневмодвигун, пропорційна підведеному тиску, а швидкість руху вихідного вала визначається витратою робочого тіла. У промисловості використовуються три діапазони тиску живлення: низький 0,01...0,1 МПа; середній 0,10...0,25 МПа; високий 0,4...1,6 МПа.

Для генерації стиснутого робочого тіла (підсистема генерації та підготовки) необхідної кількості та параметрів застосовуються компресори різних типів. Частка використання енергії для генерації стиснутого робочого тіла на підприємствах є досить значною. Так, наприклад, на підприємствах чорної металургії частка енергії, витрачена на генерацію стиснутого робочого тіла, складає близько 5...7 % від загального енергоспоживання, в кольоровій металургії – 8...10 %, в гірничовидобувній галузі може досягати 60 %, а на машинобудівних підприємствах частка витрат енергії у середньому складає 20...25 % (рис. 5.2), при цьому середнє значення питомої витрати енергії на виробництво стиснутого повітря 80...140 кВт·год/1000 м³ [235]. Частка від усієї виробленої електричної енергії, яка застосовується для генерації стиснутого робочого тіла у різних країнах, складає від 5 до 20 % (Європейський союз та США витрачають до 10 %, Японія – до 5 %, КНР – 9,4 %, Росія – 20 %) [236].

Загальний ККД пневматичної системи здебільшого залежить від ефективності роботи підсистеми генерації та виконуючої підсистеми. Підвищення ефективності всієї системи можна забезпечити на стадії отримання стиснутого робочого тіла та його використання, чим самим знизити енерговитрати промислових об'єктів. До недоліків існуючих пневмодвигунів

(виконуючої підсистеми) можна віднести досить низький ККД, який у середньому складає 20...30 %.

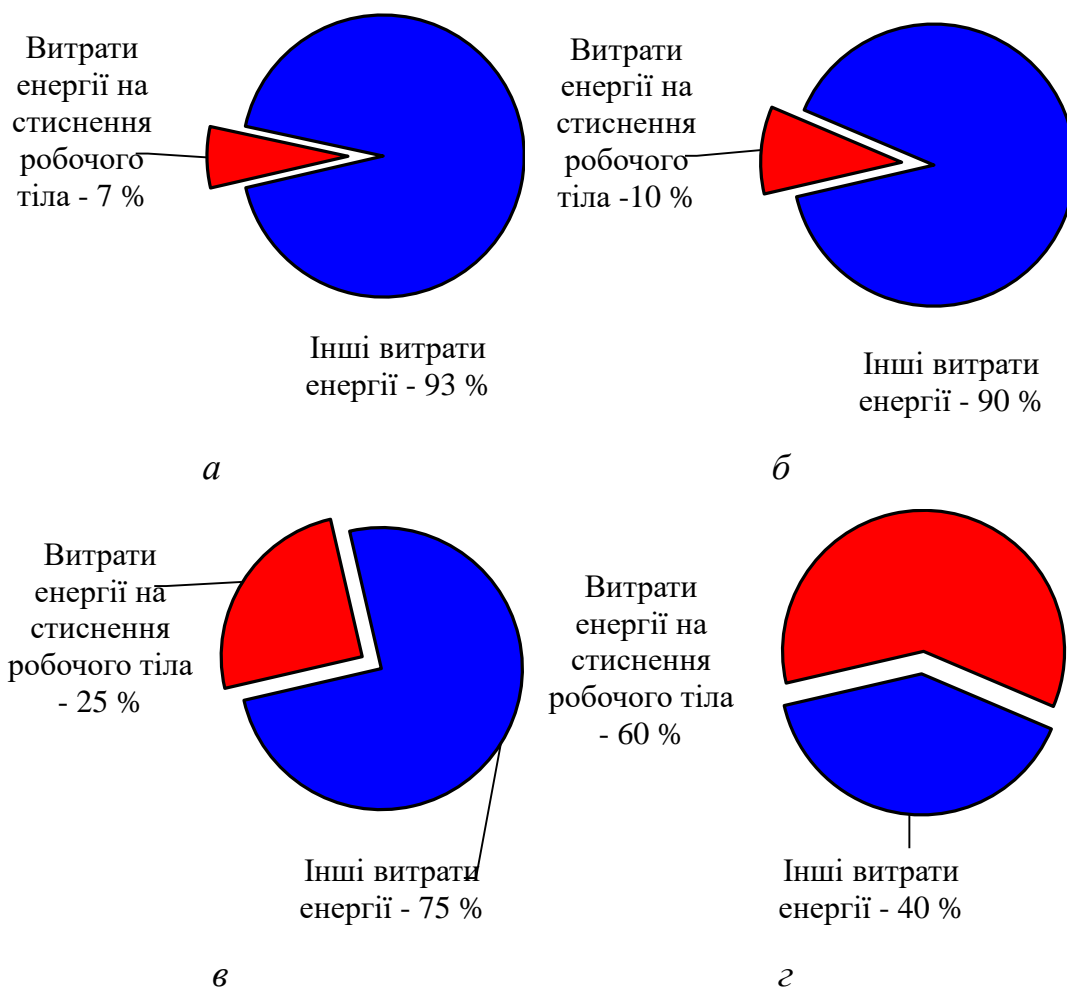


Рисунок 5.2 – Енергетичні витрати промислових підприємств на генерацію стиснутого робочого тіла: *а* – чорна металургія; *б* – кольорова металургія; *в* – машинобудування; *г* – гірничовидобувна галузь

Застосування роторно-поршневих двигунів об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху з покращеними показниками роботи забезпечить підвищення ефективності використання енергії стиснутого робочого тіла та відповідно знизить витрати енергії на генерацію енергоносія (рис. 5.3). У таблиці 5.2 подано порівняння параметрів пневмодвигунів різних типів.

Зниження витрати вільного повітря на 1 кВт виробленої потужності виконуючою підсистемою (пневмодвигуном) сприяє зниженню енергетичних

витрат підсистеми генерації та підготовки (рис. 5.4) за умов забезпечення однакової потужності двигунами різних типів.

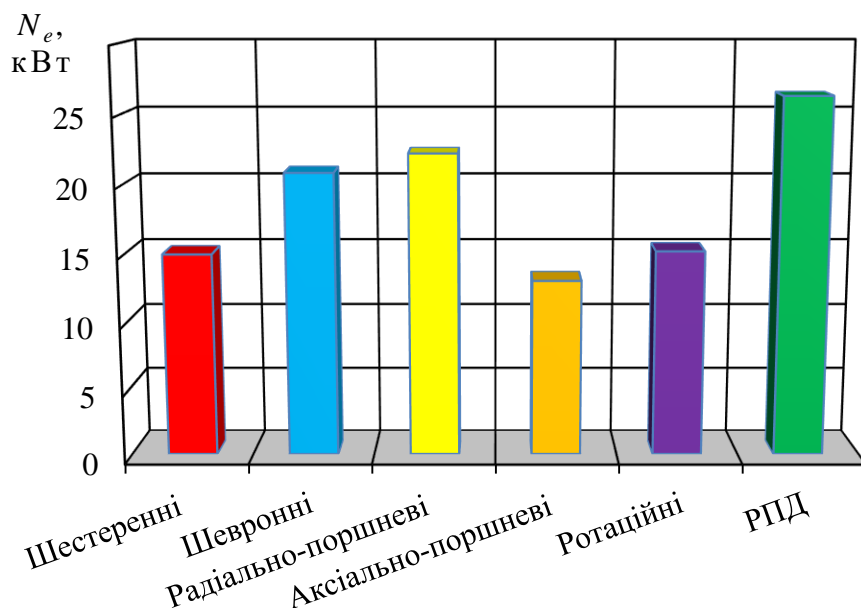


Рисунок 5.3 – Оцінка виробленої ефективної потужності двигунами різного типу за умов витрати 1000 м³/год повітря

Таблиця 5.2 – Узагальнені технічні характеристики та порівняння машин об'ємної дії різних типів

№ з.п.	Характеристика пневмодвигуна	Тип двигуна					
		Шестеренні		Поршневі		Ротаційні	Роторно-поршневі
		прямоzubі та косозубі	шевронні	Радіально-поршневі	Аксіально-поршневі		
1	Частота обертання, об/хв	2000... ...3000	2000... ...3000	400... ...2000	400... ...3000	2000... ...25000	300... ...2200
2	Питома витрата повітря, м ³ /кВт·год	67...84	48...66	45...72	77...84	66...90	38...45
3	Відносна маса, кг/кВт	8...12	8...12	5...9	5...9	1...2	4,5...6,4
4	Відношення пускового моменту до номінального	1,3	1,6	1,8	1,8	1,6	2,0
5	Ефективний адіабатичний ККД	0,37...0,44	0,44...0,60	0,35...0,56	0,35...0,38	0,30...0,45	0,45...0,76

На рис. 5.5 подано порівняння кінцевої вартості 1 кВт виробленої енергії пневмодвигунами різного типу з урахуванням витрат на генерацію стиснутого повітря (вартість 1 кВт·год для промислових підприємств обрано у розмірі 3,62 грн).

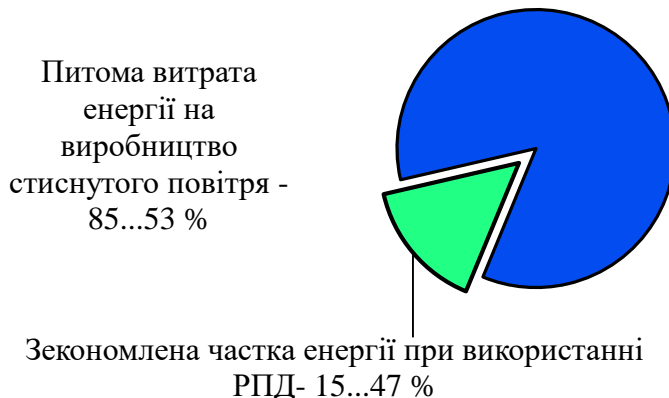


Рисунок 5.4 – Зниження енерговитрат підсистеми генерації при використанні роторно-поршневих двигунів об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху за умов забезпечення однакової ефективної потужності з радіально-поршневими пневмодвигунами

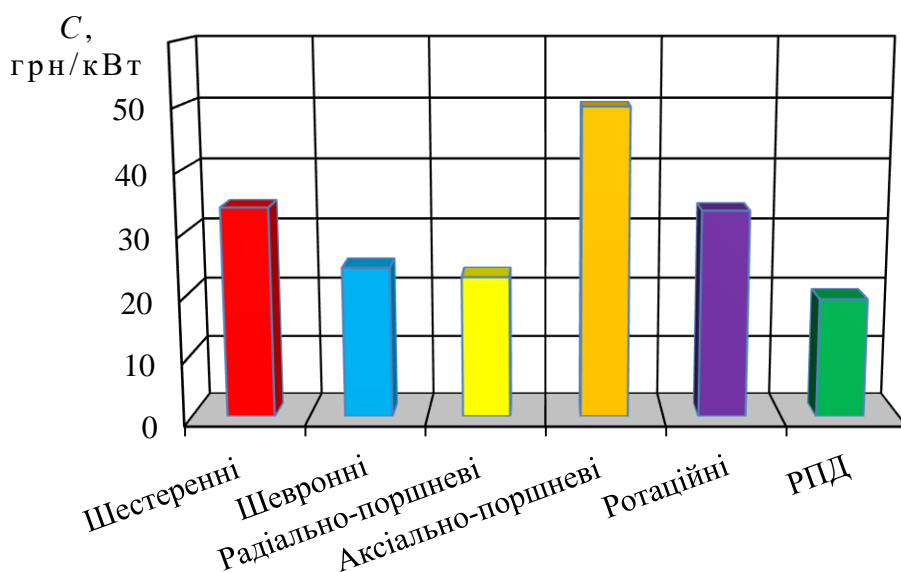


Рисунок 5.5 – Порівняння кінцевої вартості 1 кВт виробленої енергії пневмодвигунами різного типу

Відповідно до даних, наведених на рис. 5.2–5.5, найбільше зменшення енерговитрат при застосуванні нових роторно-поршневих двигунів може бути отримано в гірничовидобувній галузі та промислових підприємствах різного

напрямку. Так, наприклад, використання роторно-поршневих двигунів у пневматичному інструменті гірничовидобувної галузі (найбільш розповсюджена сфера застосування) дозволяє значно покращити ефективність енергоперетворення стиснутого повітря. У таблиці 5.3 подано порівняння технічних характеристик гірського пневматичного свердла типу СПГ-1 при використанні різних типів пневмодвигунів.

Таблиця 5.3 – Технічні характеристики пневматичного свердла СПГ-1

№ з.п.	Параметр	Роторний двигун	Роторно-поршневий двигун
1	Довжина буріння, мм	35...42	35...42
2	Номінальна потужність на шпинделі, кВт	2,0	2,0
3	Робочий тиск, МПа	0,49	0,49
4	Частота обертання холостого ходу, об/хв	1800	1400
5	Частота обертання під навантаженням, об/хв	900	900
6	Питома витрата повітря, м ³ /хв	3,24	1,55
7	Вага, кг	18	22

Таким чином, застосування роторно-поршневих двигунів у складі різного пневмоінструменту дозволяє знизити витрату стиснутого повітря при деякому збільшенні маси (зменшити масу можна шляхом використання різних сучасних матеріалів).

5.2. Аналіз перспективних енергетичних установок на базі роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Окрім стандартного застосування пневмодвигунів у багатьох галузях промисловості та енергетики все частіше вони знаходять своє використання у складі нестандартних енергетичних установках (рис. 5.6).

Залежно від призначення енергетичної установки, умов її експлуатації, режимів роботи та параметрів робочого тіла виникає потреба у застосуванні пневмодвигуна з характеристиками, відмінними від вже існуючих серійних двигунів.

Традиційні та перспективні напрямки застосування двигунів об'ємної та динамічної дії

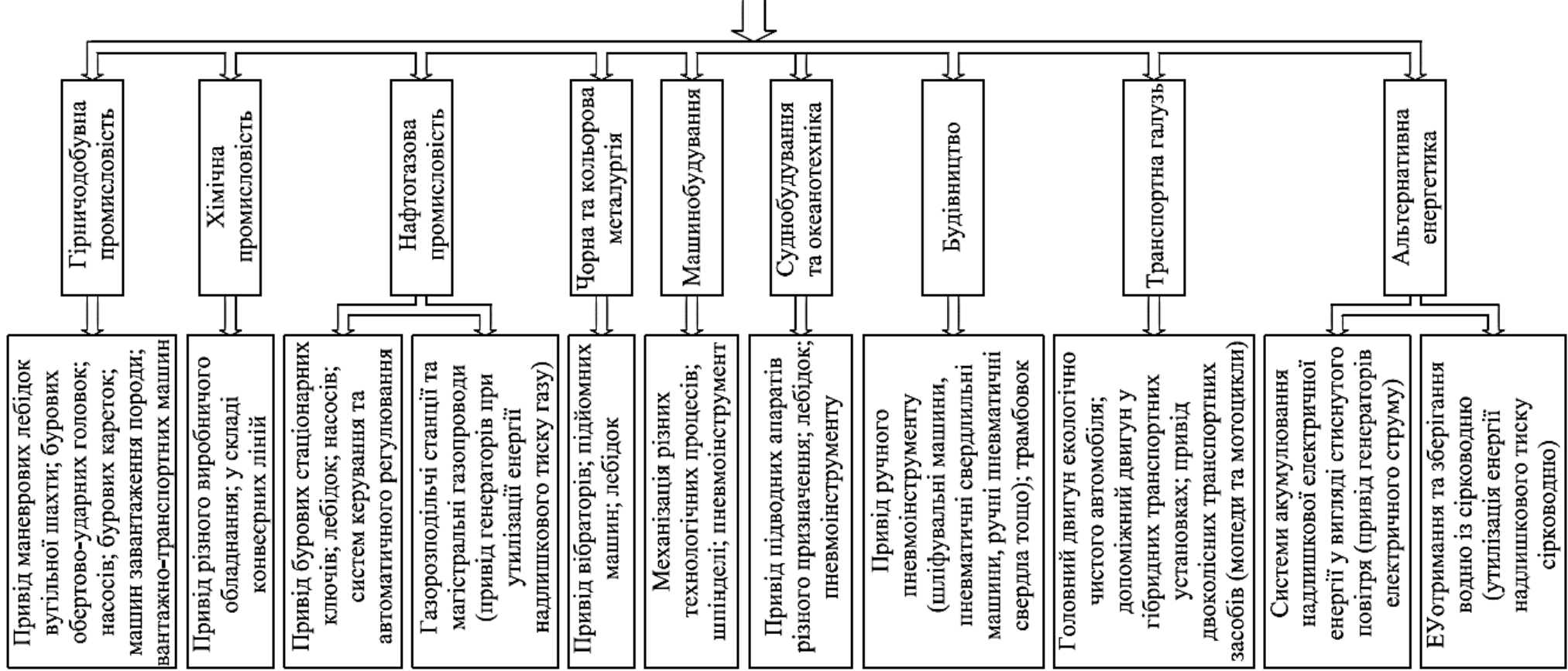


Рисунок 5.6 – Стандарні й перспективні напрямки застосування машин об'ємної та динамічної дії

Характеристики будь-якого пневмодвигуна напряду залежать від принципу енергоперетворення робочого тіла (двигуни об'ємної та кінетичної дії), що має своє відображення у конструктивному виконанні. Вибір пневмодвигуна за принципом енергоперетворення напряду залежить від параметрів робочого тіла, а саме від його тиску, температури, хімічного складу тощо. Так, загальноприйнятим є те, що поршневі (об'ємні) розширювальні машини використовуються при невеликих витратах робочого тіла та високих значеннях тиску на вході, а турбодетандери – при низьких тисках і великих витратах робочого тіла. Саме при таких співвідношеннях параметрів робочого тіла досягається максимальна ефективність енергоперетворення в зазначених типах двигунів.

Ефективне використання одного типу пневмодвигунів для енергетичних установок різного призначення, в яких параметри робочого тіла змінюються у досить широких межах, дозволило би значно спростити процес проектування, виготовлення та обслуговування ЕУ. Так, розроблений роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху завдяки ряду конструктивних рішень має розширені межі застосування, а його технічні характеристики дозволяють використовувати двигун у різних енергетичних установках. Виходячи із цього головною задачею є оцінка ефективності застосування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху в нових перспективних енергетичних установках різного призначення. Для вирішення поставленої задачі необхідно:

- визначити перспективні напрямки використання роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху в промисловості, енергетиці та на транспорті;
- проаналізувати умови і режими експлуатації перспективної енергетичної установки, а також параметри й властивості робочого тіла;
- обрати типорозмір роторно-поршневого двигуна та його характеристики;

- сформувати загальне компонування схеми й підібрати додаткове обладнання енергетичної установки на базі роторно-поршневого двигуна;
- визначити параметри робочого процесу та ефективні показники залежно від режимів експлуатації енергетичної установки;
- оцінити економічний ефект від упровадження енергетичної установки на базі роторно-поршневого двигуна.

Конструкція та експлуатаційні характеристики роторно-поршневого двигуна дозволяють його ефективно застосовувати у різних галузях промисловості та транспорті. З найбільш перспективних напрямків використання роторно-поршневих двигунів нової конструкції варто виділити наступні:

- 1) транспортні енергетичні установки як:
 - головний двигун;
 - допоміжний двигун у гібридній установці;
 - утилізатор енергії відпрацьованих газів ДВЗ [237];
- 2) енергетичні установки підводних апаратів;
- 3) енергетичні установки утилізації енергії надлишкового тиску природного газу під час редукування в газотранспортних та газорозподільних системах, а також установки з регазифікації зрідженого природного газу;
- 4) енергетичні установки з акумулювання надлишкової електричної енергії, виробленої з відновлювальних джерел енергії.

5.3. Аналіз характеристик та режимів роботи транспортних енергетичних установок з роторно-поршневими двигунами

Проблема забруднення навколишнього середовища є однією з найзначніших проблем сучасного людства. Кожного дня промисловість і транспорт викидає в атмосферу величезну кількість шкідливих та отруйних речовин, а також парникових газів [238, 239]. Проблема енергоресурсів стоїть ще гостріше, адже запаси нафти, газу та вугілля не безмежні, тому попит і ціни

на енергоносії з кожним роком зростають (рис. 5.7), а причин для їх зменшення немає [240].

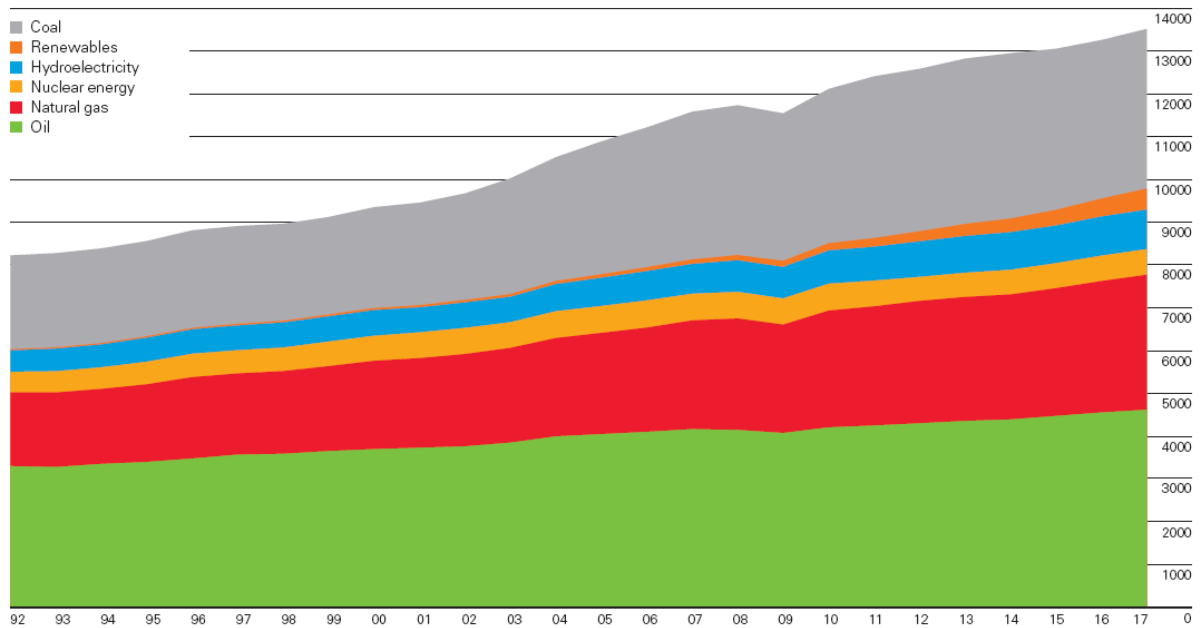


Рисунок 5.7 – Світове споживання енергоресурсів, млн тон у нафтовому еквіваленті

Стрімка урбанізація міст, відповідно, призводить до безперервного та значного збільшення кількості муніципального й власного транспорту, що, у свою чергу, призводить до проблеми забруднення навколишнього середовища. Особливо це стосується центральних частин міста, де фактично виникають постійні зони, в яких у декілька разів перевищені санітарно-гігієнічні норми забруднення повітря. Також на погіршення екологічної ситуації у значній мірі впливають постійне збільшення середнього віку транспортних засобів, низький рівень технічного стану та досконалості старих автомобілів. Крім того, обмеженість проїжджої частини при значному транспортному потоці призводить до зниження швидкості руху автомобілів або навіть утворення великих заторів на дорогах. У таких умовах звичайний ДВЗ працює досить неефективно та має збільшені викиди токсичних елементів у навколишнє середовище з відпрацьованими газами. Таким чином, забруднення навколишнього середовища викидами автотранспорту та погіршення внаслідок цього здоров'я населення стали одними з найбільш гострих проблем сучасного великого міста.

У зв'язку із цим енергетичні установки з ДВЗ постійно вдосконалюються, щоб відповідати як нормам забруднення (Правила ЄЕК ООН N 83), так і нормам питомої ефективної витрати палива (Правила ЄЕК ООН N 101). З кожним роком ці норми стають більш жорсткішими (рис. 5.8) [241], тому виробникам енергетичних установок з ДВЗ доводиться шукати нові конструктивні рішення або застосовувати альтернативні палива (джерела енергії) для покращення цих показників.

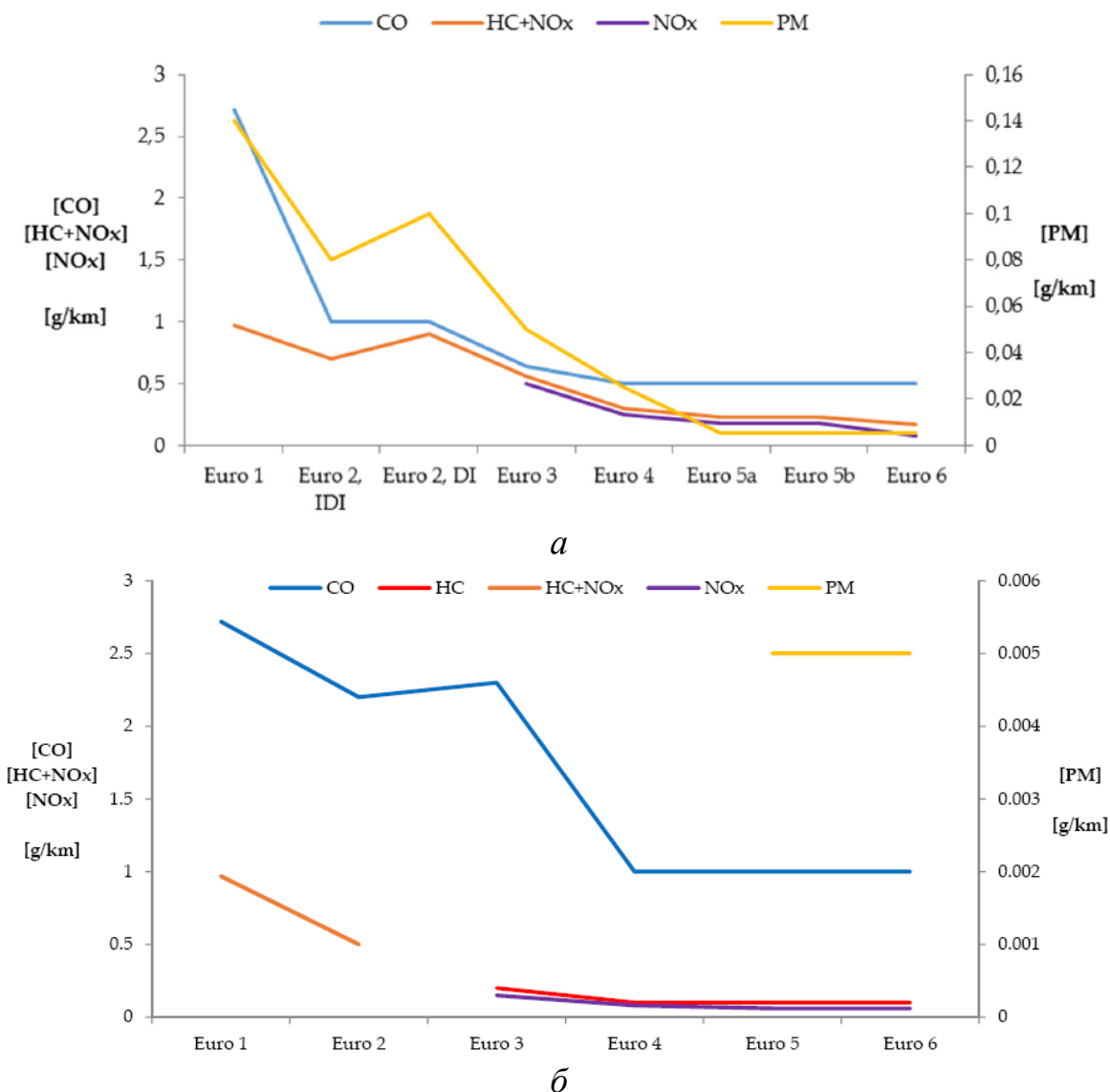


Рисунок 5.8 – Євронорми шкідливих викидів для автомобілів:

а – дизельних; *б* – бензинових

Однак усі ці міри лише частково можуть вирішити проблему забруднення. Крім того, частково вирішити проблему забруднення повітря

великих міст можна за рахунок збільшення відсотка громадського електричного транспорту в міських перевезеннях, заборони використання транспорту з ДВЗ у центрах міст, а також збільшення екологічних податків та зборів. Проте всі ці заходи не здатні у повній мірі вирішити екологічну проблему забруднення повітря та забезпечити необхідний обсяг перевезень людей.

Одним з можливих шляхів вирішення проблеми може бути застосування екологічно чистих видів транспортних засобів, наприклад, таких, як електромобілі [241–244] або гібридні автомобілі [245–249]. Використання електромобілів має значний ряд як переваг, так і недоліків. Так, більшість недоліків електромобілів пов'язана з акумуляторними батареями, а саме з їх значною вартістю, відносно низьким запасом ходу (особливо за низьких температур навколишнього середовища), досить тривалою зарядкою, невеликим ресурсом експлуатації та вартістю утилізації. Усі ці недоліки ще доповнюються вкрай не розвинутою інфраструктурою зарядних станцій. Частково ці недоліки можна вирішити застосуванням гібридних автомобілів: наприклад, проблему дальності ходу або експлуатації в зимовий період. Однак незважаючи на всі зусилля, відповідно до даних Міжнародної ради із чистого транспорту станом на 2019 рік кількість зареєстрованих в Європі електромобілів та гібридних автомобілів складає лише 4 % [250].

Альтернативою електричному та гібридному транспорту можуть стати транспортні засоби, які працюють на стиснутому повітрі [251–254], або гібридні з використанням пневмодвигунів замість електродвигуна. Пневмодвигуни, як і електродвигуни, є екологічно чистими, крім того, система живлення пневмодвигуна має значні переваги у порівнянні з акумуляторами, хоча і дещо складніша. Так, ресурс експлуатації заправних балонів зі стиснутим повітрям майже необмежений, досить швидко заправка не потребує дорогої та токсичної утилізації, в літній період розширене й охолоджене повітря може застосовуватися в системі кондиціонування автомобіля.

Головним елементом транспортної енергетичної установки є пневмодвигун, від технічної досконалості якого напряму залежать ефективні та експлуатаційні показники всієї установки. Так, значна кількість дослідників пішла шляхом конвертації звичайного чотиритактного двигуна у двотактний пневмодвигун [34, 109, 255–257]. Цей шлях має ряд недоліків, перш за все, пов'язаних з тим, що конструкція ДВЗ передбачає процес згоряння, а не просто процес розширення, як у пневмодвигуні. Зазвичай конвертовані двигуни мають більшу вагу (матеріали й товщини розраховані на високі значення тиску і температури робочого тіла), великі значення мертвого об'єму (за рахунок камери згоряння), більш високі значення відношення хода поршня до діаметра циліндра (зі зменшенням цього відношення у пневмодвигунах знижуються втрата тиску повітря при впуску та протитиск на випуску). Крім того, при конвертації ДВЗ у пневмодвигун переобладнання потребує і система газообміну [114, 258, 259]. Здебільшого переобладнані системи газообміну не мають змоги регулювати режими роботи пневмодвигуна за рахунок зміни ступеня наповнення, що негативно впливає на питому ефективну витрату стиснутого повітря.

Значна кількість публікацій у зарубіжній і вітчизняній літературі щодо використання енергії стиснутого повітря у транспортних установках свідчить про затребуваність та актуальність даного напрямку досліджень, який має високу економічну перспективу. Конвертація звичайних ДВЗ у пневмодвигуни з подальшим застосуванням у складі енергетичних установок транспортних засобів при серійному виробництві з ряду причин економічно не вигідна. Використання пневмодвигунів, що випускаються серійно для промисловості, теж має свої недоліки, насамперед, пов'язаних зі специфікою їх призначення, умовами та режимами їх експлуатації.

Більш доцільним є розробка і створення нового надійного й ефективного пневмодвигуна, який відповідає специфіці та задовольняє всі умови експлуатації на транспортному засобі. Насамперед, пневмодвигун для

транспортної енергетичної установки повинен відповідати наступним вимогам:

- мати мінімальні масу та габарити відносно своєї потужності;
- забезпечувати мінімальну витрату стиснутого повітря;
- бути реверсивним і мати при цьому однакову ефективність;
- ефективно працювати у широкому діапазоні тиску на вході в двигун та різних обертах;
- забезпечувати нормальну роботу за різних температур навколишнього середовища (від мінусових до плюсових);
- мати мінімальний мертвий об'єм і можливість регулювання режимів роботи шляхом зміни ступеня наповнення;
- бути надійним, стійким до перевантажень, легким в експлуатації та дешевим у виготовленні й ремонті.

Розроблений роторно-поршневий пневмодвигун принципово нової конструкції відповідає всім зазначеним вимогам та може бути використаний у складі енергетичної установки транспортного засобу як допоміжний або головний двигун, а дослідження його характеристик і режимів роботи у складі енергетичної установки є дуже важливою та актуальною задачею.

Найбільш простою і компактною схемою енергетичної транспортної установки може бути схема, в якій зміна крутного моменту на ведучих колесах здійснюється за рахунок зміни крутного моменту пневмодвигуна (рис. 5.9).

Крутний момент від роторно-поршневого пневмодвигуна 1 через в'язкісну муфту 2 та редуктор 3 передається заднім ведучим колесам. Живлення пневмодвигуна здійснюється з витратних балонів 8. Зміна крутного моменту пневмодвигуна здійснюється за рахунок збільшення або зниження робочого тиску у впускному ресивері за допомогою повітряного редуктора з електронним керуванням 9. Наповнення балонів стиснутим повітрям здійснюється через клапан заправки 6. На борту транспортного засобу може бути встановлено від двох до чотирьох балонів об'ємом $0,1 \text{ м}^3$ кожен з тиском зберігання повітря до 35 МПа. Для зменшення ваги енергетичної установки

балони можуть бути виконані з вуглепластика з кевларовою оболонкою. Основні параметри транспортної енергетичної установки зі змінним робочим тиском пневмодвигуна подані в таблиці 5.4.

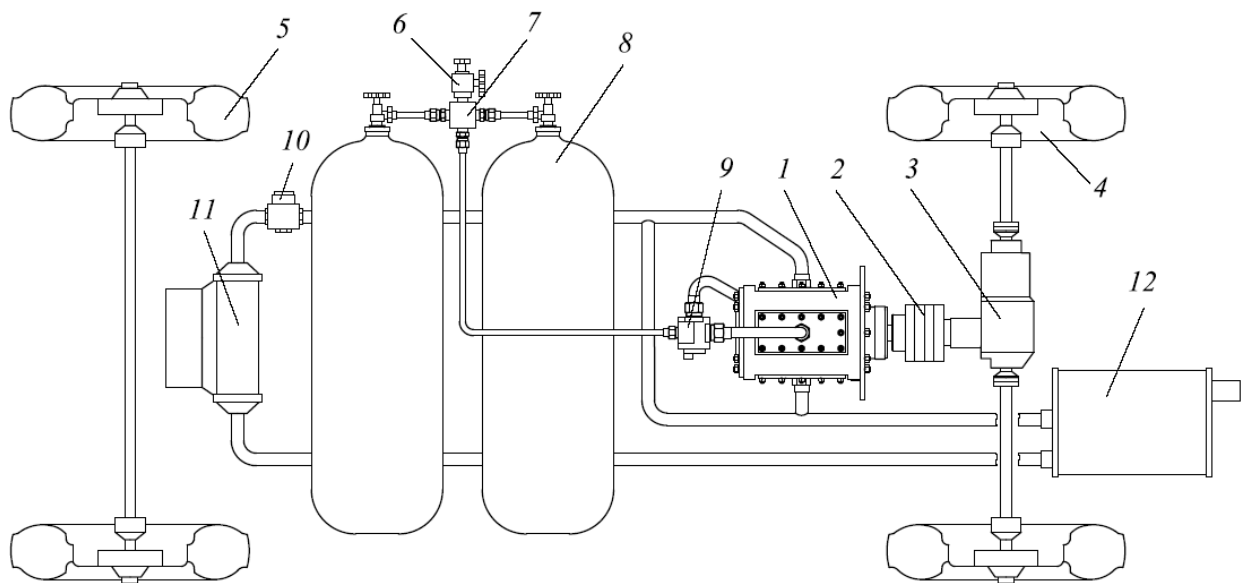


Рисунок 5.9 – Принципова схема енергетичної транспортної установки зі змінним робочим тиском пневмодвигуна:

1 – роторно-поршневий пневмодвигун; 2 – в'язкісна муфта; 3 – редуктор задніх коліс; 4 – колеса заднього ведучого моста; 5 – колеса переднього неведучого моста; 6 – клапан заправки витратних балонів від зовнішнього джерела; 7 – розподільник стиснутого повітря; 8 – балони зберігання стиснутого повітря; 9 – повітряний редуктор з електронним керуванням; 10 – клапан перепуску відпрацьованого повітря; 11 – теплообмінник системи кондиціонування автомобіля; 12 – глушник випуску відпрацьованого повітря

Така схема дозволяє забезпечити конструктивну простоту, мінімальну масу, легкість керування енергетичною установкою. При цьому основним недоліком такої схеми є значне зниження запасу ходу. Зниження запасу ходу пов'язане з необхідністю обмеження розрядки витратних балонів максимально необхідним робочим тиском, що забезпечує початок руху транспортного засобу. Тобто відбувається фактичне зниження реально використовуваного в системі повітря. Згідно з наведеними в таблиці 5.4 даними мінімальний тиск розрядки витратних балонів не може знижуватися

нижче 6,5 МПа з точки зору забезпечення необхідного крутного моменту на колесах транспортного засобу в момент початку розгону.

Таблиця 5.4 – Основні характеристики енергетичної транспортної установки зі змінним робочим тиском пневмодвигуна

№ з. п.	Параметр	Позначення / розмірність	Значення
1	Споряджена маса автомобіля	m_0 , кг	520
2	Статичний радіус колеса автомобіля	R , м	0,289
3	Габаритні розміри автомобіля:		
	– довжина	L , м	3,40
	– ширина	B , м	1,62
	– висота	H , м	1,40
4	Кількість пасажирів	–	2
5	Передавальне число головної передачі	$u_{к0}$	5,4
6	Об'єм балона для зберігання стиснутого повітря	V , м ³	0,1
7	Кількість балонів	$i_б$	2...4
8	Вага балона	$m_б$, кг	35
9	Максимальний тиск повітря у балоні	$p_б$, МПа	35
10	Максимальна швидкість руху автомобіля	$V_{р.маx}$, км/год	40
11	Діапазон робочого тиску пневмодвигуна	P_s , МПа	1,2...6,5
12	Ефективна потужність (при $P_s = 6,5$ МПа)	N_e , кВт	17
13	Максимальний крутний момент (при $P_s = 6,5$ МПа)	M_k , Н·м	131
14	Максимальна частота обертання ротора	n , об/хв	2000

Більш перспективним є застосування коробки передач для забезпечення зміни крутного моменту в процесі розгону транспортного засобу, при цьому робочий тиск у пневмодвигуні залишається постійним. На рис. 5.10 подана принципова схема екологічно чистої енергетичної транспортної установки з постійним робочим тиском пневмодвигуна [260].

Основні параметри транспортної енергетичної установки з постійним робочим тиском пневмодвигуна наведені в таблиці 5.5. Оскільки пропонується проект можливого гібридного транспортного засобу, основні параметри, подані у таблицях 5.4 і 5.5, було обрано виходячи зі світового досвіду проектування подібних транспортних засобів та їх характеристик. Крім того, варто уточнити, що під спорядженою масою автомобіля мається на увазі сукупна маса транспортного засобу з усім обладнанням (включаючи пневматичну систему та пневмодвигун), усіма необхідними експлуатаційними

витратними матеріалами, повним баком пального без урахування пасажирів та вантажу. Згідно з поданими в таблиці 5.5 даними мінімальний тиск розрядки витратних балонів складає 2 МПа, що в 3,25 рази менше від попередньої схеми (див. рис. 5.9).

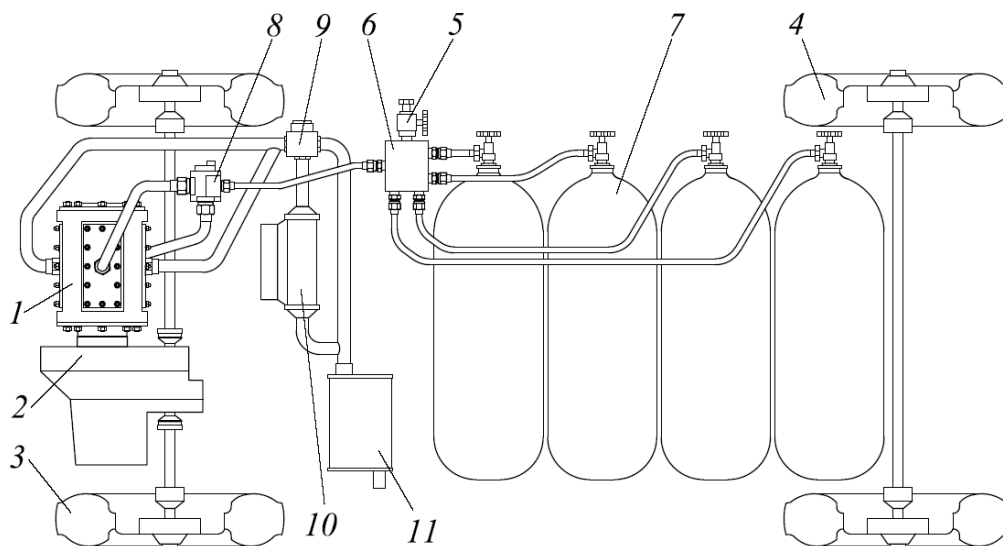


Рисунок 5.10 – Принципова схема енергетичної транспортної установки з постійним робочим тиском пневмодвигуна:

1 – роторно-поршневий пневмодвигун; 2 – трансмісія переднього ведучого моста; 3 – колеса переднього ведучого моста; 4 – колеса заднього неведучого моста; 5 – клапан заправки витратних балонів від зовнішнього джерела; 6 – розподільник стиснутого повітря; 7 – балони зберігання стиснутого повітря; 8 – повітряний редуктор з електронним керуванням; 9 – клапан перепуску відпрацьованого повітря; 10 – теплообмінник системи кондиціонування автомобіля; 11 – глушник випуску відпрацьованого повітря

Стиснуте повітря з витратних балонів 7 поступає до розподільника повітря 6, звідки одним потоком надходить до повітряного редуктора 8 з електронним керуванням. У повітряному редукторі відбувається зниження тиску повітря до робочого значення, після чого воно надходить до впускного ресивера роторно-поршневого пневмодвигуна. На відміну від першої схеми крутний момент, отриманий унаслідок розширення стиснутого повітря у роторно-поршневому пневмодвигуні 1, передається через трансмісію

переднього ведучого моста 2 на колеса 3. На виході з роторно-поршневого пневмодвигуна відпрацьоване повітря має низькі значення температури і відповідно може застосовуватися в теплообміннику 10 системи кондиціонування транспортного засобу. Перепуск потоку відпрацьованого повітря між теплообмінником і глушником шуму випуску здійснюється перепускним клапаном 9.

Таблиця 5.5 – Основні технічні характеристики автомобіля та енергетичної установки з постійним робочим тиском пневмодвигуна

№ з. п.	Параметр	Позначення / розмірність	Значення
1	Споряджена маса автомобіля	m_0 , кг	560
2	Статичний радіус колеса автомобіля	R , м	0,289
3	Габаритні розміри автомобіля: – довжина – ширина – висота	L , м B , м H , м	3,20 1,42 1,40
4	Передавальне число коробки передач: – перша – друга – третя – четверта – п'ята	u_{k1} u_{k2} u_{k3} u_{k4} u_{k5}	4,05 2,34 1,4 1,0 0,85
5	Передавальне число головної передачі	u_{k0}	5,125
6	Кількість пасажирів	–	2
7	Об'єм балона для зберігання стиснутого повітря	V , м ³	0,1
8	Кількість балонів	i_b	2...4
9	Вага балона	m_b , кг	35
10	Максимальний тиск повітря у балоні	p_b , МПа	35
11	Максимальна швидкість руху автомобіля	$V_{p,max}$, км/год	50
12	Ефективна потужність (при $P_s = 2,0$ МПа)	N_e , кВт	6
13	Максимальний крутний момент (при $P_s = 2,0$ МПа)	M_k , Н·м	44
14	Робочий тиск	P_s , МПа	1,2...2,0
15	Максимальна частота обертання ротора	n , об/хв	2000

Застосування коробки передач в енергетичній транспортній установці дещо ускладнює та збільшує масу автомобіля, однак дозволяє забезпечити розрядку витратних балонів на 94,3 % і підвищити швидкість транспортного засобу до 50 км/год. Виходячи із цього дана схема (див. рис. 5.10) є більш перспективною та, отже, вимагає додаткового аналізу.

Параметри роторно-поршневого двигуна транспортної енергетичної установки повинні забезпечити необхідну динаміку та швидкість автомобіля в умовах міського руху. При визначенні ефективних показників та швидкісних характеристик роторно-поршневого двигуна необхідно встановити величину максимальної швидкості руху автомобіля, яку має забезпечувати двигун. Відповідно до правил дорожнього руху в населених пунктах рух транспортних засобів обмежується швидкістю 40...50 км/год. Для розрахунків транспортного засобу з роторно-поршневим двигуном приймаємо максимальну швидкість руху автомобіля 50 км/год.

Для розрахунку динамічної характеристики та оцінки показників розгону транспортного засобу слід мати швидкісні характеристики пневмодвигуна (тобто залежності зміни крутного моменту та ефективної потужності від обертів). На рис. 5.11 подана зовнішня швидкісна характеристика роторно-поршневого пневмодвигуна для діапазону робочого тиску у впускному ресивері $P_s = 1,2...2,0$ МПа. Відповідно до наведених залежностей максимальний крутний момент роторно-поршневого пневмодвигуна знаходиться у межах $M_k = 29...44$ Н·м, а ефективна потужність двигуна змінюється у діапазоні $N_e = 4...6$ кВт.

Для побудови динамічної характеристики автомобіля для всіх передач та швидкостей необхідно визначити складові рівняння силового балансу, які визначаються за відомими залежностями [261, 262]

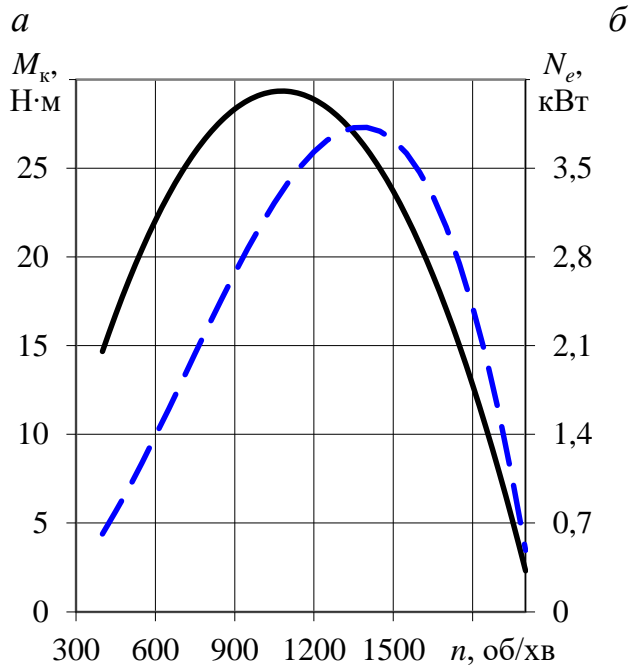
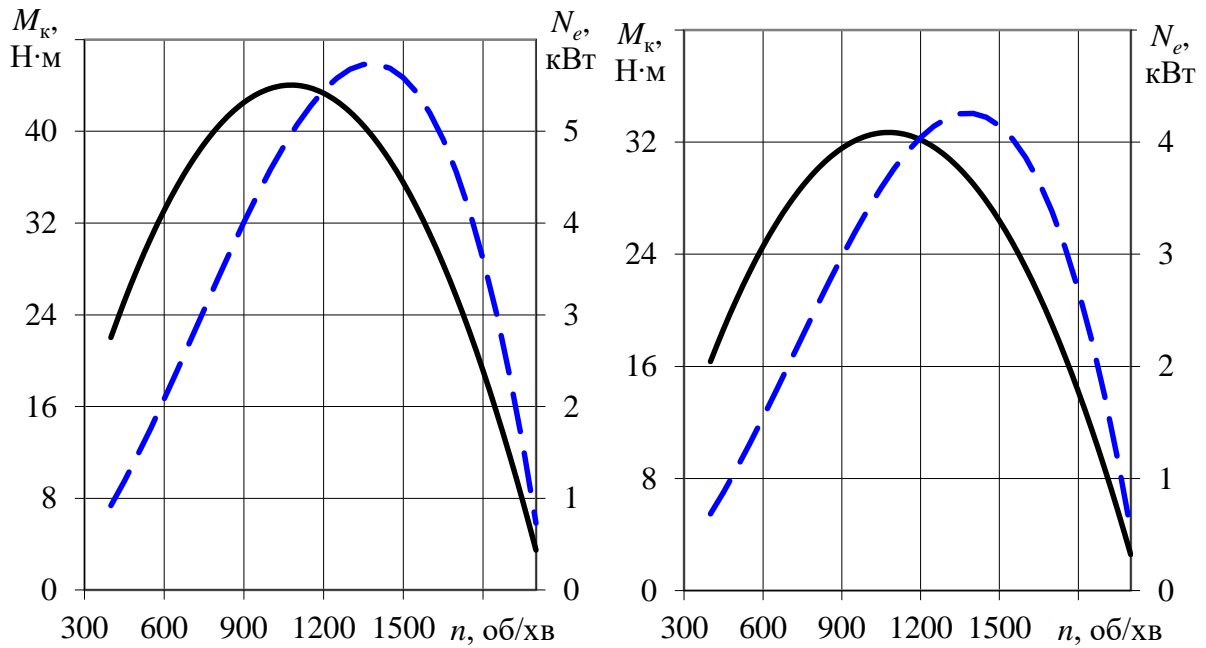
$$P_k = P_\psi + P_w \pm P_j,$$

де P_k – тягове зусилля на ведучих колесах автомобіля; P_ψ – сила сумарного дорожнього опору (яка враховує коефіцієнт опору кочення та повну масу автомобіля); P_w – сила опору повітря (яка враховує коефіцієнт опору повітря й лобову площу автомобіля); P_j – сила опору розгону.

Тягове зусилля на ведучих колесах автомобіля визначається за формулою [261, 262]

$$P_k = \frac{M_k u_{kl} u_0 \eta_{tr}}{R},$$

де M_k – поточне значення крутного моменту; η_{tr} – ККД трансмісії відповідної передачі.



- в**
- — зміна крутного моменту пневмодвигуна;
 - - - — зміна ефективної потужності пневмодвигуна

Рисунок 5.11 – Зовнішня швидкісна характеристика роторно-поршневого пневмодвигуна для різних значень робочого тиску стиснутого повітря:

$a - P_s = 2,0$ МПа; $б - P_s = 1,4$ МПа; $в - P_s = 1,2$ МПа

При розрахунках прийнято, що транспортний засіб рухається горизонтальною поверхнею, тобто відсутня складова опору підйому при визначенні сили сумарного дорожнього опору. Тоді сила сумарного дорожнього опору визначається за формулою [261, 262]

$$P_{\psi} = m_a g f_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right),$$

де m_a – повна маса автомобіля; g – прискорення вільного падіння; f_0 – коефіцієнт опору кочення; v – швидкість автомобіля.

Повна маса легкового автомобіля відповідно до [261] розраховується наступним чином:

$$m_a = m_0 + 80n_1,$$

де n_1 – кількість пасажирів.

Значення коефіцієнта опору кочення було обрано 0,01, що відповідає умовам асфальтного покриття у гарному стані [262].

Сила опору повітря визначається за формулою [261, 262]

$$P_w = \frac{C_x \rho}{2} F_a v^2,$$

де C_x – коефіцієнт лобового опору (для легкового автомобіля 0,26...0,38); $\rho = 1,225$ – густина повітря, кг/м³; F_a – лобова площа автомобіля, м².

Значення лобової площі автомобіля визначається за кресленням. За відсутності креслення для наближеного розрахунку лобової площі автомобіля використовується залежність

$$F_a = (0,78...0,8) \cdot B \cdot H.$$

Значення сили опору розгону розраховується як різниця тягового зусилля та суми опорів руху.

Побудову графіків силового балансу та динамічних характеристик автомобіля доцільно виконувати у функції швидкості, яка на пряму пов'язана з обертами роторно-поршневого двигуна, передавальним числом відповідної передачі коробки передач та головної передачі, а також статичним радіусом колеса автомобіля [261, 262]:

$$v = \frac{R \cdot \omega}{u_{ki} u_0} \text{ м/с,}$$

де ω – кутова швидкість обертання ротора пневмодвигуна, с^{-1} .

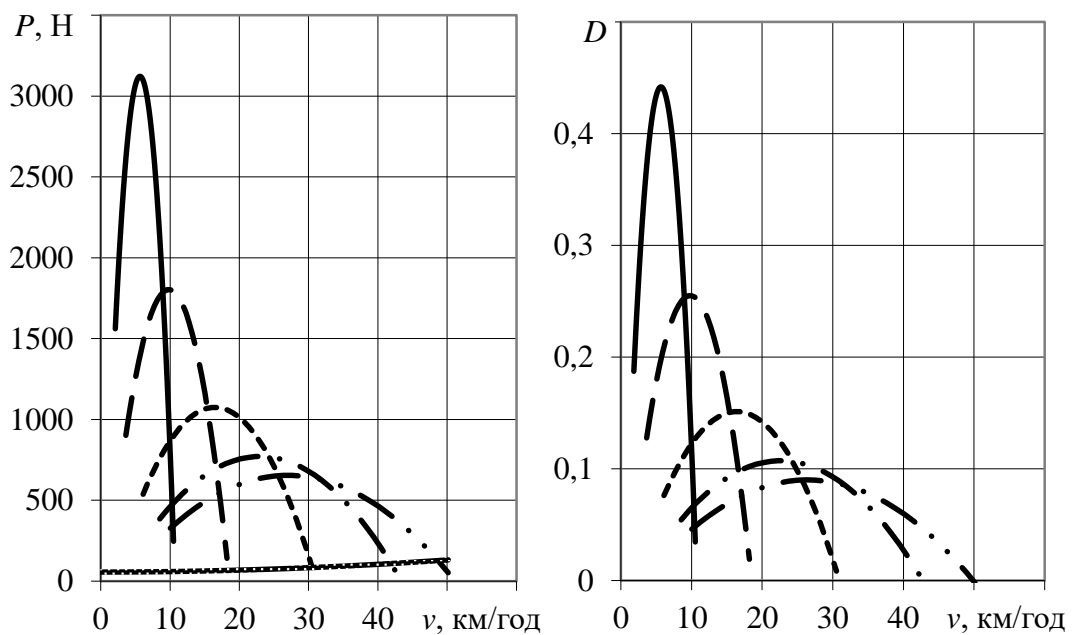
Якщо виразити кутову швидкість ω через оберти роторно-поршневого двигуна n та змінити розмірність з м/с на км/год, рівняння швидкості набуде вигляду

$$v = 0,377 \frac{R \cdot n}{u_{ki} u_0} \text{ км/год.}$$

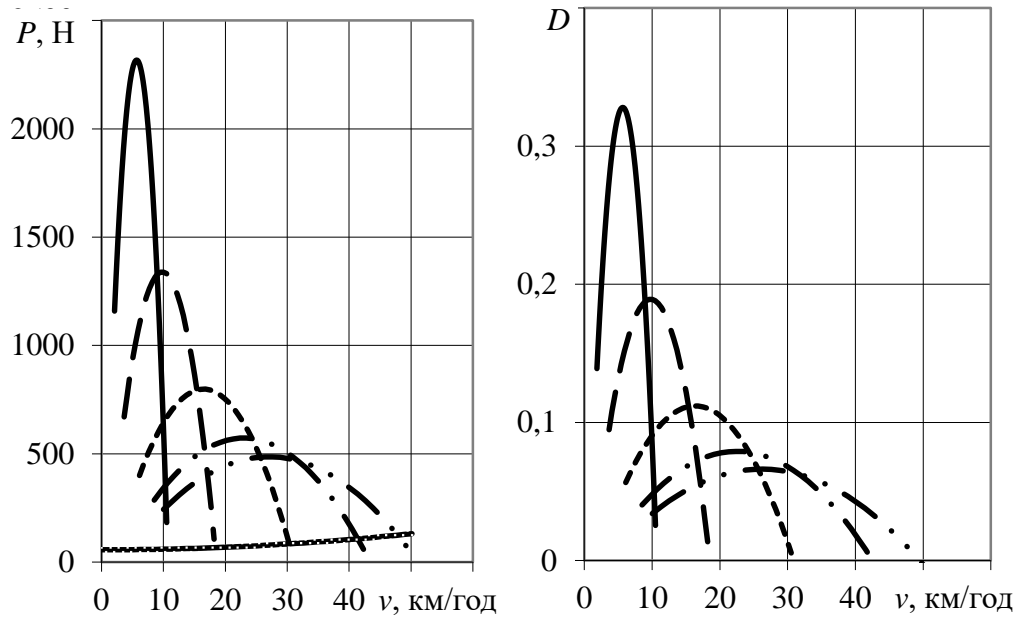
Динамічна характеристика являє собою залежність динамічного фактора на різних передачах від швидкості транспортного засобу. Так, динамічний фактор визначається за формулою

$$D = \frac{P_k - P_w}{m_a g}.$$

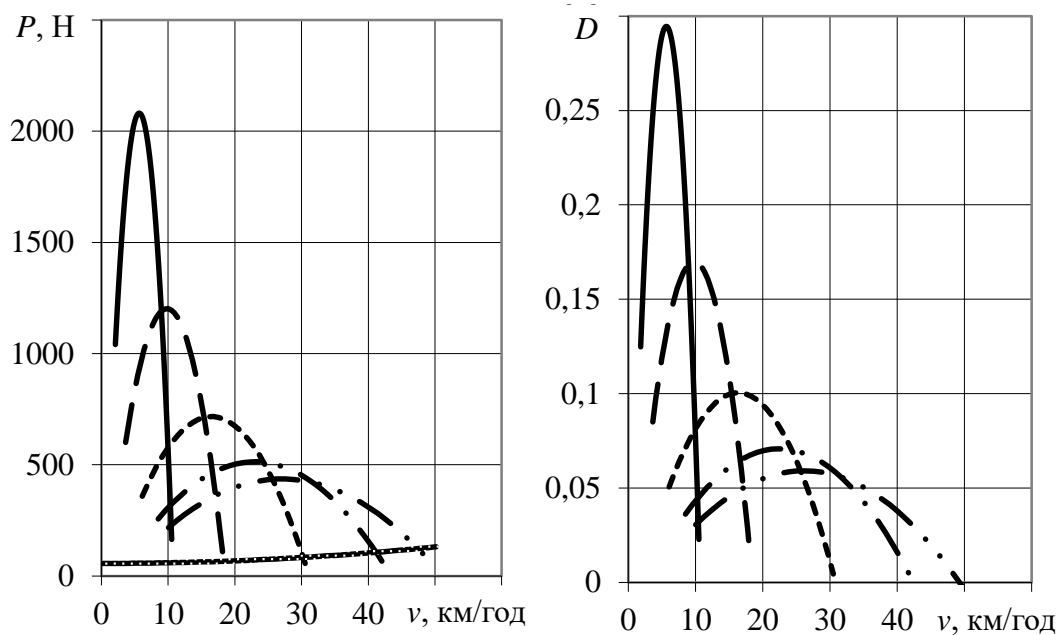
На рис. 5.12 наведено графіки силового балансу та динамічні характеристики екологічно чистого автомобіля для різних значень робочого тиску роторно-поршневого пневмодвигуна. Результати розрахунків тягово-швидкісної характеристики автомобіля для робчого тиску у впускному ресивері 2,0 МПа подано у таблиці 5.6, а динамічного фактора – у таблиці 5.7.



а



б



в

——— — P_{k1}, D_1 ; - - - — P_{k2}, D_2 ; - - - - — P_{k3}, D_3 ;
 - . . - — P_{k4}, D_4 ; . . - — — P_{k5}, D_5 ; ——— — $P_w + P_{\psi}$

Рисунок 5.12 – Силовий баланс та динамічні характеристики транспортної установки з постійним робочим тиском пневмодвигуна:

а — $P_s = 2,0$ МПа; *б* — $P_s = 1,4$ МПа; *в* — $P_s = 1,2$ МПа

Таким чином, ураховуючи параметри автомобіля, роторно-поршневий пневмодвигун забезпечує максимальне тягове зусилля на першій передачі

залежно від робочого тиску ($P_s = 1,2 \dots 2,0$ МПа) на рівні $2,1 \dots 3,2$ кН, що є досить прийнятним.

Показниками динаміки розгону автомобіля з пневмодвигуном є залежності зміни прискорення, часу та відстані розгону від швидкості руху автомобіля. Так, прискорення транспортного засобу визначається за відомими залежностями для всіх передач та швидкостей, використовуючи відповідні значення динамічних характеристик. Прискорення екологічно чистого автомобіля на різних передачах при русі горизонтальною ділянкою дороги розраховується за формулою [261, 262]

$$j = \frac{(D - f)g}{\delta},$$

де δ – коефіцієнт, який ураховує обертові маси транспортного засобу для різних передач.

Таблиця 5.6 – Результати розрахунків тягово-швидкісної характеристики екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні в умовах міського руху

ω , с ⁻¹	M_k , Н·м	1 передача					2 передача				
		v , км/год	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н	v , км/год	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н
20,93	7,13	1,05	506	56,51	0,03	56,54	1,82	292	56,52	0,09	56,60
31,40	15,05	1,58	1067	56,51	0,07	56,58	2,73	617	56,53	0,20	56,73
41,87	22,02	2,10	1561	56,52	0,12	56,64	3,64	902	56,54	0,35	56,90
52,33	28,02	2,63	1987	56,53	0,18	56,71	4,55	1148	56,57	0,55	57,12
62,80	33,08	3,15	2345	56,53	0,26	56,80	5,46	1355	56,59	0,79	57,39
73,27	37,17	3,68	2636	56,54	0,36	56,91	6,37	1523	56,62	1,08	57,70
83,73	40,32	4,21	2859	56,56	0,47	57,03	7,28	1652	56,66	1,41	58,07
94,20	42,50	4,73	3014	56,57	0,60	57,17	8,19	1741	56,70	1,78	58,49
104,67	43,73	5,26	3101	56,59	0,74	57,32	9,10	1792	56,75	2,20	58,95
115,13	44,01	5,78	3120	56,60	0,89	57,49	10,01	1803	56,80	2,67	59,46
125,60	43,33	6,31	3072	56,62	1,06	57,68	10,92	1775	56,85	3,17	60,02
136,07	41,69	6,84	2956	56,64	1,24	57,88	11,83	1708	56,91	3,72	60,64
146,53	39,10	7,36	2772	56,66	1,44	58,10	12,74	1602	56,98	4,32	61,30
157,00	35,55	7,89	2521	56,69	1,65	58,34	13,65	1456	57,05	4,96	62,00
167,47	31,05	8,41	2201	56,71	1,88	58,59	14,56	1272	57,12	5,64	62,76
177,93	25,59	8,94	1814	56,74	2,13	58,86	15,47	1048	57,20	6,37	63,57
188,40	19,17	9,46	1359	56,77	2,38	59,15	16,38	785	57,29	7,14	64,42
198,87	11,80	9,99	837	56,80	2,66	59,45	17,29	483	57,37	7,95	65,33

Продовження таблиці 5.6

3 передача					4 передача					5 передача				
v , км/ГОД	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н	v , км/ГОД	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н	v , км/ГОД	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н
3,05	174	56,53	0,25	56,78	4,26	125	56,56	0,48	57,04	5,02	106	56,58	0,67	57,25
4,58	368	56,57	0,56	57,12	6,39	264	56,62	1,09	57,71	7,53	224	56,67	1,51	58,18
6,11	538	56,61	0,99	57,61	8,52	385	56,72	1,93	58,65	10,03	327	56,80	2,68	59,48
7,63	684	56,67	1,55	58,22	10,65	491	56,84	3,02	59,85	12,54	417	56,96	4,18	61,15
9,16	808	56,75	2,23	58,98	12,78	579	56,98	4,34	61,32	15,05	492	57,16	6,03	63,19
10,69	908	56,84	3,04	59,88	14,91	651	57,15	5,91	63,06	17,56	553	57,40	8,20	65,60
12,21	985	56,94	3,97	60,91	17,04	706	57,35	7,72	65,07	20,07	599	57,68	10,71	68,39
13,74	1038	57,05	5,02	62,08	19,17	744	57,57	9,77	67,34	22,58	632	57,99	13,56	71,54
15,27	1068	57,18	6,20	63,38	21,30	766	57,82	12,06	69,89	25,08	650	58,33	16,74	75,07
16,79	1075	57,33	7,50	64,83	23,43	770	58,10	14,60	72,70	27,59	654	58,72	20,25	78,97
18,32	1058	57,48	8,93	66,41	25,56	759	58,40	17,37	75,78	30,10	644	59,14	24,10	83,24
19,85	1018	57,65	10,48	68,13	27,68	730	58,73	20,39	79,12	32,61	620	59,60	28,28	87,88
21,37	955	57,83	12,15	69,98	29,81	685	59,09	23,64	82,73	35,12	581	60,09	32,80	92,89
22,90	868	58,03	13,95	71,98	31,94	622	59,47	27,14	86,61	37,63	528	60,62	37,66	98,28
24,43	758	58,24	15,87	74,11	34,07	544	59,88	30,88	90,76	40,13	461	61,19	42,84	104,03
25,95	625	58,46	17,92	76,38	36,20	448	60,32	34,86	95,18	42,64	380	61,79	48,37	110,16
27,48	468	58,70	20,08	78,79	38,33	336	60,78	39,09	99,86	45,15	285	62,43	54,23	116,66
29,01	288	58,95	22,38	81,33	40,46	207	61,26	43,55	104,81	47,66	175	63,11	60,42	123,53

Таблиця 5.7 – Результати розрахунків динамічного фактора екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні в умовах міського руху

1 передача				2 передача				3 передача			
v , км/ГОД	$P_k - P_w$, Н	D	f	v , км/ГОД	$P_k - P_w$, Н	D	f	v , км/ГОД	$P_k - P_w$, Н	D	f
1,05	505,75	0,072	0,01000	1,82	292,14	0,041	0,01000	3,05	173,97	0,025	0,01000
1,58	1067,28	0,151	0,01000	2,73	616,49	0,087	0,01000	4,58	367,08	0,052	0,01001
2,10	1561,02	0,221	0,01000	3,64	901,64	0,128	0,01001	6,11	536,73	0,076	0,01002
2,63	1987,00	0,281	0,01000	4,55	1147,60	0,162	0,01001	7,63	682,92	0,097	0,01003
3,15	2345,19	0,332	0,01001	5,46	1354,36	0,192	0,01002	9,16	805,65	0,114	0,01004
3,68	2635,61	0,373	0,01001	6,37	1521,93	0,215	0,01002	10,69	904,91	0,128	0,01006
4,21	2858,26	0,405	0,01001	7,28	1650,30	0,234	0,01003	12,21	980,71	0,139	0,01008
4,73	3013,13	0,427	0,01001	8,19	1739,48	0,246	0,01003	13,74	1033,04	0,146	0,01010
5,26	3100,22	0,439	0,01001	9,10	1789,46	0,253	0,01004	15,27	1061,91	0,150	0,01012
5,78	3119,54	0,442	0,01002	10,01	1800,25	0,255	0,01005	16,79	1067,31	0,151	0,01015
6,31	3071,08	0,435	0,01002	10,92	1771,84	0,251	0,01006	18,32	1049,25	0,149	0,01017
6,84	2954,84	0,418	0,01002	11,83	1704,24	0,241	0,01007	19,85	1007,73	0,143	0,01020
7,36	2770,83	0,392	0,01003	12,74	1597,44	0,226	0,01008	21,37	942,74	0,133	0,01023
7,89	2519,05	0,357	0,01003	13,65	1451,45	0,205	0,01010	22,90	854,29	0,121	0,01027
8,41	2199,48	0,311	0,01004	14,56	1266,26	0,179	0,01011	24,43	742,38	0,105	0,01031
8,94	1812,15	0,257	0,01004	15,47	1041,88	0,148	0,01012	25,95	607,00	0,086	0,01035
9,46	1357,03	0,192	0,01005	16,38	778,30	0,110	0,01014	27,48	448,16	0,063	0,01039
9,99	834,14	0,118	0,01005	17,29	475,53	0,067	0,01015	29,01	265,85	0,038	0,01043

Продовження таблиці 5.7

4 передача				5 передача			
v , км/ГОД	$P_k - P_w$, Н	D	f	v , км/ГОД	$P_k - P_w$, Н	D	f
4,26	124,40	0,018	0,01001	5,02	105,36	0,015	0,01001
6,39	262,46	0,037	0,01002	7,53	222,24	0,031	0,01003
8,52	383,54	0,054	0,01004	10,03	324,58	0,046	0,01005
10,65	487,65	0,069	0,01006	12,54	412,39	0,058	0,01008
12,78	574,78	0,081	0,01008	15,05	485,65	0,069	0,01012
14,91	644,95	0,091	0,01011	17,56	544,38	0,077	0,01016
17,04	698,14	0,099	0,01015	20,07	588,56	0,083	0,01021
19,17	734,36	0,104	0,01019	22,58	618,21	0,088	0,01026
21,30	753,60	0,107	0,01023	25,08	633,32	0,090	0,01032
23,43	755,88	0,107	0,01028	27,59	633,88	0,090	0,01039
25,56	741,18	0,105	0,01034	30,10	619,91	0,088	0,01047
27,68	709,51	0,100	0,01039	32,61	591,40	0,084	0,01055
29,81	660,87	0,094	0,01046	35,12	548,35	0,078	0,01063
31,94	595,25	0,084	0,01052	37,63	490,76	0,069	0,01073
34,07	512,66	0,073	0,01060	40,13	418,63	0,059	0,01083
36,20	413,10	0,058	0,01067	42,64	331,96	0,047	0,01094
38,33	296,57	0,042	0,01076	45,15	230,75	0,033	0,01105
40,46	163,07	0,023	0,01084	47,66	115,00	0,016	0,01117

Оскільки наведений розрахунок є проектувальним, момент інерції обертових частин транспортного засобу не відомий, тому значення коефіцієнта можна оцінити за допомогою виразу

$$\delta = 1,04 + 0,04u_{ki}.$$

Залежності зміни прискорень та обернених прискорень за різних значень робочого тиску P_s подано на рис. 5.13, а результати розрахунків прискорення автомобіля для $P_s = 2,0$ МПа – у таблиці 5.8.

Для визначення необхідного часу та шляху розгону автомобіля при русі на роторно-поршневому пневмодвигуні треба відповідно обчислити визначені інтеграли [261, 262]:

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv; \quad S = \int_{t_1}^{t_2} v dt.$$

Крім того, час розгону можна отримати графічним способом, визначивши площу, обмежену кривими обернених прискорень $1/j_i = f(v)$ (див. рис. 5.13), а шлях розгону – розрахунком площі залежності часу розгону $t = f(v)$. Площу під кривими розбивають на довільну кількість ділянок. У

відповідному масштабі площі ділянок F_{ti} на графіку обернених прискорень є часом розгону:

$$t_i = \mu_{1/j} \cdot \mu_v F_{ti},$$

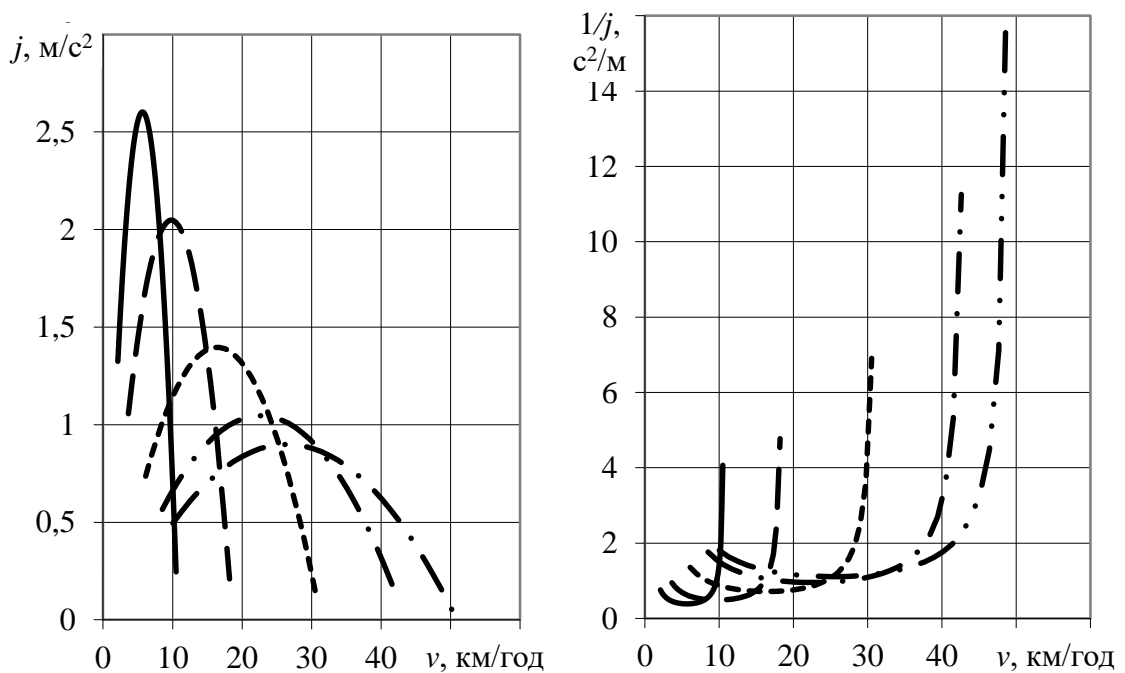
де $\mu_{1/j}$ – масштабний коефіцієнт обернених прискорень; μ_v – масштабний коефіцієнт швидкості; F_{ti} – площа відповідної ділянки.

У відповідному масштабі площі ділянок F_{si} на графіку часу розгону є шляхом розгону:

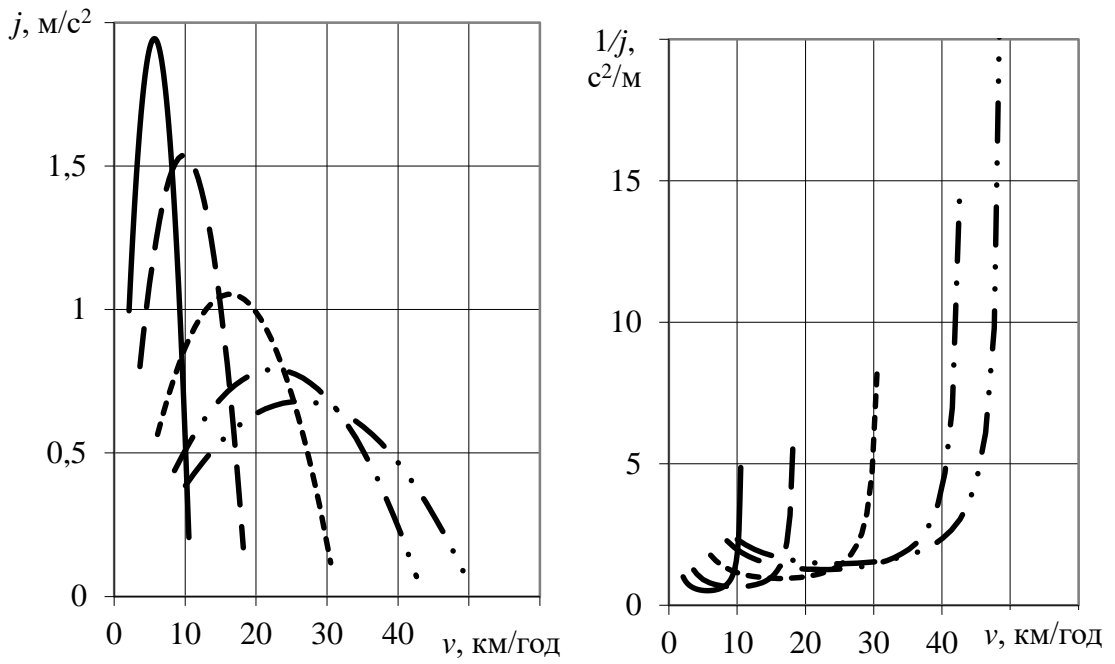
$$S_i = \mu_t \cdot \mu_v F_{si},$$

де μ_t – масштабний коефіцієнт часу розгону; F_{si} – площа відповідної ділянки часу розгону.

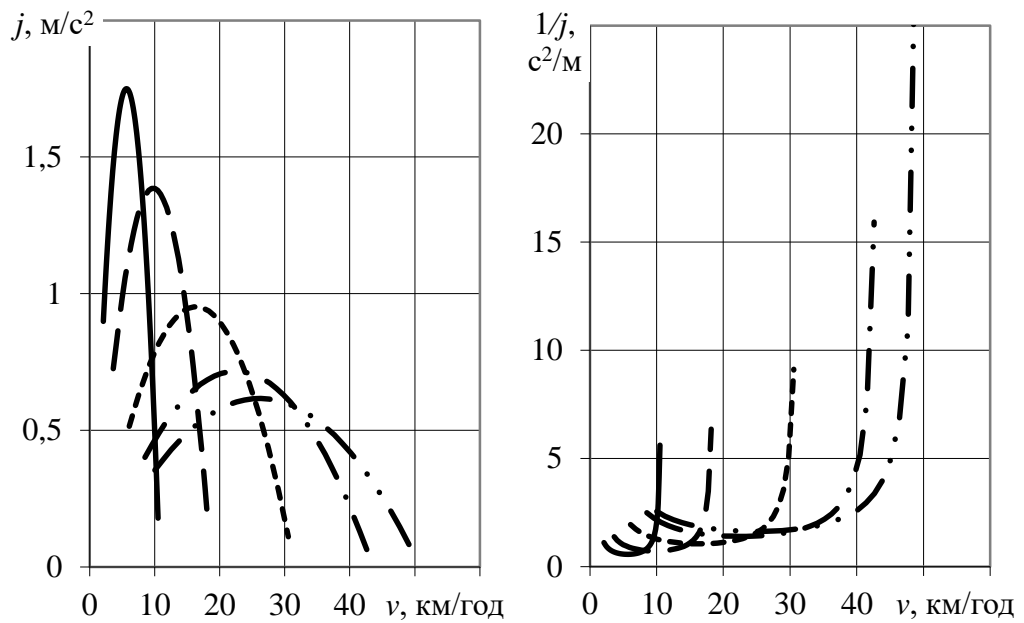
На рис. 5.14 подано залежності часу та шляху розгону автомобіля з роторно-поршневым пневмодвигуном до максимальної швидкості руху, а результати розрахунків – у таблицях 5.9 і 5.10.



a



б



в

— — — — — $-j_1, 1/j_1$; — — — — — $-j_2, 1/j_2$; - - - - - $-j_3, 1/j_3$;
 - - - - - $-j_4, 1/j_4$; - . - . - $-j_5, 1/j_5$

Рисунок 5.13 – Характеристики прискорення транспортної установки

з постійним робочим тиском пневмодвигуна:

$a - P_s = 2,0$ МПа; $б - P_s = 1,4$ МПа; $в - P_s = 1,2$ МПа

Таблиця 5.8 – Результати розрахунків прискорення автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні в умовах міського руху

1 передача					2 передача					3 передача				
v , км/год	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м	v , км/год	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м	v , км/год	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м
1,05	0,072	0,01000	0,46	2,17	1,82	0,041	0,01000	0,38	2,60	3,05	0,025	0,01000	0,29	3,49
1,58	0,151	0,01000	0,92	1,09	2,73	0,087	0,01000	0,74	1,35	4,58	0,052	0,01001	0,53	1,90
2,10	0,221	0,01000	1,32	0,75	3,64	0,128	0,01001	1,06	0,95	6,11	0,076	0,01002	0,74	1,36
2,63	0,281	0,01000	1,67	0,60	4,55	0,162	0,01001	1,33	0,75	7,63	0,097	0,01003	0,92	1,09
3,15	0,332	0,01001	1,97	0,51	5,46	0,192	0,01002	1,56	0,64	9,16	0,114	0,01004	1,07	0,93
3,68	0,373	0,01001	2,20	0,45	6,37	0,215	0,01002	1,74	0,57	10,69	0,128	0,01006	1,19	0,84
4,21	0,405	0,01001	2,39	0,42	7,28	0,234	0,01003	1,88	0,53	12,21	0,139	0,01008	1,29	0,78
4,73	0,427	0,01001	2,51	0,40	8,19	0,246	0,01003	1,98	0,50	13,74	0,146	0,01010	1,35	0,74
5,26	0,439	0,01001	2,58	0,39	9,10	0,253	0,01004	2,04	0,49	15,27	0,150	0,01012	1,39	0,72
5,78	0,442	0,01002	2,60	0,38	10,01	0,255	0,01005	2,05	0,49	16,79	0,151	0,01015	1,40	0,72
6,31	0,435	0,01002	2,56	0,39	10,92	0,251	0,01006	2,02	0,50	18,32	0,149	0,01017	1,37	0,73
6,84	0,418	0,01002	2,47	0,41	11,83	0,241	0,01007	1,94	0,51	19,85	0,143	0,01020	1,32	0,76
7,36	0,392	0,01003	2,32	0,43	12,74	0,226	0,01008	1,82	0,55	21,37	0,133	0,01023	1,24	0,81
7,89	0,357	0,01003	2,11	0,47	13,65	0,205	0,01010	1,66	0,60	22,90	0,121	0,01027	1,13	0,88
8,41	0,311	0,01004	1,85	0,54	14,56	0,179	0,01011	1,46	0,69	24,43	0,105	0,01031	0,99	1,01
8,94	0,257	0,01004	1,53	0,65	15,47	0,148	0,01012	1,21	0,83	25,95	0,086	0,01035	0,82	1,21
9,46	0,192	0,01005	1,16	0,86	16,38	0,110	0,01014	0,92	1,09	27,48	0,063	0,01039	0,63	1,59
9,99	0,118	0,01005	0,73	1,37	17,29	0,067	0,01015	0,59	1,70	29,01	0,038	0,01043	0,40	2,50

Продовження таблиці 5.8

4 передача					5 передача				
v , км/год	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м	v , км/год	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м
4,26	0,018	0,01001	0,23	4,30	5,02	0,015	0,01001	0,21	4,75
6,39	0,037	0,01002	0,41	2,44	7,53	0,031	0,01003	0,36	2,76
8,52	0,054	0,01004	0,57	1,77	10,03	0,046	0,01005	0,50	2,02
10,65	0,069	0,01006	0,70	1,43	12,54	0,058	0,01008	0,61	1,64
12,78	0,081	0,01008	0,81	1,23	15,05	0,069	0,01012	0,70	1,42
14,91	0,091	0,01011	0,90	1,11	17,56	0,077	0,01016	0,78	1,28
17,04	0,099	0,01015	0,97	1,03	20,07	0,083	0,01021	0,84	1,19
19,17	0,104	0,01019	1,02	0,98	22,58	0,088	0,01026	0,88	1,14
21,30	0,107	0,01023	1,04	0,96	25,08	0,090	0,01032	0,90	1,12
23,43	0,107	0,01028	1,04	0,96	27,59	0,090	0,01039	0,90	1,11
25,56	0,105	0,01034	1,03	0,97	30,10	0,088	0,01047	0,88	1,14
27,68	0,100	0,01039	0,99	1,02	32,61	0,084	0,01055	0,84	1,19
29,81	0,094	0,01046	0,92	1,08	35,12	0,078	0,01063	0,79	1,27
31,94	0,084	0,01052	0,84	1,19	37,63	0,069	0,01073	0,71	1,41
34,07	0,073	0,01060	0,73	1,37	40,13	0,059	0,01083	0,62	1,62
36,20	0,058	0,01067	0,60	1,66	42,64	0,047	0,01094	0,50	1,98
38,33	0,042	0,01076	0,45	2,20	45,15	0,033	0,01105	0,37	2,68
40,46	0,023	0,01084	0,28	3,54	47,66	0,016	0,01117	0,22	4,49

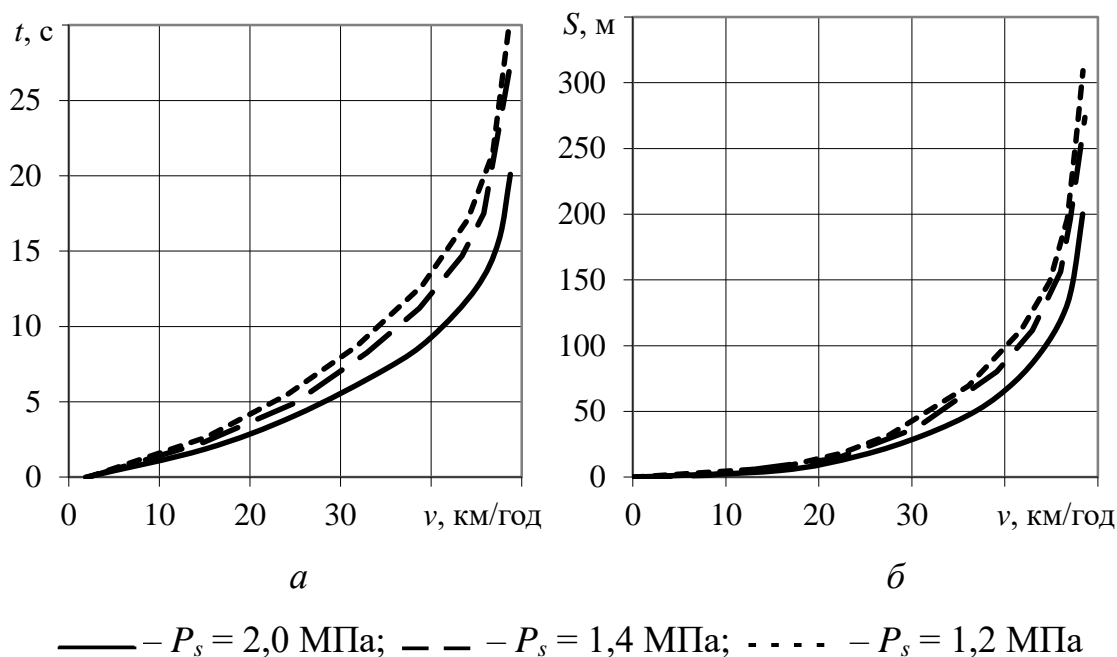


Рисунок 5.14 – Залежності часу та шляху розгону транспортної установки з постійним робочим тиском пневмодвигуна:

a – час розгону; *б* – шлях розгону

Таблиця 5.9 – Результати розрахунків часу розгону екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні в умовах міського руху

Параметр	Значення							
$P_s = 2,0$ МПа								
v , км/год	0	15	25	35	40	45	47,5	48,76
F_{ti} , мм ²	0	17,67	21,26	29,32	19,79	31,21	30,17	41,52
ΣF_t , мм ²	0	17,67	38,93	68,25	88,04	119,25	149,42	190,95
t , с	0	1,86	4,10	7,18	9,26	12,55	15,72	20,09
$P_s = 1,4$ МПа								
v , км/год	0	14,91	24,91	32,91	38,71	43,41	45,81	48,63
F_{ti} , мм ²	0	16,06	17,92	23,27	20,52	24,06	19,60	65,18
ΣF_t , мм ²	0	16,06	33,98	57,25	77,77	101,82	121,42	186,60
t , с	0	2,32	4,90	8,26	11,22	14,69	17,51	26,91
$P_s = 1,2$ МПа								
v , км/год	0	15,13	24,13	31,84	39,03	44,04	46,81	48,71
F_{ti} , мм ²	0	15,67	17,01	19,34	23,97	26,15	26,33	53,72
ΣF_t , мм ²	0	15,67	32,68	52,02	75,99	102,14	128,47	182,19
t , с	0	2,62	5,47	8,70	12,72	17,09	21,50	30,49

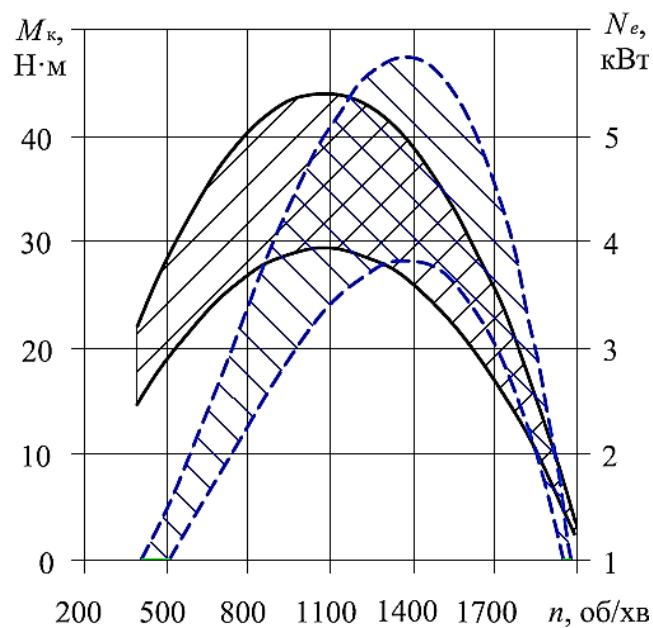
Таблиця 5.10 – Результати розрахунків шляху розгону екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні в умовах міського руху

Параметр	Значення									
$P_s = 2,0$ МПа										
v , км/ГОД	0	15,71	24,36	31,22	37,01	41,06	44,00	46,13	47,28	48,36
F_{si} , мм ²	0	8,18	18,40	25,21	31,02	35,36	38,59	40,83	42,28	85,83
ΣF_{s_s} , мм ²	0	8,18	26,58	51,79	82,81	118,17	156,75	197,58	239,87	325,70
S , м	0	5,02	16,33	31,83	50,89	72,62	96,33	121,43	147,41	200,16
$P_s = 1,4$ МПа										
v , км/ГОД	0	8,20	21,94	30,51	39,15	42,97	46,00	47,03	47,82	48,61
F_{si} , мм ²	0	3,38	28,35	52,12	95,51	70,37	99,69	87,92	87,35	86,96
ΣF_{s_s} , мм ²	0	3,38	31,73	83,85	179,36	249,73	349,42	437,34	524,70	611,65
S , м	0	1,51	14,20	37,51	80,24	111,73	156,33	195,66	234,75	273,65
$P_s = 1,2$ МПа										
v , км/ГОД	0	15,85	22,45	27,56	36,10	41,75	44,83	46,73	47,64	48,40
F_{si} , мм ²	0	17,48	25,67	33,23	88,73	101,29	87,62	113,44	142,23	126,24
ΣF_{s_s} , мм ²	0	17,48	43,15	76,38	165,11	266,41	354,03	467,47	609,70	735,95
S , м	0	7,35	18,13	32,10	69,39	111,95	148,78	196,45	256,22	309,27

Так, при забезпеченні робочого тиску пневмодвигуна на рівні 2,0 МПа розгін автомобіля до максимальної швидкості складатиме 20,1 с, а шлях розгону – 200,2 м. При робочому тиску 1,2 МПа час розгону складатиме 30,5 с, а шлях – 309,3 м. Таким чином, зменшення робочого тиску повітря на 40 % призводить до збільшення часу розгону автомобіля до максимальної швидкості майже на 52 %. Як показують експериментальні дослідження дослідного зразка роторно-поршневого пневмодвигуна, зниження робочого тиску у впускному ресивері збільшує запас ходу транспортного засобу за рахунок зменшення витрати стиснутого повітря.

Високі значення крутного моменту роторно-поршневого пневмодвигуна необхідні для забезпечення максимального тягового зусилля при початку руху автомобіля (зрушення з місця особливо при повному навантаженні). Подальший розгін автомобіля до максимальної швидкості руху може бути більш повільним (якщо це дозволяють умови руху) та економним з точки зору витрати стиснутого повітря. Забезпечити високий крутний момент на початку руху та зниження витрати повітря можна за рахунок регулювання тиску повітря у впускному ресивері, а саме поступово зменшуючи значення

робочого тиску при розгоні автомобіля. Отже, при початку руху робочий тиск складатиме 2,0 МПа, а при поступовому наборі швидкості транспортним засобом його значення буде знижуватися до 1,2 МПа. Регулювання тиску дозволить забезпечити прийнятні динамічні характеристики автомобіля при деякому збільшенні запасу ходу. На рис. 5.15 подано робочий діапазон зміни ефективної потужності та крутного моменту при регулюванні тиску стиснутого повітря у впускному ресивері роторно-поршневого пневмодвигуна [260]. Графіки силового балансу та динамічні характеристики екологічно чистого автомобіля при регулюванні тиску повітря у впускному ресивері роторно-поршневого пневмодвигуна наведено на рис. 5.16, а на рис. 5.17 подано залежності зміни прискорень й обернених прискорень для всіх передач і швидкостей транспортного засобу [260].



— — зміна крутного моменту; - - - зміна ефективної потужності

Рисунок 5.15 – Діапазон зміни зовнішньої швидкісної характеристики роторно-поршневого пневмодвигуна при регулюванні робочого тиску повітря у впускному ресивері

Результати розрахунків тягово-швидкісної характеристики екологічно чистого автомобіля для змінного робочого тиску у впускному ресивері роторно-поршневого пневмодвигуна подано у таблиці 5.11, динамічного

фактора – у таблиці 5.12, а результати розрахунків прискорення – у таблиці 5.13.

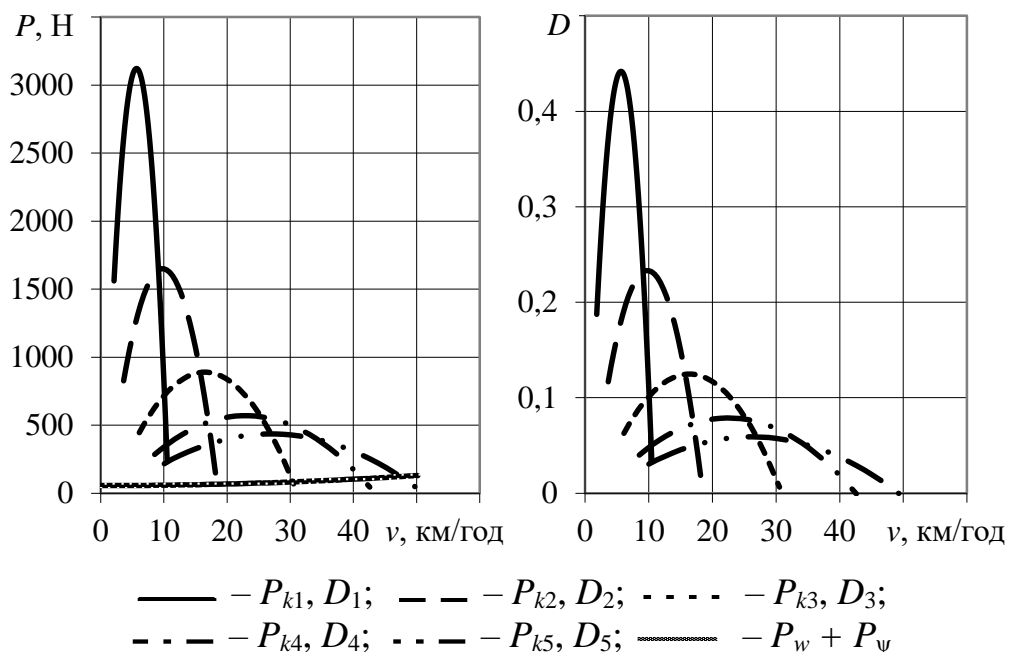


Рисунок 5.16 – Силовий баланс та динамічні характеристики автомобіля з роторно-поршневим пневмодвигуном при регулюванні робочого тиску

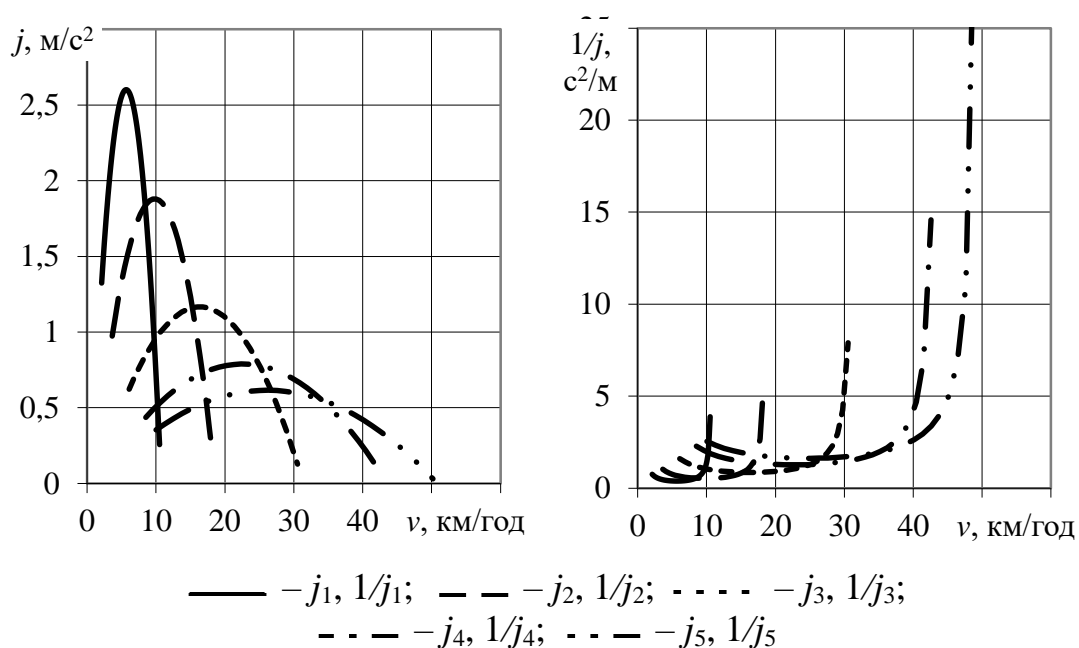


Рисунок 5.17 – Характеристики прискорення автомобіля з роторно-поршневим пневмодвигуном при регулюванні робочого тиску

Крім того, на рис. 5.18 наведено залежності часу та шляху розгону транспортного засобу від швидкості руху. Результати розрахунків часу та шляху розгону автомобіля подано у таблиці 5.14 і 5.15.

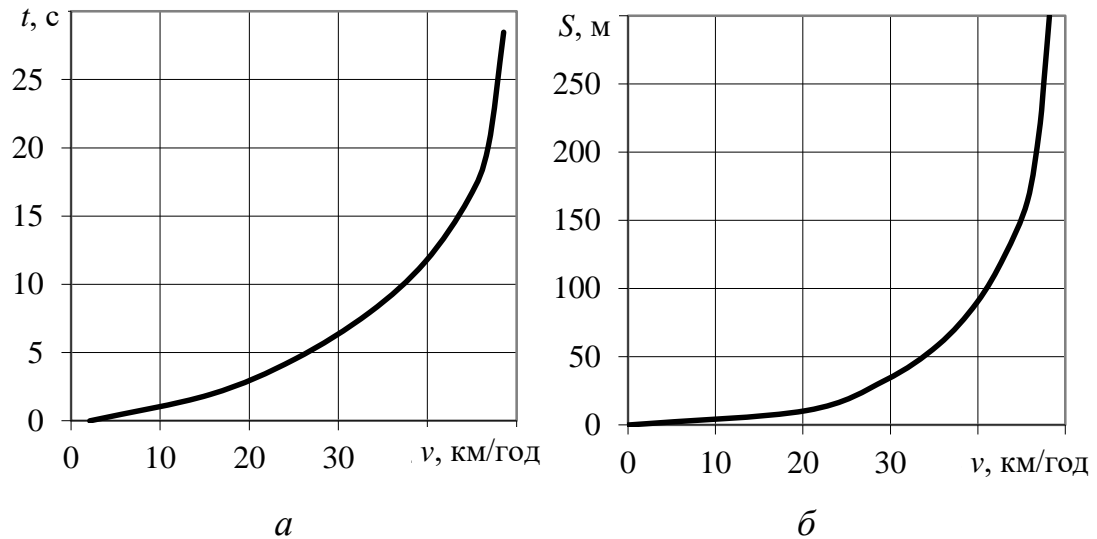


Рисунок 5.18 – Залежності часу й шляху розгону автомобіля при регулюванні робочого тиску повітря та використанні коробки передач:

a – час розгону; *б* – шлях розгону

Таблиця 5.11 – Результати розрахунків тягово-швидкісної характеристики екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні зі змінним робочим тиском у впускному ресивері

ω , с ⁻¹	1 передача						2 передача					
	M_k , Н·м	v , км/год	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н	M_k , Н·м	v , км/год	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н
20,94	7,13	1,05	506	56,51	0,03	56,54	6,53	1,82	267	56,52	0,09	56,60
31,42	15,05	1,58	1067	56,51	0,07	56,58	13,78	2,73	564	56,53	0,20	56,73
41,89	22,02	2,10	1561	56,52	0,12	56,64	20,15	3,64	825	56,54	0,35	56,90
52,36	28,02	2,63	1987	56,53	0,18	56,71	25,65	4,55	1051	56,57	0,55	57,12
62,83	33,08	3,15	2345	56,53	0,26	56,80	30,27	5,46	1240	56,59	0,79	57,39
73,30	37,17	3,68	2636	56,54	0,36	56,91	34,02	6,37	1394	56,62	1,08	57,70
83,77	40,32	4,21	2859	56,56	0,47	57,03	36,90	7,28	1512	56,66	1,41	58,07
94,25	42,50	4,73	3014	56,57	0,60	57,17	38,90	8,19	1594	56,70	1,78	58,49
104,72	43,73	5,26	3101	56,59	0,74	57,32	40,02	9,10	1640	56,75	2,20	58,95
115,19	44,01	5,78	3120	56,60	0,89	57,49	40,27	10,01	1650	56,80	2,67	59,46
125,66	43,33	6,31	3072	56,62	1,06	57,68	39,65	10,92	1624	56,85	3,17	60,02
136,13	41,69	6,84	2956	56,64	1,24	57,88	38,15	11,83	1563	56,91	3,72	60,64
146,60	39,10	7,36	2772	56,66	1,44	58,10	35,78	12,74	1466	56,98	4,32	61,30
157,08	35,55	7,89	2521	56,69	1,65	58,34	32,53	13,65	1333	57,05	4,96	62,00
167,55	31,05	8,41	2201	56,71	1,88	58,59	28,41	14,56	1164	57,12	5,64	62,76
178,02	25,59	8,94	1814	56,74	2,13	58,86	23,42	15,47	959	57,20	6,37	63,57
188,49	19,17	9,46	1359	56,77	2,38	59,15	17,54	16,38	719	57,29	7,14	64,42
198,96	11,80	9,99	837	56,80	2,66	59,45	10,80	17,29	442	57,37	7,95	65,33

Продовження таблиці 5.11

ω , c^{-1}	3 передача						4 передача					
	M_k , Н·м	v , км/ГОД	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н	M_k , Н·м	v , км/ГОД	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н
20,94	5,90	3,05	144	56,53	0,25	56,78	5,28	4,26	92	56,56	0,48	57,04
31,42	12,46	4,58	304	56,57	0,56	57,12	11,14	6,39	195	56,62	1,09	57,71
41,89	18,22	6,11	445	56,61	0,99	57,61	16,30	8,52	285	56,72	1,93	58,65
52,36	23,19	7,63	566	56,67	1,55	58,22	20,75	10,65	363	56,84	3,02	59,85
62,83	27,37	9,16	669	56,75	2,23	58,98	24,49	12,78	429	56,98	4,34	61,32
73,30	30,76	10,69	751	56,84	3,04	59,88	27,52	14,91	482	57,15	5,91	63,06
83,77	33,36	12,21	815	56,94	3,97	60,91	29,85	17,04	523	57,35	7,72	65,07
94,25	35,17	13,74	859	57,05	5,02	62,08	31,47	19,17	551	57,57	9,77	67,34
104,72	36,19	15,27	884	57,18	6,20	63,38	32,38	21,30	567	57,82	12,06	69,89
115,19	36,42	16,79	889	57,33	7,50	64,83	32,58	23,43	570	58,10	14,60	72,70
125,66	35,86	18,32	876	57,48	8,93	66,41	32,08	25,56	562	58,40	17,37	75,78
136,13	34,50	19,85	843	57,65	10,48	68,13	30,86	27,68	540	58,73	20,39	79,12
146,60	32,36	21,37	790	57,83	12,15	69,98	28,94	29,81	507	59,09	23,64	82,73
157,08	29,42	22,90	719	58,03	13,95	71,98	26,32	31,94	461	59,47	27,14	86,61
167,55	25,69	24,43	628	58,24	15,87	74,11	22,98	34,07	402	59,88	30,88	90,76
178,02	21,17	25,95	517	58,46	17,92	76,38	18,94	36,20	332	60,32	34,86	95,18
188,49	15,87	27,48	388	58,70	20,08	78,79	14,19	38,33	248	60,78	39,09	99,86
198,96	9,77	29,01	239	58,95	22,38	81,33	8,74	40,46	153	61,26	43,55	104,81

Продовження таблиці 5.11

ω , c^{-1}	5 передача					
	M_k , Н·м	v , км/ГОД	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н	$P_\psi + P_w$, Н
20,94	4,76	5,02	71	56,58	0,67	57,25
31,42	10,03	7,53	149	56,67	1,51	58,18
41,89	14,68	10,03	218	56,80	2,68	59,48
52,36	18,68	12,54	278	56,96	4,18	61,15
62,83	22,05	15,05	328	57,16	6,03	63,19
73,30	24,78	17,56	368	57,40	8,20	65,60
83,77	26,88	20,07	400	57,68	10,71	68,39
94,25	28,33	22,58	421	57,99	13,56	71,54
104,72	29,15	25,08	433	58,33	16,74	75,07
115,19	29,34	27,59	436	58,72	20,25	78,97
125,66	28,88	30,10	429	59,14	24,10	83,24
136,13	27,79	32,61	413	59,60	28,28	87,88
146,60	26,06	35,12	387	60,09	32,80	92,89
157,08	23,70	37,63	352	60,62	37,66	98,28
167,55	20,70	40,13	308	61,19	42,84	104,03
178,02	17,06	42,64	254	61,79	48,37	110,16
188,49	12,78	45,15	190	62,43	54,23	116,66
198,96	7,87	47,66	117	63,11	60,42	123,53

Таблиця 5.12 – Результати розрахунків динамічного фактора екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні зі змінним робочим тиском у впускному ресивері

1 передача				2 передача				3 передача			
v , км/ГОД	P_k-P_w , Н	D	f	v , км/ГОД	P_k-P_w , Н	D	f	v , км/ГОД	P_k-P_w , Н	D	f
1,05	505,75	0,07	0,010001	1,82	267,35	0,04	0,010002	3,05	143,93	0,02	0,010005
1,58	1067,28	0,15	0,010001	2,73	564,16	0,08	0,010004	4,58	303,69	0,04	0,010011
2,10	1561,02	0,22	0,010002	3,64	825,11	0,12	0,010007	6,11	444,02	0,06	0,010019
2,63	1987,00	0,28	0,010004	4,55	1050,18	0,15	0,010011	7,63	564,90	0,08	0,010030
3,15	2345,19	0,33	0,010005	5,46	1239,38	0,18	0,010015	9,16	666,35	0,09	0,010043
3,68	2635,61	0,37	0,010007	6,37	1392,70	0,20	0,010021	10,69	748,36	0,11	0,010059
4,21	2858,26	0,40	0,010009	7,28	1510,15	0,21	0,010027	12,21	810,92	0,11	0,010077
4,73	3013,13	0,43	0,010012	8,19	1591,73	0,23	0,010035	13,74	854,05	0,12	0,010097
5,26	3100,22	0,44	0,010014	9,10	1637,44	0,23	0,010043	15,27	877,74	0,12	0,010120
5,78	3119,54	0,44	0,010017	10,01	1647,27	0,23	0,010052	16,79	881,99	0,12	0,010145
6,31	3071,08	0,43	0,010020	10,92	1621,23	0,23	0,010061	18,32	866,80	0,12	0,010173
6,84	2954,84	0,42	0,010024	11,83	1559,32	0,22	0,010072	19,85	832,17	0,12	0,010203
7,36	2770,83	0,39	0,010028	12,74	1461,53	0,21	0,010084	21,37	778,10	0,11	0,010235
7,89	2519,05	0,36	0,010032	13,65	1327,87	0,19	0,010096	22,90	704,59	0,10	0,010270
8,41	2199,48	0,31	0,010036	14,56	1158,34	0,16	0,010109	24,43	611,64	0,09	0,010307
8,94	1812,15	0,26	0,010041	15,47	952,94	0,13	0,010123	25,95	499,25	0,07	0,010346
9,46	1357,03	0,19	0,010046	16,38	711,66	0,10	0,010138	27,48	367,42	0,05	0,010388
9,99	834,14	0,12	0,010051	17,29	434,51	0,06	0,010154	29,01	216,15	0,03	0,010433

Продовження таблиці 5.12

4 передача				5 передача			
v , км/ГОД	P_k-P_w , Н	D	f	v , км/ГОД	P_k-P_w , Н	D	f
4,26	91,97	0,01	0,010009	5,02	70,02	0,01	0,010013
6,39	194,02	0,03	0,010021	7,53	147,66	0,02	0,010029
8,52	283,44	0,04	0,010037	10,03	215,50	0,03	0,010052
10,65	360,24	0,05	0,010058	12,54	273,53	0,04	0,010081
12,78	424,40	0,06	0,010084	15,05	321,76	0,05	0,010117
14,91	475,94	0,07	0,010114	17,56	360,18	0,05	0,010159
17,04	514,85	0,07	0,010149	20,07	388,80	0,06	0,010207
19,17	541,13	0,08	0,010189	22,58	407,62	0,06	0,010262
21,30	554,79	0,08	0,010233	25,08	416,63	0,06	0,010324
23,43	555,81	0,08	0,010282	27,59	415,84	0,06	0,010392
25,56	544,21	0,08	0,010336	30,10	405,24	0,06	0,010466
27,68	519,98	0,07	0,010394	32,61	384,84	0,05	0,010547
29,81	483,12	0,07	0,010457	35,12	354,63	0,05	0,010634
31,94	433,64	0,06	0,010525	37,63	314,62	0,04	0,010728
34,07	371,52	0,05	0,010597	40,13	264,80	0,04	0,010829
36,20	296,78	0,04	0,010674	42,64	205,18	0,03	0,010935
38,33	209,41	0,03	0,010756	45,15	135,76	0,02	0,011049
40,46	109,42	0,02	0,010842	47,66	56,53	0,01	0,011168

Таблиця 5.13 – Результати розрахунків прискорення екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні зі змінним робочим тиском у впускному ресивері

1 передача					2 передача					3 передача				
v , км/ГОД	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² / м	v , км/ГОД	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² / м	v , км/ГОД	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² / м
1,05	0,07	0,010001	0,46	2,17	1,82	0,04	0,010002	0,36	2,80	3,05	0,02	0,010005	0,25	4,02
1,58	0,15	0,010001	0,92	1,09	2,73	0,08	0,010004	0,68	1,46	4,58	0,04	0,010011	0,45	2,23
2,10	0,22	0,010002	1,32	0,75	3,64	0,12	0,010007	0,97	1,03	6,11	0,06	0,010019	0,62	1,61
2,63	0,28	0,010004	1,67	0,60	4,55	0,15	0,010011	1,22	0,82	7,63	0,08	0,010030	0,77	1,30
3,15	0,33	0,010005	1,97	0,51	5,46	0,18	0,010015	1,43	0,70	9,16	0,09	0,010043	0,90	1,11
3,68	0,37	0,010007	2,20	0,45	6,37	0,20	0,010021	1,60	0,63	10,69	0,11	0,010059	1,00	1,00
4,21	0,40	0,010009	2,39	0,42	7,28	0,21	0,010027	1,73	0,58	12,21	0,11	0,010077	1,08	0,93
4,73	0,43	0,010012	2,51	0,40	8,19	0,23	0,010035	1,82	0,55	13,74	0,12	0,010097	1,13	0,88
5,26	0,44	0,010014	2,58	0,39	9,10	0,23	0,010043	1,87	0,54	15,27	0,12	0,010120	1,16	0,86
5,78	0,44	0,010017	2,60	0,38	10,01	0,23	0,010052	1,88	0,53	16,79	0,12	0,010145	1,17	0,86
6,31	0,43	0,010020	2,56	0,39	10,92	0,23	0,010061	1,85	0,54	18,32	0,12	0,010173	1,15	0,87
6,84	0,42	0,010024	2,47	0,41	11,83	0,22	0,010072	1,78	0,56	19,85	0,12	0,010203	1,10	0,91
7,36	0,39	0,010028	2,32	0,43	12,74	0,21	0,010084	1,67	0,60	21,37	0,11	0,010235	1,04	0,96
7,89	0,36	0,010032	2,11	0,47	13,65	0,19	0,010096	1,53	0,65	22,90	0,10	0,010270	0,95	1,06
8,41	0,31	0,010036	1,85	0,54	14,56	0,16	0,010109	1,34	0,75	24,43	0,09	0,010307	0,83	1,20
8,94	0,26	0,010041	1,53	0,65	15,47	0,13	0,010123	1,11	0,90	25,95	0,07	0,010346	0,69	1,45
9,46	0,19	0,010046	1,16	0,86	16,38	0,10	0,010138	0,85	1,18	27,48	0,05	0,010388	0,53	1,90
9,99	0,12	0,010051	0,73	1,37	17,29	0,06	0,010154	0,54	1,85	29,01	0,03	0,010433	0,34	2,95

Продовження таблиці 5.13

4 передача					5 передача				
v , км/ГОД	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м	v , км/ГОД	D	f	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м
4,26	0,01	0,010009	0,19	5,24	5,02	0,01	0,010013	0,16	6,08
6,39	0,03	0,010021	0,32	3,10	7,53	0,02	0,010029	0,27	3,77
8,52	0,04	0,010037	0,44	2,29	10,03	0,03	0,010052	0,35	2,83
10,65	0,05	0,010058	0,54	1,87	12,54	0,04	0,010081	0,43	2,33
12,78	0,06	0,010084	0,62	1,62	15,05	0,05	0,010117	0,49	2,03
14,91	0,07	0,010114	0,68	1,46	17,56	0,05	0,010159	0,54	1,85
17,04	0,07	0,010149	0,73	1,36	20,07	0,06	0,010207	0,58	1,73
19,17	0,08	0,010189	0,77	1,30	22,58	0,06	0,010262	0,60	1,66
21,30	0,08	0,010233	0,79	1,27	25,08	0,06	0,010324	0,61	1,63
23,43	0,08	0,010282	0,79	1,27	27,59	0,06	0,010392	0,61	1,63
25,56	0,08	0,010336	0,77	1,29	30,10	0,06	0,010466	0,60	1,67
27,68	0,07	0,010394	0,74	1,35	32,61	0,05	0,010547	0,57	1,74
29,81	0,07	0,010457	0,69	1,44	35,12	0,05	0,010634	0,53	1,87
31,94	0,06	0,010525	0,63	1,59	37,63	0,04	0,010728	0,48	2,07
34,07	0,05	0,010597	0,55	1,82	40,13	0,04	0,010829	0,42	2,40
36,20	0,04	0,010674	0,45	2,20	42,64	0,03	0,010935	0,34	2,94
38,33	0,03	0,010756	0,34	2,92	45,15	0,02	0,011049	0,25	4,00
40,46	0,02	0,010842	0,21	4,69	47,66	0,01	0,011168	0,15	6,81

Таблиця 5.14 – Результати розрахунків часу розгону екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні зі змінним робочим тиском у впускному ресивері

Параметр	Значення							
$P_s = 1,2...2,0$ МПа								
v , км/ГОД	0	15,59	25,07	33,47	39,74	44,62	46,84	48,56
F_{ti} , мм ²	0	11,39	15,21	20,17	21,94	27,27	22,88	49,18
ΣF_t , мм ²	0	11,39	26,60	46,77	68,72	95,99	118,87	168,06
t , с	0	1,93	4,51	7,92	11,64	16,26	20,13	28,46

Таблиця 5.15 – Результати розрахунків шляху розгону екологічно чистого автомобіля при роботі на роторно-поршневому пневмодвигуні зі змінним робочим тиском у впускному ресивері

Параметр	Значення									
$P_s = 1,2...2,0$ МПа										
v , км/ГОД	0	20,40	29,40	35,47	39,89	43,03	45,67	47,03	47,57	48,19
F_{si} , мм ²	0	21,05	44,05	51,48	61,66	67,46	80,18	102,84	73,96	93,08
ΣF_s , мм ²	0	21,05	65,11	116,58	178,25	245,71	325,89	428,73	502,69	595,77
S , м	0	10,59	32,76	58,67	89,70	123,65	163,99	215,75	252,97	299,81

Таким чином, при регулюванні робочого тиску повітря у впускному ресивері пневмодвигуна у межах 1,2...2,0 МПа розгін автомобіля до максимальної швидкості забезпечується за 28 с. Для порівняння, швидкість автомобіля у 30 км/год при регулюванні тиску досягається за 6,5 с, а без регулювання та робочому тиску 1,2 МПа – за 8 с. Відповідно, можна зробити висновок про ефективність регулювання робочого тиску як метод покращення економічних та експлуатаційних характеристик транспортної ЕУ автомобіля.

Застосування лише однієї енергії стиснутого повітря для руху транспортного засобу значно обмежує запас його ходу та потребує розвинутої інфраструктури з підзарядки витратних балонів. Одним з варіантів вирішення цієї проблеми є використання пневмодвигуна у складі гібридної енергетичної установки транспортного засобу, хоча це призводить до ускладнення конструкції, збільшення ваги та зниження екологічності автомобіля (у порівнянні з попередніми схемами) [263].

В існуючих гібридних транспортних енергетичних установках застосовуються три основні схеми: послідовна, паралельна та змішана (послідовно-паралельна).

При використанні послідовної схеми ДВЗ поєднується з генератором електричного струму, який, у свою чергу, живить тягові електродвигуни або додатково заряджає акумуляторні батареї. У період недостатнього живлення від ДВЗ та генератора тяговий електродвигун додатково живиться від акумуляторних батарей. У разі надлишку енергії заряджаються акумуляторні батареї. Перевагами такої схеми є те, що ДВЗ працює на постійному режимі мінімальної витрати палива. Крім того, послідовна схема забезпечує простоту керування, відсутність вузлів трансмісії, а також можливість різного компонування енергетичної установки. Основним недоліком послідовної схеми є те, що внаслідок багаторазового перетворення енергії (від механічної до електричної, а потім від електричної до механічної) такі енергетичні установки мають низькі значення ККД.

При використанні паралельної схеми крутний момент від ДВЗ через трансмісію передається ведучим колесам транспортного засобу. На режимах надлишкової потужності ДВЗ енергія через спеціальну систему відбору потужності спрямовується на зарядку акумуляторних батарей. На режимах недостатньої потужності застосовується акумулятована енергія для живлення елементів електротрансмісії. Перевагою такої схеми є більш високий рівень ККД та можливість використання однієї електромашини. Відповідно, недоліками паралельної схеми є ускладнення трансмісії та керування енергетичною установкою, а також робота ДВЗ на різних режимах витрати палива.

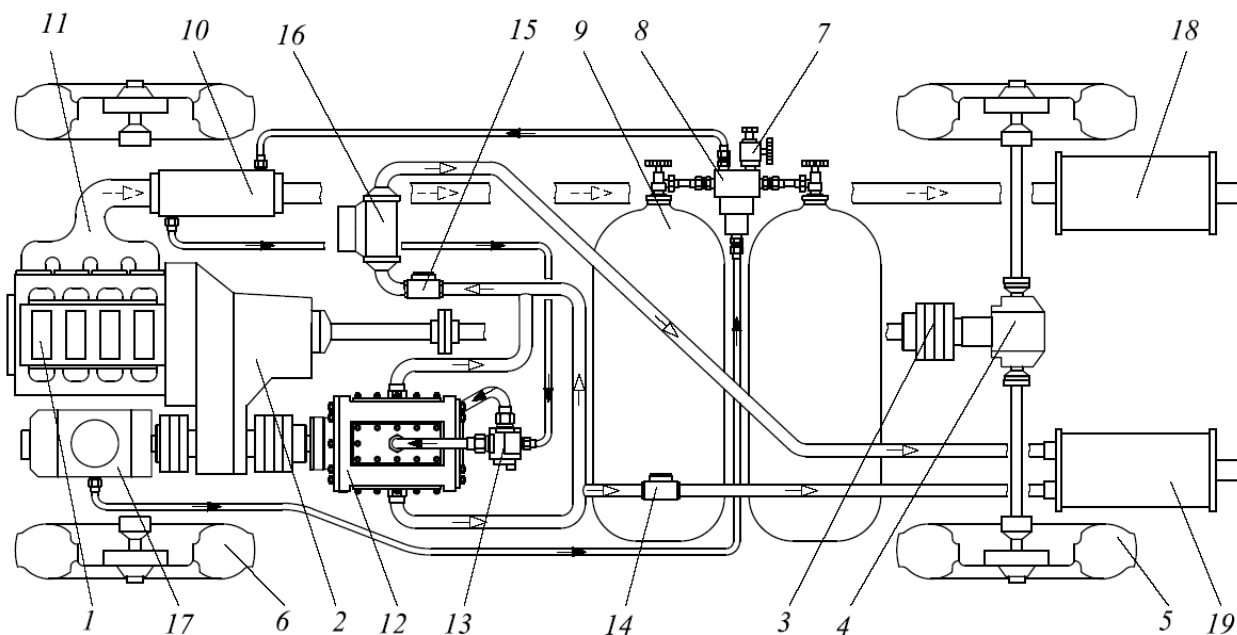
При застосуванні змішаної схеми ДВЗ генератор електричного струму та тяговий електродвигун пов'язані між собою за допомогою планетарної передачі. При цьому ДВЗ працює на постійному режимі мінімальної витрати палива, а регулювання швидкості вихідного вала передачі здійснюється за рахунок тягового електродвигуна. Отже, перевагою такої схеми є високі

значення ККД, а недоліком – значне ускладнення трансмісії та системи керування.

Виходячи з переваг та недоліків різних схем паралельна схема гібридної транспортної енергетичної установки є своєрідним оптимальним компромісом між ККД енергоперетворення та складністю конструкції, а також є найбільш підходящою для використання пневмодвигуна. Так, на рис. 5.19 наведена паралельна схема гібридної транспортної енергетичної установки із застосуванням енергії стиснутого повітря [263]. У цій схемі ДВЗ та пневмодвигун пов'язані між собою за допомогою трансмісії ведучого моста. Такий взаємозв'язок двох двигунів дозволяє підвищити ККД передачі енергії від ДВЗ до коліс автомобіля у порівнянні з послідовною схемою транспортних гібридних установок, однак дещо ускладнює трансмісію та керування енергетичною установкою в цілому. Крім того, використання паралельної схеми дозволяє застосовувати тепло відпрацьованих газів ДВЗ для підігріву стиснутого повітря перед розширенням, а також надлишкову енергію ДВЗ для живлення компресора високого тиску підкачки балонів.

На режимах експлуатації ДВЗ (наприклад, при русі автомобіля за містом) крутний момент від двигуна 1 передається через трансмісію ведучого моста 2, в'язкісну муфту 3 та редуктор задніх коліс 4 на колеса ведучого моста 5, тобто по суті являє собою класичну схему задньопривідного автомобіля. При русі автомобіля у потоці міського транспорту для зниження забруднення навколишнього середовища використовується роторно-поршневий пневмодвигун 12. Стиснуте повітря, яке застосовується у роторно-поршневому двигуні, зберігається у балонах 9. Транспортна енергетична установка має від двох до чотирьох балонів, виконаних з вуглепластика з кевларовою оболонкою об'ємом $0,1 \text{ м}^3$ та тиском зберігання повітря 35 МПа. Заправка балонів від зовнішнього джерела стиснутого повітря здійснюється через клапан 7. Для підвищення ефективних показників роботи роторно-поршневого двигуна передбачена можливість попереднього підігріву

стиснутого повітря від відпрацьованих газів ДВЗ у спеціальному теплообміннику 10.



◀ – стиснуте повітря; ◀ – відпрацьоване повітря;

◀ – відпрацьовані гази ДВЗ

Рисунок 5.19 – Принципова схема гібридної транспортної енергетичної установки з роторно-поршневим пневмодвигуном:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – трансмісія ведучого моста; 3 – в'язкісна муфта; 4 – редуктор задніх коліс; 5 – колеса заднього ведучого моста; 6 – колеса переднього неведучого моста; 7 – клапан заправки балонів від зовнішнього джерела; 8 – розподільник стиснутого повітря; 9 – балони зберігання стиснутого повітря; 10 – підігрівач стиснутого повітря від відпрацьованих газів ДВЗ; 11 – випускний колектор двигуна; 12 – роторно-поршневий двигун; 13 – повітряний редуктор з електронним керуванням; 14, 15 – клапани перепуску відпрацьованого повітря; 16 – теплообмінник системи кондиціонування автомобіля; 17 – компресор високого тиску підкачки балонів; 18 – глушник випуску відпрацьованих газів ДВЗ; 19 – глушник випуску повітря

Необхідний тиск повітря в ресивері роторно-поршневого двигуна забезпечується за допомогою редуктора 13 з електромагнітним керуванням.

Редуктор підтримує постійним робоче значення тиску повітря та за необхідності може збільшити його для забезпечення зростання крутного моменту двигуна. Після дроселювання та розширення у робочому циліндрі роторно-поршневого двигуна повітря охолоджується. У літній період відпрацьоване в двигуні повітря частково або повністю направляється в теплообмінник 16 системи кондиціонування автомобіля. Регулювання режиму роботи системи кондиціонування автомобіля здійснюється за допомогою перепускних електромагнітних клапанів 14 і 15. Крім того, у запропонованій схемі енергетичної установки передбачена можливість дозарядки витратних балонів стиснутого повітря за допомогою компресора високого тиску 17, який працює від ДВЗ на режимах надлишкової потужності. При швидкостях руху транспортного засобу, вищих за середню, ДВЗ передає частину енергії на колеса, а іншу частину енергії – на компресор високого тиску. Також на режимах гальмування для живлення компресора застосовується інерційна маса транспортного засобу. Режими роботи компресора узгоджуються із загальною системою керування енергетичної установки.

Тривалість руху гібридного автомобіля при використанні лише роторно-поршневого пневмодвигуна зі швидкістю 50 км/год без паралельної підзарядки на одному балоні зі стиснутим повітрям об'ємом 100 л, температурою зберігання 20 °С, початковим тиском 35 МПа та кінцевим 2 МПа складає близько 22 км. Результати розрахунків тривалості руху є досить наближеними та умовними. Запас ходу транспортного засобу розраховувався виходячи з умов руху автомобілю прямою ділянкою дороги зі сталою швидкістю. При цьому враховувалися питома витрата робочого тіла пневмодвигуном та можливість розрядки балонів до мінімально можливого, з точки зору забезпечення роботи пневмодвигуна, тиску (згідно з даними табл. 5.5). Крім того, при розрахунках період розгону та витрати робочого тіла не враховувалися.

Велика щільність транспортного потоку, особливо у центральних частинах великих міст, призводить до зниження середньої швидкості руху

транспортних засобів. Так, середня швидкість легкових автомобілів в умовах середньої інтенсивності руху складає близько 40 км/год, а в умовах пікового руху може падати до 12,5...15,0 км/год [264, 265]. Отже, в таких умовах звичайні ДВЗ працюють неефективно та мають високі показники шкідливих викидів. У таких умовах руху транспортного засобу ефективним є застосування саме екологічно чистих роторно-поршневих двигунів, які забезпечують необхідні динамічні характеристики автомобіля, що підтверджено результатами проведених розрахунків.

5.4. Ефективність використання роторно-поршневих двигунів у газотранспортних та газорозподільних системах

На теперішній час у паливно-енергетичному балансі розвинутих країн світу відбувається перерозподіл використання основних видів видобувних енергетичних ресурсів, а саме нафти, вугілля та природного газу [240, 266]. Так, усе більше зростає частка застосування саме природного газу в різних галузях промисловості та побуті. Особливо інтенсивного розвитку набуло використання природного газу як палива в транспортних енергетичних установках (автомобільних, залізничних та суднових). Збільшення частки природного газу в енергобалансі пояснюється, насамперед, його споживчими властивостями (простота обслуговування газового обладнання, висока температура, повнота згоряння, більш точне регулювання температури при згорянні), більш низькою ціною (завдяки досить значним світовим запасам і низькій собівартості видобутку) та екологічністю (найнижча емісія двоокису вуглецю CO_2 при спалюванні у порівнянні з нафтопродуктами й вугіллям).

Кінцева вартість природного газу обумовлена багатьма факторами, починаючи зі ступеня складності технології газовидобутку, закінчуючи підготовкою і транспортуванням. Так, транспортування природного газу здійснюється за допомогою трубопроводів і танкерів-газовозів, у яких газ перевозять у зрідженому стані (ЗПГ). Транспортування природного газу морським шляхом (наприклад, на ринок Японії) є більш дорогим, оскільки для

зрідження природного газу необхідно додатково витратити енергію. Тому напрямок досліджень у галузі регенерації витраченої енергії на стиснення природного газу є досить актуальним та набуває все більш інтенсивного розвитку.

Зниження кінцевої вартості природного газу напряму залежить від ефективності системи підготовки й транспортування, а утилізація енергії надлишкового тиску газу при його редукуванні є досить перспективним напрямком дослідження. Стиснутий природний газ містить у собі значний потенціал корисної енергії, яка в більшості випадків не використовується. Однак якщо замість звичайних дроселюючих пристроїв застосовувати детандер-генератори, це дасть змогу частково утилізувати енергію, витрачену на стиснення природного газу [267]. Таким чином, використовуючи детандер-генератори, можна виробляти екологічно чисту електроенергію та застосовувати ефект охолодження газу при розширенні в холодильних установках.

Детандери використовуються для зниження тиску в адіабатному процесі, при цьому в результаті розширення отримуємо механічну енергію та охолодження робочого тіла. Останнім часом застосування детандер-генераторів електричної енергії для утилізації енергії стиснутого природного газу набуло всебічного розвитку. Так, детандер-генератори знайшли своє використання у теплоенергетиці, а саме на теплових електричних станціях та в міських котельнях [267–269]. Широко застосовують детандери і у газорозподільних станціях, системах газопостачання та промисловості [270–272]. У зв'язку з досить інтенсивним розвитком ринку ЗПГ [273] перспективним напрямком використання детандер-генераторів є також застосування їх в енергетичних установках з утилізації холоду при регазифікації [274, 275].

З місць видобування або зберігання і до кінцевого споживача природний газ під високим тиском транспортується за допомогою магістральних трубопроводів системи газопостачання. Газорозподільні

станції (ГРС) і пункти (ГРП) є складовими загальної системи газопостачання та являють собою складну технічну систему з підвищеними вимогами до надійності й безпечності. Головною задачею ГРС є зниження тиску газу відповідно до потреб споживача. Зазвичай для ГРС початковий тиск складає 7,5...5,5 МПа, кінцевий 1,2...0,6 МПа, а для ГРП – відповідно 1,2 МПа і 0,3...0,1 МПа [267, 276]. Здебільшого зниження тиску відбувається за рахунок редукування в один або два ступені, при цьому відбувається втрата енергетичного потенціалу високого тиску газу без втрати фізичної теплоти згоряння. У сучасних газотранспортних системах енергетичний потенціал стиснутого природного газу використовують в утилізаторах (турбодетандерах або поршневих детандерах). Експлуатаційні характеристики, які напряду залежать від конструкції утилізатора, обумовлюють його застосування для відповідних параметрів природного газу (тиску та витрати), що ускладнює уніфікацію. Розроблений машинобудівним підприємством ТОВ «Мотор-Плюс» (Україна, м. Миколаїв) роторно-поршневий двигун конструктивно поєднує переваги обох типів розширювальних машин та може досить ефективно використовуватися при різних параметрах робочого тіла (тиск на вході й витрата). На рис. 5.20 наведена узагальнена схема автоматизованої газорозподільної станції з утилізацією надлишкового тиску природного газу за рахунок застосування роторно-поршневих двигунів нової конструкції [277].

Детандер-генератори розміщуються у пункті редукування природного газу паралельно основній та резервній нитці редукування. Це дає змогу оптимізувати роботу ГРС на всіх експлуатаційних режимах. Для проведення досліджень ефективності використання роторно-поршневого двигуна як утилізатора надлишкового тиску природного газу було взято за основу проект автоматизованої газорозподільної станції, розрахованої на живлення одного споживача типорозміру ГРС-5 [276]. Базова ГРС-5 призначена для редукування та підтримки заданого тиску газу на виході за необхідної витрати для комунально-побутових і промислових споживачів. Газорозподільна станція також забезпечує попередню підготовку природного газу (очищення й

одоризація) та вимірювання його витрати. Основні технічні характеристики газорозподільної станції ГРС-5 подано в таблиці 5.16 [276].

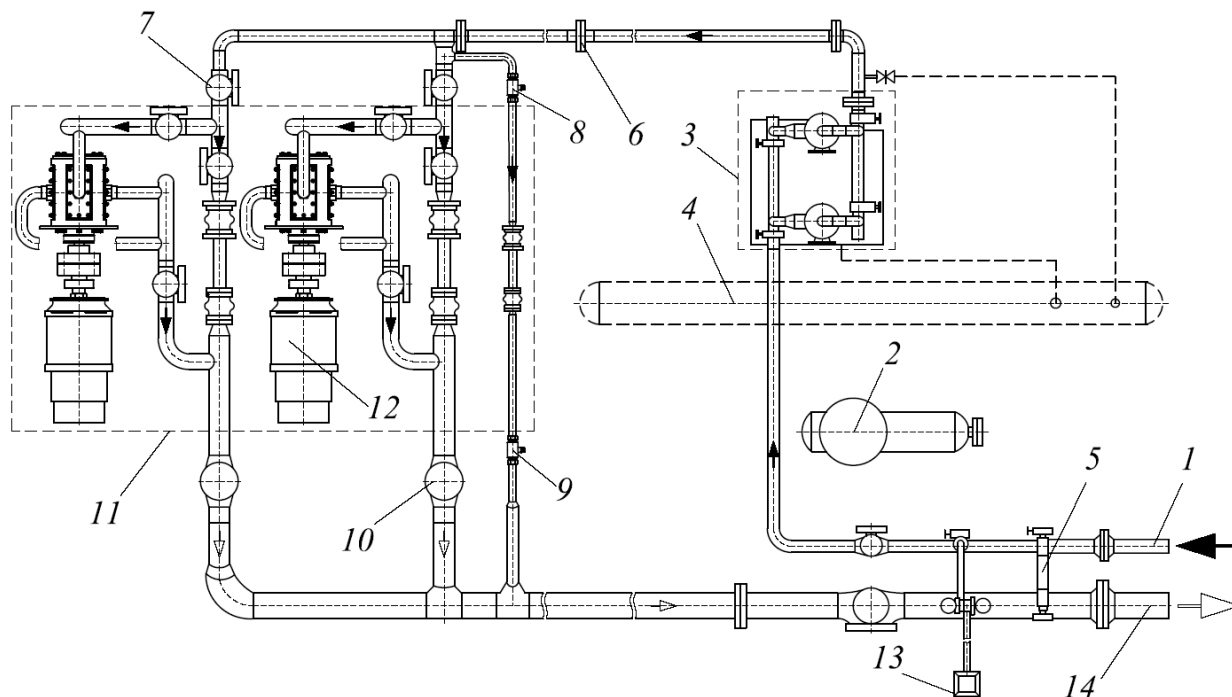


Рисунок 5.20 – Загальна схема автоматизованої газорозподільної станції з утилізацією надлишкового тиску природного газу за рахунок використання роторно-поршневих двигунів:

- 1 – трубопровід подачі природного газу від магістрального трубопроводу;
- 2 – блок одоризації; 3 – блок очищення газу; 4 – блок збору конденсату;
- 5 – блок відключення; 6 – пристрій вимірювання витрати газу; 7, 8, 9 – прохідний пробковий кран з вуглецевої сталі з кінцями під приварку;
- 10 – шаровий кран з вуглецевої сталі з кінцями під приварку та ручним механічним приводом; 11 – пункт редукування та утилізації надлишкового тиску природного газу; 12 – роторно-поршневий детандер-генератор;
- 13 – свічка; 14 – вихідний трубопровід низького тиску

Роторно-поршневий двигун 20РПД 7,5/5,8 (рис. 5.21) застосовується у складі детандер-генератора електричного струму. Роторно-поршневий двигун має 20 циліндрів, розміщених рівномірно під кутом 18° відносно центрального регулюючого кулачка. Таке розміщення циліндрів гарантовано забезпечує

пуск двигуна при будь-якому положенні. Робочий об'єм двигуна складає 5207 см³, відносний мертвий об'єм – 0,013.

Таблиця 5.16 – Основні техніко-експлуатаційні характеристики газорозподільної станції ГРС-5

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Робоче тіло	–	Природний газ
2	Номінальна витрата	Нм ³ /год	5000
3	Тиск газу на вході	МПа	1,2...5,5
4	Тиск газу на виході	МПа	0,003...1,2
5	Температура навколишнього середовища	°С	–50...+45
6	Відхилення від заданого тиску на виході	–	± 2,5 %
7	Виконання ГРС	–	Блок-бокс (блок-контейнер)
8	Габаритні розміри: – довжина – ширина – висота	м	3,000 2,990 2,375

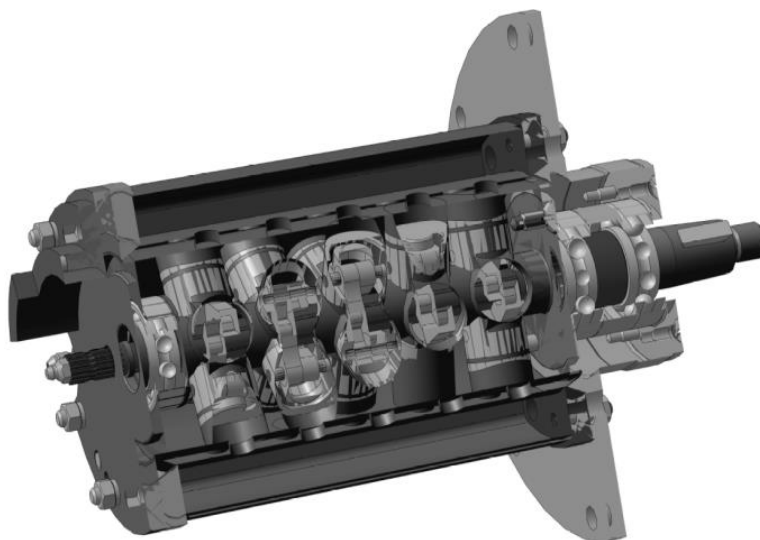
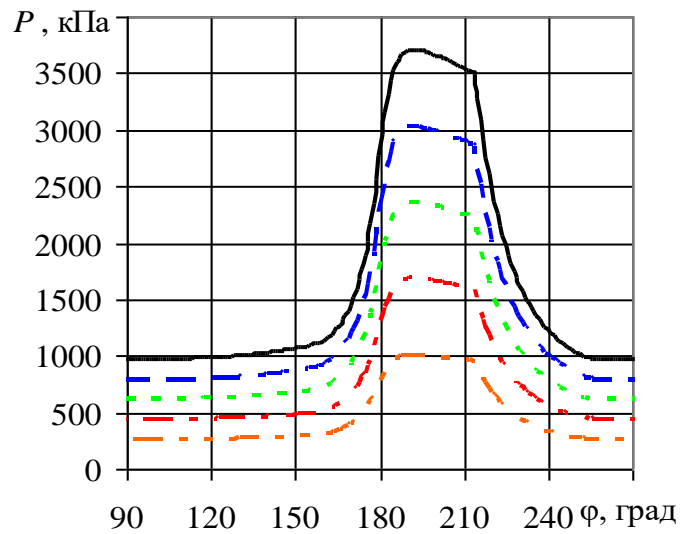


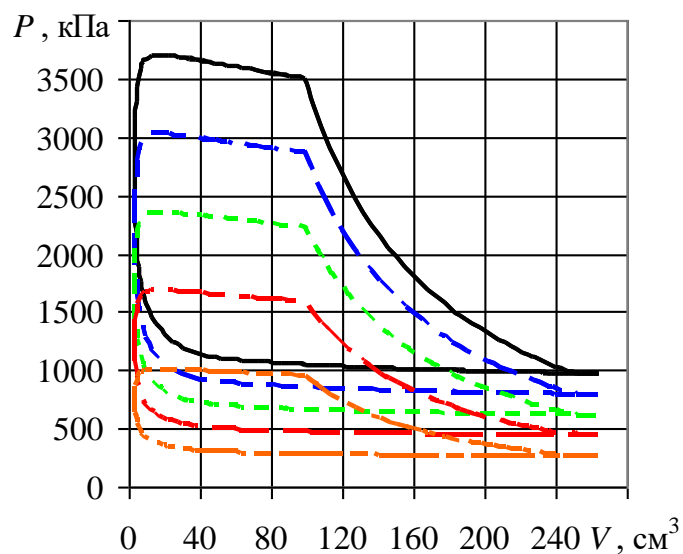
Рисунок 5.21 – Роторно-поршневий двигун 20РПД 7,5/5,8

Залежно від експлуатаційного режиму ГРС (параметрів природного газу на вході) регулювання роторно-поршневого двигуна забезпечувалося зміною ступеня наповнення циліндра, що дозволило досягти найбільшої ефективності утилізації енергії стиснутого природного газу. На рис. 5.22

наведені розгорнуті та згорнуті індикаторні діаграми, а на рис. 5.23 – зміна ефективних показників детандер-генератора на різних режимах експлуатації [277].



a



б

— — $N_e = 132$ кВт; - - - $N_e = 108$ кВт; ····· $N_e = 84$ кВт;
 - · - · $N_e = 60$ кВт; - - - - $N_e = 36$ кВт

Рисунок 5.22 – Індикаторні діаграми на різних режимах експлуатації роторно-поршневого детандера 20РПД 7,5/5,8:

a – розгорнута; *б* – згорнута

Роторно-поршневий двигун працював за навантажувальною характеристикою при зміні тиску природного газу в напірній магістралі в

межах 1,2...5,5 МПа, при цьому ефективна потужність роторно-поршневого двигуна змінювалася у межах 132...29 кВт. Середня швидкість поршня двигуна складала $C_m = 1,178$ м/с, що значно зменшує втрати тиску природного газу при наповненні та зменшує опір при випуску.

Найбільший вплив на ефективні показники двигуна має відсутність мертвого об'єму та можливість регулювання ступеня наповнення робочого циліндра у досить широких межах (0,13...0,50). Так, на номінальному режимі роботи питома витрата робочого тіла складає 34,4 кг/кВт·год, що значно нижче від подібних двигунів.

Завдяки своїм конструктивним особливостям роторно-поршневий двигун дозволяє забезпечити низькі значення питомої ефективної витрати енергії стиснутого природного газу (тобто максимальну утилізацію).

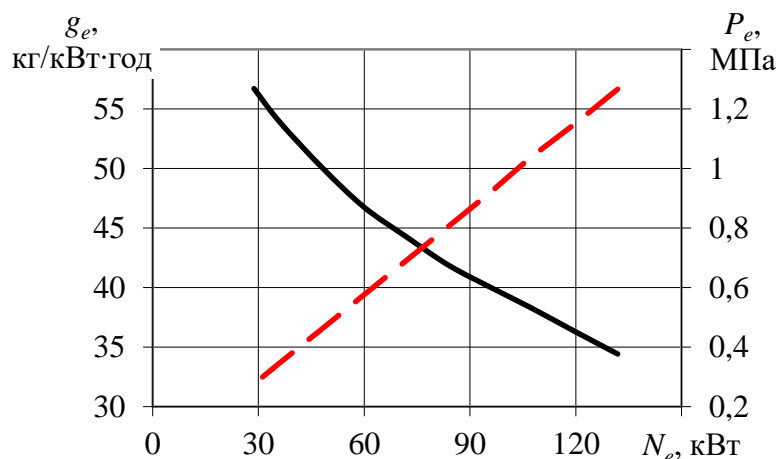


Рисунок 5.23 – Зміна ефективних показників роторно-поршневого детандера 20РПД 7,5/5,8

Для можливого використання роторно-поршневих двигунів у складі детандер-генераторних утилізаційних енергетичних установок автоматизованих газорозподільних станцій необхідно забезпечити узгодження техніко-експлуатаційних параметрів детандера та ГРС. Причому детандер-генератор повинен забезпечувати максимальну утилізацію енергії стиснутого природного газу на всіх експлуатаційних режимах ГРС без зниження її ефективності. На рис. 5.24 наведено залежності зміни основних техніко-

експлуатаційних параметрів роторно-поршневого детандера 20РПД 7,5/5,8 від тиску природного газу в підвідному магістральному трубопроводі (1,2...5,5 МПа) [277].

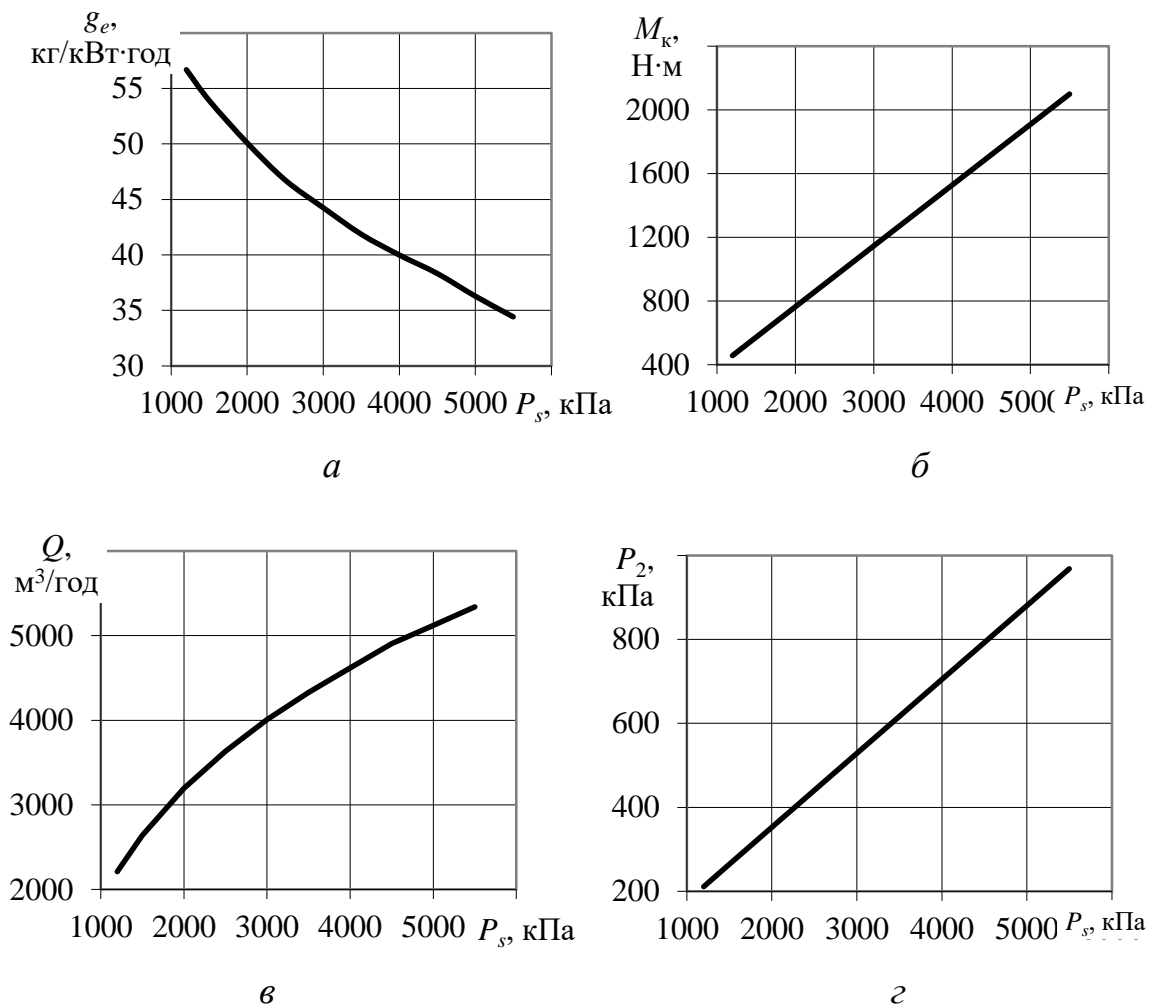


Рисунок 5.24 – Експлуатаційні характеристики детандер-генератора залежно від тиску природного газу на вході:

a – питома ефективна витрата природного газу; *б* – крутний момент;
в – нормальна годинна витрата природного газу; *г* – тиск природного газу на виході з детандер-генератора (після утилізації)

З поданих залежностей видно, що детандер-генератор забезпечує необхідні значення тиску та витрати природного газу на виході (5500...2200 м³/год). Залежно від категорії споживача (побутове, комунальне або промислове господарство та ін.) річна витрата природного газу може складати мільйони кубічних метрів. При цьому будь-яка група споживання

використовує різну кількість газу кожного місяця. Це, насамперед, пов'язано з кліматичними умовами, виробничою завантаженістю та режимом роботи промислових підприємств тощо. Отже, кількість утилізованого енергетичного потенціалу стиснутого природного газу буде варіюватися залежно від споживача та місяця року. На рис. 5.25 наведено можливу кількість утилізованої енергії при редукуванні газу для різних категорій споживачів залежно від місячного навантаження (статистичні дані споживання природного газу згідно із [276]). Таким чином, відповідно до рис. 5.25 застосування роторно-поршневих детандерів для утилізації при редукуванні на автоматизованій газорозподільній станції з місячною витратою природного газу 0,6...3,3 млн м³/місяць дозволяє регенерувати від 9 до 89 МВт енергії щомісяця. Вироблена енергія може бути використана як для забезпечення обслуговування власних потреб ГРС, так і для інших промислових або побутових споживачів.

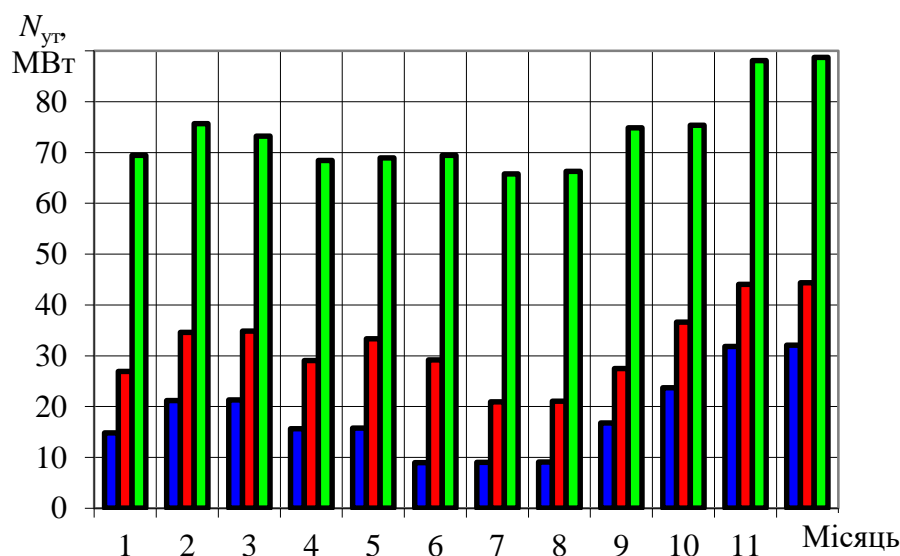


Рисунок 5.25 – Річна утилізація енергії стиснутого природного газу залежно від місячного навантаження: ■ – комунально-побутове використання; ■ – плавилисьні печі; ■ – промислові печі

Для оцінки ефективності та перспективності застосування роторно-поршневих двигунів для зниження тиску природного газу в таблиці 5.17 подано порівняння характеристик різних типів детандер-генераторів [278].

Таблиця 5.17 – Порівняння характеристик різних типів детандерів малої та середньої потужностей

Назва агрегату	БУГЭ-ГРС (ТДГУ-5/230)	ДЭА-1	ДГА-8-380-Т	ТДУ-1/ТДУ-2/ ТДУ-5	ДГА-К-0,3/12- 0,1/0,005- УХЛ4	ДГУ-25	ДГУ-500	20 РПД-7,5/5,8
Виробник	«Газпром ВНИИГАЗ», «Энергомера»	«Газпром ВНИИГАЗ»	ПрАТ «Турбогаз»	«Газпром трансгаз Екатеринбург» НПК «НТЛ»	АТ «Турбохолод»	ПрАТ «Турбогаз»	ПрАТ «Турбогаз»	ТОВ «Мотор- Плюс»
Номинальна електрична потужність	5,0	2,5	8	1,0/2,0/5,0	0,3	25	100...500	29...132
Тип детандера	Турбінний	Шестеренний	Турбінний	Турбінний	Турбінний	Турбінний (радіальна)	Турбінний (радіальна)	Роторно- поршневий
Тиск газу на вході, МПа	–	0,6...7,5	2,5...7,5	8,0	0,1...0,3	6,3	6,3	5,5...1,2
Тиск газу на виході, МПа	–	1,2...0,1	0,6...1,2	1,0	0,002...0,005	0,6...1,2	0,6...1,2	0,03...1,2
Витрата газу, нм ³ /год	2000	150...230	1800	>600	50...70	До 10000	До 50000	2800...6900
Питома витрата газу, нм ³ /кВт·год	400	60...90	230	>600	166...233	400	100	52...86

Відповідно до наведених даних детандер-генератор на базі роторно-поршневого двигуна має дещо покращені показники, особливо це стосується питомої витрати стиснутого природного газу, що дозволяє виробляти більшу потужність при тих самих витратах робочого тіла. Крім того, роторно-поршневі двигуни у порівнянні з турбодетандерами потужністю до 50 кВт мають значно простішу та дешевшу у виготовленні конструкцію, мають більш низькі частоти обертання, нечутливі до можливого випадіння конденсату, а також не потребують забезпечення стабільної витрати газу й високого тиску.

Запропонована схема автоматизованої газорозподільної станції з використанням для редукування детандер-генераторів на базі роторно-поршневих двигунів нової конструкції дозволяє не тільки забезпечити необхідні параметри природного газу на виході (тиск та витрата), а й утилізувати енергетичний потенціал потоку стиснутого газу. Таким чином, матеріальні витрати на модернізацію вже існуючих або проектування та створення нових ГРС із системою утилізації досить швидко окупляться за рахунок отриманої екологічно чистої енергії.

5.5. Ефективність використання роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках акумулювання надлишкової електричної енергії

Стрімке зростання технологічного та індустріального розвитку людства призводить до безперервного зростання видобування й використання корисних копалин, особливо ця тенденція характерна в сфері генерації різних видів енергії (теплової, електричної, механічної). При цьому постійне збільшення спалювання вуглеводневого палива призводить до зростання концентрації парникових газів в атмосфері, особливо це стосується CO₂ [279]. Постійне збільшення концентрації різних парникових газів в атмосфері призводить до зростання середньої температури на планеті, а це, в свою чергу, до глобальних кліматичних катаклізмів [280, 281]. Уповільнити процес зростання середньої температури на планеті можна шляхом різкого зниження

викидів парникових газів та особливо CO₂ в атмосферу. Це можливо забезпечити шляхом зниження використання викопних палив та переходу на різні відновлювані джерела енергії.

Застосування відновлювальних джерел енергії (ВДЕ) у всіх сферах життя з кожним роком набуває все більшого розвитку та популярності, перетворюючись у високотехнологічну наукомітку індустрію. Головною метою використання ВДЕ, перш за все, є зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище, здоров'я людей, а також зниження застосування природних (невідновлювальних) ресурсів планети. Європейська енергетична комісія на 28-й сесії (Женева, 25–27 вересня 2019 р.) затвердила ряд рекомендацій щодо короткострокової та довгострокової пріоритетної політики в енергетиці [282]. Відповідно до рекомендацій головною стратегією розвинених країн світу є значне підвищення енергоефективності при використанні природних ресурсів з поступовим переходом на ВДЕ. Для прискорення та стимулювання переходу на ВДЕ передбачені підтримка високотехнологічної низьковуглецевої економіки й протидія застосуванню високовуглецевих енергетичних джерел шляхом введення нових та посилення існуючих різноманітних екологічних податків і зборів.

До найбільш розповсюджених видів ВДЕ можна віднести вітроенергетику, гідроенергетику, сонячну енергетику, енергію біомаси та відновлювальних відходів, геотермальну енергію [283–285]. Значна більшість зазначених ВДЕ генерують електричну енергію, яка є універсальною та зручною для транспортування й використання, оскільки її можна досить легко перетворювати на інші види енергії, наприклад, такі, як механічна, теплова.

Значним недоліком генерації саме електричної енергії за рахунок застосування ВДЕ є неможливість прямого її зберігання, а також непередбачуваність і непостійність у часі електричної потужності, що виробляється. Нестабільність та непередбачуваність електрогенерації, насамперед, обумовлена кліматичними й сезонними умовами (наприклад, хмарність неба, змінна швидкість вітру або його відсутність тощо), часом

доби (ніч або день). Споживання електричної енергії також є нерівномірним та залежить від багатьох факторів, наприклад, таких, як рівень промислового розвитку регіону споживання, місяць року, час доби. Виходячи із цього виникає необхідність забезпечення узгодження споживання електричної енергії та її генерації з ВДЕ.

Забезпечити узгодження споживання електричної енергії та її генерацію за рахунок ВДЕ можна за рахунок різноманітних акумулюючих збиткову енергію систем [286, 287]. У світі існує достатньо велика кількість різних систем акумулювання енергії, які забезпечують як короткострокове, так і досить довге (від доби до декількох діб) зберігання накопиченої надлишкової електричної енергії [288–290].

Конструктивна складність і собівартість виготовлення, а також експлуатація та обслуговування системи акумулювання залежать, перш за все, від принципу її дії. Відповідно до принципу дії акумуляторна система надлишкової енергії має свої особливості та режими експлуатації, забезпечує певну тривалість зберігання та регенерації електричної енергії (тривалої або короткострокової дії), а також рівень ККД енергоперетворення. Так, за принципом дії виділяють такі акумулятори надлишкової енергії:

- механічні (гідро- та пневмоакумулятори, маховики);
- електрохімічні (різноманітні види акумуляторних батарей, суперконденсатори, редокс-акумулятори, водневі);
- електромагнітні (надпровідникові індуктивні накопичувачі);
- комбіновані системи акумулювання.

Досить перспективним акумулятором електричної енергії є накопичувач на базі стиснутого робочого тіла, що підтверджується значною кількістю зарубіжних публікацій різних дослідників [289–291]. Базові схеми систем акумулювання електроенергії за рахунок стиснутого повітря подано у роботі [289], також авторами проаналізовано основні їхні переваги, недоліки й перспективи. У роботі [292] виконано техніко-економічний аналіз проекту перспективної електростанції із системою акумулювання енергії за рахунок

стиснутого повітря, а у роботі [293] запропоновано варіант більш складної, комбінованої системи з використанням стиснутого повітря та енергії газифікації біомаси. Усі ці та багато інших економічних обґрунтувань реалізації запропонованих проектів ЕУ підтверджують актуальність і перспективність даного напрямку досліджень.

У більшості існуючих проектів ЕУ з акумулювання електроенергії за рахунок стиснутого повітря застосовують газові турбіни як привід генераторів електричного струму [291–295].

Вибір на користь турбіни як приводу генератора електричного струму обумовлений, насамперед, режимами та умовами роботи ЕУ, а також параметрами робочого тіла (повітря). Використання турбіни дозволяє працювати ЕУ в умовах великих витрат повітря та зниження тиску в акумуляторі до мінімуму, тобто по суті турбіна забезпечує надійну роботу в достатньо широкому діапазоні, що робить її поза конкуренцією. Застосування турбін також пов'язане з власне технологічним процесом енергоперетворення, а саме з тим, що під час стиснення повітря при акумулюванні необхідно відбирати значну кількість тепла від компресорів, тоді як при розширенні для запобігання обмерзанню, навпаки, підводити, що досить легко реалізується саме при використанні турбін. Підігрів стиснутого повітря перед розширенням здійснюється за рахунок спалювання природного газу, що безумовно знижує ефективність ЕУ. Прикладом реалізації такої схеми акумулювання електроенергії є дві станції: одна – у Німеччині (Huntorf) номінальною потужністю 110 МВт, а друга – у США (McIntosh Alabama) номінальною потужністю 290 МВт.

Більш перспективним є створення нових адіабатних систем зберігання електроенергії, які дозволяють відмовитися від застосування природного газу для підігріву стиснутого повітря перед розширенням за рахунок використання акумульованого тепла при стисненні [289, 296, 297]. Відсутність необхідності підігріву стиснутого повітря за рахунок застосування природного газу дозволяє спростити ЕУ, підвищити її загальний ККД та дозволити

використовувати як привід для електрогенераторів більш дешеві й порівняно прості розширювальні машини інших типів.

Принцип роботи системи акумулювання електроенергії за рахунок стиснутого повітря полягає у тому, що на режимах надлишку генерації електричної енергії при застосуванні ВДЕ будь-якого типу вона використовується для живлення повітряних компресорів високого тиску, які, у свою чергу, закачують повітря у спеціальні резервуари зберігання. На режимах недостатньої генерації електроенергії від ВДЕ або при піковому навантаженні електричних мереж стиснуте повітря з резервуарів зберігання поступає до розширювальних машин, які, у свою чергу, приводять у дію електрогенератори, таким чином компенсуючи недостатню електричну потужність. Як резервуари для накопичення та зберігання стиснутого повітря можуть застосовуватися як підземні герметичні порожнини природного походження (для електричних станцій великої номінальної потужності), так і спеціально виготовлені резервуари порівняно невеликої ємності (для електричних станцій малої потужності). Кількість акумульованої енергії напряму залежить від об'єму резервуара, тиску зберігання повітря у ньому, а також величини мінімального робочого тиску повітря розширювальної машини.

До основних переваг акумуляторів стиснутого повітря можна віднести їх досить великий ресурс роботи (майже необмежений), низьку вартість виготовлення, простоту в експлуатації та обслуговуванні, можливість акумулювання великих обсягів енергії, а також розрядку акумуляторів практично до нульових значень.

До основних схем систем акумулювання надлишкової електричної енергії належать:

– акумулювання у вигляді безпосередньо стиснутого повітря, які, у свою чергу, поділяються на діабатичні CAES (Compressed Air Energy Storage) та адіабатичні ADELE (der Adiabate Druckluftspeicher für die

Elektrizitätsversorgung), ще їх називають ACAES (Adiabate Compressed Air Energy Storage) [289–291, 298, 299];

– акумулювання у вигляді кріогенної рідини – LAES (Liquid Air Energy Storage) або CES (Cryogenic Energy Storage) [300–304];

– акумулювання при надкритичному стисненні повітря – SC-CAES (Supercritical Compressed Air Energy Storage) [305].

Перераховані схеми систем акумулювання повітря відрізняються ступенем своєї конструктивної складності та рівнем енергоефективності. Найбільш простою за конструкцією, досить недорогою у виробництві, надійною та безпечною є система акумулювання CAES, хоча й має більш низькі значення ККД у порівнянні з LAES і SC-CAES. Низькі значення ККД системи акумулювання CAES обумовлено потребою зовнішнього підведення тепла для підігріву повітря перед розширенням у турбіні. Тепло для підігріву стиснутого повітря генерується за рахунок спалювання природного газу, що безумовно знижує ефективність енергетичної установки. Відповідно до робіт [291, 298, 306] ефективність CAES установок з використанням турбін та природного газу для підігріву повітря перед розширенням не перевищує 33,3...55,0 %. При цьому варто відзначити, що спалювання природного газу супроводжується викидами CO₂ в атмосферу. Варто відзначити, що наведені значення ККД є ефективністю повного циклу перетворення енергії. Однак у роботах відсутні відомості щодо методики визначення втрат та розрахунку ККД. У зв'язку із цим проведення порівняння та оцінка ефективності енергоперетворення для нових схемних рішень є вельми ускладненими, тому можуть бути виконані лише в першому наближенні.

Адіабатична система акумулювання стиснутого повітря ACAES більш складна та дорога у виготовленні, однак забезпечує значно вищі показники ефективності енергоперетворення, ніж CAES. Збільшення ефективності забезпечується за рахунок використання тепла, яке виділяється при стисненні повітря та акумулюється у спеціальних теплових акумуляторах для підігріву стиснутого повітря перед розширенням у турбіні.

Найбільш складною системою акумулювання електричної енергії є LAES (зберігання енергії відбувається у вигляді криогенної рідини). Здебільшого як криогенну рідину застосовують рідке повітря. Принцип роботи системи полягає у тому, що під час регазифікації холод, який виділяється, використовують у процесі зрідження повітря на етапі акумулювання, а тепло, яке виділяється при зрідженні, йде на підігрів при регазифікації. Тобто фактично відбувається замикання процесів енергоперетворення, що дозволяє значно підвищити ефективність енергетичної установки.

Основними елементами системи акумулювання енергії у вигляді стиснутого повітря є компресори та розширювальні машини. Підвищення ефективності енергоперетворення в одному з елементів підвищує загальний ККД установки. Найбільш високі вимоги до забезпечення ефективності та надійності роботи на всіх експлуатаційних режимах висуваються саме до розширювальних машини. Останні повинні забезпечувати надійну та безперервну генерацію електричної енергії залежно від потреб споживача. У складі зазначених схем акумулювання як розширювальні машини застосовують досить складні багатоступеневі газові турбіни, які мають високий рівень ККД саме за великих витрат повітря, а також потребують додаткового підігріву повітря перед розширенням. Альтернативою турбінам може бути використання роторно-поршневих двигунів. Завдяки своїй конструкції вони мають достатньо високі значення ефективних показників у досить широкому діапазоні витрати повітря, а також не потребують обов'язкового підігріву повітря перед розширенням. Отже, застосування достатньо надійних, більш простих за своєю конструкцією та дешевих роторно-поршневих двигунів дозволить значно знизити собівартість виготовлення, а також спростити енергетичну установку з акумулювання надлишкової електроенергії. Причому залежно від призначення та потужності акумуляторної установки роторно-поршневі двигуни можуть ефективно використовуватися як самостійно, так і в поєднанні з турбіною.

На рис. 5.26 подана принципова схема енергетичної установки акумулювання надлишкової електричної енергії у вигляді стиснутого повітря. Наведена схема електростанції є найбільш простою та дешевою у виготовленні схемою акумулювання електричної енергії (CAES). При цьому вона має істотну відмінність від існуючих, а саме в ній відсутній підігрів стиснутого повітря перед розширенням, що досягається шляхом застосування роторно-поршневих двигунів.

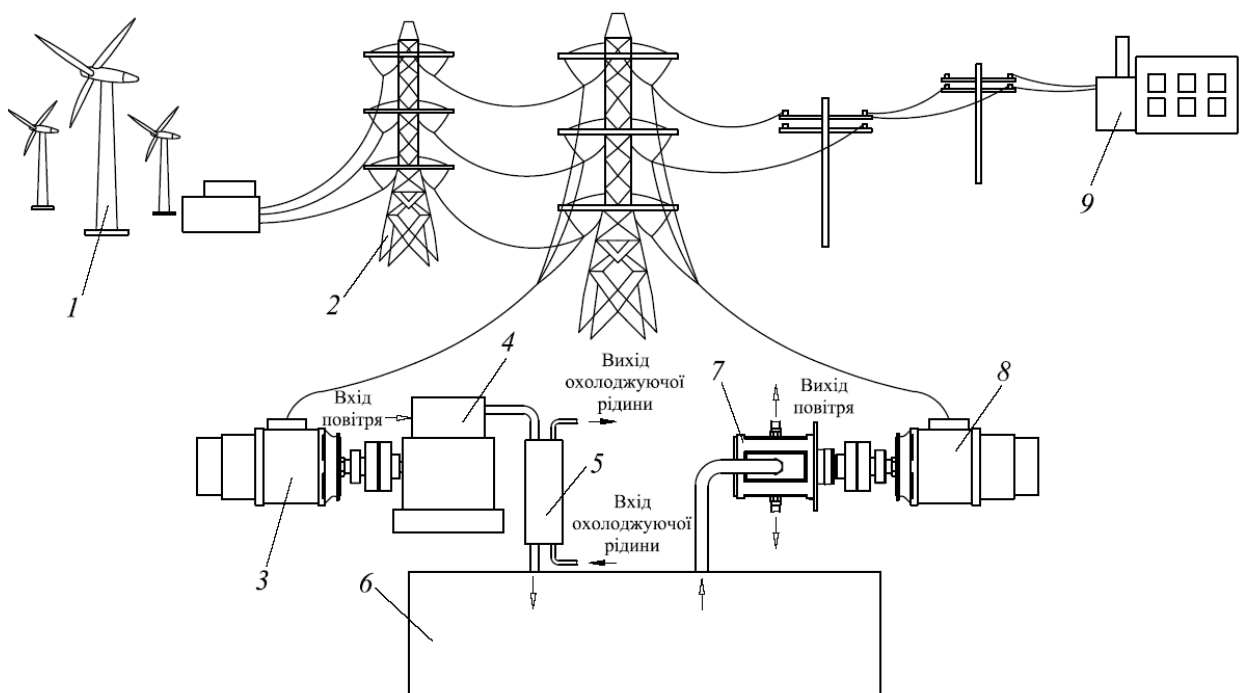


Рисунок 5.26 – Загальна схема вітрової електростанції із системою діабатичного акумулювання надлишкової електричної енергії:
 1 – джерело генерації електричної енергії; 2 – високовольтні лінії електропередачі; 3 – електродвигун; 4 – повітряний компресор; 5 – охолоджувач повітря; 6 – акумулятор стиснутого повітря; 7 – роторно-поршневий двигун; 8 – генератор електричного струму; 9 – споживач електричної енергії

Попередню оцінку ефективності енергоперетворення для запропонованої схеми можна виконати за рахунок порівняння витрат енергії на генерацію 1 кВт електричної енергії. Так, згідно з відомими даними для

кінцевої генерації 1 кВт електроенергії на електростанції потужністю 110 МВт Huntorf (Німеччина) [287] необхідно витратити 0,8 кВт електроенергії (доводиться на стиснуте повітря) та 1,6 кВт теплової енергії, внесеної з природним газом (у перерахунку на нижчу теплотворну здатність). При цьому ККД електростанції складає 41,6 %.

Згідно з експериментальними даними за відсутності регулювання ступеня наповнення, підігріву стиснутого повітря на вході, робочому тиску 0,8 МПа та 1000 об/хв ефективний адіабатний ККД роторно-поршневого двигуна складає 0,41. Відповідно, якщо прийняти рівними витрати енергії на акумулювання стиснутого повітря та допустити рівність втрат при зберіганні в обох установках, то ефективність запропонованої установки буде практично на одному рівні (41 %). При цьому відсутність спалювання природного газу дозволяє знизити до нуля викиди CO₂. Виключення із циклу генерації електричної енергії природного газу значно знижує загальну потужність електростанції (на 66,7 %) за інших рівних умов накопичення стиснутого повітря.

Падіння потужності енергетичної установки компенсується відсутністю використання природного газу та досягненням повної екологічності установки. Таким чином, досягається компроміс між характеристиками потужності, економічними та екологічними показниками енергетичної установки. Подібні компроміси є виправданими і досить часто застосовуються в двигунобудуванні. Для забезпечення рівної потужності й тривалості генерації електроенергії стандартної CAES і запропонованої установки необхідно збільшувати запас стиснутого повітря, а також збільшувати типорозмір розширювальної машини (або встановлювати паралельно декілька двигунів, що є більш раціональним з точки зору можливості регулювання загальної потужності енергетичної установки). Так, наприклад, за попередніми розрахунками для електростанції потужністю 1100 кВт, за умов безперервної роботи до 24 годин, з робочим тиском

пневмодвигуна 0,8 МПа та тиском зберігання стиснутого повітря 15 МПа об'єм необхідного запасу повітря складатиме близько 5000 м³.

Застосування адіабатичних систем акумулювання з використанням турбін дозволяє підвищити ефективність енергоперетворення до 70 % у порівнянні з діабатичними установками, що підтверджується проектами енергетичних установок, поданих у роботах [296, 297, 306–308]. Застосування тепла стиснення для підігріву повітря перед розширенням також дозволить збільшити ефективність роботи роторно-поршневого двигуна.

На рис. 5.27 наведена схема енергетичної установки акумулювання надлишкової електричної енергії у вигляді стиснутого повітря адіабатичного типу [309].

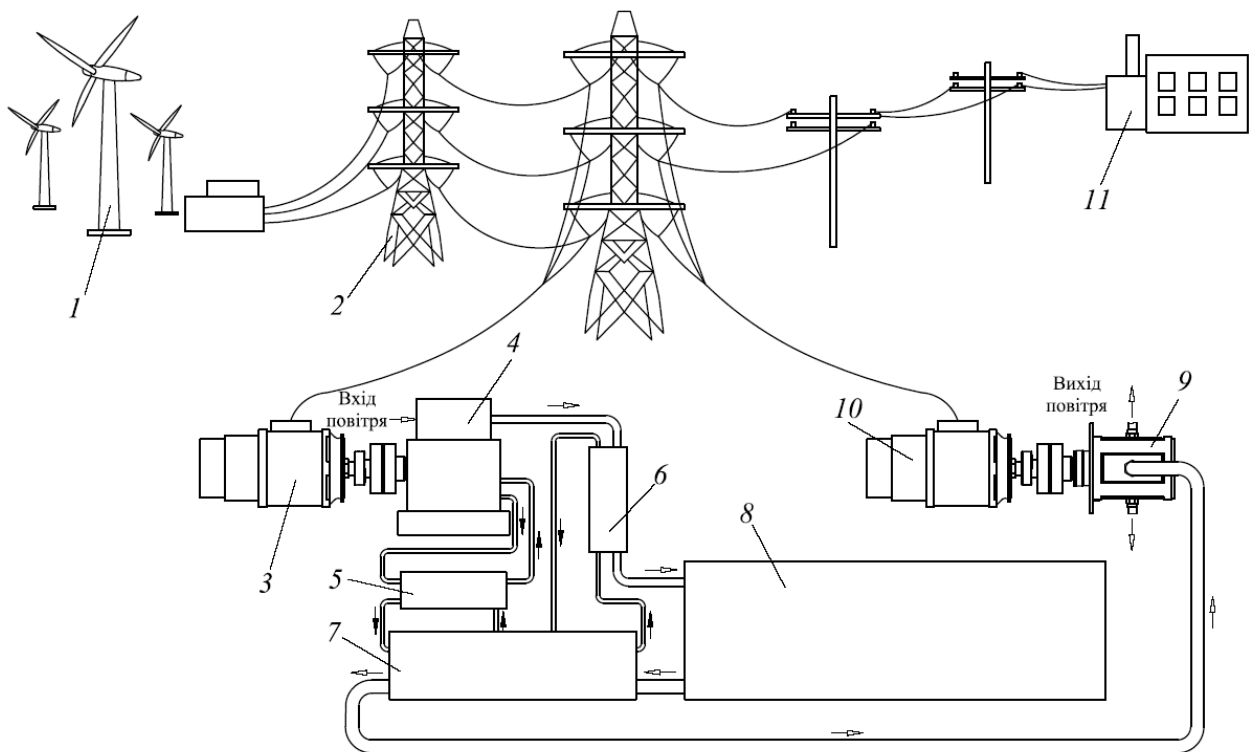


Рисунок 5.27 – Загальна схема вітрової електростанції із системою адіабатичного акумулювання надлишкової електричної енергії:

1 – джерело електричної енергії; 2 – високовольтні лінії електропередачі; 3 – електродвигун; 4 – повітряний компресор; 5 – охолоджувач компресора; 6 – охолоджувач повітря; 7 – тепловий акумулятор; 8 – акумулятор стиснутого повітря; 9 – роторно-поршневий двигун; 10 – генератор електричного струму; 11 – споживач електричної енергії

У поданій схемі тепло, яке виділяється при стисненні повітря, а також тепло від водяного контуру системи охолодження компресора накопичуються в спеціальному тепловому акумуляторі, а при розрядженні акумулятора повітря віддається стиснутому повітрю перед розширенням.

Підвищення температури стиснутого повітря сприяє підвищенню індикаторних показників роторно-поршневого двигуна. Середнім значенням температури підігріву стиснутого повітря при моделюванні було встановлено 80 °С. На рис. 5.28 наведена зміна індикаторної діаграми при збільшенні температури стиснутого повітря перед розширенням у робочому циліндрі [310].

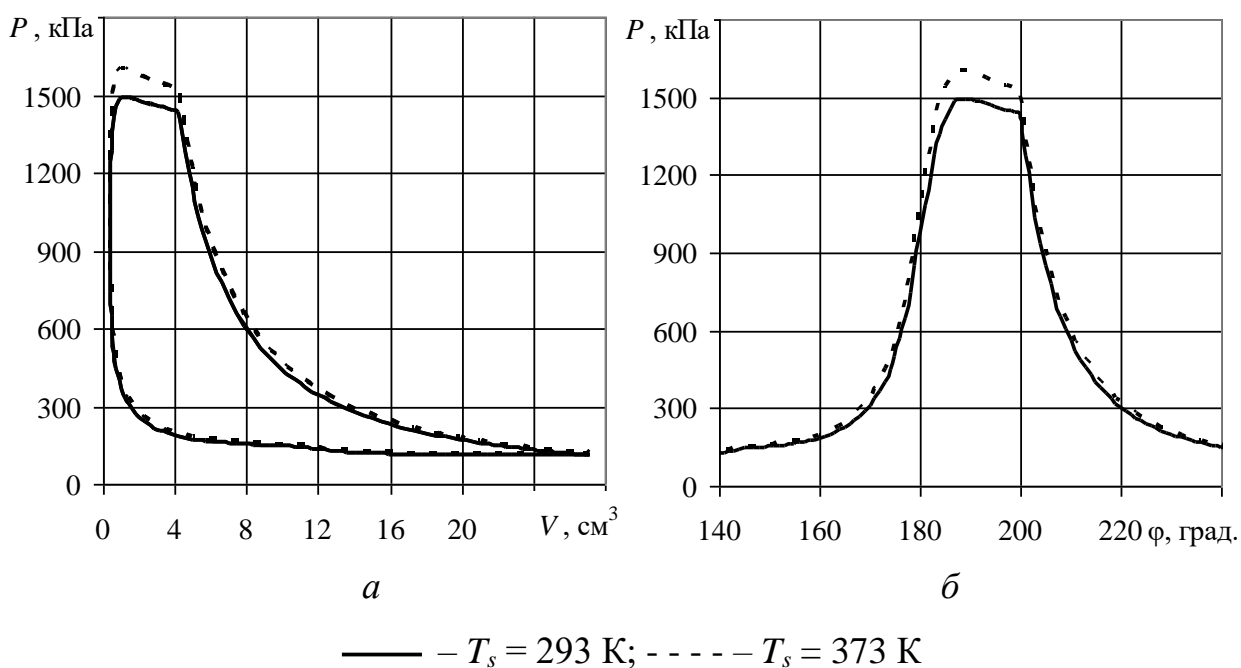


Рисунок 5.28 – Зміна індикаторної діаграми роторно-поршневого двигуна залежно від підігріву стиснутого повітря перед розширенням:

a – згорнута; *б* – розгорнута

Збільшення температури стиснутого повітря на 80 °С дозволяє підвищити індикаторну роботу циклу і середній індикаторний тиск на 11 % (що відображене збільшенням площі індикаторної діаграми). При цьому загальний ККД енергоперетворення в запропонованій енергетичній установці акумулявання стиснутого повітря зростає до 46 % [309, 310].

Крім того, використання адіабатичної схеми дозволяє зменшити обсяг самого акумулятора стиснутого повітря або збільшити тривалість генерації електричної енергії, що особливо актуально для акумуляторів порівняно невеликої потужності. Також варто відзначити, що крім ускладнення схеми енергетичної установки акумуляування електричної енергії адіабатична схема має ще один значний недолік, а саме падіння ККД енергоперетворення при порівняно довгих і нестабільних циклах зарядки й розрядки акумулятора, за яких відбувається охолодження теплового акумулятора. Тому застосування адіабатичної схеми акумуляування більш актуально для енергетичних установок малої потужності, наприклад, до 500 кВт.

Запит на ЕУ з акумуляування надлишкової електричної енергії, виробленої з відновлювальних джерел енергії, є достатньо високим та має значний потенціал щодо розвитку. Наведені результати дослідження свідчать про перспективність використання нових двигунів як привід генератора електричного струму в ЕУ акумуляування стиснутого повітря різної потужності, а експлуатаційні характеристики роторно-поршневих двигунів відповідають параметрам ЕУ та достатньо ефективно можуть застосовуватися в обох запропонованих схемах акумуляування. Використання роторно-поршневих двигунів дозволяє забезпечити спрощення та здешевлення виробництва ЕУ, а також дозволить проектувати і створювати невеликі ЕУ малої потужності.

Перспективним є подальше дослідження характеристик адіабатичних енергетичних установок акумуляування електричної енергії із застосуванням роторно-поршневих розширювальних машин для різної потужності, що генерується, а також режимів роботи (циклів зарядки та розрядки). Крім того, становить практичний інтерес дослідження можливості використання роторно-поршневих розширювальних машин в установках LAES, CES та SC-CAES.

5.6. Ефективність використання роторно-поршневих двигунів в енерготехнологічних установках отримання та зберігання водню із сірководню Чорного моря

Водень знайшов своє застосування у багатьох галузях промисловості, енергетиці, транспорті та є досить перспективною альтернативою використанню видобувних енергоресурсів. Застосування водню також дозволяє значно підвищити екологічні показники енергетичних установок. Основними перешкодами широкому використанню водню є собівартість його виробництва, висока вибухонебезпечність, проблеми, пов'язані зі зберіганням і транспортуванням, а також недостатньо розвинута воднева інфраструктура.

Водень має досить широку сировинну базу та різноманітність способів отримання. До найбільш розповсюджених способів отримання водню можна віднести термохімічний, електроліз води, парову конверсію вуглеводнів, газифікацію вугілля. Також одним з перспективних напрямків отримання водню може бути деструкція сірководню, яка відбувається за реакцією розкладання:



Так, великим джерелом сірководню в Україні є сірководневий шар Чорного моря. Сірководень розміщується починаючи з глибини 150 м та має природне й антропогенне походження [311]. Зі збільшенням глибини концентрація сірководню збільшується та може досягати 13...14 мл/л. За оцінкою кількість запасів H_2S у Чорному морі складає близько 40...50 млрд т, а щорічна відновлюваність – близько 107...108 млн т, що може дозволити отримати енергетичну потужність, яка еквівалентна 10 % сукупній потужності всіх атомних електростанцій України [312]. Крім того, видобування H_2S сприятиме покращенню екологічного стану Чорного моря. Технологія видобутку сірководню з моря є досить складним процесом. На сьогодні є значна кількість розроблених технологій видобутку сірководню з різним ступенем реалізації [313, 314].

Одним з перспективних методів видобування H_2S із моря є підйом газорідинної суміші газліфтним методом з подальшим використанням хвильових імпульсів для виділення H_2S у газоподібному стані [315, 316]. Технологія видобутку та акумулювання водню, отриманого із сірководню, складається з наступних процесів:

- видобуток H_2S з глибини моря;
- сепарація H_2S і морської води;
- деструкція сірководню та виділення водню;
- акумулювання й безпечне транспортування водню до споживача.

Процеси видобутку сірководню та акумулювання водню здійснюються в складній енерготехнологічній установці, схема якої подана на рис. 5.29 [315, 316]. Морська вода з розчиненим H_2S через спеціальні колектори поступає до магістралі живлення 1 та за допомогою насоса 2 до коалесційного сепаратора 3. У сепараторі 3 здійснюється виділення H_2S із потоку морської води завдяки впливу механічних коливань певної частоти.

Ці коливання генеруються за допомогою спеціального гідродинамічного генератора коливань 6, який забезпечує перетворення кінетичної енергії руху потоку суміші морської води та газу в енергію механічних коливань. Необхідна частота коливання напряму залежить від розмірів сепаратора, характеристик морської води та визначається емпіричним шляхом. Морська вода зі зниженою концентрацією H_2S зливається через магістраль 4.

Підйом газорідинної суміші до сепаратора високого тиску розділення води та сірководню 8 по підйомному трубопроводу 7 забезпечується за рахунок того, що внаслідок суттєвої різниці густини морської води й газорідинної суміші виникає надлишковий тиск. У сепараторі 8 відбувається розділення потоку газорідинної суміші на H_2S та морську воду. Отриманий сірководень подається до установки з деструкції, де відбувається його розкладання. За допомогою гідридних технологій відбувається відокремлення

водню від продуктів розкладання H_2S із подальшим акумулюванням та транспортуванням.

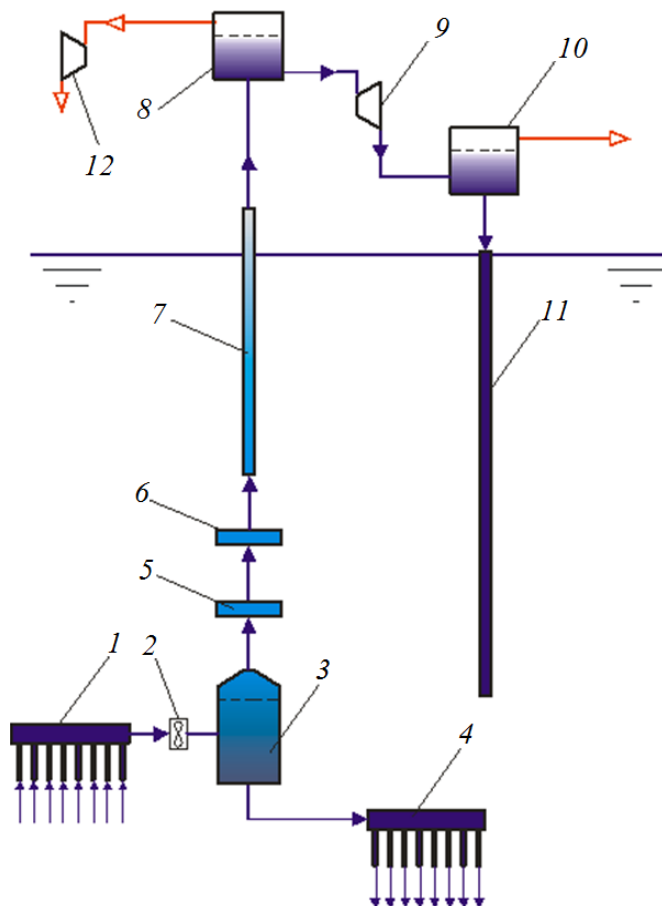


Рисунок 5.29 – Принципова схема енерготехнологічної установки видобування та сепарації H_2S із морської води:

1 – магістраль живлення морської води з розчиненим сірководнем; *2* – насос живлення магістралі морської води; *3* – коалесційний сепаратор виділення сірководню; *4* – магістраль зливу морської води після сепарації; *5* – клапан регулювання; *6* – гідродинамічний генератор коливань суміші морської води і газу; *7* – трубопровід підйому газорідинної суміші; *8* – сепаратор високого тиску розділення води й сірководню; *9* – гідравлічна турбіна морської води зі зниженим вмістом сірководню; *10* – сепаратор низького тиску розділення води та сірководню; *11* – зливний трубопровід;
12 – сірководневий детандер

Морська вода після сепаратора *8* має значно зменшену концентрацію H_2S , однак ще може бути застосована у сепараторі низького тиску розділення

води та сірководню 10. Після сепаратора 10 вода зливається через зливний трубопровід 11. Для підвищення ефективності енерготехнологічної установки видобування та сепарації H_2S використовуються гідравлічна турбіна морської води 9 та сірководневий детандер 12, які встановлюються після сепаратора 8. Отримана електрична енергія застосовується для живлення елементів енергетичної установки. Так, ефективність енерготехнологічної установки видобування та сепарації H_2S із морської води можна оцінити виробленою ефективною потужністю.

Ефективність використання технології отримання та безпечного акумулювання водню із сірководню Чорного моря оцінюється ефективною потужністю, кВт [317]:

$$N_e^{H_2S} = N_{H_2} + N_{pk} - N_n,$$

де N_{H_2} – теоретично можлива теплова потужність, вироблена з водню, кВт; N_{pk} – потужність, вироблена у результаті регенерації енергії, кВт; N_n – необхідна потужність для забезпечення технологічного процесу видобутку водню, кВт.

Теплова потужність, вироблена з водню, визначається як

$$N_{H_2} = G_{H_2} \cdot Q_n^{H_2},$$

де G_{H_2} – масова витрата водню, кг/с; $Q_n^{H_2}$ – нижча теплота згоряння водню, кДж/кг.

Потужність, вироблена у результаті регенерації енергії, визначається як сума потужностей регенераційних енергетичних установок:

$$N_{p.k} = N_{г.т} + N_{с.р.м} + N_{т.н},$$

де $N_{г.т}$ – потужність, яка вироблена гідравлічною турбіною, кВт; $N_{с.р.м}$ – потужність, яка вироблена сірководневою розширювальною машиною, кВт; $N_{т.н}$ – потужність генерації термонасосної установки, кВт.

Необхідна потужність для забезпечення технологічного процесу видобутку водню визначається як

$$N_n = N_{к.с} + N_{т.н} + N_{г.к} + N_d,$$

де N_{kc} – необхідна потужність для приводу коалесційного сепаратора, кВт;
 $N_{тн}$ – необхідна потужність для приводу термонасосної установки, кВт; $N_{гк}$ –
 потужність гідродинамічного генератора коливань, кВт; N_d – теплова
 потужність деструкції H_2S , кВт.

Для регенерації потоку енергії сірководню з надлишковим тиском ефективним є використання роторно-поршневих двигунів нової конструкції. Тиск сірководню залежить від двох показників, а саме від глибин занурення трубопроводу та газовмісту сірководню в морській воді. Для розрахунку ефективності роботи роторно-поршневого двигуна значення тиску сірководню для діапазону глибини занурення трубопроводу 0...1000 м при температурі 280 К...285 К та газовмісті до $10 \text{ м}^3/\text{м}^3$ [315] подано у таблиці 5.18.

Таблиця 5.18 – Значення тиску сірководню на вході у впускний ресивер роторно-поршневого двигуна [315]

Глибина занурення трубопроводу, м	Вміст сірководню, $\text{м}^3/\text{м}^3$			
	2	5	7,5	10
	Тиск сірководню на вході у впускний ресивер, МПа			
250	0,290	0,680	0,833	0,969
500	0,370	0,877	1,116	1,325
750	0,417	0,992	1,281	1,534
1000	0,450	1,074	1,399	1,682

Аналіз ефективності застосування роторно-поршневих двигунів у технологічному процесі видобутку та акумулювання водню із сірководню виконано для добової витрати морської води об'ємом $100 \text{ м}^3/\text{добу}$. На рис. 5.30 подано результати розрахунку можливої потужності контурів регенерації енергії енерготехнологічної установки видобування та сепарації H_2S із морської води залежно від вмісту сірководню й глибини занурення підйомного трубопроводу. На рис. 5.31 подано індикаторні діаграми роторно-поршневої розширювальної машини залежно від глибини занурення трубопроводу підйому газорідної суміші [318].

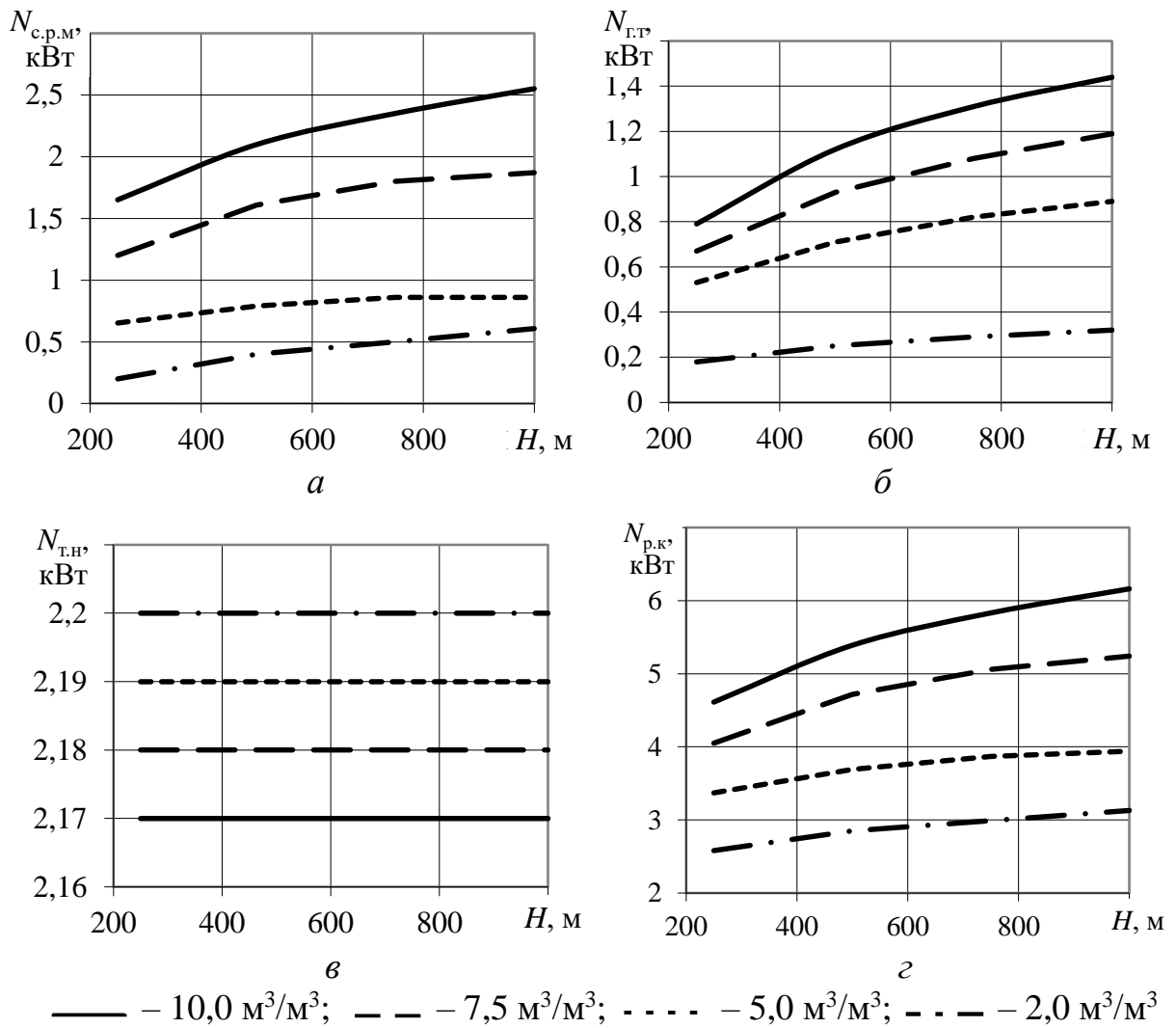


Рисунок 5.30 – Ефективна потужність контурів регенерації енергії:

a – ефективна потужність сірководневої роторно-поршневої розширювальної машини; *б* – ефективна потужність гідравлічної турбіни морської води; *в* – ефективна потужність генерації термонасосної установки; *г* – загальна ефективна потужність регенерації енергії

Для забезпечення технологічного процесу видобутку водню при добовому видобутку 100 м³/добу морської води для ступеня конверсії $\xi = 1$ (для умов повного розкладання сірководню) та залежно від вмісту сірководню 2...10 м³/м³ необхідна потужність для приводу коалесційного сепаратора складає $N_{kc} = 3,6...17,8$ кВт, потужність приводу термонасосної установки $N_{тн} = 0,18...0,242$ кВт, потужність гідродинамічного генератора коливань $N_{гк}$

= 2,9...3,5 кВт, а теплова потужність деструкції H_2S $N_d = 11,8...59,0$ кВт. Таким чином, сукупна необхідна потужність для забезпечення технологічного процесу видобутку водню з морської води складає від 18,4 до 80,6 кВт.

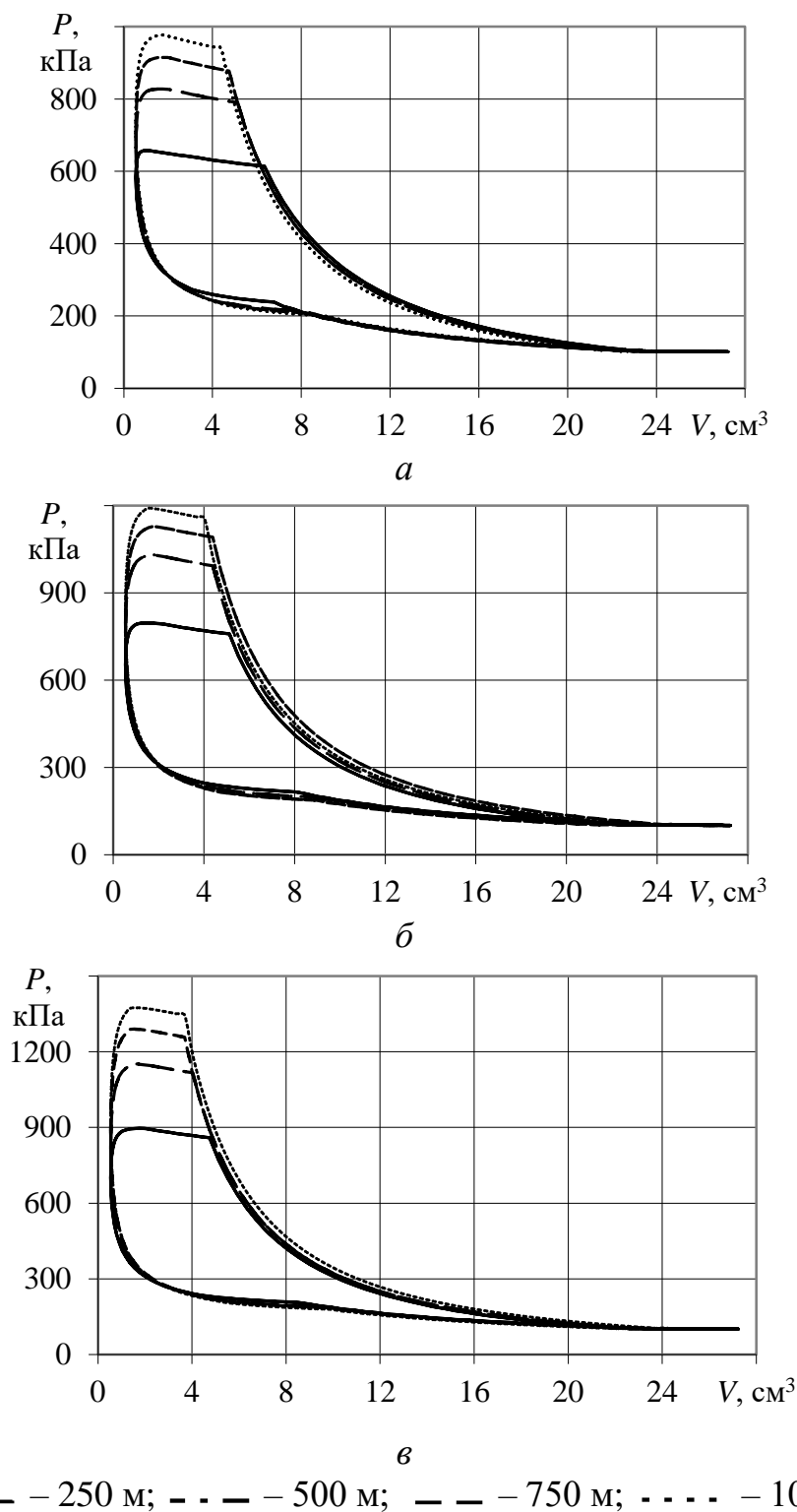


Рисунок 5.31 – Індикаторні діаграми роторно-поршневого двигуна залежно від глибини занурення трубопроводу підйому газорідинної суміші:
a – вміст газу $5,0 \text{ м}^3/\text{м}^3$; *б* – вміст газу $7,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$; *в* – вміст газу $10,0 \text{ м}^3/\text{м}^3$

У результаті здійснення технологічного процесу видобутку водню з сірководню для добового видобутку $100 \text{ м}^3/\text{добу}$, а також залежно від вмісту сірководню у морській воді отримана теплова потужність $N_{\text{H}_2} = 25,2 \dots 125,8$ кВт.

Потужності регенераційних енергетичних установок при добовому видобутку $100 \text{ м}^3/\text{добу}$ морської води, діапазону вмісту сірководню $2 \dots 10 \text{ м}^3/\text{м}^3$ та залежно від глибини занурення $H = 250 \dots 1000$ м складають:

- потужність, яка вироблена гідравлічною турбіною, $N_{\text{г.т}} = 0,18 \dots 1,44$ кВт;
- потужність, яка вироблена роторно-поршневою розширювальною машиною, $N_{\text{с.р.м}} = 0,20 \dots 2,55$ кВт;
- потужність генерації термонасосної установки $N_{\text{тн}} = 2,17 \dots 2,20$ кВт.

Таким чином, загальна потужність вироблена у результаті регенерації енергії може складати від $2,55$ до $6,19$ кВт. Ефективна потужність енерготехнологічної установки видобутку та сепарації H_2S із морської води при добовому видобутку $100 \text{ м}^3/\text{добу}$ та діапазону вмісту сірководню $2 \dots 10 \text{ м}^3/\text{м}^3$ складає $N_e^{\text{H}_2\text{S}} = 9,35 \dots 51,39$ кВт. Частка ефективної потужності енерготехнологічної установки з видобутку водню, яка припадає на роторно-поршневу розширювальну машину за умов добової витрати морської води об'ємом $100 \text{ м}^3/\text{добу}$, складає $2,14 \dots 4,96$ %.

5.7. Ефективність використання роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках з глибокою утилізацією відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання

У двигунах внутрішнього згорання з примусовим запалюванням значна частина енергії, яка практично порівнянна з ефективною потужністю двигуна, що виділяється при згоранні палива, йде на теплові втрати. Утилізація теплових втрат ДВЗ дозволяє значно поліпшити ефективні й екологічні показники роботи двигуна та енергетичної установки в цілому. Для двигунів

із примусовим запалюванням до перспективних способів утилізації вторинних енергоресурсів можна віднести:

- термохімічну утилізацію (ТХУ) теплоти відпрацьованих газів (ВГ);
- застосування турбокомпаундних систем.

Ступінь ефективності утилізації теплоти ВГ обумовлена температурою процесу конверсії, теплотою хімічної реакції, властивостями вихідного палива, складом отриманого синтез-газу, тепловою потужністю ВГ двигуна. Суть даного методу полягає в тому, що під дією тепла, яке відбирається від ВГ двигуна, в спеціальному пристрої утилізації відбувається ендотермічна реакція хімічного перетворення вихідного палива, в результаті якої утворюється суміш горючих газів – синтез-газ, основними компонентами якого є окис вуглецю і водень. У результаті конверсії хімічна енергія отриманого синтез-газу перевищує енергію вихідного етанолу на величину утилізованої енергії ВГ, яка таким чином повторно бере участь в організації робочого циклу. Головною умовою реалізації ТХУ в ДВЗ є здатність палива при заданому температурно-енергетичному рівні ВГ ефективно розкладатися на газоподібні продукти. Первинна оцінка ефективності використання ТХУ теплоти ВГ може бути встановлена при порівнянні теплоти, що утворилася при згорянні 1 кг вихідного палива, й теплоти, яка виділилася при згорянні синтез-газу, отриманого при конверсії того ж 1 кг вихідного палива.

Для утилізації тепла вторинних енергоресурсів відоме застосування турбокомпаундних систем (*Turbo-Compound System*). Суть даного способу полягає в тому, що ВГ паралельними каналами спрямовуються до силової турбіни і турбокомпресора. Вироблена додаткова потужність передається на вал відбору потужності або електрогенератор. Як пристрій утилізації даної системи може також використовуватися роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху [237].

Принципова схема енергетичної установки подана на рис. 5.32 [237]. Основними її елементами є двигун внутрішнього згорання з іскровим запалюванням 1Ч 6,8/5,4 2, роторно-поршневий двигун 4, реактор

термохімічної утилізації тепла відхідних газів 6. Як перший ступінь утилізації тепла ВГ було обрано роторно-поршневий двигун 8РПД 3,6/1,5 (8 циліндрів діаметром 36 мм та ходом 15 мм). Як другий ступінь утилізації тепла ВГ було застосовано реактор ТХУ тепла (рис. 5.33).

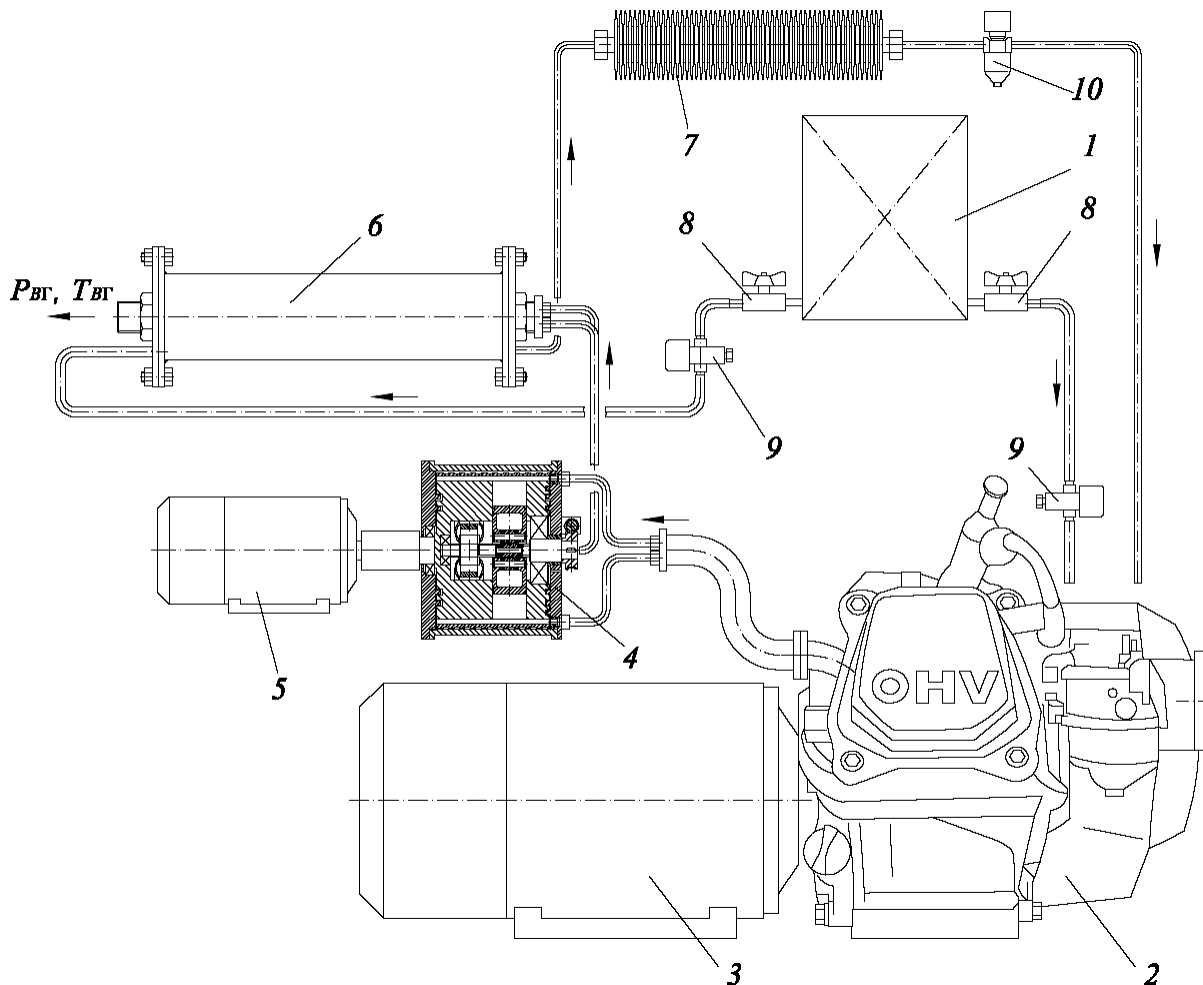


Рисунок 5.32 – Загальна схема енергетичної установки з глибокою утилізацією тепла відхідних газів: 1 – витратний бак з рідким паливом; 2 – двигун внутрішнього згоряння з іскровим запаленням 1Ч 6,8/5,4; 3 – генератор електричного струму; 4 – роторно-поршневий двигун об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 8РПД 3,6/1,5; 5 – генератор електричного струму малої потужності; 6 – термохімічний реактор конверсії; 7 – охолоджувач синтез-газу; 8 – кран перекриття рідкого палива; 9 – електромагнітний паливний клапан; 10 – електромагнітний газовий клапан з фільтром

Реактор встановлено замість глушника на двигуні, при цьому реактор виконує функції утилізатора і глушника шуму одночасно. Далі ВГ надходять у термохімічний реактор конверсії палива 6. Крім того, у реактор 6 із витратного бака 1 надходить рідке паливо, де під дією тепла ВГ відбувається реакція конверсії вихідного палива в синтез-газ. Отримане в реакторі газоподібне паливо складається із 43% H_2 , 34% CO , 23% CH_4 (за об'ємом). Таким чином, частково тепло від ВГ повертається назад у робочий цикл, тобто відбувається термохімічна утилізація тепла. Отриманий синтез-газ має нижчу теплоту згоряння 28,79 МДж/кг, а густина складає 0,63 кг/м³ [237].

З витратного бака 1 рідке паливо надходить у двигун 2, який навантажено штатним генератором 3. Відпрацьовані гази з двигуна 2 надходять із загального колектора у впускні ресивери роторно-поршневого двигуна 4, який, у свою чергу, приводить у рух генератор електричного струму 5. У роторно-поршневому двигуні використовується механічна енергія відпрацьованих у робочому циліндрі газів, тобто здійснюється перший ступінь утилізації. Після реактора ТХУ синтез-газ надходить на охолодження в теплообмінний апарат 7, а далі через електромагнітний газовий клапан з фільтром поступає в двигун 2.

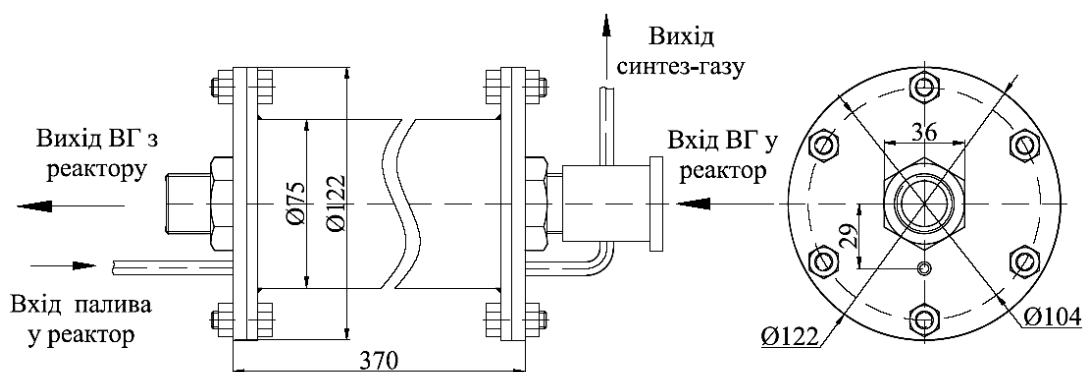


Рисунок 5.33 – Загальний вигляд термохімічного реактора утилізації відхідних газів

Ефективність утилізації безпосередньо залежить від витрат і тиску ВГ на виході із ДВЗ. На рис. 5.34 наведено залежності частоти обертання ротора та ефективної потужності роторно-поршневого двигуна від витрати ВГ [237].

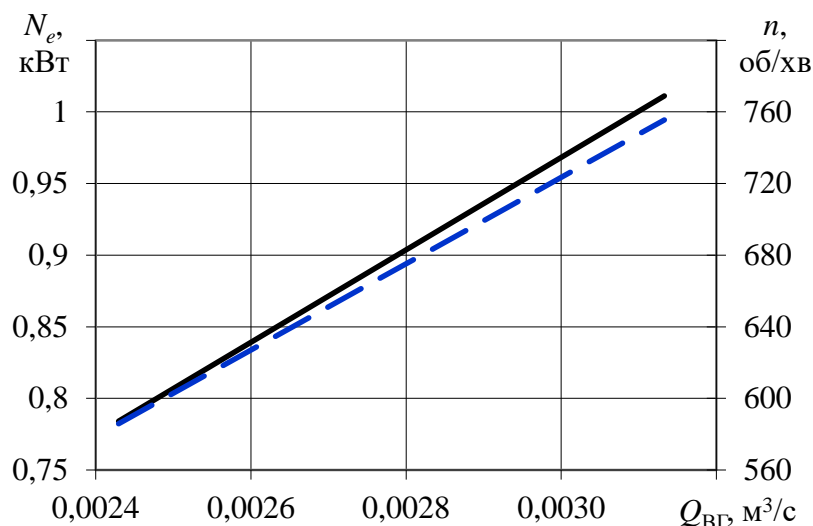


Рисунок 5.34 – Залежність параметрів роботи роторно-поршневого двигуна 8РПД 3,6/1,5 від витрати відпрацьованих газів:

— — ефективна потужність; — — частота обертання ротора

Зі зростанням вихідної потужності ДВЗ зростає кількість ВГ і, відповідно, зростає потужність роторно-поршневого двигуна. Так, при досягненні ДВЗ потужності в 2,5 кВт потужність роторно-поршневого двигуна складає 1 кВт при 756 об/хв [237].

Другим ступенем утилізації тепла відпрацьованих газів є реактор термохімічної конверсії палива. Даний спосіб дозволяє отримати газове паливо з більш високою теплою згоряння, а також поліпшити і сам процес згоряння в робочому циліндрі. Для оцінки ефективності застосування ТХУ ВГ двигуна 1Ч 6,8/5,4 порівнювалися питома ефективна витрата палива при роботі двигуна без ТХУ та при роботі з додаванням синтез-газу (рис. 5.35). При використанні домішок синтез-газу, отриманого за рахунок ТХУ ВГ, питома ефективна витрата палива на 1Ч 6,8/5,4 знизилася на 12 %. При досягненні повної конверсії для отримання 1 кг синтез-газу витрачається 4,0 МДж теплової енергії. Згідно з результатами дослідження для отримання синтез-газу в енергетичній установці на базі двигуна з іскровим запалюванням 1Ч 6,8/5,4 необхідно застосовувати 50...65 % теплової енергії відпрацьованих

газів. У результаті утилізується 4...6 % теплоти, яка повторно бере участь в організації робочого циклу двигуна [237].

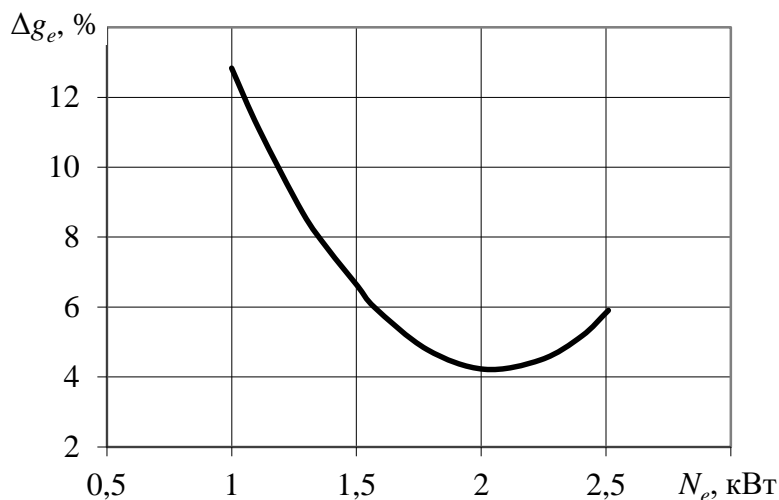


Рисунок 5.35 – Оцінка ефективності застосування ТХУ ВГ двигуна 1Ч 6,8/5,4

При використанні двох ступенів утилізації ефективна потужність енергетичної установки на максимальних режимах роботи зросла із 2,5 до 3,43 кВт (тобто до 37 %), при цьому питома ефективна витрата палива знизилася на 29 % [237].

5.8. Висновки по п'ятому розділу

1. Визначені та обґрунтовані основні перспективні напрямки застосування роторно-поршневих двигунів нової конструкції: транспортні й технологічні засоби, утилізація енергії стиснутого природного газу в газотранспортних системах, системи акумулювання електричної енергії, енерготехнологічні системи отримання водню із сірководню.

2. Установлена ефективність використання роторно-поршневих двигунів у складі транспортних та енерготехнологічних установок з особливими експлуатаційними вимогами.

3. Визначено, що у транспортних установках з пневмодвигунами найбільш ефективною є схема, в якій зміна крутного моменту на ведучих колесах здійснюється за рахунок застосування коробки передач, що забезпечило розрядку витратних балонів до рівня 94,3 %.

4. Визначено, що використання коробки передач та додаткове регулювання робочого тиску в діапазоні від 2,0 до 1,2 МПа, тобто поступове зменшення значення робочого тиску при розгоні автомобіля, дозволяють отримати високий крутний момент на початку руху (зрушення з місця та початок розгону) при зниженні витрати повітря та деякому збільшенні запасу ходу. Регулювання робочого тиску повітря у впускному ресивері пневмодвигуна у межах 1,2...2,0 МПа призводить до збільшення часу розгону автомобіля до максимальної швидкості у 50 км/год із 20,1 с (при тиску 2,0 МПа) до 28 с, що майже на 40 % більше. При цьому варто відзначити, що різниця у часі розгону до швидкості автомобіля у 30 км/год при регулюванні та без складає лише 2 %.

5. Установлена ефективність застосування роторно-поршневих двигунів у складі газотранспортних та газорозподільних системах як утилізатора енергетичного потенціалу стиснутого природного газу. Установлено, що використання роторно-поршневого детандера для утилізації енергії надлишкового тиску природного газу на автоматизованій газорозподільній станції з місячною витратою природного газу 0,6...3,3 млн м³/місяць дозволяє регенерувати від 9 до 89 МВт енергії щомісяця.

6. Визначена ефективність застосування роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках акумулювання надлишкової електричної енергії, виробленої з відновлювальних джерел енергії. Розроблено загальні схеми вітрових електростанцій із системою діабатичного та адіабатичного акумулювання надлишкової електричної енергії у вигляді стиснутого повітря.

7. Визначено, що використання роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках акумулювання надлишкової електричної енергії дозволяє відмовитися від спалювання природного газу, що забезпечує нульові викиди CO₂. Виключення із циклу генерації електричної енергії природного газу знижує загальну потужність електростанції на 66,7 % за інших рівних умов накопичення стиснутого повітря та однакового загального ККД (41 %).

8. Установлено, що акумулювання тепла, яке виділяється при стисненні повітря та водяного контуру системи охолодження компресора, з наступним його застосуванням для підігріву стиснутого повітря перед розширенням у роторно-поршневого двигуні (адіабатична схема) дає змогу збільшити загальний ККД енергоперетворення. Так, збільшення температури стиснутого повітря перед розширенням на $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ дозволило підвищити індикаторну роботу циклу та середній індикаторний тиск на 11 %, а загальний ККД енергоперетворення – до 46 %.

9. Визначена ефективність використання роторно-поршневих двигунів нової конструкції як сірководневого детандера в енергетичних установках отримання та безпечного зберігання водню із сірководню Чорного моря. Потужність генерації енергії за допомогою роторно-поршневої розширювальної машини за умов добового видобутку морської води $100\text{ м}^3/\text{добу}$, діапазону вмісту сірководню $2\text{...}10\text{ м}^3/\text{м}^3$ та залежно від глибини занурення $H = 250\text{...}1000\text{ м}$ дорівнює $0,20\text{...}2,55\text{ кВт}$, що складає близько $2,14\text{...}4,96\text{ \%}$ від загальної ефективної потужності енерготехнологічної установки з видобутку водню.

10. Визначено, що застосування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху як утилізатора енергії відпрацьованих газів ДВЗ дає змогу збільшити загальну потужність енергетичної установки до 37 %.

**РОЗДІЛ 6. АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО
ДОСЛІДЖЕННЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ОБ'ЄМНОЇ ДІЇ
ІЗ ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ РУХУ.
РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ПРОЕКТУВАННЯ**

6.1. Реалізація результатів наукового дослідження в практику проектування та створення роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Відповідно до творчої співпраці Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова з проектними організаціями та машинобудівними підприємствами різних форм власності виконано ряд проектно-конструкторських і дослідних робіт. Реалізація проектно-конструкторських робіт стала можливою завдяки отриманим новим науковим результатам, що дали змогу розробити практичні рекомендації щодо особливостей проектування та організації робочого процесу роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху різного призначення.

Розроблені рекомендації щодо проектування роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху заданої потужності (базуючись на дослідженнях впливу конструктивних параметрів двигунів на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у робочому циліндрі) та математична модель надали можливість підготувати й реалізувати проекти ряду двигунів (12РПД 4,4/1,75; 20РПД 4,5/1,75; 20РПД 3,0/1,15), а також виконати оцінку їх енергетичних й економічних показників на машинобудівному підприємстві «МОТОРСЕРВІСПРОМ» (**акт впровадження – додаток Б**).

Розроблені рекомендації щодо проектування, виготовлення, збирання, обкатки та контрольних випробувань роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху було використано на машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс» при розробці нових зразків

двигунів енергетичних установок різного призначення (акт впровадження – додаток В).

6.1.1. Методи уніфікації роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху. Проектування двигуна заданої потужності

Створення нового двигуна – досить важкий і тривалий процес, одними з основних етапів якого є проектування та виготовлення. Етап проектування включає у себе розробку конструкції двигуна, відповідну до заданих потреб споживача, створення робочих креслень, підбір матеріалів і стандартизованих деталей, формулювання технічних умов. Залежно від складності розробленого двигуна етап виготовлення містить розробку технології обробки деталей та послідовності складання вузлів і всього двигуна в цілому, вибір необхідного обладнання, інструменту й режимів термічної обробки деталей, підбір спеціальної оснастки, проведення наладки та випробувань.

Розроблений роторно-поршневий двигун не є серійним та стандартизованим, тому при проектуванні тієї чи іншої енергетичної установки необхідно виготовляти свій двигун, який би враховував усі особливості й вимоги споживача. З поширенням використання даного типу двигуна з'явиться можливість розробити серії двигунів та систематизувати їх для задоволення більш розповсюджених сфер його застосування. Тому на даному етапі головною метою є розробка практичних рекомендацій щодо проектування та технології виготовлення роторно-поршневих двигунів різного функціонального призначення. При цьому цільовою функцією є досягнення максимальної потужності двигуна за мінімальної витрати робочого тіла. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішення наступних задач:

- формування загального компоновання та конструктивної схеми роторно-поршневого двигуна;
- забезпечення використання якомога більшої кількості стандартизованих деталей і вузлів;

- визначення впливу конструктивних параметрів головного механізму руху на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла;
- забезпечення простоти виготовлення та збирання двигуна;
- забезпечення простоти і низької вартості технічного обслуговування й ремонту;
- вибір матеріалів взаємодіючих деталей та їх термічної обробки для забезпечення надійності й довговічності роботи за мінімальних вартості та маси двигуна;
- розробка технологічних процесів обробки деталей і вузлів;
- вибір необхідного обладнання відповідно до необхідної точності деталей та інструменту;
- розробка необхідної спеціальної оснастки;
- розробка рекомендацій щодо послідовності складання вузлів і всього двигуна в цілому;
- розробка рекомендацій щодо проведення наладки та випробувань двигуна.

Вирішення поставлених задач дозволить у подальшому уніфікувати виробництво роторно-поршневих двигунів різного призначення за відомими методами без втрати їх якості. Так, найбільш прийнятними методами уніфікації роторно-поршневих машин є конвертування, компаундування, модифікація та метод уніфікованих рядів [319, 320].

Метод конвертування передбачає використання базового роторно-поршневого двигуна для створення інших агрегатів різного призначення, близьких за робочим процесом [319, 320]. Так, прикладом конвертації двигуна може бути застосування як робочого тіла різних газів або їх суміші (системи утилізації тепла відпрацьованих газів, установки з утилізації енергії природного газу, який дроселюється). У цьому випадку при переробці двигуна треба враховувати фізико-хімічні властивості робочого тіла, а отже, матеріали деталей двигуна, діаметри прохідних отворів органів газообміну та ін.

Метод компаундування може використовуватися для ЕУ, в яких є можливість здійснити збільшення загальної потужності за рахунок паралельного з'єднання двигунів [319, 320]. Крім того, застосування даного методу в ЕУ дозволяє підвищувати її надійність (при виході з ладу одного двигуна інші працюють) або забезпечувати більшу маневреність (для транспортних установок).

Метод модифікації може застосовуватися при пристосуванні роторно-поршневого двигуна до інших відмінних від звичайних умов роботи [319, 320]: наприклад, двигуни, які використовуються у різних кліматичних умовах (тропічного або арктичного виконання) або морському виконанні та ін. Для роторно-поршневих двигунів, що працюють в умовах жаркого та вологого клімату, необхідно застосовувати корозійностійкі матеріали, а для двигунів арктичного виконання слід передбачити модифікацію системи змащування та введення попереднього підігріву робочого тіла.

Для формування низки роторно-поршневих двигунів за різною ефективною потужністю найбільш зручним є метод уніфікованих рядів. Суть методу полягає у тому, що підвищення потужності або продуктивності двигуна відбувається за рахунок збільшення головних робочих органів та їх використання у різних співвідношеннях [319, 320]. Тобто по суті це збільшення кількості робочих циліндрів. Цей метод дає наступні технологічні та експлуатаційні переваги [319, 320]:

- значне спрощення, прискорення й, відповідно, здешевлення процесів проектування і виготовлення двигуна потрібної потужності;
- можливість застосування високоефективних методів обробки уніфікованих деталей двигуна;
- зменшення термінів доводки та освоєння нових зразків;
- спрощення обслуговування й експлуатації;
- скорочення терміну ремонту двигуна та спрощення комплектування запасними частинами.

Крім зазначених переваг даний метод має і певні недоліки, які обмежують діапазон його використання [319, 320]:

- погіршення якості похідних рядів двигунів великого діапазону;
- неможливість створення похідних рядів для двигунів спеціалізованого призначення й двигунів дуже великої потужності;
- крайні члени ряду за габаритами, металоємністю та експлуатаційними показниками поступаються спеціалізованим двигунам.

Виходячи із зазначеного, доцільно застосовувати метод уніфікованих рядів разом з формуванням розмірно-подібних рядів. Тобто при проектуванні нового роторно-поршневого двигуна для досягнення необхідної потужності можна не лише збільшувати кількість циліндрів, але й, використовуючи геометричну подібність, збільшувати діаметр циліндра та хід поршня або їх комбінацію. Так, для спрощення проектування як критерій подібності для роторно-поршневих двигунів можна застосовувати відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D (S на пряму пов'язаний з довжиною ланки рухомого ромба L). У таких двигунах (з однаковою схемою шарнірно-кулачкового механізму руху) розміри головних вузлів та деталей взаємно пропорційні. Таким чином, маючи технічні умови на проектування (призначення двигуна, потужність номінальна й з перевантаженням, швидкість поршня або частота обертання ротора, параметри робочого тіла), можна оцінити основні параметри двигуна та його габаритні розміри.

Так, параметром, який поєднує одночасно конструктивні та експлуатаційні параметри роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху, є його ефективна потужність

$$N_e = 26,2 D^2 S P_e n i,$$

де D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м; P_e – середній ефективний тиск, МПа; n – оберти ротора, об/хв; i – кількість циліндрів.

Значення середнього ефективного тиску в першому наближенні можна оцінити наступним чином:

$$P_e^T = P_i^T \eta_m = P_s \varepsilon_1 \eta_m + \frac{P_s (\varepsilon_1 + \varepsilon_0) \eta_m}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{n_2 - 1} \right] - P_5 \eta_m -$$

$$- \frac{P_5 (\varepsilon_5 + \varepsilon_0) \eta_m}{n_1 - 1} \left[\left(\frac{\varepsilon_5}{\varepsilon_0} + 1 \right)^{n_1 - 1} - 1 \right] + P_5 \varepsilon_5 \eta_m$$

Отже, маючи рекомендації щодо відношення S/D , задаючись такими параметрами, як відносний мертвий об'єм ε_0 , ступінь наповнення робочого циліндра ε_1 , ступінь зворотного стиснення ε_5 , робочий тиск P_s , кількість циліндрів i та оберти ротора n , можна оцінити розміри і потужність нового проектованого роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

6.1.2. Розробка практичних рекомендацій щодо особливостей проектування, технології виготовлення та збирання роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Процес створення роторно-поршневого двигуна складається з двох основних етапів, а саме з проектування конструкції та розробки й реалізації виробничих процесів виготовлення деталей та збирання двигуна. Обидва процеси пов'язані між собою та передбачають взаємне узгодження. Залежно від обраної технології виготовлення й збирання визначаються витрати на виробництво (собівартість) та якість двигуна. Тому розробка технологічних процесів виготовлення деталей роторно-поршневого двигуна та його збирання є одним з найбільш складних і відповідальних етапів створення нового двигуна. Виходячи з матеріально-технічної бази машинобудівного підприємства «Мотор-Плюс», усі розроблені технологічні процеси виготовлення роторно-поршневих двигунів забезпечили мінімальні матеріальні й трудові витрати зі збереженням якості виготовлюваних деталей, а також підвищили продуктивність праці. Технологічний процес виготовлення деталей двигуна забезпечив виконання точності зазначених у кресленнях розробленого проекту розмірів, форми повздовжнього й поперечного розрізів, взаємного розміщення поверхонь, а також твердість та

якість обробки поверхонь. Головною задачею при проектуванні нових роторно-поршневих двигунів енергетичних установок було отримання необхідної потужності та економічності при збереженні якості, надійності й тривалої працездатності (**акт впровадження – додаток В**).

Основними деталями двигуна є корпус, центральний ротор, регулюючий кулачок, поршні, рухомі ланки та елементи їх з'єднання, торцеві фланці й кришки ресиверів та колекторів.

Корпус двигуна (рис. 6.1) є однією з головних деталей роторно-поршневого двигуна. У ньому обертається центральний ротор, виконані впускні та випускні отвори, ресивери й колектори, розміщені фланці з підшипниками та ущільненнями.

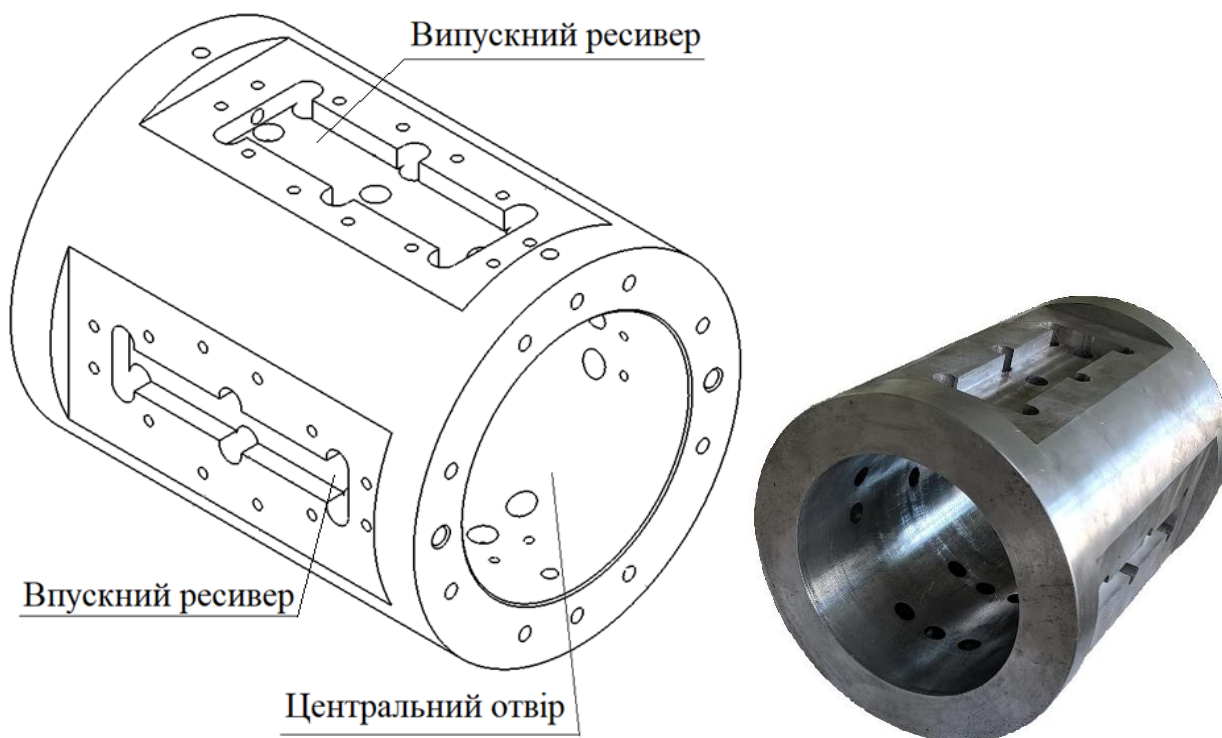


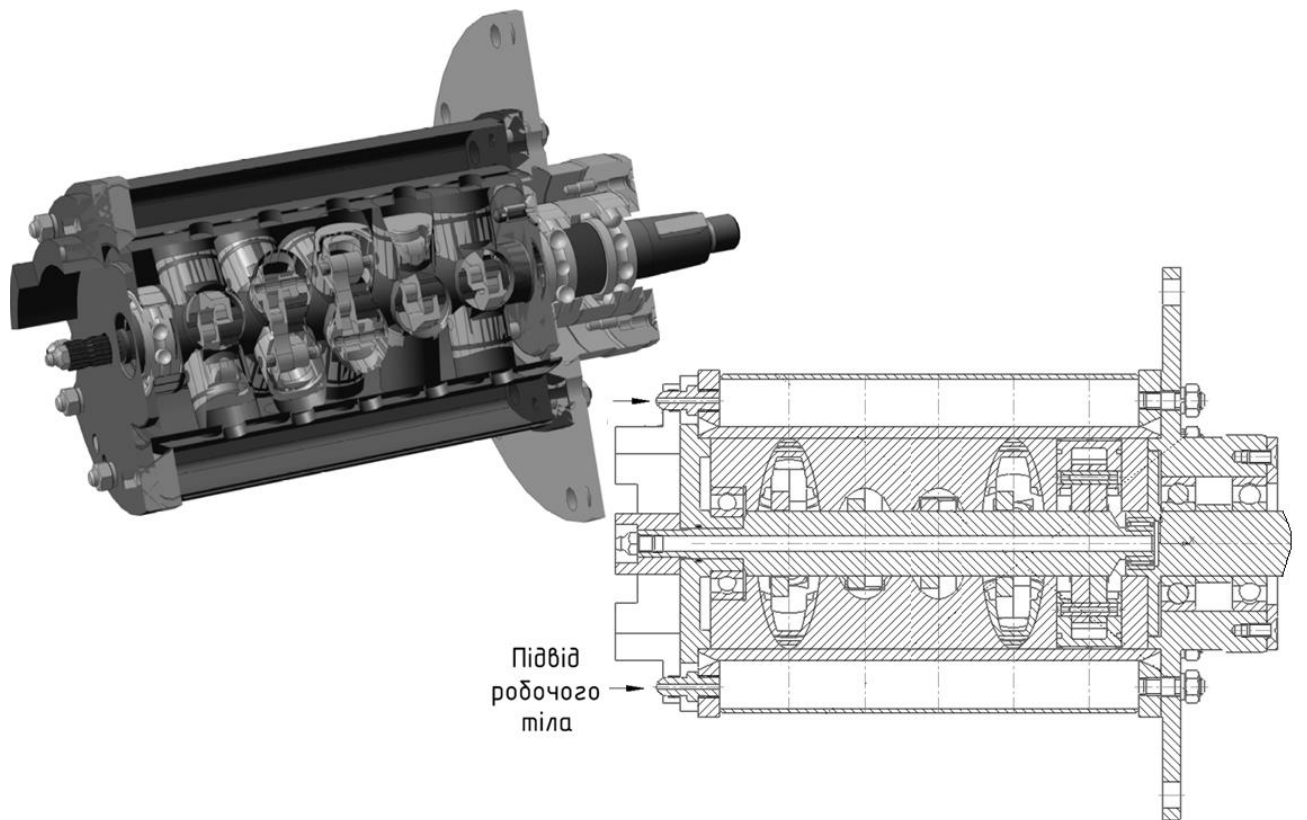
Рисунок 6.1 – Корпус роторно-поршневого двигуна

Для зменшення ваги при виготовленні корпусу двигуна доцільно використовувати алюмінієві корозійностійкі сплави, які за низьких температур не стають крихкими. Крім того, для двигунів спеціального призначення матеріал корпусу повинен витримувати дію агресивних робочих тіл та умови морського, тропічного клімату. Так, для двигунів з низьким

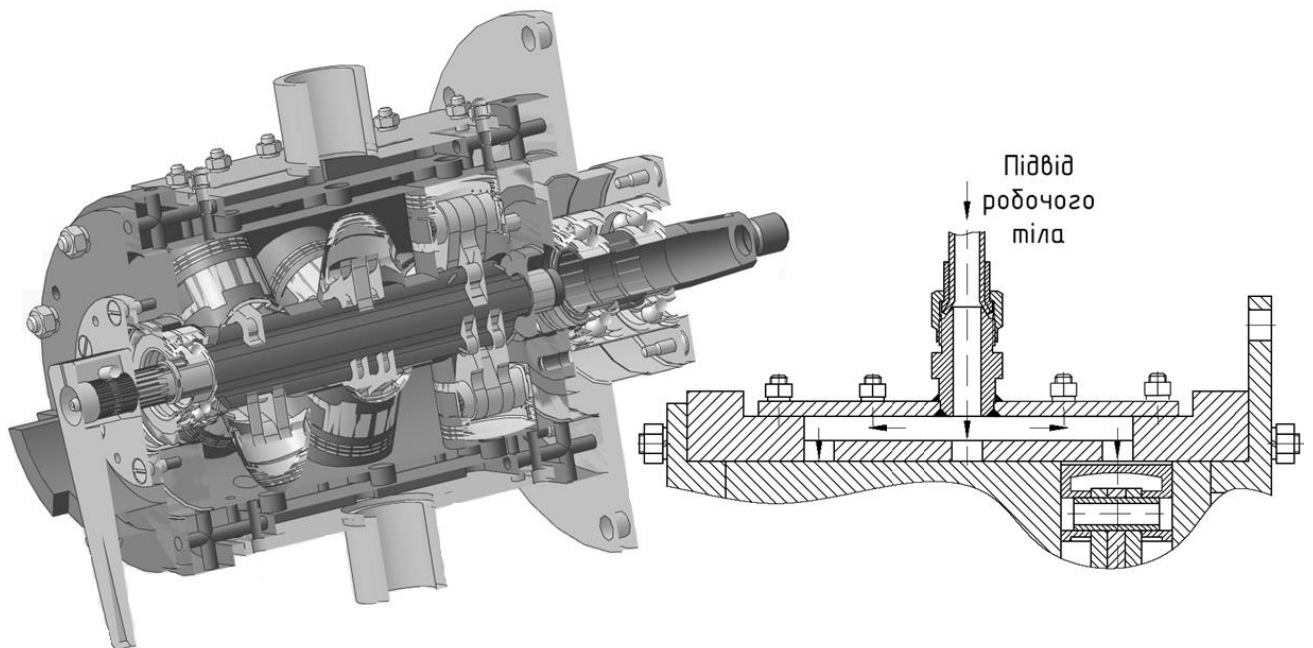
значенням корозійної стійкості доцільно застосовувати сплав (Al–Cu–Mg) Д1 з подальшою термічною обробкою, який характеризується гарним співвідношенням міцності та пластичності. Для двигунів з підвищеними показниками корозійної стійкості використовуються сплави (Al–Mg) АМг3 АМг5 і АМг6, які досить гарно обробляються та мають досить високі показники міцності й пластичності.

Точність обробки внутрішньої поверхні корпусу повинна бути не менше 6 квалітету. Крім того, необхідно задавати допуск на паралельність торців корпусу, в яких установлюються фланці з підшипниками центрального ротора. Шорсткість поверхні внутрішнього діаметра корпусу двигуна повинна складати $Ra = 1,25$ мкм (середнє арифметичне відхилення профілю), а торців – $Ra = 2,5$ мкм.

Спосіб підведення та відведення робочого тіла із циліндрів визначає розміри й характер конструктивного компонування двигуна та безпосередньо корпусу. Подача робочого тіла може бути здійснена як з торцю двигуна (паралельно осі центрального ротора), так і з боків (перпендикулярно до осі центрального ротора) – рис. 6.2. Так, у конструкції, наведеній на рис. 6.2,б, у корпусі між внутрішньою порожниною та ротором відсутня втулка з каліброваними впускними й випускними вікнами (див. рис. 6.2,а), що спрощує конструкцію (зменшує кількість деталей) і технологію виготовлення (виготовлення каліброваної втулки та повітряних каналів потребує ряд точних токарних і фрезерувальних операцій), а також зменшує витоки робочого тіла між зазорами сполучних деталей. Крім того, до переваг підведення робочого тіла з боків є те, що кількість впускних (випускних) отворів та їх розміри можна виконати більшими, ніж при торцевому підведенні, знизивши тим самим газодинамічні втрати, а також виникає можливість скоригувати у бік збільшення кількість отворів та їх діаметр уже в існуючому двигуні. Однак підведення робочого тіла перпендикулярно до осі центрального ротора дещо збільшує габарити двигуна, що треба враховувати при проектуванні та компонуванні ЕУ.



a



б

Рисунок 6.2 – Конструктивні схеми підведення робочого тіла:
a – паралельно осі ротора; *б* – перпендикулярно до осі ротора

Центральний ротор (рис. 6.3) обертається у корпусі роторно-поршневого двигуна та має 12 попарно опозитних радіально виконаних

циліндрів, у яких переміщуються поршні. Ротор двигуна може працювати за низьких температур, піддаватися корозії внаслідок використання як робочого тіла агресивних речовин, на нього діють високий тиск робочого тіла, сила тертя поршня та ущільнюючих кілець. Тому для виготовлення центрального ротора двигуна доцільно застосовувати високоміцний чавун із шароподібним графітом марок ВЧ 40, ВЧ 50. Він має високі показники меж міцності при розтягуванні, стисненні й згинанні, зносостійкості, має гарні антифрикційні властивості, досить легко піддається механічній обробці та може працювати за температури до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

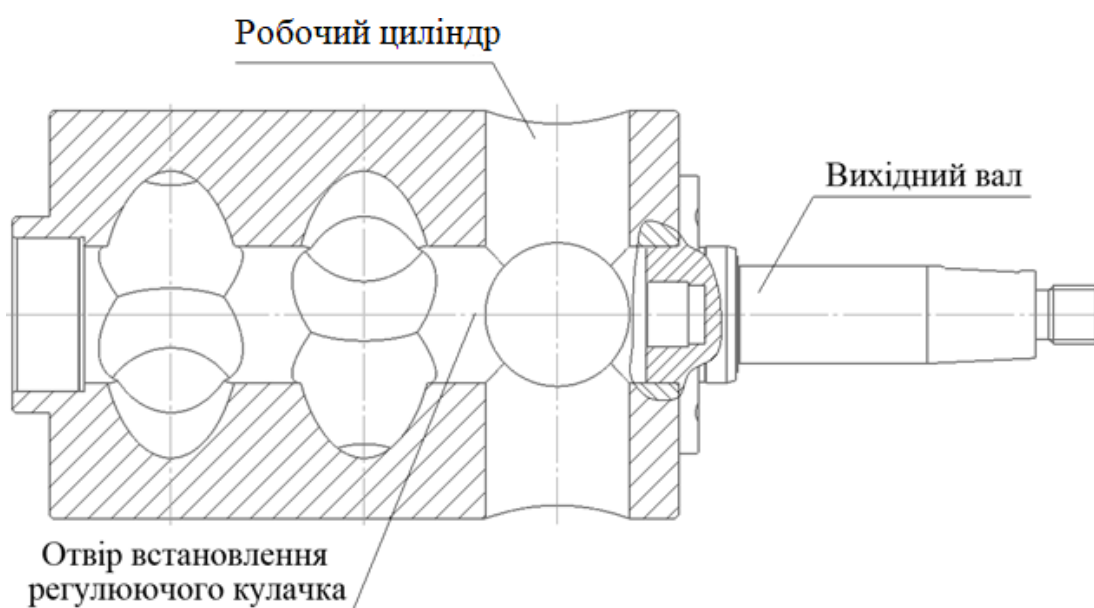


Рисунок 6.3 – Центральний ротор у зборі з вихідним валом

Точність обробки зовнішнього діаметра ротора та циліндрів під поршні повинна бути не менше 6 квалітету. Шорсткість зовнішньої поверхні центрального ротора та посадочних місць під підшипник і вихідний вал повинна складати $Ra = 1,25\text{ мкм}$, а стінок робочих циліндрів, які працюють з ущільнюючими поршневыми кільцями, $Ra = 0,32\text{ мкм}$.

Кількість та розміщення робочих циліндрів у роторі напряму впливає на рівномірність обертання вихідного вала. Нерівномірність обертання ротора негативно впливає на роботу споживача механічної енергії, наприклад, коливання частоти та напруги при роботі на генератор електричного струму.

Рекомендована мінімальна кількість циліндрів для роторно-поршневого двигуна відповідно до експериментальних досліджень та конструктивних особливостей двигуна має складати не менше 8 циліндрів.

Ущільнення робочого циліндра роторно-поршневого двигуна та повітряного ресивера забезпечується, головним чином, за рахунок достатньо високої точності виготовлення сполучних деталей. Найбільші втрати робочого тіла можуть відбуватися через зазори між робочим циліндром та поршнем, а також корпусом двигуна й центральним ротором (рис. 6.4).

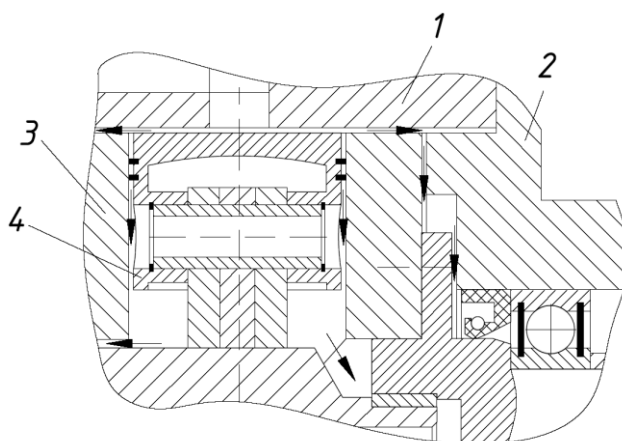


Рисунок 6.4 – Схема втрат робочого тіла через нещільності сполучних деталей: 1 – корпус двигуна; 2 – фланець (кришка); 3 – центральний ротор; 4 – поршень

Негативний вплив на роботу роторно-поршневого двигуна має як надмірний зазор між сполучними деталями, так і недостатній. Так, збільшений зазор між поршнем та робочим циліндром, а також корпусом і центральним ротором пневмодвигуна призводить до наступних наслідків:

- збільшення витоків робочого тіла, що, у свою чергу, призводить до зниження ефективної потужності та збільшення питомої ефективної витрати стиснутого робочого тіла;
- підвищується інтенсивність ударів поршня по стінках робочого циліндра двигуна;
- збільшується рівень шуму і вібрації;

– збільшуються механічні втрати й, отже, спостерігається підвищений знос поршня та втулки робочого циліндра.

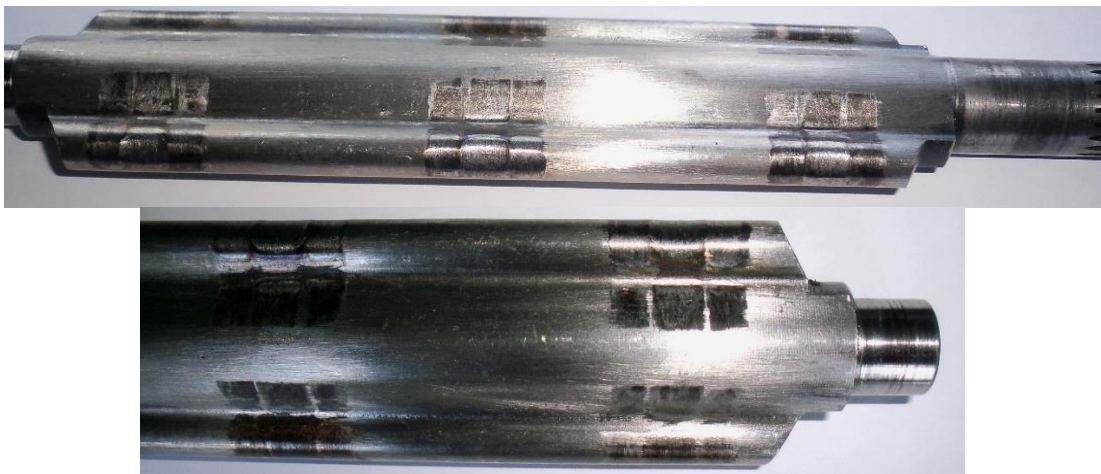
Недостатній зазор між сполучною парою поршень–робочий циліндр призводить до такого:

- виникнення задирів поршня та робочого циліндра;
- заклинювання поршня у втулці робочого циліндра з подальшим розривом рухомих ланок механізму руху, пошкодженням бобишок поршня та пошкодженням робочої поверхні регулюючого кулачка (рис. 6.5).



a

б



в

Рисунок 6.5 – Можливі пошкодження деталей механізму руху роторно-поршневого пневмодвигуна 12РПД 4,4/1,75 при неправильно обраних зазорах між поршнем та робочим циліндром:

a – розрив рухомої ланки чотирикутника механізму руху; *б* – пошкодження поршня; *в* – пошкодження поверхні регулюючого кулачка

Недостатній зазор між сполучною парою корпус–центральный ротор двигуна призводить до наступного:

- виникнення задирів на внутрішніх поверхнях корпусу;
- заклинювання центрального ротора у корпусі з подальшим різким перенавантаженням деталей механізму руху та вихід їх з ладу.

Величина мінімально необхідного зазору між сполучними парами поршень–робочий циліндр та центральный ротор–корпус роторно-поршневого пневмодвигуна залежить від матеріалу (через коефіцієнт лінійного розширення), з якого вони виготовлені, а також від їх робочої температури (тобто температура до якої відповідні деталі нагріваються або охолоджуються при енергоперетворенні стиснутого робочого тіла).

Діапазон зміни температур у роторно-поршневому двигуні знаходиться у межах від $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при роботі без попереднього підігріву робочого тіла на вході у впускний ресивер двигуна) і до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при використанні підігріву стиснутого повітря), тому зазори між сполучними парами деталей повинні забезпечувати нормальну та безвідмовну роботу двигуна у межах цього діапазону.

При проведенні експериментальних досліджень дослідного зразка роторно-поршневого двигуна сполучна пара робочий циліндр–поршень була виготовлена у двох варіантах:

- робочий циліндр (центральный ротор) виготовлено із чавуну, а поршень з алюмінієвого сплаву;
- робочий циліндр та поршень виготовлено із чавуну.

Сполучна пара корпус двигуна–центральный ротор також була виготовлена у двох варіантах:

- центральный ротор виготовлено із чавуну, а корпус двигуна з алюмінієвого сплаву (рис. 6.6,*a*);
- центральный ротор виготовлено із чавуну, а корпус двигуна з алюмінієвого сплаву та запресованою чавунною втулкою (див. рис. 6.6,*б*).

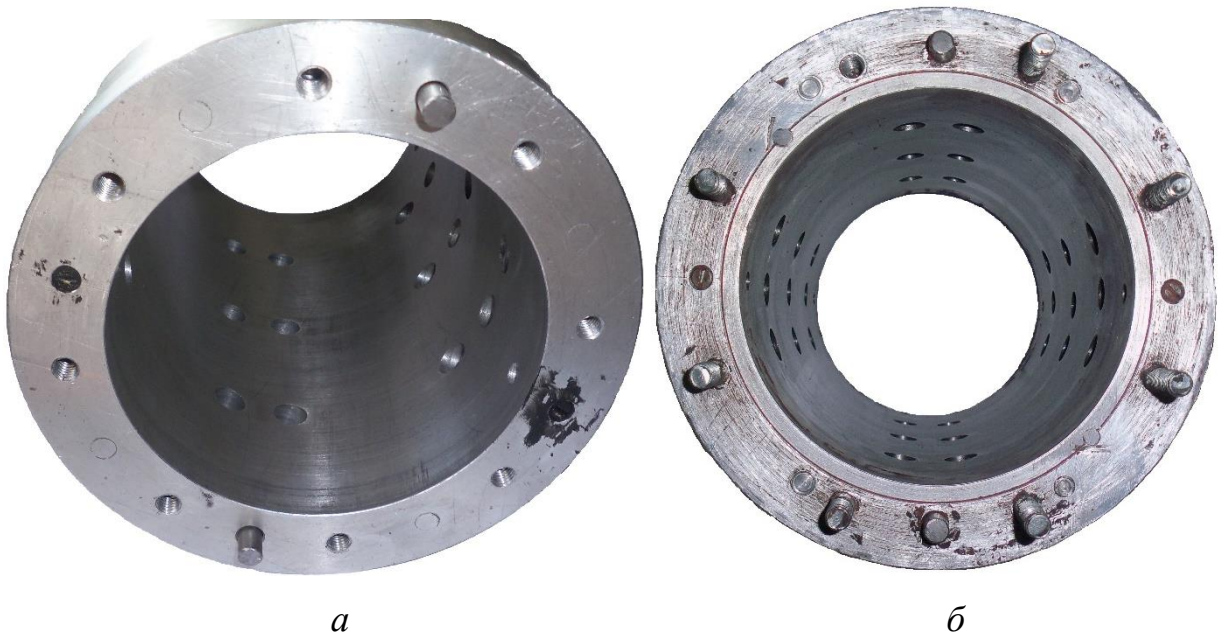


Рисунок 6.6 – Варіанти виготовлення корпусу роторно-поршневого двигуна:
a – цільний корпус, виготовлений з алюмінієвого сплаву; *б* – корпус виготовлено з алюмінієвого сплаву із запресованою чавунною втулкою

Величину зазору між сполучними деталями можна попередньо оцінити за допомогою рекомендацій [321]. Так, наприклад, величина зазору між поршнем, виготовленим зі сталі, та робочим циліндром, виготовленим із чавуну, для поршневого компресора малої потужності без ущільнюючих кілець складає:

$$\Delta = 3...4 \cdot D_{\text{ц}} / 10, \text{ мкм},$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр робочого циліндра, мм.

Для поршневого компресора великої потужності за наявності ущільнюючих кілець значення зазору повинно складати:

– у випадку виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву та робочого циліндра із чавуну

$$\Delta = 7...8 \cdot D_{\text{ц}} / 10, \text{ мкм};$$

– у випадку виготовлення поршня зі сталі та робочого циліндра із чавуну

$$\Delta = 5...6 \cdot D_{\text{ц}} / 10, \text{ мкм}.$$

Ураховуючи рекомендації [321], в табл. 6.1 наведені основні параметри сполучення поршня та робочого циліндра, а також корпусу двигуна й центрального ротора дослідного зразка роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75.

Таблиця 6.1 – Основні параметри сполучних пар деталей роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75

№ з.п.	Деталь	Параметр			
		Матеріал	Номінальний діаметр, мм	Твердість, НВ	Шорсткість, мкм
Сполучення поршня та робочого циліндра					
1	Поршень	Алюмінієвий ливарний сплав марки АК12М2МгН	$44f6^{(-0,025)}_{(-0,041)}$	90	0,16
2	Поршень	Чавун із шароподібним графітом марки ВЧ 50	$44g6^{(-0,009)}_{(-0,025)}$	153...245	0,16
3	Робочий циліндр	Чавун із шароподібним графітом марки ВЧ 50	$44H7^{(+0,025)}_0$	153...245	0,16
Сполучення алюмінієвого корпусу та чавунного ротора					
4	Центральний ротор	Чавун із шароподібним графітом марки ВЧ 50	$125f7^{(-0,043)}_{(-0,083)}$	153...245	0,16
5	Корпус двигуна	Алюмінієвий ливарний сплав марки АК12М2МгН	$125H7^{(+0,04)}_0$	90	0,16
Сполучення корпусу із чавунною втулкою та чавунного ротора					
6	Центральний ротор	Чавун із шароподібним графітом марки ВЧ 50	$125g6^{(-0,014)}_{(-0,039)}$	153...245	0,16
7	Корпус двигуна зі вставною втулкою	Чавун із шароподібним графітом марки ВЧ 50	$125H7^{(+0,04)}_0$	153...245	0,16

Так, номінальний боковий зазор сполучної пари поршень–робочий циліндр при виготовленні обох елементів із чавуну складає 25 мкм, при цьому у випадку виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву зазор дещо збільшується – 33 мкм. Номінальний боковий зазор сполучної пари корпус–ротор при виготовленні корпусу зі вставною втулкою та ротора із чавуну складає 39,5 мкм, при цьому у випадку виготовлення цільного корпусу з алюмінієвого сплаву зазор дещо збільшується – 61,5 мкм.

Для оцінки правильності обраних зазорів сполучної пари поршень–робочий циліндр використовується залежність для розрахунку діаметрального зазору [322]

$$\Delta_d = D_1(1 + \alpha_1 t_1) - D_2(1 + \alpha_2 t_2),$$

де D_1, D_2 – діаметри сполучних деталей двигуна, мм; α_1, α_2 – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів відповідних деталей, $1/^\circ\text{C}$; t_1, t_2 – відповідно температури деталей двигуна, $^\circ\text{C}$.

Для розрахунку діаметрального зазору значення коефіцієнта температурного (лінійного) розширення обирається відповідно до матеріалу деталі та її температури з графіка, наведеному на рис. 6.7. [322].

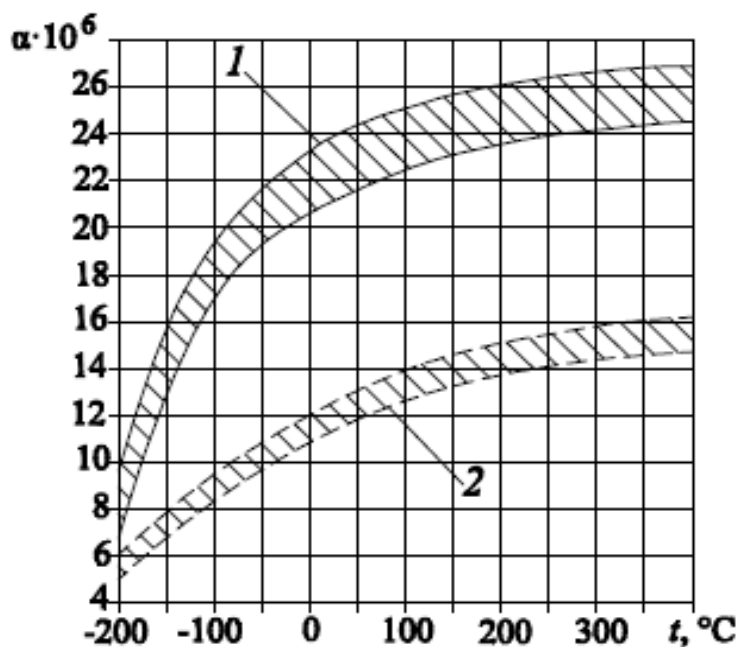
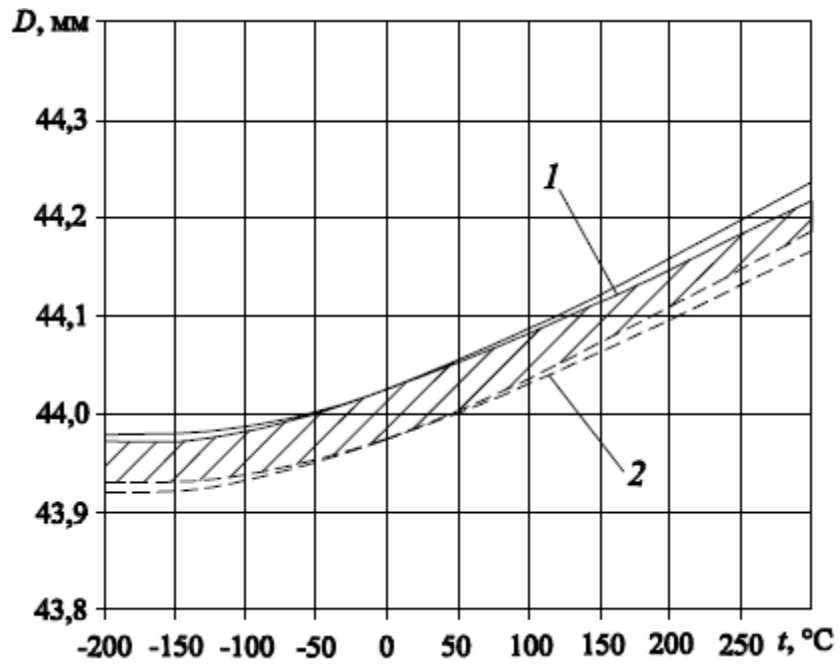


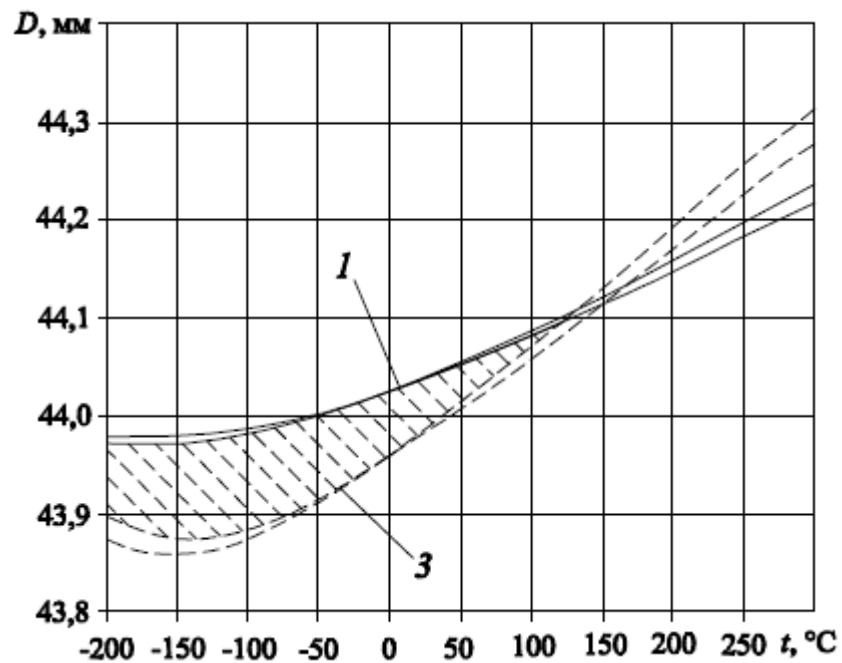
Рисунок 6.7 – Залежність коефіцієнта лінійного розширення від температури:

1 – алюмінієві сплави; 2 – чавуни

На рис. 6.8 подані результати розрахунку зміни діаметрів поршня й робочого циліндра двигуна при різному співвідношенні матеріалів та їх температур, а на рис. 6.9 – зміна поля допуску [323].



a



б

Рисунок 6.8 – Зміна зазору в сполучній парі поршень–робочий циліндр роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 для різних значень температури:

a – поршень та робочий циліндр, виготовлені із чавуну; *б* – поршень виготовлено з алюмінієвого сплаву, а робочий циліндр із чавуну; *1* – зміна діаметра чавунного робочого циліндра; *2* – зміна діаметра чавунного поршня; *3* – зміна діаметра алюмінієвого поршня

З наведених залежностей (див. рис. 6.8 і 6.9) видно, що значення торцевого зазору між робочим циліндром двигуна й поршнем у випадку виготовлення їх із чавуну є практично сталим та забезпечує необхідне гарантоване значення зазору на всьому діапазоні експлуатації роторно-поршневого двигуна (навіть при використанні підігріву робочого тіла перед впускним ресивером).

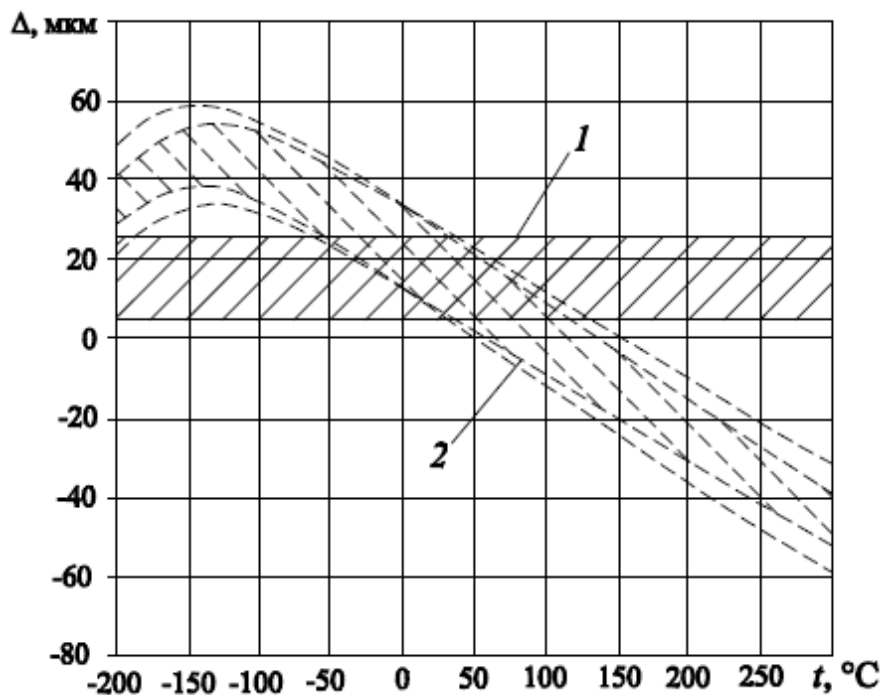


Рисунок 6.9 – Зміна поля допуску торцевого зазору між робочим циліндром і поршнем роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 для різних значень температури: 1 – робочий циліндр та поршень виготовлено із чавуну; 2 – робочий циліндр виготовлено із чавуну, а поршень з алюмінієвого сплаву

У випадку виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву торцевий зазор між робочим циліндром та поршнем забезпечується лише до робочої температури деталей роторно-поршневого двигуна 100 °C, причому зі зростанням температури величина гарантованого зазору інтенсивно зменшується.

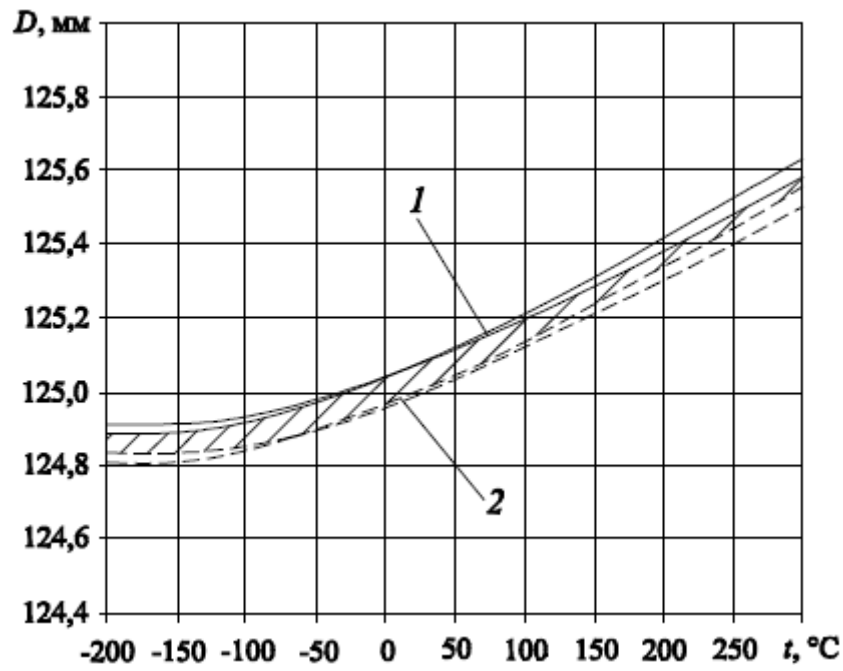
Перевищення значення температури деталей двигуна у 100 °C призведе до заклинювання поршня у робочому циліндрі з подальшим розривом рухомих

ланок чотирикутника, пошкодженням бобишок поршня, а також поверхонь робочого циліндра та регулюючого кулачка (див. рис. 6.5). При цьому на режимах роботи пневмодвигуна в умовах низьких температур деталей спостерігається значне збільшення торцевого зазору в сполучній парі, що призводить до зростання втрат стиснутого робочого тіла та зниження ефективності енергоперетворення. Використання чавунних поршнів дозволяє забезпечити сталість зазору, однак призводить до деякого збільшення загальної маси роторно-поршневого двигуна (до 3,5 %).

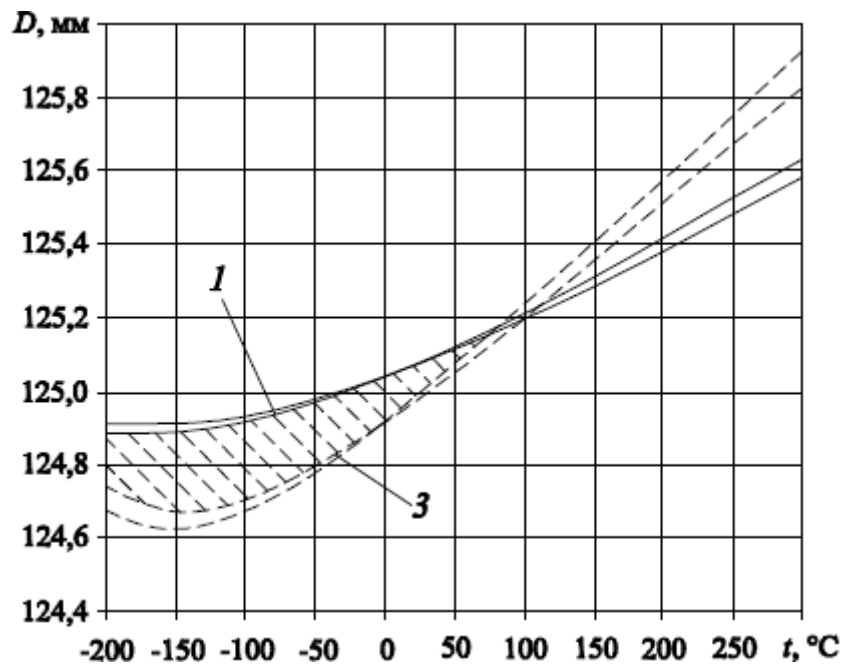
На рис. 6.10 подані результати розрахунку зміни діаметрів корпусу й центрального ротора двигуна при різному співвідношенні матеріалів та їх робочих температур, а на рис. 6.11 – зміна поля допуску. Як і для сполучної пари поршень–робочий циліндр, значення зазору між корпусом двигуна зі вставною чавунною втулкою та чавунним ротором є практично сталим і забезпечує необхідний гарантований зазор на всьому діапазоні роботи за мінімальних втрат робочого тіла. На рис. 6.12 наведено зміну витрати робочого тіла ΔQ для роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 залежно від значення зазору δ між корпусом двигуна та центральним ротором за різних значень тиску робочого тіла в ресивері двигуна.

У випадку виготовлення цільного корпусу з алюмінієвого сплаву зазор між ним та ротором забезпечується лише до робочої температури деталей 80 °С, причому зі зростанням температури величина гарантованого зазору стрімко зменшується. Перевищення значення температури корпусу роторно-поршневого двигуна та центрального ротора у 80 °С призведе до їх заклинювання й зупинки двигуна при одночасному різкому перевантаженні елементів механізму руху.

Застосування вставної чавунної втулки у корпусі також дещо збільшує загальну масу двигуна (на 6,3 %). Так, загальне збільшення маси роторно-поршневого двигуна при використанні чавунних поршнів та вставної чавунної втулки складає 9,8 %.



a



б

Рисунок 6.10 – Зміна зазору в сполучній парі корпус–ротор роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 для різних значень температури:

a – корпус зі вставною чавунною втулкою та чавунний ротор;

б – алюмінієвий корпус та чавунний ротор; *1* – зміна зовнішнього діаметра чавунного ротора; *2* – зміна внутрішнього діаметра корпусу двигуна зі вставною чавунною втулкою; *3* – зміна внутрішнього діаметра алюмінієвого корпусу двигуна

Було виконано серію експериментальних випробувань дослідного зразка роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 із застосуванням різних матеріалів для виготовлення деталей з рекомендованими зазорами сполучних пар. Випробування проводилися на різних експлуатаційних режимах роботи двигуна та за різних температур робочого тіла з подальшим розбиранням та дефектацією деталей (візуальний огляд і заміри розмірів). Проведена дефектація деталей роторно-поршневого двигуна показала, що рекомендовані зазори сполучних деталей є правильними та здатні забезпечити працездатність двигуна при необхідному ущільненні робочого циліндра.

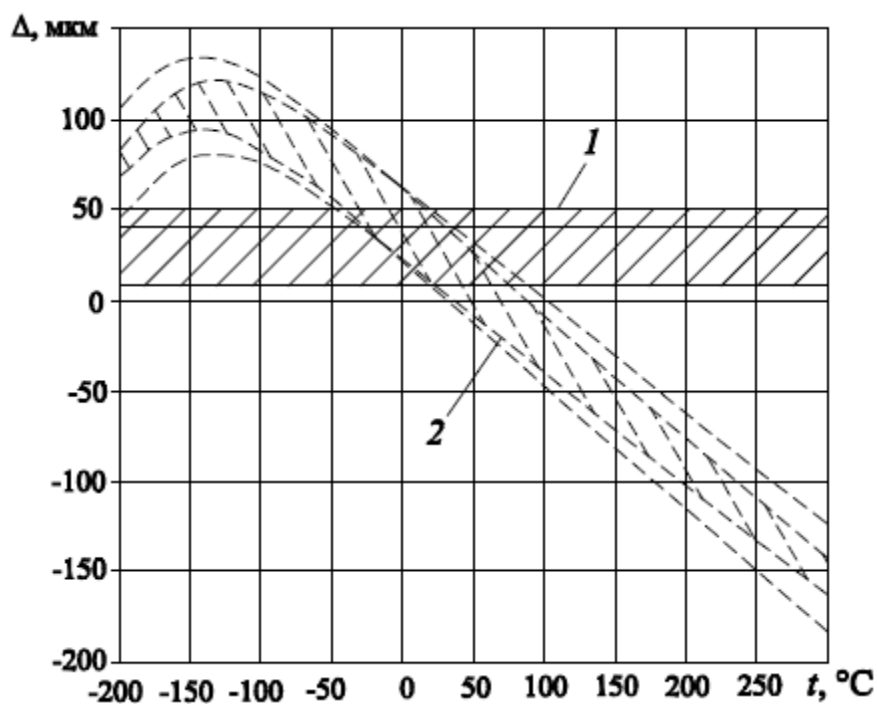


Рисунок 6.11 – Зміна поля допуску торцевого зазору між корпусом та ротором роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75:

1 – корпус зі вставною чавунною втулкою і чавунний ротор;

2 – алюмінієвий корпус та чавунний ротор

Якісне ущільнення торців ротора забезпечує зниження втрат стиснутого робочого тіла та дозволяє підвищити ефективність енергоперетворення у двигуні. На рис. 6.13 наведено можливі конструктивні схеми ущільнення торців ротора та корпусу двигуна. Так, на рис. 6.13,а подано варіант використання лабіринтового ущільнення, яке належить до

безконтактного ущільнення та являє собою ряд послідовно розміщених один за одним вузьких кільцевих щілин і камер [324]. Зазори між центральним ротором та фланцем (кришкою) утворюються за рахунок їх кільцевих поверхонь і загострених кромek гребнів, які розділюють камери. Ущільнення (дроселювання) відбувається за рахунок переведення різниці потенційних енергій робочого тіла розділених порожнин у кінетичну, а потім у тепло за рахунок погашення швидкості тертям.

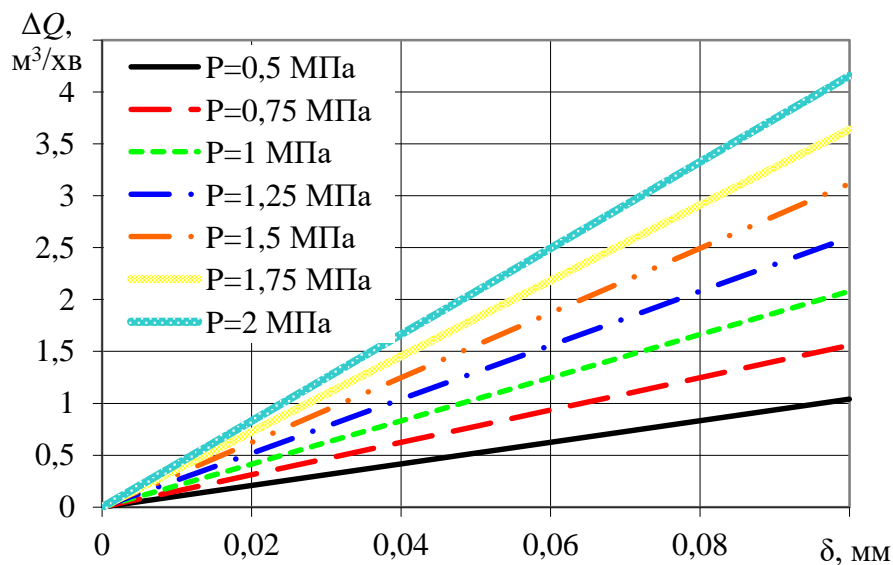


Рисунок 6.12 – Залежність витрати робочого тіла від значення зазору між корпусом роторно-поршневого двигуна та центральним ротором

Підвищення надійності ущільнення можна досягти за рахунок [324]:

- мінімізації розмірів зазору;
- зменшення розмірів струменя робочого тіла у зазорі шляхом створення відривної течії (це можливо здійснити завдяки загостренню кромek гребнів та різкої зміни напрямку потоку);
- зменшення швидкості потоку в щілині шляхом збільшення кількості гребнів;
- більш повного погашення швидкості у камерах завдяки збільшенню протяжності щілин.

Перевагою даного способу ущільнення є те, що він не відбирає корисну енергію від центрального ротора. Однак, як показала практика, лабіринтове

ущільнення призводить до підвищення втрат стиснутого робочого тіла, особливо за низьких обертів двигуна. Для підвищення ефективності застосування енергії стиснутого робочого тіла більш доцільним є використання ущільнення за рахунок гумових круглих кілець та армованих манжетів (див. рис. 6.13,б).

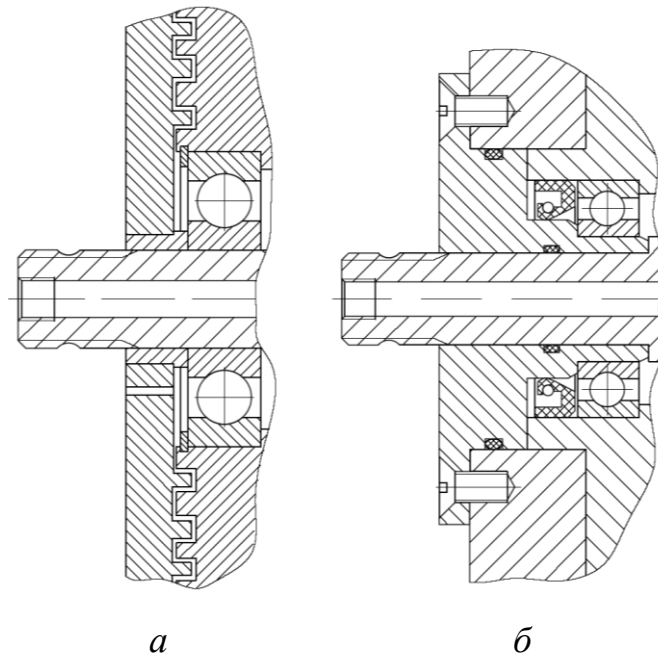


Рисунок 6.13 – Конструктивні схеми ущільнення торців ротора та корпусу двигуна: *a* – лабіринтове ущільнення; *б* – ущільнення гумовими круглими кільцями для гідравлічних і пневматичних пристроїв та гумовими армованими манжетами

Відхилення від перпендикулярності та перехрещення осей попарно опозитних радіально виконаних циліндрів, розміщених в одному розрізі, має складати 0,02...0,03 мм. Крім того, важливим є забезпечення перпендикулярності осі кожного циліндра до осі центрального ротора, оскільки значне відхилення від перпендикулярності призведе до порушення геометрії руху рухомих ланок шарнірного чотирикутника відносно регулюючого кулачка. Радіальне биття зовнішньої поверхні ротора та центрального отвору (місце встановлення регулюючого кулачка), а також

відхилення від паралельності його торців повинно бути не більше 0,010...0,016 мм.

При виготовленні корпусу двигуна та центрального ротора, а також забезпеченні їх взаємного збирання необхідно враховувати вплив залишкових напруг на деформацію деталей. Залишкові напруги виникають у заготовках після лиття, гарячої та холодної обробок тиском, зварювання, термічної, хіміко-термічної, механічної та інших видів обробки, а також нанесення покриттів [325]. У кінцевому результаті залишкові напруги призводять до виникнення похибки розмірів деталі, відхилення форми та розташування поверхонь.

Для зменшення впливу залишкових напруг необхідно, по-перше, обирати заготовки з якомога меншим припуском на обробку, а по-друге, обробляти сполучні поверхні останніми. Так, при виготовленні ротора двигуна остаточна обробка зовнішнього діаметра здійснюється після виконання центрального отвору під встановлення регулюючого кулачка та розточування робочих циліндрів (див. рис. 6.3). При цьому остаточна обробка зовнішнього діаметра ротора відбувається із закріпленим вихідним валом, який потім не знімається для запобігання деформації.

Остаточну обробку центрального отвору корпусу двигуна (див. рис. 6.1) потрібно виконувати після фрезерування випускних та випускних ресиверів, а також після остаточного виготовлення центрального ротора з метою узгодження посадочних розмірів.

Для виготовлення поршнів двигуна використовується алюмінієвий сплав Д1 або високоміцний чавун із шароподібним графітом ВЧ 50. Заготовка для поршня виконана у вигляді поковки. Оскільки у робочому циліндрі відбувається розширення стиснутого робочого тіла, а не згоряння, як у ДВЗ, для зменшення втрат стиснутого повітря зовнішній діаметр головки поршня D та юбки виконується однаковим (рис. 6.14).

Для забезпечення збирання механізму руху з поршнями у центральному роторі на юбці поршня виконані заниження h . Вони дозволяють

звести центри поршневих пальців таким чином, щоб діаметр d , описаний довкола вершин поршневих пальців, дорівнював діаметру центрального отвору ротора. Тобто при проектуванні потрібно враховувати й фактор збирання механізму руху та обирати таке співвідношення ходу поршня і діаметра, щоб заниження h на юбці поршня не було критично великим.

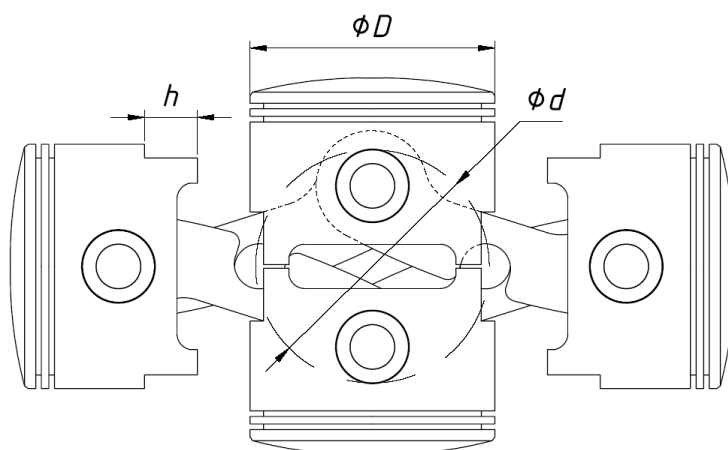


Рисунок 6.14 – Конструктивна схема збирання механізму руху з поршнями у центральному роторі

Точність обробки зовнішньої поверхні поршня повинна бути не менше 6 квалітету. Поверхні поясків, гребнів, а також твірних дна канавок для кілець мають бути концентричними відносно осі поршня, при цьому допустиме биття не більше 0,1 мм. Торцеві поверхні канавок для встановлення поршневих кілець повинні бути перпендикулярні до осі поршня. Допуск перпендикулярності має складати 0,07 мм на довжині 25 мм, а допуск биття торцевих поверхонь канавок для поршневих кілець – 0,06 мм. Для забезпечення рівномірності обертання поршні, якими комплектується один

двигун, повинні бути підібрані за масою. Тобто різниця в масі між поршнями одного комплекту не має перевищувати 2 г. Шорсткість бокової поверхні поршня повинна складати $Ra = 1,25$ мкм, а канавок під кільця – $Ra = 2,5$ мкм.

Найважливішим елементом роторно-поршневого двигуна є механізм руху (рис. 6.15), який складається із шарнірного чотирикутника, утвореного рухомими ланками, та регулюючого кулачка, розміщеного у центрі цього чотирикутника. Цей механізм забезпечує перетворення зворотно поступального руху поршня в обертальний рух центрального ротора, а також дозволяє змінювати фази газорозподілу й здійснювати реверс двигуна без погіршення його показників роботи.

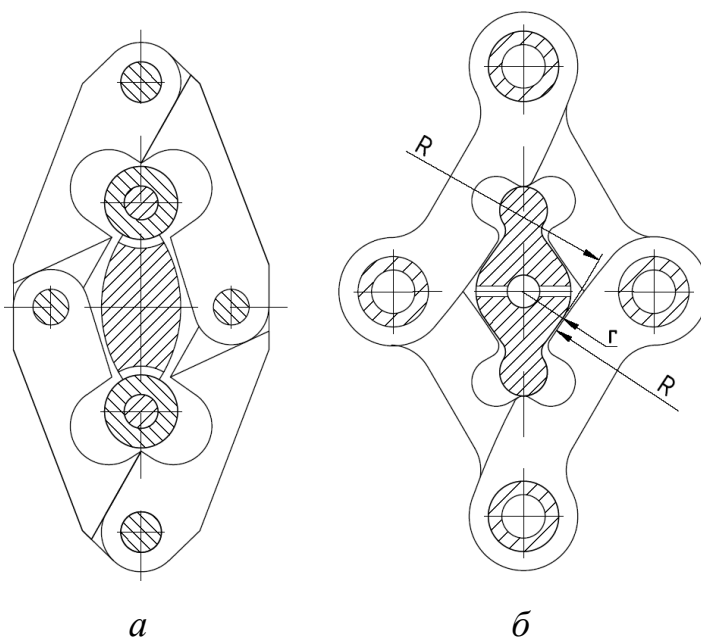


Рисунок 6.15 – Конструктивні схеми шарнірного чотирикутника та регулюючого кулачка: *а* – кулачок з рухомими роликками; *б* – цільний кулачок з округленими опорними вершинами

На рис. рис. 6.15,*а* подано один з варіантів механізму руху. Так, регулюючий кулачок має на своїх вершинах рухомі ролики, встановлені на осі, а ланки на своїй бічній поверхні – западини та рівні ділянки, які контактують з відповідними поверхнями кулачка. При переміщенні протилежно розміщених поршнів від ВМТ до НМТ рухомі ланки западинами обкатуються по вершинам кулачка (роликама) та рівними ділянками по його бічній поверхні.

На рис. рис. 6.15,б наведено значно спрощену конструкцію механізму руху. У поданій конструкції кулачок виконаний у вигляді цільного стрижня з поперечним перерізом у формі криволінійного ромба з округленими опорними вершинами, тобто відсутні ролики та осі, на яких вони обертаються. Це суттєво спрощує конструкцію кулачка і підвищує його надійність. Бічна поверхня рухомої ланки шарнірного чотирикутника має радіус округлення R , а в центрі – западину радіусом, що дорівнює радіусу заокруглення вершини кулачка. Це забезпечує можливість рухомої ланки обкатуватися по профілю регулюючого кулачка з мінімальною площею контакту.

Регулюючий кулачок та рухомі ланки працюють в умовах тертя і зносу, тому повинні витримувати велику кількість циклів високих контактних напружень та ударних навантажень. Крім того, до регулюючого кулачка висуваються вимоги пластичності/в'язкості та міцності серцевини при забезпеченні високої твердості зовнішньої поверхні. Тому для виготовлення регулюючого кулачка та ланок застосовуються конструкційні леговані хромонікелеві сталі марок 12X3A, 12X2H4A та 20X2H4A, які досить гарно обробляються ріжучим інструментом (твердість за Бринеллем у відпаленому або високівідпущеному стані складає 217...269 НВ). Наявний у складі сталей зазначених марок нікель повністю розчиняється у твердому розчині та забезпечує значне збільшення твердості й міцності фериту, а одночасна присутність у складі сталі хрому дозволяє досягти досить гарного поєднання її механічних властивостей (міцності та в'язкості), а також високої прогартовуваності. Дані сталі використовуються для особливо відповідальних деталей, які працюють за мінусових температур ($-120...-100$ °C) та мають змогу цементації поверхні до високої твердості (60...62 HRC), зносостійкості та контактної міцності [326, 327]. Насичення вуглецем відбувається досить плавно, а виконання необхідних рекомендацій щодо цементації не призводить до утворення цементиту. Крім того, зазначені марки сталі не утворюють значної кількості залишкового аустеніту.

Для виготовлення рухомих ланок також можна застосовувати конструкційні леговані сталі марок 40X, 40XH, 40XHM, які можуть працювати при багаторазових змінних динамічних і вібраційних навантаженнях, мають підвищену зносостійкість та високу твердість (45...50 HRC) [326, 327].

Точність обробки робочих поверхонь регулюючого кулачка та рухомих ланок повинна бути не менше 6 квалітету, а шорсткість має складати $Ra = 0,63$ мкм. Радіальне биття зовнішньої поверхні регулюючого кулачка відносно центральної осі, а також відхилення профілю повздовжнього перетину повинні бути не більше 0,01 мм. Допуск на відстань між центрами отворів у рухомих ланках під поршневі пальці має складати $\pm 0,01 \dots 0,02$ мм, а непаралельність бічних поверхонь ланки – 0,01 мм.

Роторно-поршневий двигун може мати дві конструктивні схеми розміщення опорних підшипників (рис. 6.16), на яких обертається центральний ротор: підшипники розміщені у фланцях (кришках, що закривають торці корпусу) або один з підшипників розміщений у корпусі, а інший у фланці.

Розміщення підшипників ротора у корпусі спрощує конструкцію двигуна (зменшується кількість деталей), але ускладнює технологію виготовлення. Схема розміщення опорних підшипників центрального ротора у торцевих окремих від корпусу фланцях є більш доцільною. У такому випадку співвісне розміщення фланців та корпусу відносно осі обертання центрального ротора забезпечується внутрішнім діаметром корпусу двигуна, а центрування фланців здійснюється за рахунок точного виготовлення зовнішнього посадочного діаметра. Усунення осьового люфту в шарикопідшипниках (рекомендований клас точності В) та встановлення гарантованого зазору (рекомендоване значення 0,01...0,02 мм) між торцем центрального ротора й корпусом 1 (див. рис. 6.16,а) або фланцем 2 (див. рис. 6.16,б) забезпечується за допомогою підгонки регулюючого кільця 4.

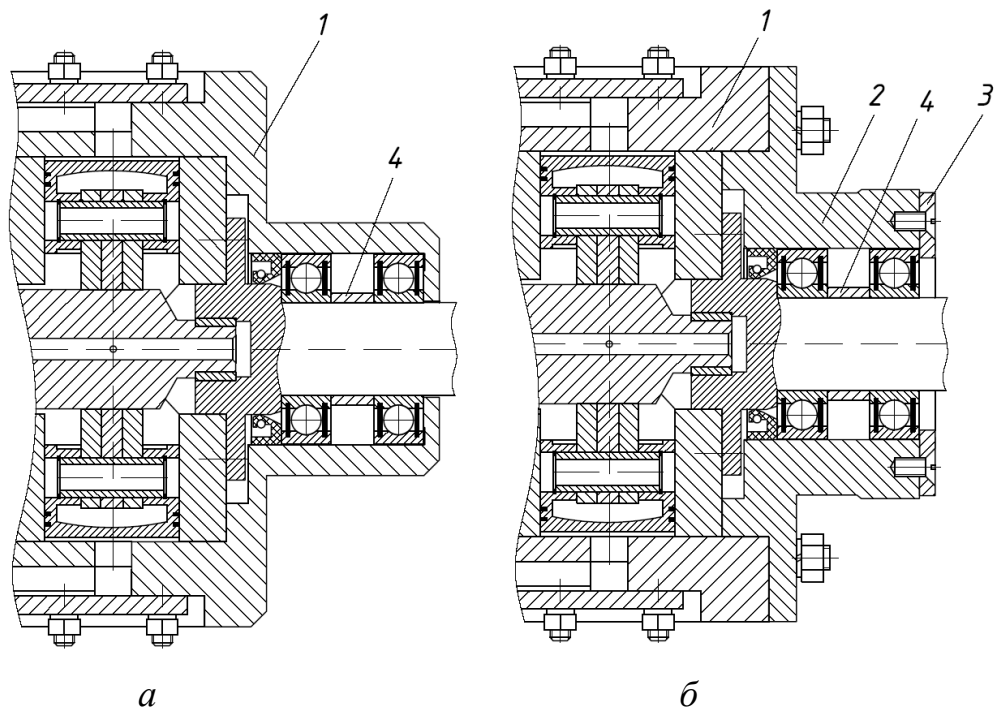


Рисунок 6.16 – Конструктивні схеми розміщення опорних підшипників центрального ротора: *а* – у корпусі двигуна; *б* – у кришках;

1 – корпус двигуна; *2* – фланець (кришка); *3* – кришка підшипника;

4 – регулююче кільце

Після остаточного збирання вихідний вал роторно-поршневого двигуна повинен вільно обертатися у різні боки без заїдань та заклинювання.

6.1.3. Розробка практичних рекомендацій щодо обкатки та контрольних випробувань нових зразків роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху при серійному виробництві

Стендові випробування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху можна умовно розділити на науково-дослідні випробування нових, дослідних зразків (найбільш об'ємні й трудомісткі) та випробування серійних двигунів. Науково-дослідні випробування нового зразка роторно-поршневого двигуна досить докладно розкрито у третьому розділі дисертації, тому більш цікавим є саме стендові випробування двигунів при серійному виготовленні.

Стендові випробування роторно-поршневих двигунів при серійному виготовленні складаються з обкатки зібраного двигуна, контрольних випробувань при здачі, а також стандартно-типових випробувань, притаманних для даного типу двигунів.

Після збирання роторно-поршневого двигуна, перш за все, проводиться його обкатка, тобто відбуваються притирання й припрацювання всіх сполучних деталей тертя. Причому попереднє притирання поршнів та циліндрів, а також рухомих ланок і регулюючого кулачка відбувається ще на стадії збирання (рис. 6.17). Попереднє притирання виконується без встановлення центрального ротора у корпус на свердлильному верстаті. Під час притирання до робочих циліндрів та регулюючого кулачка додається масло для забезпечення змащення поверхонь, відведення тепла тертя та вимивання продуктів зношення.



Рисунок 6.17 – Притирання механізму руху та циліндрів з поршнями роторно-поршневого двигуна

З початку обкатки роторно-поршневого двигуна встановлюються мінімальні оберти та навантаження з подальшим плавним підвищенням і регулюванням. Наприкінці обкатки двигуна досягаються номінальні оберти та

його потужність. Тривалість обкатки напряду залежить від характеристик двигуна та робочого тіла (обертів, потужності, тиску й температури робочого тіла, а також від матеріалів, з яких виготовлено деталі двигуна).

Відповідно до творчої співпраці між Національним університетом кораблебудування імені адмірала Макарова та Машинобудівним підприємством «МОТОРСЕРВІСПРОМ» було розроблено практичні рекомендації щодо послідовності й тривалості обкатки, а також тривалості проведення контрольних випробувань ряду роторно-поршневих двигунів (12РПД 4,4/1,75; 20РПД 4,5/1,75; 20РПД 3,0/1,15) (**акт впровадження – додаток Б**). Приклад послідовності й тривалості обкатки роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75 подано у таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Послідовність проведення обкатки роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75

№ з.п.	Кількість обертів центрального ротора, % (від номіналу)	Потужність двигуна, % (від номіналу)	Тривалість роботи на режимі, хв
1	45	Холостий хід	5
2	60	10	10
3	60	14	10
4	65	15	10
5	65	27	10
6	80	32	10
7	80	41	10
8	80	51	10
9	95	60	10
10	95	68	20
11	95	78	20
12	100	84	20
13	100	91	30
14	100	100	30
Тривалість розвантаження між режимами, хв			10
Загальна тривалість обкатки роторно-поршневого двигуна, хв (год)			215 (3 год 35хв)

При виконанні контрольних випробувань роторно-поршневого двигуна фіксуються остаточні параметри роботи та характеристики. Рекомендації щодо тривалості виконання контрольних випробувань на прикладі двигуна 12РПД-4,4/1,75 наведено у таблиці 6.3.

Типові випробування роторно-поршневих двигунів при серійному виробництві здійснюється вибірково на одному з двигунів виготовленої партії. Головною метою типових випробувань є, перш за все, перевірка однаковості виробництва (забезпечення стабільно однакових конструктивних розмірів, технології виготовлення та збирання на всіх двигунах різних партій), експлуатаційних характеристик, а також надійності й довговічності роботи (визначення ресурсу двигуна до переборки).

Таблиця 6.3 – Тривалість проведення контрольних випробувань роторно-поршневого двигуна 12РПД 4,4/1,75

№ з.п.	Потужність двигуна, % (від номіналу)	Тривалість роботи при номінальній частоті обертання центрального ротора, хв
1	Холостий хід	20
2	50	40
3	75	40
4	100	60
5	110 (з перевантаженням)	20
Загальна тривалість роботи роторно-поршневого двигуна на режимах, хв (год)		180 (3 год)

Тривалість проведення випробувань залежить від потужності та призначення двигуна, параметрів робочого тіла, режимів й умов експлуатації та ін. Однак, ураховуючи подібність конструкції, для всіх роторно-поршневих двигунів можна виділити ряд однакових параметрів, що визначаються при типових випробуваннях:

- мінімальний тиск робочого діла, що забезпечує пуск двигуна;
- питома ефективна витрата робочого тіла при різному направленні обертання центрального ротора (повинна бути однакова);
- мінімальна температура робочого тіла на виході з двигуна;
- рівень шуму та вібрації;
- параметри системи керування й регулювання.

Залежно від призначення роторно-поршневого двигуна додатково може бути визначено ефективність підігріву робочого тіла на вході в двигун та енергетичний баланс ЕУ в цілому.

6.2. Реалізація результатів наукового дослідження роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху на об'єктах промисловості

Відповідно до договору про дружню співпрацю з Машинобудівним підприємством «ТЕПЛОМАШПРОГРЕС» розроблено проект модернізації пневматичного приводу суднового крана з вантажопідйомністю до 1000 кг (акт впровадження – додаток Г). Загальний вигляд та основні габаритні розміри допоміжного суднового крана з модернізованим пневматичним приводом подано на рис. 6.18, а схема приводу – на рис. 6.19.

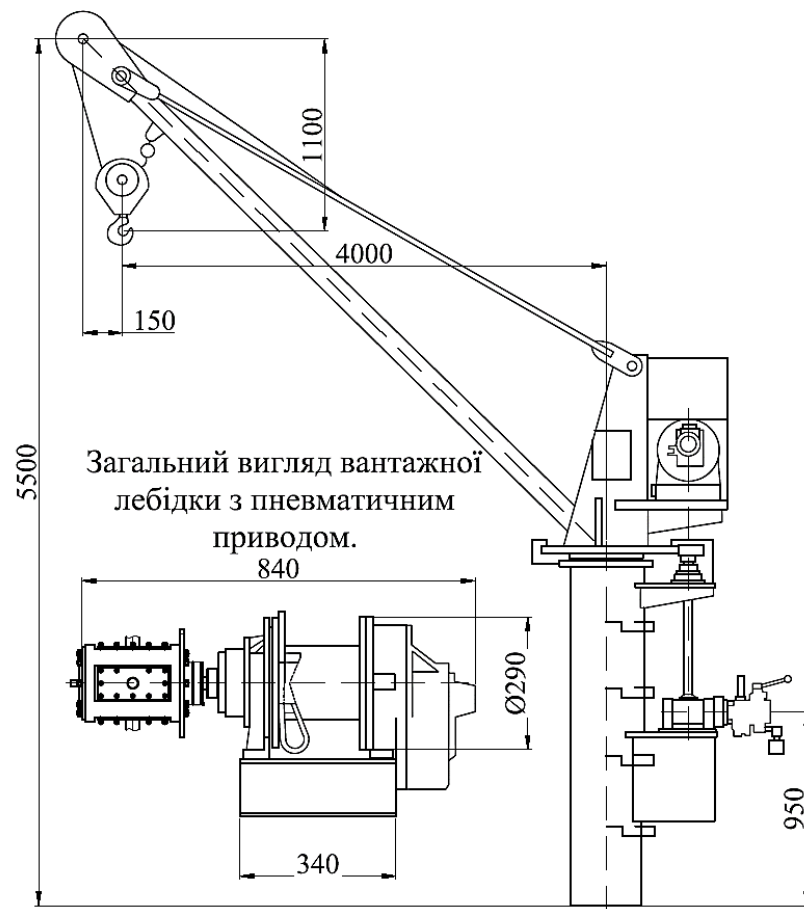


Рисунок 6.18 – Загальний вигляд та основні габаритні розміри допоміжного суднового крана з пневматичним приводом на базі роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

У складі приводу крана застосовується роторний двигун потужністю 2,6 кВт, із частотою обертання 1500 об/хв та робочим тиском повітря 0,6 МПа. Для зменшення енерговитрат на стиснення повітря було запропоновано використати як пневмодвигун більш економічний роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху. Так, відповідно до технічного завдання було розроблено проект модернізації приводу та виконана оцінка ефективності застосування нового роторно-поршневого двигуна у складі приводу.

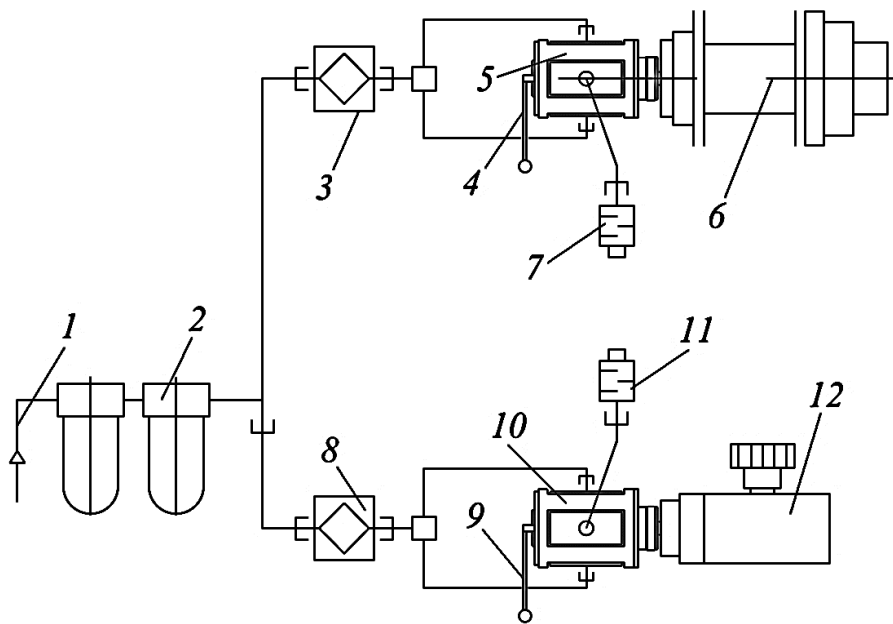


Рисунок 6.19 – Схема пневматичного приводу вантажної лебідки:
 1 – магістраль живлення стиснутим повітрям; 2 – фільтр основної магістралі живлення; 3 – фільтр приводу лебідки; 4 – маніпулятор; 5 – привід лебідки; 6 – вантажна лебідка; 7 – глушник; 8 – фільтр приводу повороту; 9 – маніпулятор; 10 – привід поворотного редуктора; 11 – глушник; 12 – редуктор

Порівняння основних характеристик допоміжного суднового крана зі стандартним та модернізованим приводом наведено у таблиці 6.4. Модернізація пневматичного приводу суднового крана дозволила знизити питому витрату стиснутого повітря на 34...48 %, що, у свою чергу, забезпечило зниження енерговитрат на стиснення повітря.

Таблиця 6.4 – Основні характеристики допоміжного суднового крана та його приводу

№ з.п.	Параметр	Значення	
		Базовий	Модернізований
1	Вантажопідйомність крана, кг	1000	1000
2	Швидкість підйому вантажу, м/хв	10	10
3	Довжина сталюого каната лебідки (за умов діаметра каната 8 мм), м	52	52
4	Робоче навантаження на барабан, кН	5,15	5,15
5	Максимальне навантаження на барабан, кН	9,81	9,81
6	Тип двигуна приводу	Роторний	Роторно-поршневий
7	Робочий тиск повітря, МПа	0,6	0,6
8	Потужність двигуна приводу, кВт	2,6	2,7
9	Частота обертання, об/хв	1500	1400
10	Крутний момент, Н·м	16,6	18,2
11	Питома витрата стиснутого повітря, м ³ /кВт·год	77...93	40...61

Відповідно до договору про дружню співпрацю з Машинобудівним підприємством «ШИПСЕРВІС» розроблено проект модернізації платформного електричного візка ЕТ-2054 (електрокар) вантажопідйомністю 2 т. Електрокари даного типу використовуються підприємством «ШИПСЕРВІС» для переміщення різного вантажу між складськими приміщеннями. Основними недоліками експлуатації даного типу транспортного засобу є невеликий термін служби та досить дорога заміна акумуляторної батареї (вартість батареї складає близько 34 % від вартості самого електричного візка), а також проблеми з постачанням заводом–виробником батарей. На замовлення підприємства було розроблено проект та проведено модернізацію шляхом заміни електричної системи приводу електрокари й електричного двигуна на пневматичний роторно-поршневий двигун об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху (**акт впровадження – додаток Д**).

Загальний вигляд та основні габаритні розміри платформного візка з модернізованим приводом подано на рис. 6.20. У складі приводу платформного електричного візка застосовується електродвигун потужністю 6,0 кВт, який працює від акумуляторної батареї з номінальною напругою 48 В.

Було запропоновано використати як привід платформного візка роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху типу 20РПД 4,4/1,75. Так, відповідно до технічного завдання було розроблено проект модернізації приводу платформного візка та виконано оцінку ефективності застосування нового роторно-поршневого двигуна у складі приводу.

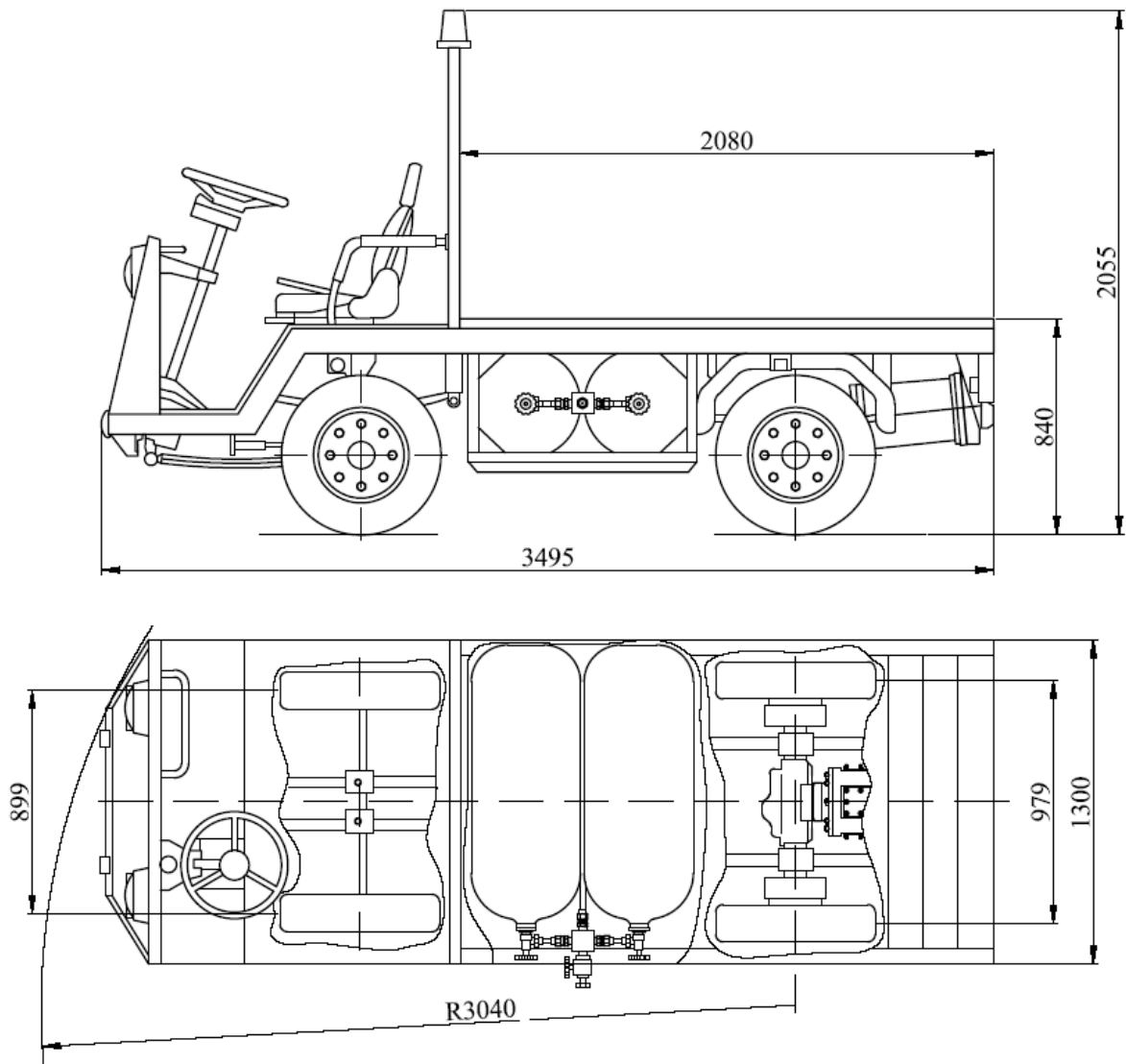


Рисунок 6.20 – Схема платформного візка з пневматичним приводом на базі роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Порівняння основних характеристик стандартного платформного електричного візка ЕТ-2054 та модернізованого наведено у таблиці 6.5, а в

таблиці 6.6 – основні характеристики роторно-поршневого двигуна й пневматичного приводу.

Таблиця 6.5 – Основні характеристики платформного візка

№ з.п.	Параметр	Значення	
		Базовий	Модернізований
1	Номінальна вантажопідйомність, кг	2000	2000
2	Максимальна швидкість пересування з номінальним навантаженням, км/год	14	14
3	Мінімальний радіус повороту, мм	3040	3040
4	Ухил, який може здолати з вантажем, %	12	12
5	Габаритні розміри, мм:		
	– довжина	3495	3495
	– ширина	1300	1300
6	Розміри вантажної платформи, мм:		
	– довжина	2080	2080
	– ширина	1300	1300
	– висота	840	840
7	Маса в робочому стані, кг	1940	1550
8	Тип двигуна	Електричний	Пневматичний
9	Номінальна потужність двигуна, кВт	6	6

Таблиця 6.6 – Основні характеристики роторно-поршневого двигуна 20РПД 4,4/1,75 та пневматичного приводу платформного візка на його базі

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Кількість циліндрів	20
2	Діаметр циліндра, мм	44
3	Хід поршня, мм	17,5
4	Відносний мертвий об'єм	0,015
5	Номінальна потужність, кВт	6,0
6	Максимальний крутний момент, Н·м	43
7	Максимальна частота обертання, об/хв	1800
8	Робочий тиск, МПа	0,7...0,9
9	Питома ефективна витрата повітря, м ³ /кВт·год	42...65
10	Матеріал балонів	Металопластиковий
11	Габаритні розміри балона, мм:	
	– діаметр	398
	– довжина	1165
12	Об'єм балона для зберігання стиснутого повітря, м ³	0,1
13	Вага балона, кг	63,5
14	Робочий тиск балона, МПа	20
15	Кількість балонів	2

Для зберігання стиснутого повітря на платформному візку запропоновано використовувати металопластикові балони об'ємом 100 л та

робочим тиском 20 МПа. Конструкція балона двошарова, тобто алюмінієвий лейнер, який посилено плетенням з карбонового волокна, що забезпечує значне зниження маси балонів до 63,5 кг. Зовнішні та внутрішні поверхні балона надійно захищені спеціальним покриттям, стійким до корозії протягом розрахункового терміну експлуатації балона. Крім того, для збільшення запасу стиснутого повітря та зниження маси енергетичної установки можна застосовувати балони з полімерного матеріалу, армуючою оболонкою, композитного матеріалу або вуглецевого волокна. Вага таких балонів менша майже вдвічі, а тиск зберігання може складати 35...40 МПа. Однак вартість таких балонів значно більша та потребує для заправки наявності компресорів високого тиску.

Відповідно до договору про дружню співпрацю з Авіаремонтним підприємством «АВИАФИНСЕРВИС» розроблено проект модернізації виробничого обладнання, а саме переносного свердлильного верстата СПС-50 з електромагнітною основою (**акт впровадження – додаток Е**).

Переносний свердлильний верстат СПС-50 призначений для свердлення отворів діаметром до 50 мм у великогабаритних деталях зі сталі середньої твердості, а також у виробках з металоконструкцій. Відмінною особливістю даного свердла є наявність електромагніту, який змонтовано в основі свердла та дає змогу кріпитися на поверхню деталі. Використання в таких верстатах пневмодвигунів обумовлено стійкістю до перевантаження у разі заклинювання свердла, надійністю, високими показниками питомої потужності на одиницю маси та невеликими масогабаритними показниками.

Порівняння основних характеристик стандартного переносного свердлильного верстата СПС-50 та модернізованого за рахунок застосування роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху наведено у таблиці 6.7. На рис. 6.21 подано складальне креслення модернізованого свердлильного верстата СПС-50 з роторно-поршневим двигуном об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 12РПД 3,0/1,15.

Таблиця 6.7 – Порівняння основних технічних характеристик базового переносного свердлильного верстата СПС-50 та модернізованого

№ з.п.	Параметр	Значення	
		Базовий	Модернізований
1	Найбільший діаметр свердлення, мм	50	50
2	Найбільша глибина свердлення без перестановки свердла, мм	80	80
3	Кількість обертів шпинделя під навантаженням, об/хв	200	200
4	Тип двигуна приводу	Роторний	Роторно-поршневий
5	Найбільша потужність, кВт	2	2
6	Робочий тиск повітря, МПа	0,6	0,6
7	Питома витрата стиснутого повітря, м ³ /кВт·год	84	43
8	Діаметр повітряного шланга мережі живлення, мм	19	19
9	Габаритні розміри, мм:		
	– довжина	300	300
	– ширина	180	180
	– висота	435	435
10	Внутрішній конус Морзе шпинделя	№ 4	№ 4
11	Вага верстата, кг	35,0	36,5

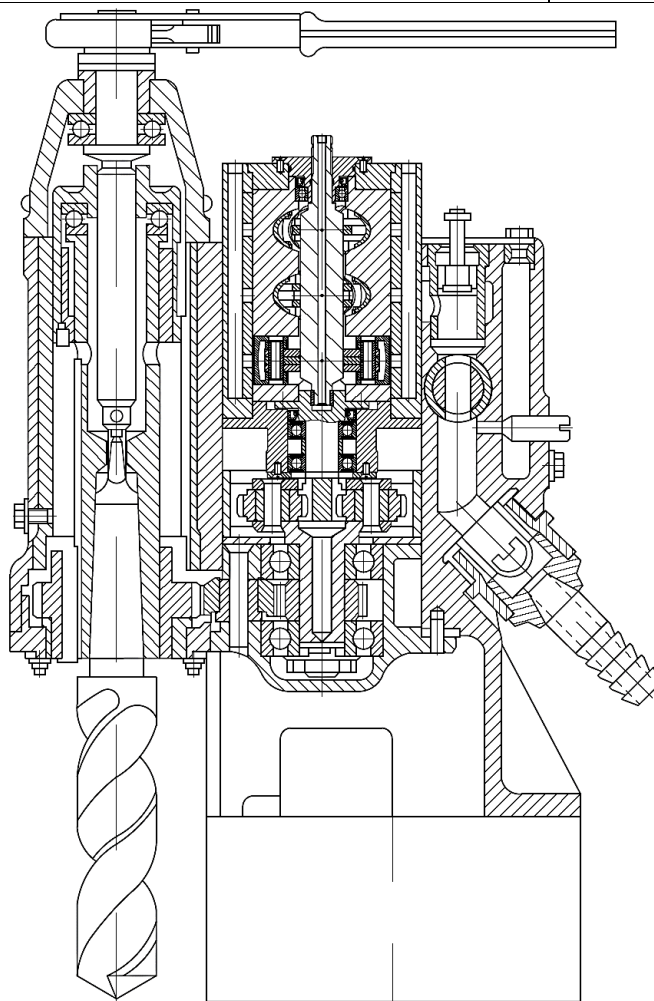


Рисунок 6.21 – Модернізований свердлильний верстат СПС-50 з роторно-поршневим двигуном об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Використання в конструкції свердлильного верстата роторно-поршневого двигуна дещо збільшує вагу (на 4,3 %), однак забезпечує значну економію стиснутого повітря (зниження питомої ефективної витрати стиснутого повітря складає до 48 %) та, відповідно, енерговитрат на його стиснення.

На замовлення підприємства «Енерготехнологія» відповідно до договору про дружню співпрацю було розроблено проект модернізації гірничодобувного обладнання, а саме модернізація свердла СРЗ із метою зниження витрати стиснутого повітря (**акт впровадження – додаток Є**). Зниження витрати стиснутого повітря є досить актуальним, оскільки частка енергії, витрачена на генерацію стиснутого повітря в гірничодобувній галузі, може досягати 60 % від загального енергоспоживання підприємством. Гірське свердло СРЗ призначене для буріння шпурів діаметром 36...50 мм у вугільних пластах та м'якій породі. Також свердло СРЗ може застосовуватися для буріння дегазаційних свердловин діаметром до 250 мм та глибиною до 6 м. Як інструмент використовуються спеціальні бури, різці або твердосплавні бурові коронки.

Було запропоновано замінити пневматичний роторний двигун свердла СРЗ на більш економічний роторно-поршневий із шарнірно-кулачковим механізмом руху, причому деяких змін зазнала також і схема живлення (рис. 6.22). З базової схеми було вилучено розпилювач масла, оскільки система змащення роторно-поршневого двигуна відрізняється від роторного (для зменшення тертя між рухомими лопатками й корпусом у потік повітря додається масло) тим, що масло розміщується у внутрішній порожнині ротора та при його обертанні потрапляє на поверхні тертя. Також із системи вилучено розподільник повітря, який керував рухом вихідних ланок пневмодвигуна.

Порівняння основних технічних характеристик серійного свердла СРЗ та модернізованого наведено у таблиці 6.8. На рис. 6.23 подано складальне креслення модернізованого гірського свердла СРЗ із роторно-поршневим двигуном об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

Таблиця 6.8 – Порівняння основних технічних характеристик базового гірського свердла СРЗ та модернізованого

№ з.п.	Параметр	Значення	
		Базовий	Модернізований
1	Діаметр буріння, мм	36...50	36...50
2	Кількість обертів, об/хв	400	400
3	Тип двигуна приводу свердла	Роторний	Роторно-поршневий
4	Найбільша потужність, кВт	2,7	2,7
5	Робочий тиск повітря, МПа	0,6	0,6
6	Питома витрата стиснутого повітря, м ³ /кВт·год	77	48
7	Діаметр повітряного шланга мережі живлення, мм	19	19
8	Габаритні розміри, мм:		
	– довжина	345	355
	– ширина	440	440
	– висота	280	280
9	Вага свердла, кг	14,0	15,5

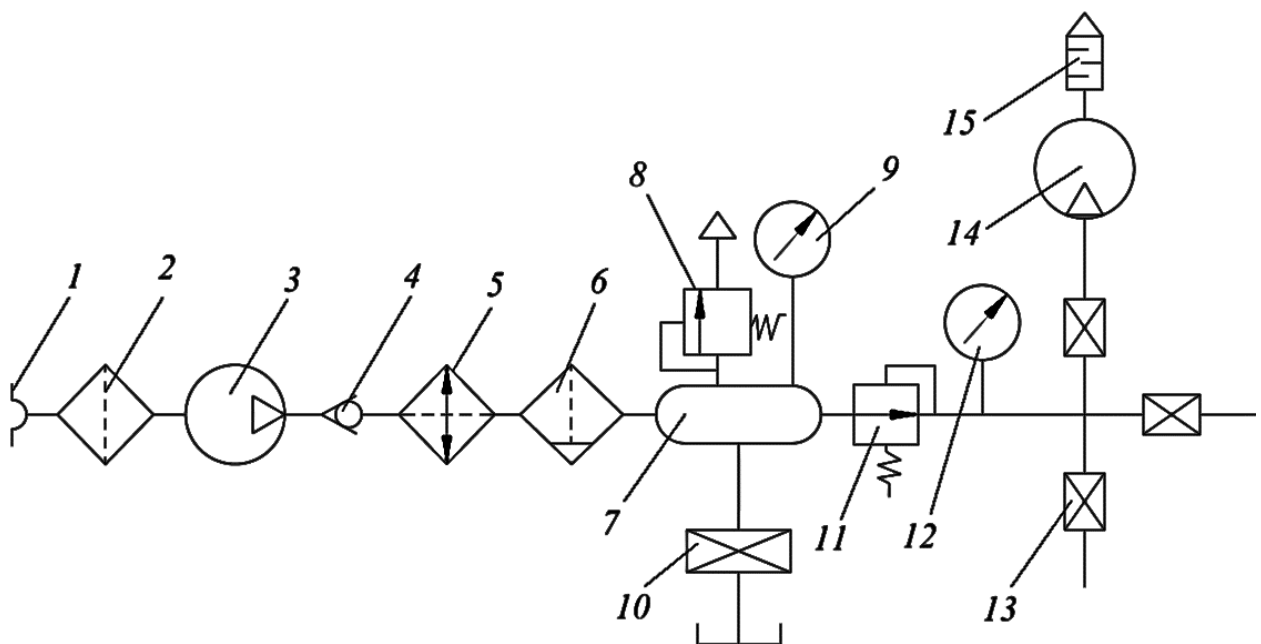


Рисунок 6.22 – Схема приводу гірського свердла СРЗ із роторно-поршневим двигуном об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху:

1 – повітряний забірник; 2 – фільтр; 3 – компресор високого тиску; 4 – зворотний клапан; 5 – теплообмінник (охолоджувач); 6 – відділювач вологи; 7 – ресивер (збірники повітря); 8 – запобіжний клапан; 9 – манометр; 10 – кран для випуску конденсату; 11 – редукційний клапан; 12 – манометр; 13 – засувка; 14 – пневмодвигун; 15 – глушник шуму

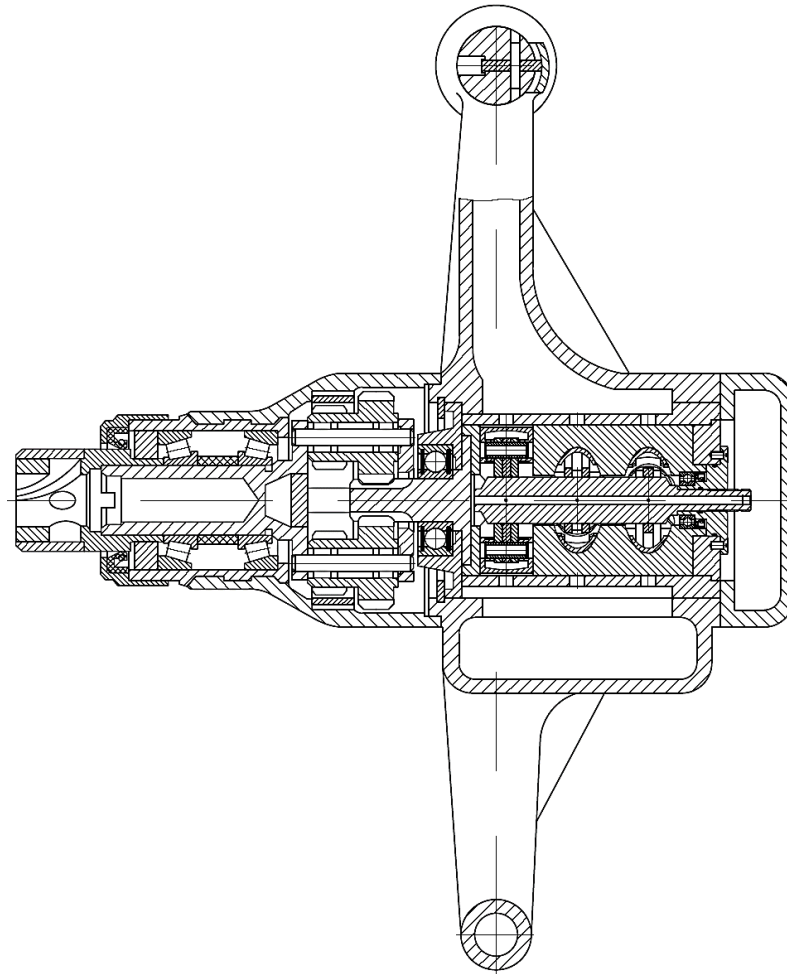


Рисунок 6.23 – Модернізоване гірське свердло СРЗ із роторно-поршневим двигуном об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху

Використання в конструкції гірського свердла СРЗ роторно-поршневого двигуна дещо збільшує вагу (на 10,7 %) і габарити, однак це компенсується значною економією стиснутого повітря (зниження питомої ефективної витрати стиснутого повітря складає до 37,7 %) та, відповідно, енерговитратами на його стиснення.

Відповідно до договору про дружню співпрацю з підприємством «БІЗНЕС-СЕРВІС-БІУРО» розроблено проект модернізації вібраційного живильника типу ВВДР для випуску і доставки руди (**акт впровадження – додаток Ж**). На вібраційному живильнику для випуску і доставки руди встановлено двовальний інерційний вібратор, що приводиться у дію клиноремінною передачею від пневматичного двигуна (рис. 6.24). Продуктивність живильника при кутах установки вантажного органа 6...15°

складає 700...900 т/год при максимальному розмірі шматка транспортованої руди 600...1000 мм.

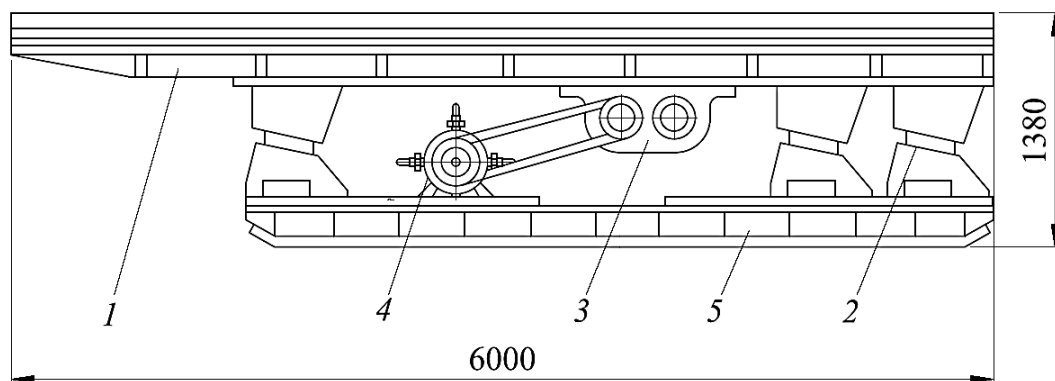


Рисунок 6.24 – Віброживильник типу ВВДР із пневматичним приводом від роторно-поршневого двигуна об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху:

1 – вантажний орган; 2 – амортизаційні опори; 3 – інерційний вібраційний привід; 4 – роторно-поршневий пневмодвигун; 5 – рама опорна

Так, на замовлення підприємства для забезпечення необхідної продуктивності віброживильника, використовуючи розроблені у роботі рекомендації, було визначено відповідний типорозмір роторно-поршневого двигуна та встановлено його параметри роботи. Основні параметри роторно-поршневого двигуна об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху для віброживильника подано у таблиці 6.9.

Таблиця 6.9 – Основні характеристики роторно-поршневого двигуна об’ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 20РПД 7,6/3,0

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Кількість циліндрів	20
2	Діаметр циліндра, мм	76
3	Хід поршня, мм	30
4	Відносний мертвий об’єм	0,015
5	Номінальна потужність, кВт	18,0
6	Максимальний крутний момент, Н·м	156
7	Частота обертання, об/хв	1100
8	Робочий тиск, МПа	0,6
9	Питома ефективна витрата повітря, м ³ /кВт·год	40

6.3. Висновки по шостому розділу

1. Розроблені практичні рекомендації щодо особливостей проектування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також підбору необхідних матеріалів, технології виготовлення й збирання основних складальних вузлів і деталей дозволили розробити двигуни заданої потужності та різного призначення.

2. Аналіз вибору необхідного зазору між сполучними парами (поршнем та робочим циліндром, а також корпусом двигуна й ротором) роторно-поршневого двигуна з урахуванням їх матеріалу та робочої температури деталей установив, що використання однакового матеріалу сполучних пар дає змогу забезпечити мінімально можливий гарантований зазор на всьому експлуатаційному діапазоні роботи, хоча дещо збільшує загальну масу двигуна (до 9,8 %).

3. Розроблено практичні рекомендації щодо проведення стендових випробувань, послідовності й тривалості проведення обкатки і контрольних випробувань роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, що забезпечило виготовлення та впровадження двигунів даного типу на об'єктах промисловості.

4. Результати дисертаційної роботи пройшли апробацію та були використані при проектуванні, оцінці енергетичних й економічних показників та реалізації проектів енергетичних установок з роторно-поршневими двигунами на машинобудівних підприємствах «Мотор-Плюс» і «МОТОРСЕРВІСПРОМ», м. Миколаїв; на підприємствах «ТЕПЛО-МАШПРОГРЕС», «ШИПСЕРВІС», «АВИАФИНСЕРВІС» м. Миколаїв; на підприємствах «БІЗНЕС-СЕРВІС-БЮРО» й «Енерготехнологія» Миколаївська обл., а також у навчальному процесі кафедри ДВЗ У та ТЕ НУК ім. адм. Макарова при підготовці бакалаврів і магістрів у курсах лекцій, при проведенні практичних, індивідуальних та лабораторних занять з дисциплін «Двигуни нетрадиційних схем», «Суднові допоміжні механізми», а також при виконанні розрахункових завдань, у курсовому й дипломному проектуванні.

ВИСНОВКИ

1. Вирішена актуальна науково-прикладна проблема зниження енергетичних витрат машин об'ємної дії, що застосовують потенційну енергію стиснутого робочого тіла, за рахунок розробки, дослідження процесів перетворення потенційної енергії та впровадження в промисловість нових енергоефективних роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху.

2. Розроблено програму проведення експериментальних досліджень експлуатаційних режимів та робочих процесів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, що дозволила якісно та кількісно оцінити особливості перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у новій технічній системі. У результаті проведення експериментальних досліджень отримано наступні результати:

– встановлено, що використання шарнірно-кулачкового механізму для перетворення поступального руху поршня в обертальний рух ротора й регулювання ступеня наповнення робочого циліндра зменшило питому витрату робочого тіла на 15...24 % відносно серійних поршневих машин об'ємної дії із золотниковим газорозподілом та кривошипно-шатунним механізмом руху;

– визначено, що застосування шарнірно-кулачкового механізму руху забезпечило зменшення питомої маси на 17...50 % та збільшення відношення пускового крутного моменту до номінального на 11 % порівняно із серійними поршневими машинами об'ємної дії із золотниковим газорозподілом та кривошипно-шатунним механізмом руху;

– встановлено, що ефективним способом регулювання навантаження роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху є ступінь наповнення робочого циліндра, збільшення якого в 1,43...2,45 рази забезпечило підвищення ефективної потужності у 1,10...1,91 раз, при цьому ефективна витрата стиснутого робочого тіла зросла лише у 1,03...1,12 раз;

– встановлено, що раціональне регулювання ступеня наповнення робочого циліндра дозволило покращити процес перетворення енергії й забезпечити зниження питомої ефективної витрати робочого тіла до 10,1 %;

– визначено вплив ступеня наповнення на значення тиску відпрацьованого повітря у впускному колекторі та встановлено, що збільшення ступеня наповнення у 1,43...2,45 рази підвищує тиск відпрацьованого повітря у 1,16... 2,16 рази;

– встановлено, що величина максимального падіння температури робочого тіла від початкового значення зберігання у балоні до значення на виході з двигуна для діапазону робочого тиску 0,4...0,8 МПа складає 35...43 К;

– визначено, що збільшення обертів двигуна у 2,35 рази призводить до зниження температури робочого тіла після редуктора у 1,23 рази, тоді як зміна температури при розширенні залежно від обертів не перевищує 4,5 %;

– отримано рівняння для визначення зміни падіння температури відпрацьованого робочого тіла роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху від обертів ротора та тиску у впускному ресивері, що дало змогу визначити необхідну кількість теплоти для підігріву стиснутого робочого тіла на вході у впускний ресивер за умов від'ємних температур його зберігання.

3. Визначено кінематику механізму руху роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху за рахунок встановлення геометричного зв'язку між ходом поршня двигуна, довжиною ланки рухомого чотирикутника й кутом між ланками, що дозволило отримати залежності для визначення переміщення, швидкості та прискорення поршня відносно кута повороту ротора, а також, базуючись на фундаментальних рівняннях термодинаміки, газової динаміки, тепло- і масообміну, розробити адекватну дійсним процесам математичну модель розрахунку робочого циклу (максимальна відносна середньоквадратична похибка не перевищує 7 %).

4. Установлено закономірності впливу конструктивних (діаметр робочого циліндра, хід поршня, відносний мертвий об'єм), експлуатаційних (оберти та робочий тиск) і регулюючого (ступеня наповнення робочого циліндра) параметрів на зміну індикаторних показників роботи при перетворенні потенційної енергії стиснутого робочого тіла в роторно-поршневих двигунах об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, що дало змогу проектувати двигуни різних типорозмірів з максимальними параметрами енергоефективності.

5. Методами математичного моделювання на базі аналізу ефективності роботи нових енергетичних установок різного призначення, які використовують енергію стиснутого робочого тіла, підтверджена перспективність та доцільність застосування роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а саме розглянута можливість використання двигуна у складі:

- енергетичної транспортної установки, що забезпечує розгін екологічно чистого транспортного засобу при повному навантаженні до швидкості у 50 км/год за 20,1, а також запас ходу на одному балоні зі стиснутим повітрям об'ємом 100 л, з температурою зберігання 20 °С, робочим тиском двигуна 2,0 МПа, початковим тиском 35 МПа та розрядкою до 94,3 % близько 22 км;

- автоматизованої газорозподільної станції як утилізатора енергетичного потенціалу стиснутого природного газу, що за умов місячної витрати природного газу 0,6...3,3 млн м³/місяць дало змогу отримати щомісяця від 9 до 89 МВт енергії внаслідок утилізації енергії надлишкового тиску природного газу;

- енергетичних установок акумулювання надлишкової електричної енергії, виробленої з відновлювальних джерел енергії, у вигляді стиснутого повітря, що дало змогу відмовитися від спалювання природного газу (забезпечити нульові викиди CO₂), а додаткове використання тепла, яке виділяється при стисненні повітря, для його підігріву до 80 °С перед

розширенням дозволило підвищити індикаторну роботу циклу і середній індикаторний тиск на 11 % при загальному збільшенні ККД енергоперетворення всієї установки до 46 %;

– енергетичних установок отримання та безпечного акумулювання водню із сірководню Чорного моря як сірководневого детандера, що за умови добового видобутку морської води 100 м³/добу, діапазону вмісту сірководню 2...10 м³/м³ та залежно від глибини занурення 250...1000 м дало змогу отримати 0,20...2,55 кВт енергії, що складає близько 2,14...4,96 % від загальної ефективної потужності енерготехнологічної установки з видобутку водню;

– енергетичних установок із ДВЗ як утилізатора енергії відпрацьованих газів, що дає змогу збільшити загальну потужність енергетичної установки до 37 %.

6. Розроблено загальні основи конструювання й компоновання роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху (розглянуто схеми підведення робочого тіла, конструкцію основних вузлів і деталей, вибір способу ущільнення та конструктивного виконання механізму руху), практичні рекомендації щодо вибору необхідних матеріалів для виготовлення деталей, а також установа необхідного зазору між сполучними парами з урахуванням робочої температури деталей, що забезпечило спрощення технології виготовлення, збирання, обслуговування й експлуатації та дозволило оцінити працездатність двигуна, зміну його маси і величини втрат робочого тіла.

7. Розроблено програму проведення стендових випробувань, а також послідовності й тривалості проведення обкатки і контрольних випробувань роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху при серійному виробництві, що забезпечило реалізацію впровадження двигунів нового типу на різних об'єктах промисловості.

8. Отримані результати дисертації впроваджено: при проектуванні та реалізації проектів енергетичних установок з роторно-поршневими двигунами

різного призначення на Машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс»; при виконанні проектних робіт і оцінці енергетичних й економічних показників серії пневмодвигунів (12РПД 4,4/1,75; 20РПД 4,5/1,75; 20РПД 3,0/1,15) на Машинобудівному підприємстві «МОТОРСЕРВІСПРОМ»; при модернізації пневматичного приводу суднового крана з вантажопідйомністю до 1 т на підприємстві «ТЕПЛОМАШПРОГРЕС»; при розробці проектної документації вібраційного живильника для випуску і доставки руди на підприємстві «БІЗНЕС-СЕРВІС-БЮРО»; при розробці проекту та проведенні модернізації платформного електричного візка ЕТ-2054 (електрокар) вантажопідйомністю 2 т на підприємстві «ШИПСЕРВІС»; при підготовці технічної документації з модернізації виробничого обладнання на підприємствах «АВИАФИНСЕРВИС» і «Енерготехнологія», а також у навчальному процесі кафедри ДВЗ У та ТЕ при підготовці бакалаврів і магістрів Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова в курсах лекцій, при проведенні практичних, індивідуальних та лабораторних занять з дисциплін «Двигуни нетрадиційних схем», «Суднові допоміжні механізми», а також при виконанні розрахункових завдань, у курсовому і дипломному проектуванні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Борисенко К. С. Пневматические двигатели горных машин. М. : Углетехиздат, 1958. 204 с.
2. Герман А. П. Применение сжатого воздуха в горном деле. М. : Госгоргеолнефтеиздат, 1933. 88 с.
3. Зиневич В. Д. Вопросы теории и конструирования пневмодвигателей горных машин : автореф. дисс. д-ра техн. наук. Ленинград, 1966. 37 с.
4. Зиневич В. Д. Динамика многоцилиндровых пневмодвигателей горных машин. *Механика машин*. 1969. Вып. 19/20. С. 62–68.
5. Зиневич В. Д., Ярмоленко Г. З., Калита Е. Г. Пневматические двигатели горных машин. М. : Недра, 1975. 344 с.
6. Зиневич В. Д., Гешлин Л. А. Поршневые и шестеренные пневмодвигатели горношахтного оборудования. М. : Недра, 1982. 200 с.
7. Ильичев А. С. Рудничные пневматические установки. Т. 1. М. : Углетехиздат, 1953. 428 с.
8. Зиневич В. Д. Надежность пневмодвигателей. К. : Изд-во КНДТП, 1969. 28 с.
9. Боровков А. А. К теоретическому исследованию рабочих процессов поршневого пневматического двигателя. *Известия вузов. Горный журнал*. 1964. № 11. С. 104–110.
10. Страхович К. И., Френкель М. И., Кондряков И. К., Рис В. Ф. Компрессорные машины. М. : Гос. изд-во торговой литературы, 1961. 600 с.
11. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. 3-е изд. Л. : Машиностроение, 1969. 744 с.
12. Дегтярев В. И., Мялковский В. И., Борисенко К. С. Шахтные пневмомоторы. М. : Недра, 1979. 192 с.
13. Saidur R., Rahim N. A., Hasanuzzaman M. A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010. No. 14. P. 1135–1153.

14. Chong L., Dewen K., Maolin C. Research on Energy-Saving Operation of Screw Air Compressor. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*. 2013. No. 6 (2). P. 325–333.
15. Mousavi S., Kara S., Kornfeld B. Energy Efficiency of Compressed Air Systems. *21st CIRP Conference on Life Cycle Engineering. Procedia CIRP*. 2014. No. 15. P. 313–318.
16. Павшук В. М., Чайковський О. А., Дмитроченкова Е. І. Довідник з ресурсоефективного та чистого виробництва. Машинобудування. К. : Центр ресурсоефективного та чистого виробництва, 2019. 116 с.
17. Зеленецкий С. Б., Рябков Е. Д., Микеров А. Г. Ротационные пневматические двигатели. Л. : Машиностроение, 1976. 240 с.
18. Гринчар Н. Г., Зайцева Н. А. Основы пневмопривода машин: учебное пособие. М. : УМЦ по образованию на ж.-д. трансп., 2015. 364 с.
19. Герц Е. В. Некоторые вопросы структуры и классификации пневматических устройств. *Труды Института машиноведения*. 1956. Т. 16, вып. 63. С. 5–16.
20. Бежанов Б. Н. Пневматические механизмы. Л. : Машгиз, 1957. 252 с.
21. Рябков Е. Д. Теоретические и экспериментальные исследования и разработка типажа шестеренных пневмодвигателей : автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Ин-т горного машиностроения и технической кибернетики. Харьков, 1962.
22. Иванов А. В., Лаблайкс В. К., Рябков Е. Д. Пневматический привод горных машин. М. : ЦИНТИ, 1963. 60 с. (Сер. III).
23. Яцких В. Г., Спектор Л. А., Кучерявый А. Г. Горные машины и комплексы : учеб. для техникумов / под ред. В. Г. Яцких. 5-е изд., перераб. и доп. М. : Недра, 1984. 400 с.
24. Прудников С. Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем. М. : Машиностроение, 1987. 152 с.

25. Юша В. Л., Гуров А. А., Беззатеев А. К. Оценка применимости бесконтактных уплотнений в рабочих камерах объемных компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*. 2006. № 2. С. 28–31.
26. Прокопов М. Г., Ванеев С. М., Козин В. Н. Конструкции элементов пневмоагрегатов : учеб. пособие. Сумы : Сумский государственный университет, 2015. 148 с.
27. Кауфман М. С. Новые аксиально-поршневые пневмодвигатели. *Угольное и горнорудное машиностроение. Рудничный транспорт НИИИНФОРМТЯЖМАШ*. 1968. № 21. 57 с.
28. Иванов И. В., Таугер М. Б. Опыт испытания и эксплуатации пневмодвигателей типа ДАР. *Горные машины*. 1978. Вып. 12. С. 99–104.
29. Совершенствование технологии изготовления ротора аксиально-поршневого пневмодвигателя / В. Г. Громыхалин, А. Д. Ваняшов, А. Н. Кабаков, В. С. Калекин, Л. Л. Моисеев. *Вестник КузГТУ*. 2000. № 3. С. 25–27.
30. Тулумбасов В. В. Пневматический подводный буксировщик. *Вестник КИГИТ*. 2014. № S1. С. 19–23.
31. Тулумбасов В. В. Оптимизация параметров пневматического подводного буксировщика. *Новый университет*. 2013. № 8–9 (18–19). С. 92–97.
32. Rushikesh Lavhale, Darshan Datir, Aniket Wagh. Application of Compressed Air Engine to Replace SI Engine. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2018. Vol. 05, Issue 05/May. P. 2935–2938.
33. Kalpesh Chavda, Patel Manish D., Suthar Umang P., Patel Krunal V. Study and Development of Compressed Air Engine-Single Cylinder. *International Journal for Scientific Research & Development*. 2014. Vol. 2, Issue 05. P. 24–28.
34. Pramod Kumar J. Air powered engine. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2016. Vol. 7, Issue 2. P. 66–72.
35. Pneumatically Actuated Vehicle as an Alter-Native / Amardeep, Kunal Mathur, Singh R. C., Deepak Bisht, Rohit Arora, Ankit Kumar Shandilya. *International Conference of Advance Research and Innovation*. 2014. P. 572–574.

36. Verma S. S. Latest Developments of a Compressed Air Vehicle : A Status Report. *Global Journal of Researches in Engineering*. 2013. USA 13 (1).
37. Ruchil A. Patel. A study on Compressed Air Engine. *International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science*. 2014. 3 (1). P. 192–196.
38. Ankit Sharma and, Manpreet Singh. Parametric Analysis of an Air Driven Engine. *International Journal of Advance Research in Engineering and Technology*. 2015. 6 (4). P. 123–131.
39. Kripal Raj Mishra, Gaurav Sugandh. Study about engine operated by compressed air. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2014. 11 (6). P. 99–103.
40. Saurabh Pathak, Kontham Swetha, Sreedhar V., Prabhakar V. S. V. Compressed Air Vehicle. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*. 2014. 2 (4). P. 1–5.
41. Venkatesh Boddapati, Vinod S. V. V., Dora Babu M. Air Powered Vehicle – An Eco Friendly Engine. *International Journal of IT, Engineering and Applied Sciences Research (IJIEASR)*. 2015. Vol. 4, No. 1, January. P. 29–33.
42. Mytrofanov O. S. Analysis of the development and current state of the use of power plants based on pneumatic engines. *Shipbuilding & marine infrastructure*. Николаев : НУК, 2018. № 2 (10). С. 14–26.
43. Design and Development of Pneumatic Hybrid Vehicle (PHV) / Franco Antony, P. J. Albert, P. R. Rimi, Rino Disney, M. S. Sooraj, Sreevalsan S. Menon. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. 2014. 3 (6). P. 13184–13191.
44. Wang Y. W., You J. J., Sung C. K., Huang C. Y. The Application of Piston Type Compressed Air Engines On Motor Vehicles. *Procedia Engineering*. 2014. № 79. P. 61–65.
45. Govind Mr. N., Sanyasi Mr. S., Rao and Mr., Manishkumar Behera. Design and Fabrication of Compressed Air Vehicle. *International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research*. 2015. № 2 (7). P. 219–223.

46. David H., Sheng-Chung T., Chuan Chang W. Energy-saving hybrid vehicle using a pneumatic-power system. *Applied Energy*. 2004. № 81. P. 1–18.
47. David H., Sheng-Chung T. Development of a hybrid pneumatic-power vehicle. *Applied Energy*. 2005. № 80. P. 47–59.
48. Fazeli A., Khajepour A., Celice D. A novel compression strategy of air hybrid engine. *Applied energy*. 2011. № 88. P. 2955–2966.
49. Compressed Air Vehicle / I. I. Sayyad, Aniket Karandikar, Anuja Murkute, Ravikiran Karmankar, Madhavi Wagh. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*. 2016. Vol. 4, Issue VI, June. P. 82–88.
50. Thipse S. S. Compressed Air Car/Special Feature: Air Pollution Control Technologies. *Engine Development Laboratory, Automotive research, Association of India*. 2008. P. 33–37.
51. Designing and Fabrication of Pollution Free Car / S. A. Ahmad, N. Ahmad, S. J. Mansoor, S. F. Shah, S. M. A. Naqvi. *Journal of Quality and Technology Management*. 2014. № 10 (2). P. 97–123.
52. Future Trends in Automobiles: Air Powered Vehicles / V. Sapkal, P. Bhamare, T. Patil, M. Sayyad, G. U. Shrikant. *International Journal of Advance Research In Science And Engineering*. 2015. № 4 (1).
53. Shirke N., Runwal P., Kale K., Sargar T. S. Hybrid vehicle with micro air engine. *International Journal of latest trends in Engineering and Technology*. 2015. № 5 (2). P. 112–118.
54. Bilal Abdullah Baig, Hakimuddin Husain. Design and Fabrication of Compressed Airpowered Car. *International Journal on Research and innovation Trends in Computing and Communication*. 2015. Vol. 3 (2). P. 17–21.
55. Madhu Raghava P., Lokesh T., Ravichandra M., Jayaramudu O. Design and Fabrication of Pneumatic Powered Two Wheeler. *Int. Journal of Engineering Research and Application*. 2017. Vol. 7, Issue 4. (Part 6). P. 25–31.

56. Verma Rajan, Sharma Tapas, Vardhan Aishwarya, Singh Praveen Kumar. Designing and Fabrication Of Hybrid Bicycle. *International Journal of Engineering Science and Computing*. 2016. № 6 (5). P. 1–4.
57. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection : пат. США №6305171B1 F01K 7/34 / Negre Guy, Negre Cyril; опубл. 23.10.2001.
58. Воронков А. И., Никитченко И. Н. Рабочий процесс автомобильного пневмодвигателя : монография. Харьков : ХНАДУ, 2015. 200 с.
59. Абрамчук Ф. И., Воронков А. И., Никитченко И. Н. О достоинствах и целесообразности применения поршневого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной силовой установки. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2010. Вып. 48. С. 200–205.
60. Никитченко И. Н. Выбор и обоснование основных параметров пневмодвигателя комбинированной энергетической установки автомобиля : дисс. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03. Харьков, 2016. 172 с.
61. О выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Ф. И. Абрамчук и др. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2008. Вып. 22. С. 7–16.
62. О выборе рациональных задаваемых параметров работы поршневого пневмодвигателя с клапанным воздухораспределением / Ф. И. Абрамчук, А. И. Харченко, С. С. Жилин и др. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2011. Вып. 27. С. 141–147.
63. О требованиях к конструкции и рабочему процессу пневмодвигателя для комбинированной энергоустановки автомобиля / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Ф. И. Абрамчук и др. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2006. Вып. 18. С. 7–12.
64. Абрамчук Ф. И., Харченко А. И., Воронков А. И., Никитченко И. Н. Использование эксергетического метода при термодинамическом анализе

газовых процессов в тепловых машинах. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2011. Вып. 53. С. 32–44.

65. Дьяченко В. Г., Линьков О. Ю., Воронков А. И., Никитченко И. Н. Обоснование и выбор параметров газоздушных трактов двигателя внешнего сгорания. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. науч.-техн. журн. НТУ «ХПИ»*. 2012. № 1. С. 53–55.

66. Результаты исследования по оптимизации процесса обратного сжатия в поршневом пневмодвигателе / А. Н. Туренко, В. А. Богомоллов, Ф. И. Абрамчук и др. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2007. Вып. 39. С. 7–11.

67. Комбінована силова установка автотранспортного засобу : пат. 100503 Україна МПК 7 В60К 6/00 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, О. Ю. Ліньков, А. О. Назаров; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201501594; заявл. 24.02.2015 р.; опубл. 27.07.2015 р., Бюл. № 14.

68. Комбінована силова установка автотранспортного засобу : пат. 101604 Україна МПК 7 В60К 6/00 В60К 5/00 F28С 3/00 / О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, Е. В. Тесленко, О. Ю. Ліньков, А. О. Назаров; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201502228; заявл. 13.03.2015 р.; опубл. 25.09.2015 р., Бюл № 18.

69. Комбінована силова установка автотранспортного засобу : пат. 103978 Україна МПК 7 В60К 6/00 / Ф. І. Абрамчук, В. М. Манойло, С. С. Жилін, І. М. Нікітченко, О. І. Воронков, М. С. Липинський, А. І. Марченко, Л. В. Разарьонов; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № a201300162; заявл. 03.01.2013 р.; опубл. 10.12.2013 р., Бюл. № 23.

70. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна : пат. 106558 Україна МПК 7 F02В 47/00, F02В 33/00 / В. Г. Дьяченко, О. Ю. Линьков, О. І. Воронков, І. М. Нікітченко; заявник та патентовласник Харківський національний

- автомобільно-дорожній університет. № а201307018; заявл. 04.06.2013; опубл. 10.09.2014, Бюл. № 17.
71. Комбінована силова установка транспортного засобу : пат. 70248 Україна МПК 7 В60К 5/00 / А. М. Туренко, Ф. І. Абрамчук, В. М. Манойло, С. С. Жилін, А. І. Харченко, О. І. Воронков, І. М. Нікітченко; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201109362; заявл. 26.07.2011; опубл. 11.06.2012, Бюл. № 11.
72. Комбінована силова установка автотранспортного засобу : пат. 82136 Україна МПК 7 В60К 6/00 / Ф. І. Абрамчук, В. М. Манойло, С. С. Жилін, А. І. Харченко, О. І. Воронков, І. М. Нікітченко, М. С. Липинський, Л. В. Разарьонов; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201300167; заявл. 03.01.2013; опубл. 25.07.2013, Бюл. № 14.
73. Пневмодвигатель для автомобильной гибридной силовой установки / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Ф. И. Абрамчук и др. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2009. Вып. 24. С. 7–10.
74. Стенд для випробування і дослідження пневмодвигунів / Ф. І. Абрамчук, О. І. Воронков, А. І. Харченко та ін. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2011. № 2. С. 110–117.
75. Транспортное средство с пневматической силовой установкой на базе автомобиля ВАЗ-2104 / А. И. Воронков, И. Н. Никитченко, А. В. Подоляка и др. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2011. Вып. 28. С. 75–80.
76. Воронков О. І., Лісіна О. Ю., Нікітченко І. М. Визначення часу перетину в золотниковому розподільнику пневмодвигуна. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2014. Вып. 34. С. 39–43.
77. Воронков А. И., Жилин С. С., Никитченко И. Н. Золотниковое воздухораспределение пневмодвигателя гибридной силовой установки автомобиля на базе бензинового двигателя. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2013. Вып. 63. С. 36–40.

78. Воронков О. И. Методология організації робочого процесу пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки міського автомобіля : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03. Харків., 2017. 393 с.
79. Воронков А. И. Исследование по разработке конструкции коленчатого вала поршневого автомобильного пневмодвигателя. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2013. Вып. 32. С. 36–40.
80. Abhishek Bhardwaj, Ayush Aryan, Gagan Bansal. Modification of Single Cylinder IC Engine to Run on Compressed Air. *International Journal of Environmental Sciences & Natural Resources (IJESNR)*. 2017. № 5 (3). P. 1–6.
81. Mahendrakar S. N., Chandan K. R. Design and Analysis of Internal Combustion Compressed Air Hybrid Engine (INCO). *International Journal of Research in Engineering and Technology*. 2015. Vol. 04, Issue 12. P. 177–181.
82. Radheshyam Wagh, Sagar Nikam, Yogesh Salame, Swamini Chopra. Conversion Of Single Cylinder 2-Stroke Petrol Engine Into Compressed Air Engine Using A Cam-Operated Dcv. *International Journal On Recent And Innovation Trends In Computing*. 2016. № 4 (4). P. 24–28.
83. Arjit Mourya, Arif Khan, Darshika Bajpayee, Nainsi Gupta. Modified Compressed Air Engine Two Stroke Engine Working On The Design Of A Four Stroke Petrol Engine. *International Journal On Theoretical And Applied Research In Mechanical Engineering*. 2014. № 3 (4). P. 58–60.
84. Воронков А. И., Никитченко И. Н. Влияние подогрева воздуха на эффективные показатели рабочего процесса пневмодвигателя. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. науч.-техн. журн. НТУ «ХПИ»*. 2016. № 2. С. 19–24.
85. Воронков А. И. Влияние подогрева сжатого воздуха на эксергетический эффективный КПД и надежность работы автомобильного пневматического двигателя. *Вестник ТАДИ: науч.-техн. журн.* 2016. № 2/3. С. 42–46.
86. Воронков А. И. Изменение по скоростным характеристикам показателей рабочего процесса при подогреве сжатого воздуха на входе в пневмодвигатель. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2015. Вып. 71. С. 13–16.

87. Воронков А. И. Изменение экономических индикаторных показателей пневмодвигателя по скоростным характеристикам. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2014. Вып. 67. С. 13–18.
88. Воронков А. И. Изменение энергетических индикаторных показателей пневмодвигателя по скоростным характеристикам без подогрева заряда на впуске. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ.* 2014. Вып. 35. С. 94–99.
89. Воронков А. И. Изменение эффективных экономических показателей работы пневмодвигателя по скоростным характеристикам. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2015. Вып. 68. С. 57–61.
90. Воронков А. И. Изменение эффективных энергетических показателей пневмодвигателя по скоростным характеристикам. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ.* 2015. Вып. 36. С. 105–109.
91. Воронков А. И., Тесленко Э. В., Удовик Т. А. Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2016. Вып. 75. С. 100–108.
92. Воронков О. І., Леонтьєв Д. М., Тесленко Е. В. Визначення вихідних енергетичних параметрів транспортного засобу з пневматичним двигуном. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ.* 2013. Вып. 33. С. 70–76.
93. Ankit Sharma, Manpreet Singh. Parametric analysis of an air driven engine. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET).* 2015. Vol. 6, Issue 4, April. P. 123–131.
94. Mistry Manish K., Pravin P. Rathod, Sorathiya Arvind S. Study and development of compressed air engine single cylinder. *International Journal of Advanced Engineering Technology.* 2012. Vol. III, Issue I. P. 271–274.
95. Yadav J. P., Bharat Raj Singh. Study and Fabrication of Compressed Air Engine. *S-JPSET.* 2011. № 2 (1). P. 1–8.

96. Jogi U Goghari, Chetan Vora Jainil Bhatt. Design Of Small Capacity Automobile Engine To Run On Compressed Air. *International Journal For Scientific Research & Development*. 2015. № 3 (3). P. 1102–1104.
97. Ravi D. Fabrication of Compressed Air Engine. *Middle East Journal of Scientific Research*. 2014. № 20 (9). P. 1075–1077.
98. Keste A. A., Vise S. B., Adik A. N., Borase P. R. Vehicle Operating on Compressed Air by Inversion of Slider Crank Mechanism. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. P. 50–54.
99. Ravi D. Fabrication of Compressed Air engine. *Middle-East Journal of Scientific Research*. 2014. № 20 (9). P. 1075–1077.
100. Parashar N., Ali S. M., Chauhan S., Saini R. Design And Analysis of Compressed Air Engine. *International Journal of Engineering research and Technology*. 2014. № 3 (6). P. 693–696.
101. Rahul Kumar R., Anand M. G. Simulation And Construction Of Single-Stage Reciprocating Pneumatic Transmission System Engine / Department of Mechanical Engineering, Amrita University. *International Journal Of Scientific and Research Publications*. 2012. № 2 (7). P. 1–6.
102. Ulf Bossel. Thermodynamic analysis of compressed airvehicle propulsion. *Journal of KONES Internal Combustion Engines*. 2005. № 12 (3–4). P. 51–62.
103. Sawan Shetty. Estimation of Power And Mechanical Efficiency Of Compressed Air Powered Quad Bike. *American International Journal of Research In Science*. 2015. P. 1–9.
104. Lal A. Design and dynamic analysis of single stroke compressed air engine. *International Journal of Renewable Energy Research (IJRER)*. 2013. № 3 (2). P. 315–319.
105. Qihui Y., Cai M., Shi Y., Yuan C. Dimensionless Study on Efficiency and Speed Characteristics Of a Compressed Air engine. *Beijing University of Aeronautics and Astronautics*. 2015. № 137 (4).
106. The investigational study of pragmatic model of compressed air single cylinder engine for increases the performance / Rahul B. Dudhat, Nainesh R. Patel, Vishal M.

Kanadiya, Manish K. Mistry, Kandarp M. Joshi. *International Journal of Advanced Engineering Technology* IV/III. 2013. P. 46–49.

107. 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>.

108. Bhardwajsinh Mahida, Dipak C. Gosai. An Experimental Study on I.C. Engine Using Compressed Air as Alternate of Fuel. *International Journal of Science and Research (IJSR)*. 2015. Vol. 4, Issue 12, December. P. 1787–1791.

109. Allam S., Zakaria M. Experimental Investigation of Compressed Air engine Performance. *International Journal of Engineering Inventions*. 2018. Vol. 7, Issue 1. Ver. II. P. 13–20.

110. Huang C. Y., Hu C. K., Yu C. J., Sung C. K. Experimental investigation on the performance of a compressed-air driven piston engine. *Energies*. 2013. № 6 (3). P. 1731–1745.

111. Agarwalla D. K., Sethi S. Estimation of run time parameters of Compressed Air Engine Prototype / Anusandhan University, Orissa. *International Journal of Enhanced Research in Scientific Technology and Engineering*. 2014. № 3 (8). P. 108–112.

112. Sardeshpande V., Patil V., Murali C. Test apparatus for performance evaluation of compressed air end-use applications. *Open journal of energy efficiency*. 2013. № 2 (1). P. 29–33.

113. Sharma R., Singla N. Study and fabrication of compressed air engine. *International Journal of Research and Development Organizations*. 2011. Vol. 2, Issue 1.

114. Akif Kunt M. Transformation of a Piston Engine into a Compressed Air Engine with Rotary Valve. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering (SSRG – IJME)*. 2016. Vol. 3, Issue 11. November. P. 1–5.

115. Кудрявцев А. И., Пятидверный А. П., Рагулин Е. А. Монтаж, наладка и эксплуатация пневматических приводов и устройств. М. : Машиностроение, 1990. 208 с.

116. Bharat Raj Singh, Onkar Singh. Compressed air energy storage system based engine for running light vehicle. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. 2011. Vol. 2, No. 4. P. 33–44.
117. Fabrication of Compressed Air Bike / K. L. Rixon, Shareef V. Mohammed, K. S. Prajith, K. Sarath, S. Sreejith, P. Sreeraj. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2016. Vol. 03, Issue 03. P. 1863–1866.
118. Szablowski L., Milewski J. Design and implementation of an Air powered motorcycle. *Applied energy*. 2009. No. 86. P. 1105–1110.
119. Ротативный двигатель : пат. на изобретение Российской Федерации №2513 068 С1 / Л. Б. Куликов; 2013111590/06; 20.04.2014, Бюл. № 11.
120. Поршнева машина : пат. на винахід України №7592 / О. І. Волощук, Ю. В. Шабалін, В. К. Фролов, В. С. Тетерев; Український науково-дослідний інститут технології суднобудування; 4345140/SU; 29 вересня 1995 р., Бюл. № 3.
121. Роторный двигатель : пат. РФ №2151880 / Б. Н. Кривов; заявл. 17.04.1998 г.; 27.06.2000 г.
122. Героторный пневмомотор : описание изобретения к авторскому свидетельству № 1541401 А1 / В. Н. Барилевич, А. В. Золотых, В. П. Татаренко, Т. Н. Богомол; заявитель Научно-производственное объединение самоходной горной техники «Криворожрудмаш». № 4387737/25-29; заявл. 20.01.1988 г.; 07.02.1990 г., Бюл. № 5.
123. Двигатель внутреннего сгорания : пат. на изобретение Российской Федерации № 2309 272 С2 / Ю. К. Малашенков; 2006121795/06; 27.10.2007, Бюл. № 30.
124. Роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания : пат. на изобретение Российской Федерации № 2392 460 С2 / И. С. Пелов; 2007133506/06; 20.06.2010, Бюл. № 17.
125. Двигатель внутреннего сгорания : пат. на изобретение Российской Федерации № 2400 640 С2 / В. М. Шлык; 2008139674/06; 27.09.2010, Бюл. № 27.

126. Роторно-поршневой двигатель : пат. на изобретение Российской Федерации № 2472 018 С2 / С. В. Пирогов; 2011109769/06; 10.01.2013, Бюл. № 1.
127. Героторный пневмомотор : описание изобретения к авторскому свидетельству № 1541401 А1 / В. Н. Барилевич, А. В. Золотых, В. П. Татаренко, Т. Н. Богомол; заявитель Научно-производственное объединение самоходной горной техники «Криворожрудмаш». № 4387737/25-29; заявл. 20.01.1988; опубл. 07.02.1990 г., Бюл. № 5.
128. Роторно-поршневая машина : описание изобретения к авторскому свидетельству № 1516608 А1 / И. В. Зиновьев, А. Ю. Кринский, Б. А. Мухачев, И. С. Пятов, С. Г. Соколов, В. Г. Щигорцев; заявл. № 4219589/25-29 01.04.1987; опубл. 23.10.1989, Бюл. № 39.
129. Роторно-поршневая машина : пат. № 1563598 А3 / Ханс Баумгартнер, Манфред Брандштэдтер, Ульрих Хенке; заявитель Пирбург Гмб Х (ЭЕ). № 4355321/25-29; заявл. 01.03.1988; опубл.07.05.1990, Бюл. № 17.
130. Роторный двигатель : пат. РФ №2151880 / Б. Н. Кривов; заявл. 17.04.1998; опубл. 27.06.2000.
131. Роторная машина : описание изобретения к авторскому свидетельству № 1518550 А1 / Н. И. Галкин. № 4271836/25-06; заявл. 29.06.1987; опубл. 30.10.1989 г., Бюл. № 40.
132. Бумагин Г. И. Криогенные машины. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2007. 216 с.
133. Ануров С. А. Криогенные технологии разделения газов : монография. М.: ООО «АР-Консалт», 2017. 233 с.
134. Казаков В. Г., Луканин П. В., Смирнова О. С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок : учеб. пособие. С.Пб. : С.Пб. ГТУРП, 2013. 93 с.
135. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М. : Энергия, 1973. 296 с.
136. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. М. : Энергоатомиздат, 1988. 288 с.

137. Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М. : Энергия, 1969. 255 с.
138. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. М. : Энергия, 1968. 386 с.
139. Soteris A. Kalogirou, Sotirios Karellas, Viorel Badescu, Konstantinos Braimakis. Exergy analysis on solar thermal systems: A better understanding of their sustainability. *Renewable Energy*. 2016. No. 85. P. 1328–1333.
140. Jafarkazemi F., Ahmadifard E. Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors. *Renew. Energy*. 2013. No. 56. P. 55–63.
141. Exergy analysis of flat plate solar collectors / Z. Ge, H. Wang, H. Wang, S. Zhang, X. Guan. *Entropy*. 2014. No. 16 (5). P. 2549–2567.
142. Bahrehmand D., Ameri M. Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection. *Renew. Energy*. 2015. No. 74. P. 357–368.
143. Assari M. R., Tabrizi H. B., Jafari I., Najafpour E. An energy and exergy analysis of water and air with different passage in a solar collector. *Energy Sources. Part A Recovery Util. Environ. Eff.* 2014. No. 36 (7). P. 747–754.
144. Joong Yong Yi, Kyung Min Kim, Jongjun Lee, Mun Sei Oh. Exergy Analysis for Utilizing Latent Energy of Thermal Energy Storage System in District Heating. *Energies*. 2019. No. 12, 1391. P. 1–13. DOI:10.3390/en12071391.
145. Rezaie B., Reddy B. V., Rosen M. A. Exergy Analysis of Thermal Energy Storage in a District Energy Application. *Energy*. 2015. No. 74. P. 848–854.
146. Показатели режимов работы ТЭЦ при эксергетическом анализе / О. В. Боруш, С. В. Зыков, Г. В. Ноздренко, О. Чимэд, П. А. Щинников. *Научный вестник*. Новосибирск : НГТУ, 2014. № 4 (57). С. 175–184.
147. Эксергетический анализ показателей режимов работы ТЭЦ / Г. В. Ноздренко и др. *Доклады АН ВШРФ*. 2015. Вып. 1 (26). С. 66–74.
148. Щинников П. А., Боруш О. В., Зыков С. В. Эксергетические исследования и оптимизация режимов работы ТЭЦ : монография. Новосибирск : НГТУ, 2019. 203 с.

149. Францева А. А., Григорьева О. К. Основы эксергетического анализа топливоиспользующих установок : учебное пособие. Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2019. 88 с.
150. Haydar Aras, Ozgur Balli. Exergoeconomic analysis of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP). *Energy exploration and exploitation*. 2008. Vol. 26, No. 1. P. 53–70.
151. Ebadi M. J., Gorji-Bandpy M. Exergetic analysis of gas turbine plants. *International Journal of Exergy*. 2005. No. 2. P. 285–290.
152. Kwak H.-Y., Kim D.-J., Jeon J.-S. Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants. *Energy*. 2003. No. 28. P. 343–360.
153. Energy and exergy analysis of I. C. engines / A. V. Reddy, T. S. Kumar, D. K. T. Kumar, B. Dinesh, Y. V. S. S. Santosh. *The International Journal of Engineering and Science*. 2014. Vol. 3, no. 5. P. 7–26.
154. Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M., Nazoktabar M. Energy and exergy analyses of a spark-ignition engine. *International Journal of Exergy*. 2010. Vol. 7, no. 5. P. 547–563.
155. Sayin C., Hosoz M., Canakci M., Kilicaslan I. Energy and exergy analyses of a gasoline engine. *International Journal of Energy Research*. 2007. Vol. 31, no. 3. P. 259–273.
156. Hoseinpour Marziyeh, Hassan Sadrnia, Mohammad Tabasizadeh, Barat Ghobadian. Energy and exergy analyses of a diesel engine fueled with diesel, biodiesel-diesel blend and gasoline fumigation. *Energy*. 2017. No. 141. P. 2408–2420.
157. Nazzall I. T., AlDoury R. R. J. Exergy and Energy Analysis of Diesel Engine Fuelled with Diesel and Diesel – Corn Oil Blends. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2019. No. 63, Issue 1. P. 92–106.
158. Farshad M., Ajam H. Energy, exergy and economic analysis of a Diesel engine fueled with castor oil biodiesel. *International Journal of Engine Research*. 2015. Vol. 16, no. 5. P. 691–702.

159. Bahar S. K., Ali K. Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Biodiesel-Diesel Blends Containing 5 % Bioethanol. *Entropy*. 2016. Vol. 18, No. 387. P. 1–18. DOI:10.3390/e18110387
160. Сагитов Р. Р., Калинин Н. В. Методика оценки эффективности работы компрессорных станций и газоперекачивающих агрегатов с использованием эксергетических показателей. *Сб. работ молодых ученых и специалистов*. М. : Газпром ВНИИГАЗ, 2013. С. 22–30.
161. Сагитов Р. Р., Калинин Н. В. Применение эксергетического анализа для оценки эффективности работы компрессорных станций и газоперекачивающих агрегатов. *Надежность и безопасность энергетики*. 2013. № 2 (21). С. 53–56
162. Степанов В. С., Степанова Т. Б., Старикова Н. В. Методы определения эксергии теплоты для исследования низкотемпературных и криогенных процессов. *Системы. Методы. Технологии*. 2018. № 2 (38). С. 63–69.
163. Степанова А. И. Анализ работоспособности установки с комбинированной теплоутилизационной системой для подогрева воды и дутьевого воздуха котлоагрегата. *Пром. теплотехника*. 2016. Т. 38, № 4. С. 38–45
164. Шумихин А. Г., Буракова А. Е. Оценка эффективности работы теплообменного оборудования на основе оперативного определения эксергетического КПД как критерия управления его состоянием. *Хим. и нефтегаз. машиностр.* 2017. № 4. С. 16–18
165. Степанов В. С., Степанова Т. Б., Старикова Н. В. Эксергетический анализ систем генерирования, транспорта и потребления энергии : монография. Иркутск : ИРННТУ, 2016. 276 с.
166. McGovern J. A., Harte S. An exergy method for compressor performance analysis. *International Journal of Refrigeration*. 1995. Vol. 18, Issue 6. P. 421–433.
167. Iodice P., Langella G., Amoresano A. Modeling and energetic-exergetic evaluation of a novel screw expander based direct steam generation solar system. *Appl. Therm. Eng.* 2019. No. 155. P. 82–95.

168. Fancong Zeng, Jinli Xu. Study on exergy analysis of a compressed air engine. *Thermal Science*. 2018. Vol. 22, No. 3. P. 1179–1191.
169. Morosuk T., Tsatsaronis G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy*. 2009. Vol. 34, No. 12. P. 2248–2258.
170. Subiantoro A., Wong K. K., Ooi K. T. Exergy Analysis of the Revolving Vane Compressed Air Engine. *International Journal of Rotating Machinery*. 2016. P. 1–8. DOI: <http://dx.doi.org/10.1155/2016/5018467>.
171. Energy and Exergy Analysis of a Refrigeration System with Vapor Injection Using Reciprocating Piston Compressor / Hao-jie Tang, Shu-xi Zheng, Yu-tao Yang, Chao Wang, You-xin Zhao, Su-yan He. *Advances in Engineering Research*. 2016. Vol. 94. P. 436–439.
172. McGovern J. A. Exergy analysis – a different perspective on energy. Part 1. The concept of exergy. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. *Journal of Power and Energy*. 1990. Vol. 204, No. 4. P. 253–262.
173. McGovern J. A. Exergy analysis – a different perspective on energy. Part 2. Rational efficiency and some examples of exergy analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. *Journal of Power and Energy*. 1990. Vol. 204, No. 4. P. 263–268.
174. Stecco S. S., Manfrida G. Exergy analysis of compression and expansion processes. *Energy*. 1986. Vol. 11, No. 6. P. 573–577.
175. Тимченко И. И., Харченко А. И., Жадан П. В. Диаграммы Сэнки для криодвигателя, работающего по теоретическому циклу. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский науч.-техн. журнал*. № 2. Харьков : Госиздание, 2003. С. 23–27.
176. Тимченко И. И., Харченко А. И., Жадан П. В. Перспективы создания экологически чистого автомобильного транспорта с использованием азотной криогенной силовой установки. *Авиационно-космическая техника и технология: сб. научн. тр.* Харьков : ХАИ, 2001. Вып. 20. С. 38–40.

177. Аюпов В. В. Математическое моделирование технических систем : учебное пособие. Пермь : ИПЦ «Прокрость», 2017. 242 с.
178. Алиев Т. И. Основы проектирования систем. С.Пб. : Университет ИТМО, 2015. 120 с.
179. Белов П. Г. Системный анализ и моделирование процессов в техносфере. М. : Изд. центр «Академия», 2003. 512 с.
180. Боголюбова М. Н. Системный анализ и математическое моделирование в машиностроении : учебное пособие. Томск : Изд-во ТПУ, 2010. 123 с.
181. Гуд Г. Х., Макол Р. З. Системотехника. Введение в проектирование больших систем. М. : Сов. Радио, 1962. 383 с.
182. Бахтина И. Л., Лобут А. А., Мартюшов Л. Н. Методология и методы научного познания : учебное пособие. Екатеринбург : Урал. гос. пед. ун-т, 2016. 119 с.
183. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. М. : Наука, 1978. 128 с.
184. Гнеденко Б. В., Беляев Н. К., Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. М. : Наука, 1965. 145 с.
185. Макаров А. А., Мелентьев Л. А. Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства. Новосибирск : Наука, 1973. 277 с.
186. Максимет И. В. Имитационное моделирование на ЭВМ. М. : Радио и связь, 1988. 230 с.
187. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем: Искусство и наука ; пер. с англ. М. : Мир, 1973. 418 с.
188. Асанов А. З. Введение в математическое моделирование динамических систем. Казань : Изд-во Казанского гос. ун-та, 2007. 205 с.
189. Андрейченко К. П., Андрейченко Д. К. Математическое моделирование динамических систем : учебное пособие. Саратов : Изд-во Саратовского ГТУ, 2000. 140 с.
190. Голубева Н. В. Математическое моделирование систем и процессов. С.Пб. : Лань, 2013. – 192 с.

191. Зарубин В. С. Математическое моделирование в технике : учебник. М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 496 с.
192. Советов Б. Я., Яковлев С. А. Моделирование систем : учеб. пособие. М. : Высшая школа, 2001. 343 с.
193. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем : учеб. для вузов. – 2-е изд., испр. и доп. Минск : Дизайн ПРО, 2004. 640 с.
194. Воронин А. В. Моделирование технических систем : учеб. пособие. Томск : Изд-во Томского политехн. ун-та, 2013. 130 с.
195. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизация тепло-энергетических установок. М. : Энергия, 1978. 415 с.
196. Антонов А. В. Системный анализ : учеб. для вузов. М. : Высшая школа, 2004. 454 с.
197. Антонов А. В., Чепурко В. А. Планирование эксперимента : учеб. пособие. Обнинск : ИАТЭ, 1999. 100 с.
198. Зайдель А. Н. Элементарные оценки ошибок измерений. Л. : Наука, 1968. 96 с.
199. Поршнева машина : пат. на винахід України № 120489 / О. С. Митрофанов, Ю. В. Шабалін, Т. Ф. Бірюк, Л. О. Єфеніна. № а201902189; заявл. 10.09.2019 р.; опубл. 10.12.2019 р. Бюл. № 23.
200. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Познанський А. С., Проскурін А. Ю. Аналіз конструкції та технології виготовлення перспективних роторно-поршневих двигунів. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2020. № 4 (164). С. 28–37. DOI: 10.32620/aktt.2020.4.04.
201. Митрофанов О. С. Стенд для випробування та дослідження роторно-поршневих двигунів. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. Миколаїв : НУК, 2019. № 1 (475). С. 51–57. URL: <http://znp.nuos.mk.ua/archives/2019/1/9.pdf>.
202. Mytrofanov O., Proskurin A., Poznanskyi A. Determining the effective indicators of a rotary-piston motor operation. *Eastern-European Journal of*

Enterprise Technologies. 2020. Vol. 5/8 (107). P. 80–85. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.211425.

203. Mytrofanov O. S., Proskurin A. Yu., Poznanskyi A. S. Experimental research of the prototype of the rotary-piston engine of the transport hybrid power plant. *Shipbuilding & marine infrastructure*. Миколаїв : НУК, 2020. № 2 (14). С. 38–45.

204. Mytrofanov O. S., Proskurin A. Yu. Experimental study of the influence of the degree of filling on the effective indicators of a rotary piston engine. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. Миколаїв : НУК, 2020. № 4 (482). С. 29–35.

205. Mytrofanov O., Proskurin A. Analysis of compressed air energy conversion processes in a rotary piston air motor. *Problemele Energeticii Regionale*. 2021. Vol. 1 (49). P. 39–48.

206. 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. 6/8 (108). P. 25–31. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217239.

207. Ткач М. Р., Митрофанов О. С., Познанський А. С. Особливості кінематики роторно-поршневого двигуна нової конструкції. *Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраин. науч.-техн. журнал*. 2019. № 2. С. 31–35.

208. Митрофанов О. С. Математична модель робочого циклу роторно-поршневих двигунів. *Shipbuilding & marine infrastructure*. Миколаїв : НУК, 2019. № 1 (11). С. 58–65.

209. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. М. : Колос, 2000. 456 с.

210. Шокотов Н. К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. 120 с.

211. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания : учеб. пособие. Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 244 с.

212. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / под общ. ред. Б. С. Фотина. Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. 372 с.
213. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей : учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубков, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин [и др.] ; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1983. 372 с.
214. Юша В. Л., Новиков Д. Г., Бусаров С. С. Влияние микрооребрения на мгновенный коэффициент теплоотдачи в рабочей камере бессмазочного поршневого компрессора. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2007. № 11. С. 19–21.
215. Чирков А. А., Стефановский Б. С. О доминирующем способе передачи тепла в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания. *Труды Ростовского института инженеров железнодорожного транспорта*. Ростов-на-Дону, 1958. Вып. 21. С. 96–112.
216. Ардашев В. И. Исследование рабочего процесса ротационных пластинчатых компрессоров : дис... канд. техн. наук / МГТУ им. Баумана. М., 1963. 149 с.
217. Гагарин А. Г. Аналитическое исследование теплообмена между газом и стенками цилиндра поршневого компрессора. *ЦИНТИхимнефтемаш. Сер. Компрессорное и холодильное машиностроение*. 1969. № 1. С. 3–4.
218. Пластинин П. И. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ. М. : ВИНТИ, 1981. 56 с.
219. Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И. Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров. СПб. : СПбГАХИТ, 1995. 194 с.
220. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н., Демаков А. С. Теплообмен в ступенях машин объёмного действия. Современный подход. *Компрессорная техника и пневматика*. 2009. № 2. С. 16–23.

221. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Демаков А. С. Анализ процессов теплообмена в ступени поршневого компрессора на основе расчетных циклов в $T-s$ - и $h-t$ -координатах. *КТУПн*. 2009. № 1. С. 14–18.
222. Прилуцкий А. И. Развитие теории, методов расчета и оптимального проектирования поршневых компрессорных и расширительных машин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, системы кондиционирования и жизнеобеспечения». С.-Пб., 2015. 34 с.
223. Васильева И. А., Волков Д. П., Заричняк Ю. П. Теплофизические свойства веществ : учеб. пособие. С.Пб.: СПбГУ ИТМО, 2004. 80 с.
224. Головинцов А. Г., Юдаев Б. Н., Федотов Е. И. Техническая термодинамика и теплопередача. 2-е изд., перераб., доп. М. : Машиностроение, 1970. 295 с.
225. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Расчет пневмопривода. М. : Машиностроение, 1975. 272 с.
226. Киселев В. И. Горная механика. М. : Metallurgizdat, 1952. 628 с.
227. Бахвалов Н. С., Жидков Н. П., Кобельков Г. М. Численные методы. 6-е изд. М. : БИНОМ. Лаборатория знаний, 2008. 636 с.
228. Березин И. С., Жидков Н. П. Методы вычислений : в 2 т. М. : Физматгиз. 1962. Т. 1, 2, 1966.
229. Амосов А. А., Дубинский Ю. А., Копченова Н. В. Вычислительные методы для инженеров : учеб. пособие. 2-е изд., доп. М. : МЭИ, 2003. 597 с.
230. Шварц И. Н. Применение ЭВМ для расчета и оптимизации поршневых компрессоров. М. : ЦИНТИхимнефтемаш, 1973. 31 с.
231. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы : учеб. для вузов по специальности «Автоматизация теплоэнергетических процессов». 3-е изд., перераб. М. : Энергия, 1978. 704 с.
232. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С. Дослідження параметрів роботи роторно-поршневого двигуна. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал*. 2019. № 1. С. 3–8.

233. Митрофанов О. С. Дослідження впливу параметрів робочого процесу на ефективні показники роторно-поршневого двигуна. *Shipbuilding & marine infrastructure*. Миколаїв : НУК, 2020. № 1 (13). С. 17–24.
234. Пневмопривод и средства автоматизации : учеб. пособие / Н. Д. Быстров, А. А. Иголкин, В. Н. Плюхи, С. А. Петренко, Е. В. Шахматов. Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. 112 с.
235. Калинин Н. В., Кабанова И. А., Галковский В. А., Костюченко В. М. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий. Смоленск : Смоленский филиал МЭИ (ТУ), 2005. 122 с.
236. Energy Consumption and Energy Saving Research Status of Air Compressor System / T. Xiaolin, H. Shougen, Q. Hongbo, Z. Jun, R. Lingyuan. *Applied Mechanics & Materials*. September 2014. Vol. 628. P. 225–228.
237. Mytrofanov O., Poznanskyi A., Proskurin A., Shabalin Yu. Research into the recovery of exhaust gases from ICE using an expansion machine and fuel conversion. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 4/5 (100). P. 32–38. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.174061.
238. Colvile R., Hutchinson E., Mindell J., Warren R. The transport sector as a source of air pollution. *Atmos. Environ.* 2001. No. 35. P. 1537–1565.
239. Kousoulidou M., Ntziachristos L., Mellios G., Samaras Z. Road-transport emission projections to 2020 in European urban environments. *Atmos. Environ.* 2008. No. 42. P. 7465–7475.
240. BP Statistical Review of World Energy 2018. 67th ed. London : Centre for Energy Economics Research and Policy, Heriot-Watt University, 2018. 54 p.
241. Environmental Analysis of Petrol, Diesel and Electric Passenger Cars in a Belgian Urban Setting / Nils Hoofman, Luis Oliveira, Maarten Messagie, Thierry Coosemans, Joeri Van Mierlo. *Energies*. 2016. No. 9, 84. P. 1–24.
242. Electric surge; Carmakers' car plans across Europe 2019–2025. *Transport & Environment. European Federation for Transport and Environment AISBL*. 2019.
243. Crisostomi E., Shorten R., Stüdl S., Wirth F. Electrical and Plug-in Hybrid Vehicle Networks: Optimization and Control. Taylor&FrancisGroup, 2018.

244. Ehsani M., Gao Y., Longo S., Ebrahimi K. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles. 3-rd ed. Taylor&FrancisGroup, 2018.
245. German J. Hybrid Vehicles Technology Development and Cost Reduction. *Technical Brief*. July 2015. No. 1, A series on Technology trends in passenger vehicles in the United States. P. 1–18.
246. Автомобили с гибридной силовой установкой : учеб. пособие для вузов / С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов, В. В. Ломакин и др. М. : МГТУ «МАМИ», 2009. 136 с.
247. Гибридные автомобили – решение экологической проблемы автомобильного транспорта / В. В. Селифонов, К. Е. Карпучин, А. И. Филонов и др. *Известия МГТУ «МАМИ»*. 2007. № 2. С. 30–44.
248. Гібридні автомобілі / О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков та ін. Харків : Крок, 2008. 327 с.
249. Капустин А. А., Раков В. А. Гибридные автомобили : учеб. пособие. Вологда : ВоГУ, 2016. 95.
250. European Vehicle Market Statistics. *Pocketbook 2020/21; International Council on Clean Transportation*. Berlin, 2020. 106 p. URL: <http://eupocketbook.org>.
251. A review of compressed-air hybrid technology in vehicle system / F. Wasbari, R. A. Bakar, L. M. Gan, M. M. Tahir, A. A. Yusof. *Renew Sustain Energy Rev*. 2017. No. 67. P. 935–953.
252. Radhika S., Swapna D., Manikanta P., Sunain S. K. Design of a compressed air vehicle. *J Refrig Air Cond Heat Vent*. 2016. No. 1 (3). P. 1–6.
253. A review on novelty of design and development of pneumatic bicycle / R. Robert, A. M. Sharath Machaiah, J. K. Roy, S. Sunny, R. Chennakeshava. *J Aerosp. Eng. Technol*. 2018. No. 8 (1). P. 1–4.
254. Nabil T. Investigation and implementation of compressed air powered motorbike engines. *Engineering Reports. Wiley Research Article*. 2019. P. 1–13. 1:e12034. DOI: <https://doi.org/10.1002/eng2.12034>.

255. Singh Vishwajeet. Compressed Air Engine. *International Journal of Scientific and Research Publications*. 2017. Vol. 7, Issue 7. P. 403–412.
256. Kumar N. P., Shankar N. V. S., Prasad Reddy V. S. S. N. Performance of a compressed air engine. *Int. J Res. Appl. Sci. Eng. Technol.* 2018. No. 6. P. 2456–2466.
257. Radhakrishna L., Gopikrishna N. Prefabricating and testing of air driven engine. *Int. J Mech. Eng. Technol.* 2017. No. 8 (11). P. 238–251.
258. Design and Developing of Compressed Air Engine / Kumar, Shubham, Pradhan, Pankaj Kumar, Khan, Zakeer Hussain, Kumar, B. Anil, M. Chaithanya. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2017. Vol. 04, Issue 05. P. 1468–1474.
259. Chinglenthoba C., Balaji V., Abbas B., Kumar A. M. System design and mechanism of a compressed air engine. *Int. J Mech. Dyn. Anal.* 2016. No. 2 (2). P. 1–5.
260. Ткач М. Р., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю., Познанський А. С. Дослідження параметрів роботи роторно-поршневого пневмодвигуна транспортної енергетичної установки. *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал*. 2020. № 1. С. 28–35. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.04.
261. Филькин Н. М., Шаихов Р. Ф., Буянов И. П. Теория транспортных и транспортно-технологических машин : учеб. пособие. Пермь : ФГБОУ ВО Пермская ГСХА, 2016. 230 с.
262. Тяговый расчет автомобиля : метод. указания к курсовому проектированию по дисциплине «Конструкция и потребит. свойства автомобилей» / Владим. гос. ун-т им. А.Г. и Н.Г. Столетовых ; сост. Р. В. Нуждин. Владимир : Изд-во ВлГУ, 2018. 36 с.
263. Mytrofanov O., Proskurin A., Poznanskyi A. Research of rotary piston engine use in transport power plants. *Transport problems*. 2021. Vol. 16, Issue 1. P. 165–178.
264. Зенченко В. А., Ременцов А. Н., Павлов А. В., Сотсков А. В. Оценка

параметров окружающей среды и основных транспортных потоков, определяющих ситуацию на улично-дорожной сети. *Современные наукоемкие технологии*. 2012. № 2. С. 52–59.

265. Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б. Организация дорожного движения : учеб. для вузов. 5-е изд., перераб. и доп. М. : Транспорт, 2001. 247 с.

266. Прогноз развития энергетики мира и России 2016 / Е. Д. Белоцкая, Ф. В. Веселов, Ю. В. Галкин, А. А. Галкина, Е. И. Геллер [и др.] / под ред. А. А. Макарова, Л. М. Григорьева, Т. А. Митровой. М. : ИНЭИ РАН / АЦРФ, 2016. 195 с.

267. Агабабов В. С., Корягин А. В., Андреев А. Р. Изменение показателей котельных при применении детандер-генераторных агрегатов. *Промышленная энергетика*. 2004. № 7. С. 38–44

268. Агабабов В. С. Основные особенности применения детандер-генераторных агрегатов на ТЭЦ. *Энергосбережение и водоподготовка*. 2002. № 3. С. 27–29.

269. Агабабов В. С. Методика оценки влияния детандер-генераторного агрегата на тепловую экономичность ТЭЦ. *Теплоэнергетика*. 2002. № 5. С. 48–52.

270. Газовый поршневой детандер низкого давления / И. К. Прилуцкий, И. А. Арсеньев, М. А. Молодов, А. А. Прилуцкий, А. И. Шевцова. *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2015. № 3. С. 1–14.

271. Агабабов В. С., Корягин А. В. Определение энергетической эффективности использования детандер-генераторного агрегата в системах газоснабжения. *Теплоэнергетика*. 2002. № 12. С. 35–38.

272. Агабабов В. С. Корягин А. В., Хаймер Ю. Ю., Лозе П. Использование детандер-генераторных агрегатов в промышленности. *Энергосбережение в Поволжье*. 2000. № 3. С. 89–91.

273. Бахтизин Р. Н., Дорожкин В. Ю., Терегулов Р. К., Мастобаев Б. Н. Сжиженный природный газ на суше и в море. Производство, хранение, транспорт, регазификация. С.Пб. : Недра, 2016. 428 с.
274. Фальман А. Г., Агейский Д. Э. Перспективы регазификации СПГ. *Вестник МАХ*. 2015. № 2. С. 46–49.
275. Фальман А. Г., Агейский Д. Э. Рабочее тело цикла Ренкина для утилизации холода регазификации. *Вестник Международной академии холода*. 2016. № 2. С. 71–75.
276. Газовое оборудование, приборы и арматура газораспределительных сетей и газохранилищ : учеб. пособие / К. А. Акулов, Ю. Д. Земенков, А. Н. Гульков, В. А. Петряков, А. Н. Шиповалов. Тюмень : ТИУ, 2016. 317 с.
277. Mytروفanov O. S., Proskurin A. Yu. Increasing energy efficiency of natural gas reduction due to use of rotary piston engines. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. Миколаїв : НУК, 2020. № 3 (481). С. 40–47. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2020.3\(481\).5](https://doi.org/10.15589/znp2020.3(481).5).
278. Белоусов А. Е. Обоснование способа редуцирования природного газа в системе газораспределения при помощи детандеров объемного типа : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.19. С.-Пб., 2018. 127 с.
279. Henderson R. M., Reinert S. A., Oseguera M. Climate Change in 2020: Implications for Business. *Harvard business school*. 2020. № 9-320-087. P. 1–27.
280. Climate Change Performance Index. Results 2020 / Jan Burck, Ursula Hagen, Niklas Höhne, Leonardo Nascimento, Christoph Bals. Germany: Germanwatch, New Climate Institute & Climate Action Network, 2019. 32 p.
281. Global Warming of 1.5 °C / V. Masson-Delmotte, P. Zhai, H.-O. Partner, D. Roberts, J. Skea, P. R. Shukla, A. Pirani, W. Moufouma-Okia, C. Ryan, R. Pidcock, S. Connors, J. B. R. Matthews, Y. Chen, X. Zhou, M. I. Gomis, E. Lonnoy, T. Maycock, M. Tignor, T. Waterfield (eds.). *Intergovernmental Panel on Climate Change*. 2019. 616 p.

282. Pathways to Sustainable Energy: Accelerating Energy Transition in the UNECE Region. *ECE ENERGY SERIES*. 2020. No. 67. P. 64.
283. Справочник по возобновляемой энергетике Европейского союза / Г. В. Ермоленко, И. С. Толмачева, И. Ю. Ряпин, Ю. А. Фетисова, А. А. Мацура, А. Б. Реутова. М. : Институт энергетики НИУ ВШЭ, 2016. 95 с.
284. Гелетуха Г. Г., Железная Т. А., Праховник А. К. Анализ энергетических стратегий стран ЕС и мира и роли в них возобновляемых источников энергии. *Аналитическая записка БАУ (Биоэнергетическая ассоциация Украины)*. 2015. № 13. 36 с.
285. Гелетуха Г. Г., Железна Т. А., Баштовий А. І. Аналіз енергетичних стратегій країн ЄС та світу і ролі в них відновлювальних джерел енергії. Ч. 1. *Промышленная теплотехника*. 2016. Т. 38, № 2. P. 56–64.
286. Zakeri B., Syri S. Electrical energy storage systems: A comparative life cycle cost analysis. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2015. No. 42. P. 569–596.
287. Energy storage technology and application in Power system / X. Geng, Q. Zhu, H. Guo, C. Duan, H. Cui. *Smart Grid*. 2016. No. 4. P. 54–59.
288. Sameer H., Johannes L. A review of large-scale electrical energy storage. *Int. J. Energy Storage*. 2015. No. 39. P. 1179–1195.
289. Budt M., Wolf D., Span R., Yan J. A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments. *Applied Energy*. 2016. No. 170. P. 250–268. DOI:10.1016/j.apenergy.2016.02.108.
290. Siddharth Atul Kakodkar. Extensible Modeling of Compressed Air Energy Storage Systems. Master of Applied Science in Mechanical Engineering Waterloo. Canada, Ontario, 2018.
291. Overview of compressed air energy storage and technology development / Jidai Wang, Kunpeng Lu, Lan Ma, Jihong Wang, Mark Dooner, Shihong Miao, Jian Li, Dan Wang. *Energies*. 2017. No. 10. P. 991. DOI:10.3390/en10070991.
292. Liu C., Xu Y., Hu S., Chen H. Techno-economic analysis of compressed air energy storage power plant. *Energy Storage Sci. Technol.* 2015. No. 4. P. 158–168.

293. Diyoke C., Aneke M., Wang M., Wu C. Techno-economic analysis of wind power integrated with both compressed air energy storage (CAES) and biomass gasification energy storage (BGES) for power generation. *The Royal Society of Chemistry (RSC Adv.)*. 2018. No. 8. P. 22004–22022. DOI: 10.1039/c8ra03128b.
294. Zhao P., Gao L., Wang J., Dai Y. Energy efficiency Analysis and Off-design Analysis of Two Different Discharge Modes for Compressed Air Energy Storage System Using Axial Turbines. *Renew. Energy*. 2016. No. 85. P. 1164–1177.
295. Gonzalez-Gonzalez J. Modelling Axial Turbomachinery for Cmpressed Air Energy Storage. 2018. February 20. URL: <https://uwspace.uwaterloo.ca/handle/10012/13032>.
296. Dynamic simulation of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) plant with integrated thermal storage – Link between components performance and plant performance / A. Sciacovelli, Y. Li, H. Chen, Y. Wu, J. Wang, S. Garvey, Y. Ding. *Applied Energy*. 2017. No. 185. P. 16–28. DOI:10.1016/j.apenergy.2016.10.058.
297. Guo Z., Deng G., Fan Y., Chen G. Performance optimization of adiabatic compressed air energy storage with ejector technology. *Applied Thermal Engineering*. 2016. No. 94. P. 193–197. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.10.047.
298. Venkataramani G., Parankusam P., Ramalingam V., Wang J. A review on compressed air energy storage – A pathway for smart grid and polygeneration. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2016. No. 62. P. 895–907.
299. Thermal-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage / E. Yao, H. Wang, L. Wang, G. Xi, F. Marechal. *Energy Convers. Manag.* 2016. No. 118. P. 377–386.
300. Morgan R., Nelmes S., Gibson E., Brett G. Liquid air energy – Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant. *Appl. Energy*. 2015. No. 137. P. 845–853.
301. Morgan R. Liquid air energy storage – From theory to demonstration. *Int. J. Environ. Stud.* 2016. No. 73. P. 469–480.

302. Kantharaj D., Garvey S., Pimm A. Compressed air energy storage with liquid air energy capacity extension. *Appl. Energy*. 2015. No. 157. P. 152–164.
303. Pimm A. J., Garvey S. D., Kantharaj B. Economic analysis of a hybrid energy storage system based on liquid air and compressed air. *J. Energy Storages*. 2015. No. 4. P. 24–35.
304. Thermodynamic analysis of energy storage with a liquid air Rankine cycle / B. Ameel, C. TJoen, K. Kerpel, P. Jaeger, H. Huisseune, M. V. Belleghem, M. D. Paere. *Appl. Ther. Eng.* 2013. No. 52. P. 130–140.
305. Guo H., Xu Y., Chen H., Zhou X. Thermodynamic characteristics of a novel supercritical compressed air energy storage system. *Energy Convers. Manag.* 2016. No. 115. P. 167–177.
306. Grazzini G., Milazzo A. A thermodynamic analysis of multistage adiabatic CAES. *Proc. IEEE*. 2012. Vol. 100, no. 2. P. 461–472.
307. Hartmann N., Vöhringer O., Kruck C., Eltrop L. Simulation and analysis of different adiabatic Compressed Air Energy Storage plant configurations. *Appl. Energy*. 2012. Vol. 93. P. 541–548.
308. Barbour E., Mignard D., Ding Y., Li Y. Adiabatic Compressed Air Energy Storage with packed bed thermal energy storage. *Appl. Energy*. 2015. Vol. 155. P. 804–815.
309. Mytrofanov O., Proskurin A. Analysis of Efficiency of Rotary Piston Engines Use at Power Plants for Surplus Electrical Energy Accumulation. *Problemele Energeticii Regionale*. 2020. Vol. 4 (48). P. 58–68. DOI: 10.5281/zenodo.4317046.
310. Митрофанов О. С. Перспективи використання роторно-поршневих двигунів в енергетичних установках акумулювання електричної енергії. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. Миколаїв : НУК, 2020. № 1 (479). С. 35–41. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2020.1\(479\).4](https://doi.org/10.15589/znp2020.1(479).4).
311. Бондаренко Г. Н., Колябина И. Л., Маринич О. В. Проблема извлечения сероводорода из глубинных вод Черного моря. *Геология и полезные ископаемые Мирового океана*. 2009. № 2. С. 92–97.

312. Димитров Д., Димитров П. Черное море – нетрадиционный энергетический и сырьевой центр Европы. *Геология и полезные ископаемые Мирового океана*. 2010. № 2. С. 27–34.
313. Михайлюк О. Л. Перспективи використання енергетичного потенціалу сірководню Чорного моря. *Науковий вісник ОНЕУ*. 2012. № 21 (173). С. 91–100.
314. Альтернативная сероводородная энергетика Черного моря, состояние, проблемы и перспективы. Ч. I / И. М. Неклюдов, Б. В. Борц, О. В. Полевич, В. И. Ткаченко, Б. А. Шиляев. *Водородная энергетика и транспорт*. 2006. № 12 (44). С. 23–30.
315. Ткач М. Р., Тимошевський Б. Г., Проскурін А. Ю., Галинкін Ю. М. Ефективність енерготехнологічної установки щодо видобування сірководню з глибин Чорного моря. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2019. № 7 (159). С. 50–57.
316. Спосіб видобування сірководню з глибинних вод Чорного моря : пат. на корисну модель України № 140551 / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, А. Ю. Проскурін, Ю. М. Галинкін. № u201905063; заявл. 13.05.2019 р.; опубл. 10.03.2020 р. Бюл. № 5.
317. Ткач М. Р., Проскурін А. Ю., Митрофанов О. С., Галинкін Ю. М. Підвищення ефективності технології отримання водню шляхом використання регенераційного контуру з роторно-поршневою розширювальною машиною. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2020. № 7 (167). С. 12–18.
318. Показники сірководневої роторно-поршневої розширювальної машини у складі енерготехнологічної установки / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін, Ю. М. Галинкін. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2019. № 8 (160). С. 5–9.
319. Орлов П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 3-х кн. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1977. Кн. 1. 624 с.
320. Гокун В. Б. Унификация и агрегатирование в машиностроении. М. : Стандарты, 1970. 313 с.

321. Кавахара М. Герметичные холодильные компрессоры. *Рэбото кумё кидзюцу*. 1970. № 248. С. 11–21.
322. Орлов П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 3-х кн. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1977. Кн. 2. 623 с.
323. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю., Познанський А. С. Вибір зазорів циліндро-поршневих сполучень роторно-поршневих двигунів. *Двигатели внутреннего сгорания* : Всеукраинский научно-технический журнал. 2020. № 2. С. 3–8. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.01.
324. РТМ 108.020.33:89. Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет. 73 с.
325. Скворцов В. Ф. Основы технологи машиностроения : учеб. пособие / Томский политехнический университет. Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2012. 352 с.
326. Каменичный И. С. Краткий справочник технолога-термиста. К. : Оборонгиз, 1963. 286 с.
327. Фиргер И. В. Термическая обработка сплавов : справочник. Л. : Машиностроение, 1982. 304 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 120489

ПОРШНЕВА МАШИНА

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 10.12.2019.

Заступник Міністра розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України

Д.О. Романович



(11) **120489**

Державне підприємство
«Український інститут інтелектуальної власності»
(Укрпатент)

Цей паперовий документ ідентичний за документарною інформацією та реквізитами електронному документу з електронним підписом уповноваженої особи Міністерства розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України.

Паперовий документ містить 3 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.

Для доступу до електронного примірника цього документа з ідентифікатором 2376051219 необхідно:

1. Перейти за посиланням <https://sis.ukrpatent.org>.
2. Обрати пункт меню Сервіси – Отримати оригінал документу.
3. Вказати ідентифікатор електронного примірника цього документа та натиснути «Завантажити».

Уповноважена особа Укрпатенту

10.12.2019



І.Є. Матусевич



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **120489** (13) **C2**
(51) МПК
F01B 9/06 (2006.01)
F01B 13/06 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

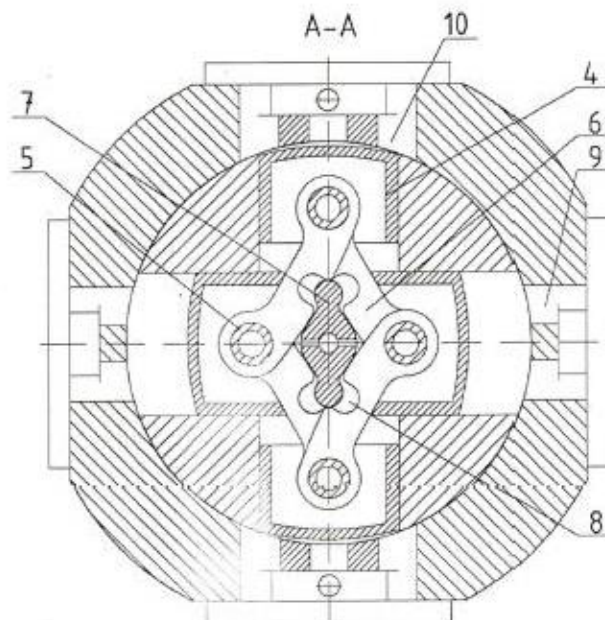
<p>(21) Номер заявки: а 2019 02189 (22) Дата подання заявки: 04.03.2019 (24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 10.12.2019 (41) Публікація відомостей про заявку: 10.09.2019, Бюл.№ 17 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.12.2019, Бюл.№ 23</p>	<p>(72) Винахідник(и): Митрофанов Олександр Сергійович (UA), Шабалін Юрій Вікторович (UA), Бірюк Тетяна Федорівна (UA), Єфеніна Людмила Олексіївна (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ "МОТОР-ПЛЮС", вул. Шевченка, 22, м. Миколаїв, 54030 (UA), Митрофанов Олександр Сергійович, вул. Восьмого Березня, 105-а, кв. 39, м. Миколаїв, 54020 (UA), Шабалін Юрій Вікторович, вул. Московська, 13, кв. 49, м. Миколаїв, 54001 (UA), Бірюк Тетяна Федорівна, вул. Електронна, 12, м. Миколаїв, 54007 (UA), Єфеніна Людмила Олексіївна, вул. Космонавтів, 74, кв. 20, м. Миколаїв, 54056 (UA)</p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: SU 1679038 A1, 23.09.1991 UA 73185 C2, 15.06.2005 SU 1562497 A1, 07.05.1990 RU 2105891 C1, 27.02.1998 US 3077870 A, 19.02.1963 US 4077267 A, 07.03.1978 US 2718879 A, 27.09.1955 US 3921601 A, 25.11.1975 US 3274982 A, 27.09.1966</p>
--	--

(54) ПОРШНЕВА МАШИНА**(57) Реферат:**

Поршнева машина містить корпус, розміщений у ньому ротор з радіальними попарно опозитними дванадцятьма циліндрами і розташованими в них дванадцятьма поршнями, які зв'язані між собою за допомогою пальців і жорстких ланок з утворенням шарнірного чотирикутника, і розміщений у ньому співвісно з ротором кулачок з двома діаметрально протилежними вершинами, встановлений з можливістю контакту з ланками, що утворюють бічні сторони чотирикутника, при цьому кулачок встановлений з можливістю повороту і виконаний у вигляді стрижня з поперечним перерізом у формі криволінійного ромба зі скругленими вершинами, а в кожній з ланок б на її бічній поверхні, виконаної радіусом R, є пази, обмежені дугою кола з радіусом, що дорівнює радіусу скруглення вершини кулачка, причому криві, що обмежують поперечний переріз стрижня і лежать по обидва боки малої діагоналі ромба, виконані у вигляді дуг кіл із центрами в одному колі радіусом r, що лежить на меншій діагоналі

UA 120489 C2

ромба, а центр іншого кола з радіусом R лежить на лінії центра радіуса ланки, а відстань між вершинами кулачка дорівнює різниці довжин більшої і меншої діагоналей ромба, утвореного осями ланок при положенні поршнів у мертвих точках фігури.



Фіг. 2

Винахід належить до поршневих машин з радіальним розташуванням робочих циліндрів і може бути використаний у машинобудуванні при виробництві ротативних поршневих машин, що працюють на різних робочих середовищах.

Відомо про поршкову машину, яка описана в авторському свідоцтві СРСР №1679038, яке було опубліковане 23.09.91 року в бюл.№35, МПК 5 F01B 1/08, за яким поршневая машина містить корпус, розташований у ньому ротор з радіальними попарно опозитно розташованими циліндрами і розташованими у них чотирима поршнями, які зв'язані між собою за допомогою пальців та шарнірних тяг, які утворюють чотирикутник та розташований у ньому співвісно ротору кулачок з двома діаметрально протилежними вершинами. Кулачок встановлений з можливістю контакту із шарнірними тягами. Кулачок встановлений з можливістю повороту відносно своєї осі та виконаний у вигляді стрижня з поперечним перерізом у формі криволінійного ромба з вершинами у вигляді двох циліндричних опорних елементів, що закріплені на стрижні з різних сторін більшої діагоналі ромба. У кожній із шарнірних тяг у середній частині виконані пази, які обмежені дугою кола з радіусом, що дорівнює радіусу вершин кулачка. До того ж криві, що обмежують поперечний переріз стрижня кулачка і лежать з бокових сторін, виконані у вигляді дуг з геометричними центрами на меншій діагоналі кулачка, а відстань між вершинами кулачка дорівнює різниці довжини більшої та меншої діагоналей ромба, що утворюють шарнірні тяги при розташуванні поршнів у "мертвих точках". Циліндричні опорні елементи виконані у вигляді роликів, що закріплені на осях кулачків. Для підводу та випуску робочої рідини на торцевій кришці корпусу виконані впускні та випускні сегменти й канали на твірній ротора.

Причинами, що перешкоджають одержанню очікуваних результатів при використанні відомої поршневої машини, є те, що вона має недостатню врівноваженість моменту руху, а також підвищений шум при роботі, оскільки при проході мертвої точки кулачок для підтримки моменту руху повинен контактувати з підвищеним зусиллям із шарнірними тягами, що також знижує надійність і ресурс. Впуск та випуск робочої рідини через торцеву частину корпусу, канали на твірній циліндра ротора не забезпечують подачу робочого тіла без втрат, оскільки між різними каналами великий перепад тиску і велика протяжність зазорів по контуру каналів.

Найбільш близькою до заявленого винаходу за технічною суттю є поршневая машина, описана в патенті України №73185 МПК F01B 13/00, F01B 9/00, опубл. 15.06.2005, бюл. № 6., за яким поршневая машина містить корпус, розміщений у ньому ротор з радіальними попарно опозитними дванадцятьма циліндрами і розташованими в них дванадцятьма поршнями, які пов'язані між собою за допомогою пальців і жорстких ланок з утворенням шарнірного чотирикутника, і розміщений у ньому співвісно ротора кулачок з двома діаметрально протилежними вершинами, встановлений з можливістю контакту з ланками, що утворюють бічні сторони чотирикутника. Як впускні, так і випускні отвори у корпусі виконані в ряд за напрямком, паралельним осі ротора, і з'єднані групами між собою поздовжніми отворами, виконаними в тілі корпусу. Також у корпусі між внутрішньою порожниною та ротором встановлена втулка, в якій виконані калібровані впускні та випускні вікна. Достатнім у всіх випадках є те, що в поршневій машині радіально розташовані циліндри під прямим кутом відносно сусідніх у площині, перпендикулярній осі ротора, та утворюють у роторі хрестоподібну розточку. Хрестоподібних розточок по довжині ротора розташовано не менше двох, причому хрестоподібні розточки повернуті одні відносно інших із забезпеченням рівних кутів, у площині, перпендикулярній до осі ротора, кулачок встановлений з можливістю контакту із шарнірними тягами поршнів усіх хрестоподібних розточок, у корпусі для кожної хрестоподібної розточки у радіальному напрямку виконані по два впускні та два випускні отвори, які з'єднані по групах з отворами інших хрестоподібних розточок. Достатніми ознаками в окремих випадках є те, що кожна наступна хрестоподібна розточка повернута відносно сусідньої на кут, який дорівнює 90 градусів поділене на кількість хрестоподібних розточок у роторі, те, що як впускні, так і випускні отвори у корпусі виконані в ряд за напрямком, паралельним осі ротора, і з'єднані групами між собою поздовжніми отворами, виконаними в тілі корпусу. Також у корпусі між внутрішньою порожниною та ротором встановлена втулка, в якій виконані калібровані впускні й випускні вікна.

Причинами, що перешкоджають одержанню очікуваних результатів при використанні відомої поршневої машини, є те, що вона має втулку з каліброваними впускними та випускними вікнами, що значно ускладнює конструкцію (збільшує кількість деталей), ускладнює технологію виготовлення (виготовлення втулки вимагає ряд точних токарних і фрезерних операцій), а також збільшує можливі витоки робочого тіла між зазорами сполучних деталей. Також наявність роликів і осей, на яких вони обертаються, ускладнює конструкцію кулачка та зменшує її надійність.

В основу винаходу поставлено задачу спрощення конструкції і поліпшення умов експлуатації шляхом забезпечення можливості плавної зміни частоти обертання ротора та зміни напрямку його обертання, а також підвищення надійності і довговічності за рахунок забезпечення подачі мастила й плавного обкатування контактуючих поверхонь.

- 5 Суть винаходу пояснюється кресленнями, де:
на фіг. 1 - зображена поршнева машина, поздовжній розріз;
на фіг. 2 - розріз А-А на фіг. 1;
на фіг. 3 - кінематична схема.

10 Поршнева машина містить корпус 1, розміщений у ньому ротор 2 з радіальними попарно опозитними дванадцятьма циліндрами 3 і розташованими в них дванадцятьма поршнями 4, які зв'язані між собою за допомогою пальців 5 і жорстких ланок 6 з утворенням шарнірного чотирикутника, і розміщений у ньому співвісно ротора 2 кулачок 7 з двома діаметрально протилежними вершинами, встановлений з можливістю контакту з ланками 6, що утворюють бічні сторони чотирикутника, при цьому кулачок 7 встановлено з можливістю повороту і
15 виконаний у вигляді стержня з поперечним перерізом у формі криволінійного ромба зі скругленими вершинами, а в кожній з ланок 6 на її бічній поверхні, виконаної радіусом R , є пази 8, обмежені дугою кола з радіусом, що дорівнює радіусу скруглення вершини кулачка 7, причому криві, що обмежують поперечний переріз стержня і лежать по обидва боки малої діагоналі ромба, виконані у вигляді дуг кіл із центрами в одному колі радіусом r , що лежить на меншій діагоналі ромба, а центр іншого кола з радіусом R лежить на лінії центру радіуса ланки, а відстань між вершинами кулачка 7 дорівнює різниці довжин більшої і меншої діагоналей ромба, утвореного осями ланок 6 при положенні поршнів 4 у мертвих точках фігури.

Поршнева машина працює наступним чином. Робоче тіло подається через впускний ресивер 9 і по каналах надходить до поршнів 4, які із зусиллям рухаються до осі ротора 2, кожен при цьому передає зусилля двом симетрично розташованим щодо кожного поршня 4 ланкам 6. При цьому взаємодіючи зі скругленими вершинами кулачка 7 ланки 6 повертаються, впираючись скругленими пазами у вершини кулачка 7, що знаходиться в нерухомому стані, внаслідок чого ротору 2 надається обертальний рух. Поршні 4 рухаються при цьому від осі ротора 2 і виштовхують відпрацьоване робоче тіло через канали у випускний ресивер 10. При повороті кулачка 7 за годинниковою стрілкою із зазначеного положення ротор 2 починає обертатися проти годинникової стрілки, а зі зростанням кута повороту кулачка 7 зростає частота обертання ротора 2. При досягненні певного кута обороти досягають максимального значення. При подальшому збільшенні кута повороту частота обертання починає зменшуватися і стає такою, що дорівнює нулю, тобто ротор зупиняється.

35 Таким чином, поршнева машина за винаходом: більш дешева й технологічна у виготовленні, має зменшені масогабаритні показники, малозумна, надійна і проста в експлуатації та обслуговуванні, має підвищений механічний і ефективний ККД за рахунок зменшення сил тертя сполучних елементів та витоків робочого тіла, а також високий ступінь рівномірності обертання й рівномірний крутний момент.

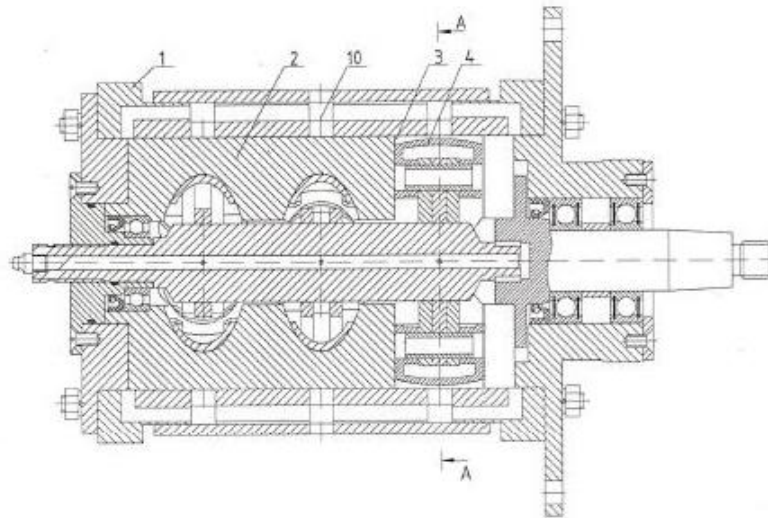
40 Автори виготовили та провели успішні випробування кількох дослідних зразків поршневої машини.

ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

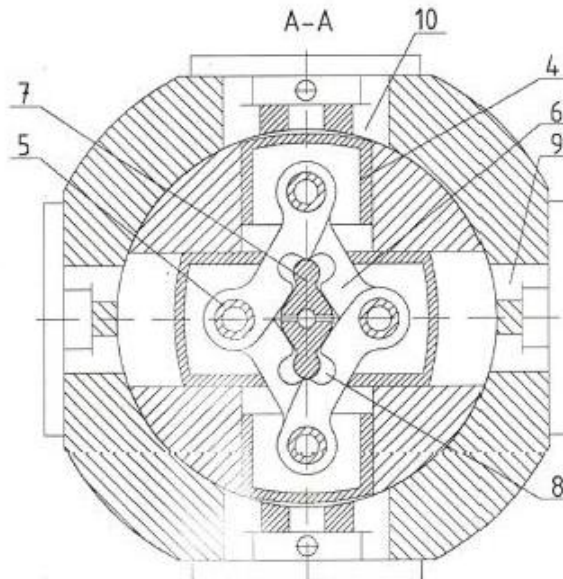
45 1. Поршнева машина, яка містить корпус, циліндричний ротор з радіально розташованими циліндрами і поршнями, які зв'язані між собою за допомогою пальців та шарнірних ланок, кулачок встановлений з можливістю контакту з шарнірними ланками, циліндри розташовані під прямим кутом відносно сусідніх в площині, перпендикулярній до осі ротора, та утворюють у роторі хрестоподібну розточку, яких по довжині ротора розташовано не менше двох, причому
50 хрестоподібні розточки повернуті одна відносно одної із забезпеченням рівних кутів, у площині, перпендикулярній до осі ротора, у корпусі для кожної хрестоподібної розточки у радіальному напрямку виконані по два впускних та два випускних отвори, які з'єднані по групах з отворами інших хрестоподібних розточок, яка відрізняється тим, що кулачок встановлений з можливістю повороту і виконаний у вигляді суцільного стержня з поперечним перерізом у формі криволінійного ромба зі скругленими вершинами, а всередині кожної з ланок виконані пази, обмежені дугою кола з радіусом, що дорівнює радіусу скруглення вершини кулачка, причому
55 бокова поверхня ланки, що контактує з кулачком, має радіус, що дорівнює радіусу скруглення бічної поверхні кулачка, що дозволяє ланці обкатуватися.

60 2. Машина за п. 1, яка відрізняється тим, що кулачок для поліпшення змащування поверхонь має отвори для подачі мастила.

3. Машина за п. 1, яка **відрізняється** тим, що криві, що обмежують поперечний переріз стержня кулачка і лежать по обидві сторони малої діагоналі ромба, виконані у вигляді дуг кіл, центр одного кола з радіусом r лежить на меншій діагоналі ромба, а центр іншого кола з радіусом R лежить на лінії центра радіуса ланки.
- 5 4. Машина за п. 1, яка **відрізняється** тим, що бокова поверхня ланки має радіус кривизни R , що дорівнює радіусу кривизни бічної поверхні кулачка, що, в свою чергу, забезпечує мінімальний контакт контактуючих поверхонь.
- 10 5. Машина за п. 1, яка **відрізняється** тим, що для забезпечення рівномірності обертання в роторі виконано три хрестоподібні розточки, кожна з яких повернена на кут 30° відносно сусідньої.



Фиг. 1



Фиг. 2

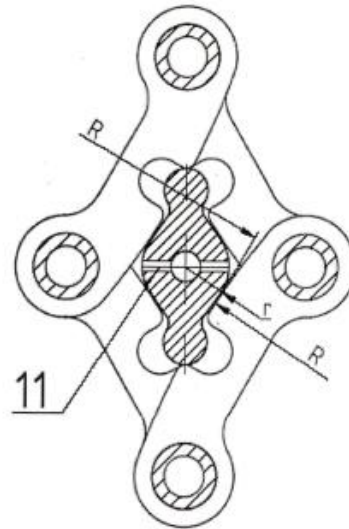


Fig. 3

Комп'ютерна верстка І. Скворцова

Міністерство розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України,
вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Додаток Б

ТОВ «МОТОРСЕРВІСПРОМ»

54030, м. Миколаїв, вул. Шевченка, 22 оф. 2-15

ЄДРПОУ 42340465, ІПН 423404614035

р/р UA983266100000026007053239182 в АТ КБ «Приватбанк», м. Миколаїв МФО 326610

ЗАТВЕРДЖУЮ

№ 950 від 02.04. 2021 р.

Директор ТОВ

«МОТОРСЕРВІСПРОМ»

Л. О. Єфеніна



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи

Митрофанова Олександра Сергійовича

«ЕФЕКТИВНІСТЬ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ІЗ ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ»

Дисертаційна робота Митрофанова О. С. присвячена створенню високо-ефективних роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху та енергетичних установок різного призначення на їх базі, а результати дослідження становлять практичний інтерес для підприємств машинобудування.

Результати дисертаційної роботи Митрофанова О. С. використані машинобудівним підприємством «МОТОРСЕРВІСПРОМ» при проектуванні перспективних високоефективних роторно-поршневих двигунів різного цільового призначення. Відповідно до поставленої задачі Митрофановим О. С. виконано проектні роботи ряду двигунів заданої потужності (12РПД 4,4/1,75; 20РПД 4,5/1,75; 20РПД 3,0/1,15). Використовуючи дослідження впливу конструктивних параметрів роторно-поршневих двигунів на ефективність перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла та математичну модель робочого циклу, виконана оцінка енергетичних й економічних показників.

Розроблені Митрофановим О. С. методика проведення стендових випробувань роторно-поршневих двигунів, а також послідовність і тривалість проведення обкатки та контрольних випробувань були використані підприємством при практичній реалізації концептуальних проектів.

Додаток В



ТОВ "Мотор-Плюс".

Машинобудівне підприємство

54017, м. Миколаїв, вул. Шевченка, 22, тел. 58-91-95
ЄДРПОУ 31946790, ІПН 319467914035
р/р UA703808050000000026007459629 в АТ "Райффайзен Банк Аваль"
м. Миколаїв МФО 380805

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «Мотор-Плюс»

Ю.В. Шабалін

« 03 » 05 2021 р.

АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ результатів дисертаційної роботи Митрофанова Олександра Сергійовича «ЕФЕКТИВНІСТЬ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ІЗ ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ»

Результати дисертаційної роботи **Митрофанова О. С.** (Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова), яка присвячена розробці та дослідженню роторно-поршневих двигунів об'ємної дії з принципово новою схемою перетворення поступального руху поршня в обертовий рух ротора (шарнірно-кулачковий механізм руху), використані на машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс».

Розроблені загальні основи раціонального конструювання та компонування елементів роторно-поршневих двигунів об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху, а також практичні рекомендації щодо технології виготовлення й зборки основних складальних вузлів і деталей надали можливість підготовки та реалізації проектів енергетичних установок різного призначення згідно з вимогами замовника. Використання розроблених у дисертації рекомендацій дозволило отримати двигуни необхідної потужності та економічності у складі енергетичних установок.

Результати дисертаційної роботи **Митрофанова Олександра Сергійовича** становлять значний теоретичний та практичний інтерес при проектуванні й модернізації існуючих енергетичних установок, в яких застосовується стиснений газ.

Додаток Г



ТОВ «ТЕПЛОМАШПРОГРЕС»

юр. адреса: 54025, Україна, м. Миколаїв, пр-т Героїв України, 73, кв. 18
адреса для листування: 54001, Україна, м. Миколаїв, «Укрпошта»,
поштове відділення № 1, а/с 87
Код ЄДРПОУ 38395712 ІПН 383957114035 Св. №200082789
р/р UA 163206270000026008013025934 в АТ «Сбербанк» м. Київ МФО 320627
e-mail: tmp-nik@ukr.net
моб.тел.+38 050 318 19 40

№ 0049 від 10. 02. 2021 р

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи
Митрофанова Олександра Сергійовича

Дисертаційна робота Митрофанова О.С. (Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова) присвячена вирішенню актуальної науково-технічної проблеми підвищення енергоефективності енергетичних установок з машинами об'ємної дії за рахунок використання розроблених високоефективних роторно-поршневих двигунів із шарнірно-кулачковим механізмом руху нового типу.

Результати дисертації Митрофанова О.С. застосовані на підприємстві «ТЕПЛОМАШПРОГРЕС» при модернізації пневматичного приводу допоміжного суднового крана з вантажопідйомністю до 1000 кг. Як привід вантажної лебідки використано реверсивний роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 12РПД 4,4/1,75 потужністю 2,7 кВт, крутним моментом 18,2 Н·м та частотою обертання 1400 об/хв. Застосування роторно-поршневого двигуна типу 12РПД 4,4/1,75 дозволило зменшити витрати стиснутого повітря на 34...48 %, що, у свою чергу, забезпечило зниження енерговитрат на стиснення повітря.

Результати дисертаційної роботи Митрофанова Олександра Сергійовича становлять досить значний практичний інтерес при проектуванні нових або модернізації існуючих пневматичних приводів різного призначення з метою підвищення енергоефективності.

Директор
ТОВ «ТЕПЛОМАШПРОГРЕС»



Каченко А. М.

Додаток Д

ООО ШИП СЕРВИС
54025, Украина, г. Николаев,
пр. Героев Сталинграда, 13В
Тел. +38 (095) 0318683
www.shipservice.com.ua



Исходящий № 0621-01
от 16.06.21

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи

Митрофанова Олександра Сергійовича

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова

Результати дисертаційної роботи Митрофанова О.С. застосовано при переобладнанні платформного електричного візка ET-2054 (електрокара) вантажопідйомністю 2 т на пневматичний привід. Електрокари даного типу використовуються підприємством для переміщення різного вантажу між складськими приміщеннями. Основними недоліками експлуатації даного типу транспортного засобу є досить дорога заміна акумуляторної батареї, а також проблеми з постачанням заводом-виробником батарей.

Розроблено проект і проведено модернізацію шляхом заміни електричної системи приводу електрокара та електричного двигуна потужністю 6 кВт на пневматичний роторно-поршневий двигун типу 20РПД 4,4/1,75. Застосування переобладнаного платформного візка в умовах підприємства засвідчило ефективність та практичну зручність використання пневматичного приводу. Таким чином, результати дисертації Митрофанова Олександра Сергійовича становлять значний теоретичний та практичний інтерес при модернізації вантажного електричного транспорту промислових підприємств.

Директор ТОВ «ШИПСЕРВИС»

Лихой Є.А. _____



Додаток Е

Юридична адреса:
Україна, 54003, м. Миколаїв, вул. Артилерійська, 18, офіс № 4.8.
тел./факс: +38 (0512) 48-93-87
e-mail: aviafin10@gmail.com
Код ЄДРПОУ 36954963, ІПН 369549614038
Свідоцтво платника ПДВ 100272037
Р/р UA46380805000000026005243417
в ПАТ «Райффайзен Банк Аваль», МФО 380805

ТОВ "АВІАФІНСЕРВІС"

№ 039 від 12.03 2021 року.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ МИТРОФАНОВА ОЛЕКСАНДРА СЕРГІЙОВИЧА

Результати дисертаційної роботи *Митрофанова О.С.* використано при модернізації виробничого обладнання, а саме переносного свердлильного верстата СПС-50 з електромагнітною основою. Переносний свердлильний верстат СПС-50 застосовується на підприємстві для свердлення отворів діаметром до 50 мм у великогабаритних деталях зі сталі середньої твердості, а також у виробках з металоконструкцій.

Використання модернізованого переносного свердлильного верстата в умовах підприємства підтвердило економічну доцільність модернізації. Так, застосування в конструкції свердлильного верстата роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху потужністю 2 кВт забезпечило зниження питомої ефективної витрати робочого тіла до 48 % та відповідно знизило енерговитрати підприємства на генерацію стиснутого повітря.

Результати дисертації *Митрофанова Олександра Сергійовича* становлять значний практичний інтерес при модернізації пневматичного виробничого обладнання машинобудівних підприємств.

Директор
ТОВ «АВІАФІНСЕРВІС»



Олександр Михайловський
Михайловський О. Г.

Додаток Є

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ООО "Енерготехнологія"

Ряховський А.І.



04 _____ 2021 г.

М.П.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ результатів дисертаційної роботи *Митрофанова Олександра Сергійовича*

Результати дисертаційної роботи Митрофанова Олександра Сергійовича (Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова) відповідно до договору про дружню співпрацю було використано при модернізації гірничодобувного обладнання, а саме модернізація свердла СРЗ із метою зниження витрати стиснутого повітря та економії енергетичних ресурсів.

Зниження витрати робочого тіла (стиснутого повітря) є досить актуальним, оскільки частка енергії на його виробництво досягає 60 % від загального енергоспоживання. Гірське свердло СРЗ призначене для буріння шпорів діаметром 36...50 мм у вугільних пластах та м'якій породі, а також може застосовуватися для буріння дегазаційних свердловин діаметром до 250 мм та глибиною до 6 м.

На основі результатів дослідження Митрофанова О.С. розроблено робочий проект заміни пневматичного роторного двигуна свердла СРЗ на більш економічний роторно-поршневий двигун із шарнірно-кулачковим механізмом руху потужністю 2,7 кВт та питомою витратою стиснутого повітря $48 \text{ м}^3/\text{кВт} \times \text{год}$, а також модернізована схема живлення. Використання в конструкції гірського свердла СРЗ роторно-поршневого двигуна нової конструкції забезпечило зниження питомої ефективної витрати стиснутого повітря до 37,7 % та, відповідно, енерговитрат на вироблення корисної роботи.

Результати дисертаційної роботи Митрофанова О.С. становлять значний практичний інтерес, особливо для модернізації обладнання гірничодобувної галузі.

Начальник відділу
перспективних розробок
ООО "Енерготехнологія"

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Свиридов".

І.І. Свиридов

Додаток Ж



ТОВ «БІЗНЕС-СЕРВІС-БЮРО»
54209, Миколаївська обл, Вітовський р-н, с. Мирне, ул Зелена 24
Код ЄДРПОУ 23623637
п/р 26004331121001 в ПАТ КБ «ПРИВАТБАНК»
e-mail: bsb.nik2020@gmail.com, тел.+380978326037

№ 0328 від 06.04. 2021 р.

*Акт про впровадження
результатів дисертаційної роботи
Митрофанова Олександра Сергійовича*

Результати дисертаційної роботи Митрофанова О.С., яка присвячена розробці перспективних та високоефективних роторно-поршневих двигунів з новою схемою перетворення руху, застосовані на підприємстві «БІЗНЕС-СЕРВІС-БЮРО» при підготовці проекту вібраційного живильника типу ВВДР для випуску і доставки руди.

У проекті для приводу двовального інерційного вібратора, що приводиться у дію клиноремінною передачею, запропоновано використовувати роторно-поршневий двигун об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху 20РПД 7,6/3,0 потужністю 18 кВт та частотою обертання 1100 об/хв. Це забезпечило продуктивність вібраційного живильника при кутах установки вантажного органа 6...15° та максимальному розмірі шматка транспортованої руди 600...1000 мм на рівні 700...900 т/год.

Попередня оцінка ефективності застосування роторно-поршневого двигуна об'ємної дії із шарнірно-кулачковим механізмом руху у складі вібраційного живильника показала доцільність використання нового типу двигунів у складі даного промислового обладнання.

Застосування отриманих науково-практичних результатів та математичної моделі при розробці проектів і технічних пропозицій дозволяє забезпечити обґрунтування схем обладнання, визначити раціональні параметри, а також підвищити ефективність проектування.

Директор
ТОВ «БІЗНЕС-СЕРВІС-БЮРО»



Д.С. Язвінський

Додаток 3

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова



проф. Є. І. Трушляков

_____ 2021 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи

**«ЕФЕКТИВНІСТЬ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ІЗ
ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ»**

**Митрофанова Олександра Сергійовича у навчальний процес
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова**

Члени комісії у складі директора Машинобудівного навчально-наукового інституту (МННІ) д-р техн. наук, професора Сербін С. І., заступника директора МННІ канд. техн. наук, доцента Гогоренко О. А. та заступника директора МННІ канд. техн. наук, доцента Личко Б. М. склали цей акт про те, що подані в дисертаційній роботі Митрофанова О. С. результати дослідження роторно-поршневих двигунів об'ємної дії з шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху впроваджені в навчальний процес МННІ.

Надані матеріали дисертаційної роботи використовуються під час викладання курсів лекцій, при проведенні практичних занять, а також при виконанні розрахункових завдань, у курсовому і дипломному проектуванні для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування» (освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння») в дисциплінах «Двигуни нетрадиційних схем», «Суднові допоміжні механізми» та «Конструювання та проектування ДВЗ».

Директор МННІ,
д-р техн. наук, проф.

Сербін С. І.

Заступник директора МННІ,
канд. техн. наук, доц.

Гогоренко О. А.

Заступник директора МННІ,
канд. техн. наук, доц.

Личко Б. М.