

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КРИВОРОТ АНАТОЛІЙ ІГОРОВИЧ

УДК 629.113

ДИСЕРТАЦІЯ
ПОЛПШЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ І ПАЛИВНОЇ
ЕКОНОМІЧНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА
ГАЗОГЕНЕРАТОРНОМУ ПАЛИВІ

Спеціальність: 05.22.02 – «Автомобілі та трактори»

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ А.І. Криворот

Науковий керівник –
Філіпова Галина Андріївна
кандидат технічних наук, професор

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую
вчений секретар спеціалізованої вченої ради
Д26.059.03

_____ С.В. Ковбасенко

Київ – 2020

АНОТАЦІЯ

Криворот А.І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори». – Національний транспортний університет, Київ, 2020.

Актуальність роботи пов'язана з проблемою економії традиційних нафтових палив на транспорті, яка є важливим соціальним і економічним завданням не лише для України, а й для всього світу. У зв'язку з цим дослідження у сфері використання альтернативних палив, а саме генераторного газу, у двигунах внутрішнього згоряння є актуальними і останнім часом масово проводяться у багатьох країнах.

Незважаючи на те, що дослідниками запропоновано великий спектр альтернативних палив для ДВЗ, які забезпечують високу екологічність транспортних засобів, було обґрунтовано актуальність дослідження можливості створення стаціонарної газогенераторної установки з акумулюванням палива та використанням його в сучасних транспортних засобах із поліпшенням експлуатаційних якостей (тягово-швидкісних характеристик і паливної економічності).

За літературним пошуком було розроблено класифікацію газових моторних палив та способів їх отримання. Проаналізовано техніко-експлуатаційні показники серійних транспортних засобів безпосередньо з газогенераторними установками. Розглянуто обладнання для виробництва, очищення, охолодження та накопичення генераторного газу. Аналізуючи проведену роботу, встановлено, що у транспортних газогенераторних установках та безпосередньо під час руху автомобіля горючий газ, який отримується в генераторі, має високу температуру, що негативно впливає на наповнення циліндрів двигуна і безпосередньо призводить до зменшення потужності двигуна та погіршення тягово-швидкісних

властивостей. Крім того, газ у транспортних газогенераторних установках має значну кількість домішок (водяної пари, частинок попелу тощо) і якщо генераторний газ якісно не очищувати та ефективно не охолоджувати, що можливо лише у стаціонарних установках та в промисловому масштабі, у кращому випадку, зменшиться ресурс роботи двигуна. Тому застосування стаціонарних газогенераторних установок є перспективним.

Спираючись на великий досвід у використанні альтернативних джерел енергії Королівського технологічного інституту (швед. Kungliga Tekniska Högskolan, англ. Royal Institute of Technology) у м. Стокгольмі, під час стажування були зроблені експериментальні дослідження альтернативних газових палив, а саме генераторного газу та біометану із різних видів сировини. Отримано середні показники складу та загальні характеристики досліджуваних газових палив. Також було досліджено показники ефективного ККД та викидів при використанні в сучасному двигуні внутрішнього згоряння газогенераторного палива.

Використовуючи експериментальні дані отриманого генераторного газу, та за допомогою ПЕОМ і програмного забезпечення MathCad виконано тепловий розрахунок двигуна та порівняно параметри його роботи із даними при роботі на бензині. За результатами теоретичного дослідження встановлено, що індикаторні та ефективні показники роботи двигуна ЗМЗ-4063 на газогенераторному паливі (ГПП) зменшуються на 40,8 % у порівнянні з роботою на бензині. Показано, що застосування наддуву в газових двигунах позитивно впливає на протікання термодинамічного процесу, що дає можливість компенсувати ці втрати. Для встановлення параметрів швидкісної зовнішньої характеристики (ШЗХ) за відсутності експериментальних даних для двигуна, що працює на ГПП, можна скористатись величинами крутного моменту, потужності та частоти обертання двигуна в характерних точках з реальної ШЗХ при роботі на бензині з урахуванням можливого їх зменшення при роботі на ГПП. Такими точками є максимальні значення потужності N_{emax} і крутного моменту M_{emax} та відповідні їм кутові швидкості при обертанні колінчастого вала ω_N та ω_M . За характерними точками були отримані власні коефіцієнти апроксимуючого полінома, що описує

ШЗХ двигуна, що працює на ГПП. При цьому було встановлено, що для визначення крутного моменту двигуна, що працює на ГПП, можна використовувати апроксимуючий поліном для базового бензинового двигуна. Похибка при визначенні максимального крутного моменту і потужності двигуна не перевищує 3,58 %.

Встановлено, що для автомобіля, який працює на ГПП, для забезпечення тягово-швидкісних властивостей на рівні автомобіля з бензиновим двигуном, за відсутності наддуву, передаточне відношення трансмісії повинно бути збільшено. При цьому для автомобіля, що розглядається, збільшення передаточного відношення трансмісії складає $\beta = 1,75$.

Враховуючи важливе значення показників тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автомобіля, слід більш детально підходити до вибору параметрів системи “двигун-трансмісія-колісний модуль” на стадії конструювання або при переобладнанні автомобілів для роботи на ГПП та обирати методи визначення передаточних відношень коробок передач. З літературних джерел відомо, що одним із шляхів поліпшення вказаних властивостей транспортного засобу, особливо при використанні у двигуні альтернативних видів палива, є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії (кількості ступенів і передаточних відношень). На основі проведених досліджень встановлено, що при переобладнанні або проектуванні автомобіля для роботи на ГПП перевагу слід віддати методикам, що засновані на виборі передаточних відношень коробки передач за законом геометричної прогресії та методикою А.А. Токарева (співставленні реальної трансмісії з ідеальною за умови, що потужність двигуна під час руху транспортного засобу при зміні швидкості автомобіля через зміну опору руху залишається сталою), а з урахуванням показників паливної економічності – за законом геометричної прогресії, методикою А.А. Токарева та мінімізацією часу розгону. При цьому досягаються кращі показники як тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності автомобіля.

За результатами проведених досліджень зроблені такі висновки та

рекомендації.

1. На основі аналізу літературних джерел техніко-експлуатаційних показників серійних транспортних засобів, що працюють на ГПП, і процесу газифікації, встановлено, що горючий газ, що отримується у газогенераторних установках, має високу температуру, значну кількість водяної пари, частинок попелу і смолистих речовин, що негативно впливає на наповнення циліндрів двигуна. Це призводить до зменшення потужності двигуна і погіршення тягово-швидкісних властивостей. Крім того, якщо генераторний газ якісно не очищувати та ефективно не охолоджувати, що можливо лише у стаціонарних установках та у промисловому масштабі, то у кращому випадку зменшиться ресурс роботи двигуна. Тому перспективним є застосування стаціонарних газогенераторних установок.

2. Встановлено, що кількість отриманого газу в газогенераторах, його питомий вихід, компонентний склад та теплота згоряння безпосередньо пов'язані із видом вхідної сировини. При цьому деревина забезпечує найбільшу серед порівнюваних видів біомаси продуктивність газогенератора та високий питомий вихід газу, має найбільшу нижчу теплоту згоряння, мінімальний вміст вуглецевих смол, що забезпечує кращі показники роботи двигуна.

3. За отриманими основними характеристиками газогенераторного палива виконані розрахунки вихідних параметрів двигуна внутрішнього згоряння як при роботі на бензині, так і газогенераторному паливі. За результатами розрахунків встановлено, що індикаторні та ефективні показники роботи двигуна ЗМЗ-4063 на газогенераторному паливі зменшуються на 40,8 % у порівнянні з роботою на бензині.

4. Показано, що застосування наддуву в газових двигунах позитивно впливає на протікання термодинамічного процесу, дає можливість компенсувати втрату потужності при роботі на генераторному паливі та досягнути при роботі на цьому виді палива такого ж рівня індикаторних та ефективних показників, що й при роботі на бензині. Це свідчить про те, що основні параметри двигуна і трансмісії автомобіля можна залишити без змін.

5. Показано, що ідентичність показників тягових властивостей, а саме подолання максимального опору руху, можливе шляхом збільшення загального передаточного відношення трансмісії на величину, що дорівнює відношенню максимальних крутних моментів базового двигуна, що працює на бензині, і двигуна, що працює на ГПП. Це відношення складає 1,75. Проте, з точки зору швидкісних властивостей автомобіля (максимальної швидкості), це відношення дещо інше і складає 1,25, що значно менше відношення за тяговими властивостями автомобіля. Із цього слідує, що поліпшити тягово-швидкісні властивості автомобіля, двигун якого працює на ГПП, модернізацією трансмісії автомобіля, двигун якого працює на бензині, проблематично.

6. Встановлено, для автомобілів, двигуни яких працюють на ГПП, кращі значення показників тягово-швидкісних властивостей автобуса досягаються за умови, що передаточні відношення коробки передач визначені за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева, а з урахуванням показників паливної економічності – за законом геометричної прогресії, методикою А.А. Токарева і мінімізацією часу розгону. Так, сумарний відносний показник тягово-швидкісних властивостей при виборі передаточних відношень за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева у порівнянні з передаточними відношеннями штатної коробки передач автомобіля збільшується на 24,4 %. При цьому контрольна витрата палива і витрата палива в міському їздовому циклі при виборі передаточних відношень за законом гармонійного ряду і методикою А.А. Токарева зменшується для тих же самих умов відповідно на 12,7 % і 20,6 %. При цьому збереження трансмісії автобуса без змін значно погіршує як показники тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності.

Наукову новизну одержаних результатів складають:

– вибір та обґрунтування можливих напрямків підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі, як за рахунок наддуву двигуна, так і вибору раціональних передаточних відношень трансмісії;

— комплекс показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності та їх математичні моделі, на основі яких визначені раціональні параметри трансмісії автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі.

Практичне значення одержаних результатів складають:

— методика визначення передаточних відношень трансмісії, за якої досягаються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;

— методика оцінки застосування наддуву в газових двигунах, за допомогою якої показано можливість досягнути при роботі на газогенераторному паливі такого ж рівня індикаторних та ефективних показників, що й при роботі на бензині, тобто основні параметри двигуна і трансмісії автомобіля у такому випадку можна залишити без змін.

Ключові слова.

Автотранспортний засіб, альтернативне паливо, генераторний газ, потужність, момент, паливна характеристика, тягово-швидкісні властивості, трансмісія, передаточні відношення.

Список публікацій здобувача

Публікації у наукових фахових виданнях України

1 Аналіз методів розрахунку передаточних відношень трансмісії вантажних автомобілів / Лютенко В. Є., Чеверда О. В., Похожай А. А., Криворот А. І., Горбан О. В. *Галузеве машинобудування, будівництво: збірник наукових праць*. Полтава: ПолтНТУ, 2007. Вип. 20. С. 26–30.

2 Орисенко О. В., Криворот А. І., Шурмін А. Е. Дослідження індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4026 при роботі на традиційному й альтернативному паливі. *Галузеве машинобудування, будівництво: збірник наукових праць*. Полтава: ПолтНТУ, 2011. Вип. 1 (29). С. 53–56.

3 Філіпова Г. А., Криворот А. І. Експериментальне дослідження генераторного газу із різних видів біомаси. *Науково-технічний збірник «Вісник Національного транспортного університету»*. 2013. Вип. 27. С. 137–143. (

4 Способи поліпшення індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі / Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І., Голуб О. М., Капуста О. О. *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. Луцьк: ЛНТУ, 2014. Вип. 45. С. 573–577.

5 Streamlining influence on the long-haul trucks with an installed movable roof fairing performance properties theoretical studies / Virchenko V., Skoryk M., Kryvorot A., Meshko O. *Academic journal. Series: Industrial Machine, Building, Civil Engineering*. Poltava: PoltNTU, 2018. – Iss. 2 (51). P. 187–195. (Index Copernicus).

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

6 Филиппова Г. А., Орисенко А. В., Криворот А. И. Улучшение индикаторных и эффективных показателей работы двигателя ЗМЗ-4063 на генераторном газе применением наддува. *Транспорт, экология – устойчиво развитие: XXI научно-техническая конференция с международно участие: сборник доклады 14–16 Май 2015*. Варна, Болгария: ЕКОВАРНА, 2015. С. 421–425.

Публікації апробаційного характеру.

7 Зав'ялова Л. І., Криворот А. І. Порівняльний аналіз газових моторних палив і способів їх отримання з метою доцільності їх використання в газобалонних машинах. Тези 64-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету 17 квітня – 11 травня 2012 р. ПолтНТУ, Полтава, 2012. Т. 3. С. 57–59.

8 Криворот А. І., Філіпова Г. А. Визначення коефіцієнта EROI для виробництва генераторного газу. Тези 65-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету. 22 квітня – 15 травня 2013 р. ПолтНТУ, Полтава, 2013. Т. 4. С. 56–58.

9 Криворот А. І., Філіпова Г. А. Моделювання та аналіз роботи двигуна внутрішнього згорання ЗМЗ-4063.10 на різних видах палива. *Сучасні напрями розвитку інформаційно-комунікаційних технологій та засобів управління*: матеріали третьої міжнародної науково-технічної конференції. Полтава: ПНТУ; Білгород: НДУ «БілДУ»; Харків: ДП «ХНДІ ТМ»; Київ: НТУ; Кіровоград: КЛА НАУ, 2013. – С. 7.

10 Криворот А. І., Філіпова Г. А. Генераторний газ як паливо майбутнього. Експериментальне дослідження теплотворності. *Актуальні проблеми життєдіяльності суспільства*: матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих учених. Кременчук: КрНУ, 2013. С. 168–169.

11 Криворот А. І., Місяк В. М. Теоретичне дослідження теплових характеристик двигунів внутрішнього згорання у програмному середовищі MATHCAD. *Прогресивні інформаційні технології DELCAM в освіті і наукових дослідженнях*: матеріали IV Міжнар. наук.-техн. конф. Полтава: ПолтНТУ, 2013. С. 66–71.

12 Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Система керованої подачі генераторного газу та наддуву повітря на інжекторному двигуні. *Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля*: сборник тезисов Международной научно-

практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника, посвящённой 90-летию проф. Говорущенко Н. Я. Харьков: ХНАДУ, 2014. С. 270–271.

13 Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Мікроконтролерна система керування якістю суміші генераторного газу та повітря на ЗМЗ-4063. *Сучасні напрями розвитку інформаційно-комунікаційних технологій та засобів*: збірник тез за матеріалами V Міжнародної науково-технічної конференції, 3 – 4 грудня 2014 р. Полтава: ПолтНТУ, 2014. С. 83–85.

14 Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Порівняльний аналіз тягових характеристик автомобіля ГАЗ-3302 з використанням КП із стандартним рядом передаточних чисел та за умови мінімізації часу розгону при роботі двигуна на газогенераторному паливі. *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців*: наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції, присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А. Б. Гредескула. Харків: ХНАДУ, 2016. С. 52–54.

15 Филиппова Г. А., Орисенко А. В., Криворот А. И. К выбору ряда передаточных чисел коробки передач газогенераторного автомобиля семейства «ГАЗель». *Наука – образованию, производству, экономике*: материалы 14-й международной технической конференции. Минск: БНТУ, 2016. Т. 2. С. 22.

16 Филиппова Г. А., Криворот А. И. Экспериментальные исследования генераторного газа из разных видов биомассы. *Наука – образованию, производству, экономике*: материалы 12-й международной технической конференции. Минск: БНТУ, 2014. Т. 2. С. 49–50.

17 Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Покращення ефективних показників автомобілів сімейства ГАЗель за рахунок оптимізації передаточних чисел трансмісії. *Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту*: матеріали Всеукраїнського науково-практичного семінару, 20 квітня 2018 р. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 27.

18 Криворот А. І., Орисенко О. В. Економія паливних енергоносіїв за рахунок оптимізації передаточних відношень трансмісії автомобіля. *Електронні та мехатронні системи: теорія, інновації, практика*: матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції. Полтава: ПолтНТУ, 2017. С. 71–73.

19 Криворот А. І., Орисенко О. В. Поліпшення характеристик розганяння автомобіля ГАЗель «Рута» при русі у міських умовах з урахуванням сучасних вимог ПДР України. *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, 16–19 жовтня 2018 р. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 398–399.

20 Енергоефективність швидкісних та паливно-економічних властивостей автомобіля за рахунок оптимізації передаточних відношень його трансмісії / Криворот А. І., Скорик М. О., Філіпова Г. А., Шпилька М. М. *BUILDING INNOVATIONS – 2019*: збірник наукових праць II Міжнародної українсько-азербайджанської конференції, 23–24 травня 2019 р. Полтава: ПолтНТУ, 2019. С. 509–511.

21 Криворот А. І. Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі. *Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, 15–18 жовтня 2019 р. Харків: ХНАДУ, 2019. С. 190–193.

ABSTRACT

Kryvorot A.I. Improvement tractive and velocity characteristic and vehicle fuel efficiency who operate in producer gas. – Qualifying scientific work, manuscript copyright.

The Ph.D. thesis (candidate of technical sciences) on specialty 05.22.02 – «Cars and tractors». National Transport University, Kyiv, 2020.

The work relevance is connected with the problem of saving traditional oil for transport, which is an important social and economic task not only for Ukraine but for the whole world. With this regard, research into the alternative fuels use, namely producer gas, in internal combustion engines (ICE) is up-to-date and has recently been widely conducted in many countries.

Despite the fact that researchers have proposed a large range of alternative fuels for ICE, which provide high environmental friendliness to vehicles, the study possibility relevance a stationary gas-generating installation creating with fuel accumulation and its use in modern vehicles with improved operational qualities (tractive and velocity characteristics and fuel efficiency) was substantiated.

According to the literature search, a gas motor fuels classification and methods for their production were developed. The technical and operational indicators of serial vehicles directly with gas-generating installations are analyzed. Equipment for production, purification, cooling and accumulation of generator gas is considered. Equipment for the producer gas production, purification, cooling and accumulation are considered. Analyzing the performed work, it was found that in the gas-generating installations and directly during the car movement a combustible gas obtained in the generator, has a high temperature, which negatively affects the engine cylinder filling, and directly leads to a decrease in engine power and traction and velocity deterioration. In addition, gas in gas-generating installations has a significant amount of impurities (water vapor, ash particles, etc.) and if the gas is not cleaned and cooled efficiently, which is possible only in stationary installations and on an industrial scale, in the best

case, the work life will be reduced engine. Therefore, the stationary gas-generating installations use are promising.

Based on the extensive experience in using alternative energy sources at the Swedish Institute of Technology, during the internship, experimental studies were carried out on alternative gas fuels, namely producer gas and biomethane types from different types of raw materials. The average composition and general characteristics of the investigated gas fuels were obtained. Also was investigates the potential for efficiency and emissions when used producer gas in a modern internal combustion engine.

Using the experimental received producer gas data, and with PC the help and MathCad software, a thermal engine calculation was performed and the parameters of its operation were compared with the data when working on gasoline. According to the theoretical study results, it is found that indicator and effective ICE ZMZ-4063 performance on producer gas (PG) is reduced by 40,8 % in comparison with work on gasoline. It is shown that using in gas engines supercharging has a positive effect on the thermodynamic process, which makes it possible to compensate for these losses. In order to set the external speed characteristics (ESC) parameters in the absence of experimental data for a PG engine, it is possible to use the torque values, power and engine speed at the characteristic points from the real ESC when working on gasoline, taking into account their possible reduction when working at the PG. Such points are the maximum values of the power N_{emax} and the torque M_{emax} and their corresponding speeds ω_N and ω_M . The characteristic coefficients were obtained for the approximating polynomial describing coefficients the PG engine ESC. It was found that to determine the engine torque when it running on PG, you can use the approximating polynomial for the base gasoline engine. The error does not exceed 3,58 %.

It is established that for a PG vehicle to provide traction and velocity characteristics at the gasoline car level, in the supercharging absence, the transmission gear ratio should be increased. Thus for the vehicle in question, increased transmission Gear ratio is $\beta = 1,75$.

Considering the importance vehicle traction and velocity characteristics and fuel efficiency, it is necessary to approach in more detail the choice "engine-transmission-wheel-module system" parameters at the design stage or when conversion cars to work at the PG and to choose determining the gear ratios methods. From the literature it is known that one of the ways to improve the specified vehicle properties, especially when used in the engine alternative fuels, is to realize in their designs the optimal transmission parameters (stages number and gear ratios). Based on the conducted research it is established that when conversion or designing a car to operate on PG, preference should be given to techniques based on the choice of gearbox ratios by the law of geometric progression and according to the Tokarev method (comparing the real drive to the ideal, provided that the engine's power while driving the vehicle while changing the speed of the vehicle due to the change in the resistance of the vehicle remains constant), and taking into account fuel efficiency indicators – according to the geometric progression law, Tokarev method and minimizing acceleration time method. This achieved better performance as traction and velocity characteristics and the vehicle fuel efficiency.

According to the researches results the following conclusions and recommendations were made:

1. Based on the literature analysis on the technical and operational serial vehicles parameters, who operate in producer gas, and the gasification process, it is established that the combustible gas produced in the gas-generating installations has a high temperature, a significant water vapor amount, ash particles and resinous substances, which adversely affects the engine cylinders filling. This leads to a decrease in engine power and a deterioration of tractive and velocity characteristic. In addition, if the producer gas is not cleaned and cooled efficiently, which is only possible in fixed installations and on an industrial scale, the engine life will be reduced at best. Therefore, it is promising to use stationary gas generating installations.

2. It is established that the gas produced amount in gas generators, its specific output, component composition and combustion heat are directly related to the raw material type. At the same time, wood provides the highest among the compared the

biomass types gas generator productivity and high specific gas yield, has the highest combustion heat, the minimum content of carbon resins, which provides the best engine performance.

3. According to the main characteristics of the producer gas, it was the initial parameters of the internal combustion engine were calculated both when running on gasoline and generator gas. The calculations revealed established that indicator and effective performance of the engine ZMZ-4063 on producer gas fuel decreases by 40.8% in comparison with work on gasoline.

4. It is shown that the use of supercharging in gas engines has a positive effect on the thermodynamic process, makes it possible to compensate for the engine power loss when working on the producer gas fuel and to achieve at the same level of indicators and effective Indexes when working on gasoline. This indicates that the basic car engine and transmission parameters can be left unchanged.

5. It is shown that the tractive characteristics identity, namely overcoming the maximum movement resistance, is possible by increasing the total transmission gear ratio by an amount equal to the ratio of the maximum torques of the base engine running on gasoline and the engine running on producer gas fuel. This ratio is 1.75. However, from the vehicle velocity characteristic view point, this ratio is somewhat different and is 1.25, which is significantly less than the tractive car characteristics ratio. Therefore, it is problematic to improve the tractive and velocity characteristic the engine is running on producer gas fuel by upgrading transmission bus whom engine which runs on gasoline problematic.

6. It is established that for vehicle which engines is operate on producer gas fuel, the best tractive and velocity characteristic indicators are achieved provided that the gearbox gear ratios are determined by the geometric progression law and according to the Tokarev method, and taking into account the fuel efficiency indicators - according to the geometric progression law, Tokarev's method and minimizing acceleration time method. Thus, the total relative index of traction and velocity characteristic in the gear ratios choice by the law of geometric progression and by Tokarev method in comparison with the car regular transmission gear ratios increases by 24,4%. The

control fuel consumption and fuel consumption in the urban driving cycle when choosing the gear ratio according to the law of harmonic series and the Tokarev method decreases for the same conditions by 12.7% and 20.6%, respectively. In this case, maintaining the bus transmission without changes significantly worsens both indicators of tractive and velocity characteristics and fuel efficiency.

Scientific novelty of the results:

- selection and justification possible ways to increase tractive and velocity characteristics and fuel vehicle efficiency when is running on producer gas as both at the expense of perfection engine work and transmission gear ratios;
- the complex of tractive and velocity characteristics and fuel efficiency and their mathematical models, based on which the rational parameters of vehicle transmission when is running on producer gas are determined.

The practical significance of the results obtained are:

- the transmission ratio determining method, at which achieves the best performance of traction and velocity characteristics and vehicle fuel efficiency when is running on producer gas fuel;
- an estimating method use of supercharging in gas engines, which shows the possibility to achieve at the same level of indicator and effective indicators when working on producer gas fuel, that when working on gasoline, that is, the basic vehicle engine and transmission parameters in this case can be left unchanged.

Key words.

Vehicle, alternative fuel, producer gas fuel, power, torque, fuel efficiency, traction and velocity characteristic, transmission, gear ratios.

List of the applicant publications.

Publications in Ukraine scientific journals.

1 Analiz metodiv rozrakhunku peredatochnykh vidnoshen' transmissiyi vantazhnykh avtomobiliv / Lyutenko V. YE., Cheverda O. V., Pokhozhay A. A., Kryvorot A. I., Horban O. V. Haluzeve mashynobuduvannya, budivnytstvo: zbirnyk naukovykh prats'. Poltava: PoltNTU, 2007. Vyp. 20. S. 26–30.

2 Orysenko O. V., Kryvorot A. I., Shurmin A. E. Doslidzhennya indykatornykh ta efektyvnykh pokaznykiv dvyhuna ZMZ-4026 pry roboti na tradytsiynomu y al'ternatyvnomu palyvi. Haluzeve mashynobuduvannya, budivnytstvo: zbirnyk naukovykh prats'. Poltava: PoltNTU, 2011. Vyp. 1 (29). S. 53–56.

3 Filipova H. A., Kryvorot A. I. Eksperymental'ne doslidzhennya heneratornoho hazu iz riznykh vydiv biomasy. Naukovo-tekhnichnyy zbirnyk «Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu». 2013. Vyp. 27. S. 137–143.

4 Sposoby polipshennya indykatornykh ta efektyvnykh pokaznykiv dvyhuna ZMZ-4063 pry roboti na heneratornomu hazi / Filipova H. A., Orysenko O. V., Kryvorot A. I., Holub O. M., Kapusta O. O. Naukovi notatky: mizhvuzivs'kyi zbirnyk. Luts'k: LNTU, 2014. Vyp. 45. S. 573–577.

5 Streamlining influence on the long-haul trucks with an installed movable roof fairing performance properties theoretical studies / Virchenko V., Skoryk M., Kryvorot A., Meshko O. *Academic journal. Series: Industrial Machine, Building, Civil Engineering*. Poltava: PoltNTU, 2018. – Iss. 2 (51). P. 187–195. (Index Copernicus).

Publications in foreign countries scientific periodicals:

6 Filippova G.A., Orisenko A.V., Krivorot A.I. Uluchsheniye indikatornykh i effektivnykh pokazateley raboty dvigatelya ZMZ-4063 na generatornom gaze primeneniye nadduva. “Transport, yekologiya – ustoychivo razvitiye”: XXI nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodno uchastiye. Varna: TU-Varna, 2015. S. 421-425.

The approbation character publications:

7 Zav"yalova L. I., Kryvorot A. I. Porivnyal'nyy analiz hazovykh motornykh palyv i sposobiv yikh otrymannya z metoyu dotsil'nosti yikh vykorystannya v

hazobalonnykh mashynakh. Tezy 64-yi naukovoyi konferentsiyi profesoriv, vykladachiv, naukovykh pratsivnykiv, aspirantiv ta studentiv universytetu 17 kvitnya – 11 travnya 2012 r. PoltNTU, Poltava, 2012. T. 3. S. 57–59.

8 Kryvorot A. I., Filipova H. A. Vyznachennya koefitsiyenta EROI dlya vyrobnytstva heneratornoho hazu. Tezy 65-yi naukovoyi konferentsiyi profesoriv, vykladachiv, naukovykh pratsivnykiv, aspirantiv ta studentiv universytetu. 22 kvitnya – 15 travnya 2013 r. PoltNTU, Poltava, 2013. T. 4. S. 56–58.

9 Kryvorot A. I., Filipova H. A. Modelyuvannya ta analiz roboty dvyhuna vnutrishn'oho z'horannya ZMZ-4063.10 na riznykh vydakh palyva. Suchasni napryamy rozvytku informatsiyno-komunikatsiynykh tekhnolohiy ta zasobiv upravlinnya: materialy tret'oyi mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi. Poltava: PNTU; Bilhorod: NDU «BilDU»; Kharkiv: DP «KHNDI TM»; Kyiv: NTU; Kirovohrad: KLA NAU, 2013. – S. 7.

10 Kryvorot A. I., Filipova H. A. Heneratornyy haz yak palyvo maybutn'oho. Eksperymental'ne doslidzhennya teplotvornosti. Aktual'ni problemy zhyttyediyal'nosti suspil'stva: materialy KHKH Mizhnar. nauk.-prakt. konf. studentiv, aspirantiv ta molodykh uchenykh. Kremenichuk: KrNU, 2013. S. 168–169.

11 Kryvorot A. I., Misyak V. M. Teoretychne doslidzhennya teplovykh kharakterystyk dvyhuniv vnutrishn'oho z'horannya u proqramnomu seredovyschi MATHCAD. Prohresyvnii informatsiyni tekhnolohiyi DELCAM v osviti i naukovykh doslidzhennyakh: materialy IV Mizhnar. nauk.-tekhn. konf. Poltava: PoltNTU, 2013. S. 66–71.

12 Filipova H. A., Orysenko O. V., Kryvorot A. I. Systema kerovanoyi podachi heneratornoho hazu ta nadduvu povitrya na inzhektornomu dvyhuni. Noveyshye tekhnolohyy razvytyya konstruktsyy, proyzvodstva, éksploatatsyy, remonta y ékspertyzy avtomobyl'ya: sbornyk tezysov Mezhdunarodnoy nauchno-praktycheskoy konferentsyy po sluchayu Dnya avtomobyl'ysta y dorozhnyka, posvyashchennoy 90-letyiu prof. Hovorushchenko N. YA. Khar'kov: KHNADU, 2014. S. 270–271.

13 Filipova H. A., Orysenko O. V., Kryvorot A. I. Mikrokontrolerna systema keruvannya yakistyu sumishi heneratornoho hazu ta povitrya na ZMZ-4063. Suchasni

napryamy rozvytku informatsiyno-komunikatsiynykh tekhnolohiy ta zasobiv: zbirnyk tez za materialamy V Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi, 3 – 4 hrudnya 2014 r. Poltava: PoltNTU, 2014. S. 83–85.

14 Filipova H. A., Orysenko O. V., Kryvorot A. I. Porivnyal'nyy analiz tyahovykh kharakterystyk avtomobilya HAZ-3302 z vykorystannyam KP iz standartnym ryadom peredatochnykh chysel ta za umovy minimizatsiyi chasu roz'honu pry roboti dvyhuna na hazoheneratornomu palyvi. Novitni tekhnolohiyi v avtomobilebuduvanni, transporti i pry pidhotovtsi fakhivtsiv: naukovi pratsi Mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi ta naukovo-metodychnoyi konferentsiyi, prysvyachenoyi 85-richchyu kafedry avtomobiliv ta 100-richchyu z Dnya narodzhennya profesora A. B. Hredeskula. Kharkiv: KHNADU, 2016. S. 52–54.

15 Filippova G. A., Orisenko A. V., Krivorot A. I. K vyboru ryada peredatochnykh chisel korobki peredach gazogeneratornogo avtomobilya semeystva «GAZel'». Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike: materialy 14-y mezhdunarodnoy tekhnicheskoy konferentsii. Minsk: BNTU, 2016. T. 2. S. 22.

16 Filippova G. A., Krivorot A. I. Eksperimental'nyye issledovaniya generatornogo gaza iz raznykh vidov biomassy. Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike: materialy 12-y mezhdunarodnoy tekhnicheskoy konferentsii. Minsk: BNTU, 2014. T. 2. S. 49–50. Fylyppova H. A., Orysenko A. V., Kryvorot A. Y. K vyboru ryada peredatochnykh chysel korobky peredach hazoheneratornoho avtomobilya semeystva «HAZel'». Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike: materialy 14-y mezhdunarodnoy tekhnicheskoy konferentsii. Minsk: BNTU, 2016. T. 2. S. 22.

17 Filipova H. A., Orysenko O. V., Kryvorot A. I. Pokrashchennya efektyvnykh pokaznykiv avtomobiliv simeystva HAZel' za rakhunok optymizatsiyi peredatochnykh chysel transmisiyi. Naukovi dosyahnennya v haluzi avtomobil'noho transportu: materialy Vseukrayins'koho naukovo-praktychnoho seminaru, 20 kvitnya 2018 r. Kharkiv: KHNADU, 2018. S. 27.

18 Kryvorot A. I., Orysenko O. V. Ekonomiya palyvnykh enerhonosiyiv za rakhunok optymizatsiyi peredatochnykh vidnoshen' transmisiyi avtomobilya. Elektronni

ta mekhatronni systemy: teoriya, innovatsiyi, praktyka: materialy III Vseukrayins'koyi naukovo-praktychnoyi internet-konferentsiyi. Poltava: PoltNTU, 2017. S. 71–73.

19 Kryvorot A. I., Orysenko O. V. Polipshennya kharakterystyk roz·hanyannya avtomobilya HAZel' «Ruta» pry rusi u mis'kykh umovakh z urakhuvannyam suchasnykh vymoh PDR Ukrayiny. Novitni tekhnolohiyi rozvytku avtomobil'noho transportu: naukovi pratsi Mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi, 16–19 zhovtnya 2018 r. Kharkiv: KHNADU, 2018. S. 398–399.

20 Enerhoefektyvnist' shvydkisnykh ta palyvno-ekonomichnykh vlastyvestey avtomobilya za rakhunok optymizatsiyi peredatochnykh vidnoshen' yoho transmisiyi / Kryvorot A. I., Skoryk M. O., Filipova H. A., Shpyl'ka M. M. BUILDING INNOVATIONS – 2019: zbirnyk naukovykh prats' II Mizhnarodnoyi ukrayins'ko-azerbaydzhans'koyi konferentsiyi, 23–24 travnya 2019 r. Poltava: PoltNTU, 2019. S. 509–511.

21 Kryvorot A. I. Vyznachennya zovnishn'oyi shvydkisnoyi kharakterystyky dvyhuna ZMZ-4063 pry roboti na heneratornomu hazi. Suchasni tekhnolohiyi na avtomobil'nomu transporti ta mashynobuduvanni: naukovi pratsi Mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi, 15–18

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	24
ВСТУП.....	25
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	33
1.1 Актуальність застосування альтернативних видів палива. Класифікація газових моторних палив і способів їх отримання	33
1.2 Загальна характеристика процесу газифікації та класифікація генераторних газів	36
1.3 Використання генераторного газу та способи його генерування	41
1.4 Аналіз конструкції стаціонарних газогенераторних установок.....	50
1.5 Мета і завдання дослідження	59
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПАЛИВА	61
2.1. Загальні положення.....	61
2.2 Експериментальне дослідження генераторного газу із різних видів біомаси.....	62
2.3 Експериментальне дослідження біометану	72
Висновки по розділу 2	82
РОЗДІЛ 3. ВПЛИВ ІНДИКАТОРНИХ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВЗ НА ПОКАЗНИКИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ83	
3.1 Визначення параметрів швидкісної зовнішньої характеристики двигуна при роботі на бензині	83
3.2 Визначення індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на газогенераторному паливі.....	85
3.3 Експериментальне дослідження двигунів на різних видах палива	93
Висновки по розділу 3	102
РОЗДІЛ 4. ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТА ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ГГП	103

4.1 Аналіз методів і методик для визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля	103
4.2 Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля при роботі двигуна на бензині і ГПП.....	105
4.3 Визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля при роботі двигуна на ГПП.....	111
4.3.1 Визначення передаточних значень коробки передач за законом геометричної прогресії	114
4.3.2 Визначення передаточних відношень коробки передач за законом арифметичної прогресії	115
4.3.3 Визначення передаточних відношень коробки передач за законом динамічного ряду.....	115
4.3.4 Розрахунок передаточних відношень коробки передач за законом гармонійного ряду	116
4.3.5 Розрахунок передаточних відношень коробки передач за мінімальною витратою палива, яка визначалася як [93]	117
4.3.6 Розрахунок передаточних відношень коробки передач за умовою мінімального часу розгону	118
4.3.7 Розрахунок передаточних відношень коробки передач по аналогії з ідеальною трансмісією.....	119
4.4 Вибір раціональних передаточних відношень коробки передач автомобіля, двигун якого працює на ГПП	122
4.5 Визначення показників паливної економічності автомобіля, двигун якого працює на ГПП, за різних передаточних відношень трансмісії	127
4.5.1 Оціночні показники та характеристики паливної економічності автомобіля, двигун якого працює на ГПП, з різними передаточними відношеннями трансмісії.....	127
4.5.2 Паливна характеристика усталеного руху автомобіля.....	128
4.5.3 Контрольна витрата палива автобуса.....	130
4.5.4 Визначення витрати палива автобуса в міському циклі на дорозі.....	131

4.5.4.1 Витрата палива при неусталеному русі за повного використання потужності двигуна.....	132
4.5.4.2 Витрата палива при частковому використанні потужності двигуна.	134
4.6 Перспективи використання ГГП на міському транспорті	139
Висновки по розділу 4	145
ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ	147
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	149
ДОДАТОК А	162
ДОДАТОК Б	165

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ПЕОМ	Персональна електронна обчислювальна машина
ГГП	Газогенераторне паливо
ICE	Internal combustion engines – двигун внутрішнього згоряння
ДВЗ	Двигун внутрішнього згоряння
ТЗ	Транспортний засіб
ESC	External speed characteristics – швидкісна зовнішня характеристика
ШЗХ	Швидкісна зовнішня характеристика
АТЗ	Автомобільний транспортний засіб
КП	Коробка передач
ККД	Коефіцієнт корисної дії
CNG	Compressed Natural Gas – стиснутий природний газ
СПГ	Стиснутий природний газ
LPG	Liquefied Petroleum Gas – зріджений вуглеводневий газ
ЗВГ	Зріджений вуглеводневий газ
EFB	Empty fruit bunch – фруктові відходи
ВТЗ	Вища теплота згорання
НТЗ	Нижча теплота згорання
КТН	Kungliga Tekniska Högskolan – Королівський Технологічний Інститут
CBG	Compressed Bio Gas – стиснутий біогаз
АГЗС	Автомобільна газова заправна станція
AD	Anaerobic Digestion – анаеробне травлення
ppm	parts per million – міліонна частка
EGR	Exhaust Gas Recirculation – рециркуляція газів системи випуску
THC	Total hidrocarbons – загальні гідрокарбонати
PRP	Prime power – основна потужність
COP	Continuous power – номінальна потужність

ВСТУП

Незважаючи на постійне вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння, проблема економії традиційних нафтових палив на транспорті залишається однією із найгостріших не лише для України, а й для всього світу. Збільшення споживання рідкого палива супроводжується виснаженням добре освоєних і зручно розташованих нафтових родовищ, внаслідок чого доводиться освоювати нові родовища, які розташовані в складно досяжних районах. Це, у свою чергу, призводить до подорожчання як самої нафти, так і нафтопродуктів [1].

За оцінками науковців, світових запасів нафти при її нинішньому обсязі споживання вистачить на декілька десятків років і людство зіткнеться з паливною кризою, якщо не знайде альтернативних енергоносіїв.

У зв'язку з цим дослідження у сфері виробництва і застосування альтернативних відновлювальних моторних палив є актуальними і останнім часом широко проводяться у багатьох країнах світу [2–7]. Дослідниками запропоновано різноманітні методи отримання і використання широкого спектру таких палив. Одним із напрямків вирішення даної проблеми є використання газогенераторного палива.

Двигуни газогенераторних автомобілів працюють на газі, який отримують шляхом газифікації твердого палива у спеціальній установці – газогенераторі [7–14].

Звернувшись до історії створення двигунів, можна відмітити, що ще у тридцяті роки позаминулого століття англієць Барнетт одержав патент на газовий двигун, а у 1860 році француз Е. Ленуар побудував двигун, що працює на суміші повітря й газу. Пояснюється це тим, що бензину в той час ще не було. Бензин, як пальне, був використаний через два десятиліття, коли Г. Даймлер створив бензиновий двигун внутрішнього згоряння [15].

Постійний ріст кількості автомобілів зажадав значного збільшення обсягів виробництва бензину. Про газ, як про можливе паливо для двигунів внутрішнього згоряння, надовго забули. Лише через 100 років після Барнетта, наприкінці тридцятих років XX сторіччя, відродилася думка про його використання. Тоді

з'явилися перші газогенераторні автомобілі. У колишньому СРСР дослідні конструкції газогенераторних автомобілів з'явилися у 1923–1926 рр., а серійний випуск таких автомобілів розпочато у 1936 р [11]. А вже у 1941 р. СРСР за кількістю газогенераторних автомобілів займав перше місце у світі. Газогенераторні автомобілі широко застосовувались в роки Великої Вітчизняної війни, а також до кінця 60-х років двадцятого століття. Серійними транспортними засобами стали такі моделі автомобілів як ГАЗ-42, Урал-ЗиС-352, ЗиС-21, ЗиЛ-164 г/г, тракторів ЧТЗ СГ-65, СХТЗ-Г58У та ХТЗ-НАТІ Т-2Г [7, 8, 10, 11, 17, 18]. У післявоєнний період при різкому освоєнні багатьох свердловин рідкі палива значно стали дешевшими, а газогенераторні двигуни були зняті з виробництва, а ще пізніше з експлуатації, більше із-за того, що газогенераторні автомобілі за тягово-швидкісними характеристиками поступались базовим бензиновим автомобілям [9, 14, 19].

Значна кількість дослідників відмічає різке зменшення потужності двигуна автомобіля (іноді до 50 %) при його переобладнанні із бензину на газогенераторне паливо. Внаслідок такого зменшення потужності погіршуються тягово-швидкісні властивості автомобіля, зокрема зменшується його максимальна швидкість, приємність, збільшується час розгону. При цьому техніко-експлуатаційні показники, які залежать від даних факторів, погіршуються. Це і обумовило припинення випуску газогенераторних автомобілів у 60-их роках ХХ століття, незважаючи на більше ніж півстолітній досвід їх використання та підтвердження повної придатності до експлуатації [7–11, 13–18].

Як відомо із літературних джерел, зменшення потужності двигуна викликане зниженням величини середнього ефективного тиску, яке, у свою чергу, викликається зменшенням трьох найважливіших параметрів: нижчої теплоти згорання палива, коефіцієнту наповнення циліндрів та індикаторного ККД [7, 11, 14, 16].

Опираючись на існуючі дослідження, можна зробити висновок, що заходами, які дозволять підвищити потужність автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі, є такі: покращення наповнення циліндрів двигуна

свіжим зарядом, підвищення ступеня стиску двигуна, встановлення оптимального кута запалювання робочої суміші у циліндрах двигунів.

Приймаючи до уваги те, що двигуни автомобілів ГАЗ-42 та ЗІС-21, які випускались серійно, мали порівняно низькі ступені стиску ($\epsilon=6,5$ та $\epsilon=6,7$ відповідно), а двигуни сучасних автомобілів мають ступені стиску значно вищі, можна очікувати і їх вищих індикаторних та ефективних показників при роботі на газогенераторному паливі без будь-яких суттєвих змін у конструкції.

Вищезазначене не зупинило продовження робіт в області газогенераторних установок багатьма дослідниками після 60-х років. Як в далекому, так і в ближньому зарубіжжі інтерес до газогенераторів не вщухав. Наприклад, у Швеції за останні 30 років на державному рівні виконано велику кількість проектів із використанням біогазу на автотранспорті [3–6, 20, 21]. Вони зробили в цьому напрямку величезний крок вперед. Зараз уже впродовж 10 років усі міські маршрути обслуговують автобуси на біопаливі. Тим більше, поява нових конструкційних матеріалів та сучасних мікроконтролерів типу ATmega дозволяє виконати механотронне керування роботою газогенераторних двигунів.

Також важливим аспектом при створенні двигунів внутрішнього згоряння є екологічність їх відпрацьованих газів. Найбільшими забруднювачами повітря в Україні в даний час є транспортні засоби. У Полтавській області стан навколишнього природного середовища протягом останніх років залишається стабільним, враховуючи незначну динаміку змін більшості показників, що характеризують стан довкілля, за відсутності техногенних та природних надзвичайних подій і явищ, і є доволі прийнятним у порівнянні з більшістю інших областей України. Протягом року в області в атмосферне повітря викидається 150 тис. т забруднюючих речовин (без діоксиду вуглецю). Найбільшим джерелом забруднення атмосферного повітря є автотранспорт – за рік викидається понад 80 тис.т забруднюючих речовин, тобто більше половини від усіх зареєстрованих викидів. У містах Полтаві і Миргороді цей відсоток складає 90 та 85 відповідно. Перевищує 90 % частка викидів забруднюючих речовин автотранспортом у районах з незначною концентрацією промислових підприємств –

Кременчуцькому, Глобинському, Козельщинському, Чорнухинському, Чутівському, Хорольському. Бензиновий двигун внутрішнього згоряння на 1 км шляху викидає в атмосферу близько 70 г оксиду вуглецю, 25 г оксиду азоту, свинець, оцтовий альдегід, бензол, ацетилен, бенз-х-пірен, бенз-х-атрофен і ще близько 220 шкідливих для живих організмів речовин [22].

Технологічний та конструкційний аспекти створення газогенераторних установок досліджувало багато вчених, але до цього часу залишається не вирішеним питання універсальності експлуатації газогенераторних установок, тобто питання щодо можливості роботи стаціонарної установки в якості газової заправки ТЗ.

Створення газогенераторних як двигунів, так і автомобілів в цілому можна віднести до пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки відповідно до завдань державних наукових і науково-технічних програм, визначених Міністерством освіти і науки України. Так, в Державній науково-технічній програмі за номером 5.5 „Ресурсозберігаючі та енергоефективні технології машинобудування” є напрям – „Розробка технологій конвертації двигунів на альтернативні види палива”.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами. Робота виконана в рамках НДР „Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів” № 0104U003346, що виконується кафедрою „Автомобілі” Національного транспортного університету.

Метою роботи є підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі як за рахунок наддуву двигуна, так і вибору раціональних передаточних відношень трансмісії.

Для досягнення поставленої мети *задачі дослідження* сформульовані наступним чином:

– провести аналіз техніко-експлуатаційних показників серійних транспортних засобів з газогенераторними установками;

- визначити основні характеристики генераторного газу та проаналізувати їх вплив на систему “газобалонна установка – двигун – транспортний засіб”;
- визначити показники роботи двигунів на бензині та генераторному паливі;
- обґрунтувати можливі напрямки підвищення показників тягово-швидкісних властивостей автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;
- визначити раціональні передаточні відношення трансмісії автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;
- розробити практичні рекомендації щодо поліпшення тягово-швидкісних властивостей автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі.

Об’єкт дослідження – тягово-швидкісні властивості та паливна економічність автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі.

Предмет дослідження – вплив вихідних параметрів двигуна внутрішнього згоряння та передаточних відношень трансмісії на тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі.

Методи досліджень передбачали визначення основних характеристик генераторного газу, математичне моделювання прямолінійного руху автомобіля, багатоваріантні розрахунки показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності базової і газової моделі автомобілів.

Наукову новизну результатів досліджень складають:

- вибір та обґрунтування можливих напрямків підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі, як за рахунок наддуву двигуна, так і вибору раціональних передаточних відношень трансмісії;
- комплекс показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності та їх математичні моделі, на основі яких визначені раціональні параметри трансмісії автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі.

Достовірність результатів підтверджується:

– коректним використанням методів теорії автомобіля для розробки розрахункових схем, складання рівнянь руху автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;

– адекватністю результатів математичного моделювання показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі, експериментальним даним, які отримані при їх випробуваннях.

Практичне значення одержаних результатів складають:

– методика визначення передаточних відношень трансмісії, за якої досягаються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;

– методика оцінки застосування наддуву в газових двигунах, за допомогою якої показано можливість досягнути при роботі на газогенераторному паливі такого ж рівня індикаторних та ефективних показників, що й при роботі на бензині, тобто основні параметри двигуна і трансмісії автомобіля у такому випадку можна залишити без змін.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 6 наукових працях та в 15 тезах доповідей конференцій. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: описано найпоширеніші методи розрахунку передаточних відношень трансмісії вантажних автомобілів [1]; досліджено зміни індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4026 при його роботі на традиційному та газогенераторному паливі [2]; експериментальні дослідження генераторного газу із різних видів біомаси [3]; проаналізовано та визначено більш підходящий газ для використання у ДВЗ [4]; досліджено вплив обтічного елементу, розташованого на даху автомобіля на паливну характеристику [5]; доведено покращення індикаторних та ефективних показників ЗМЗ-4063 застосуванням наддуву [6].

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати роботи були викладені, обговорені та схвалені в період 2010–2019 рр. на наукових семінарах і науково-практичних конференціях викладачів, аспірантів та студентів

Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (м. Полтава), а також на таких конференціях: IV Всеукраїнська науково-технічна конференція «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» – Миколаїв, ППІ НУК ім. адмірала Макарова 18–19 травня 2011 р; International workshop «KCSE Science Day on High-Performance Computing», which was held on November 21, 2012 at the Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden; III міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні напрями розвитку інформаційно-комунікаційних технологій та засобів управління» – Полтава: ПНТУ; Білгород: НДУ «БілДУ»; Харків: ДП «ХНДІ ТМ», Київ: НТУ; Кіровоград: КЛА НАУ, 2013 р; XX Міжнародній науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих учених «Актуальні проблеми життєдіяльності суспільства» – Кременчук: КрНУ, 2013 р; IV Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні інформаційні технології DELCAM в освіті і наукових дослідженнях»: Полтава: ПолтНТУ, 2013 р; Международной научно-практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника: «Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля», посвящённой 90-летию проф. Говорущенко Н.Я. – Харьков: ХНАДУ, 2014 р; V міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні напрями розвитку інформаційно-комунікаційних технологій та засобів», Полтава 3–4 грудня, 2014 р; 12-й международной технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» – Минск : БНТУ, 2014 р; Міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня Автомобіліста і дорожника: «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті». – Харків: ХНАДУ, 2015 р; Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції, присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула: «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців». – Харків: ХНАДУ, 2016 р; 14-й международной технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» – Минск : БНТУ, 2016 р; III Всеукраїнській науково-

практичній Інтернет-конференції «ЕЛЕКТРОННІ ТА МЕХАТРОННІ СИСТЕМИ: ТЕОРІЯ , ІННОВАЦІЇ, ПРАКТИКА» ПолтНТУ ім. Ю.Кондратюка 2017 р; Всеукраїнському науково-практичного семінару «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту». – Харків: ХНАДУ, 20 квітня 2018 р; III Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» Полтава, ПолтНТУ 24–25 квітня 2019 р; II Міжнародній українсько-азербайджанській конференції «BUILDING INNOVATIONS – 2019», 23–24 травня 2019 року – Полтава: ПолтНТУ, 2019 р. Міжнародній науково-практичній конференції: «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні». – Харків: ХНАДУ 15–18 жовтня 2019 р.

Реалізація роботи. Матеріали дисертаційної роботи використовуються:

- відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП “ДержавтотрансНДІпроект” при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;

- транспортною колоною ТОВ «НАДЕЖДА РИТЕЙЛ 2017» при оцінці експлуатаційних властивостей автомобілів в режимі розгону та тягових характеристик та щодо методів отримання альтернативних газових палив, а особливо їх акумулювання та зберігання у багатошарових вуглецево-алюмінієвих балонах;

- автотранспортним цехом ПОКВПТГ «Полтаватеплоенерго» при оцінці експлуатаційних властивостей автомобілів в режимі розгону та тягових характеристик при застосуванні наддуву в газових двигунах.

Результати роботи впроваджено у навчальний процес Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка та використовуються при вивченні наступних дисциплін: «Автомобілі», «Технічна експлуатація автомобілів», «Двигуни внутрішнього згоряння, автомобілі та трактори», «Автомобільні двигуни», «Використання експлуатаційних матеріалів та економія паливо-енергетичних ресурсів».

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Актуальність застосування альтернативних видів палива. Класифікація газових моторних палив і способів їх отримання

Проблема економії традиційних нафтових палив на транспорті залишається однією з найгостріших для всього світу. Високий попит на енергію обумовлений також використанням традиційних нафтових палив, що призводить до забруднення навколишнього середовища і спонукає до пошуку нових, поновлюваних і екологічно чистих джерел енергії, зокрема таких, як біопалива з біомаси. Дослідження у сфері виробництва та застосування цих палив є актуальними і останнім часом активно ведуться у багатьох країнах світу [3–7].

Переведення двигунів внутрішнього згоряння (як стаціонарних, так і транспортних) на генераторні гази дозволить значно зменшити забруднення атмосфери відпрацьованими газами (менші викиди і безпечніший їх склад). Оскільки генераторні моторні палива отримують на основі твердих горючих копалин або відновлювальних та місцевих видів палива (відходи деревообробки, сільськогосподарського виробництва, рослинна біомаса тощо), енергетична складова в собівартості продукції (у тому числі транспортної) знижується приблизно в 2–3 рази у порівнянні з паливами нафтопереробки [3–6, 12–15, 20, 21].

Розглянемо існуючі види альтернативних газових палив, класифікацію яких наведено на рисунку 1.1, які можна використовувати у двигунах внутрішнього згоряння [23].

Природний газ у більшості країн є найбільш поширеним видом альтернативного моторного палива [24]. Він у якості моторного палива може застосовуватися як у вигляді компримованого, стисненого до тиску 200 бар, так і у вигляді зрідженого, охолодженого до -160°C газу. У даний час найбільш перспективним є застосування зрідженого газу (пропан-бутан). У Європі це

паливо називається LPG (Liquefied Petroleum Gas – скраплений бензиновий газ). У той час, як стиснутий газ (метан) знаходиться в балонах під тиском 200 бар, що саме по собі представляє підвищену небезпеку, LPG зріджується при тиску 6–8 бар. У Європі сьогодні налічується близько 2,8 млн. автомобілів, що працюють на LPG.

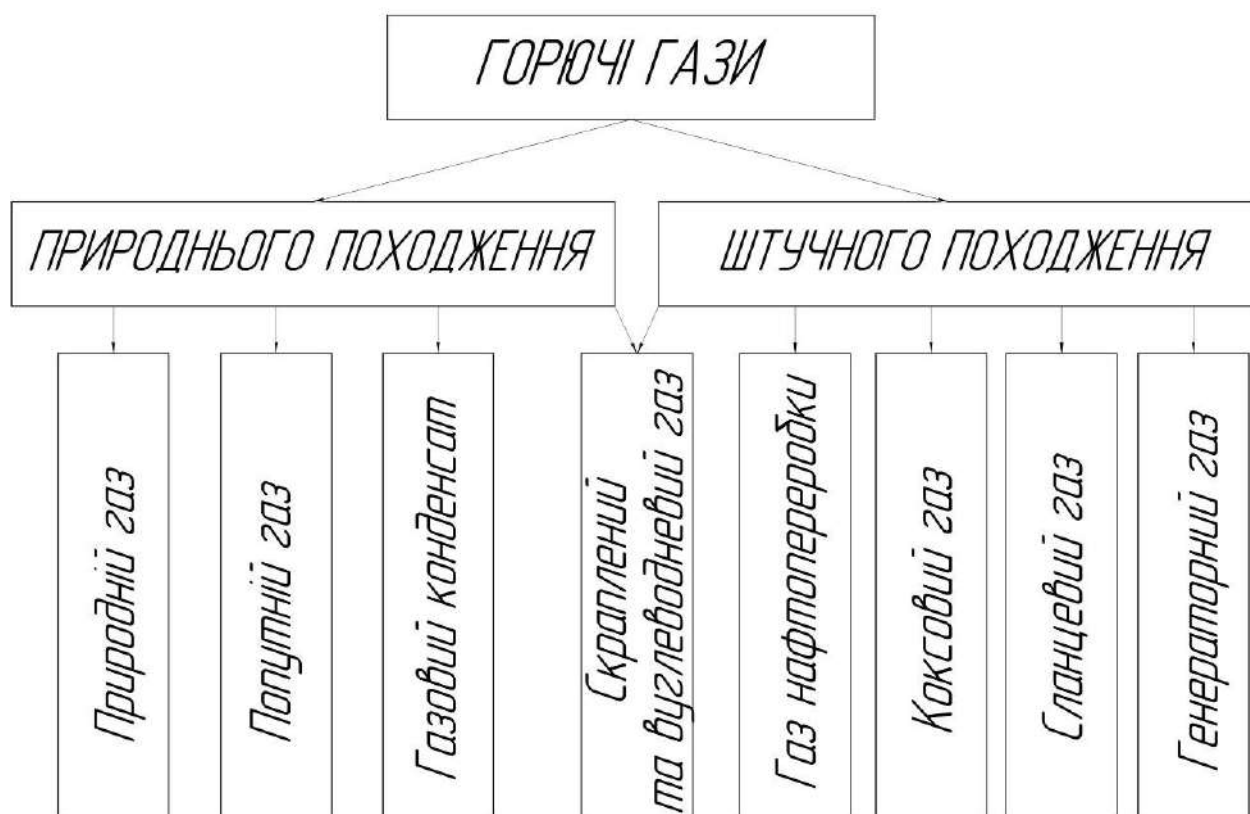


Рисунок 1.1 – Класифікація горючих газів

Попутні. Нафтові газы – суміш різних газоподібних вуглеводнів, розчинених у нафті, вони виділяються в процесі видобутку і перегонки (це так звані попутні газы, головним чином складаються з пропану і бутану ізомерів). До нафтових газів також відносять газы крекінгу нафти, що складаються з граничних і неграничних (етилену, ацетилену) вуглеводнів. Нафтові газы застосовують як паливо і для отримання різних хімічних речовин. З нафтових газів шляхом хімічної переробки одержують пропілен, бутилен, бутадієн та інші, які використовують у виробництві пластмас і каучуків [25].

Газовий конденсат. Використання газових конденсатів в якості моторного палива зведено до мінімуму із-за наступних недоліків: шкідливий вплив на центральну нервову систему, неприпустиме іскроутворення в процесі роботи з паливом, підвищення питомої витрати палива [26].

Скраплений та вуглеводневі гази – суміш скраплених під тиском легких вуглеводнів з температурою кипіння від -50 до 0°C . Призначені для застосування в якості палива. Склад може істотно відрізнятися, основні компоненти: пропан, пропілен, ізобутан, ізобутилен, н-бутан і бутилен. Виробляється в основному з попутного нафтового газу. Транспортується і зберігається в балонах і газгольдерах. Застосовується для приготування їжі, кип'ятіння води, опалення, використовується в запальничках, як паливо на автотранспорті [2, 25].

Газ нафтопереробки. Утворюються при розкладанні вуглеводнів нафти в процесах її переробки [26]. Розрізняють:

1 Гази нафтопереробки, збагачені граничними вуглеводнями і H_2 , які утворюються при первинній перегонці.

2 Збагачені неграничними вуглеводнями, що виходять при каталітичному і тривалому крекінгу, а також при коксуванні.

Коксовий газ – горючий газ, що утворюється в процесі коксування кам'яного вугілля, тобто при нагріванні його без доступу повітря до $900\text{--}1100^{\circ}\text{C}$. Коксовий газ містить багато цінних речовин. Крім водню, метану, оксидів вуглецю, до його складу входять пари кам'яновугільної смоли, бензол, аміак, сірководень та ін. [2, 25].

Сланцевий газ (природний) (англ. natural shale gas) – альтернативний природний газ, що видобувається зі сланцю, складається переважно з метану.

Для його видобутку використовують горизонтальне буріння і гідророзрив пласту. Аналогічна технологія видобутку застосовується і для отримання вугільного метану. Хоча сланцевий газ міститься в невеликих кількостях ($0,2\text{--}3,2$ млрд. $\text{м}^3/\text{км}^2$), але за рахунок розтину великих площ можна одержувати значну кількість такого газу. Головна перевага сланцевого газу – близькість до ринків

збуту. За попередніми підрахунками ресурси сланцевого газу у світі складають 200 трлн.м³ [26].

Генераторний газ утворюється в результаті газифікації твердого палива в спеціальних установках – газогенераторах [7, 10, 11, 17, 27, 28]. Процес перетворення твердого палива в генераторний газ зводиться до сухої перегонки, при якій виділяються летючі, що містяться в паливі. Газогенератори представляють собою шахтну піч, в яку зверху завантажуються тверде паливо, а знизу подається повітря в кількості, недостатній для повного згорання палива. Кисень повітря, що надходить через колосникові ґрати, зустрічає шар розжареного коксу і вступає з вуглецем в реакцію. У зв'язку з недостатнім для повного згорання кількістю повітря, що подається продуктами реакції, є CO₂ і CO. Проходячи далі через розпечений кокс, CO₂ частково відновлюється вуглецем в CO по реакції $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$. Зазвичай в дуття додають пар, який збагачує генераторний газ воднем і окисом вуглецю по реакції $\text{H}_2\text{O} + \text{C} = \text{H}_2 + \text{CO}$, а також запобігає спіканню золи.

1.2 Загальна характеристика процесу газифікації та класифікація генераторних газів

Газифікації може бути піддана більшість відомих видів твердих горючих копалин (вугілля, торф та ін.), а також відходи від виробництва (органічні відходи) [2, 3, 5, 7]. При цьому можна отримати газ із тими заданими параметрами, які великою мірою впливають на роботу двигуна внутрішнього згорання: компонентним складом та теплотою згорання.

Газифікація – термохімічний процес взаємодії вуглецю палива з окислювачами, що проводиться з метою отримання горючих газів (H₂, CO, CH_n). У якості окислювачів, які іноді називають газифікуючими агентами, використовують кисень (або збагачений ним повітря), водяну пару, діоксид вуглецю або суміші зазначених речовин. У залежності від співвідношення

вихідних реагентів, температури, тривалості реакції та інших факторів можна отримувати газові суміші самого різного складу [7, 29].

Вперше промислова реалізація газифікації твердого палива була здійснена в 1835 р. у Великобританії, але ще в 1791 р. Джон Барбер взяв патент на газову турбіну, що працює на газі з твердого палива. У 1839 р. в м. Магдебурзі-на-Гарце був побудований перший газогенератор прямої дії у вигляді окремого агрегату, а в 1842 р. – у м. Аудікур введений в експлуатацію перший зворотний газогенератор, дещо пізніше Емер Даусон запропонував поєднання газогенератора з двигуном внутрішнього згоряння [30].

До середини ХХ століття цей процес отримав широкий розвиток в більшості промислових країн світу. Наприклад, у колишньому СРСР у 50-ті роки працювало понад 350 газогенераторних станцій, на яких було встановлено близько 2500 газогенераторів. Ці станції виробляли щорічно 35 млрд. м³ енергетичних і технологічних газів. Як відомо, в наступні 20–25 років у світовому енергетичному балансі відбувалися зміни, зумовлені зростанням видобутку та споживання нафти, попутних і природних газів. Внаслідок цього конкурентоспроможність штучних енергетичних і технологічних газів, одержуваних з твердих палив, різко знизилася, і їх виробництво практично скрізь (за винятком ПАР) було припинено [2, 4, 33].

Однак в останні роки у зв'язку зі скороченням ресурсів нафтової і газової сировини процес газифікації твердих горючих копалин знову привернув до себе увагу, штучні гази знову починають розглядатися як одна з істотних складових теплового балансу [3, 18, 27, 30–34].

У даний час виявлено такі найбільш економічно ефективні області застосування даного методу:

- газифікація сірчистих і багатозольних палив з подальшим спалюванням отриманих газів на потужних теплових електростанціях. У складі вугілля міститься сірка, велика частина якої при спалюванні викидається в атмосферу у вигляді токсичних оксидів сірки і сірооксиду вуглецю. При газифікації сірчастого

вугілля утворюється сірководень, який можна порівняно легко витягти і потім переробити в товарну сірку або сірчану кислоту;

- газифікація твердого палива для великомасштабного виробництва замінників природного газу. Цей напрямок має найбільше значення для місцевого газопостачання районів, віддалених від родовищ природного газу та нафти або від магістральних трубопроводів;

- газифікація твердого палива з метою отримання синтез-газу, газів-відновників і водню для потреб хімічної, нафтохімічної та металургійної промисловості.

Процес газифікації залежить від багатьох факторів, що впливають на склад одержуваного газу і його теплоту згорання [7, 11, 29, 35, 36]. У зв'язку з цим до цих пір відсутня єдина загальноприйнята класифікація методів здійснення даного процесу.

Нижче представлено одну з можливих варіантів класифікації, зокрема по виду дуття (газифікуючого агента) – прямого (паливо рухається зверху в низ генератора, а газу дуття – знизу до гори) і зверненого процесу (паливо рухається зверху в низ, газу дуття зверху в низ, тобто співпадають); по напрямку руху потоку палива і дуття; за тиском; за розміром частинок палива; за конструктивними особливостями реакційної зони; за способом виведення золи; за способом підведення тепла; за призначенням одержуваного газу та за способом збагачення кінцевого газу метаном [7, 11, 36, 37].

Конструктивно газогенератори зверненого процесу мають меншу металоємність, допускають застосування широкого спектру палива по крупності (від 150–100 мм до пилу), зольності (до 50 %, тобто «рядовки») і особливо за вологістю (50–60 %, тобто шлами), можуть працювати як під надлишковим тиском, так і під розрідженням, мають можливість цілеспрямованого введення дуттьових газів і каталізаторів горіння палива, без істотних змін конструкції можуть бути переведені на випуск золи або шлаку в розплавленому вигляді тощо. При цьому газогенератори зверненого процесу будувалися в основному для забезпечення роботи двигунів внутрішнього згорання автомобілів (130000

одиниць у колишньому СРСР), тракторів, електростанцій. Завод ім. Малишева (колишній Харківський паровозобудівний завод) випускав газогенераторні тепловози потужністю 2000 к.с.

Газ з низькою теплотою згорання утворюється при використанні повітряного або пароповітряного дуття [7, 11 37]. Відповідно до цього його називають повітряним або пароповітряним (змішаним). Він характеризується високим вмістом баласту – азоту [до 40–55 % (об.)], що обумовлює низьку теплоту згорання такого газу. Основна область застосування таких газів – спалювання в топках промислових печей. Однак, після конверсії в них оксиду вуглецю та очищення від CO_2 , отримують азотоводневу суміш – вихідна сировина для синтезу аміаку.

Гази з середньою теплотою згорання отримують у процесах парової чи парокисневої газифікації твердого палива під тиском до 2–2,5 МПа. За складом вони представляють собою суміші оксидів вуглецю і водню з невеликими кількостями метану та інших вуглеводнів. По економічних міркуваннях такі гази застосовують в обмежених масштабах. Їх використовують головним чином, як хімічну сировину, а також застосовують у металургії як гази-відновники [7, 11, 36].

Технологія отримання зазначених газів спочатку була заснована на використанні пароповітряного дуття, причому повітря попередньо збагачувалось киснем до 40 % (об.). Поряд з цим підвищити теплоту згорання газу можна, проводячи газифікацію при підвищеному тиску. Інший спосіб одержання газів із середньою теплотою згорання – газифікація твердого палива із застосуванням парового дуття і попередньо нагрітого до 900–1100 °С твердого теплоносія. У якості останнього можна використовувати золу, яка залишається після спалювання частини палива у виносній топці. Подібний варіант дозволяє отримувати газ, що складається в основному із CO і H_2 у співвідношенні, близькому до 1:1, проте цей спосіб випробуваний поки лише на невеликих дослідно-промислових установках [5, 37].

Гази з високою теплою згорання, що наближаються за цим показником до природного газу, в даний час у промислових масштабах поки не виробляють. Проте технологія їх отримання в ряді випадків відпрацьована на досить великих дослідно-промислових установках. Основа підвищення теплоти згорання газу – збагачення його метаном за рахунок проведення газифікації при підвищеному тиску, завдяки чому інтенсифікується взаємодія вуглецю і його оксидів з воднем, що утворюється в шарі палива. Продуктом цих реакцій є метан. Розроблено також кілька варіантів багатоступеневих газогенераторів, у яких передбачені максимальне вилучення летючих продуктів з палива та подальша газифікація вуглецевого залишку із застосуванням водню в якості газифікуючого агента (гідрогазофікація) [7, 11, 30, 34].

Гази заданого складу призначені для безпосереднього синтезу хімічних продуктів і являють собою суміші водню з азотом або оксидом вуглецю в широкому діапазоні співвідношень [37].

Для орієнтовної оцінки складу газу, одержуваного за тих чи інших умов, часто використовують поняття про «ідеальний генераторний газ». Під ними розуміють гази, які утворюються при взаємодії чистого вуглецю і газифікуючих агентів (CO_2 і H_2O) з отриманням тільки горючих компонентів.

Характеристиками «ідеальних генераторних газів» служать їх склад [% (об.)], вихід (м^3 з 1 кг палива), теплота згорання (кДж/м^3) і коефіцієнт корисної дії газифікації. Останній знаходять як відношення кількості тепла, яке можна отримати при спалюванні отриманого газу, до кількості тепла, що виділяється при спалюванні витраченого палива.

Існує кілька типів «ідеальних генераторних газів» [37]:

1 Повітряний газ може бути отриманий при взаємодії вуглецю з киснем повітря по екзотермічній реакції, що супроводжується виділенням тепла у кількості 52300 ккал.

2 Водяний газ – продукт взаємодії вуглецю з водяною парою по реакції. Ця реакція ендотермічна (–31700 ккал), тому кількість тепла, що витрачається на її

проведення, має бути враховано при розрахунку коефіцієнта корисної дії газифікації.

3 Напівповітряний газ отримують пароповітряним дуттям. При цьому одночасно протікають обидві попередні реакції, причому основна умова полягає в тому, що все тепло, що виділяється при першій реакції, має витратитися на другу реакцію.

4 Оксидований газ можна отримати за допомогою парокисневого дуття при тих же умовах, що і напівповітряний. Процес отримання оксидованого газу відрізняється тільки тим, що замість повітря подається чистий кисень, тобто в газі відсутній баласт (азот).

1.3 Використання генераторного газу та способи його генерування

Сьогодні генераторний газ розглядається як альтернативне паливо як для автомобільного транспорту, так і для децентралізованих електростанцій. У 1980-х і на початку 1990-х років були реалізовані важливі проекти електрифікації країн, що розвиваються [4–6, 20, 31–33], застосуванням електростанцій із живленням ДВЗ, використовуваних для виробництва електроенергії, генераторним газом. В Індії у даний час з метою поліпшення енергетичних послуг впроваджуються державні програми електрифікації сільських районів із застосуванням дрібних стаціонарних газогенераторних установок [31]. Протягом останнього десятиліття у всьому світі постійно зростає інтерес до отримання газу для ДВЗ електростанцій шляхом газифікації біомаси у газогенераторах із низхідним потоком [5]. Найчастіше використовують установки, що мають реактор із відкритим верхом, легкий доступ в активну зону і ручним завантаженням біомаси [6]. Дослідженням у сфері газифікації приділяють велику увагу з метою підвищення продуктивності виходу газу, випробування різних видів біоресурсів, а також пошуку інших способів застосування генераторного газу, крім живлення ДВЗ, наприклад, для виробництва рідкого палива.

Як розглянуто вище, щоб використати генераторний газ у двигуні внутрішнього згоряння, його необхідно попередньо згенерувати з твердого палива. Для цього використовують процес газифікації, детально описаний в роботах [2, 5, 7, 8, 10–13, 17, 27, 31–37].

Існуючі конструкції та робочі процеси зразків стаціонарних газогенераторів для виготовлення газогенераторного палива представлені нижче.

Газифікатори з нерухомим шаром прості по конструкції і експлуатації, що робить їх придатними для використання при невеликих потужностях. Нерухомий шар газифікації може працювати в будь-якому періодичному або безперервному режимі [5, 7, 17, 37].

Найпростіший тип газогенератора – це з нерухомим шаром висхідного потоку газогенератора (рисунок 1.2).

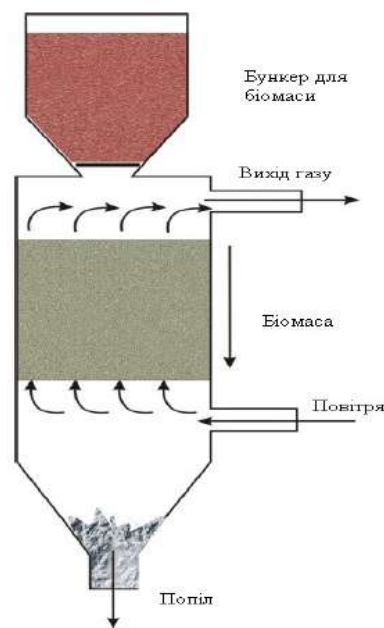


Рисунок 1.2 – Схема висхідного потоку газогенератора.

Повітря поступає в нижню частину генератора і рухається вгору через шар біомаси. Біомаса рухається в протилежному напрямку зверху вниз. Газифікатор може працювати в пакетному режимі таким чином, що біомаса завантажується один раз в газогенератор. При безперервному режимі роботи біомаса подається в

верхню частину газогенератора, в той час як утворена зола видаляється із дна. Перевага цього газогенератора – це гарний теплообмін у реакторі: вихідні гарячі гази охолоджуються при теплообміні із свіжою біомасою. У нижній частині гаряче вугілля зустрічає вхідний потік свіжого повітря, що забезпечує хороше вигорання вуглецю в золі. Але газ не вступає в контакт з вхідним повітрям, із-за чого він містить велику кількість смол, яка дуже шкідлива для деталей тертя двигуна внутрішнього згоряння.

У низхідному потоці газогенератора (рисунок 1.3), біомаса також подається зверху, а повітря вводять або зверху, або збоку. Обидва потоки біомаси і газу рухаються вниз під час процесу газифікації [5, 7, 17, 37].

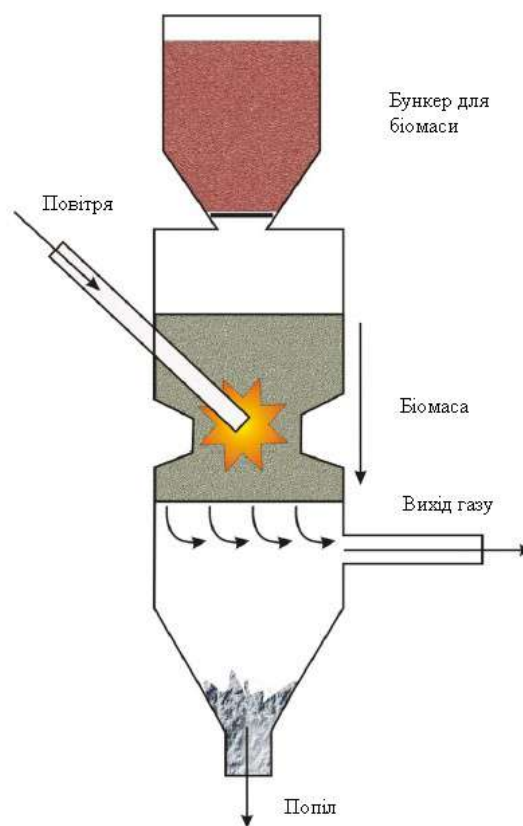


Рисунок 1.3 – Схема низхідного потоку газогенератора.

Із-за того, що гази проходять через зони окислення і шар розжареного вугілля, відбувається скорочення місткості смол в газі. При високих навантаженнях температура в газогенераторі вища, ніж при низьких навантаженнях, а це означає, що смола краще перетворюється у газ при високих

температурах, ніж при низьких. Так як це є важливим для підтримки постійної температури в зоні окислення, низхідний потік газифікації, як правило, має вузький прохід трохи нижче точки ін'єкції повітря. Завдяки цьому легше отримати постійну температуру, і всі гази змушені проходити через звуження. Недоліки спадного потоку газифікації в тому, що добутий газ дуже гарячий, і потрібні додаткові пристрої для охолодження. Та, незважаючи на ці незначні недоліки, цей вид газифікації буде обрано як основний, так як він найбільш підходить для ДВЗ, тому що у газі відсутні смоли.

У киплячому шарі частинки твердого матеріалу призупинені в рухомому рідкому або газоподібному середовищі. Рисунок 1.4 показує процес псевдорозрідження та його залежність від швидкості потоку повітря [5, 7, 17, 37]. При низьких швидкостях потоку тверді частинки залишаються незмінними. При зростанні прикладених потоків шар розширюється, збільшуючи порожнечу. У певному потоці, відповідно до мінімальної швидкості псевдорозрідження, частки вільно плавають, як рідина. При ще більш високих потоках з'являються бульбашки в шарах. При досить високій швидкості потоку деякі частки матеріалу будуть відриватися і створювати двофазний потік.

Газифікатори з використанням пухирців у киплячому шарі спочатку були розроблені для газифікації вугілля. Це вирішує ряд проблем, пов'язаних з нерухомим шаром газифікації. Паливо рівномірно розподілено по всьому бункеру генератора і не може застрягти. У зв'язку з автоматичним розділенням щільності в бункері, щільні частинки опускаються, в той час як легкі частинки залишають зону з газом. Даний вид газифікації може працювати з паливами високої зольності. Вони добре підходять для тривалої експлуатації і розроблені в широкому діапазоні розмірів, що дозволяє використання на великих промислових підприємствах (рисунок 1.5) [5, 37].

У циркулюючому киплячому шарі газифікатор немає надводного борту, де швидкість газу зменшується, а захоплені частинки падають назад у киплячий шар [5, 37]. Замість цього деякі частинки з бункеру, які досить малі за розмірами, захоплюються у видобутий газ і залишають газифікатор. Ці частинки

відділяються від газу в циклонах і повертаються в нижню частину бункера (рисунок 1.6).

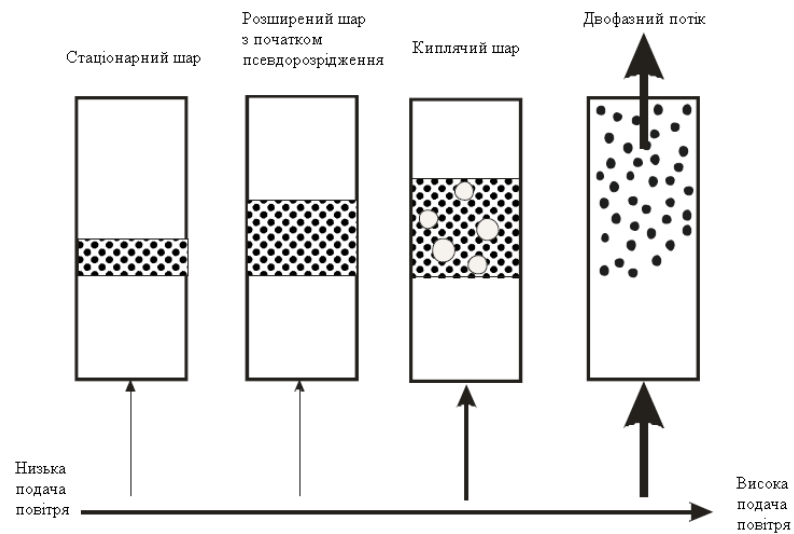


Рисунок 1.4 – Вплив газового потоку на характеристики газифікації у шарах.

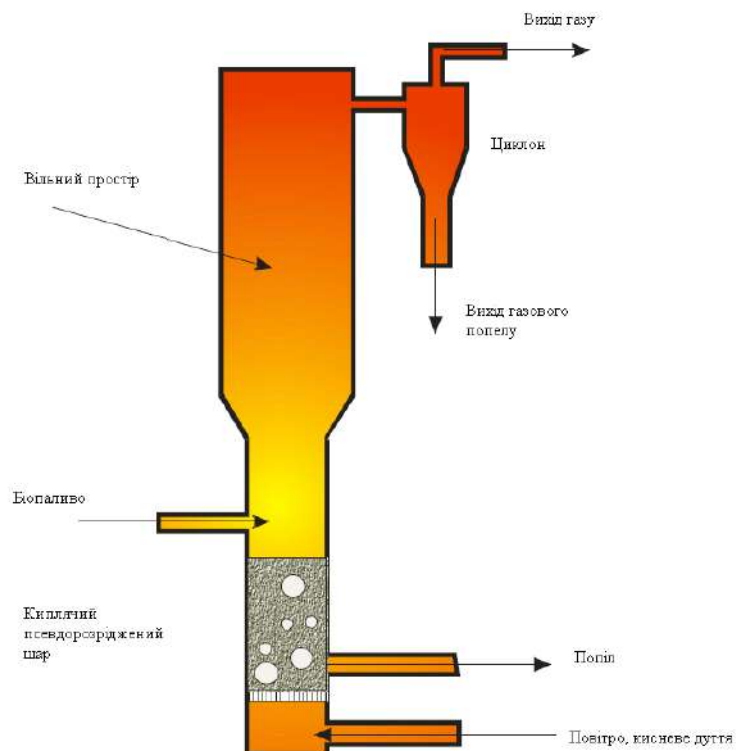


Рисунок 1.5 – Схема газогенератора із киплячим псевдорозрідженим шаром

Дійсний процес газифікації (рисунок 1.7) ділиться на два основні процеси: горіння і відновлення [5, 7]. Процес горіння базується на реакціях утворення оксидів вуглецю CO і CO₂. Процес відновлення відбувається в зоні відновлення, яка межує з зоною горіння і використовує тепло газів, що проходять крізь неї, базується на реакціях відновлення і утворення водяного газу. Багато хто з дослідників ці дві зони не розділяють, а називають одним терміном – “активна зона”.

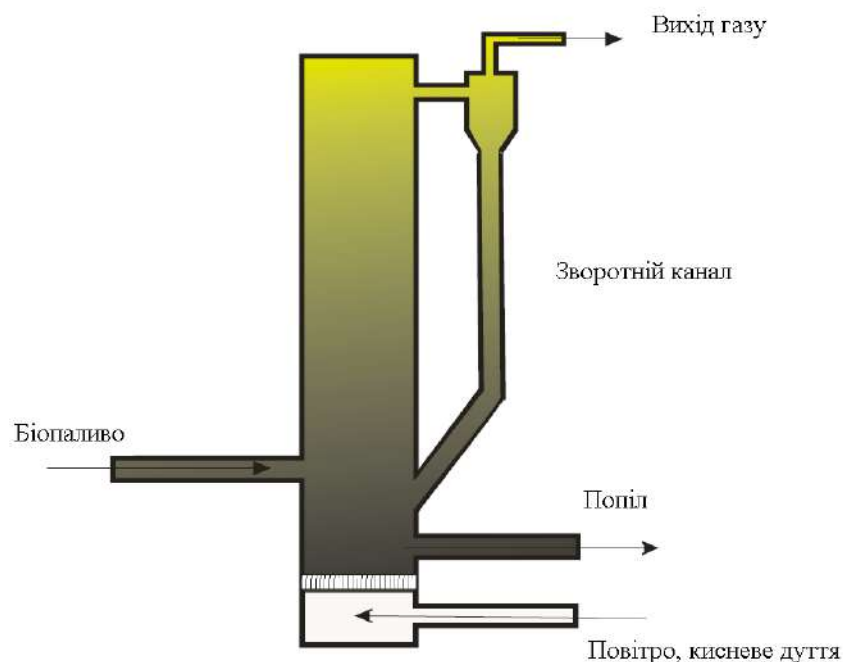


Рисунок 1.6 – Схема циркулюючого киплячого шару газогенератора.

За багатьма джерелами [2, 5, 7, 8, 10–13, 17, 27, 31–37] можна встановити приблизний склад газу, який одержується в газогенераторі оберненого процесу, коли переробляється деревина вологістю 20 %. При цьому склад у відсотках за об’ємом буде таким: водень (H₂) – 16,1; оксид вуглецю (CO) – 20,9; вуглекислий газ (CO₂) – 9,2; метан (CH₄) – 2,3; вуглеводні (C_nH_m) (без смоли) – 0,2; кисень (O₂) – 1,6; азот (N₂) – 49,7. Важливо ще і те, що при різній вологості деревини, яка переганяється в газ, вміст оксиду вуглецю буде змінюватись. Наприклад, коли

вологість деревини біля 10 % – вміст CO за об'ємом 20 %, а при 65 % – вміст того ж компоненту близько 3 %.

У реакціях дійсного процесу газифікації твердого палива не бере участь частина кисню, водню та вуглецю, які називають продуктами сухої перегонки (або летючими) і вони позначені на рисунку 1.7 так: O_T , H_T та C_T . Зі збільшенням кількості продуктів сухої перегонки з 2 до 22 % вміст в газу CO, H_2 , CO_2 і смол буде збільшуватись. У результаті цього буде збільшуватись теплотворність отриманого генераторного газу і відповідно потужність двигуна (де буде застосовуватись отриманий газ) на 15 %. Максимальна кількість смол (при кількості летючих 22 %) не перевищує 0,16 г/м³, що є допустимим. Але при більшому вмісті летючих в паливі кількість смол в газі збільшується і перевищує допустиму величину [5, 7, 17, 37].

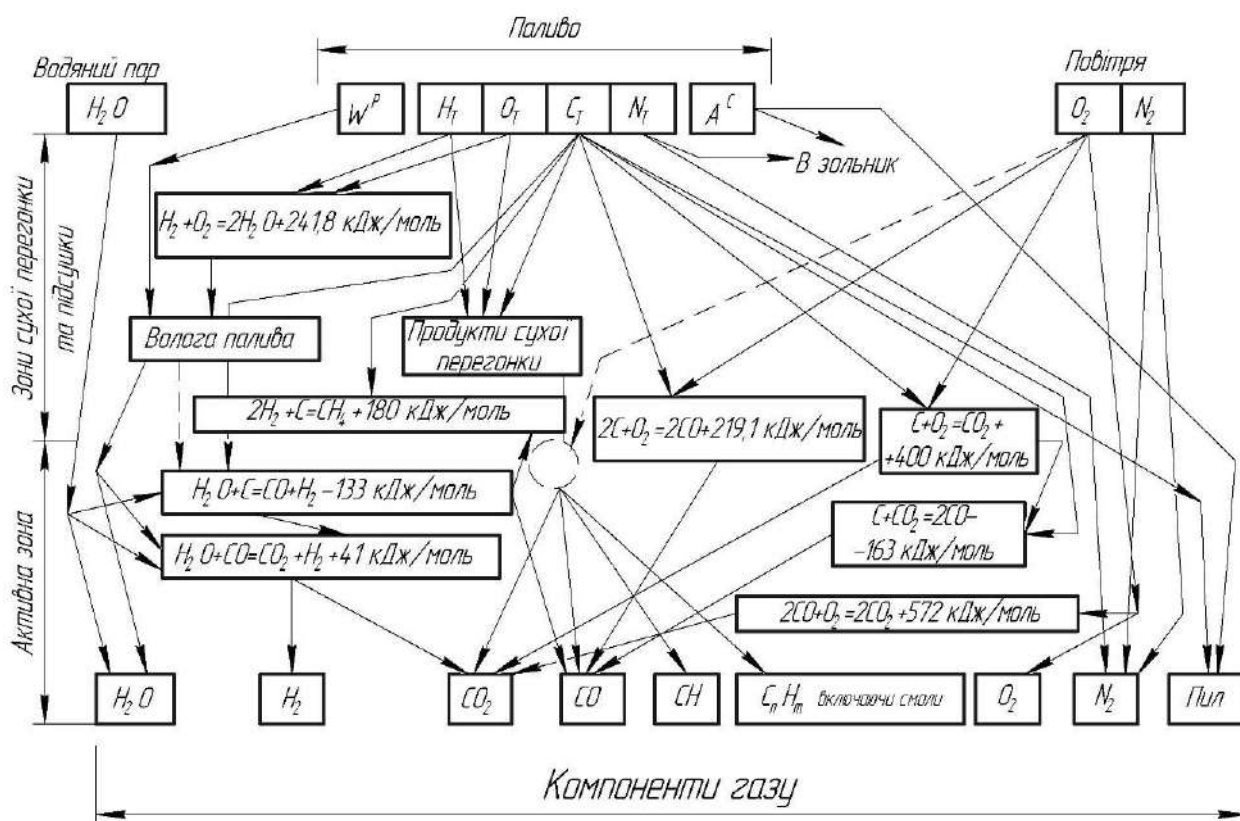


Рисунок 1.7 – Схема дійсного процесу газифікації [7].

Значно впливає на якість генераторного газу висота активного шару палива. Її величина визначає час контакту газу і водяної пари з розжареним вуглецем і

залежить від температури активної зони і реакційної здатності палива. Чим більше буде температура і вища реакційна здатність палива, тобто більша пористість і менший розмір частин палива, тим нижча (або коротша) може бути активна зона, яка забезпечує завершення відновлювальних процесів. Дослідження показали, що, наприклад, для газогенератора продуктивністю 60 м^3 газу за годину найбільш вигідною довжиною активної зони буде 225 мм [5, 7].

Великий вплив на якість генераторного газу має швидкість наддуву повітря в камеру газифікації. Зі збільшенням цієї швидкості збільшується і температура на поверхні палива. Одержується місцеве збільшення напруженості горіння, величина якої досягає $50000 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{год}$. У результаті цього збільшується вихід первинного СО, і робота газогенератора стає рівномірною, так як вона значно менше залежить від протікання відновлювальних реакцій. Але не можна збільшувати швидкість наддуву безмежно, так як збільшується при цьому опір газогенератора. Швидкість наддуву повітря в газогенераторах лежить в межах 20–50 м/с. Сумарний вплив перерахованих вище факторів на процес газифікації розглядають шляхом зіставлення результатів зональних досліджень складу газу, одержаного на різних типах газогенераторів [5, 7, 17, 37].

Як зазначалось вище, процес газифікації тільки тоді забезпечить утворення максимальної частки горючого газу СО в генераторному газі, коли температура в реакційному шарі не нижча 950–1000 °С. Заміри температури у внутрішніх частинах газогенераторів здійснювалися ще в 40-х роках інженерами з НАТІ.

Це не може не впливати на температуру утвореного генераторного газу, яка теж коливається в значних межах. У роботах [5, 7] вказується, що в генераторах поперечного і прямого процесу газифікації при газифікації деревини чи вугілля (в тому числі і антрациту) в умовах стаціонарної роботи утворений генераторний газ може мати температуру в межах 450–600 °С при виході з генератора.

У газогенераторах оберненого процесу при газифікації деревини чи вугілля з повним обігрівом бункера і відбором газу зверху охолодження генераторного газу проходить ще більш інтенсивно і температура його буває в межах 120–180 °С. Але й ця температура генераторного газу є досить високою, щоб

використати його як паливо в двигунах внутрішнього згоряння. Для того, щоб максимально збільшити густину заряду газоповітряної суміші, потрібно охолодити газ до температури навколишнього середовища. Реально на практиці газ охолоджується до 30–40 °С. Подальше охолодження газу потребувало б значного збільшення охолоджуючої поверхні, що в умовах транспортної газогенераторної установки, яка обмежується масою та розмірами, не раціонально [5, 7]. Ось чому і пропонується стаціонарна газогенераторна установка.

Генераторний газ на виході з газогенератора засмічений, тому необхідно його очистити від пилу, смолистих речовин, сірчаних з'єднань, вологи і т.д. Ці речовини залишаються у вигляді осаду у впускному колекторі та безпосередньо в самому двигуні внутрішнього згоряння, що порушує нормальну його роботу. Через велику кількість тертьових поверхонь у двигуні – генераторний газ має бути очищений від забруднювачів максимально.

У газогенераторах, які використовувались на транспорті, в кожному кубічному метрі утвореного генераторного газу в залежності від навантаження вміст пилу може змінюватися в широких межах. У деяких випадках, наприклад, при роботі генератора на деревині м'яких порід або на деревному вугіллі із значним вмістом дрібних частинок, вміст пилу може підвищитися до 7–8 г/м³ газу [5, 7, 17, 37]. Пил генераторного газу являє собою суміш, яка складається з сажі, частинок попелу тощо. За розміром частинок пил можна умовно поділити на грубий, з розміром частинок більшим за 60 мкм, і тонкий, з розміром частинок меншим за 60 мкм. Приблизний склад пилу генераторного газу, що утворено з деревини: 42 % грубого пилу і 58 % тонкого [5, 7, 17, 37].

У роботі Ємця Б.В. [14] запропоновано конструкцію фільтра грубої очистки та охолоджувача в системі “газогенераторна установка – двигун – транспортний засіб”. Але у транспортних газогенераторних установках та безпосередньо в русі транспортного засобу горючий газ, який отримується в генераторі, має високу температуру, що негативно впливає на наповнення циліндрів двигуна, що призводить до погіршення тягово-швидкісних властивостей транспортного засобу. Крім того, цей газ має значну кількість водяної пари, частинок попелу і

смолистих речовин, особливо при використанні смолистої деревини [14]. Якщо генераторний газ якісно не очищувати та ефективно не охолоджувати, що можливо лише у стаціонарних установках та в промисловому масштабі, в кращому випадку, зменшиться ресурс роботи двигуна. Тому перспективним є застосування стаціонарних газогенераторних установок.

1.4 Аналіз конструкції стаціонарних газогенераторних установок

У попередньому підрозділі було описано дійсний процес газифікації твердого палива, який відбувається в установці – газогенератор. Із аналізу конструкцій газогенераторних установок слідує, що для двигунів внутрішнього згоряння кращим є газогенератор з низхідним потоком. Раніше було з'ясовано, що утворений генераторний газ має бути очищений та охолоджений, без цього він мало придатний для використання у вигляді палива для двигунів внутрішнього згоряння. Тому загальну конструкцію генераторних установок, крім газогенератора, класично складають пристрої для охолодження та очищення газу і компресор. Компонування всіх основних пристроїв стаціонарної газогенераторної установки зображено рисунку 1.8.

На транспортних газогенераторних установках, що серійно випускались в 40–50-х роках попереднього століття, пристрої очистки і охолодження газу мали класичну загальну конструкцію [5, 7, 8, 10, 14, 17, 37]:

а) грубі очисники:

– відцентрового типу “циклон” різних видів (на тракторі ХТЗ-НАТІ, автомобілях Урал-ЗиС-352, ЗиЛ-164 г/г);

– секційного типу з перфорованими пластинами (на автомобілі ГАЗ-42);

– секційного типу з перфорованими дисками (на автомобілі ЗиС-21);

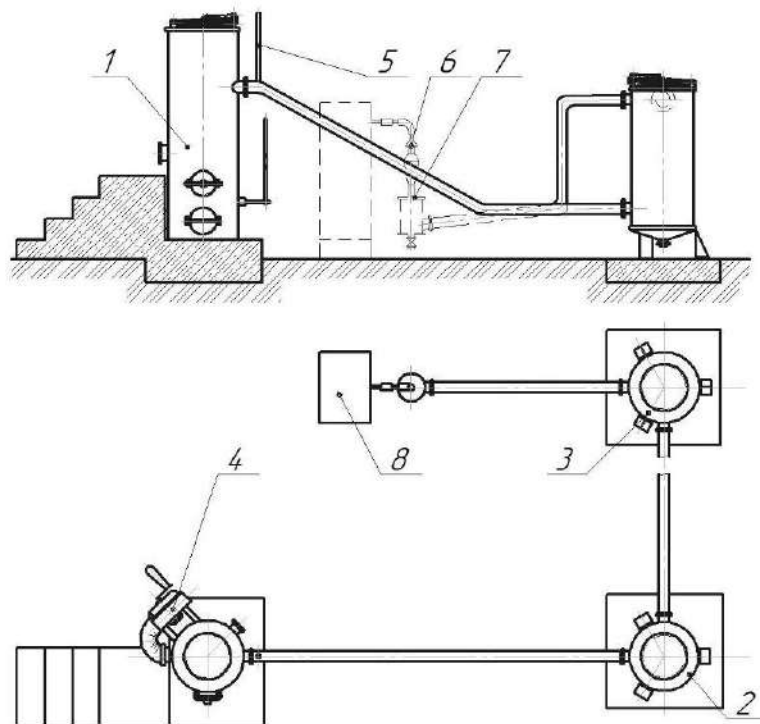
б) охолоджувачі:

– радіаторного типу (на тракторі ХТЗ-НАТІ);

– трубчастий охолоджувач (на автомобілі ГАЗ-42 модифікації УГ-1 для роботи на вугіллі, на автомобілях Урал-ЗиС-352, ЗиЛ-164 г/г);

в) тонкі очисники:

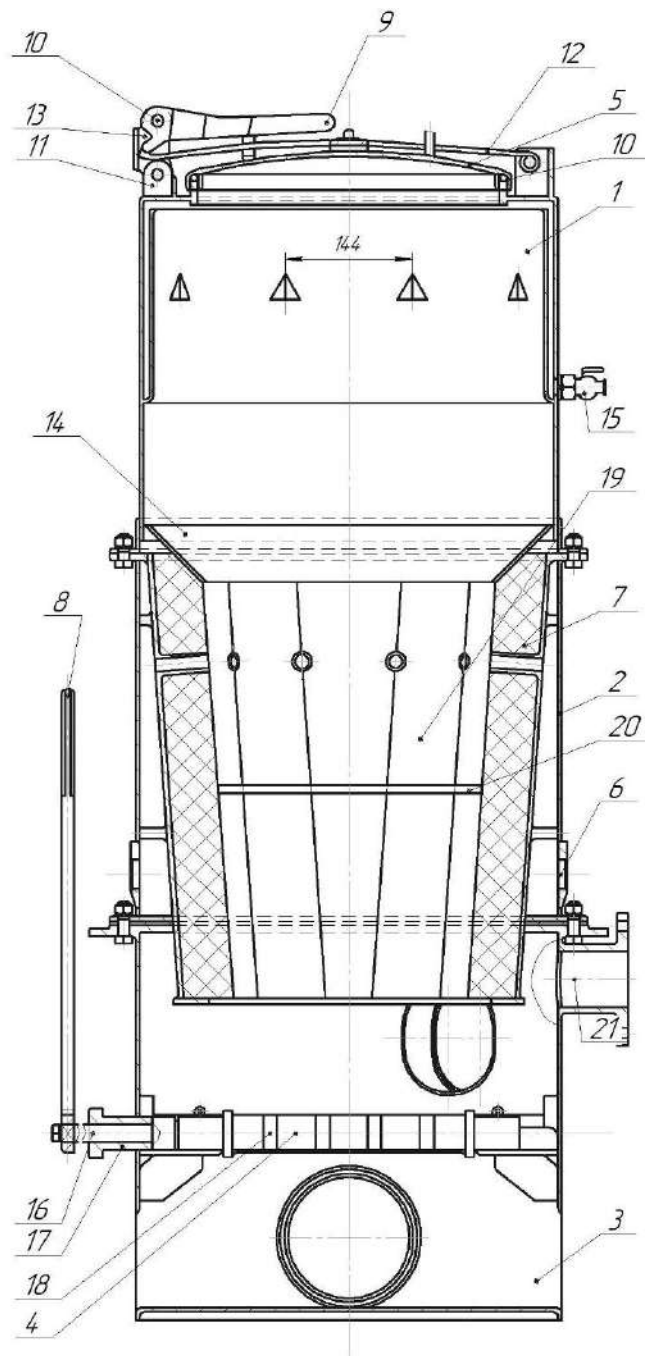
- бакового типу, подвійні, з кільцями (на тракторі ХТЗ-НАТІ);
- типу вертикальний циліндр з двома шарами кілець (на автомобілях ГАЗ-42, Урал-ЗиС-352);
- з фільтрувальним елементом (ЗиЛ-164 г/г);
- барботажного типу (в більшості модифікації автомобілів, призначених для роботи на вугіллі і торфі).



1 – газогенератор БГ6; 2 – фільтр грубої очистки-охолоджувач; 3 – фільтр тонкої очистки-охолоджувач; 4 – вентилятор розпалу; 5 – пальник; 6 – колектор; 7 – бак конденсаційний; 8 – компресорна установка.

Рисунок 1.8 – Схема стаціонарної газогенераторної установки на

Конструкцію газогенератора детально представлено на рисунок 1.9.



1 – бункер; 2 – паливник; 3 – зольник; 4 – решітка колосникова;
 5 – завантажувальний люк; 6 – патрубок повітряного клапана; 7 – фурма;
 8 – рукоять решітки; 9 – запірний важіль люка; 10 – палець люка;
 11 – вухо кріпильне; 12 – ресора люка; 13 – серга запірного клапана;
 14 – конус паливника; 15 – кран спускний; 16 – валик решітки;
 17 – втулка валика решітки; 18 – решітка нерухома; 19 – футеровка;
 20 – диск паливника; 21 – патрубок виходу газу.

Рисунок 1.9 – Газогенератор БГ-6

До цього різноманіття конструкцій слід додати ще невелику кількість пристроїв охолодження і очистки газу, що випускались невеликими серіями [7, 8, 14, 17]. Грубий очисник відцентрового типу “циклон” схематично представлений на рисунку 1.10.

Фільтр типу «циклон» – циліндрично-конічний апарат, призначений для очищення газу від завислих твердих часток, пиловловлювач, в якому тверда фаза видаляється з газу під впливом відцентрових сил.

Циклон складається з циліндричного корпусу 1 з листової сталі, до нижнього краю якого приварена конічна частина 2. У вхідний патрубок 3 подається газ, потім між корпусом і обвідним циліндром 4 він закручується і за допомогою відцентрової сили тверді частки скочуються в нижню частину бункера 6, а очищений газ виходить через вихідний патрубок 5.

Якщо необхідно досягти більшого охолодження генераторного газу перед стисканням, то він може бути додатково охолоджений газовим радіатором [7, 8, 14, 17], подібного до показаного на рисунку 1.11. Принцип роботи подібного до радіатора системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння газового радіатора полягає в наступному. Газ ділиться на маленькі струминки і прямує по сотам радіатора, де охолоджується струменем повітря, яке просмоктується вентилятором між трубками охолоджувача.

Фільтр грубої очистки, який зображений на рисунку 1.12, також призначений для охолодження [7, 8, 14, 17]. Він складається з металевого кожуха 1, забезпеченого знімною кришкою 2. Всередину кожуха вставлена велика кількість перфорованих пластин 3 з безліччю дрібних отворів, розташованих у шаховому порядку. Газ, проходячи через отвори пластин, весь час змінює швидкість і напрямок руху, а частки пилу, вдаряючись об стінки пластин, осідають на них або падають вниз.

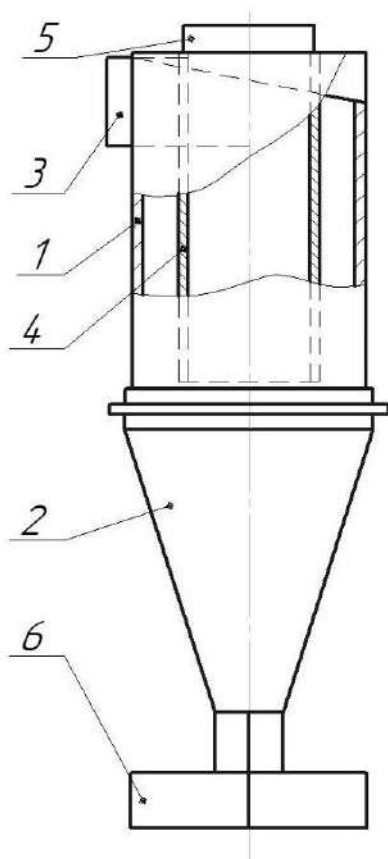


Рисунок 1.10 – Грубий очисник відцентрового типу “циклон”:
1 – циліндричний корпус; 2 – конічна частина; 3 – вхідний патрубок; 4 – обвідний циліндр; 5 – вихідний патрубок; 6 – нижня частина бункера

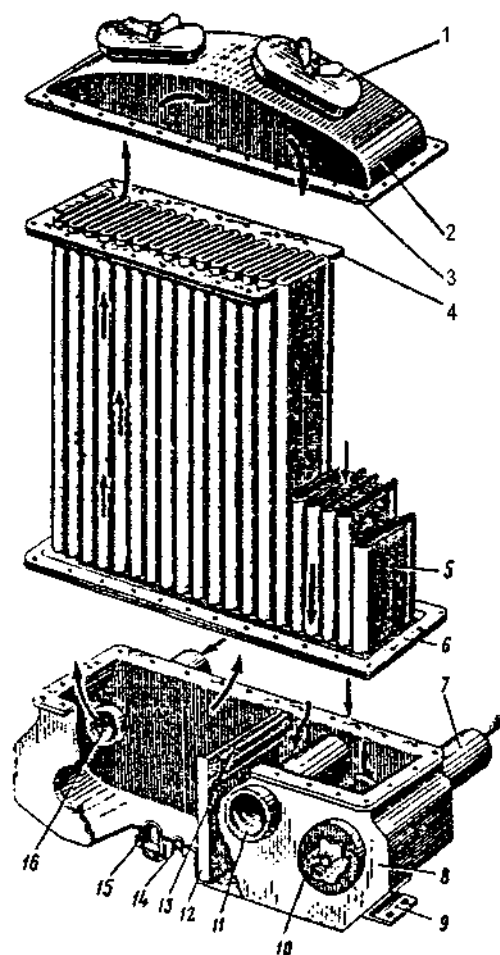


Рисунок 1.11 – Охолоджувач радіаторного типу:
1 – кришка; 2 – верхній бак; 3 – фланець; 4 – верхня опорна пластина; 5 – трубки охолодження; 6 – нижня опорна пластина; 7 – відвідний патрубок; 8 – нижній бак; 9 – кронштейн; 10 – кришка; 11 – труба; 12 – перемичка; 13 – планка; 14 – захисні трубки; 15 – пробка зливу конденсату; 16 – підвідний патрубок.

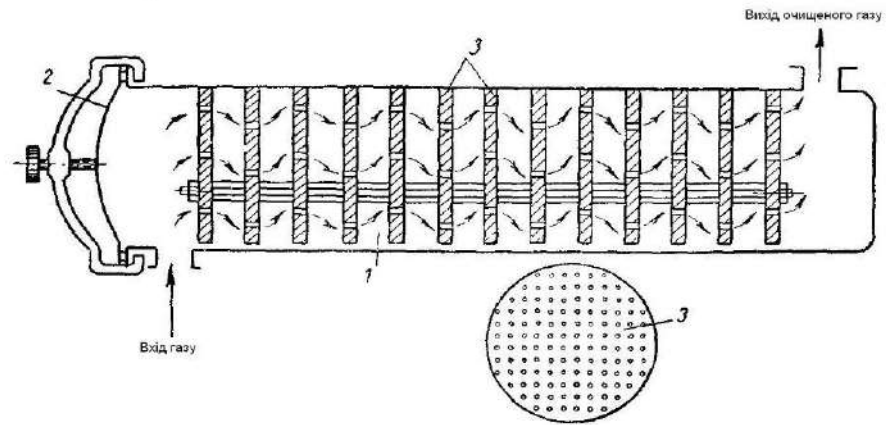
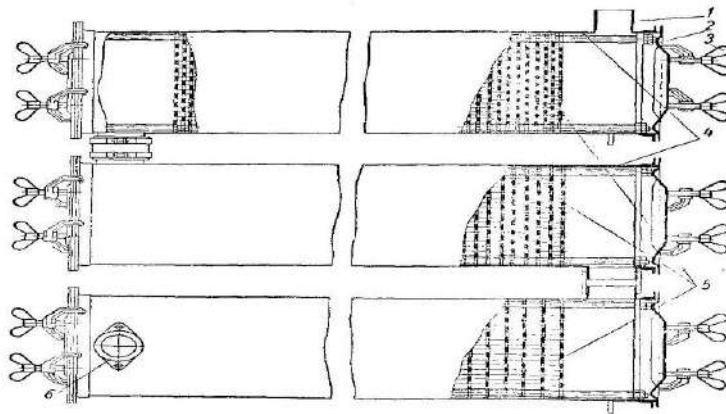


Рисунок 1.12 – Схема дії грубого очисника-охолоджувача з перфорованими пластинами

На рисунку 1.13 показана батарея грубих очищувачів-охолоджувачів, що складається з трьох послідовно включених секцій прямокутної форми. Кожна наступна секція має більше число пластин з великою кількістю дрібних отворів, у результаті чого досягається краще очищення газу.



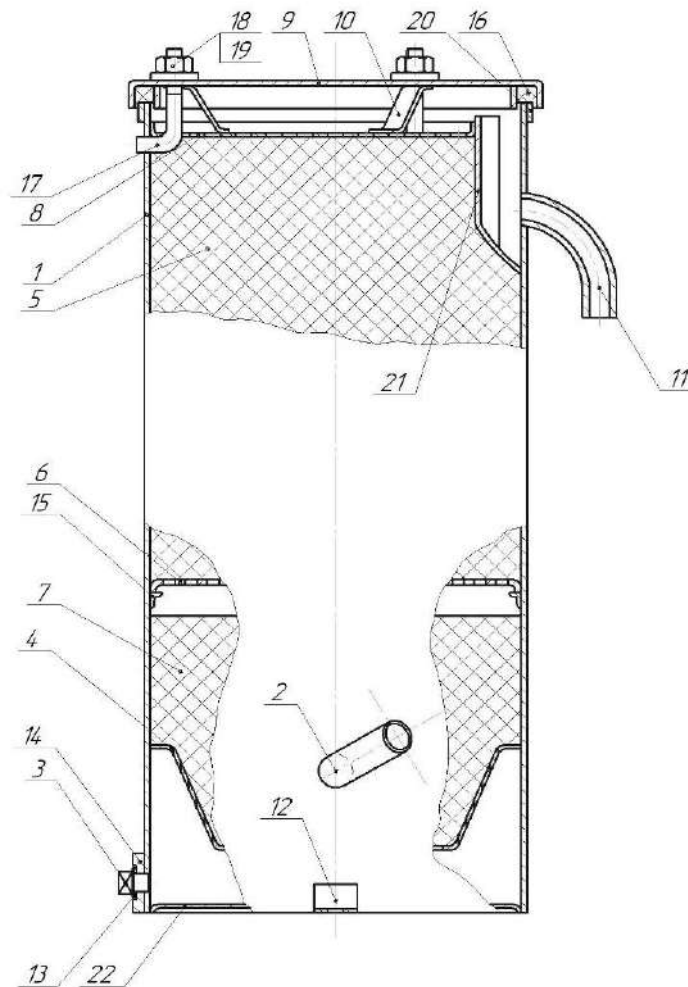
1 – вихідний патрубок; 2 – кришка очисника; 3 – затяжний гвинт кришки;
4 – корпус очисника; 5 – перфоровані пластинки; 6 – вхідний патрубок.

Рисунок 1.13 – Батарея грубих очищувачів-охолоджувачів з перфорованими пластинами

Під тонким очищенням газу мають на увазі очищення його від найдрібніших частинок пилу (менше 60 мкм), основна частина яких не може бути затримана грубими очисниками [5, 7, 8, 10, 17].

Зазвичай розрізняють тонке очищення вологого газу, в якому вміст водяної пари перевищує 90–100 г/м³, і тонке очищення сухого газу, в якому кількість водяної пари не перевищує 60 г/м³.

Для тонкого очищення вологого газу найчастіше застосовують очисники з кільцями, рис. 1.14.



1 – корпус; 2 – патрубок; 3 – пробка; 4 – решітка; 5 – набивка; 6 – решітка; 7 – набивка; 8 – пластина; 9 – кришка; 10 – скоба; 11 – патрубок; 12 – упор; 13 – прокладка; 14 – пластина; 15 – кронштейн; 16 – прокладка; 17 – шпилька; 18 – шайба; 19 – гайка; 20 – бандаж; 21 – відображувач; 22 – днище

Рисунок 1.14 – Фільтр тонкої очистки

На рисунку 1.14. фільтрувальні кільця представляють собою короткі циліндри діаметром і висотою від 10 до 25 мм. У корпусі очисника кільця засипані на сітки в один чи декілька шарів. Матеріал для виготовлення кілець – листова сталь або фарфор. Кількість кілець доходила до 25000 шт. Очищення газу досягається за рахунок багаторазового доторкання газу до вологої поверхні кілець, на яких випадають в осад частинки дрібного пилу. Конденсація водяної пари, що міститься в газі, зумовлює підтримання поверхні кілець у вологому стані і їх самоочищення конденсатом, що стікає вниз очисника.

Часто в тонких очисниках замість кілець використовували фільтруючі матеріали: пробкові крихти, скловату, рослинне волокно (сезаль) тощо.

Для акумулювання генераторного газу використовуються багатоступеневі компресори рисунок 1.15, одним із яких може бути, наприклад, шведський компресор Atlas Copco DM [38, 39].



Рисунок 1.15 – Шведський компресор Atlas Copco DM разом із автозаправною станцією

Atlas Corco DM – безмасляні поршневі компресори, мають дуже низькі рівні вібрації і герметичний картер. Технічні характеристики компресора наведено у таблиці 1.1. Вони є ідеальним рішенням для стиснення генераторного газу, тому що дана компанія спеціалізується на акумулюванні біогазів. Засновані на технології, розробленій компанією Greenfield. Це всесвітньо відома і шанована компанія, яка є частиною групи Atlas Corco.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики Atlas Corco DM

Робочий тиск на виході	1–44,7 МПа
Встановлена потужність електродвигуна	37 кВт
Продуктивність	від 27 до 210 нм ³ /год
Тиск на вході	від 0,1 до 4 МПа
Призначення\	Для акумулювання природного газу, біогазу, водню, генераторного газу

Великий досвід шведської компанії Atlas Corco на заправних станціях для CBG дозволяє сміливо використовувати даний комплект у цій дисертаційній роботі. Численні станції поставляються по всьому світу, де пропагується біопаливо, в такі країни, як Німеччина, Швейцарія, Австрія, а також у країни з суворими температурними умовами. Засновані на компресорах CU/CT або DM і призначені для стиснення не тільки CNG та CBG, а й чистого водню. Ці компресори вже поставляються з бетонними або металевими рамами. Станції включають один або два компресори. Балони виготовлені безшовними та багатошаровими і складається з тонких алюмінієвих вкладишів, заламінованих вуглецевим волокном [39]. Перевагою таких балонів є зменшення власної маси у порівнянні зі сталевими до 70 % (0,3–0,4 кг/л) (рисунок 1.16).



Рисунок 1.16 – Багатошарові вуглецево-алюмінієві балони

1.5 Мета і завдання дослідження

Аналіз процесу газифікації показав, що у транспортних газогенераторних установках та безпосередньо у русі транспортного засобу горючий газ, який отримується в генераторі, має високу температуру, що негативно впливає на наповнення циліндрів двигуна, що призводить до падіння його потужності майже на 50 %. Крім того, газ у транспортних газогенераторних установках має значну кількість водяної пари, частинок попелу і смолистих речовин, особливо при використанні смолистої деревини. Якщо генераторний газ якісно не очищувати та ефективно не охолоджувати, що можливо лише у стаціонарних установках та в промисловому масштабі, у кращому випадку, зменшиться ресурс роботи двигуна. Тому перспективним є застосування стаціонарних газогенераторних установок. У зв'язку з цим метою роботи є підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі як за рахунок наддуву двигуна, так і вибору раціональних передаточних відношень трансмісії. Для досягнення поставленої мети задачі дослідження сформульовані наступним чином:

– провести аналіз техніко-експлуатаційних показників серійних

транспортних засобів з газогенераторними установками;

- визначити основні характеристики генераторного газу та проаналізувати їх вплив на систему “газобалонна установка – двигун – транспортний засіб”;

- визначити показники роботи двигунів на бензині та генераторному паливі;

- обґрунтувати можливі напрямки підвищення показників тягово-швидкісних властивостей автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;

- визначити раціональні передаточні числа трансмісії автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі;

- розробити практичні рекомендації щодо поліпшення тягово-швидкісних властивостей автомобілів, що працюють на газогенераторному паливі.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПАЛИВА

2.1. Загальні положення

Переведення двигунів внутрішнього згорання (як стаціонарних, так і транспортних) на генераторні гази дозволить значно зменшити забруднення атмосфери відпрацьованими газами (менші викиди і безпечніший їх склад) [40]. Також, оскільки генераторні моторні палива отримують на основі твердих горючих копалин або відновлювальних та місцевих видів палива (відходи деревообробки, сільськогосподарського виробництва, рослинна біомаса тощо) енергетична складова в собівартості продукції (у тому числі транспортної) знижується приблизно в 2–3 рази у порівнянні з паливами нафтопереробки [41].

Як описано у першому розділі, генераторний газ утворюється в результаті газифікації твердого палива у спеціальних установках – газогенераторах. Газифікації може бути піддана більшість відомих видів твердих горючих копалин (вугілля, торф та ін.), а також відходи від виробництва (органічні відходи) [5, 7, 29, 37]. При цьому можна отримати газ із тими заданими параметрами, які значною мірою впливають на роботу двигуна внутрішнього згорання: компонентним складом та теплотою згорання [42]. Сьогодні генераторний газ розглядається як альтернативне паливо як для автомобільного транспорту, так і для децентралізованих електростанцій. У 1980-х і на початку 1990-х років були реалізовані важливі проекти електрифікації країн, що розвиваються, застосуванням електростанцій із живленням ДВЗ, використовуваних для виробництва електроенергії, генераторним газом [4–6, 20, 31–33]. В Індії у даний час з метою поліпшення енергетичних послуг у країні впроваджуються державні програми електрифікації сільських районів із застосуванням дрібних стаціонарних газогенераторних установок. Протягом останнього десятиліття у всьому світі постійно зростає інтерес до отримання газу для ДВЗ електростанцій шляхом

газифікації біомаси у газогенераторах із низхідним потоком [5]. Найчастіше використовують установки, що мають реактор із відкритим верхом, легкий доступ в активну зону і ручним завантаженням біомаси [6]. Дослідженням у сфері газифікації приділяють велику увагу з метою підвищення продуктивності виходу газу, випробування різних видів біоресурсів, а також пошуку інших способів застосування генераторного газу. При цьому значна увага приділяється визначенню основних технічних характеристик газогенераторного палива, що отримують експериментальним шляхом.

2.2 Експериментальне дослідження генераторного газу із різних видів біомаси

Метою експериментальних досліджень було визначення кількісного виходу та компонентного складу генераторного газу із різної біомаси, температурного характеру протікання реакції у генераторі та теплотворності отриманого газу, дані яких покладено в основу розрахунку параметрів тягово-швидкісних характеристик і паливної економічності транспортних засобів.

Експериментальні дослідження по визначенню основних характеристик газогенераторного палива були проведені у Королівському технологічному інституті (швед. Kungliga Tekniska Högskolan, англ. Royal Institute of Technology) у м. Стокгольм, Швеція під час стажування.

Експерименти виконувались на стенді (рисунок 2.1), який складається із стаціонарної газогенераторної установки із низхідним потоком (рисунок 2.2), витратоміра повітря (рисунок 2.3), хроматографа та калориметра (рисунок 2.4).

Реактор установки складається із п'яти циліндричних секцій Ø 150 мм. Реакційна зона звужена до Ø 90 мм. Газогенератор працює за допомогою частотно-регульованого відцентрового вентилятора (рисунок 2.5). Повітря надходить у реактор через три сопла. Кількість повітря, що надходить, а також його температура та тиск фіксуються витратоміром повітря (рисунок 2.3).

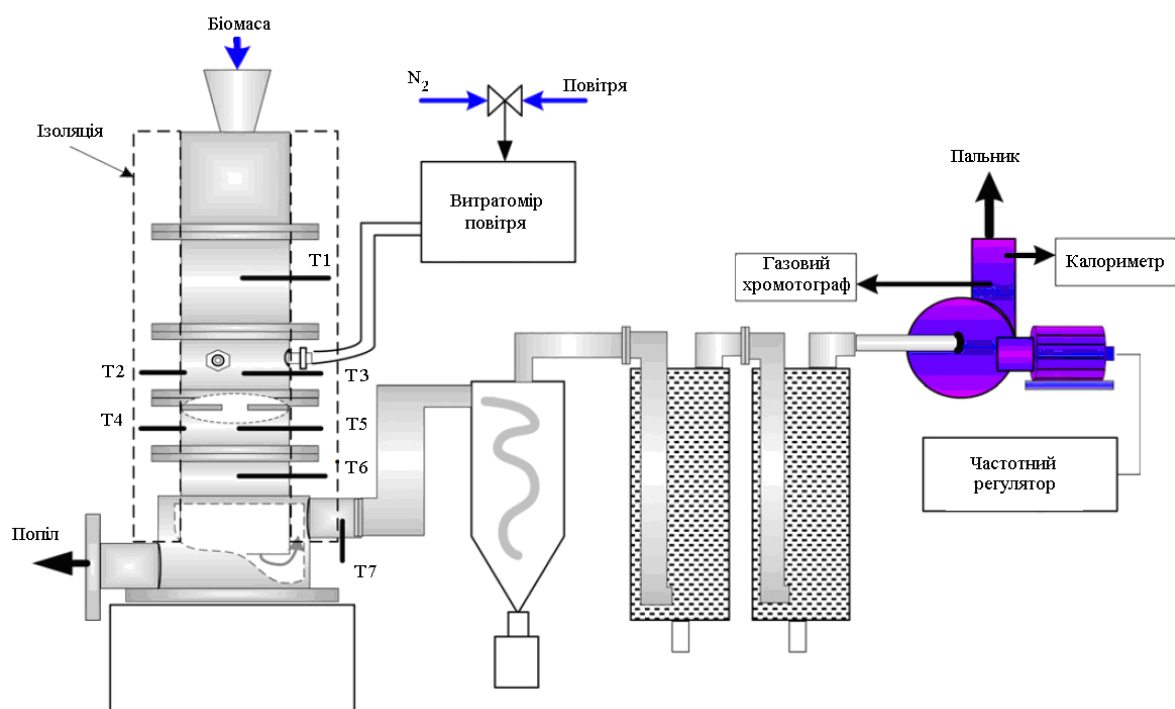


Рисунок 2.1 – Схема стенду для проведення експериментів



Рисунок 2.2 – Газогенераторна установка



Рисунок 2.3 – Витратомір повітря



Рисунок 2.4 – Калориметр



Рисунок 2.5 – Відцентровий вентилятор

Сопла для повітря розташовуються на одному рівні по висоті та рівномірно по колу через 120° . Горіння починається на рівні надходження повітря. Продукти горіння пропускаються через реакційну зону, де проходить реакція газифікації. Реактор покритий ізоляцією з високою стійкістю (Isofrax), щоб підтримувати потрібну температуру всередині його (див. рис. 2.1). Температура в реакторі вимірюється термопарами, які придатні до короткочасного використання у температурному діапазоні від -270 до $+1300$ °C. Чотири термопари розміщені в центральній позиції (T2, T3, T4, T5) і вимірюють температуру біомаси в процесі газифікації, три термопари призначені для вимірювання температури стін реактора (T1, T6, T7) (див. рис. 2.1).

Для того, щоб уникнути спікання золи і полегшити проходження газів, у газогенераторі відсутня колосникова решітка. Велика частина пилу при газифікації виходить разом із потоком газу і потрапляє у фільтр, тому зольна кришка потрібна тільки для видалення попелу між періодами роботи.

Отриманий газ очищається у трьох фільтрах: перший – пиловловлювач типу «циклон», два наступні – фільтри тонкого очищення, які складаються із металевих

дисків з виступами та отворами, зібраних у пакети. За фільтрами встановлені вентилятор і пальник трубчастої форми. Проходячи через фільтри, газ одночасно охолоджується до потрібної температури, щоб уникнути надмірного нагрівання вентилятора і збільшити коефіцієнт наповнення циліндрів у випадку, коли газ одразу подається у ДВЗ. Після вентилятора (ще до пальника) частина газу за допомогою гнучких патрубків може відводиться до газового хроматографа Varian 4900 Micro GC (перед цим проходячи через додатковий фільтр надтонкого очищення із відведенням конденсату) або до калориметра. Перед роботою хроматограф калібрується і встановлюється на аналіз вмісту в отриманому генераторному газі N_2 , CO_2 , CO , H_2 і CH_4 – його основних компонентів. Калориметр призначений для визначення нижчої теплоти згорання отриманого газу. Також за його допомогою можна визначити швидкість горіння газу, але ці вимірювання при експериментах не проводилися. Продуктивність газогенераторної установки визначали за допомогою витратоміра, встановленого всередині трубки пальника.

В експериментах використовувались гранули з деревини, цукрової тростини та відходів від фруктів (empty fruit bunch – EFB). Як видно із таблиці 2.1, в якій наведено хімічний склад, вищу (ВТЗ) та нижчу (НТЗ) теплоту згорання різної біомаси, із всіх видів вихідної сировини найбільшу теплотворність має деревина.

Таблиця 2.1 – Теплотворність біомаси, використовуваної в експериментах

Критерій (склад)	Метод аналізу	Цукрова тростина	EFB	Дерево
C (об.% сухого)	LECO-1	$48,2 \pm 2,9$	$47,2 \pm 2,8$	$50,4 \pm 3,0$
H ₂ (об.% сухого)	LECO-1	$6,1 \pm 0,5$	$6 \pm 0,5$	$5,9 \pm 0,5$
N ₂ (об.% сухого)	LECO-1	$0,3 \pm 0,1$	$0,6 \pm 0,2$	$<0,1 \pm 0,03$
O ₂ (об.% сухого)	Calculated	44,3	38,2	43,3
Зола (об.% сухого)	SS 18 71 71:1	$1,1 \pm 0,1$	$7,9 \pm 0,4$	$0,3 \pm 0,1$
S (об.% сухого)	SS 18 71 77:1	$0,03 \pm 0,007$	$0,12 \pm 0,01$	$<0,01 \pm 0,002$
Cl (об.% сухого)	SS 18 71 54:1	$0,05 \pm 0,01$	$0,46 \pm 0,1$	$<0,01 \pm 0,002$
ВТЗ (МДж / кг сухої речовини)	SS-ISO 1928:1	$19,26 \pm 0,39$	$19,35 \pm 0,39$	$20,27 \pm 0,41$
НТЗ (МДж / кг сухої речовини)	SS-ISO 1928:1	$17,93 \pm 0,36$	$18,05 \pm 0,36$	$18,99 \pm 0,38$

Геометричні та масові параметри гранул, використовуваних в експериментах, та їх фізичні характеристики наведені у таблиці 2.2, реальний їх вигляд на рисунку 2.6.

Таблиця 2.2 – Характеристики гранул, використовуваних в експериментах

Показники	Вид біомаси			
	EFB	EFB	Цукрова тростина	Деревина
	(Ø 8 мм)	(Ø 6 мм)	(Ø 6 мм)	(Ø 6 мм)
Діаметр, мм	$7,89 \pm 0,36$	$6,05 \pm 0,09$	$6,16 \pm 0,1$	$6,29 \pm 0,2$
Довжина, мм	$11,0 \pm 0,96$	$12,0 \pm 2,3$	$11,7 \pm 2,6$	$13,3 \pm 5,8$
Маса, г	$0,56 \pm 0,08$	$0,40 \pm 0,11$	$0,37 \pm 0,1$	$0,42 \pm 0,2$
Вміст води, %	11,3 %	11,0 %	9,7 %	7,5 %
Густина гранул, кг/м ³	1040 ± 62	1152 ± 154	1049 ± 143	1013 ± 74
Насипна густина, кг/м ³	близько 580	близько 630	близько 590	близько 600



Рисунок 2.6 – Гранули із дерева

Перед завантаженням у реактор свіжі гранули ретельно зважувалися. Всі експерименти розпочиналися із холодним реактором, тобто без зовнішнього нагріву. Завершення роботи проводилось азотом для того, щоб швидко зупинити

термохімічні процеси всередині реактора. Після використання кожного окремого виду гранул газогенератор та фільтруючі елементи прочищалися. Для кожного процесу газифікації визначалися та записувалися кількість повітря, що надійшла у генератор; температури всередині реактора та температура його стін; кількість отриманого газу, його компонентний склад та нижча теплота згорання. Вся інформація надходила на пульт керування та накопичення інформації (рисунок 2.7).

Горючі газы, отримувані із деревини та цукрової тростини, можна було побачити на пальнику менш ніж через хвилину після запуску установки. Стабільність горючого газу (рівномірність горіння полум'я без відриву) досягалася через 3–4 хв. після запуску установки на гранулах із деревини, 5–7 хв. – для гранул із цукрової тростини. Гранули EFB були більш повільними на початку процесу.



Рисунок 2.7 – Пульт керування та накопичувач інформації

У табл. 2.3 наведено кількісні характеристики результатів газифікації різної сировини.

Таблиця 2.3 – Продуктивність газогенератора на різних видах біомаси

Вид біомаси	Витрата біомаси, кг/год	Продуктивність газогенератора, нм ³ /год	Середній питомий вихід газу, нм ³ /кг
Деревина, Ø 6 мм	2,7–3,2	5,2–6,8	2,0–2,1
Цукрова тростина, Ø 6 мм	2,7–3,5	4,8–6,1	1,6–1,8
EFB, Ø 6 мм	2,4–3,3	5,0–6,2	1,8–2,1
EFB, Ø 8 мм	2,0–2,7	5,0–5,6	2,1–2,5

У таблиці 2.4 представлено компонентний склад газу (в об'ємних частках у відсотках кожного компонента) та нижчу теплоту згорання сухого газу із різної сировини.

Таблиця 2.4 – Середні показники складу газу та нижча теплота згорання

Сорт гранул	Компонентний склад газу, (%)					Запас енергії
	N ₂	CO	H ₂	CH ₄	CO ₂	НТЗ (МДж/нм ³)
Цукрова тростина, Ø 6 мм	52,6±0,9	23,3±1,2	9,9±0,6	2,8±0,3	11,4±0,9	5,0±0,1
Деревина, Ø 6 мм	50,4±1,7	25,7±1,7	11,9±1,1	2,6±0,2	9,9±1,0	5,4±0,3
EFB, Ø 6 мм	53,3±2,2	17,0±0,9	13,5±0,8	1,9±0,4	14,5±1,2	4,3±0,2
EFB, Ø 8 мм	55,0±1,0	17,4±1,5	12,9±0,3	1,5±0,2	13,7±0,6	4,1±0,2

Як слідує з табл. 2.3 і 2.4, найбільша продуктивність спостерігається при використанні гранул із деревини, найменша – із цукрової тростини. Натомість гранули із EFB більшого діаметру показали максимальний середній питомий вихід газу.

Для порівняння отриманих результатів зобразимо їх у графічному вигляді, рис. 2.8.

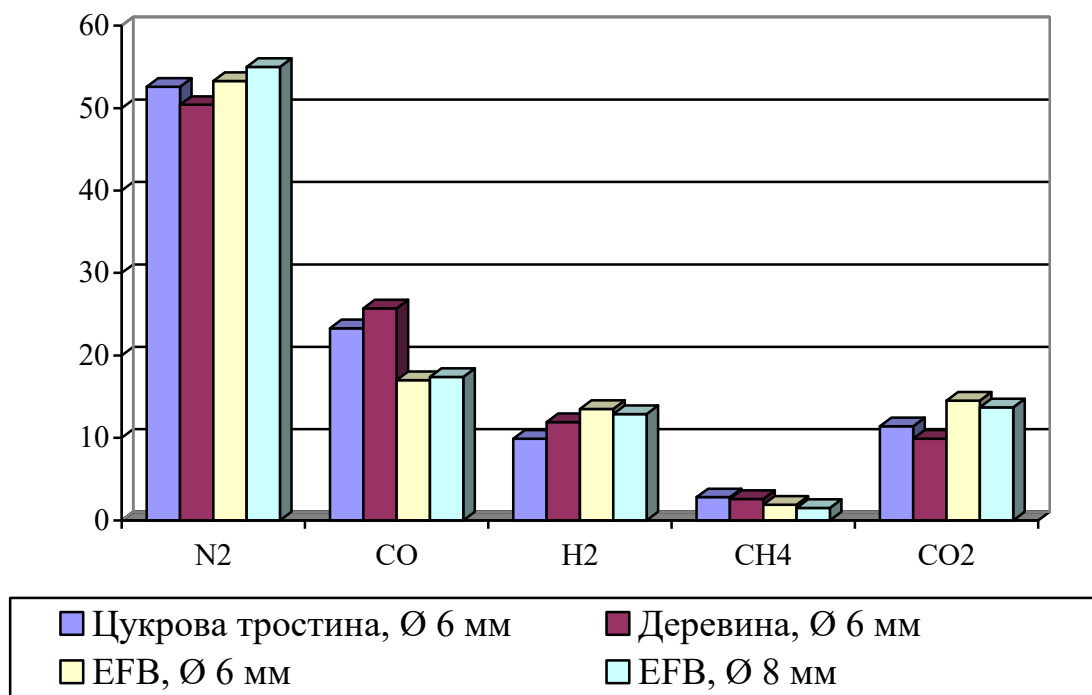


Рисунок 2.8 – Графічне відображення результатів експериментів по компонентному складу газу у %

З рис. 2.8 та таблиці 2.4 видно, що деревина, як переробний матеріал у порівнянні з цукровою тростиною та фруктовими відходами, дає найбільший вихід горючих газів, а склад газу після газифікації EFB найбідніший серед порівнюваних. Газ з цукрової тростини і деревини мають аналогічні склади з високим вмістом CO і CH₄ і низьким вмістом CO₂ і N₂. Якщо порівнювати НТЗ газів із відповідних сортів гранул, то побачимо подібну залежність: через те, що у газі із EFB більше негорючих компонентів, НТЗ газу із цієї сировини нижча, ніж у газу із деревини та цукрової тростини. Гранули EFB дали більш високий вміст N₂ і CO₂, але, з іншого боку, в отриманому із них газі більше H₂, характеристики якого позитивно впливають на величину НТЗ. Впливає на склад та НТЗ отриманого газу також і розмір гранул: газ, що генерувався з гранул EFB Ø 8 мм, має дещо меншу НТЗ, ніж газ, отриманий із гранул того ж матеріалу меншого діаметру (хоча, як вже відмічено вище, середній питомий вихід газу більший із крупніших гранул).

На рисунку 2.9 представлено температури (середні значення за декілька процесів газифікації) для кожного виду біомаси у відповідних зонах реактора (зверху вниз): температура біомаси над звуженням (над реакційною зоною) та після звуження (під реакційною зоною), а також температура стін реактора після реакційної зони. Чим вища температура протікання реакції, тим вище вірогідність того, що в отриманому газі буде менше вуглецевих смол, які збільшують корозію і зношуваність тертьових деталей ДВЗ, для живлення якого використовується газ. Тому газ з деревини та цукрової тростини, отримані при вищих температурах, безпечніші для двигунів.

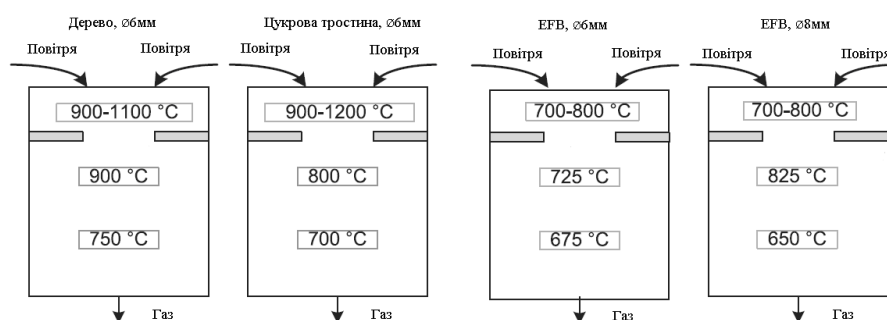


Рисунок 2.9 – Вертикальний розподіл температур у реакторі для різних видів біомаси

Отже, як і слід було очікувати, кількість отриманого газу та його питомий вихід, компонентний склад та теплота згорання безпосередньо пов'язані із видом вхідної сировини.

Деревина забезпечує найбільшу серед порівнюваних видів біомаси продуктивність газогенератора та високий питомий вихід газу, отриманий із деревини газ має найбільшу НТЗ, а також велику вірогідність мінімального вмісту вуглецевих смол. Тому доцільно обрати саме деревину сировиною для отримання газу при подальших експериментальних та теоретичних дослідженнях.

Але попри загальновідомі переваги застосування генераторних газів, цей вид палива має відчутний недолік, який полягає в тому, що НТЗ генераторних газів набагато нижча, ніж, наприклад, природного газу (який має НТЗ 27–31 МДж/м³), що в черговий раз підтверджено описаними дослідженнями.

2.3 Експериментальне дослідження біометану

Під час стажування у Королівському технологічному інституті (КТН) також було проведено дослідження з приводу отримання та використання біометану (CBG – Compressed Bio Gas) безпосередньо у місті Стокгольмі (Швеція). Дослідження проводилося на заводі Hammarby Sjöstadswerk, в лабораторії IVL. Вони є партнерами КТН та проводять виробництво і дослідження в даній сфері. Так як ці дослідження є актуальними та присвячені зменшенню викидів парникових газів, вони залюбки представили можливість проведення досліджень на своєму заводі. Територія заводу зображена на рисунку 2.10.



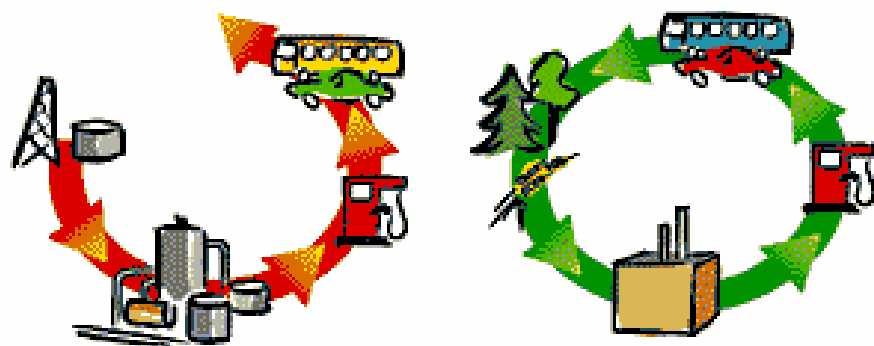
Рисунок 2.10 – Територія заводу Hammarby Sjöstadswerk

У Швеції біометан розпочали вироблять ще у 60-х роках минулого століття і безпосередньо на муніципальних очисних спорудах для зменшення, а точніше ліквідації залежності від нафти. Стимулом до дослідження та використання відновлюваної енергії стала нафтова криза 70-х років та через екологічні причини. Екологічні причини головним чином пов'язані з парниковим ефектом, який

викликає зміни клімату. Скорочення використання викопного палива зменшить викиди парникових газів. Інші викиди, викликані використанням викопного палива, також зменшаться, якщо замість цього використовуються поновлювані джерела. Чистота повітря в щільно забудованих історичних містах є ще однією важливою причиною для збільшення використання біопалива.

У 70-х та 80 роках першою розпочала діяти промисловість, цукрові та целюлозні заводи розпочали використовувати анаеробне бродіння з метою очистки власних стічних вод. У той час декілька ферм також побудували невеликі заводи анаеробного бродіння навозу. Будівання біогазової установки здебільш підтримувались субсидіями від уряду Швеції, в рамках підтримки розвитку відновлювальних джерел енергії, величина підтримки сягала біля 30 % від загальної вартості [43].

Існує декілька переваг використання біогазу як транспортного палива замість інших видів палива. У порівнянні з бензином і дизельним паливом біогаз – це кращий вибір як з екологічних, так і з економічних аспектів. Використання бензину і дизельного палива у транспортному секторі спричиняє близько 30 % викидів двоокису вуглецю. Коли біогаз використовується в якості транспортного палива, викиди двоокису вуглецю є частиною природного циклу і не сприяють парниковому ефекту (рисунок 2.11).



незакінчений цикл

закритий кільцевий цикл

Рисунок 2.11 – Цикл використання вуглеводнів

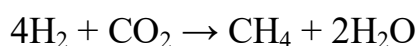
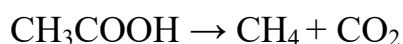
Октанове число метану складає близько 110. Це означає, що ефективність його використання у двигуні внутрішнього згоряння є високою. Тим паче, у порівнянні з іншими альтернативними видами палива, метан реально використовувати для виробництва енергії і для опалення. Також добре розвинена інфраструктура АГЗС полегшує використання біогазу в майбутньому.

Важливою перевагою біогазового палива є те, що воно може бути отримане з багатьох різних субстратів, тобто він має дуже широку сировинну базу біомаси. Справа в тому, що відходи, такі як харчові, органічні промислові, стічні води, шлам і гній також можуть бути використані у виробництві біогазу, що робить його конкурентоспроможним порівняно з іншими альтернативними видами палива. Крім названих відходів можливим субстратом є відходи сільськогосподарських культур.

Отже, даний вид біопалива виробляється, коли анаеробні бактерії ферментують біорозкладані речовини за відсутності кисню, тобто відбувається анаеробне травлення (Anaerobic Digestion (AD)).

Процес можна розділити на наступні етапи:

1. Гідроліз – більш великі молекули вуглеводів, жирів і білків розкладаються на менші за допомогою ферментів.
2. Формування кислоти – продукти гідролізу ферментують у леткі жирні кислоти. Крім кислот і водню, утворюється також вуглекислий газ.
3. Утворення оцтової кислоти – кислоти, що утворюються на стадії формування кислоти, за винятком оцтової кислоти (CH_3COOH), трансформували в оцтову кислоту і водень.
4. Утворення метану – продукти оцтової кислоти або водню і діоксиду вуглецю, що перетворюються в кінцеві продукти метану і вуглекислого газу.



Видобутий газ складається переважно з метану та вуглекислого газу. Іншим основним продуктом, що виробляється, є відходи перетравлення, які містить живильні речовини і є відмінним добривом (рисунки 2.12).

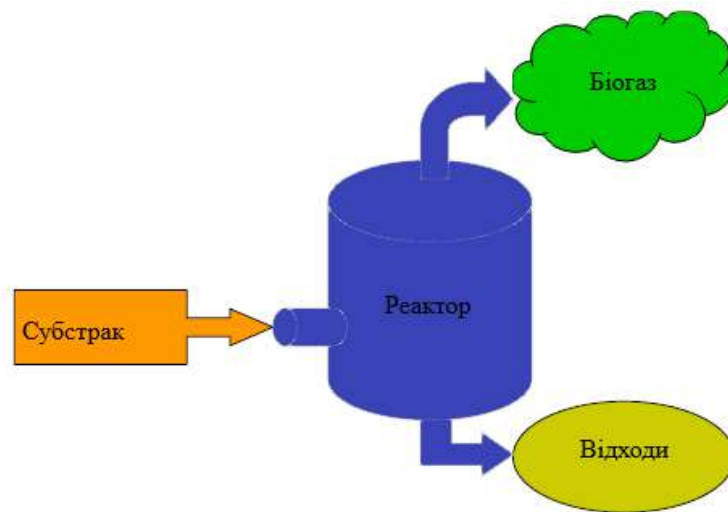


Рисунок 2.12 – Процес анаеробне травлення AD.

Склад біогазу змінюється, але приблизно складається з 65 % метану і 35 % двоокису вуглецю, його можна використати зразу для виробництва тепла, електроенергії або його можна модернізувати і подати у розподільчу мережу природного газу звичайним споживачам. Для використання в якості пального для транспорту частка метану повинна бути не менше 97 %. Для того, щоб досягти таких показників, газ насичується вологою, тобто видаляють діоксид вуглецю. При цьому теплотворна здатність газу збільшується, такий процес зазвичай називається оновленням (рисунок 2.13).

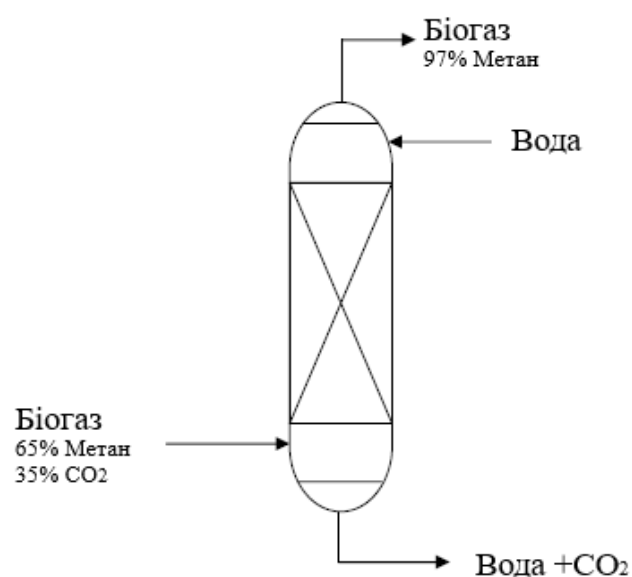


Рисунок 2.13 – Процес очистки біогазу, оновлення

Після процесу оновлення біогаз також отримує сталу якість, якщо порівнювати між різними біогазами. Найбільші загальні методи зменшення діоксиду вуглецю - це абсорбційні або адсорбційні процеси.

Інші методи поділу компонентів газу такі як мембранний поділ і кріогенний поділ може бути використаний також, але їх застосування тягне за собою більші грошові витрати. Це все обладнання присутнє на заводі Hammarby Sjöstadswerk, лабораторія IVL, рис. 2.14–2.21.



Рисунок 2.14 – Обладнання для мембранного поділу



Рисунок 2.15 – Обладнання для кріогенного поділу

Компоненти біогазу, які негативно впливають на прецизійні пари ДВЗ, потрібно видалити. Сірководень, вода, силосани, галогеновані вуглеводні і тверді частинки видаляються з біометану за допомогою процесу, який називається очищення і він включає в себе процес сушіння та фільтрацію.



Рисунок 2.16 – Обладнання для сушіння біометану



Рисунок 2.17 – Обладнання для фільтрації



Рисунок 2.18 – Автомобільний прийомник відходів



Рисунок 2.19 – Лабораторія вирощування анаеробних бактерій



Рисунок 2.20 – Експериментальна установка для досліджень виходу газу із різних видів біомаси



Рисунок 2.21 – Пост заправки біогазом безпосередньо на заводі Hammarby Sjöstadswerk

Щорічна кількість перероблюваного шламу становить 90000 тон. На той час це давало змогу виробити на заводі CBG понад 850000 нм³. Загальна кількість обробленого осаду на всіх підприємствах міста Стокгольма, що виробляє біогаз, становить приблизно 750000 тон/рік. Це призводить до виробництва сирого біогазу на рівні 13,2 млн. нм³. Загальне виробництво CBG становила 3,6 млн. нм³.

Середні показники складу біогазу із стічних вод та нижча теплота згорання наведені у табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Склад та властивості біогазу із стічних вод

Параметр	Біогаз із стічних вод	Біогаз із органічних відходів
1	2	3
Нижча теплота згорання, МДж/нм ³	23–27	16–18
Об’ємна вага кг/нм ³	1,2	1,3
Метанове число	>135	>130
Метан, варіація об-%	53–70	35–65
Вищі гідрокарбонати об-%	0	0
Водень об-%	0	0–3

Продовження табл. 2.5

1	2	3
Оксид вуглецю об-%	0	0
Двоокис вуглецю, варіація об-%	30–47	15–50
Азот, варіація об-%	–	5–45
Кисень, варіація об-%	–	0–5
Сірководень, варіація ppm	0–10000	0–100
Аміак, ppm	<100	5
Загальний хлор, мг/м ³	0–5	20–200

Витрати на виробництво є дуже важливим фактором, оскільки ціна газу повинна бути розумною і бажано нижчою, ніж ціна на конкурентне паливо. Витрати на виробництво газу у значній мірі залежать від ряду факторів, таких як тип походження субстрату. Також впливають і інвестиційні затрати, якщо газ виробляється на існуючій очисній станції, то виробничі витрати будуть нижчими, ніж у випадку, якщо буде побудовано новий завод. Витрати на перевезення субстрату також повинні бути враховані, і це залежить від відстаней і вмісту води в субстраті.

Відповідно, оцінка витрат на виробництво біогазу є дуже складною. Приблизні інтервали вартості виробництва біогазу з різних субстратів, який виготовлено на виробництві на існуючих заводах, наведені у таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Інтервал вартості виробництва стисненого біометану (CBG) з різних видів субстратів

Вартість у Євро за нормальний метр кубічний	Із стічних вод	Органічні відходи	Відходи сільськогосподарських культур
€/м ³	0,22–0,48	0,55–0,65	0,53–0,85

Висновки по розділу 2

1 Встановлено, що кількість отриманого газу в газогенераторах, його питомий вихід, компонентний склад та нижча теплота згорання безпосередньо пов'язані із видом вхідної сировини. Оскільки деревина забезпечує найбільшу серед порівнюваних видів біомаси продуктивність газогенератора та високий питомий вихід газу, отриманий із деревини газ має найбільшу НТЗ, а також велику вірогідність мінімального вмісту вуглецевих смол, доцільно обрати саме деревину сировиною для отримання газогенераторного палива.

2. Визначені основні параметри біометану, а саме хімічний склад та нижчу теплоту згорання, яка у декілька разів перевищує НТЗ ГГП. Наведено шляхи очищення його до 97 % складу CH_4 з метою використання у двигунах внутрішнього згорання. Для порівняння очищений біометан від природнього газу мало чим відрізняється. Має однакову густину $0,65 \text{ кг/м}^3$ та майже однакову НТЗ, що відрізняється на 5–7 %, що ще раз підтверджує ефективне використання біометану як палива для ДВЗ.

3. За проведеними експериментами показано, що за технічними характеристиками газогенераторний газ і біометан реально використовувати як паливо для сучасних автотранспортних засобів.

4. Отримані основні характеристики газогенераторного палива будуть покладені в основу розрахунків вихідних параметрів двигуна внутрішнього згорання як при роботі на бензині, так і газогенераторному паливі.

РОЗДІЛ 3

ВПЛИВ ІНДИКАТОРНИХ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВЗ НА ПОКАЗНИКИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Визначення параметрів швидкісної зовнішньої характеристики двигуна при роботі на бензині

Порівняльний аналіз індикаторних та ефективних показників ДВЗ на різних видах палива та їх вплив на показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля виконаємо на прикладі двигуна ЗМЗ-4063. Цей двигун призначений для установки на вантажівки малої вантажопідйомності і мікроавтобуси [54], зокрема БАЗ-2215 «Дельфін». Автобуси БАЗ-2215 складаються одночасно на двох заводах корпорації «Еталон» – Бориспільському і Чернігівському. В основі їх конструкції лежить шасі ГАЗ-3302, а дизайн кузова – розробка спеціалістів Укравтобуспрому. Завдяки своєму незвичному зовнішньому виду автобус отримав назву «Дельфін».

Двигун ЗМЗ-4063 є карбюраторною версією двигуна ЗМЗ-4062.10, зі спрощеною системою подачі палива, що особливо важливо при переобладнанні двигуна при роботі на газогенераторному паливі (ГГП). Коротка технічна характеристика цього двигуна представлена в табл. 3.1, а швидкісна зовнішня характеристика від заводу виробника – на рис. 3.1.

Таблиця 3.1 – Коротка технічна характеристика двигуна ЗМЗ-4063 [55]

Найменування параметра	Значення
1	2
Призначені для встановлення на ТЗ	Автомобілі ГАЗ, автобуси БАЗ
Число циліндрів, шт	4
Діаметр циліндра, мм	92

Продовження таблиці 3.1.

1	2
Хід поршня, мм	86
Робочий об'єм, л	2,28
Ступінь стиснення	9,3
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	80,9 (125,8) при 4500 об/хв
Максимальний крутний момент брутто, Н·м	180 при 3500 об/хв
Максимальна питома витрата палива, г/кВт	278,8
Тип двигуна	Бензиновий, карбюраторний
Маса, кг	190

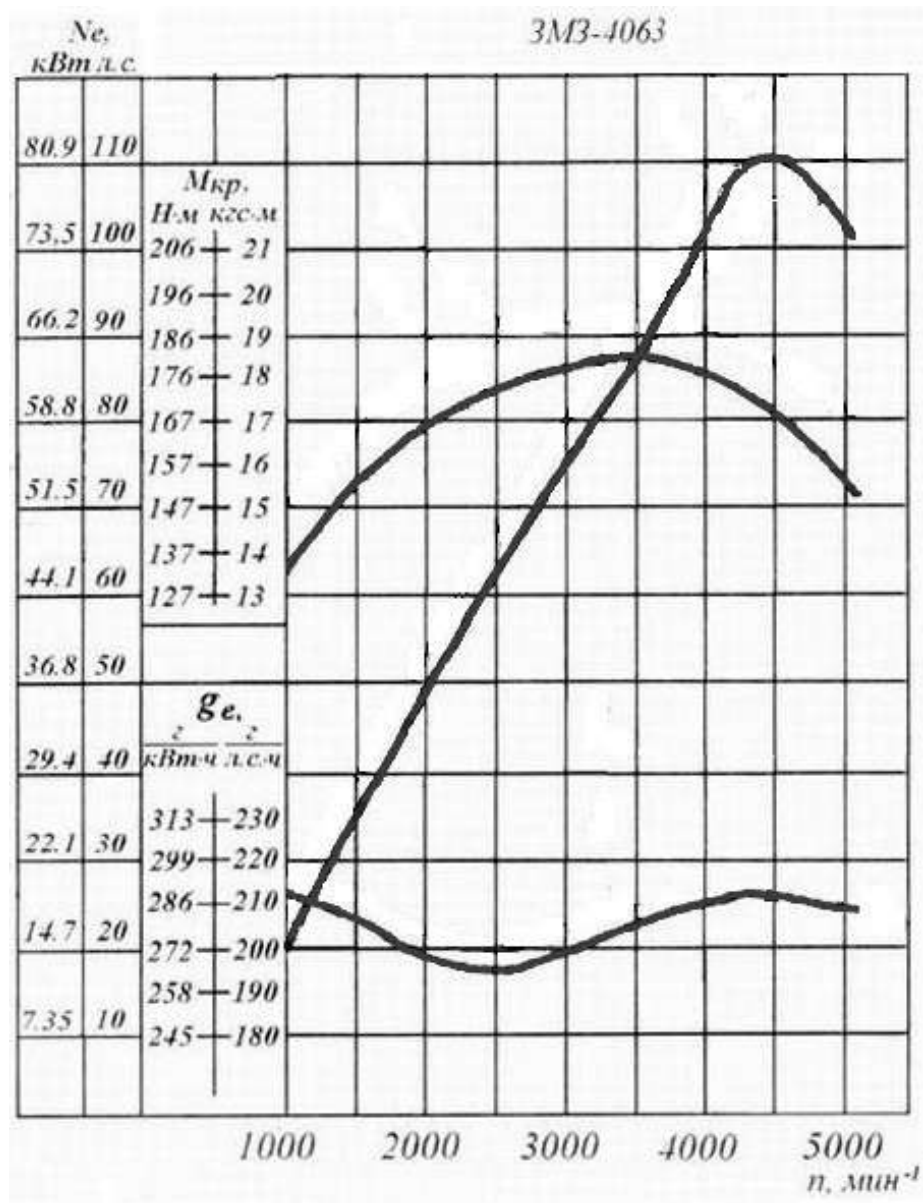


Рисунок 3.1 – Швидкісна зовнішня характеристика двигуна 3МЗ-4063 [55]

3.2 Визначення індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на газогенераторному паливі

Двигуни внутрішнього згоряння, для яких паливом служить горючий газ, називаються газовими. За принципом роботи вони аналогічні бензиновим. Будь-який карбюраторний двигун може бути пристосований для роботи на газовому паливі шляхом заміни карбюратора змішувачем, в якому відбувається приготування газоповітряної суміші [6, 7, 9, 11, 13, 14, 43–54, 56–62]. Це говорить про можливість використання і генераторного газу як палива.

У попередньому розділі (див. розділ 2.2. табл. 2.4) отримані основні характеристики газогенераторного палива, де показано, що в результаті газифікації деревини отримуємо найбільший серед представлених зразків сировини вихід горючих газів і що вони у своєму складі мають високий вміст СО та CH_4 і низький вміст CO_2 та N_2 , причому було показано, що кращим є газ, отриманий із гранул деревини діаметром 6 мм.

Показники складу (в об'ємних частках у відсотках кожного компонента) та нижча теплота згорання цього газу наведені у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Середні показники складу та нижча теплота згорання газу із гранул деревини Ø 6 мм

Компонентний склад газу, (%)					Запас енергії
N_2	СО	H_2	CH_4	CO_2	НТЗ (МДж/нм ³ сухого газу)
50,4±1,7	25,7±1,7	11,9±1,1	2,6±0,2	9,9±1,0	5,4±0,3

Газоповітряна суміш відрізняється від бензоповітряної високими антидетонаційними властивостями, а також тим, що в циліндрах двигуна при роботі на ній не відбуваються конденсація палива та розрідження оливи. Це в свою чергу зменшує спрацювання двигуна і тим самим збільшує ресурс його роботи. Основним недоліком генераторного газу є його низька теплотворність і відповідно нижча теплотворність газоповітряної суміші порівняно з

бензоповітряною. Також газоповітряна суміш має меншу швидкість згорання, ніж бензоповітряна, продукти згорання газоповітряної суміші мають менший об'єм; при цьому зменшується коефіцієнт молекулярної зміни робочого тіла, тому індикаторний ККД двигуна при роботі на газоповітряній суміші зменшується. Крім того, при роботі двигунів із зовнішнім сумішоутворенням на газовому паливі зменшується коефіцієнт наповнення циліндрів у зв'язку з меншою, ніж у бензоповітряної, густиною газоповітряної суміші.

Як наслідок, літрова потужність двигунів газогенераторних автомобілів зазвичай не перевищує 7–17 кВт, тоді як для сучасних бензинових двигунів вона дорівнює 20–50 кВт.

Для того, щоб підвищити ефективну потужність двигуна, застосовують методи, пов'язані зі збільшенням величини середнього ефективного тиску, на який у свою чергу впливають три найважливіші параметри: теплотворність горючої суміші, коефіцієнт наповнення циліндрів, індикаторний ККД.

Одним із шляхів підвищення потужності газових двигунів є збільшення коефіцієнта наповнення усуненням підігріву газоповітряної суміші, а також зменшенням опорів у впускній системі. Але найбільш суттєвим способом підвищення потужності двигуна без значної переробки та ускладнення конструкції є застосування наддуву, який дозволяє підвищити густину робочого тіла. Межею підвищення потужності переобладнаних двигунів при застосуванні наддуву є міцність кривошипно-шатунного механізму і теплова напруженість двигуна. У разі перевищення умов міцності і теплової напруженості необхідно створювати спеціальні газові двигуни збільшеного літражу з посиленими деталями кривошипно-шатунного механізму та спеціально пристосованим електрообладнанням (з більш потужним стартером та вищою напругою на електродах свічок), що є економічно невигідним. Якщо поєднувати наддув з підвищенням ступеня стиску, то можна при роботі на генераторному газі досягти приблизно такої ж літрової потужності, як при роботі на бензині.

Для наддуву використовують поршневі, ротаційні або відцентрові нагнітачі, які мають механічний привід або приводяться в дію відпрацьованими газами

двигуна [9]. Використання для приводу нагнітача енергії відпрацьованих газів дозволяє значно зменшити витрату потужності на приведення в дію нагнітача. Зазвичай відцентровий нагнітач з'єднаний в одному агрегаті з газовою турбіною, яку встановлюють на шляху проходження відпрацьованих газів від двигуна до глушника. Останнім часом з'явилися відцентрові нагнітачі, які приводяться в дію електричним двигуном [63]. Такий привід не впливає на опір у системі випуску двигуна. На відміну від нагнітачів з приводом від відпрацьованих газів, які починають працювати лише тоді, коли колінчастий вал досягає певної кутової швидкості, нагнітачі з електроприводом можуть працювати у всьому швидкісному діапазоні двигуна, навіть при його запуску. Кількість повітря, що нагнітається, регулюється системою управління двигуном. Для бензинових двигунів основним параметром регулювання є кут повороту дросельної заслінки.

Для теоретичного дослідження можливості поліпшення показників роботи двигуна на газогенераторному паливі за допомогою наддуву були проведені теплові розрахунки двигуна при роботі на різних видах палива (бензині та газогенераторному паливі, у тому числі на газогенераторному паливі – без наддуву та з наддувом за різних характеристик наддуву) з використанням різних методик [7, 60, 64, 65].

При розрахунках були прийняті такі допущення:

- наддув здійснюється за допомогою відцентрового нагнітача з електричним приводом, що дає можливість виключити із розрахункової моделі втрати потужності на привод нагнітача, спричинювані додатковим опором у системі випуску;

- тиск наддуву при мінімальній частоті обертання колінчастого вала (800 хв^{-1}) становить $0,12 \text{ МПа}$, а при максимальній (4500 хв^{-1}) варіюється у межах від $0,15$ до $0,25 \text{ МПа}$.

За результатами теплового розрахунку визначені параметри стану робочого тіла в характерних точках робочого циклу (a, c, z, b, r), що визначають завершальні стадії окремих процесів, а також отримані дані для побудови індикаторної діаграми та визначені індикаторні, ефективні та літрові показники ЗМЗ-4063 при

роботі на генераторному газі з турбіною.

Середній індикаторний тиск, МПа, для газових двигунів

$$P_i = \varphi_i \cdot \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (3.1)$$

де φ_i – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми для карбюраторних двигунів, $\varphi_i = 0,95$;

ε – ступінь стиску;

P_c – тиск робочої суміші в кінці процесу стиску, МПа;

λ – ступінь підвищення тиску, який залежить від дійсного коефіцієнта молярної зміни робочого тіла – μ_o , від температур робочої суміші в кінці такту стискання – T_c та кінці процесу згорання, T_z ;

n_1 – середній показник політропи стиску; для карбюраторних двигунів $n_1 = 1,32$;

n_2 – середній показник політропи розширення; для карбюраторних двигунів $n_2 = 1,23$.

Індикаторна потужність двигуна, кВт

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (3.2)$$

де i – число циліндрів (визначають за прототипом);

τ – тактність двигуна, для чотиритактних двигунів – $\tau = 4$;

V_h – робочий об'єм циліндра, л;

n – частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв.

Індикаторний крутний момент, Н·м

$$M_i = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_i}{\pi \cdot n}, \quad (3.3)$$

Індикаторний ККД для газових двигунів

$$\eta_i = 0,93 \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,23}} \right), \quad (3.4)$$

Питомі індикаторні витрати палива для газового палива, м³/(кВт·год),

$$V_i = \frac{1}{H_u \cdot \eta_i}, \quad (3.3)$$

де H_u – нижча теплота згорання, МДж/кг.

Ефективні показники двигуна визначалися як:

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i - P_M, \quad (3.6)$$

де P_M – середній тиск механічних витрат, МПа;

$$P_M = A_M + B_M \cdot C_n, \quad (3.7)$$

де A_M і B_M – дослідні коефіцієнти, які визначаються залежно від типу і конструкції двигуна [64]. Для газових двигунів із числом циліндрів до шести $A_M=0,034$; $B_M=0,0113$;

C_n – середня швидкість поршня, м/с,

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30} \cdot 10^{-3}, \quad (3.8)$$

де S – хід поршня, м.

Ефективна потужність, кВт,

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (3.9)$$

Ефективний крутний момент, Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}, \quad (3.10)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M, \quad (3.11)$$

де η_M – механічний ККД,

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}. \quad (3.12)$$

Питомі ефективні витрати палива для газових палив, м³/(кВт·год),

$$V_e = \frac{1}{H_u \cdot \eta_e}, \quad (3.13)$$

Годинні витрати палива для газового палива, м³/год

$$G_T = N_e \cdot V_e, \quad (3.14)$$

Літрова потужність двигуна, кВт/л

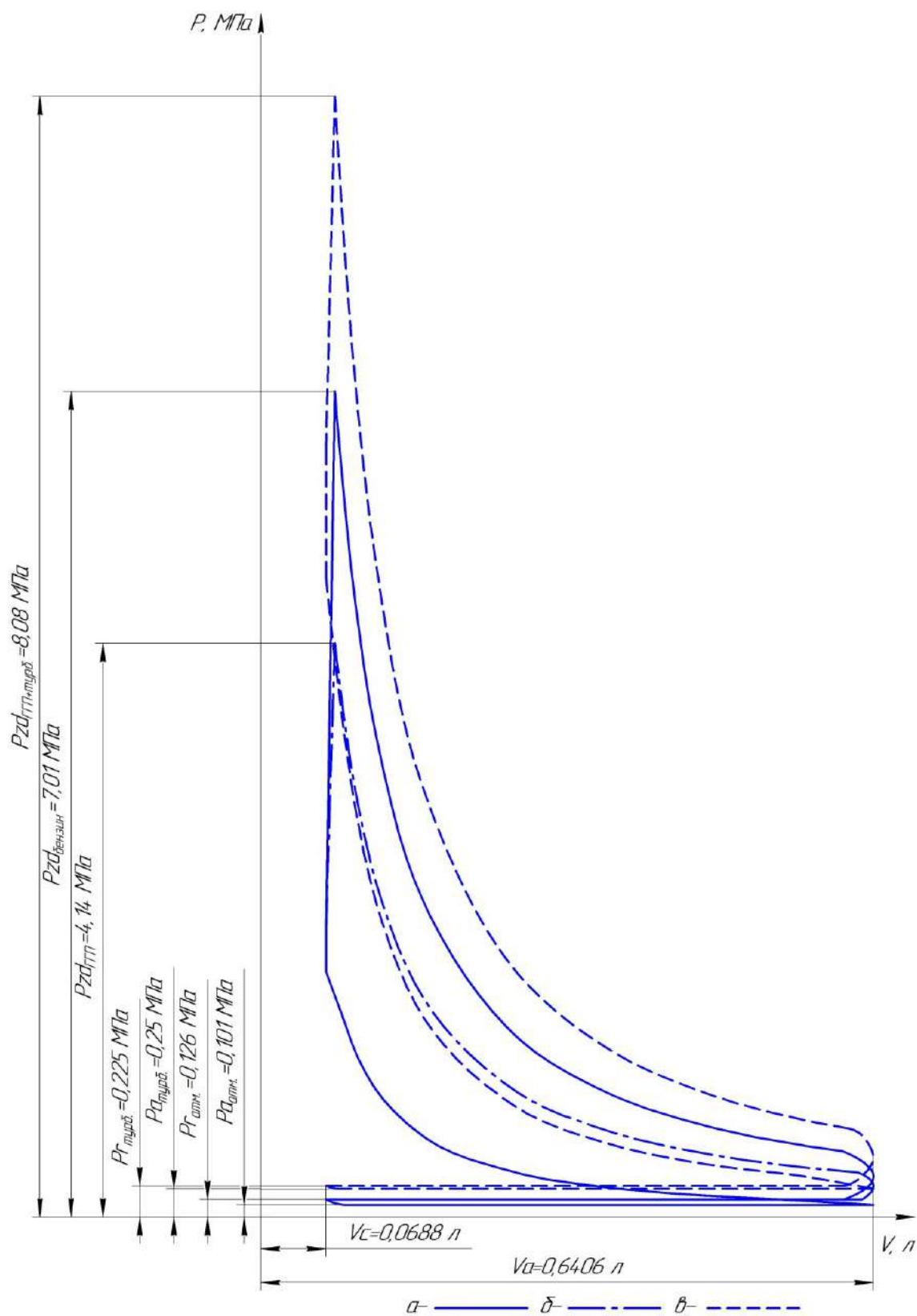
$$N_l = \frac{N_e}{V_h \cdot i}, \quad (3.15)$$

Індикаторні діаграми роботи ДВЗ на різних видах палива мають вигляд, представлений на рисунку 3.2. Як видно з цього рисунку, площа індикаторної діаграми при роботі двигуна на газогенераторному паливі без наддуву менша за аналогічний показник при роботі на бензині, але при застосуванні наддуву досягає практично такої ж величини, що і при роботі на бензині.

У таблиці 3.3 представлені середній індикаторний тиск P_i , індикаторна потужність двигуна N_i , індикаторний крутний момент M_i та ефективні показники P_e , N_e , M_e роботи двигуна ЗМЗ-4063 на різних видах палива при $n = 4500$ об/хв. На газогенераторному паливі при застосуванні наддуву значення цих показників сягають такого ж рівня, що і при роботі на бензині. Потужність та крутний момент при застосуванні наддуву збільшуються на 35 % порівняно з роботою на газогенераторному паливі без наддуву і не поступаються цим показникам при роботі на бензині.

Таблиця 3.3 – Індикаторні та ефективні показники двигуна ЗМЗ-4063.

Показник	Бензин	Генераторний газ (без наддуву)	Генераторний газ (з наддувом 0,25 МПа)
P_i , МПа	1,1098	0,7231	1,1054
N_i , кВт	94,1761	62,008	90,4150
M_i , Н·м	199,848	131,585	191,8350
P_e , МПа	0,918	0,543	0,8840
N_e , кВт	78,7	46,565	75,8345
M_e , Н·м	167,01	98,8	161,6273
$M_{e_{\max}}$, Н·м	189,86	108,93	180,93



а – бензин; б – генераторний газ (без наддуву); в – генераторний газ (з наддувом за тиску 0,25 МПа)

Рисунок 3.2 – Індикаторні діаграми двигуна при роботі на різних видах палива

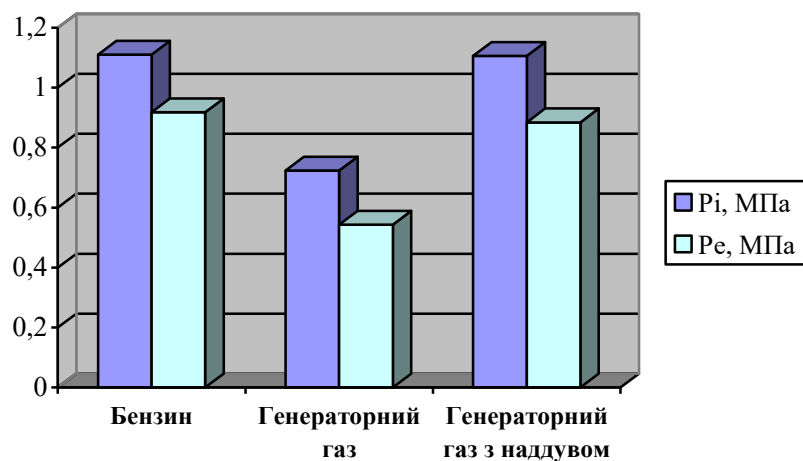


Рисунок 3.3 – Діаграма індикаторних та ефективних тисків двигуна 3МЗ-4063 при роботі на різних паливах

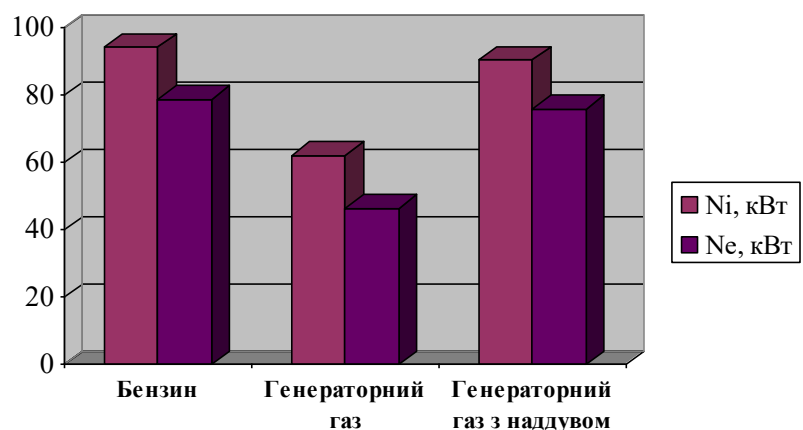


Рисунок 3.4 – Діаграма індикаторної та ефективної потужності двигуна 3МЗ-4063 при роботі на різних паливах

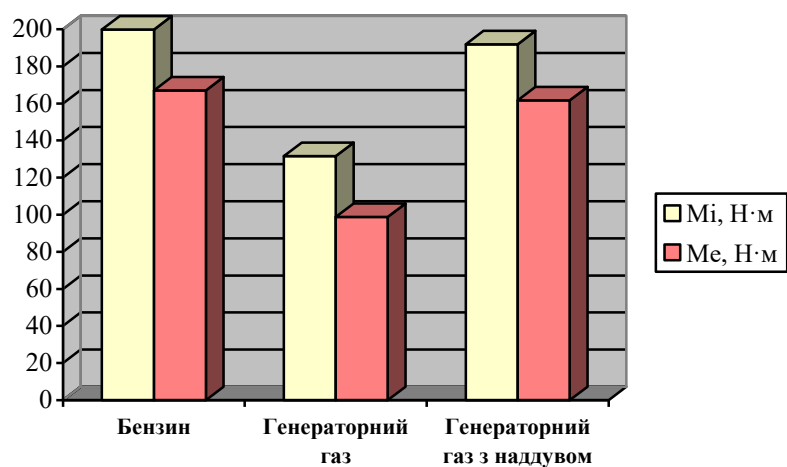


Рисунок 3.5 – Діаграма індикаторного та ефективного крутного моменту двигуна 3МЗ-4063 при роботі на різних паливах

Аналізуючи отримані результати, робимо висновок, що застосування наддуву в газових двигунах позитивно впливає на протікання термодинамічного процесу, дає можливість компенсувати втрату потужності при роботі на генераторному газі та досягнути при роботі на цьому виді палива такого ж рівня індикаторних та ефективних показників, що й при роботі на бензині. Це свідчить про те, що основні параметри двигуна і трансмісії автомобіля можна залишити без змін. У разі неможливості використання наддуву зниженням потужності двигуна при його роботі на газогенераторному газу сягає майже на 40,8 %. Ці дані добре узгоджуються з результатами експериментальних досліджень двигуна ЗМЗ-53, що працює на ГГП, зниження потужності якого склало 40,2 % [14]. При такому зниженні потужності двигуна необхідна корекція передаточних відношень трансмісії для забезпечення необхідних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Проте ці положення стосовно параметрів роботи як двигуна з наддувом, так і без наддуву при роботі на газогенераторному паливі потребують експериментальної перевірки.

3.3 Експериментальне дослідження двигунів на різних видах палива

Під час стажування у КТН були проведені експериментальні дослідження по визначенню ефективного ККД та викидів системи випуску сучасного двигуна вантажних автомобілів Scania, що працює на ГГП в режимі іскрового запалювання паливоповітряної суміші, та теоретичний аналіз експериментальних досліджень інших вчених, а саме випробування трьох різних двигунів для встановлення параметрів запалювання та оптимального коефіцієнта стиснення.

Метою експериментальних досліджень було вивчення ефективного ККД та викидів системи випуску сучасного двигуна вантажних автомобілів Scania, що працює на ГГП в режимі іскрового запалювання паливоповітряної суміші.

Дослідження проводилися на п'ятициліндровому 9,6-літровому двигуні Scania з іскровим запалюванням. У таблиці 3.5 представлені технічні характеристики двигуна, який зображений на рисунку 3.6. Двигун розроблений

для використання в міських автобусах і базується на дизелях сімейства Scania, але з модифікованими головками циліндрів і поршнями для іскрового запалювання. Двигун був додатково модифікований для одноциліндрової роботи, тобто в інших чотирьох поршнях було просвердлено отвори та від'єднані впускні й випускні колектори на непрацюючих циліндрах. Також було встановлено систему впорскування з чотирма електромагнітними форсунками (рис. 3.7), а для роботи з іскровим запалюванням було використано не серійний газовий поршень (рис. 3.9а), а поршень з конфігурацією днища для високого вихроутворення (рис. 3.9б).

Двигун оснащувався датчиком тиску в циліндрі, датчиком кута розподільчого вала високої роздільної здатності, лямбда-датчиками та системами вимірювання викидів. Повітря подавалось в двигун зовнішнім компресором, забезпечуючи засоби для роботи з наддувом. Для імітації втрат енергії, пов'язаних з турбонаддувом, був встановлений клапан зворотного тиску, який налаштований на дещо вищий тиск, ніж у нагнітача. Система випуску двигуна також містила систему EGR, але в даних дослідженнях вона не застосовувалася. Для моніторингу, керування двигуном і реєстрації даних випробувань використовувалась система Lab-View.

Природний газ (ПГ) отримували з мережі газопостачання, а ГПП при дослідіах забезпечувався змішувачем з балонів окремих газових компонентів (рис. 3.8), та мав такий склад: $H_2 = 11 \%$; $CO = 25 \%$; $CH_4 = 4 \%$; $CO_2 = 10 \%$; $N_2 = 50 \%$. Таким чином, ГПП був змодельований по середнім значенням експериментальних досліджень, які описані в розділі 2, та постійно контролювався окремим газоаналізатором.

Таблиця 3.5 – Технічна характеристика для одного циліндра двигуна Scania.

Параметр	Значення
1	2
Діаметр циліндра, мм	130
Хід поршня, мм	140
Кількість працюючих циліндрів	1
Робочий об'єм, $см^3$	1,885
Довжина шатуна, мм	255

Продовження таблиці 3.5.

1	2
Робочий об'єм, см ³	1,885
Довжина шатуна, мм	255
Коефіцієнт стиснення	12,6
Кількість клапанів	4
Діаметр випускного/впускного клапана, мм	41/44
Температура охолоджуючої рідини, °C	63 °C±2
Температура оливи, °C	73 °C 2
EGR	0 %
Частота обертання, об/хв	1050



Рисунок 3.6 – Лабораторна установка для дослідження двигуна Scania



Рисунок 3.7 – Блок-змішувач паливоповітряної суміші з електромагнітними форсунками

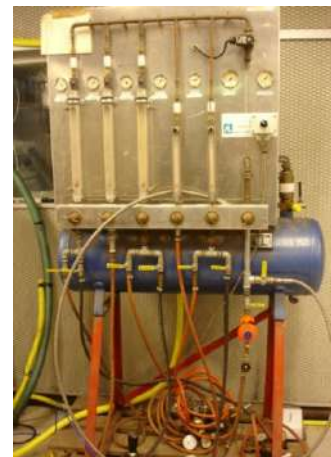


Рисунок 3.8 – Змішувач для імітації ГГП

Двигун завжди прогрівався, працюючи на природному газі, і використовувався соленоїд для переходу на ГГП, або взагалі припинення роботи ДВЗ. Схема всієї експериментальної установки зображена на рисунку 3.10.



а



б

а – серійний поршень для дизельних двигунів Scania;

б – поршень з камерою згорання з високим вихроутворенням;

Рисунок 3.9 – Поршні, які використовувались в експериментах

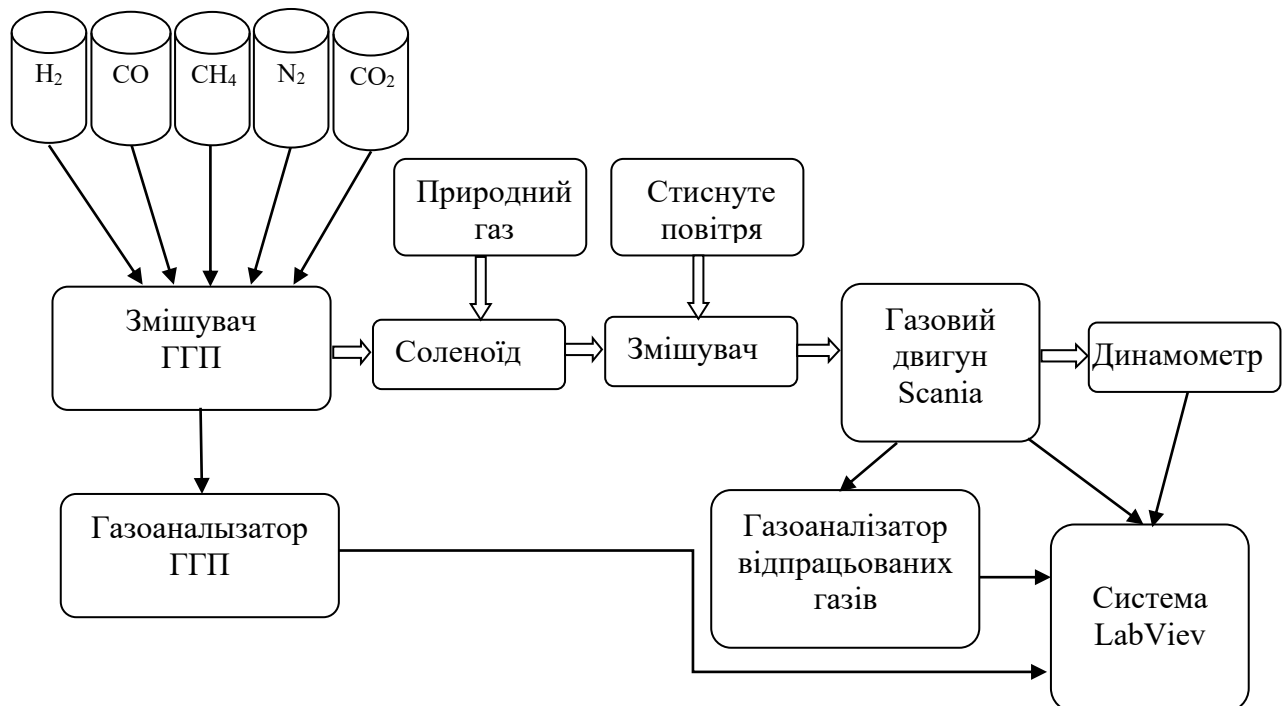


Рисунок 3.10 – Схема експериментальної установки.

На рис. 3.11–3.15 наведені результати експериментальних досліджень. Відмітимо декілька цікавих властивостей роботи двигуна з використанням

газогенераторного палива. Для більшості умов природний газ є кращим у використанні у ДВЗ, тоді як за умов, менших за ступінь підвищення тиску – $\lambda=2,4$, ГГП показує явну перевагу. На природному газі були простріли в роботі та в деяких випадках нерівномірність роботи ДВЗ. З іншого боку, при використанні генераторного газу робота двигуна в деяких випадках була обмежена неможливістю системи газопостачання забезпечити достатньою кількістю ГГП.

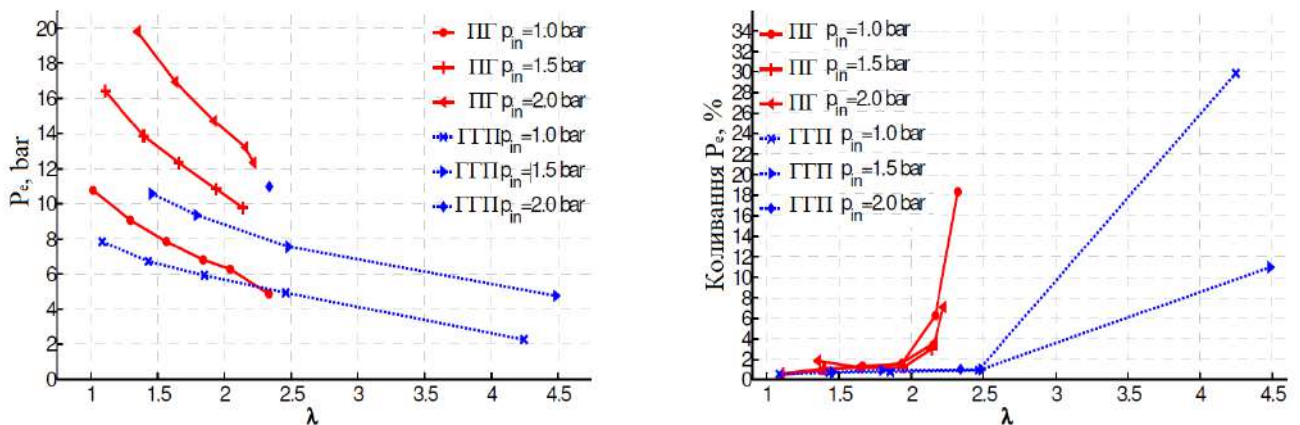


Рисунок 3.11 – Залежність середнього ефективного тиску P_e від ступеня підвищення тиску λ (зліва) та коефіцієнта коливання середнього ефективного тиску від ступеня підвищення тиску λ (праворуч) на трьох рівнях підвищення впускного тиску для роботи на ПГ та ГГП.

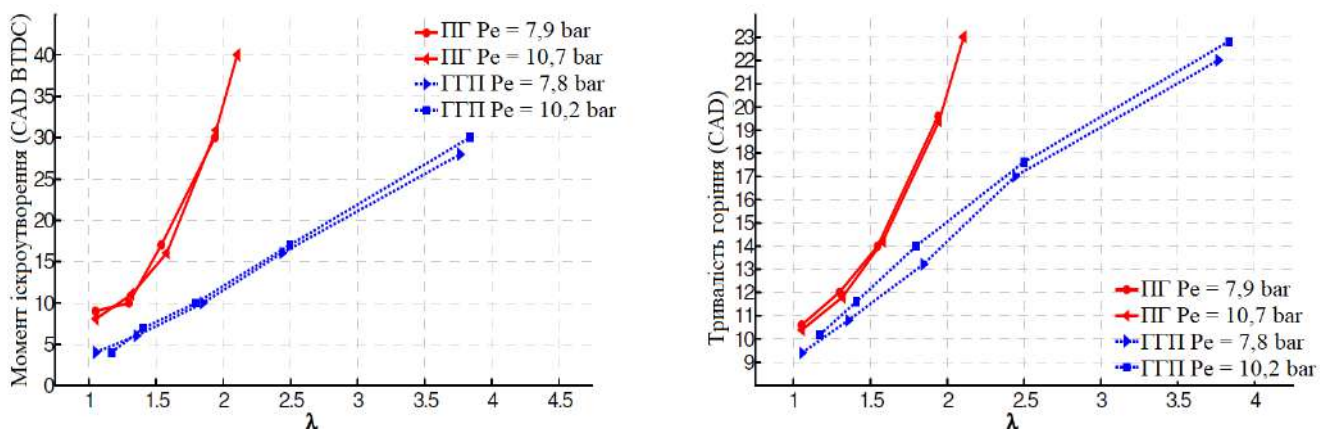


Рисунок 3.12 – Момент іскроутворення (ліворуч) та тривалості горіння паливоповітряної суміші (праворуч) від ступеня підвищення тиску λ при двох рівнях значень середнього ефективного тиску для роботи на ПГ та ГГП

Що стосується швидкості горіння, ГГП згорає набагато швидше, ніж ПГ, що добре видно на рисунку 3.12. Тривалість горіння коротша, а кут випередження запалення менший. Як правило, це добре для ефективності і є наслідком вмісту H_2 в ГГП.

Аналізуючи дані, які представлено на рисунку 3.13, приходимо до висновку, що викиди NO_x (ppm «parts per million» – мільйонна доля для масових концентрацій $1 \text{ ppm} = 1 \text{ мг/кг}$), як правило, значно нижчі при роботі на ГГП, але лише при $\lambda > 1,9$. Викиди NO_x не перевищують 30 проміле на обидва види палива, що демонструє переваги використання іскрового запалення. З іншого боку, викиди CO досить високі для обох видів палива, особливо у випадку з ГГП, оскільки CO є однією з основних складових палива, рис. 3.13. При дуже неквапливій роботі гасіння стає проблемою, збільшуються викиди CO та загальних вуглеводнів (THC – total hydrocarbons), а ефективність починає знижуватися (рис. 3.14).

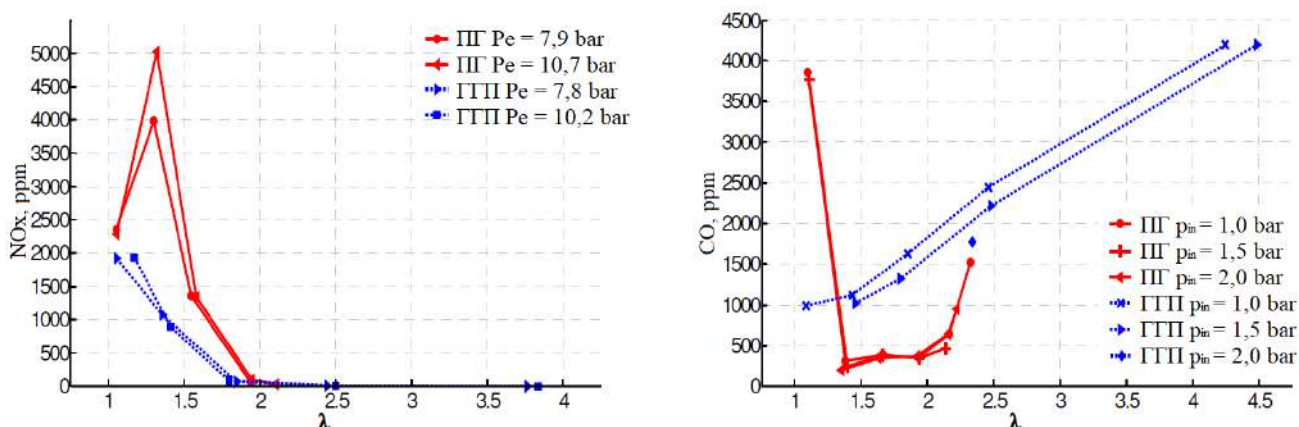


Рисунок 3.13 – Викиди NO_x від ступеня підвищення тиску λ при двох рівнях значень середнього ефективного тиску для роботи на ПГ та ГГП (зліва) та викиди CO від ступеня підвищення тиску λ при трьох рівнях підвищення впускного тиску для роботи на ПГ та ГГП.

Загальні гідрокарбонати по всьому діапазону набагато нижчі для ГГП, оскільки цей газ містить зовсім мало НС у своєму складі. Найвищий ефективний ККД був досягнутий з обома видами палива майже 48 %. Цікавим є те, що висока

ефективність роботи ДВЗ на ГПП спостерігалась впродовж до $\lambda=3,8$ за ефективності 47 %.

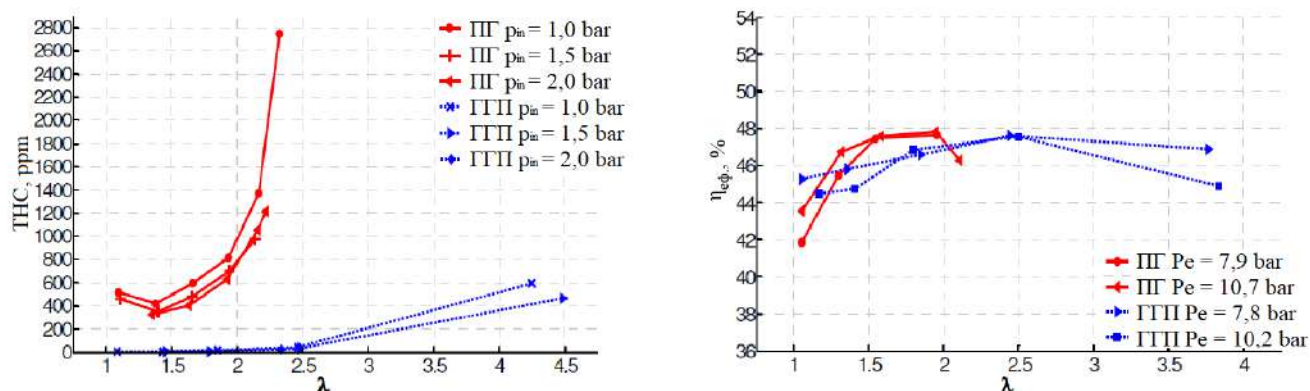


Рисунок 3.14 – Викиди ТНС від ступеня підвищення тиску λ при трьох рівнях підвищення впускного тиску при роботі на ПГ та ГПП (зліва) та залежність ефективного ККД (%) від ступеня підвищення тиску λ при двох рівнях значень середнього ефективного тиску при роботі на ПГ та ГПП (праворуч).

Для теоретичного аналізу було обрано експериментальні дослідження, які описані у роботах [44–47]. У них розглянуті питання щодо практичної інтеграції газових двигунів із застосування газогенераторів. Саме у роботі [47] розглядається дослідження трьох двигунів різних типів для встановлення параметрів запалювання та оптимального коефіцієнта стиснення. Досліджувані двигуни мають цікавий діапазон типів та розмірів, включаючи два газових двигуни та один модифікований дизель. Один газовий двигун, який працював безпосередньо на природному газі, був з турбонаддувом, а інший газовий і модифікований дизель був атмосферний. Газогенератор працював на відходах деревини та на шкірках від кокосових горіхів і видавав газ за таким відсотковим складом: 19 % H_2 , 19 % CO , 2 % CH_4 та 12 % CO_2 та залишок, що складався з N_2 , з нижчою теплотою згорання 4,9 МДж/м³. Склад газу в порівнянні з власними експериментальними даними – схожий (таблиця 2.4).

Для всіх трьох двигунів був використаний спеціально розроблений Шрідхаром змішувач для подачі газогенераторного палива до двигуна. Технічні характеристики двигунів наведені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Параметри трьох перевірених двигунів [47].

Параметр	Двигун № 1	Двигун № 2	Двигун № 3
Марка та модель	Kirloskar, RB-33	Greaves, TBDV12	Cummins, G743G
Тип двигуна	Рядний, 3 циліндри, атмосферний дизель	V подібний, 12 циліндрів, турбований з охолоджувачем газовий двигун	Рядний, 6 циліндрів, атмосферний газовий двигун
Потужність, кВт	24 при роботі на дизельному паливі	258 при роботі на ПГ	84 при роботі на ПГ
Діаметр циліндра x хід поршня, мм Об'єм, л	110 x 116 3,3	128 x 140 21,6	130 x 152 12,1
Питома потужність, кВт/л	8,5	13,4–14,4	7,0
Коефіцієнт стиснення	17 (змінний)	12	10

Деякі результати, наприклад, коефіцієнт стиснення та оптимальні параметри, наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Результати для трьох перевірених двигунів [47].

Двигун	Коефіцієнт стиснення	Чиста електрична потужність, кВт	Енергетична щільність суміші, МДж/кг	Ефективний ККД, (%)
№1	17,0	17,5	2,20	30,7
	14,5	16,4	2,20	29,0
	13,5	16,2	2,10	29,3
	11,5	15,3	2,20	27,5
№2	12	165	1,90	28,3
№3	10	55	2,15	27,4

Аналізуючи дані таблиці 3.7, видно, що двигун з турбонаддувом (№2) – забезпечив найбільшу ефективність при найменшій енергетичній щільності паливоповітряної суміші. Хоча доступні не всі відомості про продуктивність, можна очікувати набагато вищу ефективність. Аналізуючи представлені експериментальні дослідження двигунів різних конструкцій та принципів роботи, приходимо до висновку, що потужність двигунів падає на 32–38 % при роботі на ГГП в порівнянні з роботою на паливі, для яких ці двигуни були запроектовані, що добре узгоджується з результатами теплового розрахунку розділу 3.2.

Відомі і інші результати досліджень газових двигунів. Так, Д. Агренфелдт та Ю. Генріксен опублікували значну кількість досліджень газових двигунів, які є визначними джерелами досвіду в галузі газифікації біомаси та використання ГГП на двигунах внутрішнього згоряння, що отримані у технічному університеті Данії [48–51]. Дослідження проводились на модифікованих двигунах з іскровим запалюванням та на газових двигунах, які мали як атмосферну систему впуску так і з турбонаддувом. Найбільша увага при дослідженнях приділялась дрібномасштабним двигунам потужністю менше 100 кВт. За результатами досліджень встановлено, що для атмосферних двигунів при роботі на ГГП потужність зменшувалася від 40 до 49 % у порівнянні з бензиновою версією. Разом з тим, при застосуванні наддуву в межах 0,15–0,3 МПа потужність двигуна, що працював на ГГП, складала від 90 до 105 % у порівнянні з роботою двигуна на бензині. Ці дані підтверджують адекватність проведених розрахунків потужності і крутного моменту двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на різних видах палива.

Також проводились дослідження ГГП у двигунах внутрішнього згоряння, які працювали на самозайманні від стиснення [52, 53]. Група японських дослідників з керівником Ямакасі розглядала однорідне самозаймання від стиснення як потенційну концепцію двигуна для використання ГГП. Саме у роботі [53] досліджувалось самозаймання від стиснення з імітованим ГГП, змінюючи пропорції газових компонентів. Висновком у даній роботі є продемонстрована очевидна залежність між H_2 та CO_2 , описаними як співвідношення водень/вуглекислий газ, залежно від моменту запалювання та

тривалості горіння. Угарний газ CO, який складає основний об'єм ГГП, мало впливав на ці параметри при спалюванні із самозайманням.

Висновки по розділу 3

1. Виконано тепловий розрахунок двигуна як при роботі на бензині, так і ГГП. За результатами розрахунку встановлено, що індикаторні та ефективні показники роботи двигуна ЗМЗ-4063 на газогенераторному паливі зменшуються 40,8 % у порівнянні з роботою на бензині.

2. Показано, що застосування наддуву в газових двигунах позитивно впливає на протікання термодинамічного процесу, дає можливість компенсувати втрату потужності при роботі на генераторному газі та досягнути при роботі на цьому виді палива такого ж рівня індикаторних та ефективних показників, що й при роботі на бензині. Це свідчить про те, що основні параметри двигуна і трансмісії автомобіля можна залишити без змін.

3. У разі неможливості використання наддуву і зниженням потужності двигуна при його роботі на газогенераторному газі на 40,8 % необхідна корекція передаточних відношень трансмісії автомобіля для забезпечення необхідних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

4. Більшість двигунів з ГГП насправді є двигунами для природного газу, тому тенденції у дослідженні двигунів з використанням ГГП є актуальними.

5. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розрахунків характеристик двигуна, що працює на ГГП, і проведення необхідних корекцій трансмісії в результаті зменшення потужності для отримання бажаних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

РОЗДІЛ 4

ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТА ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ГТП

4.1 Аналіз методів і методик для визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля

Для поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля у даній роботі велике значення надавалося аналізу існуючих методик визначення передаточних відношень коробки передач і оцінці їх впливу на обрані оціночні показники. Такий аналіз може базуватися на результатах теоретичних (розрахункові, математичне моделювання на ПЕОМ за імітаційними моделями) та експериментальних (натурні випробування дослідного автомобіля в реальних дорожніх умовах; лабораторні випробування автомобіля на спеціальних стендах з біговими барабанами або конвеєрні) досліджень. У даній роботі визнано доцільним скористатися теоретичними методами дослідження.

Взагалі вважається, що розрахункові методи мають ряд суттєвих переваг перед експериментальними, особливо, якщо вони використовуються для співставлення властивостей різних автомобілів чи їх конструктивних варіантів. Причина очевидна: при дослідженні за допомогою моделювання на ПЕОМ повністю відсутні випадкові фактори, що вносять похибки при експериментальних дослідженнях, а саме: нестабільність погодних та дорожніх умов, можливі різні регулювання автомобілів, специфіка фізичного стану водія, стиль управління автомобілем та багато інших.

Навіть при проведенні великої кількості експериментів не завжди вдається зробити висновок про вплив окремих конструктивних рішень на експлуатаційні властивості автомобіля. Наприклад, при самих простих замірах контрольних витрат палива показники відрізняються у однієї і тієї ж моделі автомобіля на 10–15 %. Внаслідок цього фахівці вимушені збільшувати кількість однотипних

об'єктів досліджень та їх пробіг, тобто навмисно йдуть на збільшення трудомісткості та собівартості випробувань. У літературних джерелах наведено безліч випадків, коли дорожні випробування по своїй методиці або через недосконалість вимірювальних засобів не дозволяють одержувати сталих, надійних значень тих параметрів, які потрібно для розрахункового дослідження тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Особливо це стосується вимірів опору кочення коліс, оцінки параметрів вибігу або гальмування двигуном, контролю за роботою двигуна на неусталених і перехідних режимах.

Продовжуючи розгляд теоретичних і розрахункових методів, необхідно вказати на таку визначну їх перевагу в тому, що дослідження експлуатаційних характеристик автомобілів шляхом розрахунку можна виконувати за допомогою комплекту спеціальних комп'ютерних програм (MathCad та MicrosoftExcel), які дають можливість, при написаній програмі для конкретного автомобіля, всього за кілька хвилин визначити як показники тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності транспортного засобу. Розрахункові методи за допомогою програм, у яких закладено математична модель руху автомобіля, сягають точності 10 %. Це стосується, в першу чергу, таких показників як максимальна швидкість, час розгону та ін.

Графічно аналітичні методи визначення досить прості, проте дуже громіздкі і неточні, що робить неможливим їхнє застосування при розрахунках показників руху на довгих ділянках дорогих, або при виконанні автомобілем їздових циклів [75, 73, 85, 95].

Методи засновані на розв'язання диференціального рівняння руху транспорту називаються аналітичними. Перевагою вказаних методів є можливість одержання функції залежності часу і шляху розгону від конструктивних параметрів транспортного засобу з наступним математичним аналізом отриманої залежності. Теперішні аналітичні методи визначення часу і шляху розгону базуються на роботах Литвинова А.С. і Фаробіна Я.Є. [75], Волобуєва Є.Ф. [96], Зімелева Г.В. [88], Гришкевича В.А. [82], Фаробіна Я.Є. і Щуплякова В.С. [76], Никифорова І.В. [97], Пилипчука М.М. [98], Павленка А.В. [99, 100], Дзіова Р.Е.

[101, 102], Бумаги О.О [67, 69, 70], Сахна В.П. і Сітовського О.П. [85], Сітовського О.П. [84] і ін.

4.2 Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля при роботі двигуна на бензині і ГГП

Як відмічалось раніше, порівняння показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, двигуни яких працюють на бензині та ГГП, проводиться на автобусі БАЗ-2215, коротка технічна характеристика якого наведена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Коротка технічна характеристика автобуса БАЗ-2215

Параметри	Показники
1	2
Тип кузова	рамний
Трьохрядне планування салону: загальна пасажиромісткість / у т.ч. місць для сидіння	18/14
довжина, мм	5680
ширина, мм	2070
висота, мм	2630
Колісна база, мм:	3150
Колія коліс, мм: передніх / задніх	1710/1570
Маса спорядженого автобуса, кг	2620
Повна маса, кг	3930
Розподіл повної маси по осям, кг: передня вісь / задня вісь	1400/2530
Шини	радіальні 185 R16C
Двигун: модель, тип	ЗМЗ-4063
Максимальна потужність нетто, кВт / частота обертання двигуна, хв-1	80,9/4500
Мінімальна питома витрата палива g_e , г/(кВт·год)	278,8

Продовження таблиці 4.1.

1	2
Коробка передач	5-ступенева: $u_{k1}=4,050$; $u_{k2}=2,340$; $u_{k3}=1,395$; $u_{k4}=1,000$; $u_{k5}=0,849$
Головна передача	$u_0=5,125$
Коефіцієнт опору повітря, $H \cdot c^2/m^4$	0,38
Коефіцієнт корисної дії трансмісії, η_m	0,9
Динамічний радіус колеса r_d , м	0,365

Для розв'язання рівняння руху автомобіля необхідно мати швидкісну зовнішню характеристику двигуна, що працює на бензині і ГГП.

Якщо відомі параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, наприклад, за результатами експериментальних досліджень, то крутний момент двигуна знаходять за виразом [72, 73]

$$M_{\kappa} = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (4.1)$$

де a, b, c – сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа [72]:

$$a = \frac{M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$$

$$b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min}) \cdot M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$$

$$c = \left(M_{e\min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e\max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right),$$

$$\text{де } A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min} \cdot (\omega_N + \omega_M) + \omega_N \cdot \omega_M;$$

$$A_{12} = \omega_M^2 - \omega_M \cdot (\omega_N + \omega_{\min}) + \omega_N \cdot \omega_{\min};$$

$$A_{13} = \omega_N^2 - \omega_N \cdot (\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \cdot \omega_{\min};$$

$\omega_{\min}, M_{e\min}$ – мінімальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості;

$\omega_M, M_{e\max}$ – максимальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, та крутний момент двигуна, Н·м, що їй відповідає;

ω_N, M_{eN} – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, що відповідають його максимальній потужності.

Якщо експериментальні дані відсутні, зокрема для двигуна, що працює на газогенераторному паливі, то побудову швидкісної зовнішньої характеристики двигуна здійснюють за величинами крутного моменту, потужності та частоти обертання двигуна в характерних точках [120]. Такими точками є максимальні значення потужності $N_{e\max}$ і крутного моменту $M_{e\max}$ та відповідні їм кутові швидкості ω_N та ω_M . За значеннями потужності, крутного моменту і частот обертання знаходять коефіцієнт запасу крутного моменту [71] M_3 та коефіцієнти пристосованості двигуна за частотою обертання K_ω і крутного моменту K_M :

$$M_3 = \frac{M_{e\max} - M_{eN}}{M_{e\max}} \cdot 100, \quad K_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_M}, \quad K_M = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}}. \quad (4.2)$$

З урахуванням значень M_3 та K_ω коефіцієнти полінома, що апроксимує швидкісну зовнішню характеристику двигуна

$$N_e = N_{e\max} (a_\omega x_i + b_\omega x_i^2 - c_\omega x_i^3) = N_{e\max} \cdot A, \quad \text{де } x_i = \omega_N / \omega_M, \quad (4.3)$$

запишуться у вигляді

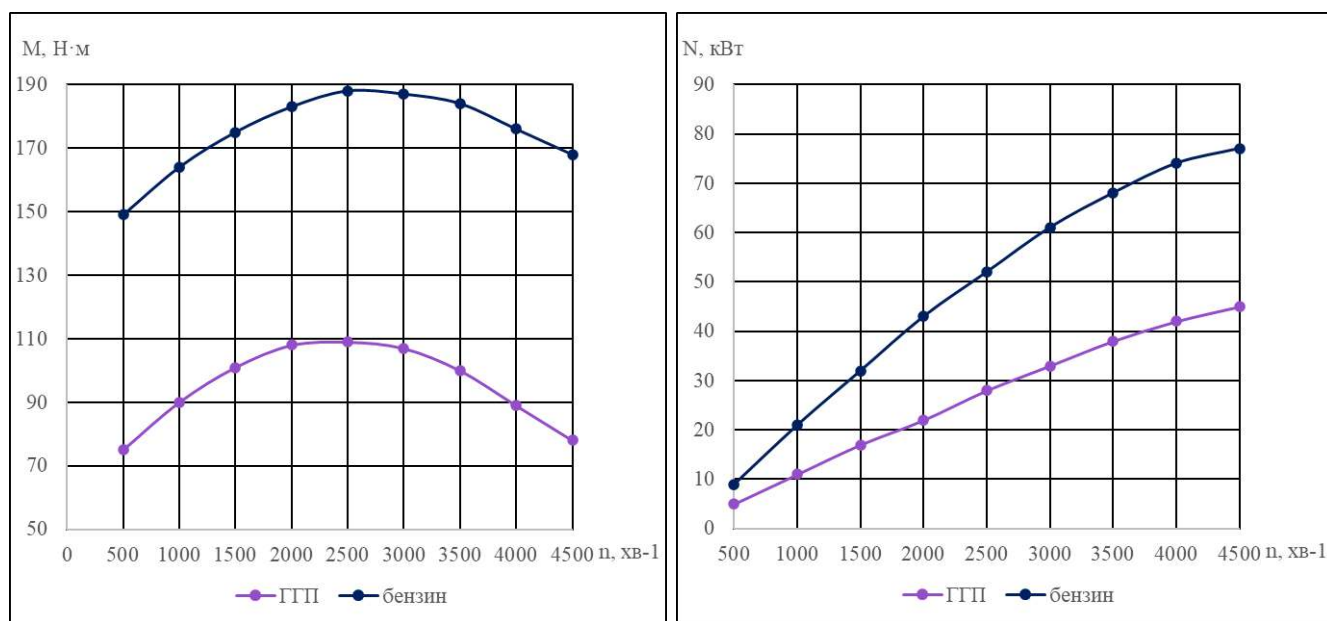
$$a_\omega = 1 - \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega(2 - K_\omega)}{(K_\omega - 1)^2}, \quad b_\omega = 2 \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega}{(K_\omega - 1)^2}, \quad c_\omega = \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega}{(1 - K_\omega)^2} \quad (4.4)$$

При переобладнанні бензинового двигуна в газовий змінюються як значення максимальної потужності, так і коефіцієнтів пристосованості двигуна по максимальному крутному моменту і частоті обертання, тобто змінюється характер протікання швидкісних зовнішніх характеристик. У таблиці 4.2 наведені значення коефіцієнтів апроксимуючого поліному для бензинового і газового двигуна.

Таблиця 4.2 – Коефіцієнти апроксимуючого поліному для визначення крутного моменту двигуна

Двигун	Коефіцієнти		
	a	b	c
ЗМЗ-4063	–0,00128	12,765	889,98
ЗМЗ-4063Г	–0,00161	10,763	797,65

За визначеними коефіцієнтами апроксимуючого поліному побудовані швидкісні зовнішні характеристики двигуна, що працює на бензині і ГПП.



а)

б)

Рисунок 4.1 – Зміна моменту (а) та потужності двигуна (б), що працює на бензині і ГПП, від частоти обертання колінчастого вала двигуна

Поряд із значеннями моменту двигуна у характерних точках в апроксимуючий поліном для крутного моменту на ведучих колесах входять і частоти обертання двигуна у цих точках в різних комбінаціях. Мінімальна і максимальна частоти обертання обох двигунів приймаються однаковими, змінюється лише частота, що відповідає максимальному крутному моменту.

Визначимо, як зміняться коефіцієнти A_{11} , A_{12} і A_{13} при зміні частоти обертання колінчастого вала двигуна, що відповідає максимальному крутному моменту.

Значення коефіцієнтів A_{11} , A_{12} і A_{13} для двигуна, що працює як на бензині, так і ГГП, наведені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнтів A_{11} , A_{12} і A_{13} для двигуна ЗМЗ-4063

Двигун	Коефіцієнти		
	$A_{11} \cdot \omega_N^2$	$A_{12} \cdot \omega_N^2$	$A_{13} \cdot \omega_N^2$
ЗМЗ-4063	0,4076	-0,1468	0,234
ЗМЗ-4063Г	0,4017	-0,1506	0,238
Δ , %	1,45	2,52	1,68

Із табл. 4.3 слідує, що зміна частоти обертання колінчастого вала у режимі максимального крутного моменту не перевищує 6,2 %, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же поліномом.

З урахуванням залежностей $M_K = f(\omega)$ та $V = F(\omega)$ колова сила на ведучих колесах

$$P_{\text{кол.}i} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i, \quad (4.5)$$

$$\text{де } A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_\partial r_k^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_\partial \cdot r_k}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_\partial},$$

U_i – загальне передаточне відношення трансмісії автомобіля на i -ій передачі;

η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Як показано в роботах [66–68], поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля, що працює на газогенераторному паливі без наддуву, можна здійснити на першому етапі шляхом встановлення додаткового редуктора в трансмісії автомобіля або зміною передаточного числа головної передачі. При цьому слід враховувати, що ідентичність показників тягових властивостей, а саме подолання максимального опору руху можливе шляхом збільшення загального передаточного відношення трансмісії на величину, що дорівнює відношенню максимальних крутних моментів базового двигуна, що працює на бензині, і двигуна, що працює на ГГП. Це відношення складає 1,75. Проте, з точки зору

швидкісних властивостей автомобіля, це відношення може бути іншим, і воно повинно визначатися із умови енергетичних можливостей автомобіля. Так, максимальна швидкість руху автомобіля, двигун якого працює на бензині і ГП, визначиться з рівняння потужнісного балансу автомобіля:

$$N_e = \frac{G_a \cdot V \cdot f_v + k \cdot F \cdot V^3}{1000 \cdot \eta_m}, \quad (4.6)$$

де G_a – сила тяжіння від повної маси автобуса, $G_a = 3930 \cdot 9,81 = 38553,3$ Н;

f_v – коефіцієнт опору кочення коліс автобуса, $f_v = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{1500}\right)$;

f_0 – коефіцієнт опору кочення коліс автобуса за швидкості 1 м/с, $f_0 = 0,015$ [72];

k – коефіцієнт опору повітря, (табл. 4.1);

F – площа поперечного перерізу автобуса, $F = 0,9 \cdot B \cdot H = 4,89$ м² [72],

де B – колія передніх коліс автобуса (табл. 4.1);

H – висота автобуса (табл. 4.1).

Рівняння (4.6) краще розв'язувати графоаналітичним методом у зв'язку з невідомим значенням коефіцієнта опору кочення f_v . Для цього будемо залежність $N_e = f(V)$, з якої визначаємо максимальну швидкість автобуса, рис. 4.2.

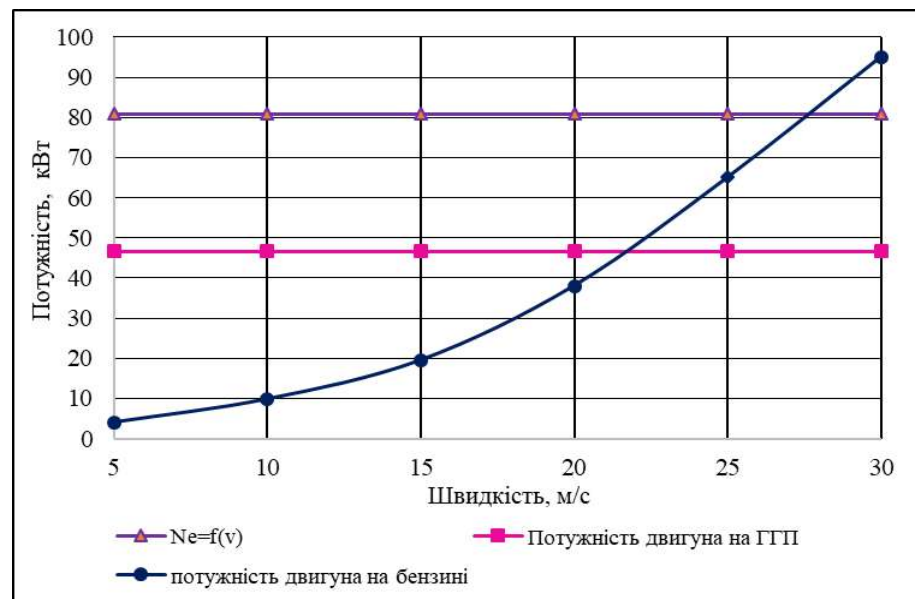


Рисунок 4.2 – До визначення максимальної швидкості руху автобуса, що працює на ГП і бензині

Ця швидкість склала для автобуса, двигун якого працює на бензині, 27,4 м/с, а на ГПП – 21,9 м/с. Відношення максимальних швидкостей складає 1,25, що значно менше цього відношення за тяговими властивостями автомобіля. Із цього слідує, що поліпшити тягово-швидкісні властивості автомобіля, двигун якого працює на ГПП, модернізацією головної передачі автобуса, двигун якого працює на бензині, проблематично. Необхідна нова трансмісія.

4.3 Визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля при роботі двигуна на ГПП

У відповідності до методики тягового розрахунку автомобіля [72] мінімальне передаточне відношення трансмісії визначають за умови руху автомобіля з максимальною швидкістю, яка склала для автобуса БАЗ 21,9 м/с.

Тоді

$$U_{\min} = \frac{\pi \cdot n \cdot r_k}{V_{\max} \cdot 30} = 5,73 \quad (4.7)$$

За останньої прямої передачі в коробці передач мінімальне передаточне відношення трансмісії є передаточним відношенням головної передачі, тобто $U_{\min} = U_0$.

Максимальне передаточне відношення трансмісії автобуса визначається за умови подолання максимального опору дороги ψ , яке для автобуса можна прийняти рівним 0,30 [72]. Тоді

$$U_{\max} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_d}{M_{e\max}} = 38,74 \quad (4.8)$$

За визначених мінімального і максимального передаточних відношень трансмісії і умови останньої (п'ятої) передачі прямою $U_{k5} = 1,00$ передаточне відношення коробки передач для першої передачі складе

$$U_{k1} = 6,76,$$

Таким чином, діапазон передаточних відношень коробки передач лежить в межах 1,00–6,76.

Одним із шляхів поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортного засобу в цілому, особливо при зміні потужності двигуна, або використання у двигуні альтернативних видів палива, є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії (кількості ступенів і передаточних відношень), які визначаються за різними законами та методиками [85, 112–115, 117–119].

Існує багато методів і методик розрахунку ряду передаточних відношень механічної ступінчастої трансмісії автомобіля. Далі розглянемо декілька основних.

У методі розрахунку передаточних відношень за законом геометричної прогресії є припущення, що швидкість автомобіля за час перемикання передач не зменшується. В реальності швидкість любого транспортного засобу зменшується при перемиканні внаслідок дії опору повітря [111]. Це і служить причиною невисокої розбіжності у числовому еквіваленті на практиці передаточних відношень на високих ступенях [83, 84].

Закон «арифметичний ряд» для визначення передаточних відношень самий простий у розрахунку, але даний метод не одержав поширення, тому що має малу щільність ряду від вищих ступенів до нижчих [88].

Гармонійний ряд, навпаки, має високу щільність на вищих передачах, а на нижчих малу, що в умовах інтенсивного міського руху може привести до низьких якостей розганяння автомобіля [88].

У роботі [89] було висвітлено метод оптимізації динамічного ряду передаточних відношень трансмісії. Для визначення найменшого значення часу розганяння над функцією загального часу розгону проводили дослідження на екстремум [90]. Даний метод дозволяє знайти передаточні відношення трансмісії, які забезпечують автомобілю найкращі значення прийомистості, але паливні витрати при експлуатації автомобілів з такими коробками передач надто високі.

У роботі [91] запропоновано знаходити передаточні відношення коробки передач так, щоб відбувалось найбільш високе використання потужності двигуна. Таке рішення дає можливість транспортному засобу в реальних дорожніх умовах

досягати більш високих швидкостей. Значення передаточних відношень проміжних передач вираховуються на основі розподілу сумарного опору дороги по всій її довжині. До недоліків цієї методики можна віднести те, що для визначення необхідно застосовувати постійне значення крутного моменту ДВЗ, та знову не враховується паливовитрати автомобіля.

У роботі [92] автор пропонує визначати ряд передаточних відношень проміжних передач на попередній і на початку наступної передачі за умови рівності прискорень автомобіля в цілому наприкінці розганяння.

Перевагами цього методу є врахування при розрахунках багатьох факторів, а саме: конструктивних параметрів автомобіля, характеристики двигуна, дорожніх умов. Головним недоліком є те, що щільність ряду занадто висока, це призводить до великої кількості передач, а значить і великих габаритів самої коробки передач.

У роботі [93] отримано функцію для визначення передаточних відношень трансмісії за умови мінімальної витрати палива. В даній функції є одночасно дві невідомі – передаточне відношення і швидкість руху автомобіля, але, використовуючи апроксимацію, отримано функцію для знаходження передаточних відношень трансмісії за умови мінімальної витрати палива і вказаній швидкості. Також з отриманої функції у роботі [93] за допомогою математичних перетворень можливо виділити методику розрахунку передаточних відношень за умови мінімального часу розгону.

Методика вибору передаточних відношень за А.А. Токаревим [94] обґрунтовує закономірність побудови ряду передаточних відношень шляхом аналогії з ідеальною трансмісією за умови, що потужність двигуна в процесі руху автомобіля при зміні швидкості автомобіля через зміну опору руху залишається сталою.

Багато дослідників розглядали оптимізацію передаточних відношень коробки передач як багатокритеріальну. Для прикладу паливна економічність і тягово-швидкісні характеристики транспортного засобу і є частковими критеріями оптимальності. А для оцінки паливної економічності такими

критеріями є: витрата палива в міських їздових циклах, витрата палива в магістральному їздовому циклі, витрата палива при заданих сталих швидкостях руху автомобіля, витрата палива при заданому дорожньому опорі руху. Частковими критеріями тягово-швидкісних властивостей автомобіля є: максимальний підйом, який може подолати автомобіль, максимальна швидкість на горизонтальній ділянці шляху, час розгону з місця з переключенням передач до заданої кінцевої швидкості розгону, час розгону з місця з переключенням передач на заданих мірних ділянках шляху тощо [72, 75].

Існуючі методи визначення ряду передаточних відношень трансмісії автомобіля зводяться до визначення передаточних відношень коробки передач.

Визначимо передаточні відношення коробки передач автобуса БАЗ, двигун якого працює на ГГП, за розглянутими вище законами і методами.

4.3.1 Визначення передаточних значень коробки передач за законом геометричної прогресії

Співвідношення між передаточними відношеннями вибираються так, щоб при розганянні було можливе повніше використання потужності двигуна. Це може бути досягнуто тоді, коли розганяння на кожній передачі розпочинається і закінчується при однаковій кутовій швидкості колінчастого вала, що відповідає його максимальній потужності.

Передаточні відношення проміжних передач за геометричною прогресією визначаються залежністю:

$$u_{km} = n - 1 \sqrt[n-m]{u_1}, \quad (4.9)$$

де n – число передач;

m – порядковий номер передачі.

Для другої передачі передаточне відношення буде становити:

$$u_{km2} = \sqrt[5-1]{6,76^{5-2}} = 5,832.$$

Решту передач розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.6.

Даний метод визначення передаточних відношень ґрунтується на допущенні, що швидкість автомобіля за час перемикання передач не зменшується. Як правило, швидкість зменшується, і це зменшення тим більше, чим більша швидкість руху, внаслідок збільшення сили опору повітря [111]. Це і обумовлює зближення на практиці (5–15 %) передаточних відношень високих ступенів.

4.3.2 Визначення передаточних відношень коробки передач за законом арифметичної прогресії

При застосуванні арифметичної прогресії передаточні числа проміжних передач визначаються із залежності:

$$u_{km} = u_1 - (m - 1) \cdot \frac{u_1 - u_5}{n - 1}, \quad (4.10)$$

Для другої передачі передаточне відношення буде становити:

$$u_{km2} = 6,76 - (2 - 1) \cdot \frac{6,76 - 1}{5 - 1} = 5,32.$$

Решту передач розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.6.

Метод визначення передаточних відношень коробки передач за законом арифметичної прогресії не одержав поширення, тому що щільність ряду від вищих ступенів до нижчих зростає, а це суперечить присутній у більшості робіт з даного питання думці про те, що вищі ступені повинні бути зближені.

4.3.3 Визначення передаточних відношень коробки передач за законом динамічного ряду

Високі показники прийомистості, як показали дослідження М.К. Куликова [90], забезпечуються за умови вибору передаточних відношень проміжних передач за так званим динамічним рядом. Цей закон базується на мінімізації загального часу розгону автомобіля, який включає як час розгону автомобіля на передачах, так і час переключання передач. Надалі приймається, що всі параметри

автомобіля і дороги, крім передаточних відношень коробки передач, є фіксованими. Передаточні числа можуть бути змінені, у залежності від їх значень час розгону автомобіля буде різним. Для знаходження мінімального значення часу розгону автомобіля функція загального часу розгону досліджується на екстремум, за результатом якого і визначаються передаточні числа динамічного ряду. Зокрема, у разі п'ятиступінчастої коробки передач рекомендовані співвідношення для визначення передаточних відношень проміжних передач записані у вигляді:

$$\frac{u_4}{u_5} \approx \frac{4}{3}; \frac{u_3}{u_4} \approx \frac{3}{2}; \frac{u_2}{u_3} \approx 2,0. \quad (4.11)$$

Для другої передачі передаточне відношення буде становити:

$$u_{km2} = \frac{6,765}{\frac{4}{3}} = 5,07.$$

Решту передач розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.6.

Дана методика дозволяє визначити передаточні числа трансмісії, що забезпечують автомобілю теоретично найкращу прийомистість, однак вона не враховує паливну економічність.

4.3.4 Розрахунок передаточних відношень коробки передач за законом гармонійного ряду

Залежність для визначення передаточних відношень проміжних передач записується у вигляді

$$u_{km} = \frac{u_1}{1 + \frac{(m-1) \cdot (u_1 - u_5)}{u_5 \cdot (n-1)}}, \quad (4.12)$$

Для другої передачі передаточне відношення буде становити:

$$u_{km2} = \frac{6,76}{1 + \frac{(2-1) \cdot (6,76-1)}{1 \cdot (5-1)}} = 2,77.$$

Решту передач розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.6.

Гармонійний ряд має високу щільність на вищих і недостатню на нижчих передачах, що в умовах інтенсивного міського руху може призвести до зниження розгінних якостей автомобіля.

4.3.5 Розрахунок передаточних відношень коробки передач за мінімальною витратою палива, яка визначалася як [93]

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \cdot \eta_m \cdot \rho_T} \cdot \left(M_a \cdot g \cdot \psi + \frac{K_B \cdot F \cdot V^2}{3,6^2} + \delta_{BP} \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \right), \quad (4.13)$$

де M_a – повна маса автомобіля;

V – швидкість автомобіля;

$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

F – площа проекції автомобіля на площину, що перпендикулярна до поздовжньої осі автомобіля;

K_B – коефіцієнт опору повітря;

α – кут нахилу дороги.

При цьому рівняння для визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля записано у вигляді

$$Uv'_p + v_p = 0. \quad (4.14)$$

У склад виразу (4.14) входить одночасно дві невідомі – передаточне відношення U і швидкість руху автомобіля. Апроксимуючи даний вираз методом найменших квадратів, отримано функцію для визначення передаточних відношень за умовою мінімальної витрати палива

$$u_{km} = \frac{13,87}{V_{авт}^{0,54}}, \quad (4.15)$$

де $V_{авт}$ – значення оптимальних швидкостей на кожній передачі, км/год.

Значення оптимальних швидкостей на кожній передачі $V_{авт}$ визначається за законом арифметичної прогресії [93], що задає щільність ряду від нижчих до вищих ступенів.

$$V_{авт} = V_n - (m - 1) \cdot \frac{V_n - V_k}{n - 1}, \quad (4.16)$$

де V_n – максимальна швидкість руху автомобіля на 1-й передачі, км/год; за обраних передаточних числах трансмісії автомобіля $V_n = 8,2$ км/год;

V_k – максимальна швидкість руху автомобіля, $V_k = 78,84$ км/год.

Виходячи з цього, величина швидкості на другій передачі, км/год, буде становити

$$V_{авт2} = 8,2 - (2 - 1) \times \frac{8,2 - 78,84}{5 - 1} = 25,86.$$

Решту значень розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Значення оптимальних швидкостей на кожній передачі.

Межа розподілу	$V_{авт1}$	$V_{авт2}$	$V_{авт3}$	$V_{авт4}$	$V_{авт5}$
Швидкість, км/год	8,2	25,86	43,52	61,18	78,84

Для другої передачі передаточне відношення буде становити

$$u_{km2} = \frac{13,87}{25,86^{0,54}} = 2,395.$$

Решту значень розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.6.

4.3.6 Розрахунок передаточних відношень коробки передач за умовою мінімального часу розгону

Для знаходження передаточних значень трансмісії в напрямку забезпечення часу мінімального розгону автомобіля автор [110] використав вираз для знаходження часу розганяння, який визначений з диференціального рівняння руху автомобіля. Виконавши декілька перетворень, знайдено похідну по передаточному показнику від функціоналу часу розгону [89]. Застосувавши апроксимацію, одержано функцію для визначення передаточних відношень за умовою мінімального часу розгону

$$u_{km} = \frac{15,33}{V^{0,54}}, \quad (4.17)$$

Діапазон швидкостей по передачах використаємо із таблиці 4.4.

За відомими значеннями швидкостей розраховуються відповідні значення передаточних відношень трансмісії.

Так, для другої передачі передаточне відношення буде становити:

$$u_{km2} = \frac{15,53}{25,86^{0,54}} = 2,647.$$

Решту значень розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.6.

4.3.7 Розрахунок передаточних відношень коробки передач по аналогії з ідеальною трансмісією

А.А. Токарєв [94] пояснює закономірність розрахунку ряду передаточних відношень шляхом співставлення з ідеальною трансмісією за умови, щоб потужність двигуна під час руху транспортного засобу при зміні швидкості автомобіля через зміну опору руху залишається сталою

$$N_{e\max} \cdot \eta_{mp} = \frac{M_{eN} \cdot \eta_N \cdot U_{TP} \cdot V_{asm}}{r_k}, \quad (4.18)$$

де η_N – коефіцієнт корисної дії трансмісії, $\eta_N = 0,91$;

U_{TP} – загальне передаточне відношення трансмісії на кожній передачі;

$N_{e\max}$ – максимальна потужність двигуна, $N_{e\max} = 46,65$ кВт.

З виразу (4.18) передаточне відношення трансмісії розраховується за формулою

$$U_{mp} = \frac{N_{e\max} \cdot r_d}{M_{eN}} \cdot \frac{1}{V}. \quad (4.19)$$

У випадку ідеальної трансмісії приймаючи величини $N_{e\max}$, M_{eN} , r_d постійними, маємо

$$U_{TP} = \frac{C}{V}, \quad (4.20)$$

де C – постійний коефіцієнт.

Вираз (4.20) аналогічний рівнянню $y = \frac{C}{x}$, це є рівнянням рівносторонньої гіперболи. З отриманого виразу можливо висловити твердження: якщо швидкість транспортного засобу при повному використанні потужності двигуна плавно змінюється в залежності від зміни опору руху, то передаточні значення коробки передач спадають за законом рівносторонньої гіперболи. Тобто передаточні відношення трансмісії будуть ближчі до ідеального значення, чим ближче до гіперболічної залежності зменшення його щільності ступенів.

За визначеним значенням максимальної потужності двигуна, який працює на газогенераторному паливі з урахуванням граничного кута підйому, розраховуємо швидкість руху автомобіля на першій передачі, м/с,

$$V_{N1} = \frac{270 \cdot N_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot k_M}{m_a \cdot g \cdot \lambda_{\max}}, \quad (4.21)$$

де k_M – коефіцієнт пристосовності двигуна по крутному моменту, $k_M=1,2$;

$\lambda_{\max}$ – максимальний приведений коефіцієнт дорожнього опору з урахуванням паливної економичності, $\lambda_{\max}=0,065$.

$$V_{N1} = \frac{270 \cdot 46,565 \cdot 0,91 \cdot 1,2}{3456 \cdot 9,81 \cdot 0,065} = 5,497$$

Діапазон швидкостей від V_{N1} до V_{N5} , м/с ділимо на 5 рівних інтервалів від мінімального до максимального значення швидкості руху транспортного засобу

$$V_{авт} = V_{N5} - (m-1) \cdot \frac{V_{N5} - V_{N1}}{n-1}, \quad (4.22)$$

де V_{N5} – максимальна швидкість руху автомобіля, $V_{N5}=21,9$ м/с.

Значення швидкості для усіх передач заносимо до таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Значення номінальних швидкостей на кожній передачі

Межа розподілу	$V_{авт1}$	$V_{авт2}$	$V_{авт3}$	$V_{авт4}$	$V_{авт5}$
Швидкість, м/с	5,497	9,598	13,698	17,799	21,9

Для визначення передаточних значень застосовують

$$U_n = \frac{C_o}{V_{Nn}}, \quad (4.23)$$

де C_0 – постійний коефіцієнт, $C_0 = 22,828$ [104].

Для другої передачі передаточне відношення буде становити

$$U_{km2} = \frac{22.828}{9,598} = 2,379.$$

Решту значень розраховуємо аналогічно і заносимо до таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Передаточні числа коробки передач, що визначені за різними законами та методиками.

№ п/п	Закон або методика	Передаточні відношення коробки передач				
		U_1	U_2	U_3	U_4	U_5
1	Геометрична прогресія	6,76	4,192	2,6	1,612	1
2	Арифметична прогресія	6,76	5,32	3,88	2,44	1
3	Динамічний ряд	6,76	5,07	3,38	1,69	1
4	Гармонічний ряд	6,76	2,77	1,742	1,271	1
5	Мінімізація витрат палива	6,76	2,395	1,808	1,504	1
6	Мінімізація часу розгону	6,76	2,647	1,998	1,663	1
7	Методика Токарева	6,76	2,379	1,666	1,283	1
8	Стандартний ряд КПП	4,050	2,340	1,395	1,000	0,849

На рис. 4.3 наведено графічне відображення значень передаточних відношень коробок передач, визначених за різними законами і методиками.

Описані закони і методики забезпечують відповідні високі показники техніко-експлуатаційних властивостей у відповідних умовах експлуатації, причому жоден із представлених законів та методик не забезпечують одночасно оптимальних значень тягово-швидкісних властивостей. Крім того, оптимальний ряд передаточних відношень повинен забезпечувати і кращі показники паливної економічності.

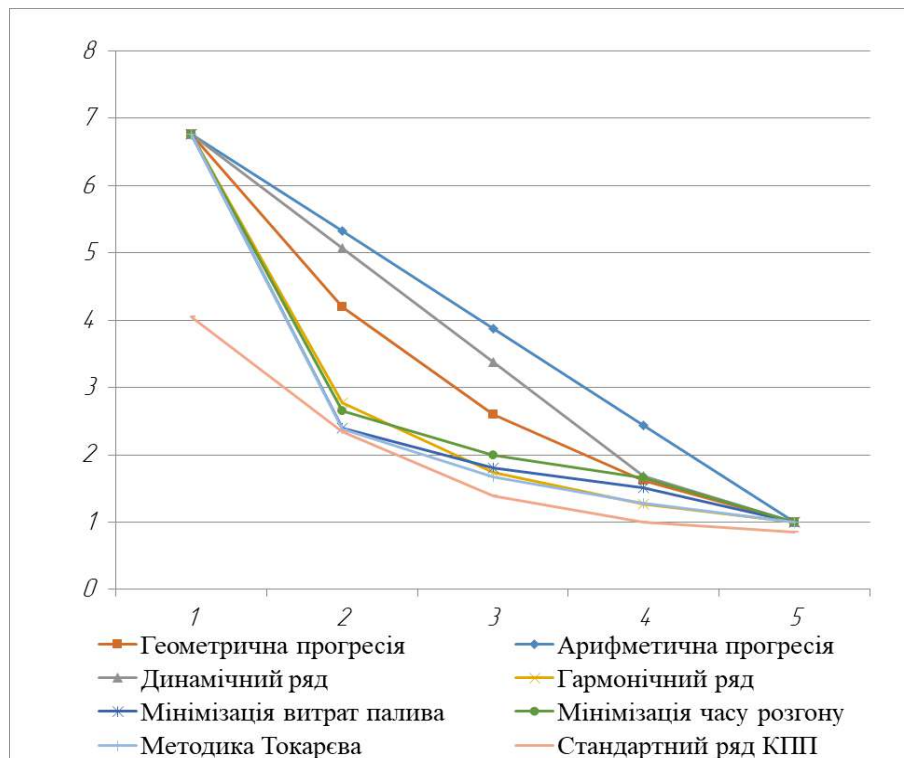


Рисунок 4.3 – Графічне відображення значень передаточних відношень визначених за різними законами і методиками

4.4 Вибір раціональних передаточних відношень коробки передач автомобіля, двигун якого працює на ГПП

Розглянуті закони і методики, а також результати багатьох дослідницьких робіт забезпечують окремі високі показники техніко-експлуатаційних властивостей у конкретних умовах експлуатації, причому жоден з законів та жодна з методик не забезпечують одночасно кращі показники як тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності. Тому при оптимізації передаточних відношень трансмісії різні дослідники використовують різні критерії та показники техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів, але єдиного загальноприйнятого набору показників немає. Кожний метод або закон визначення передаточних відношень унікальний і має свої переваги і недоліки, тому при проектуванні трансмісії модернізованого або нового транспортного засобу необхідно враховувати усі можливі шляхи поліпшення як тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності.

У роботі [116] при виборі типу автомобіля-тягача із ряду існуючих для автопоїздів категорії N3+O4 запропоновано підхід, що базується на порівнянні показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності конкретного тягача з ідеальним, показники якого є кращими із усіх автомобілів, що розглядаються. Ця методика може бути використана і при виборі оптимального ряду передаточних відношень трансмісії автомобіля, двигун якого працює на ГГП.

У нормативних документах та технічній літературі рекомендуються такі показники тягово-швидкісних властивостей ТЗ [72]:

1. Швидкісна характеристика "розгін-вибіг".
2. Швидкісна характеристика на останній і передостанній передачах.
3. Швидкісна характеристика на дорозі зі змінним поздовжнім профілем.
4. Максимальна швидкість.
5. Прискорення при розгоні.
6. Умовна максимальна швидкість.
7. Час розгону на шляху 400 і 1000 м.
8. Час розгону до заданої швидкості.
9. Мінімальна стійка швидкість.
10. Максимальний долаємий підйом.
11. Усталена швидкість на затяжних підйомах.
12. Сила тяги на гаку.
13. Довжина динамічно долаємого підйому.

Кожний показник тягово-швидкісних властивостей характеризує поведінку ТЗ в одному з режимів руху, а в сукупності вони визначають середню швидкість, котра є узагальнюючим показником тягово-швидкісних властивостей. Цю швидкість використовують при порівняльній оцінці транспортних засобів при їх переобладнанні шляхом заміни двигуна або при переведенні штатного двигуна на інший вид палива.

Вище наведені показники тягово-швидкісних властивостей при роботі двигуна автомобіля на бензині і ГГП визначимо за методикою, наведеною в

роботі [72]. Основні розрахункові формули для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля наведені у табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Основні розрахункові формули для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля [72]

Параметр	Розрахункова формула
1	2
Рівняння руху при розгоні	$\frac{dV}{dt} m_a \delta_o = a_i V^2 + b_i V + c_i$
Час розгону, с	$\tau = M_a \delta_o \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i}$
Шлях розгону, м	$S = m_a \cdot \delta_o \cdot \left\{ \frac{1}{2a_i} \ln \left a_i V^2 + b_i V + c_i \right \right _{V_H}^{V_K} - \frac{b_i}{2 \cdot a_i} \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right\}$
Рівняння руху при вибігу	$\frac{dV}{dt} \cdot m_a \cdot \delta'_o = -m_a \cdot g(f_0 K_f V) - K_B \cdot F \cdot V^2 - P_{fx}$
Мінімальна усталена швидкість, м/с	$V_{\min y} = -\frac{m_a g f_0 A_i - K_B F C_i}{m_a g K_f A_i - K_B F B_i} + \sqrt{\left(\frac{m_a g f_0 A_i - K_B F C_i}{m_a g K_f A_i - K_B F B_i} \right)^2 - \frac{m_a g (f_0 B_i - K_f C_i)}{m_a g K_f A_i - K_B F B_i}}$
Максимальна швидкість, м/с	$V_{\max} = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}$
Середня швидкість на швидкісній дорозі, м/с	$V_c = \frac{\sum S_i}{\sum t_i}$
Максимальне прискорення при розгоні, м/с ²	$j_{\max} = \frac{1}{G_a \delta_i} \left(c_i - \frac{b_i^2}{4a_i} \right)$
Середнє прискорення при розгоні, м/с ²	$j_{cpi} = \frac{1}{G_a \delta_i} \left[\frac{a_i}{3} (V_K^2 + V_K V_H + V_H^2) + \frac{b_i}{2} (V_K + V_H) + c_i \right]$
Максимальний долаємий підйом	$\sin \alpha_{\max} = \frac{1}{G_a \delta} \left(C_i - G_a g f_0 \cos \alpha - \frac{(B_i - G_a g K_f \cos \alpha)^2}{4A_i} \right)$
Швидкість на підйомі, м/с	$V_{ycm} = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}$

1	2
Максимальна сила тяги на гаку, Н	$P_{\text{KP max}} = C_i - \frac{b_i^2}{4a_i}$
Середня швидкість на маршруті, м/с	$V_c = \frac{0,27 N_{\text{yd}} \eta_m \sum_{i=1}^n K_i d_i}{\frac{\gamma_{\text{piN}} \sum K_i d_i}{l_i}}$
Коефіцієнти рівнянь	$a_i = A_i - K_B \cdot F, \quad b_i = B_i - K_f \cdot m_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_a \cdot m_a \cdot g;$ $A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_\partial r_\kappa^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_\partial \cdot r_\kappa}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_\partial},$ $a = \frac{M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$ $b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min}) \cdot M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$ $c = \left(M_{e\min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e\max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right);$ $\delta_i = l + \sigma_l \times u_{ki}^2 + \sigma_2;$ $P_{fx} = (2 + 0,025 \cdot V) \cdot m_a \cdot g \cdot 10^{-3}, \quad \text{Н}$ f_0 – коефіцієнт опору кочення за швидкості 1 м/с; f_a – коефіцієнт опору кочення при заданій швидкості; K_f – коефіцієнт, що враховує приріст коефіцієнта f від швидкості руху; K_B – коефіцієнт опору повітря; F – площа поперечного перерізу автобуса; m_a – маса автобуса; g – прискорення вільного падіння; V_K, V_H – кінцева і початкова швидкість в процесі розгону; $N_{\text{уд}}$ – питома потужність автобуса; η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії; K_i – відносний шлях руху автобуса на i-ій передачі γ_{piN} – питома тягова сила на i-ій передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності; l_i – коефіцієнт, що враховує тип закону розподілу швидкості на передачі; $d_i = \frac{V_i}{V_{i-1}},$ V_i, V_{i-1} – максимальні швидкості на i-ій та $i-1$ передачах.

У відповідності з наведеним алгоритмом розрахунку визначені показники тягово-швидкісних властивостей автобуса, двигун якого працює на ГПП, за різних передаточних відношень трансмісії, табл. 4.8.

Таблиця 4.8 – Показники тягово-швидкісних властивостей автобуса БАЗ-2215

№	Назва показника	Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії								
		1	2	3	4	5	6	7	8	Еталон
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	час розгону до $V=21,9$ м/с, с	256	266	244	271	249	241	249	378	241
	шлях розгону до $V=21,9$ м/с, м	4529	4628	4335	4668	4370	4302	4420	6489	4302
2	час розгону на останній передачі, с	217	235	191	223	190	186	182	233	182
	шлях розгону на останній передачі, м	4188	4428	3798	4122	3762	3695	3623	4592	3623
	час розгону на передостанній передачі, с	16	13	33	24	36	27	36	119	13
	шлях розгону на передостанній передачі, м	207	128	450	273	502	418	570	1768	128
3	максимальна швидкість, м/с	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9
4	тах. прискорення при розгоні, м/с^2	0,805 (II)	0,799 (II)	0,804 (II)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,805
6	час розгону на шляху:									
	250 м, с	33	34	34	38	37	33	35	39	33
	750 м, с	64	68	65	67	65	63	66	80	63
	1150 м, с	97	107	90	102	94	87	97	100	87

Продовження таблиці 4.8.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7	максимальний долаємий підйом, %	26,4							24,3	26,4
8	усталена швидкість на затяжних підйомах (3 %), м/с	11,74	8,15	11,92	14,76	13,02	11,87	14,32	8,65	14,76
9	мах. сила тяги на гаку, Н	9640							8775	9640
10	середня швидкість руху ($m_\psi=0,02$, $\sigma_\psi=0,012$), м/с	13,12	8,85	12,83	15,87	13,91	12,82	15,69	8,76	15,87

Аналіз даних табл. 4.8 показує, що кращі окремі показники тягово-швидкісних властивостей автобуса досягається за різних законів і методик вибору передаточних відношень коробки передач. Тому остаточний вибір необхідно проводити за питомими показниками з урахуванням показників паливної економічності.

4.5 Визначення показників паливної економічності автомобіля, двигун якого працює на ГПП, за різних передаточних відношень трансмісії

4.5.1 Оціночні показники та характеристики паливної економічності автомобіля, двигун якого працює на ГПП, з різними передаточними відношеннями трансмісії

Паливна економічність автомобіля, який працює на газовому паливі, у значній мірі визначається такими показниками, як годинна витрата палива $G_{год}$, $\text{м}^3/\text{год}$ – об'єм палива, що витрачається за одну годину, і питома витрата палива g_e , $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ – об'єм палива, що витрачається за одну годину на одиницю потужності двигуна. Головним вимірником економічності автомобіля у більшості країн Європи є витрата палива в кубах на 100 км шляху (шляхова витрата) Q_s

(м³/100 км), що визначається за паливно-економічними характеристиками в залежності від швидкості руху. У більшості робіт [73, 75, 88, 104–106] цей показник визначається як функція від ефективної питомої витрати палива двигуном g_e (м³/кВт·год) і ефективної потужності двигуна (кВт) на подолання зовнішніх сил опорів руху автомобіля.

У нормативних документах із методів випробувань паливної економічності автотранспортних засобів, зокрема у ГОСТ 20306-90 [73], рекомендуються наступні показники (з розмірністю витрати палива у літрах, віднесеної до 100 км шляху):

1. Паливна характеристика усталеного руху.
2. Контрольна витрата палива.
3. Витрата палива в міському циклі на дорозі.
4. Витрата палива в магістральному циклі на дорозі.
5. Витрата палива в міському циклі на стенді.
6. Паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбкуватій дорозі.

Із наведених вище оціночних показників для автомобіля, двигун якого працює на ГПП (на прикладі автобуса БАЗ, що працює на міських маршрутах), основними можна вважати перші три показники.

4.5.2 Паливна характеристика усталеного руху автомобіля

Паливна характеристика є графічним зображенням залежності витрати палива Q_s , м³/100 км, від швидкості V , км/год., в усталеному русі автомобіля на вищій передачі по горизонтальній дорозі з твердим, гладким покриттям. Паливно-економічну характеристику будуюмо за виразом [72]:

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \eta_m \rho_n} \cdot \left(m_a g \psi + \frac{K_B F V^2}{3,6^2} + \delta_{об} m_a \frac{dV}{dt} \right), \quad (4.24)$$

де $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$ – сумарний коефіцієнт опору дороги,

ρ_n – густина палива.

Для розрахунку витрати палива автобусом необхідно знати питому ефективну витрату палива двигуном q_e , яку обчислюють за даними стендових лабораторних випробувань. У кожному швидкісному режимі випробувань двигуна вимірюють годинну витрату палива $G_{\text{ГОД}}$ та ефективну потужність N , яку розвиває при цьому двигун, тоді $q_e = G_{\text{ГОД}} / N$. За отриманими даними будують навантажувальну характеристику двигуна, яка представляє собою залежність q_e у функції двох аргументів – кутової швидкості ω_e та ступеня використання I потужності двигуна [72].

Відповідно до наведеної роботи ефективна питома витрата палива визначається за простим емпіричним виразом:

$$q_e = q_{eN} \cdot K_{об} \cdot K_I, \quad (4.25)$$

де q_{eN} – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна N_{max} , г/кВт·год.;

$K_{об}$ – емпіричний коефіцієнт, що визначає вплив на значення q_e відносної кутової швидкості X_i обертання колінчастого вала;

K_I – емпіричний коефіцієнт впливу на значення q_e ступеню використання I потужності двигуна.

Середні значення питомої витрати палива q_{eN} , яка відповідає максимальній потужності N_{max} двигуна, залежно від його типу складають: для бензинових двигунів – 330–360 г/кВт·год, для двигуна на ГПП – 0,6–0,9 м³/кВт·год.

Безрозмірний коефіцієнт $K_{об}$ для бензинових і газових двигунів обчислюється за емпіричним рівнянням [72]:

$$K_{об} = 1,25 - 0,99X_i + 0,98X_i^2 - 0,24X_i^3, \quad (4.26)$$

а безрозмірний коефіцієнт K_I – за рівняннями:

$$K_I = 3,27 - 8,22I + 9,13I^2 - 3,18I^3; \quad (4.27)$$

де X_i – відносна кутова швидкість колінчастого вала;

I – ступінь використання потужності двигуна.

Відносна кутова швидкість X_i в рівнянні (4.26) відповідає значенням поточної швидкості V_i руху автобуса, і кутовій швидкості ω_{ei} . Ступінь використання потужності двигуна I дорівнює відношенню фактичної потужності N_i двигуна до тої потужності N' , яку можливо було б досягти двигуном при повній подачі палива і поточній кутовій швидкості ω_{ei} , відповідній до швидкості V_i руху автомобіля, що визначається за швидкісною зовнішньою характеристикою двигуна.

Фактична потужність двигуна визначається як [72]:

$$N = \frac{m_a g (\sin \alpha + f \cos \alpha) V + K_B F V^3 + m_a g \frac{dV}{dt} V}{1000 \eta_m} . \quad (4.28)$$

Наведена вище методика відрізняється високим рівнем осереднення експериментальних даних, які є єдиними взагалі відповідно для бензинових та газових двигунів.

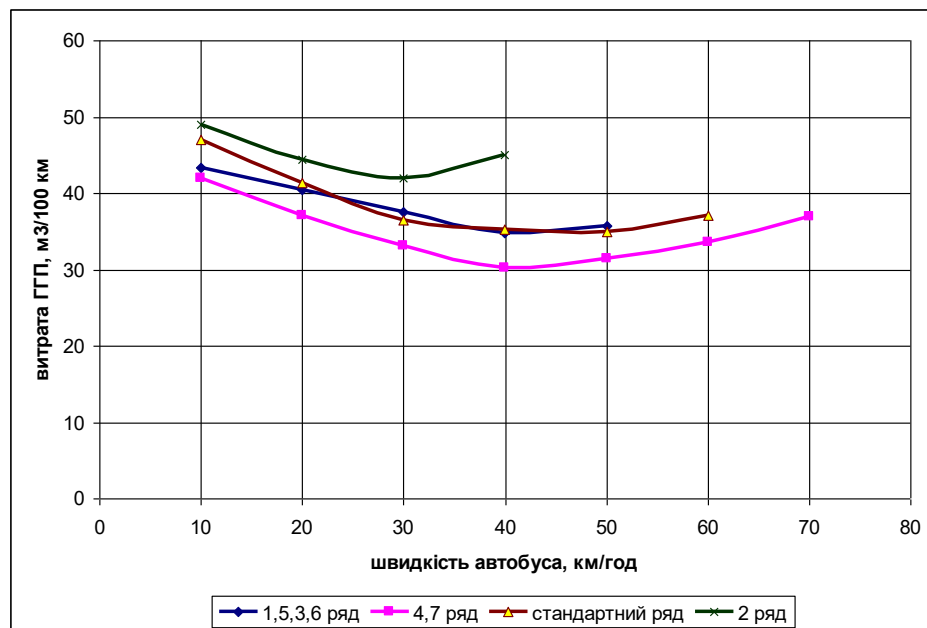
На рис. 4.4 наведена паливна характеристика усталеного руху автобуса БАЗ, двигун якого працює на ГПП при використанні різних коробок передач при $\psi=0,03$.

Аналіз наведених залежностей на рис. 4.4 показує, що кращі показники паливної економічності автомобіля за паливною характеристикою усталеного руху автобуса досягаються при виборі передаточних відношень трансмісії автомобіля за гармонійним рядом і методикою А.А. Токарева. Тому розглянемо додатково контрольну витрату палива і витрату палива у міському їздовому циклі.

4.5.3 Контрольна витрата палива автобуса

Контрольна витрата палива визначається при фіксованих умовах випробувань відповідно з діючими нормативними документами. Її чисельне значення певною мірою характеризує можливий мінімальний рівень витрат палива автомобілем при його випробуваннях.

Контрольна витрата палива визначається за величини повної маси автобуса за паливною характеристикою усталеного руху при $\psi=0,02$, табл.4.8.



1 – геометрична прогресія, 2 – арифметична прогресія, 3 – динамічний ряд, 4 – гармонічний ряд, 5 – мінімізація витрат палива, 6 – мінімізація часу розгону, 7 – методика А.А. Токарева, 8 – стандартний ряд КПП

Рисунок 4.4 – Паливна характеристика усталеного руху автобуса БАЗ-2215, двигун якого працює на ГПП при використанні різних коробок передач

4.5.4 Визначення витрати палива автобуса в міському циклі на дорозі

Найбільш повно методика як розрахунків, так і випробувань відображена у ГОСТ 20306-90. Дорожні ділянки для вимірювань витрати палива в міському циклі мають бути прямолінійними, горизонтальними, із цементно- або асфальтобетонним гладким, сухим і чистим покриттям. Швидкісні режими руху нормуються оперативною картою та графічною схемою усього циклу для кожного типу автомобіля. Характерним є включення до циклу типових фаз руху: розгін; усталена швидкість; сповільнення за допомогою двигуна або гальмівної системи; повна зупинка. Послідовне виконання названих фаз (операцій) встановлено через певні відстані шляху, рис. 4.5.

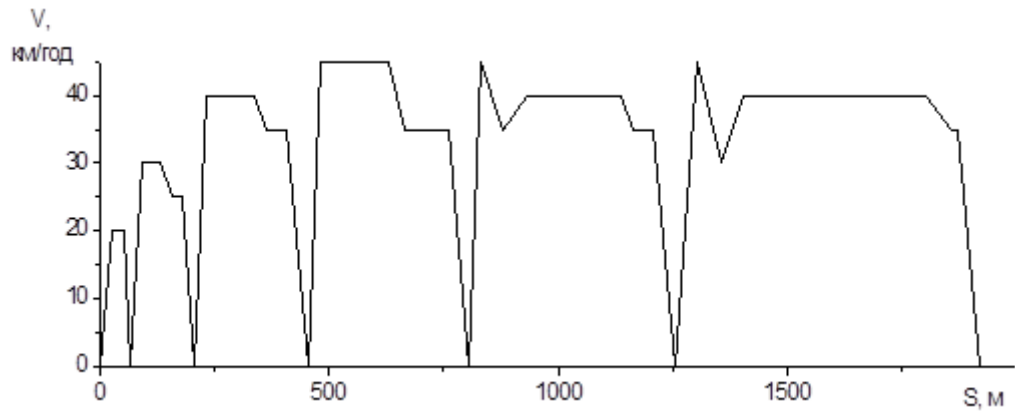


Рисунок 4.5 – Схема міського їздового циклу для міських автобусів

Для розрахункового визначення витрати палива автобусом у різних фазах руху скористаємося методикою, запропонованою Я.Є. Фаробіним, яка розглянута в роботі [72].

У відповідності до названої роботи визначимо витрату палива автомобілем у неусталеному та усталеному рухах, а також за повного і часткового використання потужності двигуна.

4.5.4.1 Витрата палива при неусталеному русі за повного використання потужності двигуна

Витрата палива при неусталеному русі за повного використання потужності двигуна визначається за виразом [72]:

$$Q = G_a \delta \times \left[a_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{V^2 dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} + \right. \\ \left. + b_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{V dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} + c_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right], \quad (4.29)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує приріст сил інерції поступальних мас автомобіля за рахунок його обертових мас на відповідній передачі;

a_{Qc} , b_{Qc} , c_{Qc} – коефіцієнти рівняння, яким апроксимує залежність секундної витрати палива двигуном від частоти обертання колінчастого вала;

a_i, b_i, c_i – коефіцієнти правої частини диференційного рівняння руху автомобіля (табл. 4.7).

За наявності швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, на якій нанесена залежність питомої витрати палива від частоти обертання, коефіцієнти a_{Qc}, b_{Qc}, c_{Qc} визначаються за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа (методика визначення цих коефіцієнтів аналогічна методиці визначення коефіцієнтів апроксимуючого полінома для крутного моменту двигуна).

При відсутності експериментальної залежності $q_e=f(\omega_e)$ останню розраховують за виразом [72]

$$q_e = (1,05 \dots 1,15) q_{e_{min}} \cdot K_\omega,$$

де

$$K_\omega = 1,23 - 0,792 \frac{\omega_e}{\omega_N} + 0,56 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2.$$

Після визначення величини q_e за допомогою формули $Q_0 = q_e \cdot N_e$ визначаємо годину витрату палива за певної частоти обертання колінчастого вала двигуна. Аналітично ця залежність описується поліномом другого ступеня

$$Q_0 = a_Q \omega_e^2 + b_Q \omega_e + c_Q. \quad (4.30)$$

За годинною витратою палива визначаємо секундну витрату палива

$$Q_c = a_c V^2 + b_c V + c_c, \quad (4.31)$$

де

$$a_c = \frac{a_Q u_i^2}{3600 r_k^2}; b_c = \frac{b_Q u_i}{3600 r_k}; c_c = \frac{c_Q}{3600}.$$

u_i – передаточне відношення трансмісії автомобіля на i -ій передачі;

V – поточна швидкість руху автомобіля.

Витрата палива при усталеному русі автомобіля і повному використанні потужності двигуна визначається за формулою [72]

$$Q_{so} = 7,7 \frac{a_Q u^2}{r_k^2 \rho} V_a + 27,8 \frac{b_Q u}{r_k \rho} + 100 \frac{c_Q}{\rho V_a} \quad (4.32)$$

4.5.4.2 Витрата палива при частковому використанні потужності двигуна

Найбільша вірогідність розрахунку витрати палива при частковому використанні потужності двигуна досягається при двох вихідних графіках залежності крутного моменту і годинної витрати палива від кутової швидкості вала двигуна і положення органа керування подачею палива. Зазначені характеристики дозволяють установити зв'язок між годинною витратою палива при частковій Q і повній Q_o подачах палива для досліджуваного діапазону кутових швидкостей вала двигуна [72]. Для цього спочатку будемо залежність $K_Q = Q/Q_o$ від коефіцієнта використання потужності двигуна $K_u = M/M_o$ для відповідних кутових швидкостей вала двигуна (K_u – відношення крутних моментів при неповній і повній подачах палива для визначених кутових швидкостей вала двигуна).

Залежність $K_Q = f(K_u)$ апроксимується рівнянням квадратного тричлена виду

$$K_Q = a_{ки} K_u^2 + b_{ки} K_u + C_{ки}, \quad (4.33)$$

коефіцієнти $a_{ки}$, $b_{ки}$, $C_{ки}$, якого знаходимо за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа для трьох відомих точок залежності $K_Q = f(K_u)$ або обчислюємо за допомогою формул, рекомендованих А.С. Литвиновим [72]:

$$a_{ки} = 0,475; b_{ки} = 0,4275; C_{ки} = 0,0975. \quad (4.34)$$

Оскільки розгін автобуса за діючими нормативами відбувається при повній подачі палива, у корекції формули (4.33) немає необхідності. При сталій швидкості руху витрата палива при частковому навантаженні двигуна визначається за формулами:

$$\begin{aligned} Q_i &= Q_{oc} K_Q, \\ Q_{si} &= Q_{so} K_Q, \end{aligned} \quad (4.35)$$

в яких K_Q підраховується по формулі (4.33), а коефіцієнт використання потужності двигуна – за формулою:

$$K_C = \frac{G_a g(f_o + K_f V) + K_v F V^2}{A_i V^2 + B_i V + C_i} \quad (4.36)$$

Середню витрату палива на заданому маршруті, опір руху якого визначається нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху, визначаємо за формулою [72]

$$q_{кр} = \frac{1}{\rho_m} \times \sum_{i=1}^n \frac{Q_{Ticp} \times k_i}{V_{icp}}, \quad (4.37)$$

де ρ_m – густина палива;

Q_{Ticp} – середня витрата палива на i -ій передачі;

k_i – відносний шлях руху автомобіля на i -ій передачі;

V_{icp} – середня швидкість руху автомобіля на i -ій передачі.

Відносний шлях руху та середня швидкість руху автомобіля на i -ій передачі визначаються за формулами табл. 4.7.

Середня годинна витрата палива на i -ій передачі визначається як

$$Q_{Ticp} = \frac{\int_{Q_{Tmin}}^{Q_{Tmax}} Q_T f(Q_T) dQ_T}{\int_{Q_{Tmin}}^{Q_{Tmax}} f(Q_T) dQ_T}, \quad (4.38)$$

де Q_{Ticp} – поточне значення витрати палива, кг;

$f(Q_T)$ – закон розподілу витрати палива на i -ій передачі.

Приймаючи поточне значення та закон розподілу витрати палива на i -ій передачі з роботи [72], визначаємо середньокілометрову витрату палива автомобілем у заданих умовах експлуатації, табл. 4.9.

Аналіз даних, табл. 4.9, показує, що за часом виконання міського їздового циклу найкращі показники притаманні автобусу, передаточні відношення коробки передач визначені за динамічним рядом, найгірші – автобусу, передаточні відношення коробки передач визначені за методикою А.А. Токарева. Пояснюється це тим, що при незначній швидкості виконання циклу, де рух автомобіля здійснюється на нижчих передачах, прискорення автобуса БАЗ на другій, третій передачах, передаточні відношення коробки передач визначені за законом динамічного ряду, значно вищі за прискорення цього ж автомобіля, але з другими коробками передач.

Таблиця 4.9 – Витрата палива і час проходження циклу автобусом БАЗ-2215 за різних передаточних відношень коробки передач

Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії	Контрольна витрата ГПП, м ³ /100 км	Середня кілометрова витрата ГПП, м ³ /км	Час виконання циклу, с
1	33,6	0,475	237
2	37,8	0,556	235
3	32,9	0,469	229
4	30,8	0,432	243
5	32,8	0,455	232
6	32,7	0,444	242
7	30,8	0,431	249
8	35,3	0,543	281

За показником паливної економичності в міському їздовому циклі найкращі результати забезпечені автобусом, передаточні відношення коробки передач визначені за методикою А.А. Токарева і гармонійного ряду, найгірші – автобусу, передаточні відношення коробки передач визначені за законом арифметичної прогресії. Пояснюється це тим, що при виборі передаточних відношень за методикою А.А. Токарева і гармонійного ряду основна частина шляху здійснюється на вищих передачах, де щільність ряду названого закону вища у порівнянні з іншими.

У табл. 4.10 наведені значення показників паливної економичності автобуса БАЗ-2215, двигун якого працює на ГПП, за різних передаточних відношень трансмісії, а у табл. 4.11 – відносні значення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економичності, які визначалися як відношення показника за даного закону вибору передаточних відношень до кращого із усіх розглянутих законів і методик.

Таблиця 4.10 – Показники паливної економічності автобуса БА3-2215

№	Назва показника	Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії								
		1	2	3	4	5	6	7	8	Еталон
1	контрольна витрата ГПП, м ³ /100 км	33,6	37,8	32,9	30,8	32,8	32,7	30,8	35,3	30,8
2	середня кілометрова витрата ГПП, м ³ /км	0,475	0,556	0,469	0,432	0,455	0,444	0,431	0,543	0,431

Таблиця 4.11 – Відносні показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автобуса БА3-2215

№	Назва показника	Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії								
		1	2	3	4	5	6	7	8	Еталон
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	час розгону до V=21,9 м/с, с	0,94	0,91	0,99	0,89	0,97	1,00	0,97	0,64	241
	шлях розгону до V=21,9 м/с, м	0,95	0,93	0,99	0,92	0,98	1,00	0,97	0,66	4302
2	час розгону на останній передачі, с	0,84	0,77	0,95	0,82	0,96	0,98	1,00	0,78	182
	шлях розгону на останній передачі, м	0,87	0,82	0,95	0,88	0,96	0,98	1,00	0,79	3623
	час розгону на передостанній передачі, с	0,81	1,00	0,40	0,54	0,36	0,48	0,36	0,11	13
	шлях розгону на передостанній передачі, м	0,62	1,00	0,28	0,54	0,25	0,61	0,42	0,01	128
3	максимальна швидкість, м/с	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	21,9
4	тах. прискорення при розгоні, м/с ²	1,00	0,99	1,00	0,93	0,93	0,93	0,93	0,82	0,804
5	час розгону на шляху:									
	250 м, с	1,00	0,97	0,97	0,87	0,89	1,00	0,94	0,85	33
	750 м, с	0,98	0,93	0,97	0,94	0,97	1,00	0,95	0,79	63
	1150 м, с	0,90	0,81	0,97	0,85	0,93	1,00	0,90	0,87	87

Продовження таблиці 4.11.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
6	максимальний долаємий підйом, %	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,92	26,4
7	усталена швидкість на затяжних підйомах (3%), м/с	0,78	0,55	0,81	1,00	0,88	0,80	0,97	0,59	14,76
8	тах. сила тяги на гаку, Н	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,91	9640
9	середня швидкість руху, м/с	0,82	0,54	0,81	1,00	0,88	0,81	1,00	0,55	15,87
10	сумарний відносний показник тягово-швидкісних властивостей	13,61	13,22	13,09	13,18	12,96	13,59	13,61	10,29	
11	контрольна витрата ГПІ, м ³ /100 км	0,92	0,81	0,94	1,00	0,94	0,94	1,00	0,87	30,8
12	середня кілометрова витрата ГПІ, м ³ /км	0,91	0,78	0,92	1,00	0,95	0,97	1,00	0,79	0,431
13	сумарний відносний показник	15,44	14,81	14,95	15,18	14,85	15,50	15,61	11,95	

Аналіз даних табл. 4.11 показує, що кращі показники тягово-швидкісних властивостей автобуса досягається за умови, що передаточні відношення коробки передач визначені за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева, а з урахуванням показників паливної економічності – за законом геометричної прогресії, методикою А.А. Токарева і мінімізацією часу розгону. Так сумарний відносний показник тягово-швидкісних властивостей при виборі передаточних відношень за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева збільшується на 24,4 %, контрольна витрата палива і витрата палива в міському їздовому циклі при виборі передаточних відношень за законом гармонійного ряду і методикою А.А. Токарева зменшується відповідно на 12,7 % і

20,6 %. Таким чином, можна вважати, що кращою методикою вибору передаточних відношень трансмісії автомобіля, двигун якого працює на ГПП, є методика А.А. Токарева. При цьому збереження трансмісії автобуса без змін значно погіршує як показники тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності. Це ще раз підтверджує необхідність створення нових трансмісій для автомобілів і автобусів, двигуни яких працюють на ГПП, кількість яких із року в рік буде неухильно зростати.

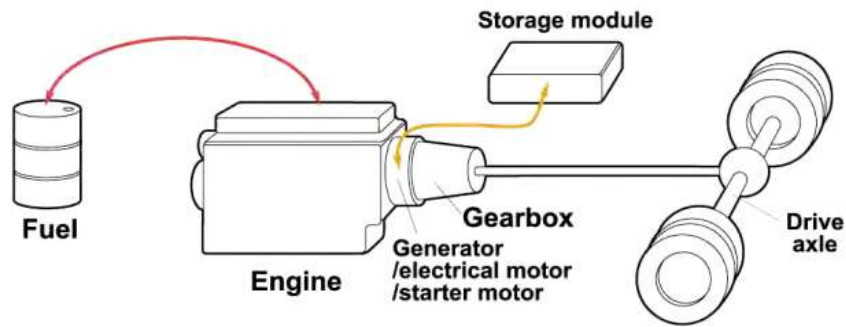
4.6 Перспективи використання ГПП на міському транспорті

Переведення двигунів внутрішнього згоряння (як стаціонарних, так і транспортних) на генераторні гази дозволить значно зменшити забруднення атмосфери відпрацьованими газами (менші викиди і безпечніший їх склад). Це можна прослідити на прикладі шведської компанії «SL».

Починаючи ще з 1989 року міський перевізник компанія «SL» намагалась ввести в експлуатацію автобуси, які б працювали на етанолі. Тепер вона має найбільший у світі автобусний парк, який використовує як паливо етанол або біогаз. У 2003 році «SL» заключила договір із «Hammarby Sjöstadsverk» CBG і на початок 2004 року переобладнала 21 автобус для роботи на біогазі, які перевозять пасажирів по місту Стокгольму. На кінець 2012 р. (завершення мого стажування у Швеції) автопарк, який працював на CBG, складав 159 автобусів. На теперішній час близько 700 автобусів працюють на основі відновлюваних джерел енергії.

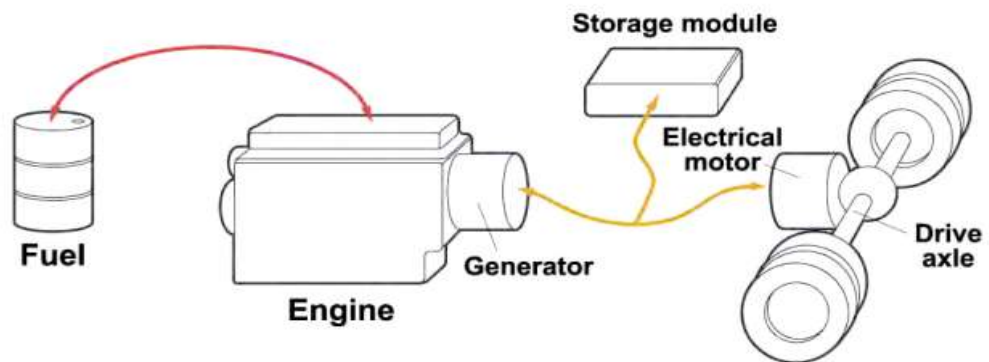
Усі автобуси мають гібридний привод, конструкцію якого зображено на рисунках 4.6 та 4.7.

Привод, що зображений на рисунку 4.6, легко інтегрується в автобуси серійного виробництва, які призначені для роботи в гористій місцевості. Схема, що наведена на рис. 4.7, ідеально підходить для міського руху, тому що має безступінчастий електропривод.



Fuel – паливо, Engine – двигун внутрішнього згоряння, Gearbox – коробка передач, generator / Electrical motor / starter motor – генератор / електродвигун / стартер, Storage module – модуль зберігання, Drive axle – ведучий міст

Рисунок 4.6 – Напівгібридний привід



Fuel – паливо, Engine – двигун внутрішнього згоряння, Generator – генератор, Storage module – модуль зберігання, Electrical motor – електромотор, Drive axle – ведучий міст

Рисунок 4.7 – Повногібридний привід

На рис. 4.8 представлено розташування основних елементів гібридного автобуса Scania: Energy storage Electrical AC – електричний енергоакумулятор; Powertrain module – силовий та трансмісійний модуль; 80 % standard bus parts – 80 % стандартних частин автобуса; Flexible interior – гнучкий інтер'єр автобуса; Space for gas tanks – простір для газових балонів; Central driving position – місце розташування водія. Реальний вигляд на фото гібридного автобуса Scania (рис. 4.9).

При використанні CBG автобуси оснащуються 8 балонами ємністю 95 або 118 л кожен. При обсязі балонів 944 л запасу газу вистачить до 500 км.

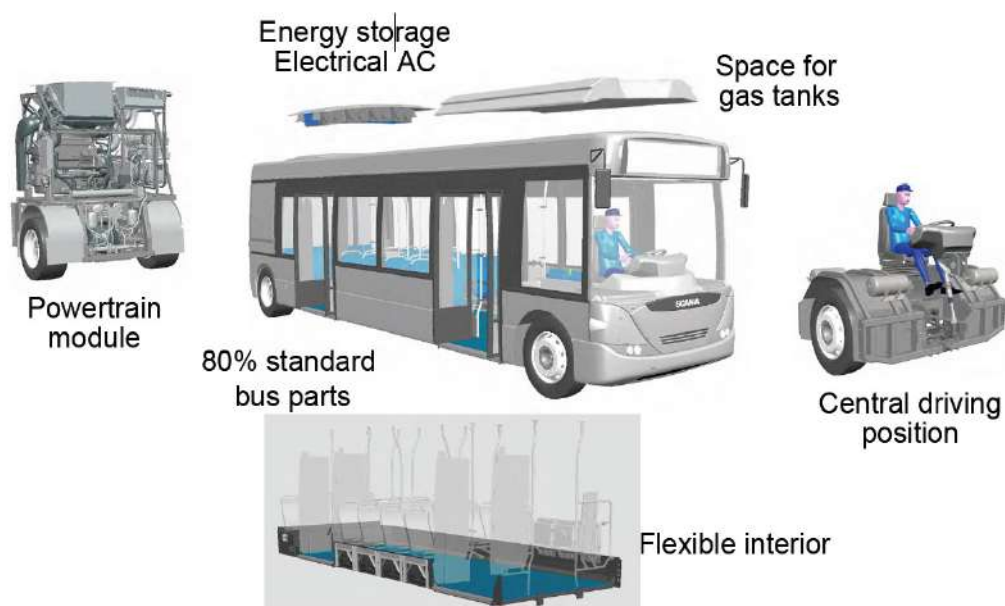


Рисунок 4.8 – Концепція гібридного автобусу Scania



Рисунок 4.9 – Гібридний автобус Scania

Компанія Scania на початку 2019 року представила новий газовий двигун потужністю 410 к.с. (рис. 4.10 та 4.11), технічні характеристики якого наведено у таблиці 4.4, який доповнив лінійку уже існуючих газових силових установок

компанії, раніше представлених 9-літровими 5-циліндровими агрегатами потужністю 280 і 340 к.с. Новий двигун прийшов на заміну для тягачів, автобусів і вантажівок серій Scania G і R, що працюють на CNG, CBG і LNG.

Газовий двигун Scania V-подібний, восьми циліндровий, працює за принципом Отто, з іскровим запалюванням 24 В.

Завдяки модульній системі побудови двигунів Scania багато компонентів двигунів, що працюють на CNG, CBG і LNG, запозичені з дизелів, що робить їх одночасно ефективними і простими в обслуговуванні та ремонті.



Рисунок 4.10 – Двигун Scania OC16 071A

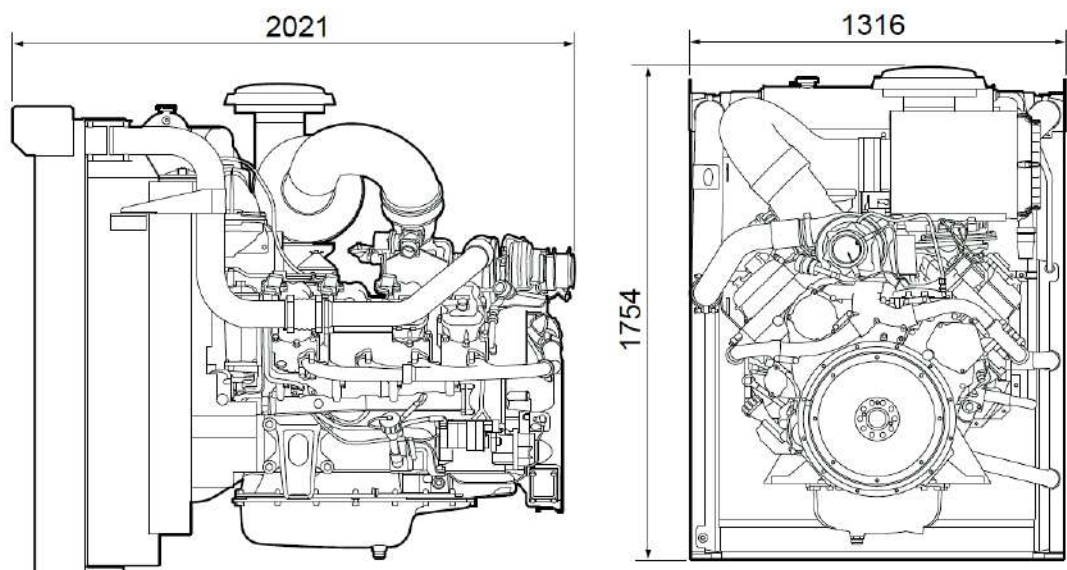


Рисунок 4.11 – Двигун Scania OC16 071A

У табл. 4.12 PRP (Prime power) – основна потужність для безперервної роботи при різному навантаженні. Максимальний середній коефіцієнт навантаження 70 % від номінальної потужності протягом 24 годин роботи.

COP (Continuous power) – номінальна потужність: для безперервної роботи при постійному навантаженні протягом необмеженої кількості годин на рік.

Таблиця 4.12 – Технічні дані двигун Scania OC16 071A

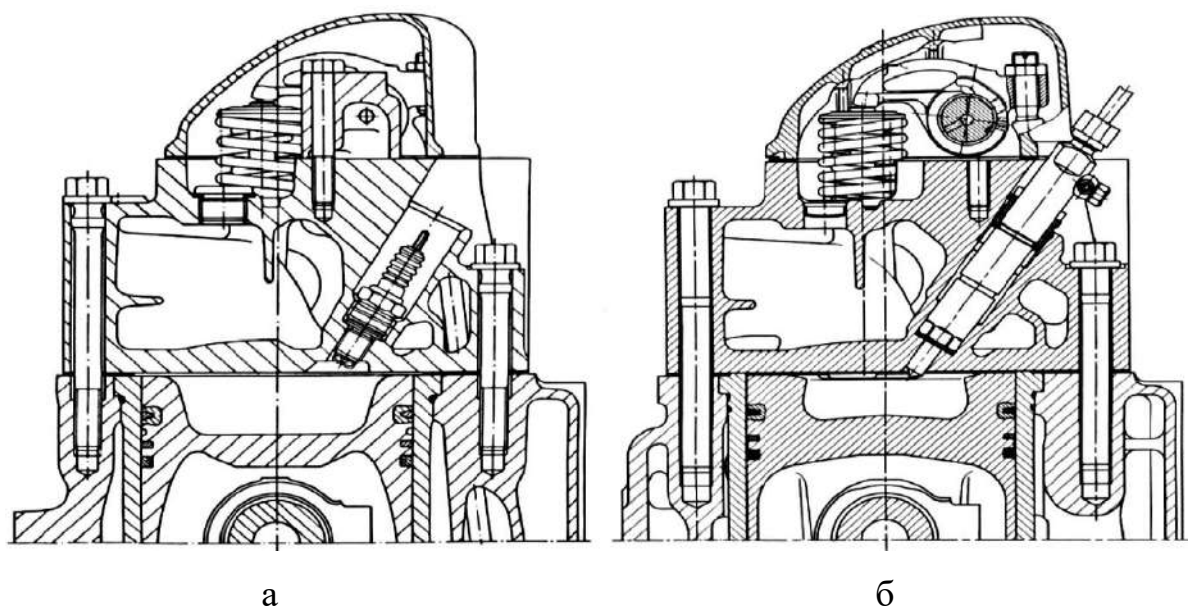
Характеристика, розмірність	1500 хв ⁻¹		1800 хв ⁻¹	
	PRP	COP	PRP	COP
Повна потужність, кВт	407	330	426	350
Найбільший крутний момент, Н·м	2591	2101	2260	1857
Механічна ефективність, %	40	40	39	39
Витрата палива при повному навантаженні, м ³ /кВт·год	0,48	0,51	0,49	0,53
Витрата повітря, кг/хв	32	27	35	29
Тиск у впускному колекторі, бар	1,8	1,3	1,6	1,1
Падіння тиску в охолоджувачі повітря, бар	0,2	0,2	0,2	0,2
Температура повітря, °С: перед охолоджувачем повітря; нижче по ходу охолоджувача повітря.	188 50	156 42	166 46	140 40
Потік відпрацьованих газів, кг/хв	34	28	36	30
Температура відпрацьованих газів, °С	487	473	515	509

Конкурентом Scania у використанні CBG є концерн MAN. Його концепція полягає у переобладнанні дизелів на двигуни з іскровим запалюванням (рисунок 4.12), для того щоб використовувати CNG, з перспективою до CBG.

Газовий двигун, рис.4.12а, відрізняється від дизеля, рис. 4.12б, наявністю свічки запалювання і спеціальною камерою згорання з меншим ступенем стиснення. Крім того, відмінністю даних двигунів є:

- електронне послідовне впорскування газу;
- керування потужністю за допомогою дросельної заслінки з електроприводом;
- транзисторна система запалювання з стаціонарним розподілом високої напруги та датчиком детонації;
- водоохолоджуваний колектор вихлопних газів.

Технічні характеристики вказаної серії двигунів наведено в таблиці 4.13.



а – двигун серії E 0836 LON04; б – двигун серії D 0836

Рисунок 4.12 – Двигуни серії E 0836 LON04 і D0836

Таблиця 4.13 – Технічні характеристики двигунів серії E 0836 LON

Параметр	E 0836 LON		
	04	05	06
Принцип спалювання	4 – тактний Отто, з турбонаддувом і проміжним охолодженням та з $\Lambda = 1$		
Кількість циліндрів, розташування	6 циліндровий, рядний		
Діаметр циліндра, хід, мм	108/125		
Ступінь стиску	11:1		
Потужність та крутний момент:			
Максимальна потужність, кВт	206	184	162
При номінальній частоті обертання, хв^{-1}	2000		
Максимальний крутний момент, Н·м	1000	850	750
При частоті обертання, хв^{-1}	900–1900	900–2000	900–2000
Витрати палива, г/кВт·год	199	200	204
Викиди відпрацьованих газів	Euro VI		

Наведені технічні характеристики газових двигунів дозволяють прогнозувати їх широке використання на автомобільному транспорті завдяки їх високим техніко-економічним параметрам та екологічності.

Висновки по розділу 4

1. Показано, що ідентичність показників тягових властивостей, а саме подолання максимального опору руху можливе шляхом збільшення загального передаточного відношення трансмісії на величину, що дорівнює відношенню максимальних крутних моментів базового двигуна, що працює на бензині, і двигуна, що працює на ГПП. Це відношення складає 1,75. Проте, з точки зору швидкісних властивостей автомобіля, це відношення дещо інше і складає 1,25, що значно менше відношення за тяговими властивостями автомобіля. Із цього слідує, що поліпшити тягово-швидкісні властивості автомобіля, двигун якого працює на ГПП, модернізацією трансмісії автобуса, двигун якого працює на бензині, проблематично.

2. Аналіз розрахунків тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автобуса показує, що збереження трансмісії автобуса без змін значно погіршує як показники тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності. Показано, що одним із шляхів поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортного засобу в цілому, особливо при зміні потужності двигуна, або використання у двигуні альтернативних видів палива, є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії (кількості ступенів і передаточних відношень), які визначаються за різними законами та методиками.

3. Встановлено, що для автомобілів, двигуни яких працюють на ГПП, кращі показники тягово-швидкісних властивостей автобуса досягаються за умови, що передаточні відношення коробки передач визначені за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева, а з урахуванням показників паливної економічності – за законом геометричної прогресії, методикою А.А. Токарева і мінімізацією часу розгону. Так сумарний відносний показник тягово-швидкісних властивостей при виборі передаточних відношень за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева збільшується на 24,4 %, контрольна витрата палива і витрата палива в міському їздовому циклі при виборі

передаточних відношень за законом гармонійного ряду і методикою А.А. Токарьова зменшується відповідно на 12,7 % і 20,6 %, тобто кращою методикою вибору передаточних відношень трансмісії автомобіля, двигун якого працює на ГП, є методика А.А. Токарьова. При цьому збереження трансмісії автобуса без змін значно погіршує як показники тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності.

4. Досвід передових автомобілебудівних компаній світу, зокрема Scania і MAN, дозволяє прогнозувати широке використання двигунів на транспортних засобах, що працюють на альтернативних видах палива завдяки їх високим техніко-економічним параметрам та екологічності.

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, двигуни яких працюють на газогенераторному паливі, шляхом конструктивних змін або двигуна, або трансмісії.

За результатами проведених досліджень зроблені такі висновки та рекомендації.

1 На основі аналізу літературних джерел техніко-експлуатаційних показників серійних транспортних засобів, що працюють на ГГП, і процесу газифікації, встановлено, що горючий газ, що отримується у газогенераторних установках, має високу температуру, значну кількість водяної пари, частинок попелу і смолистих речовин, що негативно впливає на наповнення циліндрів двигуна. Це призводить до зменшення потужності двигуна і погіршення тягово-швидкісних властивостей. Крім того, якщо генераторний газ якісно не очищувати та ефективно не охолоджувати, що можливо лише у стаціонарних установках та у промисловому масштабі, то у кращому випадку зменшиться ресурс роботи двигуна. Тому перспективним є застосування стаціонарних газогенераторних установок.

2. Встановлено, що кількість отриманого газу в газогенераторах, його питомий вихід, компонентний склад та теплота згоряння безпосередньо пов'язані із видом вхідної сировини. При цьому деревина забезпечує найбільшу серед порівнюваних видів біомаси продуктивність газогенератора та високий питомий вихід газу, має найбільшу нижчу теплоту згоряння, мінімальний вміст вуглецевих смол, що забезпечує кращі показники роботи двигуна.

3. За отриманими основними характеристиками газогенераторного палива виконані розрахунки вихідних параметрів двигуна внутрішнього згоряння як при роботі на бензині, так і газогенераторному паливі. За результатами розрахунків встановлено, що індикаторні та ефективні показники роботи двигуна ЗМЗ-4063 на газогенераторному паливі зменшуються на 40,8 % у порівнянні з роботою на бензині.

4. Показано, що застосування наддуву в газових двигунах позитивно впливає на протікання термодинамічного процесу, дає можливість компенсувати втрату потужності при роботі на генераторному паливі та досягнути при роботі на цьому виді палива такого ж рівня індикаторних та ефективних показників, що й при роботі на бензині. Це свідчить про те, що основні параметри двигуна і трансмісії автомобіля можна залишити без змін.

5. Показано, що ідентичність показників тягових властивостей, а саме подолання максимального опору руху, можливе шляхом збільшення загального передаточного відношення трансмісії на величину, що дорівнює відношенню максимальних крутних моментів базового двигуна, що працює на бензині, і двигуна, що працює на ГПП. Це відношення складає 1,75. Проте, з точки зору швидкісних властивостей автомобіля (максимальної швидкості), це відношення дещо інше і складає 1,25, що значно менше відношення за тяговими властивостями автомобіля. Із цього слідує, що поліпшити тягово-швидкісні властивості автомобіля, двигун якого працює на ГПП, модернізацією трансмісії автомобіля, двигун якого працює на бензині, проблематично.

6. Встановлено, для автомобілів, двигуни яких працюють на ГПП, кращі значення показників тягово-швидкісних властивостей автобуса досягаються за умови, що передаточні відношення коробки передач визначені за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева, а з урахуванням показників паливної економічності – за законом геометричної прогресії, методикою А.А. Токарева і мінімізацією часу розгону. Так, сумарний відносний показник тягово-швидкісних властивостей при виборі передаточних відношень за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева у порівнянні з передаточними відношеннями штатної коробки передач автомобіля збільшується на 24,4 %. При цьому контрольна витрата палива і витрата палива в міському їздовому циклі при виборі передаточних відношень за законом гармонійного ряду і методикою А.А. Токарева зменшується для тих же самих умов відповідно на 12,7 % і 20,6 %. При цьому збереження трансмісії автобуса без змін значно погіршує як показники тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Грей Ф. Добыча нефти: пер. с англ. Москва: ЗАО «Олимп–Бизнес», 2010. 416 с.
2. Терентьев В. М., Тюков В. М., Смаль Ф. В. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. Москва: Химия, 1989. 272 с.
3. Vad som händer inom biogasområdet och hur man: веб-сайт. URL: www.biogasportalen.se (дата звернення: 20.10.2012).
4. Wood gas as engine fuel: FAO Forestry Paper no 72 / Food and Agriculture Organisation of the United Nations. Rome, 1986. 131 p.
5. Reed T., Das A. Handbook of biomass downdraft gasifier engine systems. The Biomass Energy Foundation Press, 1985. 140 p.
6. Sharma A. K. Experimental study on 75 kWth downdraft (biomass) gasifier system. *Renewable Energy*. 2009; Vol. 34, Iss. 7. P. 1726–1733.
7. Токарев Г. Т. Газогенераторные автомобили. Москва: Машгиз., 1955. 207 с.
8. Юдушкин Н. Г., монов М. Д. Газогенераторные тракторы. Москва: Машгиз, 1955. 242 с.
9. Автомобильные и тракторные двигатели. Часть 1. Теория двигателей и системы их топливоподачи / Ленин И. М. и др. Москва: Высшая школа, 1976. 368 с.
10. Анохин В. И. Отечественные автомобили. Москва: Госуд. научно-тех. изд. машиностр. л-ры, 1961. 368 с.
11. Банютин К. А. Газогенераторные автомобили. Москва: Издат. Наркомхоза РСФСР, 1940. 216 с.
12. Дунаев А. О. Биологическое топливо для автомобилей. *Наука и жизнь*. 2004. № 6. С. 105.
13. Створення сучасного газогенераторного двигуна внутрішнього згоряння для північних районів України – важливий фактор підтримки с.-г. товаровиробника / Шмалюк М. І., Вознюков В. А., Ємець Б. В., Лось Л. В. *Вісник Інженерної академії України*. 2001. № 2. С. 75–77.

14. Ємець Б. В. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей транспортних засобів з газогенераторними установками: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Житомир, 2008. 189 с.
15. Dell R. M., Moseley P. T., Rand D. J. Chapter 1. The Evolution of Unsustainable Road Transport. Towards Sustainable Road Transport: Academic Press, 2014. 368 с.
16. Автомобильные и тракторные двигатели (теория, с-мы питания, констр. и расчет) / Ленин И. М. и др.; под ред. И. М. Ленина: учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы». Москва: Высшая школа, 1969. 656 с.
17. Павловский Н. П., Орлов С. Ф. Автомобильно-тракторные газогенераторные установки. Москва: Гостехиздат, 1939. 384 с.
18. Цивенкова Н. М., Самилін О. О. Перспективи конструктивного розвитку автомобільних газогенераторних установок в історичному аспекті їх створення. *Вісник ДАУ*. 2005. № 2. С. 307–326.
19. Гуреев А. А., Азев В. С. Автомобильные бензины. Свойства и применение. Москва: Нефть и газ, 1996. 444 с.
20. Stassen H. E. Small-scale biomass gasifiers for heat and power: a global review (English). World bank technical paper no WTP 296. Energy series. Washington, D. C., 1995. 88 p.
21. Mårtensson E. Biogas as a Vehicle Fuel in the Stockholm Region – Scenario 2020: master degree thesis / Royal Institute of Technology (KTH). Stockholm, 2007.
22. Регіональна програма охорони довкілля, раціонального використання природних ресурсів та забезпечення екологічної безпеки з урахуванням регіональних пріоритетів Полтавської області на 2017–2021 роки / «Довкілля – 2021». Полтава, 2017. 131 с.
23. Зав'ялова Л. І., Криворот А. І. Порівняльний аналіз газових моторних палив і способів їх отримання з метою доцільності їх використання в газобалонних машинах. Тези 64-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету 17 квітня – 11 травня 2012 р. ПолтНТУ, Полтава, 2012. Т. 3. С. 57–59.

24. Природный газ как моторное топливо на транспорте / Гайнуллин Ф. Г., Гриценко А. И., Васильев Ю. Н., Золотаревский Л. С. Москва: Недра, 1986. 255 с.
25. Божко О. А. Традиционному топливу есть альтернатива. *Новости теплоснабжения*. 2003. № 10. С. 28–30.
26. Коршак А. А., Шаммазов А. М. Основы нефтегазового дела. Уфа: Дизайн Полиграф Сервис, 2001. 544 с.
27. Лось Л. В., Ємець Б. В., Шмалюк М. І. Перспективи створення і визначення показників та основних розмірів газогенераторних установок для тракторних двигунів. *Вісник ДАУ*. 2006. № 1. С. 109–121.
28. Караган А. П., Введенский А. А. Газогенераторы на автомобилях и тракторах. Москва – Ленинград. 1934.
29. Філіпова Г. А., Криворот А. І. Експериментальне дослідження генераторного газу із різних видів біомаси. *Науково-технічний збірник «Вісник Національного транспортного університету»*. 2013. Вип. 27. С. 137–143.
30. Bioenergi Sveriges största energikälla / SVEBIO Report. April 2010.
31. Salman H. Power and heat production through gasification in India. ETC-rapport 2008-02.
32. Purohit P. Economic potential of biomass gasification projects under clean development mechanism in India. *J. of Cleaner Production*. 2009. Vol. 17. P. 181–193.
33. Buchholz T., Volk T. Technology and assessment report for a 200 kW gasifier producing electricity in Uganda. State University of New York, Syracuse, NY, 2007.
34. An economic analysis of biomass gasification and power generation in China / Wu C. Z., Huang H., Zheng S. P., Yin X. L. *Bioresource Technology*. 2002. Vol. 83. P. 65–70.
35. Криворот А. І., Філіпова Г. А. Генераторний газ як паливо майбутнього. Експериментальне дослідження теплотворності. *Актуальні проблеми життєдіяльності суспільства*: матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих учених. Кременчук: КрНУ, 2013. С. 168–169.

36. Entrained Flow Gasification of Biomass / Van der Drift A., Boerrigter H., Coda B., Cieplik M. K., Hemmes K. ECN Biomass, Report ECN-C-04-039. 2004.
37. Handbook of Biomass Gasification / Edited by H. A. M. Knoef. Enschede, Netherlands: BTG Biomass Technology Group BV, 2005.
38. Air compressors, air treatment products, service and parts: веб-сайт. URL: www.atlascorpo.com (дата звернення: 20.05.2013).
39. Atlas Copco. Air & Industrial Gas Compressors. A complete offering up to 500 bar / Printed in Belgium, 2014. 40 p.
40. Stone R. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd Edition. SAE, 1999.
41. Криворот А. І., Філіпова Г. А. Визначення коефіцієнта EROI для виробництва генераторного газу. Тези 65-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету. 22 квітня – 15 травня 2013 р. ПолтНТУ, Полтава, 2013. Т. 4. С. 56–58.
42. Филиппова Г. А., Криворот А. И. Экспериментальные исследования генераторного газа из разных видов биомассы. *Наука – образованию, производству, экономике: материалы 12-й международной технической конференции*. Минск: БНТУ, 2014. Т. 2. С. 49–50.
43. Vallin Lina, Christiansson Anneli, Arnell Magnus. Assessment report on op experience. *Biogasmax. Svensk Biogas*. 2006.
44. Sridhar G., Paul P. J., Mukunda H. S. Biomass derived producer gas as a reciprocating engine fuel – an experimental analysis. *Biomass and Bioenergy*. 2001. Vol. 21. Iss. 1. P. 61–72.
45. Development of producer gas engines / Sridhar G., Sridhar H. V., Dasappa S., Paul P. J., Rajan N. K. S., Mukunda H. S. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2005. Vol. 219. P. 423–438.
46. Gaseous emissions using producer gas as fuel in reciprocating engines / Sridhar G., Sridhar H. V., Dasappa S., Paul P. J., Rajan N. K. S. SAE Technical Paper 2005-01-1732, 2005. 9 p.

47. Sridhar G. and Ravindra Babu Yarasu. Facts about Producer Gas Engine, Paths to Sustainable Energy / edited by Jatin Nathwani and Artie Ng. Rijeka, Croatia: InTech, 2010. 561 p.
48. Experiments with wood gas engines / Ahrenfeldt J., Jensen T. K., Schramm J., Henriksen U. SAE Technical Paper 2001-01-3681, 2001. 17 p.
49. Investigation of continuous gas engine CHP operation on biomass producer gas / Ahrenfeldt J., Jensen T. K., Henriksen U., Schramm J. SAE Technical Paper 2005-01-3778, 2005. 14 p.
50. CO and PAH emissions from engines operating on biomass producer gas / Ahrenfeldt J., Jensen T. K., Henriksen U., Gøbel B. *Handbook Biomass Gasification*. MEK-ET-2003-03 report, published as chapter 15, P. 284–299.
51. The design, construction and operation of a 75 kW two-stage gasifier / Henriksen U., Ahrenfeldt J., Jensen T. K., Gøbel B., Bentzen J. B., Hindsgaul C., Sørensen L. H. *Energy*. 2006. Vol. 31. Issues 10–11. P. 1542–1553.
52. Indicated performance of a HCCI engine fuelled by simulated biomass gas / Haggith D. E., Sobiesiak A., Miller L. W., Przybyla G. SAE Technical Paper 2010-01-1081, 2010. 14 p.
53. Study on biomass gas HCCI engine / Yamasaki Y., Kanno M., Tauro Y., Kaneko S. SAE Technical Paper 2009-32-0066, 2009. 7 p.
54. Двигатели ЗМЗ-406 автомобилей ГАЗ и УАЗ: Конструктивные особенности. Диагностика. Техническое обслуживание. Ремонт / Гирявец А. К. и др.; под ред. П. Э. Сыркина. 2 изд., доп. и испр. Нижний Новгород: Изд-во Нижегород. гос. ун-та им. Н. И. Лобачевского, 2001. 315 с.
55. Двигатель ЗМЗ-4063.10 (4063.1000400-10) АИ-92б, технические характеристики: веб-сайт. URL: https://www.automotor.ru/ZMZ_4063.htm (дата звернення 12.06.2018).
56. Орисенко О. В., Криворот А. І., Шурмін А. Е. Дослідження індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4026 при роботі на традиційному й альтернативному паливі. *Галузеве машинобудування*,

будівництво: збірник наукових праць. Полтава: ПолтНТУ, 2011. Вип. 1 (29). С. 53–56.

57. Способи поліпшення індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі / Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І., Голуб О. М., Капуста О. О. *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. Луцьк: ЛНТУ, 2014. Вип. 45. С. 573–577.

58. Филиппова Г. А., Орисенко А. В., Криворот А. И. Улучшение индикаторных и эффективных показателей работы двигателя ЗМЗ-4063 на генераторном газе применением наддува. *Транспорт, экология – устойчиво развитие: XXI научно-техническая конференция с международно участие: сборник доклады 14–16 Май 2015*. Варна, Болгарія: ЕКОВАРНА, 2015. С. 421–425.

59. Криворот А. І., Філіпова Г. А. Моделювання та аналіз роботи двигуна внутрішнього згорання ЗМЗ-4063.10 на різних видах палива. *Сучасні напрями розвитку інформаційно-комунікаційних технологій та засобів управління: матеріали третьої міжнародної науково-технічної конференції*. Полтава: ПНТУ; Білгород: НДУ «БілДУ»; Харків: ДП «ХНДІ ТМ»; Київ: НТУ; Кіровоград: КЛА НАУ, 2013. – С. 7.

60. Криворот А. І., Місяк В. М. Теоретичне дослідження теплових характеристик двигунів внутрішнього згорання у програмному середовищі MATHCAD. *Прогресивні інформаційні технології DELCAM в освіті і наукових дослідженнях: матеріали IV Міжнар. наук.-техн. конф.* Полтава: ПолтНТУ, 2013. С. 66–71.

61. Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Система керованої подачі генераторного газу та наддуву повітря на інжекторному двигуні. *Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля: сборник тезисов Международной научно-практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника, посвящённой 90-летию проф. Говорущенко Н. Я.* Харьков: ХНАДУ, 2014. С. 270–271.

62. Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Мікроконтролерна система керування якістю суміші генераторного газу та повітря на ЗМЗ-4063.

Сучасні напрями розвитку інформаційно-комунікаційних технологій та засобів: збірник тез за матеріалами V Міжнародної науково-технічної конференції, 3 – 4 грудня 2014 р. Полтава: ПолтНТУ, 2014. С. 83–85.

63. Controlled Power Technologies, Intelligent Electrification of the Powertrain: веб-сайт. URL: <http://www.federalmogul.com/en-US/OE/Brands/CPT/Pages/CPT-Home.aspx> (дата звернення: 20.08.2018).

64. Тимченко І. І. Автомобільні двигуни. Теорія робочого циклу, системи живлення і наддування, динаміка і зрівноваженість. Київ: УМКВО, 1990. 256 с.

65. Автомобільні двигуни: підручник / Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Київ: Арістей, 2006. 476 с.

66. Бумага О. Д., Горбаха М. М. До визначення передаточних відношень коробки передач автобуса ЛАЗ-695, що працює на газоподібному паливі. *Вісник Національного транспортного університету та Транспортної академії України*. Київ, 2002. Вип. 7. С. 340–344.

67. Сахно В. П., Бумага О. Д. До визначення показників тягово-швидкісних властивостей автобуса ПАЗ-3205, що працює на газоподібному паливі. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ*. Кременчук: КДПУ, 2003. Вип. 4 (21). С. 86–88.

68. Сахно В. П., Павленко О. В., Горбаха М. М. . Аналіз ефективності оптимізації передаточних чисел трансмісії автомобілів КрАЗ за різними критеріями оптимальності. *Вісник Північного наукового центру транспортної академії України*, 2002. №5. С. 73–75.

69. Філіпова Г. А., Бумага О. Д., Горбаха М. М. Вплив передаточних відношень трансмісії автобуса, що працює на газоподібному паливі, на показники його швидкісних властивостей. *Автошляховик України. Окремий випуск*. Управління безпекою та якістю транспортних засобів і перевезень, 2003. С. 102–106.

70. Бумага А. А., Горбаха М. М. До визначення показників тягово-швидкісних властивостей газобалонного автобуса. *Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ*. 2003. Окремий випуск № 6. С. 129–133.

71. Бумага О. Д. Покращання показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2005. 20 с.
72. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Київ: Видавництво «КВІЦ», 2004. 174 с.
73. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Москва: Машгиз, 1950. 343 с.
74. Гусак А. А., Гусак Г. М., Бричикова Е. А. Справочник по высшей математике: в двух томах. Минск: Тетрасистемс, 1999. Т. 1–2.
75. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств. Москва: Машиностроение, 1989. 237 с.
76. Фаробин Я. Е., Шупляков В. С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. Москва: Транспорт, 1983. 200 с.
77. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Москва: Машгиз, 1963. 236 с.
78. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля: 2-е изд., перераб. и допол. Москва: Машгиз, 1963. 239 с.
79. Чудаков Е. А. Избранные труды: в 2-х томах. Москва: АН СССР, 1961. Т. 2. 343 с.
80. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. для студентов автомеханических специальностей высших технических заведений. Москва: Машиностроение, 1990. 351 с.
81. Mitschke M. Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin – Heidelberg – New-York: Springer-Verlag. 1972. 529 s.
82. Гришкевич В. А. Автомобили: Теория. Минск: Выш. шк., 1986. 208 с.
83. Горбаха М. М. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля «Газель» з різними силовими агрегатами. *Вісник НТУ*. 2003. Вип. 8. С. 307–310.
84. Сітовский О. П. Підвищення техніко-експлуатаційних властивостей легкових автомобілів малого класу підвищеної прохідності шляхом оптимізації

параметрів системи «двигун-трансмiсія»: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2002. 142 с.

85. До визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля малого класу підвищеної прохідності / Сахно В. П., Міщенко М. І., Філіпова Г. А., Шарай С. М., Сітовський О. П. *Вісник ТАУ та НТУ*. Київ: ТАУ, НТУ, 2000. № 4. С. 200–206.

86. ГОСТ 22576-90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. [Введ. 01.01.1992]. Москва: Издательство стандартов, 1991. 13 с.

87. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. [Введ. 01.01.1992]. Москва: Издательство стандартов, 1991. 34 с.

88. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Москва: Военное издательство министерства обороны Союза ССР, 1957. 455 с.

89. Анискин Л. Г., Квитко Х. Д. Методика выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля, обеспечивающих его разгон за минимальное время. *Автомобильная промышленность*. 1963. № 10. С. 25–29.

90. Куликов Н. К. Динамический ряд передаточных чисел коробки передач. *Автомобильная промышленность*. 1958. № 12. С. 19–22.

91. Даценко И. К. Исследование скоростной характеристики грузового автомобиля: дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1952. 76 с.

92. Пилипчук М. М. Метод определения передаточных чисел коробки передач, обеспечивающих высокие разгонные качества автомобиля. *Автошляховик України*. 1997. № 1. С. 19–21.

93. Павленко А. В. Перспективы улучшения скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей КрАЗ. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ*. Кременчук: КДПУ, 2002. Вип. 3(14). С. 105–107.

94. Токарев А. А. Гиперболический ряд передаточных чисел трансмиссии. *Автомобильная промышленность*. 1975. № 10. С. 16–18.

95. Безбородова Г. Б., Галушко В. Г. Моделирование движения автомобиля. Киев: Выща Шк., 1978. 168 с.

96. Волобуев Е. Ф. Улучшение топливной экономичности автомобиля на основе анализа его динамических процессов: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1987. 194 с.

97. Никифоров И. В. Обеспечение необходимого уровня тягово-скоростных свойств и топливной экономичности многозвенного магистрального автопоезда: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Москва, 1986. 270 с.

98. Пилипчук М. М. Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель: автореф. дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук: 05.22.02. Киев, 1997. 24 с.

99. Павленко А. В. Аналитический способ определения характеристик приемистости автомобиля. *Проблемы создания новых машин и технологий*: научные труды Кременчугского государственного политехнического института. Кременчуг, 1999. Вып. 1. С. 283–286.

100. Сахно В. П., Павленко А. В., Горбаха М. М. Анализ применения методов безусловной оптимизации передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля повышенной проходимости. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ*. Кременчук: КДПУ, 2004. Вип. 4(27). С. 123–126.

101. Дзиов Р. Э. О начальной фазе разгона автомобиля. *Вестник машиностроения*. 2005. № 3. С. 28–31.

102. Дзиов Р. Э. Влияние количества передач на скоростные свойства автомобиля. *Актуальные проблемы совершенствования автомобильной техники*: сб. науч. трудов. Москва: МАДИ (ГТУ), 2005. С. 28–37.

103. Сахно В. П., Шарай С. М., Корпач О. А. До визначення середньої швидкості руху автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах. *Вісник СевНТУ*: зб. наук. пр. Серія: машиноприладобудування та транспорт. Севастополь, 2012. Вип. 134/2012. С. 48–51.

104. Токарев А. А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. Москва: Машиностроение, 1982. 224 с.
105. Гусаров А. П., Кутенев В. Ф., Осепчугов В. В. Усовершенствованный испытательный ездовой цикл. *Автомобильная промышленность*. 1986. № 1. С. 35–36.
106. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. Москва: Машиностроение, 1966. 280 с.
107. Еврецкий В. Т., Трегубов В. А. Материальные нормативы на автомобильном транспорте: Разработка и оценка использования. Москва: Транспорт, 1986. 128 с.
108. Кутенев В. Ф., Токарев А. А. Проблемы и резервы экономии топлива на автотранспорте. *Автомобильная промышленность*. 1985. № 6. С. 11–13.
109. Великанов Д. П. Эффективность автомобиля. Москва: Машиностроение, 1972. 240 с.
110. Лахно Р. П., Нифонтов Б. Н. Выбор числа ступеней и передаточных чисел силовой передачи автопоездов для междугородных грузовых перевозок. Москва: НИИНавтопром, 1968. 68 с.
111. Streamlining influence on the long-haul trucks with an installed movable roof fairing performance properties teoretical studies / Virchenko V., Skoryk M., Kryvorot A., Meshko O. *Academic journal. Series: Industrial Machine, Building, Civil Engineering*. Poltava: PoltNTU, 2018. – Iss. 2 (51). P. 187–195.
112. Аналіз методів розрахунку передаточних відношень трансмісії вантажних автомобілів / Лютенко В. Є., Чеверда О. В., Похожай А. А., Криворот А. І., Горбан О. В. *Галузеве машинобудування, будівництво: збірник наукових праць*. Полтава: ПолтНТУ, 2007. Вип. 20. С. 26–30.
113. Филиппова Г. А., Орисенко А. В., Криворот А. И. К выбору ряда передаточных чисел коробки передач газогенераторного автомобиля семейства «ГАЗель». *Наука – образованию, производству, экономике: материалы 14-й международной технической конференции*. Минск: БНТУ, 2016. Т. 2. С. 22.

114. Криворот А. І., Орисенко О. В. Економія паливних енергоносіїв за рахунок оптимізації передаточних відношень трансмісії автомобіля. *Електронні та мехатронні системи: теорія, інновації, практика*: матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції. Полтава: ПолтНТУ, 2017. С. 71–73.

115. Енергоефективність швидкісних та паливно-економічних властивостей автомобіля за рахунок оптимізації передаточних відношень його трансмісії / Криворот А. І., Скорик М. О., Філіпова Г. А., Шпилька М. М. *BUILDING INNOVATIONS – 2019*: збірник наукових праць II Міжнародної українсько-азербайджанської конференції, 23–24 травня 2019 р. Полтава: ПолтНТУ, 2019. С. 509–511.

116. До вибору типу автомобіля-тягача для автопоїзда великої вантажопідйомності / Сахно В. П., Поляков В. М., Мурований І. С., Шарай С. М. *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця: ВНТУ, 2019. № 10 (2). С. 120–125

117. Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Порівняльний аналіз тягових характеристик автомобіля ГАЗ-3302 з використанням КП із стандартним рядом передаточних чисел та за умови мінімізації часу розгону при роботі двигуна на газогенераторному паливі. *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців*: наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції, присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А. Б. Гредескула. Харків: ХНАДУ, 2016. С. 52–54.

118. Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І. Покращення ефективних показників автомобілів сімейства ГАЗель за рахунок оптимізації передаточних чисел трансмісії. *Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту*: матеріали Всеукраїнського науково-практичного семінару, 20 квітня 2018 р. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 27.

119. Криворот А. І., Орисенко О. В. Поліпшення характеристик розганяння автомобіля ГАЗель «Рута» при русі у міських умовах з урахуванням сучасних

вимог ПДР України. *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, 16–19 жовтня 2018 р.* Харків: ХНАДУ, 2018. С. 398–399.

120. Криворот А. І. Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі. *Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, 15–18 жовтня 2019 р.* Харків: ХНАДУ, 2019. С. 190–193.

ДОДАТОК А
КОПІЇ СЕРТИФІКАТІВ ПРО СТАЖУВАННЯ У КТН ТА
СЕРТИКАТА УЧАСНИКА КОНФЕРЕНЦІЇ У КТН



KTH Industrial Engineering
and Management

Certificate of Attendance

Anatolii Kryvorot

*At an internship on theoretical
and experimental research of
different types of the wood
gasification
(68 days)*



KTH Department of Industrial
Economics and Management

Adjunct Professor Vladimir Kutcherov
December 14th, 2012



Stockholm
13.06.2013

To whom it may concern

I hereby certify that the Anatolii Kryvorot, assistant of the Department of Construction Machinery and Equipment from Poltava National Technical University presented the result of his research "Improvement of tractive and velocity characteristics as well as fuel efficiency of vehicles operating on low-caloric gas fuel" during the international workshop "KCSE Science Day on High-Performance Computing", which was held on November 21, 2012 at the Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.

Adjunct Profesor
Vladimir Kutcherov



KTH Department of Industrial
Economics and Management

ДОДАТОК Б
ДОВІДКИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ
ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ТОВ «Наdejда Ритейл '2017»


О.Г. Крачко
«__» _____ 2019 року
**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

результатів дисертаційної роботи

здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук

Криворота Анатолія Ігоровича

на тему «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі»

Матеріали дисертаційної роботи Криворота Анатолія Ігоровича на тему «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі» розглянуто керівництвом автоколони ТОВ «Наdejда Ритейл '2017». Проведені наукові дослідження є актуальними у зв'язку з використанням на транспортних засобах альтернативних палив для двигунів внутрішнього згоряння, що тягне за собою підвищення витрат палива та падіння тягово-швидкісних характеристик. Автоколоною було використано:

- математичну модель оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля в режимі розгону та тягових характеристик;
- рекомендації, щодо методів отримання альтернативних газових палив, а особливо їх акумулювання та зберігання у багатошарових вуглецево-алюмінієвих балонах;
- методику визначення передаточних чисел трансмісії, за допомогою якої показано, що одним із шляхів підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів, що працюють на газовому паливі є застосування головних передач зі збільшеним передаточним відношенням або встановлення в їхніх трансмісіях додаткових коробок з прямою та знижувальною передачами; пряму передачу використовують при роботі двигуна на бензині або при його обладнанні наддувом, а знижувальну – при роботі на газі.

Виконавець заступник директора

ТОВ «Наdejда Ритейл 2017»

А.М. Хоменко


ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник генерального директора
Полтавського обласного комунального
виробничого підприємства теплового
господарства «Полтаватеплоенерго»



А.А. Чернявський
2019 року

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи
здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук

Кривороту Анатолія Ігоровича

на тему «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності
транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі»

Проведені наукові дослідження у дисертаційній роботі Кривороту Анатолія Ігоровича на тему «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі» у частині вибору ряду передаточних чисел трансмісії транспортного засобу з моделюванням характеристик розганяння дійсно є важливими та актуальними. Підприємством використано:

- математичну модель оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля в режимі розгону та тягових характеристик;
- рекомендації, щодо застосування наддуву в газових двигунах з метою залишення трансмісії автомобіля без змін впроваджено на транспортних засобах автотранспортного цеху;
- методику корекції передаточного числа головної передачі автомобіля для забезпечення йому необхідних тягово-швидкісних властивостей.

Виконавець
Начальник автотранспортного цеху,
ПОКВПТГ "Полтаватеплоенерго"



Є.О. Тонков



ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник директора з наукової роботи
ДП "ДержавтотрансНДІпроект"

А.В. Горпинюк

2019р.

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи
«Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних
засобів, що працюють на газогенераторному паливі»
аспіранта НТУ Криворота Анатолія Ігоревича

Актуальність роботи пов'язана з проблемою економії традиційних нафтових палив на транспорті, яка є важливим соціальним і економічним завданням не лише для України, а й для усього світу. У зв'язку з цим дослідження у сфері використання альтернативних палив, а саме генераторного газу, у двигунах внутрішнього згоряння є актуальними і останнім часом масово проводяться у багатьох країнах.

На основі проведених досліджень встановлено, що перспективним для отримання генераторного газу є застосування стаціонарних газогенераторних установок. Показано, що за технічними характеристиками газогенераторний газ і біометан реально використовувати як паливо для сучасних автотранспортних засобів. Визначені основні параметри біометану, а саме хімічний склад та нижчу теплоту згоряння. Наведено шляхи очищення його до 97 % складу CH_4 з метою використання у двигунах внутрішнього згоряння.

Заслуговує на увагу методика порівняльного аналізу тягово-швидкісних властивостей автомобіля при роботі двигуна на газогенераторному паливі без наддуву та з наддувом. Показано, що у разі застосування наддуву потужність залишається на рівні бензинового двигуна і не потребує корекції передаточних відношень трансмісії. За відсутності наддуву встановлено, що індикаторні та ефективні показники роботи двигуна ЗМЗ-4063 на газогенераторному паливі зменшуються 43,13% у порівнянні з роботою на бензині.

Запропонована аспірантом Криворотом А.І. методика визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля для забезпечення необхідних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля, що працює на газогенераторному паливі, на рівні автомобіля з бензиновим двигуном. Показано, що передаточне відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-3302 повинно бути збільшено до значення коефіцієнта $\beta = 1,46$. Таке передаточне відношення трансмісії може бути забезпечено або додатковим редуктором з встановленими передаточними відношеннями, або головною передачею, передаточне відношення якої в β раз більше передаточного відношення базової моделі.

Розроблена методика використовується відділом науково-технічних експертиз ДП "ДержавтотрансНДІпроект" при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо погодження можливості переобладнання транспортних засобів щодо поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі.

Вважаємо за необхідне звернути увагу на своєчасність та доцільність досліджень, проведених дисертантом на тлі підвищення вимог до показників тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автомобілів, двигуни яких працюють на газогенераторному паливі.

Заступник завідувача відділу
науково-технічних експертиз
ДП "ДержавтотрансНДІпроект"

Д.М. Попелиш

ЗАТВЕРДЖУЮ



Перший проректор – проректор із
науково-педагогічної роботи

Б.О. Коробко

2019 року

ДОВІДКА ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи

здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук

Кривороту Анатолія Ігоровича

на тему «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності
транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі»

Результати дисертаційної роботи Кривороту Анатолія Ігоровича на тему «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі» впроваджено в освітній процес Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка при підготовці кафедрою будівельних машин і обладнання бакалаврів спеціальності 133 – галузеве машинобудування у ході викладання дисциплін «Двигуни внутрішнього згоряння, автомобілі та трактори» «Використання експлуатаційних матеріалів та економія паливо-енергетичних ресурсів», а також бакалаврів та магістрів спеціальності 274 – автомобільний транспорт та 133 – галузеве машинобудування у ході викладання дисциплін «Автомобілі», «Технічна експлуатація автомобілів», «Автомобільні двигуни» «Експлуатаційні матеріали» та виконанні курсових проектів і магістерських робіт.

В.о. завідувача кафедри
будівельних машин
і обладнання
к. т. н., доцент

О.В. Орісенко

Начальник навчального відділу
к. і. н., доцент

В.В. Сажко