

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра тракторів, автомобілів та енергетичних засобів

Допущений до захисту
зав. каф., д.п.н., професор
_____ В.І. Дуганець
« ____ » _____ 2024р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи
освітнього ступеня «магістр»
на тему:

**"ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДВИГУНА
ГАЗОБАЛОННОГО АВТОМОБІЛЯ ОБЛАДНАНОГО
ТУРБОНАДДУВОМ"**

Виконав студент магістратури денної форми
навчання

_____ Раєцький В.С.
(підпис, прізвище, ініціали)

Керівник, професор _____ Дуганець В.І.
(вчене звання, підпис, прізвище, ініціали)

Рецензент, доцент _____ Федірко П.П.
(вчене звання, підпис, прізвище, ініціали)

м. Кам'янець-Подільський – 2024 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	
1.1. Характеристика об'єкту дослідження	
1.2. Шляхи підвищення техніко-економічних показників газових двигунів газобалонних автомобілів.....	
1.3. Використання газотурбінного наддуву на двигунах з іскровим запаленням.....	
1.4. Конструктивні особливості та робота двигуна з турбонаддувом	
1.5. Мета та задачі дослідження.....	
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	
2.1. Мета та задачі теплового розрахунку двигуна	
2.2. Обґрунтування та вибір вихідних параметрів	
2.3. Визначення основних конструктивних розмірів двигуна.....	
Висновки за розділом	
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	
3.2. Вибір місця встановлення турбокомпресора.....	
3.3. Розробка принципової схеми системи живлення газом для автомобільних газових двигунів з газотурбінним наддувом	
3.4. Об'єкти експериментальних досліджень	

3.5. Гальмівний стенд для експериментальних досліджень

3.6. Методика знімання характеристик досліджуваного двигуна.....

Висновки за розділом

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....

4.1. Результати експериментальних досліджень швидкісної характеристики досліджуваного двигуна

4.2. Результати експериментальних досліджень регуляторної характеристики досліджуваного двигуна.....

Висновки за розділом

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....

5.1 Техніка безпеки під час обкатування і випробування двигунів

5.2 Розрахунок необхідного обсягу повітрообміну та системи вентиляції дільниці обкатування двигунів

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТУРБОНАД-ДУВУ НА ДВИГУНАХ ГАЗОБАЛОННИХ АВТОМОБІЛІВ

Висновки за розділом

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

ДОДАТКИ.....

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Характеристика об'єкту дослідження

Найбільш ефективним способом утилізації тепла відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння – встановлення на випускному трубопроводі турбіни, яка призводить у обертовий рух наддувний компресор. Такого роду наддув дизельного двигуна називається газотурбінним, який має ряд переваг над механічним способом й застосовується практично на всіх зразках чотиритактних і двотактних двигунів.

Часткове використання енергії випускних газів наддувним турбокомпресором підвищує коефіцієнт корисної дії та потужність двигуна; при цьому потужність може бути підвищена, порівняно з двигуном без наддуву на 50 % і вище, а також залежно від вимог до компактності, моторесурсу, вихідної вартості двигуна.

Значно підвищити питому потужність дизельного двигуна можна за рахунок підвищення тиску наддуву, однак це призводить до значного зростання теплонапруження циліндро-поршневої групи, що зменшує термін експлуатації та надійність роботи двигуна. Тому у більшості ДВЗ тиск наддуву P_k низький і дорівнює 0,13...0,19 МПа; системами середнього і високого наддуву ($P_k = 0,19...0,35$ МПа) забезпечуються в основному швидкохідні двигуни з обмеженими габаритами і ваговими характеристиками [9]-[11].

В залежності від способу об'єднання випускних патрубків від циліндрів і підведення газу до турбіни можна одержувати потік газу або з постійним тиском перед турбіною, або зі змінним. Постійний тиск одержують об'єднанням випусків із усіх циліндрів в загальний ресивер достатньо великого об'єму, звідки газ направляється в турбіну.

Змінний тиск перед турбіною досягається об'єднанням у випускному колекторі випуску із одного або декількох циліндрів, що мають мале

перекриття фаз відкриття випускних клапанів або його не мають. Наддув у цьому випадку називають імпульсним. За результатами експериментальних досліджень та досвідом експлуатації ДВЗ з різними системами газотурбінного наддуву, можна відмітити, що імпульсний турбонаддув за $P_k < 0,25$ МПа має певні переваги перед наддувом з постійним тиском перед турбіною. За інших рівних умов потужність імпульсної турбіни становить на 30...50 % більше за потужність турбіни з постійним тиском газу; цього достатньо для одержання потрібної роботи стиснення у компресорі без додаткових джерел енергії.

Імпульсний турбонаддувний агрегат (ТІА) за своєю конструкцією значно складніший за турбонаддувний агрегат постійного тиску через наявність декількох патрубків підведення газу до соплового апарату турбіни. Крім цього, на багатоциліндрових двигунах виникає необхідність встановлювати декілька турбонаддувний агрегат постійного тиску, так як розділення патрубка газу до турбіни більш ніж на чотири сегменти не раціонально.

Робота сопла і робочих решіток при різких змінах параметрів призводить до збільшення витрати у проточній частині та зменшується коефіцієнт корисної дії ступеня стиску.

Порівняльні випробування турбін з постійними і змінними параметрами перед соплами показують зниження загального ККД турбокомпресора при імпульсній системі наддуву на 2...3 %. Однак вказані недоліки не суттєві в порівнянні з перевагою використання енергії випускних газів при імпульсному наддуві [11], [12].

Незалежно від системи, між тиском наддуву P_k і тиском газів перед турбіною P_0 існує співвідношення: для чотиритактних двигунів оптимальне значення $P_k/P_0 = 1,06...1,15$; двотактних – $P_k/P_0 = 1,15... 1,25$, оскільки при однаковому наддуві тиск газів перед наддувною турбіною у двотактних ДВЗ, менше, ніж у чотиритактних.

Температура випускних газів за умови припустимої теплонапруженості циліндро-поршневої групи для чотиритактних двигунів становить менше 650 °С, для двотактних – менше 450 °С. Потенційна енергія випускних газів двотактних ДВЗ виявляється нижчою, за чотиритактні. У такому випадку вільний газотурбінний наддув важко здійснити, особливо під час роботи двигуна на змінних режимах й при контурних системах продувки, потрібний наддув у таких випадках забезпечується комбінованим способом.

Залежно від потужності двигуна може бути прийнята турбіна наддувного агрегату радіально-осьового або осьового типу.

Радіально-осьова турбіна використовується у турбонаддувних агрегатах при невеликій потужності двигуна, приблизно 200 кВт і нижче. Вагові витрати випускних газів у цих двигунах невеликі, тому і розміри лопаток виявляються малими. В указаному діапазоні потужностей двигунів радіально-осьового наддувного агрегату має переваги над осьовим ступенем, завдяки меншим втратам у підвідному патрубку і робочому колесі; втрати газу через осьові зазори менші у порівнянні з втратами через радіальні зазори; в осьових турбінах, втрати енергії з вихідною швидкістю нижчі. Крім цього вони мають визначені переваги конструктивного характеру. У даний час ряд двигунів вітчизняного виробництва обладнані турбокомпресорами типу ТКР-11, ТКР-14 [21], [22].

Осьовий ступінь застосовується у турбокомпресорах типу ТК для двигунів потужністю 200...2000 кВт.

При високому наддуві та великій потужності двигуна доцільно застосовувати багатоступінчасті наддувні турбіни [6].

Економічні та експлуатаційні характеристики двигунів внутрішнього згоряння з наддувом суттєво визначаються аналогічними показниками турбонаддувного агрегату.

У зв'язку з цим при проектуванні турбонаддувного агрегату необхідно використовувати надійні дані з одержання в розрахунках значень параметрів і дослідних коефіцієнтів, надто старанно профілювати елементи проточних частин турбокомпресора, а також використовувати відпрацьовані в аеродинамічному відношенні лопаткові профілі та решітки профілів.

1.2 Шляхи підвищення техніко-економічних показників газових двигунів газобалонних автомобілів

Одним із перспективних напрямків розвитку двигунобудування є форсування двигунів за літровою потужністю шляхом організації ефективного збільшення циклових подач палива, що в першу чергу вимагає наддуву, в тому числі як дизельних так і карбюраторних двигунів.

Під час використання турбокомпресора, дає можливість значно підвищити потужність двигуна без збільшення робочого об'єму й кількості циліндрів.

Крім того, збільшення кількості повітря, яке надходить у двигун, дозволяє працювати як на збіднених сумішах ($\alpha > 1$), що знижує вихід токсинів CO й C_nH_n з відпрацьованими газами.

Ефективність використання наддуву залежить від ефективності роботи турбокомпресора. Однак турбокомпресор працює з максимальним ККД тільки на режимі, яким для більшості двигунів є режим номінальної потужності.

При роботі двигуна за експлуатаційною характеристикою у міру відхилення навантаження й інших параметрів (частоти обертання колінчастого вала й інших) ККД турбокомпресора знижується, відповідно падає ефективний ККД двигуна.

Зниження ККД турбокомпресора у не розрахункових умовах, а також неузгодженість гідравлічної характеристики двигуна з розбіжними характеристиками турбіни і компресора призводить до того, що робота двигуна з турбонаддувом на знижених швидкісних режимах супроводжується зростанням питомої витрати палива і неможливістю отримання бажаних значень крутного моменту на колінчастому валу. Тому у двигунах з некерованим газотурбінним наддувом знижується пристосованість двигуна до перевантажень і зниженням ефективного ККД навіть більше ніж у двигуна без наддуву [17]-[19].

Підсумовуючи вищесказане, варто відмітити, що важливим засобом, який дозволяє покращити узгодженість характеристик комбінованих ДВЗ у широкому діапазоні їхніх швидкісних й навантажувальних режимів, є застосування керованого наддуву.

Варто відмітити, що наддув повітря при одночасному зменшенні робочого об'єму (літражу) двигуна є альтернативною стратегією покращення паливної економічності бензинових і газових ДВЗ. Основна перевага полягає в тому, що та ж віддача двигуна із зменшеним робочим об'ємом реалізується під час більшого відкриття дроселя, внаслідок чого автомобільний двигун працює більшість часу в зоні режимів, які відповідають найменшим питомим витратам палива, резерв потужності для розгону і форсованих режимів забезпечується наддувом.

Також можна покращити динамічні характеристики з наддувом, за рахунок зменшення об'єму його впускного тракту й моменту інерції ротора турбокомпресора.

Другим, не менш важливим завданням, яке дозволяє вирішувати проблему турбонаддуву, є підвищення прийомистості, що для автомобільних бензинових і газових важливо, ніж для тракторних дизельних двигунів. Подача палива на режимах максимальної частоти обертання турбокомпресора повинна бути обмежена, тобто, повинна керуватися.

Із ряду способів керування наддувом в бензинових двигунах отримує поширення байпасування (перепуск) повітря у зв'язку зі зручністю електронного керування.

Налаштовують турбокомпресор на режим максимальної потужності (або M_{emax}) з частковим перепуском повітря поза компресором у впускний трубопровід на неномінальних режимах, це сприяє підвищенню як прийомистості, так і експлуатаційної паливної економічності двигуна.

Зниження потужності бензинових двигунів при переобладнанні їх в газові, які працюють на СПГ не вказує на те, що газові двигуни в принципі розвивають нижчу потужність ніж бензинові. Навпаки, потужність газового двигуна з таким же робочим об'ємом циліндрів, як у бензинового, може бути навіть більшою ніж у останнього. Для цього необхідно підвищити ступінь стиску газового двигуна до 9-11 одиниць, що допустимо, так як природний газ має високе октанове число – 90-110 одиниць. Для покращення наповнення циліндрів необхідно збільшити прохідний переріз впускного тракту, тим більше, що для газоповітряних некондиційованих паливних сумішей допустимі нижчі швидкості потоків, при яких знижуються гідравлічні опори в впускній системі.

Під час роботи на газу нема необхідності в підігріві свіжого заряду, тому його необхідно виключити.

Але з підвищенням ступеня стиску втрачає газовий двигун універсальності, такий двигун не може працювати на бензині із-за виникнення детонації. У даний час немає умов для використання на автомобільному транспорті газових двигунів із-за відсутності достатньо розвинутої сітки АПНКС не тільки в Україні, але і в інших більш розвинутих економічно і технічно країнах. Нема чого очікувати, що стан зміниться в кращу сторону, так як будівництво нових АПНКС вимагають значних капітальних вкладень.

Тому говорити про використання тільки газових двигунів з підвищеним ступенем стиску ще рано. Але є інший шлях використання наддуву газового двигуна. При наддуві збільшується масове наповнення циліндрів свіжим зарядом за рахунок підвищення тиску на впуску за допомогою компресора. Компресор може мати механічний привід від колінчастого валу двигуна, або приводитися від газової турбіни, яка працює на відпрацьованих газах. Газова турбіна і компресор виконуються у вигляді одного агрегата-турбокомпресора. Використання турбокомпресора вигідніше, так як в ньому корисно використовується енергія відпрацьованих газів, що сприяє покращенню

економічності двигуна з газотурбінним наддувом. Правда, при цьому зростають втрати на газообмін, але вони набагато менші приросту потужності двигуна і потужності, яка витрачається на механічний привід компресора.

Використання наддуву на двигунах з іскровим запаленням в останні роки отримало широке поширення за кордоном. Одинадцять закордонних фірм, серед яких такі відомі фірми по виробництву автомобілів, як «Ford», «Дженерал моторс» (США), «BMW», «Mercedes» (Німеччина), «Nisan» (Японія), «Renault» (Франція) випускають 17 моделей двигунів, які обладнано турбонаддувним агрегатом [12].

Основним обмеженням для поширення цих двигунів являються високі вимоги до октанового числа бензину, вони вимагають використання бензину з октановим числом 91-100 одиниць за моторним методом. Природний газ не тільки забезпечує ці вимоги, але й дає можливість підвищити наддув ще на 15...20%, тому що октанове число його не нижче 104 одиниць. З іншої сторони, турбонаддув може відключатися при роботі або використовуватися з нижчою ефективністю. Умова використання турбонаддуву вимагає включення в конструкцію агрегату пристосування для керування його роботою. Обладнання газових двигунів системою турбонаддуву не вимагає великих додаткових витрат [13].

Даних про використання газотурбінного наддуву на автомобільних газових двигунах з іскровим запаленням або дослідження в цьому напрямку в літературі зустрічається дуже мало. Але так як системи газотурбінного наддуву бензинових і газових двигунів близькі між собою, розглянемо результати, отримані на бензинових двигунах.

1.3 Використання газотурбінного наддуву на двигунах з іскровим запаленням

Вперше турбонаддув був використаний на стаціонарних дизельних двигунах, потім на тепловозних, тракторних, а з 1952 року на автомобільних. На початку 60-их років в США було випущено деяку кількість легкових автомобілів «Chevrolet» і «Oldsmobile», на яких використовувалися бензинові двигуни з турбонаддувом. Ці двигуни володіли високими потужнісними показниками, але їх «прийомистість» вийшла незадовільною.

На початку 70-их років минулого століття знову появились бензинові двигуни з турбонаддувом (Porsche, BMW), а в кінці цього десятиліття вже ряд фірм Європи і США випускали автомобілі з такими двигунами. До них можна віднести моделі автомобілів фірм Audi, Volvo, Renault, Nissan, а також австралійський автомобіль Siewart Celica.

Відомо, що австрійська фірма, яка займається реалізацією автомобілів ВАЗ, використала турбонаддув на двигуні автомобіля «Нива» Волжського автозаводу (Austro Taiga). Це дозволило досягнути потужність $N_{max} = 79,5$ кВт при $n = 5700$ хв⁻¹ і $M_{max} = 145$ Нм при $n = 4000$ хв⁻¹, за рахунок цього покращились динамічні якості автомобіля (розгін від 0 до 100 км/год за 14,1 с порівняно із звичайним двигуном і збільшення максимальної швидкості від 130 до 145 км/год).

Розглянемо особливості роботи бензинових двигунів з турбонаддувом.

Використання турбокомпресора в системі газообміну двигунів з одної сторони, збільшує тиск на впуску (p_k), а з іншої викликає збільшення протитиску на випуску (p_m), а також супроводжується підвищенням температури свіжого заряду перед початком процесу впуску (T_k). Величини p_k , p_m , T_k під час використання турбонаддуву залежать від конкретних умов, в тому числі, від конструктивних особливостей двигуна і турбокомпресора, режиму роботи двигуна, організації регулювання турбонаддуву.

Шляхом підвищених значень p_k , p_m , T_k робочий цикл в цілому й окремі процеси циклу в двигуні з турбонаддувом за інших рівних умов проходять з

високими значеннями тиску та температури робочого тіла порівняно з двигуном без турбонаддуву. При цьому механічна та теплова напруга двигуна збільшується [12].

Процес сумішоутворення у двигунах внутрішнього згоряння з турбонаддувом внаслідок підвищення температури проходить більш інтенсивно й паливна суміш у впускній системі повинна складати менше рідкого палива. Це створює передумови для покращення головного показника сумішоутворення, при карбюраторному живленні багатоциліндрового двигуна, як нерівномірність складу суміші по циліндрах.

Коефіцієнт наповнення η_v при турбонаддуві та інших рівних умовах виявляється вищим ніж без турбонаддуву.

Процес згоряння палива у двигуні з турбонаддувом відбувається ефективно за рахунок підвищення значення тиску і температури робочого тіла й кращій якості сумішоутворення, характеризується підвищеними швидкостями, що в даному випадку, проявляється зменшення оптимального кута випередження запалювання θ .

При цьому інколи спостерігаються «провали» на кривій θ_{opt} зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. За інших рівних умов інтенсифікація процесу згоряння повинна викликати додаткове збільшення максимальних значень тиску p_z і температури T_z циклу, які при турбонаддуві підвищуються внаслідок більш високих параметрів стану робочого тіла на початку згоряння і великої маси заряду.

При турбонаддуві кут випередження запалення θ на режимах повного навантаження двигуна часто зменшують від оптимального його значення θ_{opt} . В цих умовах, p_z і T_z можуть суттєво зменшитися, а моменти їх досягання максимально віддалитися від верхньої мертвої точки.

Вплив турбонаддуву на індикаторний η_i і механічний η_m ККД бензинового двигуна може бути при реальних величинах тиску p_k не суттєвим. Необхідно відмітити, що η_m не залежить від p_k по меншій мірі до тиску $p_k = 0,14$ МПа.

До основних проблем турбонаддуву автомобільних бензинових двигунів можна віднести:

- створення турбокомпресора;
- регулювання величини тиску наддуву,
- забезпечення плавного протікання кривої крутного моменту двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці;
- робота на неусталеному режимі та без детонаційної роботи двигуна.

Інколи вказують проблему забезпечення необхідної рівномірності і задовільного рівня шуму роботи двигуна. Поруч з цим в роботі наголошено, що турбокомпресор сам по собі є глушником шуму, а при описі результатів випробувань двигуна «BMW», «Alpina Turbomotor» підкреслюється його безшумність роботи.

За способом запалювання робочої суміші газові двигуни діляться на три групи:

1. Із запаленням від електричної іскри.
2. Із запаленням від запальної дози рідкого палива у газодизеля.
3. З форкамерно-факельним запаленням, в яких невелика порція збагачувальної суміші запалюється від електричної іскри в додатковій камері малого об'єму і подальшим спалюванням бідної суміші в основній камері згоряння.

Всі три групи газових двигунів знайшли практичне використання спочатку як стаціонарні, мотокопресорні і корабельні, а в останні десятиліття

як на транспорті, в тому числі автомобільні. На всіх транспортних засобах можуть бути використані і використовуються газотурбінний наддув для збільшення середнього ефективного тиску.

Газові двигуни і газодизелі, як правило, отримують шляхом переобладнання дизельного двигуна. А на автомобілях, отримали широке використання переобладнання в газові двигуни з іскровим запалюванням бензинових двигунів.

Так як в роботі досліджуються газові двигуни з іскровим запалюванням, розглядати газодизелі і двигуни з форкамерно-факельним запалюванням не будемо.

Практично на автомобілях знайшли найбільше використання переобладнані в універсальні газові двигуни з іскровим запалюванням бензинових двигунів [8], [9]-[11].

Оптимальний газовий двигун з іскровим запалюванням повинен мати [8], [9]-[11]:

- систему наддуву;
- чотири клапани на циліндр;
- високе значення ступеня стиску;
- ефективне охолодження газоповітряної суміші на впуску в циліндри;
- точне регулювання коефіцієнту надлишку повітря на всіх режимах роботи.

Звернемо увагу на наддув. Він потрібний в тому випадку, щоб зберегти таку ж потужність, як у базового карбюраторного двигуна.

Відомостей про використання наддуву для відновлення потужності бензинових двигунів після переобладнання їх в універсальні газові двигуни виявити з літературних джерел не вдалось.

1.4 Конструктивні особливості та робота двигуна з турбонаддувом

Використання турбонаддуву вимагає насамперед обов'язкових і суттєвих змін конструкції і перекомпоновки систем впуску і випуску відпрацьованих газів, пов'язаних з включенням в ці системи турбокомпресора і забезпечення регулювання тиску наддуву p_k .

Необхідність змащування підшипників турбокомпресора вимагає також суттєвих змін в системі змащування двигуна, по меншій мірі, забезпечення відводу оливи із магістралі високого тиску і злив її в піддон.

Крім цього, в залежності від прийнятої системи живлення, необхідно забезпечити герметичність окремих елементів цієї системи в умовах підвищених значень p_k . Наголошується також, що турбонаддув вимагає підвищені вимоги не тільки до регулювання кута випередження запалення, але й потужності системи запалювання і характеристики свічок.

Існує думка, що форсовані двигуни за допомогою турбонаддуву лімітуються не механічними навантаженнями, а високою теплонапруженістю поршнів, клапанів та головок циліндрів.

В роботі зазначено, що при турбонаддуві необхідне зменшення часу фази перекриття клапанів з метою покращення паливної економічності двигуна за рахунок зменшення втрат палива під час продувки.

За результатами випробувань двигуна BMW необхідно відмітити, що вплив фаз газорозподілення на потужність двигуна з турбонаддувом виявився меншим ніж без наддуву.

Потужність двигуна з турбонаддувом збільшується, так як вже говорилося вище, за рахунок збільшення густини заряду та за рахунок підвищення значення тиску надувного повітря p_k .

За інших рівних умов збільшення потужності двигуна з турбонаддувом повинно відставати від підвищення тиску p_k .

Сучасні бензинові двигуни з турбонаддувом володіють дуже високими потужнісними показниками. Як вже говорилося вище при турбонаддуві в реальних межах збільшення тиску p_k відносно мало впливає на ККД η_i і η_m двигуна, а для забезпечення бездетонаційної роботи за звичай здійснюють заходи, які суттєво зменшують η_i [12], [13].

Тому можна припустити, що паливна економічність в цілому для всіх режимів роботи бензинових двигунів з турбонаддувом без використання спеціальних заходів тільки в кращому випадку не поступається своєму прототипу.

Аналіз закордонних даних про бензинові двигуни з турбонаддувом говорить про перспективність використання газових двигунів з турбонаддувом на автомобілях. Особливої уваги заслуговує повідомлення про те, що за допомогою турбонаддуву можна не тільки підвищити потужність двигуна без суттєвого збільшення його маси і габаритів, але й значно зменшити витрати палива і викиди токсичних компонентів з відпрацьованими газами.

1.5 Мета та задачі дослідження

На основі аналізу літературних джерел, можна стверджувати про те, що використання турбонаддуву на автомобільних бензинових двигунах є одним із перспективних напрямків покращення експлуатаційних показників автомобілів, виключаючи їх паливну економічність і токсичність ВГ.

Хоча реалізація даного напрямку вимагає вирішення деяких складних проблем, пов'язаних головним чином зі:

- створенням відповідного турбокомпресора;
- забезпеченням регулювання тиску наддуву без детонаційної роботи двигуна;
- протікання роботи двигуна на неусталених режимах;
- вдале протікання кривої крутного моменту на зовнішній швидкісній характеристиці двигуна.

Виробництво автомобільних бензинових двигунів практично в усіх країнах з розвинутою промисловістю свідчить про те, що за кордоном вказані проблеми так чи інакше вирішені або вирішуються.

Сутність цих проблем в літературі описано, але деякі питання окремих проблем не розкриті. Тому практичному використанню турбонаддуву для вітчизняних автомобільних двигунів повинні передувати не тільки дослідно-конструкторські але й дослідницькі роботи.

У зв'язку з вище викладеним метою роботи є підвищення техніко-економічних показників газових двигунів завдяки дослідженню роботи двигуна автомобіля ЗИЛ-138АГ обладнаного турбонаддувом.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. На підставі аналізу літературних джерел охарактеризувати шляхи підвищення техніко-економічних показників газових двигунів газобалонних автомобілів.

2. Аналітично встановити основні параметри двигуна, який модернізується, а також оцінити індикаторні та ефективні показники його роботи шляхом розрахунку основних параметрів дійсного робочого циклу; основних конструктивних розмірів.

3. Розробити принципову схеми системи живлення газом для автомобільних газових двигунів з газотурбінним наддувом.

4. Провести експериментальні дослідження шляхом зняття швидкісних і регулювальних характеристик газобензинових двигунів.

5. Здійснити економічну оцінку ефективності використання турбонаддуву на двигунах газобалонних автомобілів

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2.1 Мета та задачі теплового розрахунку двигуна

Основною метою теплового розрахунку ДВЗ є визначення параметрів дійсного робочого циклу на номінальному режимі та конструктивних розмірів досліджуваного двигуна.

Тепловий розрахунок ДВЗ дозволяє аналітично встановити основні параметри двигуна, який модернізується, а також оцінити індикаторні та ефективні показники його роботи і передбачає наступні завдання:

- розрахунок основних параметрів дійсного робочого циклу;
- розрахунок основних конструктивних розмірів двигуна;
- побудову індикаторної діаграми як функції переміщення поршня.

2.2 Обґрунтування та вибір вихідних параметрів

Тиск і температуру навколишнього середовища, приймаємо відповідно $p_o = 0,1013$ МПа, $T_o = 293$ К. Ступінь стиску ε для газових двигунів з іскровим запалюванням визначають, у основному, залежно від октанового числа газу.

У двигуні з наддувом повітря у циліндри подається з компресора, де воно попередньо стискується до тиску p_n при температурі T_k . Тиск у впускному трубопроводі двигуна p_k менший p_n у зв'язку з втратами у впускному тракті. При застосуванні проміжного охолодження повітря з компресора надходить у холодильник і потім у циліндри двигуна з відповідними тиском і температурою за холодильником, які приймаються як параметри оточуючого середовища. Залежно від ступеня наддуву приймаються наступні значення

тиску p_k наддувального повітря: при низькому наддуві – $1,5 \cdot p_o$; при середньому – $(1,5 - 2,2) \cdot p_o$; при високому – $(2,2 - 2,5) \cdot p_o$.

Температура повітря за компресором визначається за формулою:

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (2.1)$$

де n_k – показник політропи стискання повітря у компресорі.

Залежно від типу наддувального агрегату і ступеня охолодження показник політропи стискання повітря у компресорі n_k приймають у межах: для поршневих нагнітачів – $1,40 - 1,60$; для об'ємних – $1,55 - 1,75$; для осьових і відцентрових – $1,40 - 2,00$.

Тиск продуктів згоряння у кінці процесу випуску визначають із співвідношень: для двигунів з газотурбінним наддувом $p_r = (0,75 - 0,98) \cdot p_k$. Температуру газів у кінці процесу випуску приймаємо $T_r = 750 - 1000$ К, а тиск газів у кінці процесу випуску $p_r = 0,102 - 0,120$ МПа.

Показники політропи стиску n_1 та розширення n_2 вибирають, враховуючи вплив на них цілої низки факторів. Середні значення n_1 і n_2 приймаємо $n_1 = 1,37 - 1,39$; $n_2 = 1,22 - 1,35$.

Параметри робочого тіла у кінці процесу впуску, тиск газів у кінці процесу впуску, МПа визначається за формулою:

$$p_a = p_o - \Delta p_a = p_o - (\beta^2 + \phi_{вп}) \cdot \frac{\omega_{кл}^2}{2} \cdot \rho_o \cdot 10^{-6}, \quad (2.2)$$

де Δp_a – втрати тиску на впуску за рахунок опору впускної системи і гасіння швидкості руху заряду (для карбюраторних двигунів $\Delta p_a = (0,05 \dots 0,20) \cdot p_o$; для дизелів без наддуву $\Delta p_a = (0,03 \dots 0,18) \cdot p_o$; для дизелів з наддувом $\Delta p_a = (0,03 \dots 0,10) \cdot p_k$); $(\beta^2 + \phi_{вп}) = 2,5 - 4,0$ – сумарний коефіцієнт, який враховує гасіння швидкості (β) та опір впускної системи, віднесеній до площі

перерізу у клапані ($\varphi_{ВП}$) (більш високі значення належать до швидкохідних двигунів); $\omega_{кл} = 50 - 130$ м/с – середня швидкість свіжого заряду у прохідному перерізі клапана (більші значення – для швидкохідних двигунів); ρ_o – густина заряду при даних атмосферних умовах, кг/м³.

Густина заряду при даних атмосферних умовах, кг/м³:

$$\rho_o = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_{II} \cdot T_o}, \quad (2.3)$$

де $R_{II} = \frac{R}{\mu_{нов}} = 287$ Дж/(кг·К) – питома газова стала повітря; $R = 8314$ Дж/(кМоль·К) – універсальна (молярна) газова стала; $\mu_{нов} = 28,97$ кг/кМоль – молекулярна маса повітря.

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}. \quad (2.4)$$

Температура газів у кінці процесу впуску, К:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.5)$$

Після закінчення вибору вихідних даних приступають до розрахунку основних параметрів дійсного робочого циклу (тиску й температури у характерних точках розрахункового циклу).

Потім розраховують основні параметри, які характеризують цикл двигуна в цілому. Середній індикаторний тиск, індикаторний коефіцієнт корисної дії, індикаторну потужність, питому індикаторну витрату палива.

Далі розраховують ефективні показники проектного двигуна: середній ефективний тиск, ефективну потужність, механічний та ефективний коефіцієнти корисної дії, питому ефективну витрату палива, літрову

потужність, методику розрахунку яких було детально розглянуто на попередніх лекціях.

Завершивши цей етап, розраховують годинну витрату палива, кг/год:

$$G_T = \frac{N_e \cdot g_e}{1000}. \quad (2.6)$$

Номінальну циклову подачу палива, мм³/цикл:

$$q_{\text{Цн}} = \frac{G_T \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot 10^6}{120 \cdot n_n \cdot i \cdot \rho_{\text{нал}}}, \quad (2.7)$$

де $\rho_{\text{нал}}$ – густина палива, г/см³; крутний момент двигуна, Н·м на номінальному режимі:

$$M_{\text{КРн}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{ен}}}{n_n}. \quad (2.8)$$

максимальний

$$M_{\text{КРмакс}} = K \cdot M_{\text{КРн}}, \quad (2.9)$$

де K – коефіцієнт пристосування двигуна (для дизелів без коректора $K = 1,00 \dots 1,05$; для дизелів з коректором $K = 1,15 \dots 1,30$; для бензинових двигунів $K = 1,10 \dots 1,45$).

Та літрову потужність двигуна, кВт/л:

$$N_l = \frac{p_e \cdot n_n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}. \quad (2.10)$$

Після чого переходять до визначення основних конструкційних розмірів двигуна.

2.3 Визначення основних конструктивних розмірів двигуна

Робочий об'єм (літраж) двигуна, л:

$$V_{\text{л}} = \frac{N_e}{N_{\text{л}}} . \quad (2.11)$$

Робочий об'єм одного циліндра, л:

$$V_h = \frac{V_{\text{л}}}{i} , \quad (2.12)$$

де i – кількість циліндрів, яка вибирається з урахуванням конструкції сучасних двигунів такої ж, або близької до двигуна, що проектується потужності, зрівноваженості сил інерції, рівномірності крутного моменту, компоновальної схеми двигуна.

Об'єм камери згоряння, л:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} . \quad (2.13)$$

Повний об'єм циліндра, л:

$$V_a = V_h + V_c . \quad (2.14)$$

Діаметр циліндра, мм:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \kappa}} , \quad (2.15)$$

де $\kappa = \left(\frac{S}{D} \right)$ – коефіцієнт короткоходості двигуна (відношення ходу поршня S до діаметра циліндра D).

Площа поршня*, мм²:

$$F_{\text{порш.}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} . \quad (2.16)$$

Хід поршня*, мм:

$$S = D \cdot \kappa . \quad (2.17)$$

* Визначені розміри заокруглюють до цілих значень, кратних 2.

Перевірка середньої швидкості поршня:

$$v'_{\text{пср}} = \frac{S \cdot n_n}{30}; \quad \Delta = \frac{v'_{\text{пср}} - v_{\text{пср}}}{v'_{\text{пср}}} \cdot 100\%. \quad (2.18)$$

Примітка. Значення Δ не повинно перевищувати 3 – 5 %.

Номінальна кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна, рад/с:

$$\varpi_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}. \quad (2.19)$$

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна (стала КШМ)

$\lambda_{\text{КШМ}} = \frac{R}{L_{\text{ш}}}$ знаходиться у межах 0,25 – 0,29. Тоді при $R = \frac{S}{2}$ (центральный

КШМ) довжина шатуна визначається за формулою:

$$L_{\text{ш}} = \frac{R}{\lambda_{\text{КШМ}}}. \quad (2.20)$$

Визначений розмір заокруглюють до цілого значення, кратного 2.

Індикаторна потужність двигуна, кВт:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_l \cdot n_n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}. \quad (2.21)$$

Потужність механічних втрат, кВт:

$$N_{\text{м}} = N_i - N_e. \quad (2.22)$$

З метою оцінки можливих механічних і термічних перевантажень двигуна виконано тепловий розрахунок: базового бензинового ЗИЛ-138І без наддуву і газового двигуна ЗИЛ-138ІН при 100 і 115% номінальної потужності.

Для виконання теплового, динамічного і перевірного розрахунків деталей кривошипно-шатунного механізму на міцність розроблені математичні моделі і складені алгоритми і програми для проведення розрахунків на ЕОМ.

В математичних моделях використані відомі рівняння з теплового розрахунку двигунів внутрішнього згоряння за методом Гриневецького-Мазінга і розрахунку на міцність деталей двигуна, але в ній додатково враховано наявність на двигуні наддуву і проміжного охолодження наддувного повітря. Для цього тиск $p_{\kappa 2}$ і температура $T_{\kappa 2}$ перед впускними клапанами двигунів вираховувались за формулами:

$$p_{\kappa 2} = p_{\kappa 1} - \Delta p_{\kappa}, \quad (2.23)$$

де $p_{\kappa 1}$, $p_{\kappa 2}$ – тиск на вході і виході з охолоджувача повітря; Δp_{κ} – перепад тиску в охолоджувачі повітря.

$$T_{\kappa 2} = T_0 (p_{\kappa 2} / p_0)^{(b-1)/m} - \Delta T_{ox}, \quad (2.24)$$

де m – показник політропи стиску повітря в компресорі; ΔT_{ox} – зміна температури повітря в охолоджувачі.

Тиск p_a і температура T_a на початку стиску вираховувались за формулами:

$$p_a = p_{\kappa 2} - K_n \frac{W_{en}^2}{2} \rho_{\kappa 2}, \quad (2.25)$$

де K_n – коефіцієнт, який враховує опір впускної системи і сповільнення швидкості свіжого заряду розглядуваного перерізу циліндра; W_{en} – середня швидкість повітря у прохідних отворах впускних клапанів; $\rho_{\kappa 2}$ – густина свіжого заряду.

$$\rho_{\kappa 2} = p_{\kappa 2} / R_{o.3} T_{\kappa 2}, \quad (2.26)$$

$$T_a = (T_{\kappa 2} + \Delta T + \gamma_{\Gamma} t_{\Gamma}) / (1 + \gamma_{\Gamma}), \quad (2.27)$$

де ΔT – величина підігріву свіжого заряду від стінок циліндра, K ; γ_{Γ} – коефіцієнт залишкових газів; M_{Γ} – температура залишкових газів, $K_{yш1}$.

$$\gamma_{\Gamma} = \frac{T_{\kappa 2} + \Delta T}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{p_{\Gamma}}{p_a - p_{\Gamma}}, \quad (2.28)$$

де p_r – тиск залишкових газів.

Блок-схема алгоритму теплового розрахунку складена на основі блок-схеми розрахунку бензинових двигунів. У неї внесені зміни, які враховують особливості теплового розрахунку газових двигунів з іскровим запалюванням.

Розрахунок проведено для роботи двигуна на природному газі, в склад якого входять: метан CH_4 – 95%, азот N_2 – 4% і вуглекислий газ CO_2 – 1%.

Для розрахунку використано наступні специфічні для газового двигуна формули.

Кількість повітря L_0^r , теоретично необхідного для повного згоряння 1 кмоль газового палива, кмоль повітря /кмоль газ.палива.

$$L_0^r = \frac{1}{0,21} \Sigma(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}), \quad (2.29)$$

де n, m, r – число атомів, які містяться в молекулі відповідного газу і входять до складу природного газу.

У склад природного газу входить один горючий газ-метан CH_4 . Тому для природного газу $L_0^r = \frac{2}{0,21} = 9,52$ кмоль повітря/кмоль газ. палива.

Кількість кіломолей свіжого заряду (газоповітряної суміші), яка припадає на 1 кмоль газового палива:

$$M_1 = +\alpha_r L_0^r. \quad (2.30)$$

Для природного газу рівняння (2.30) приймає такий вигляд:

$$M_1 = M_{\text{CH}_4} + M_{\text{CO}_2} + M'_{\text{N}_2} + \alpha_r L_0^r, \quad (2.31)$$

де $M_{\text{CH}_4}=0,95$ кмоль CH_4 /кмоль газ. палива; $M_{\text{CO}_2} = 0,01$ кмоль CO_2 /кмоль газ. палива; $M'_{\text{N}_2}=0,04$ кмоль N_2 /кмоль газ. палива.

В продуктах повного згоряння газового палива при $\alpha_r > 1,0$ міститься діоксид вуглецю CO_2 , водяний пар H_2O , O_2 , і N_2 .

Кількість продуктів згоряння при $\alpha_r > 1$ яш1

$$M_2 = \Sigma(n + \frac{m}{2})M_{\text{CmHn}} + M'_{\text{N}_2} + (\alpha_r - 0,21)\alpha_r L_0^r. \quad (2.32)$$

Рівняння згоряння газоповітряної суміші, КДж/кмоль

$$\frac{22,4\xi Q_u}{\mu M_1(1+\gamma_r)} + \frac{\mu C'_v t_0}{\mu} = \mu C'_v t_z, \quad (2.33)$$

де ξ – коефіцієнт використання теплоти; Q_u – нижча теплота згоряння природного газу, кДж/м³.

Середня молярна теплоємність газоповітряної суміші природного газу з повітрям, кДж/(кмоль·К)

$$\mu C'_v = \frac{1}{M_1} (M_{CH_4} \mu C'_v CH_4 + M_{CO_2} \mu C'_v CO_2 + M_{N_2} \mu C'_v N_2 + \gamma L_0^r \mu C'_{cn}), \quad (2.34)$$

де $\mu C'_{cn}$ – середня молярна теплоємність повітря, КДж/(кмоль·К).

Висновки за розділом

Запропонована методика теплового розрахунку газового двигуна дозволяє визначення індикаторних, ефективних показників роботи двигуна і температурних умов роботи деталей, основних розмірів.

Результати теплового розрахунку залежать від якості оцінки ряду коефіцієнтів, що використовуються під час розрахунку і враховують особливості проектного двигуна. Вони будуть тим ближче до дійсних, чим більше використовуються фактичні дані випробувань таких двигунів, які за рядом основних параметрів близькі до проектного.

Перевірка на міцність проводилась для деталей: гільза циліндра, шпильки кріплення головки блока, поршень, поршневий палець, шатун, кришка шатуна, шатунні болти.

Розраховувався також максимальний і середній тиск на шатунну шийку колінчастого вала.

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є підтвердження роботоздатності запропонованої системи живлення газотурбінного наддуву автомобільного газового двигуна; уточнення основних конструктивних параметрів систем живлення і газотурбінного наддуву; впливу турбонаддуву на потужнісні, паливно-економічні і екологічні показники газового двигуна.

Для досягнення поставленої мети виконана наступна програма експериментальних досліджень:

1. Зняття регулювальних характеристик за складом газоповітряної суміші для визначення оптимального діаметру дросельної шайби в редукторі низького тиску.
2. Зняття регулювальних характеристик за кутом випередження запалювання.
3. Зняття навантажувальних і швидкісних характеристик двигуна при роботі на бензині і природному газі без наддуву і з наддувом, без охолодження і з охолодженням наддувного повітря.

3.2 Вибір місця встановлення турбокомпресора

Об'єктами дослідження є 8-циліндровий V-подібні газові двигуни ЗИЛ-138А і ЗИЛ-138И, в яких утворення газоповітряної суміші здійснюється в карбюраторі-змішувачі.

На таких двигунах можливі два варіанти встановлення турбокомпресора: а) після карбюратора-змішувача (рис. 3.1.); б) перед карбюратором-змішувачем (рис. 3.2.).

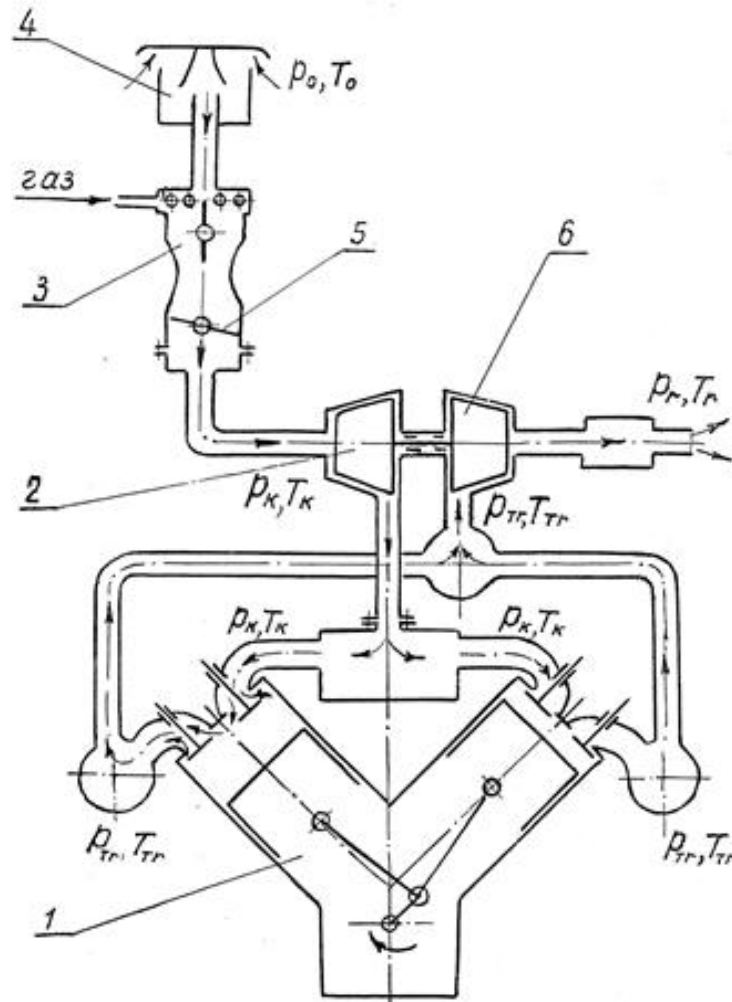


Рисунок 3.1 – Схема розміщення турбокомпресора після карбюратора-змішувача: 1 – двигун; 2 – компресор доцентровий; 3 – карбюратор з газовим змішувачем; 4 – повітроочисник; 5 – дросельна заслінка; 6 – турбіна доцентрова.

Досвід використання газотурбінного наддуву на бензинових двигунах показує, що місце встановлення турбокомпресора впливає на роботу двигуна на неусталених режимах. Цей вплив залежить від довжини і об'єму каналів системи впуску на ділянці від дросельної заслінки карбюратора до циліндрів

двигуна. З врахуванням особливостей роботи автомобільного карбюраторного двигуна, встановлений на ньому ТК повинен задовольняти такі вимоги, як:

- ефективність роботи в широкому діапазоні витрати повітря;
- відносно малі витрати палива;
- малу інерційність;
- роботоздатність, при високих температурах відпрацьованих газів.

З розміщенням турбокомпресора після карбюратора довжина і об'єм каналів більший, тому час переміщення бензоповітряної суміші від місця подачі бензину до циліндрів збільшується, що призводить до порушення якості сумішоутворення на неусталеному режимі роботи. Але з іншої сторони покращуються гомогенність бензоповітряної суміші і рівномірність її розподілу по циліндрах. Це добре сприяє переміщенню паливної суміші в компресорі [21].

На часткових навантаженнях, коли дросельна заслінка замкнута, перед компресором створюється розрідження, що може призвести до падіння характеристики компресора в зоні помпажу.

Крім цього, є необхідність надійного ущільнення системи турбокомпресора, щоб попередити підсос оливи із неї і попадання її в циліндри двигуна, що призведе до збільшення викидів вуглеводнів з відпрацьованими газами.

Всі ці явища будуть спостерігатися і в газовому двигуні з газотурбінним наддувом, виконаним за схемою, вказаною на рис. 3.1, але сумішоутворення буде проходити краще у зв'язку з однаковим агрегатним станом природного газу і повітря.

У випадку розміщення турбокомпресора перед карбюратором-змішувачем (рис. 3.2.) довжина і об'єм каналів на ділянці між дросельною заслінкою і циліндрами двигуна значно менша, що покращує роботу двигуна на неусталених режимах. Але при такому розміщенні турбокомпресора

необхідно ретельно герметизувати карбюратор, в якому при роботі газового двигуна на газі буде передаватися тиск наддуву p_k .

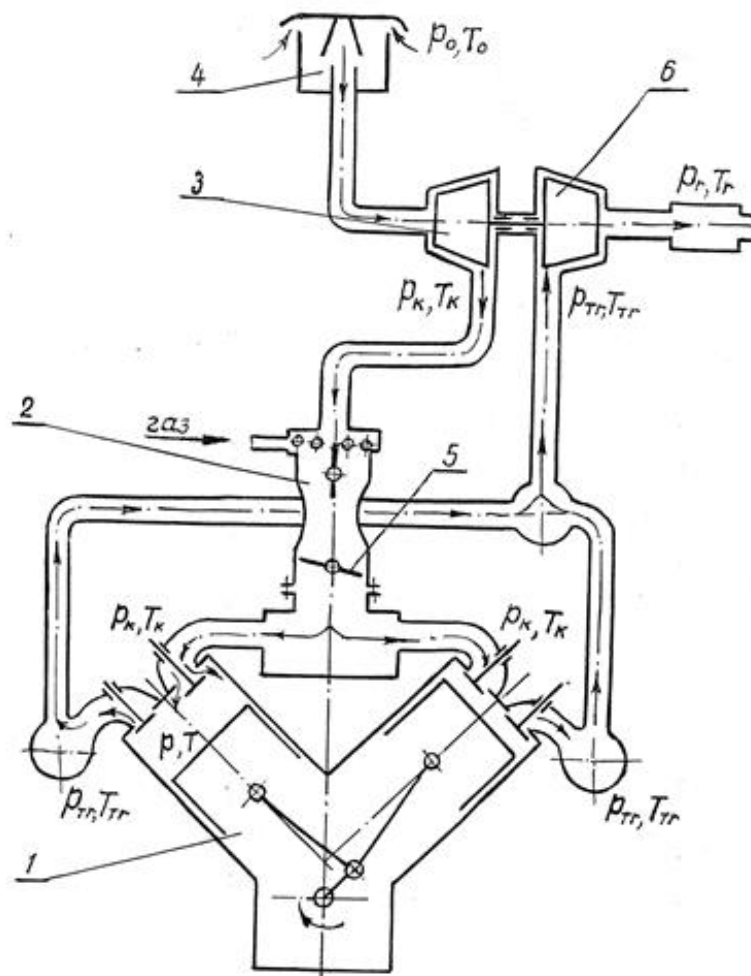


Рисунок 3.2 – Схема розміщення турбокомпресора перед карбюратором-змішувачем: 1 – двигун; 2 – карбюратор з газовим змішувачем; 3 – доцентровий компресор; 4 – повітроочисник; 5 – дросельна заслінка; 6 – турбіна доцентрова.

Найбільш суттєвим недоліком схеми встановлення турбокомпресора, яка показана на рис. 3.2 – небезпека помпажу компресора при малому відкритті дросельної заслінки. Тому для газових двигунів з іскровим запалюванням в роботі прийнята схема, яка вказана на рис. 3.2.

3.3 Розробка принципової схеми системи живлення газом для автомобільних газових двигунів з газотурбінним наддувом

В експериментальній системі випробування двигуна передбачено регулювання наддуву шляхом перепуску частини відпрацьованих газів поза турбіною і використанні двоступеневого редуктора низького тиску з подачею газу під надлишковим тиском.

Схема системи газотурбінного наддуву і подача газу і бензину показана на рис. 3.3. В магістраль подачі газу входить витратний вентиль 3, підігрівач газу 1, редуктор 2 високого тиску, електромагнітний клапан-фільтр 4, двоступеневий газовий редуктор низького тиску 15 і газоповітряний карбюратор-змішувач 12. Всі ці вузли з'єднані між собою газопроводами.

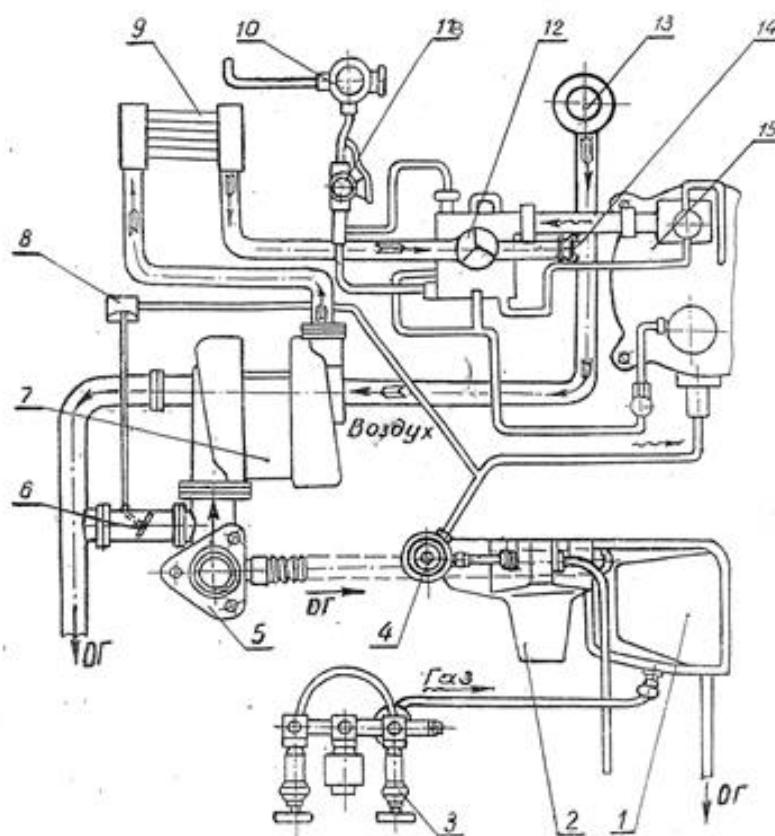


Рисунок 3.3 – Схема конструкції турбонаддуву двигуна високого тиску ЗІЛ-138ИН: 1 – підігрівач газу; 2 – редуктор високого тиску; 3 – розхідний вентиль; 4- електромагнітний клапан-фільтр газу; 5 – випускний колектор; 6 –

заслінка перепуску відпрацьованих газів; 7 – турбокомпресор; 8 – датчик тиску газу; 9 – повітряно-повітряний радіатор; 10 – бензонасос; 11 – електромагнітний клапан бензиновий; 12 – карбюратор-змішувач; 13 – повітроочисник; 14 – зворотній клапан; 15 – газовий редуктор низького тиску.

В систему подачі бензину входить бензонасос 10, електромагнітний клапан 11 і карбюратор-змішувач 12. Ці вузли між собою з'єднані бензопроводами.

З метою можливості використання турбонаддуву в карбюраторі-змішувачі вісь дросельної заслінки герметизована за допомогою двох гумових кілець. Важіль приводу бензонасоса на період роботи на газі відключається шляхом фіксації у вимкненому положенні.

Турбокомпресор 7 з'єднаний патрубком з випускним колектором 5 двигуна і має випускний патрубок для виводу відпрацьованих газів в атмосферу. Повітрянапірний патрубок турбокомпресора за допомогою повітропроводів під'єднаний до повітро-повітряного радіатора 9 і до газоповітряного карбюратора-змішувача 12.

Трубопровід випуску відпрацьованих газів із випускного колектора 5 в атмосферу має заслінку 6 з приводом від давача тиску, який газопроводом з'єднаний з газопроводом магістралі подачі газу між електромагнітним клапаном-фільтром 4 і редуктором низького тиску 15. Витратний вентиль 3 і бензонасос 10 з'єднані відповідно з балонами із стисненим газом і паливним баком з бензином. Газоповітряний карбюратор-змішувач 12 з'єднаний газопроводом з редуктором низького тиску 15. Корпус підігрівача 1 заповнений окислювачем каталізатором, має змійовик, який з'єднаний з газопроводом, а також з'єднаний трубопроводом з випускним колектором двигуна [21].

Під час роботи на газовому паливі стиснений газ із балонів через відкритий вентиль 3 і газопровід надходить в змійовик, який розміщений в

корпусі підігрівача 1. В корпус підігрівача через трубопровід із колектора 5 надходять відпрацьовані гази, які в окислювальному каталізаторі догоряють, віддаючи частину свого тепла змійовику, після чого гази виходять через випускний патрубок в атмосферу. При цьому стиснутий газ підігрівається в змійовику.

Підігрітий газ по газопроводу надходить в редуктор 2 високого тиску і потім по газопроводі, відкритий електромагнітний клапан-фільтр 4 і газопровід в двохступеневий газовий редуктор низького тиску 5, де його тиск знижується до значення робочого, після чого по газопроводі надходить в газоповітряний змішувач 12, в який одночасно від турбокомпресора 7 по повітропроводу подається стиснуте повітря. На шляху до карбюратора-змішувача повітря охолоджується в повітро-повітряному радіаторі 9. Приготовлена в змішувачі газоповітряна суміш має більшу густину порівняно з бензиноповітряною сумішшю в бензиновому двигуні без наддуву. Завдяки цьому потужність при роботі на газі підвищується до рівня потужності при роботі на бензині. Відпрацьовані гази надходять в турбокомпресор 7 через газоприйомний патрубок із колектора 5, і виводяться в атмосферу через випускний патрубок. Під час роботи системи на газовому паливі електромагнітний клапан 11 закритий. Заслінка 6 в трубопроводі закрита під дією тиску газу в газопроводі, яке передається в робочу камеру давача тиску газу 8. Під час роботи двигуна на бензині, він із паливного баку бензонасосом 10 подається через відкритий електромагнітний клапан 11 і далі по бензопроводі в карбюратор-змішувач 12, в який також надходить повітря під атмосферним тиском. Приготовлена бензоповітряна суміш надходить у впускний колектор двигуна. Турбокомпресор 7 при цьому не працює, так як його газо прийомний патрубок трубопроводом з'єднаний з випускним патрубком, а заслінка 6 відкрита під дією давача тиску 8. При цьому електромагнітний клапан-фільтр 4 закритий.

Під час роботи на газовому паливі стиснутий газ із балонів через відкритий вентиль 3 надходить в підігрівач 1 через який проходять відпрацьовані гази, підігріваються і надходить до редуктора 2. Тиск газу зменшується до 0,8-1,2 МПа і далі через клапан 4 в двоступеневому редукторі до 0,18-0,2 МПа в першому ступені, а в другому ступені редуктора тиск газу залежить від тиску наддуву. Далі газ надходить в газоповітряний карбюратор-змішувач 12, в який одночасно від турбокомпресора 7 через повітро-повітряний охолоджувач 9 подається стиснуте повітря.

Під час роботи на бензині турбокомпресор виключається шляхом перепуску відпрацьованих газів із колектора 5 поза турбіною за допомогою перепускнув заслінки 6, на котру діє пневмоциліндр 8. Він працює від тиску газу, який надходить із редуктора 4. В такому випадку повітря надходить в карбюратор-змішувач безпосередньо через зворотній клапан 14 бензин надходить через фільтр 10 і електромагнітний клапан 11.

3.4 Об'єкти експериментальних досліджень

Об'єктом експериментальних досліджень були серійні автомобільні 8-циліндрові v-подібні безнаддувні газові двигуни ЗИЛ-138А і ЗИЛ-138И, які були обладнані дослідною системою газотурбінного наддуву. Двигуни випущені на автомобільному заводі Лихачова в м. Москва. Двигун ЗИЛ-138А заводський №388964 випущений в 1981 р. Двигун ЗИЛ-138И заводський №680110 випущений в 1990 р.

Обидва двигуни двоохпаливні в тому сенсі, що їх можна експлуатувати при роботі на природному газі і на бензині у випадку відсутності природного газу.

Основні технічні дані двигунів приведені в табл. 3.1. Газовий двигун ЗИЛ-138А розроблений на базі бензинового карбюраторного v-подібного, 4-

тактного, 8-циліндрового автомобільного двигуна ЗИЛ-130 з верхнім розміщенням клапанів.

Параметри цього двигуна викликають інтерес для подальшого порівняння з параметрами газових двигунів. Вони приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Основні технічні характеристики карбюраторного двигуна ЗИЛ-130

Параметри	Числове значення
Номінальна ефективна потужність, кВт	110,3
Частота обертання колінчатого вала при номінальній потужності, хв. ⁻¹	3200
Максимальний крутний момент, Н·м	402,2
Частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному крутному моменті, об/хв ⁻¹	1800...2000
Діаметр циліндра, мм	100
Хід поршня, мм	95
Робочий об'єм, л	6,0
Ступінь стиску	6,5
Тиск стиску, МПа	1,21
Максимальний тиск згоряння, МПа	4,91

Середній ефективний тиск при номінальній потужності, МПа	0,69
--	------

Газовий двигун ЗИЛ-138А розроблений на базі бензинового карбюраторного двигуна ЗИЛ-375, який відрізняється від двигуна ЗИЛ-130 в основному збільшеним від 100 до 108 мм діаметром циліндра, в результаті чого його робочий об'єм виріс з 6,0 до 7,0 л.

Переобладнанням двигунам присвоєно назви ЗИЛ-138АН і ЗИЛ-138ИН. На двигуні встановили турбокомпресор ТКР-7С-1, який серійно випускався Дергачівським заводом турбокомпресорів (м. Дергачі, Харківської обл. для тракторних і комбайнових дизелів. Конструкція турбокомпресора показано на рис.. На кінці вала 2 встановлені колесо 3 радіального доцентрового компресора і колесо 12 радіальної доцентрової турбіни. Вал встановлений в підшипнику ковзання 20. Для мащення підшипника і охолодження турбокомпресора в його корпус через пустотілий фіксатор 8 підшипника 20 подається масло з системи мащення двигуна. З корпуса турбокомпресора масло зливається в картер двигуна.

Технічна характеристика турбокомпресора наведена в табл. 3.2.

В системі подачі газу використаний двоступеневий редуктор низького тиску, виготовлений на Рязанському заводі автомобільної апаратури заводський №2853. Редуктор переобладнаний для подачі газу з другої ступені під надлишковим тиском.

Таблиця 3.2 – Технічна характеристика турбокомпресора ТКР-7С-1

Параметр	Характеристика параметрів або числові значення
Призначення	Турбокомпресор застосовують для наддуву дизелів
Область застосування	

	Для експлуатації в районах з помірним кліматом
Діаметр колеса компресора, мм	70
Діаметр колеса турбіни, мм	70
Ступінь підвищення тиску без обмеження у часі	3,0
Температура газів перед турбіною, яка допускається без обмеження по часу в К, не більше	923
Максимальна температура Іч, К	992
ККД, компресора на заданому режимі, не менше	0,66
ККД турбіни на заданому режимі, не менше	0,68
Частота обертання ротора турбокомпресора, хв. ⁻¹	75000
Тиск надувного повітря, МПа	0,153
Тиск вихлопних газів перед турбіною, МПа	0,156
Годинний розхід повітря, кг/год	720
Основні розміри, мм не більше:	
Довжина	215
Ширина	212
Висота	177
Маса корпусу турбокомпресора, кг, не більше	8

3.5 Гальмівний стенд для експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень була змонтована гальмівна установка, в склад якої входять електробалансний гальмівний стенд з ваговим механізмом, на який встановлюється досліджуваний двигун, реостат рідинний регулювальний, шафа керування, пристрій для вимірювання витрати бензину, природного газу і повітря, набір електровимірювальних приладів. На першому етапі досліджень двигуна ЗИЛ-138А застосовувався електрогальмівний стенд СТЕУ-40-1000 з підвищеною шестеренчастою передачею, а в подальшому більш потужний і сучасний стенд КИ-5540М, заводський №2542 виготовлений на станко будівельному заводі, м. Зарайськ в 1990 р.

Природний газ подавався з автомобільного причепа, переобладнаного для транспортування і зберігання газових балонів високого тиску.

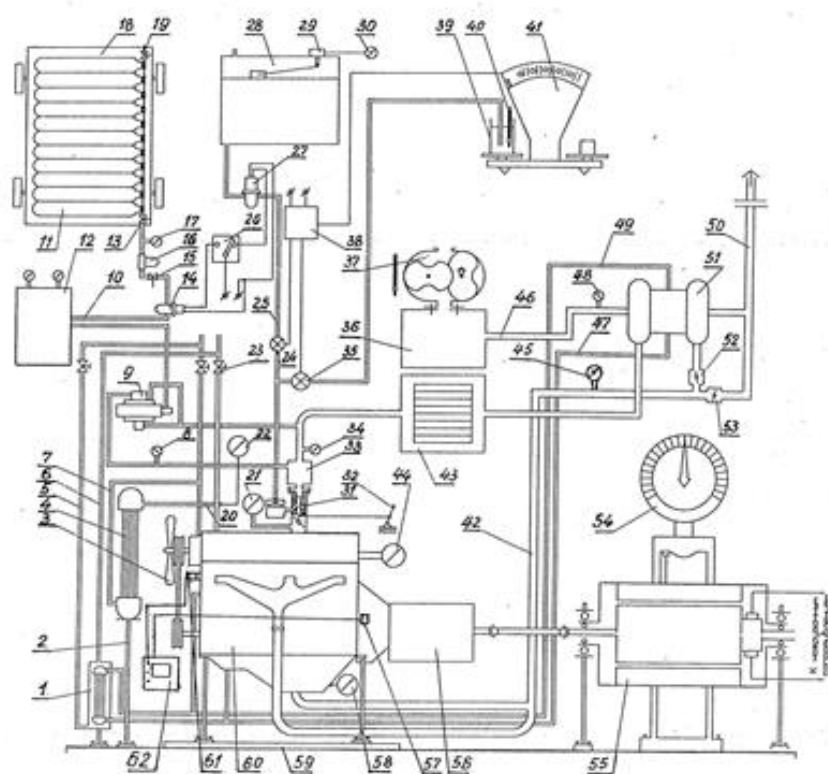
Головними параметрами обкаточно-гальмівних стендів є гальмівна потужність N_G , гальмівний момент M_G і допустима частота обертання n_G якоря.

Випробування двигуна ЗИЛ-138А, які проводились на стенді СТЕУ-40-1000 показали, що електрична машина на максимальних швидкісних і навантажувальних режимах роботи перегріваються вище допустимої температури [21].

Таблиця 3.3 – Технічна характеристика гальмівних стендів

Назва параметрів	Марка стенда	
	СТЕУ-40	КИ-5540М
Тип	стаціонарний	
Потужність, кВт	100	130
В т.ч. потужність балансувальної електромашини з фазним ротором, кВт	40	110

Синхронна частота обертання ротора електромашини, хв. ⁻¹	1000	1500
Діапазон регулювання гальмівного моменту, Н·м	0...500	0...750
Частота обертання вихідного вала, хв. ⁻¹	200...1450	600...1440
При холодній обкатці		



a)



б)

Рисунок 3.4 – Схема (а) та загальний вигляд (б) експериментальної установки: 1 – радіатор масляний; 2 – опора; 3 – вентилятор; 4 – радіатор водяний; 5, 6, 7 – водопроводи; 8, 17, 34, 21, 44 – манометри; 9 – редуктор газовий низького тиску; 10 – газопровід; 11 – газові балони; 12 – витратомір газу; 13, 24 – вентилі витратні; 14 – клапан-фільтр електромагнітний газовий; 15 – вентиль магістральний; 16 – редуктор високого тиску; 18 – причеп автомобіля; 19 – вентиль наповню вальний; 20 – трубопровід; 22, 57 – термометр; 23 – вентиль; 25 – паливо провід; 26 – перемикач; 27 – клапан-фільтр електромагнітний бензиновий; 28 – бак паливний; 29 – датчик рівня палива; 30 – показчик рівня палива; 31 – карбюратор змішувач; 32 – орган керування дросельною заслінкою; 33 – змішувач газовий; 34, 35 – електролампа; 36 – ресивер повітряний; 37 – лічильний газовий; 38 – блок керування; 39 – колба; 40 – термометр; 41 – вага; 42 – труба впускна; 43 – повітряний радіатор; 45 – манометр тиску газів; 46 – повітропровід; 47, 49 – маслопроводи; 48 – вакуумметр; 50 – труба витяжна; 51 – турбокомпресор; 52, 53 – заслінки; 54 – механізм ваговий; 55 – двигун асинхронний; 56 – кожух захисний; 58 – тер момент масла; 59 – фундамент; 60 – двигун; 61 – датчик температури води; 62 – показчик температури води.

З метою розширення можливостей цього стенду до нього був підключений водонагрівач ЕПЗ-100И2 потужністю 100 кВт. Це дало можливість зменшити температуру електроліту в реостаті і більш плавно навантажувати двигун, але не усунуло перегріву електромашини стенда. До недоліків цього стенда можна віднести також відсутність дистанційного керування реостатом і шумна робота редуктора.

Технічні дані обох стендів приведені в табл. 3.4.

Основні технічні характеристики системи подачі газу приведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Основні технічні дані системи подачі газу

Вузол	Особливості вузла
Балони для стиснутого газу	12 шт., з маркуванням 50-200 розміщуються на платформі 2-основного причепа;
Арматура балонів	Манометр, 2 кутника, 2 трійників витратних вентилів, 10 трійників для трубопроводів.
Розподільна хрестовина	3 наповню вальним і основним розхідними вентиллями на причепа
Вентилі: наповнювальний	1, типу ВМН-1
витратний	3, типу ВМР-1
Редуктор високого тиску	Одноступінчатий, типу БМ0-80-1
Електромагнітний клапан з газовим фільтром	Закріплюється на кронштейні в арматурному ящику причепа.
Редуктор низького тиску	Двохступеневий, закріплюється кронштейнами на стінках
Газовий змішувач	Закріплюється на фланці верхнього корпусу карбюратора К-91, двохкамерний, з додатковою системою холостого ходу для роботи на газі

3.6 Методика знімання характеристик досліджуваного двигуна

Швидкісні, навантажувальні і регулювальні характеристики знімалися у відповідності з ГОСТ 14846-84. Для зняття інших нестандартних характеристик розроблялися часткові методики, про особливості яких буде згадано при розгляді результатів досліджень [21].

Регулювальні характеристики за складом газоповітряної суміші знімалися при 100, 75 і 50 % відкритті дросельної заслінки і частоті обертання 1700, 1900, 2000 і 3200 об/хв. Величина тиску наддуву при досліджах регулювалась в межах 0...0,07 МПа і підтримувалась постійним шляхом перепуску частини відпрацьованих газів поза газовою турбіною компресора.

Для кожного досліду встановлювався оптимальний кут випередження запалювання. Для зміни витрати газу використовувались дросельні шайби в редукторі низького тиску діаметром 8,5; 9,0; 9,5; 10,0; 10,5; і 11,0 мм. За регулювальними характеристиками визначався оптимальний діаметр дросельної шайби, якому відповідала найкраща економічність двигуна.

Навантажувальні характеристики знімалися за наступними параметрами: частота обертання колінчастого вала 2000 і 3200 об/хв, та відкритті дроселя 25; 50; 75; 100 % й на режимах мінімального навантаження. За рахунок зміни кута випередження запалювання отримували максимальне значення крутного моменту. З навантажувальної характеристики визначались точки, які відповідають мінімальній питомій витраті газу.

Зовнішні швидкісні характеристики знімалися при повністю відкритому дроселю і при куті випередження запалювання, вказаному в технічних умовах на двигун.

Регулювання тиску p_{T_2} на номінальному режимі виконували вручну, за допомогою газової заслінки.

Регулювальні характеристики за кутом випередження запалювання знімались при частотах обертання колінчастого валу 2000 і 3200 об/хв. Кут випередження запалювання змінювали шляхом повороту корпусу переривника-розподільника, а вакуумний і відцентровий автомати випередження запалювання – відключалися. За результатами регулювальних характеристик визначали оптимальний кут випередження запалювання.

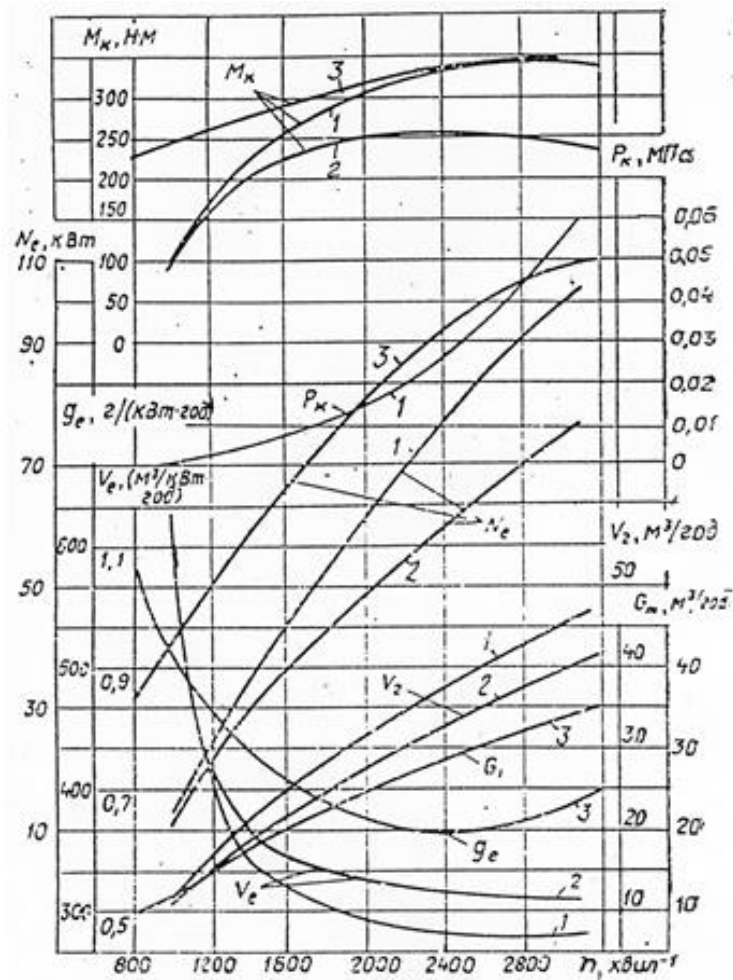


Рисунок 3.5 – Зовнішні швидкісні характеристики газового двигуна ЗІЛ-138А: 1 – газ з наддувом; 2 – газ без наддуву; 3 – бензин; G_t – годинна витрата палива; g_e – питома витрата палива; M_k – крутний момент; P_k – тиск наддуву; N_e – ефективна потужність; V_2 – об’ємна витрата газу; V_e – питома витрата газу.

Розглянемо методику зняття швидкісної характеристики двигуна. На рис. 3.5 побудована зовнішня швидкісна характеристика двигуна ЗІЛ-138А при роботі без наддуву на бензині А-92. На цьому рисунку: q_u – циклова подача

бензину; G_T – годинна масова витрата палива; g_e – питома ефективна витрата палива; α – коефіцієнт надлишку повітря при роботі на бензині; α – кут випередження запалювання. Максимальна потужність двигуна по цій характеристиці 96,5 кВт з питомою витратою бензину 368 г/(кВт год) і ефективному ККД $\eta_e = 0,22$. Найбільший ККД отримали при $n = 2800$ об/хв, він рівний $\eta_e = 0,236$, при цьому мінімальна питома ефективна витрата бензину $g_{e\min} = 0,347$ г/(кВт год).

Не менш важливим показником для двигунів транспортних засобів є запас крутного моменту, який визначається за формулою:

$$K_b = \frac{M_{e\max} - M_{e\text{ном}}}{M_{e\text{ном}}} \cdot 100 \%, \quad (4.1)$$

де $M_{e\max}$ і $M_{e\text{ном}}$ – максимальне значення крутного моменту й значення при номінальній потужності.

Для бензинових двигунів K_m становить 25...30%. В нашому випадку $K_m = 13,8 \%$.

Ефективний крутний момент пов'язаний з ефективною потужністю залежністю:

$$M_e = \frac{30 \cdot N_e}{\pi \cdot n}. \quad (4.2)$$

Із теорії поршневих ДВЗ ефективна потужність, кВт:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i_u}{30 \cdot \tau_\partial}, \quad (4.3)$$

де V_h – робочий об'єм циліндра двигуна, л; p_e – середній ефективний тиск, МПа; i_u – кількість циліндрів; τ_∂ – тактність двигуна.

Середній ефективний тиск в газовому двигуні рівний:

$$p_e = \frac{H_{iz} \cdot V_h}{V_h} \cdot V_{uz} \cdot \eta_e. \quad (4.4)$$

Підставивши рівняння (4.5) і (4.6) в рівняння (4.4), отримаємо:

$$M_e = \frac{H_{iz} \cdot i_u \cdot V_{uz} \cdot \eta_e}{\pi \cdot \tau_d}. \quad (4.5)$$

В цьому рівнянні змінні параметри тільки V_u і N_e .

Циклова подача V_{uz} піддається керуванню. Вона виражається залежністю, м³/цикл:

$$V_{uz} = \frac{V_h}{180 \cdot \pi}. \quad (4.6)$$

Витрата газу V_z залежить від перепаду тиску в другому ступені регулятора низького тиску і в дифузорі газоповітряної суміші, від прохідного січення дросельних шайб, встановлених в розподільник низького тиску і від тиску наддуву p_k зростає маса газоповітряної суміші, яка надходить в циліндри двигуна.

Висновки за розділом

Запропонована мета і програма експериментальних досліджень. Розроблена принципова схема системи живлення газом для автомобільних газових двигунів з газотурбінним наддувом, а також вибір місця встановлення турбокомпресора.

Запропоновані методики знімання характеристик досліджуваного двигуна, а також наведені технічні характеристики об'єктів експериментальних досліджень.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати експериментальних досліджень швидкісної характеристики досліджуваного двигуна

На рис. 4.1. представлена зовнішня швидкісна характеристика досліджуваного двигуна під час роботи на природному газу без наддуву (додаток Б). під час побудови зовнішньої швидкісної характеристики використали новий параметр $V_{цг}$ – циклова витрата газу.

Аналізуючи рис. 4.1 варто відмітити, що номінальна потужність двигуна під час роботи на природному газу без наддуву на 18 % менше ніж під час роботи на бензині й становить 80 кВт. При цьому $\eta_e = 0,18-0,20$, $V_e = 0,555$ м³/(кВт год), $\eta_T = 0,95$. Найбільший ККД $\eta_e = 0,18-0,21$ за частоти обертання 2000 об/хв.

Циклова витрата газу збільшується зі зниженням частоти обертання, а крутний момент також збільшується. Запас крутного моменту при 1600 об/хв становить $K_m = 14,6\%$, що відповідає технічній характеристиці.

Згідно даних технічної характеристики для двигуна ЗІЛ-138А, який працює на газу без наддуву: $M_{\text{емакс}} = 294$ Нм, $M_{\text{еном}} = 263,4$ Нм й запас крутного моменту $K_m = 11,6 \%$.

З результатів досліджень випливає, що економічність газового двигуна без наддуву дещо гірша, ніж у бензинового.

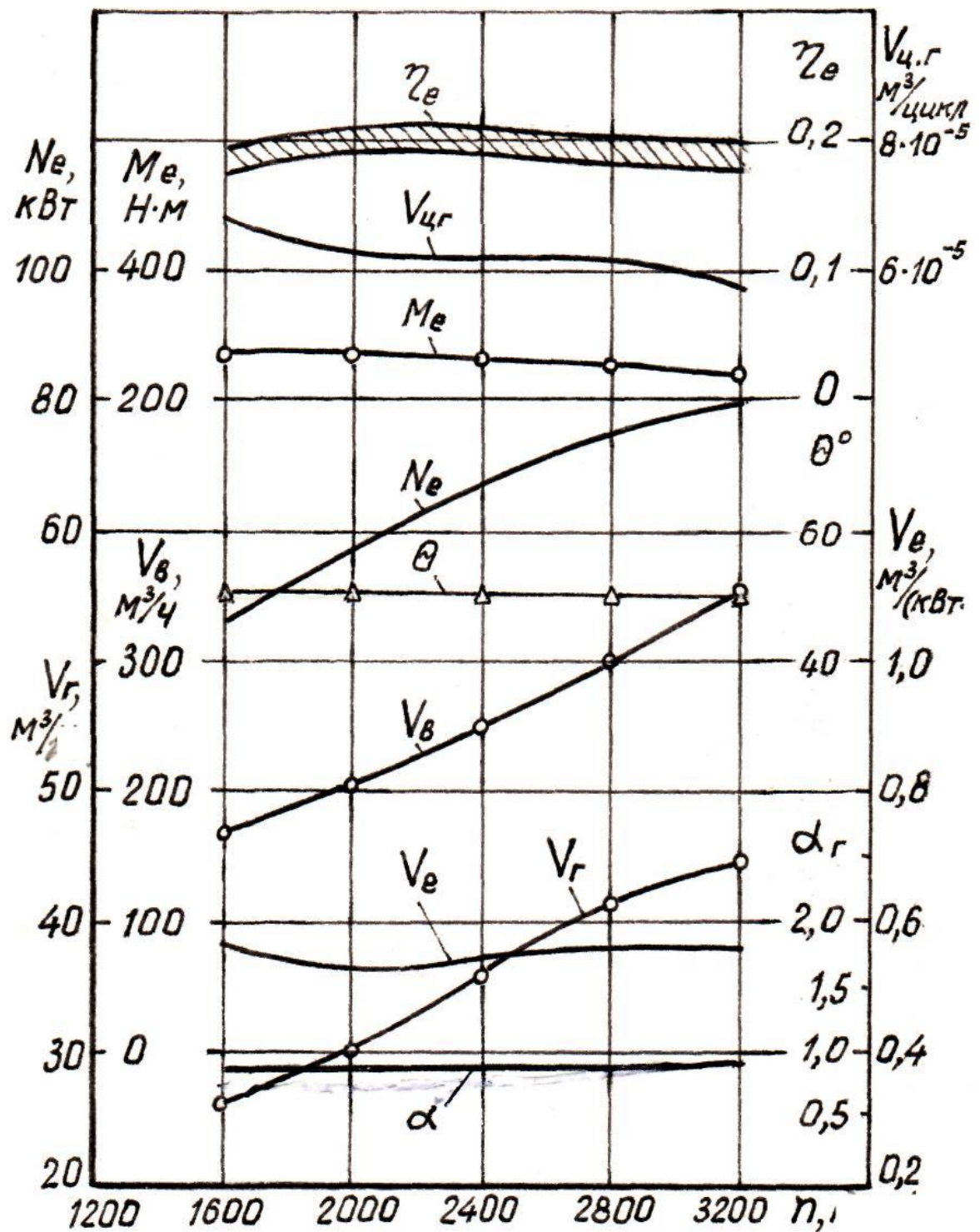


Рисунок 4.1 – Зовнішня швидкісна характеристика газового двигуна ЗІЛ-138А без наддуву.

На рис. 4.2 і 4.3 представлена зовнішня швидкісна характеристика двигуна ЗІЛ-138А з ввімкнутим газотурбінним наддувом.

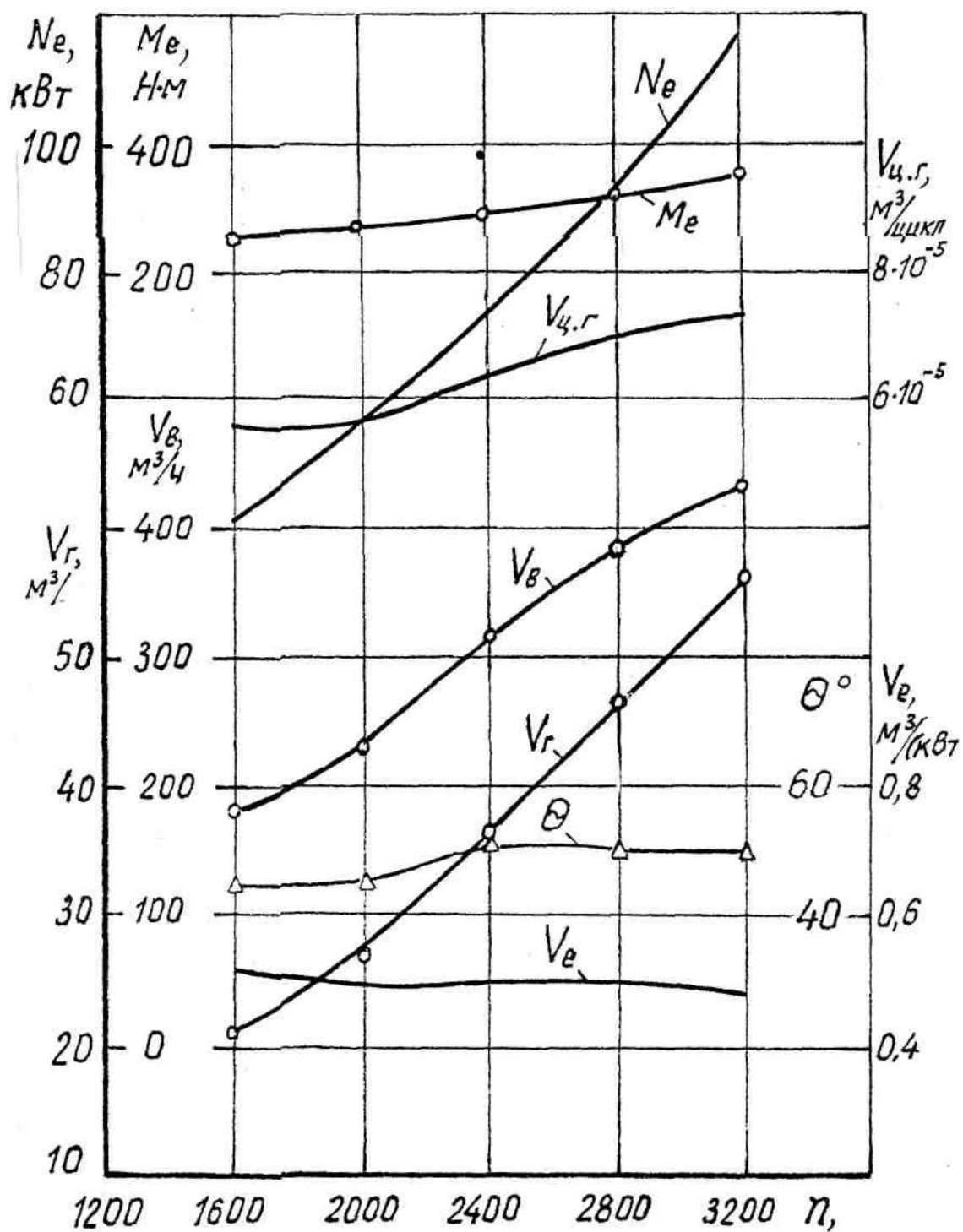


Рисунок 4.2 – Зовнішня швидкісна характеристика газового двигуна ЗИЛ-138А з ГТН без охолодження надувного повітря.

Аналізуючи рис. 4.2 варто відмітити, що потужність двигуна зросла до 117 кВт і на 21,2 % порівняно із роботою на бензині і на 46% порівняно з роботою на газу без наддуву. Разом з тим підвищився і ефективний ККД, який

став близьким до ККД при роботі на бензині. На номінальному режимі ($n = 3200$ об/хв.) тиск становить $p_k = 0,052$ МПа, а температура $T_{m2} = 980$ К.

Але із рис. 4.2 також випливає, що в досліджуваному двигуні з газотурбінним наддувом крутний момент зі зниженням частоти обертання монотонно зменшується, тому запасу крутного моменту відсутній.

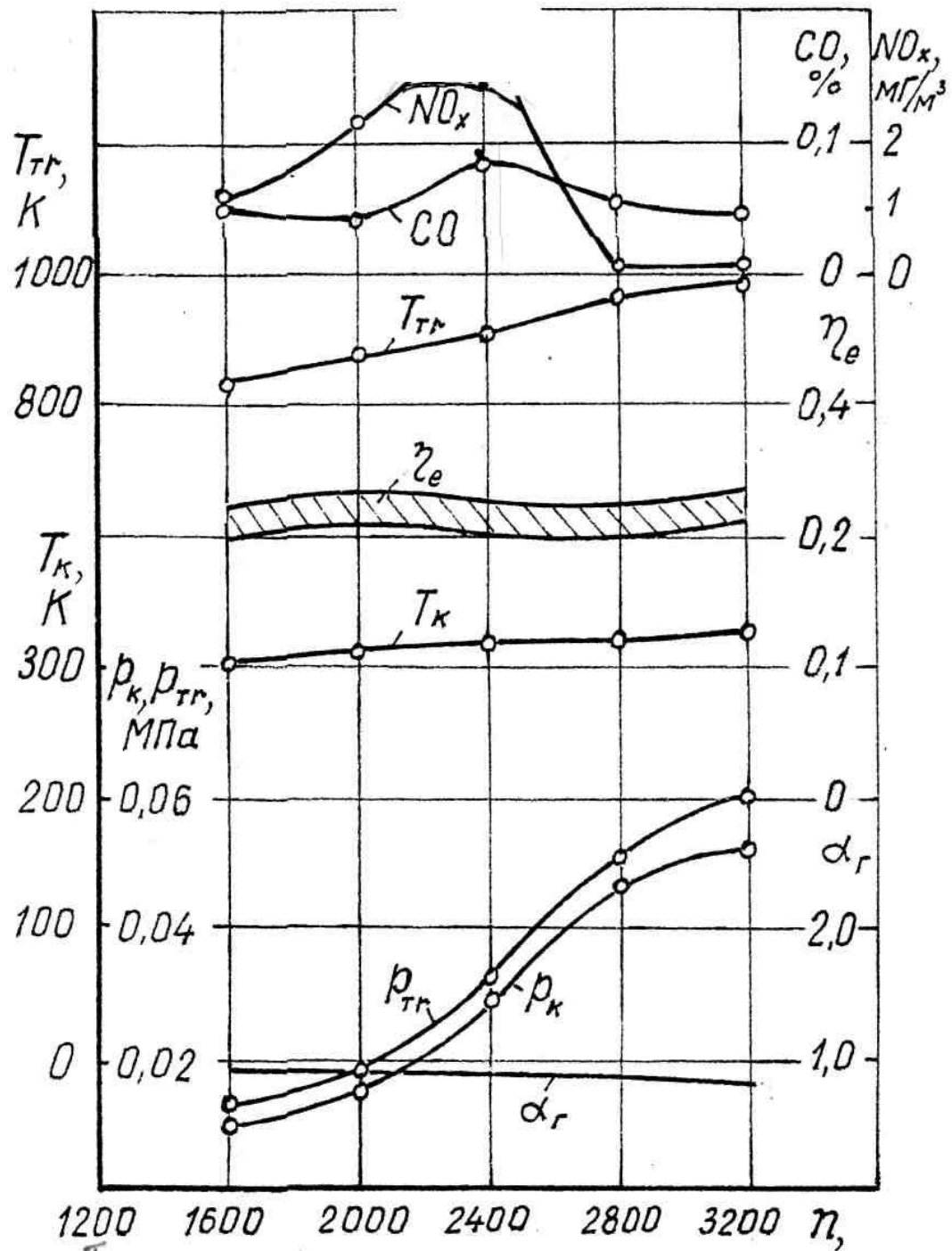


Рисунок 4.3 – Зовнішня швидкісна характеристика газового двигуна ЗИЛ-138А з ГТН без охолодження надувного повітря (продовження рис. 4.2.).

4.2. Результати експериментальних досліджень регуляторної характеристики досліджуваного двигуна

Як бачимо із регулювальних характеристик, які показано на рис. 3.1, при постійній частоті обертання $n = 3200$ об/хв тиск p_k зростає до певної межі по мірі збільшення подачі газу V_g .

На досліджуваному двигуні можна вплинути на тиск наддуву p_k шляхом зміни положення заслінки, яка регулює подачу відпрацьованих газів в турбіні турбокомпресора. Щоб перевірити, які можливості для покращення характеристики крутного моменту дає регулювання тиску p_k , зняті описаними вище способом серії регулювальних характеристик при різних значеннях цього тиску, відрегульованого при максимальній потужності двигуна. Характеристики зняті при частотах обертання колінчастого вала двигуна 1000 (мінімальна робоча частота обертання), 2000 (режим максимального крутного моменту) і 3200 об/хв. (номінальний режим).

За отриманими регулювальними характеристиками представленими на рис. 4.4–4.6 побудовані узагальнені залежності, на які нанесені значення основних показників двигуна тільки при максимальній потужності, яку розвинув двигун при кожному налаштуванні тиску p_k на даному постійному швидкісному режимі.

За такою незвичною побудовою цих характеристик в деяких місцях вийшов великий розкид дослідних точок, але не дивлячись на це по ним можна оцінити можливість впливу на тиск наддуву p_k , а також на потужність, а значить і на крутний момент двигуна.

При частоті 1000 об/хв (рис. 4.4) тиск незначний і складає лише 0,0005-0,003 МПа й регулюванню не підлягає. Це пояснюється тим, що в турбіну надходить недостатня кількість відпрацьованих газів із-за низької витрати повітря двигуном при цій частоті обертання. Розхід досліджених точок невеликий, з ростом витрати газу потужність N_e збільшується, а також збільшується і питома витрата газу. Мінімальна витрата газу 0,47 м³/(кВт год) при $\alpha_e = 1,15-1,17$.

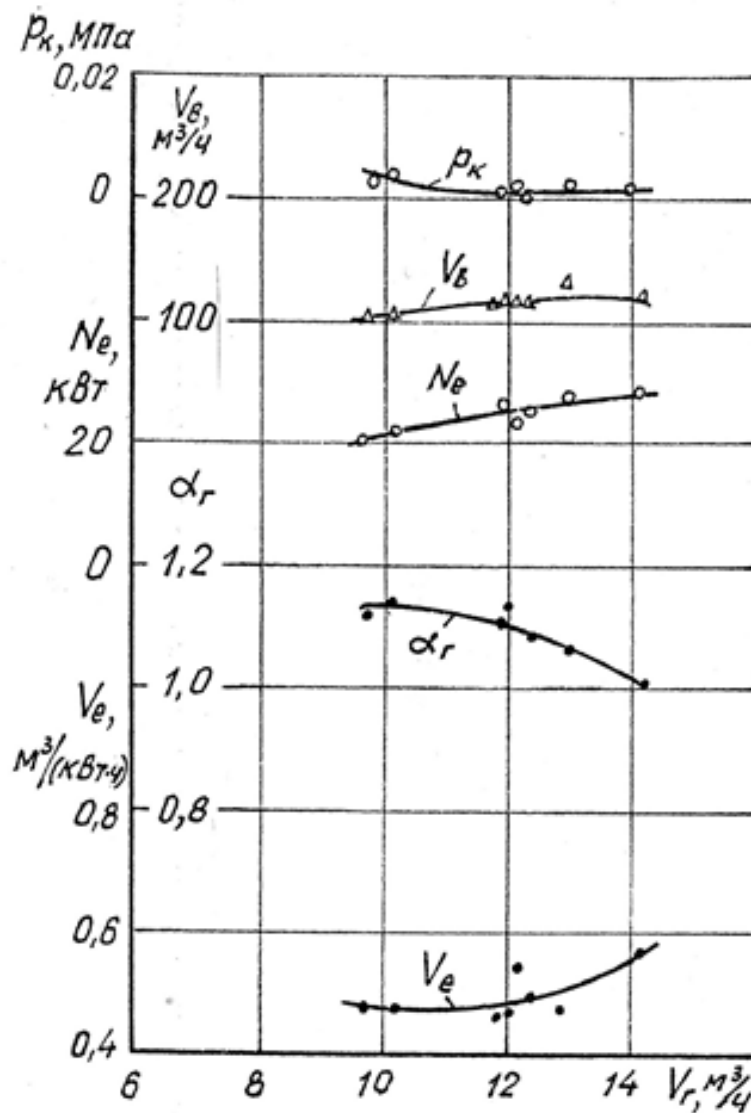


Рисунок 4.4 – Регулювальна характеристика газового двигуна ЗИЛ-138А з ГТН при частоті 1000 хв⁻¹.

При частоті 2000 об/хв. (рис.4.5) спостерігається розкид значень тиску p_k в межах 0,005-0,015 МПа, потужність двигуна досягає максимального значення 57 кВт з витратою газу $V_g = 30 \text{ м}^3/\text{год}$. Мінімальна питома витрата газу $V_e = 0,410 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ при $N_e = 54,5 \text{ кВт}$ і $\alpha_r = 1,01$. З наступним збільшенням подачі газу тиск p_k , витрата повітря V_e і потужність N_e починає зменшуватися, а питома витрата газу V_g збільшується.

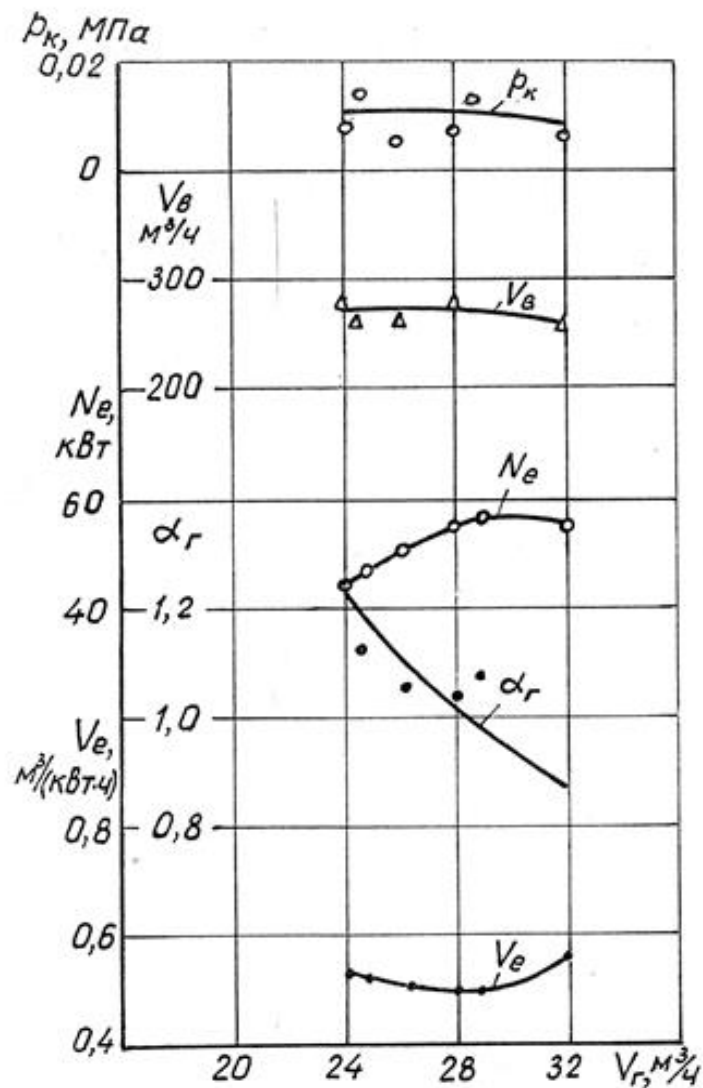


Рисунок 4.5 – Регулювальна характеристика газового двигуна ЗИЛ-138А з ГТН при 2000 хв⁻¹.

При частоті 3200 об/хв (рис. 4.6) тиск p_k піддається спрямованому регулюванню і досягає максимального значення $p_k = 0,07$ МПа, яке може створювати турбокомпресор. Бачимо, що потужність можна ще збільшити, якщо підвищити тиск наддуву і збільшити подачу газу.

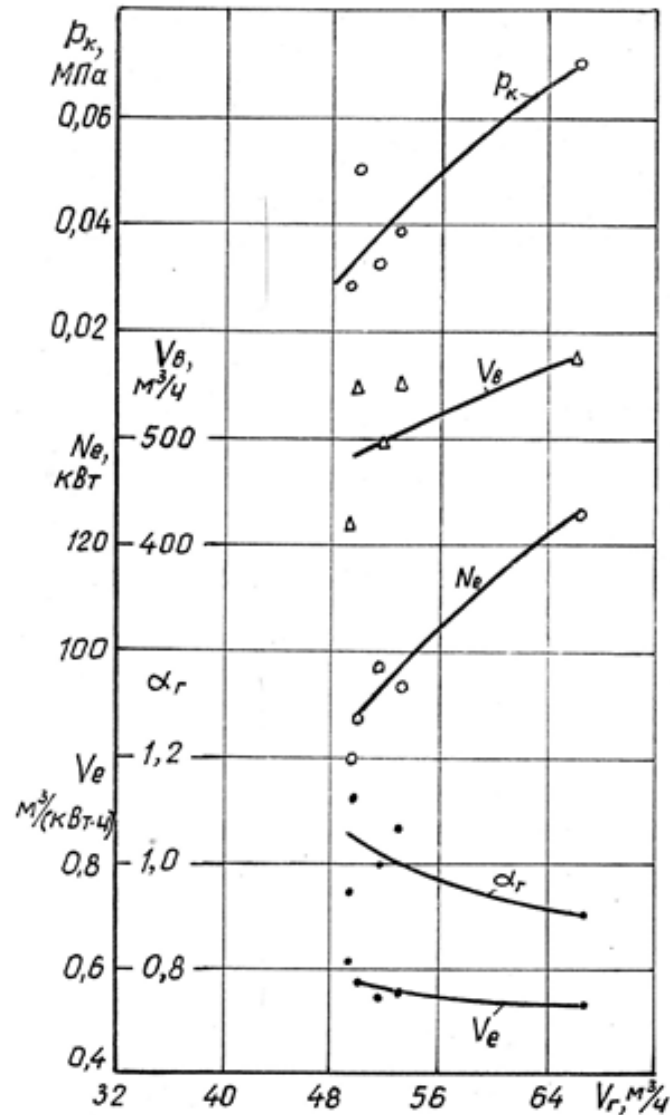


Рисунок 4.6 – Регулювальна характеристика газового двигуна ЗИЛ-138А з ГТН при 3200 хв⁻¹.

На рис. 4.7 бачимо, як змінюються такі параметри, як витрата V_e відпрацьованих газів, їх температура T_{T2} і тиск p_{m2} на вході в турбіну в залежності від витрати газу V_e при 2000 і 3200 об/хв. колінчастого валу. Від перерахованих параметрів залежить крутний момент, який створюється турбіною.

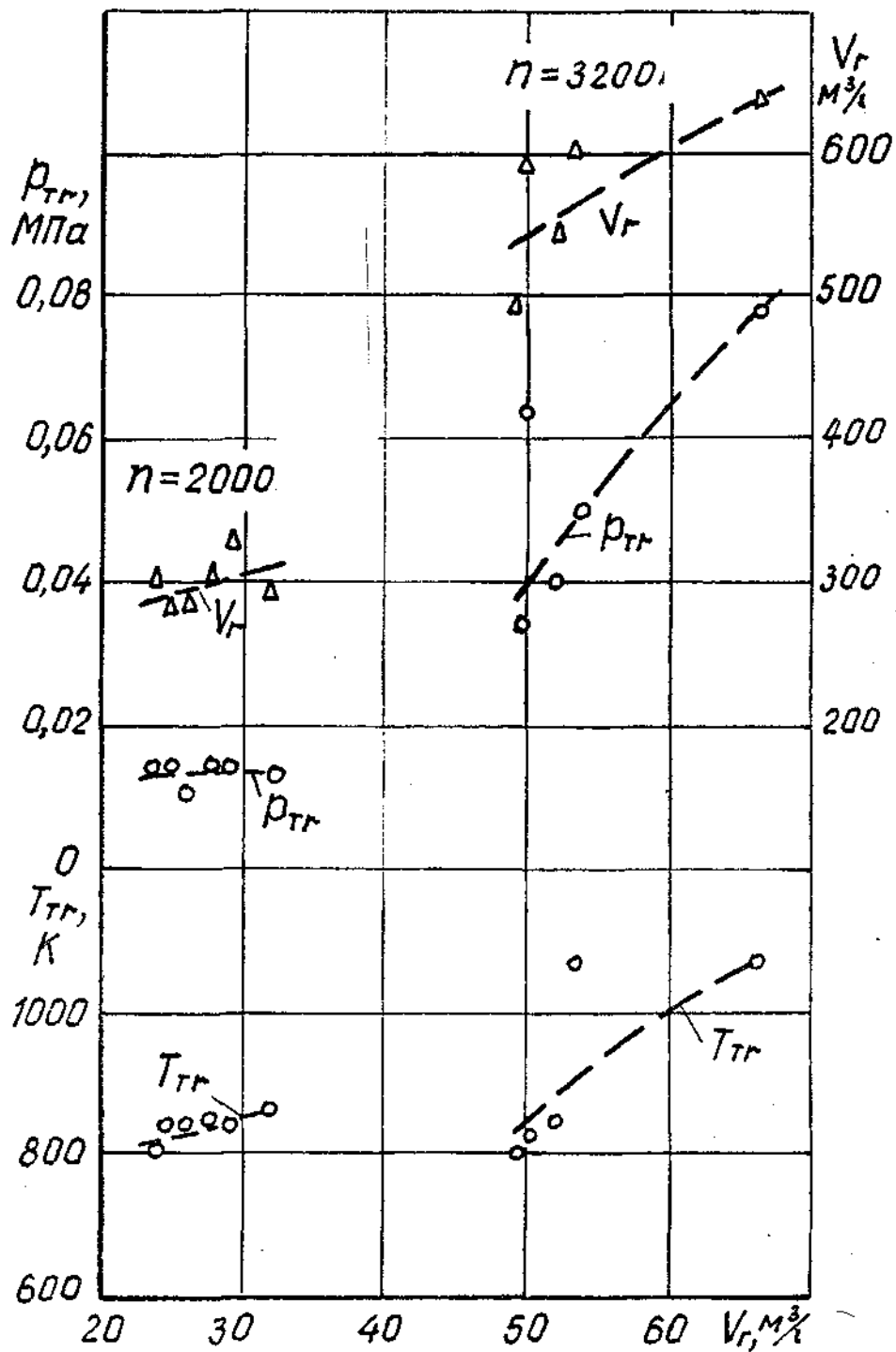


Рис. 4.7. Регулювальна характеристика газового двигуна ЗИЛ-138А з ГТН при 2000 і 3200 хв^{-1} .

З характеристики бачимо, що при 2000 об/хв витрата відпрацьованих газів в 1,75–2,00 рази нижча, ніж при 3200 об/хв, тиск p_{mz} нижчий в 2,86–5,2 рази, тобто турбіна при 2000 об/хв працює в умовах різкого зменшення параметрів від якого залежить крутний момент, що розвивається.

Висновки за розділом

Результати експериментальних досліджень свідчать про те, що підвищити потужність двигуна ЗІЛ-138А з турбокомпресором ТКР-7С-1 на режимі максимального крутного моменту для отримання такого ж запасу крутного моменту як у базового бензинового двигуна збільшенням витрати газу V_g і тиску наддуву p_k є неможливим. Це означає, що турбокомпресор ТКР-7С-1 з цієї точки зору для цього двигуна ЗІЛ-138АН не підходить.

В той же час на номінальному швидкісному режимі забезпечується збільшення потужності до рівня, встановленого для бензинового прототипу (ЗІЛ-130, $N_{ном} = 110,3$ кВт) і зниження питомої витрати газу порівняно з газовим двигуном ЗІЛ-138А без наддуву.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Техніка безпеки під час обкатування і випробування двигунів

Особи, що працюють на обкатувально-випробувальній станції, повинні знати і дотримуватися правил техніки безпеки при експлуатації електрогальм, гідравлічних та інших стендів для випробування двигунів, а також різних вантажопідйомних механізмів і допоміжного устаткування [23], [32], [33].

До роботи на стенді допускають осіб, що пройшли інструктаж з техніки безпеки і знаючих правила експлуатації стенда.

Стенд обладнають загороджувальним кожухом, що закриває механізм приводу ротора електродвигуна з колінчатим валом двигуна. Забороняється робота на стенді з відкритим загороджувальним кожухом. Також не можна включати стенд при знятому кожусі реостата. Для виконання робіт з ремонту чи монтажу вузлів електроустаткування стенда необхідно виключати рубильник. При роботі двигуна на стендах СТЭУ-55 і КИ-2118А не можна надавати ротору електродвигуна частоту обертання, що перевищує 3000 об/хв. Коли частота обертання ротора електродвигуна стенда більша граничної частоти обертання, може відбутися аварія.

Забороняється гальмування двигуна, що обкатується при навантаженнях вище граничних. Не рекомендується зупиняти електродвигун стенда безпосереднім вимиканням його з мережі, коли двигун працює під навантаженням. Спочатку варто понизити до мінімальних оберти колінчатого вала двигуна, вивести електроди реостата з розчину електроліту, а потім виключити електродвигун [23], [32], [33].

Запускати двигун на стенді необхідно при частоті обертання колінчатого вала не вище 700 об/хв. Після пуску двигуна, якщо передбачається його робота

без навантаження, виводять електроди реостата з розчину електроліту вручну. При наявності електричного приводу з автоматичним пристроєм, виключають електродвигун натисканням кнопки на пульті керування. Не допускається різка зміна частоти обертання колінчатого вала двигуна при його роботі на стенді під навантаженням. При зупинці необхідно плавно знижувати частоту обертання колінчатого вала.

Необхідно періодично доливати воду в реостат, щоб її рівень був не нижче 160 мм від верхньої кромки бака. При доливанні води в реостат стенд повинен бути відключений від мережі. По закінченні зміни виключають рубильник стенда і перекривають кран підведення палива. Не допускається підтікання палива й оливи (при централізованій системі змащення) через трубопроводи і місця їхніх з'єднань.

Перед встановленням двигуна на стенд необхідно переконатися в справності вантажопідйомного механізму (тельфера, блоку, талі, крана-балки), що повинен бути забезпечений надійним пристосуванням (тросом, підвісним захватом), що забезпечує повну безпеку робіт при підйомі двигуна. На вантажопідйомному механізмі обов'язково повинна бути зазначена його вантажопідйомність, яку не можна перевищувати. Забороняється піднімати двигун, якщо маса його перевищує вантажопідйомність підйомного механізму. Категорично забороняється повертати кран-балку руками з піднятим двигуном. Для повороту крана-балки необхідно користуватися металевим гаком чи додатково підвішеним канатом.

Піднімати і транспортувати підвішений двигун треба обережно. Не можна ставати під піднятий двигун і допускати під вантаж сторонніх осіб. Забороняється залишати кран під навантаженням. Піднятий двигун повинен рухатися попереду робітника. Не можна різко піднімати двигун і розгойдувати його.

Для автоматичного регулювання температурного режиму роботи двигуна застосовують радіоізотопний терморегулятор РТ-2. У приладі РТ-2 використане радіоактивне джерело типу БІС-3, активність якого 0,05 мКюри. Потужність дози сумарного бета-гамма-випромінювання на поверхні приладу РТ-2 не перевищує норм, установлених «Санітарними правилами роботи з радіоактивними речовинами і джерелами іонізуючих випромінювань для контрольно-вимірювальних приладів», у яких використовуються закриті джерела випромінювання. Зокрема, потужність дози випромінювання на поверхні корпусу вимірювально-регулюючого приладу не більш 10 м/год, на відстані в 1 м (у будь-якому напрямку від корпусу вимірювально-регулюючого приладу) не більш 0,3 мр/год. Радіоактивне забруднення на поверхні корпусу вимірювально-регулюючого приладу відсутнє цілком. Тому при монтажі й експлуатації радіоізотопного терморегулятора РТ-2 необхідно дотримуватися наступних заходів радіаційної безпеки:

- обережно поводитись з вимірювально-регулюючим приладом і виключити можливість руйнування чи часткової поломки корпусу;
- не розкривати і не ремонтувати вимірювально-регулюючий прилад поза приміщеннями, що мають спеціальне захисне устаткування для роботи з закритими джерелами бета-випромінювання;
- не допускати до експлуатації приладу персонал, що не має спеціальної підготовки і допуску до роботи з радіоактивними речовинами.

5.2 Розрахунок необхідного обсягу повітрообміну та системи вентиляції дільниці обкатування двигунів

Розрахунок системи вентиляції з механічним спонуканням виконуємо за нижче поданою методикою.

Залежно від характеру виробничого процесу на дільниці чи в цеху вибираємо вид вентиляції. Для того, щоб уникнути розповсюдження шкідливих домішок, таких як оксид вуглецю, оксид азоту та альдегідів у

приміщенні дільниці, що проектується, застосовуємо притоково-витяжну систему вентиляції. Притоково-витяжна система вентиляції забезпечує одночасну механічну подачу повітря і його відсмоктування. При такій системі зовнішнє повітря, яке всмоктується вентилятором, подається у притокову вентиляційну камеру і за допомогою опалювальних приладів нагрівається, а потім через притокові канали подається у повітропроводи приміщення.

Забруднене повітря з приміщення за допомогою витяжних вентиляторів через збірні канали подається до витяжної камери.

Визначаємо кратність повітрообміну:

$$K=Q_{\phi}/q_{\text{гдк}}, \quad (5.1)$$

де Q_{ϕ} – фактична концентрація шкідливої речовини в повітрі, що утворилася при проходженні її протягом однієї години, мг/год.; $q_{\text{гдк}}$ – ГДК шкідливої речовини у повітрі, мг/м³.

$$K = 90/25=3,6\approx 4.$$

Кількість шкідливих речовин (кг/год), що виділяються під час роботи ДВЗ (оксид вуглецю, оксид азоту і альдегіди), визначаємо за формулою:

$$B_{\text{дв}}=(A_1+B_1V_u)q_o t/6000, \quad (5.2)$$

де A_1 , B_1 – коефіцієнти, що дорівнюють для карбюраторних двигунів $A_1=9$ $B_1=12$; V_u – робочий об'єм циліндрів двигуна, л.; q_o – об'ємна частка шкідливих речовин у відпрацьованих газах; t – час роботи двигуна, год.

$$B_{\text{дв}} = (9+12\cdot 2,44)\cdot 0,003\cdot 4,8/6000=9\cdot 10^{-5} \text{ кг/год.}$$

Визначаємо необхідну для вентиляції кількість повітря:

$$L=(1000\cdot Q\cdot t\cdot n)/(60\cdot d), \quad (5.3)$$

де Q – кількість отруйних речовин, що потрапили в повітря, кг/год.; t – тривалість роботи двигуна автомобіля, хв; n – кількість двигунів, що одночасно працюють; d – нормативний вміст отруйної речовини у повітрі, г/м³.

$$L = (1000 \cdot 9 \cdot 10^{-5} \cdot 288 \cdot 2) / (60 \cdot 0,025) = 345,6 \text{ м}^3.$$

Визначаємо подачу вентилятора:

$$L_1 = L / K_3, \quad (5.4)$$

де L – кількість повітря для необхідного обміну, $\text{м}^3/\text{год.}$; K_3 – коефіцієнт запасу ($K_3 = 1,3 - 2,0$).

$$L_1 = 345,6 / 1,5 = 230,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Вибираємо відцентровий вентилятор Ц4-70 №3. ($A=5000$)

Потужність електродвигуна для привода вентилятора визначаємо за формулою:

$$N = \frac{k_3 \cdot L_1 \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_6 \cdot \eta_n} = \frac{1,5 \cdot 230,4 \cdot 1200 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 0,2 \text{ кВт}, \quad (5.5)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу ($k_3 = 1,05 - 1,5$); L_1 – подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{год.}$, що відповідає необхідній кількості повітря для розбавлення шкідливих речовин у приміщенні; H – тиск, що створюється вентилятором, Па; η_6 – ККД вентилятора; η_n – ККД привода.

Визначивши A і N , обчислюємо частоту обертання ротора вентилятора:

$$n_6 = A / N, \quad (5.6)$$

де A – безрозмірна величина, N – номер вентилятора.

$$n_6 = 5000 / 3 = 1667 \text{ хв}^{-1}.$$

Для приводу вентилятора вибираємо асинхронний трифазний короткозамкнутий двигун 4А71А4У3.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТУРБОНАДДУВУ НА ДВИГУНАХ ГАЗОБАЛОННИХ АВТОМОБІЛІВ

Порівняльний розрахунок економічної ефективності експлуатації автомобілів бензинового, газобалонного і газобалонного з турбонаддувом проводять в порівнянні ефекту на один автомобіль для виконання транспортної роботи. Для полегшення в оформленні розрахунку присвоїмо індекси показників від 1 до 3 відповідно для бензинового, газового без наддуву і газобалонного з наддувом автомобіля [34].

Розрахунок проведемо в такій послідовності [34].

Річний пробіг одного автомобіля визначимо за формулою:

$$L_p = 365 \cdot \alpha \cdot l_{cd}, \quad (6.1)$$

де α – коефіцієнт випуску автомобіля на лінію $\alpha = 0,68$; l_{cd} – середньодобовий пробіг автомобіля $l_{cd} = 170$ км.

$$L_p = 365 \cdot 0,68 \cdot 170 = 42115 \text{ км}$$

Річний пробіг одного автомобіля з вантажем визначаємо за формулою:

$$L_{pg} = 365 \cdot \alpha \cdot l_{cd}, \quad (6.2)$$

де l_{cd} – середньодобовий пробіг автомобіля $l_{cd} = 95$ км.

$$L_{pg} = 365 \cdot 0,68 \cdot 95 = 23660 \text{ км.}$$

Коефіцієнт використання пробігу визначимо за формулою

$$\beta = \frac{L_{pg}}{L_p}. \quad (6.3)$$

$$\beta = 23660/42115 = 0,56.$$

Річну продуктивність одного автомобіля з вантажем визначаємо за формулою:

$$Q = \gamma \cdot \beta \cdot q \cdot L_c, \quad (6.4)$$

де γ – коефіцієнт використання вантажності автомобіля, для роботи на бензині, на газі без наддуву та з наддувом відповідно становить $\gamma_1 = 0,95$, $\gamma_2 = 1,0$ і $\gamma_3 = 0,95$; q – вантажність автомобіля, для бензинового газобалонного з двигуном без наддуву і з наддувом повітря відповідно становить $q_1 = 5,77$ т, $q_2 = 4,97$ т і $q_3 = 5,77$ т.

$$Q_1 = 0,95 \cdot 0,56 \cdot 5,77 \cdot 42115 = 130000 \text{ т} \cdot \text{км};$$

$$Q_2 = 1 \cdot 0,56 \cdot 4,97 \cdot 42115 = 117000 \text{ т} \cdot \text{км};$$

$$Q_3 = 0,95 \cdot 0,56 \cdot 5,77 \cdot 42115 = 130000 \text{ т} \cdot \text{км}.$$

Визначимо затрати на паливо для виконання транспортної роботи за формулою:

$$Z_n = 0,01 \cdot K_n \cdot C_n \cdot (H_n \cdot L_r + H \cdot Q), \quad (6.5)$$

де K_n – коефіцієнт, що враховує надбавку на сезонність і гаражні витрати $K_n = 1$; C_n – вартість палива $C_{n1} = 28,5$ грн./л, $C_{n2,3} = 13,1$ грн./м³; H_n – норма витрати палива на пробіг автомобіля $H_{n1} = 32,4$ л/100км, $H_{n2} = 32,9$ л/100км, $H_{n3} = 32$ м³/100км; H – норма витрати палива на виконання роботи $H_1 = 2,0$ л/100 т км, $H_2 = 2,0$ м³/100т км, $H_3 = 1,84$ м³/100 т км

$$Z_{n1} = 0,01 \cdot 1,05 \cdot 28,5 \cdot (32,4 \cdot 42115 + 2 \cdot 130000) = 486139,4 \text{ грн.}$$

$$Z_{n2} = 0,01 \cdot 1,05 \cdot 13,1 \cdot (32,9 \cdot 42115 + 2 \cdot 130000) = 226330,01 \text{ грн.}$$

$$Z_{n3} = 0,01 \cdot 1,05 \cdot 13,1 \cdot (30,3 \cdot 42115 + 2 \cdot 130000) = 211288,4 \text{ грн.}$$

Затрати на мастильні матеріали визначимо за формулою:

– для автомобілів на бензині:

$$Z_{мб} = 0,051 \cdot Z_n = 0,051 \cdot 486139,4 = 24793,1 \text{ грн.};$$

– для автомобілів на газовому паливі:

$$З_{мг} = 0,06 \cdot З_{мб} = 0,06 \cdot 226330,01 = 3392\ 13579,8 \text{ грн.}$$

Затрати на технічне обслуговування та поточний ремонт визначимо за формулою:

$$З_{np} = H_{np} \cdot L_c / 1000, \quad (6.6)$$

де H_{np} – норма затрат на ТО і ПР, $H_{np2} = 42,74$ грн./тис.км, $H_{np1} = 44,56$ грн./тис.км, $H_{np3} = 45,01$ грн./тис.км;

$$З_{np1} = 42,74 \cdot 42115 / 1000 = 1799 \text{ грн.}$$

$$З_{np2} = 44,56 \cdot 42115 / 1000 = 1876,34 \text{ грн.}$$

$$З_{np3} = 45,01 \cdot 42115 / 1000 = 1895,46 \text{ грн.}$$

Затрати на амортизацію автомобіля визначимо за формулою:

$$З_a = (Ц \cdot L_c \cdot A_e + Ц \cdot L_c \cdot A_{кр}) / 100000, \quad (6.7)$$

де $Ц$ – гуртова ціна автомобіля, $Ц_1 = 120000$ грн., $Ц_2 = 128000$ грн., $Ц_3 = 131000$ грн; A_e – норма амортизаційних відрахувань на відновлення, $A_e = 0,3$; $A_{кр}$ – норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт $A_{кр} = 0,2$.

$$З_{a1} = (120000 \cdot 42115 \cdot 0,3 + 120000 \cdot 42115 \cdot 0,2) / 100000 = 25268 \text{ грн.};$$

$$З_{a2} = (128000 \cdot 42115 \cdot 0,3 + 128000 \cdot 42115 \cdot 0,2) / 100000 = 26909 \text{ грн.};$$

$$З_{a3} = (131000 \cdot 42115 \cdot 0,3 + 131000 \cdot 42115 \cdot 0,2) / 100000 = 27585 \text{ грн.}$$

Крім експлуатаційних затрат на автомобіль затрачуються гроші на заробітну плату водіям та інші накладні витрати які визначимо за формулою:

$$З_в = K_n \cdot q \cdot L_c \cdot (p_m / l_e + p_{ткм}) \cdot 0,01, \quad (6.8)$$

де K_n – коефіцієнт, що враховує всі види нарахувань і доплат, $K_n = 1,3$ грн.; p_m – відрядна розцінка за 1т вантажу, $p_m = 2,5$ грн.; l_e – середня довжина поїздки

автомобіля з вантажем $l_g = 20$ км; амортизаційних $p_{ткм}$ – відрядна розцінка за 1т·км, $p_{ткм1} = 5,21$ грн., $p_{ткм2} = 5,43$ грн., $p_{ткм3} = 5,43$ грн.

$$З_{г1} = 1,3 \cdot 5,77 \cdot 0,95 \cdot 0,6 \cdot 42115 \cdot (2,5/20 + 5,21) \cdot 0,01 = 9603 \text{ грн.};$$

$$З_{г2} = 1,3 \cdot 4,97 \cdot 1,00 \cdot 0,56 \cdot 42115 \cdot (2,5/20 + 5,43) \cdot 0,01 = 8706 \text{ грн.};$$

$$З_{г3} = 1,3 \cdot 5,77 \cdot 0,95 \cdot 0,56 \cdot 42115 \cdot (2,5/20 + 5,43) \cdot 0,01 = 9561 \text{ грн.}$$

Відповідно накладні витрати становлять $З_n = C_n$, $C_{n1} = 1386$ грн., $C_{n2} = 1438$ грн., $C_{n3} = 1443$ грн.

Сума всіх статей затрат які впливають на собівартість транспортної роботи визначимо як сума всіх статей витрат на автомобіль за формулою:

$$З = З_n + З_m + З_{np} + З_a + З_g + З_n, \quad (6.9)$$

де $З_m$ – затрати на мастильні матеріали, для бензинових автомобілів $З_{m1} = З_n - 0,051 \cdot З_n = 486139,4 - 0,051 \cdot 486139,4 = 461346,3$ грн., для автомобілів на газу $З_{m2} = З_n - 0,4 \cdot З_{n2} = 226330,01 - 0,4 \cdot 226330,01 = 135798,0$ грн.

$$З_1 = 486139,4 + 24793,1 + 1799 + 25268 + 9603 + 1386 = 548987,5 \text{ грн.}$$

$$З_2 = 226330,01 + 13579,8 + 1876 + 26909 + 8706 + 1438 = 278838,81 \text{ грн.}$$

$$З_3 = 211288,4 + 13579,8 + 1895 + 27585 + 9561 + 1443 = 265352,2 \text{ грн.}$$

Річні приведені витрати по змінним статтям визначаються як:

$$ПЗ = З + 0,15 \cdot (Ц + K_{ВТБ}), \quad (6.10)$$

де $K_{ВТБ}$ – капітальні вкладення у виробничо-технічну базу на автомобіль $K_{ВТБ} = 5723$ грн.

$$ПЗ_1 = 548987,5 + 0,15 \cdot (120000 + 5723) = 567845,95 \text{ грн.};$$

$$ПЗ_2 = 278838,81 + 0,15 \cdot (128000 + 5723) = 298897,26 \text{ грн.};$$

$$ПЗ_3 = 265352,2 + 0,15 \cdot (130000 + 5723) = 285710,65 \text{ грн.}$$

Приведені питомі затрати на виконання транспортної роботи:

$$ПЗ' = ПЗ / Q, \quad (6.11)$$

$$ПЗ_1' = 567845,95/130000 = 4,37 \text{ грн.};$$

$$ПЗ_2' = 298897,26/117000 = 2,55 \text{ грн.};$$

$$ПЗ_3' = 285710,65/130000 = 2,2 \text{ грн.}$$

Економічний ефект на один газобалонний автомобіль порівняно із автомобілем на бензині при існуючих цінах на паливо визначимо за формулою:

$$E = (ПЗ_1' - ПЗ_2') \cdot Q / 100, \quad (6.12)$$

де $ПЗ_1 - ПЗ_2$ – економічний ефект на одиницю транспортної роботи.

$$E_2 = (4,37 - 2,55) \cdot 117000 / 100 = 2129,4 \text{ грн.}$$

$$E_3 = (4,37 - 2,2) \cdot 130000 / 100 = 2821 \text{ грн.}$$

Таблиця 6.1 – Показники ефективності використання автомобіля ЗИЛ-138АГ на різних видах палива

№ з/п	Показники	Один. вимірювання	Вид палива		
			бензин	газ	газ з турбонаддувом
1	Річний пробіг одного автомобіля	км	42115	42115	42115
2	Річна продуктивність одного автомобіля	т·км	130000	117000	130000
3	Затрати на паливо	тис. грн.	486,14	226,33	211,3
4	Затрати на мастило	тис. грн.	24,8	13,6	13,6
5	Затрати на ТО та поточний ремонт	грн.	1799	1876,34	1895,46
6	Сума прямих затрат	тис. грн.	548,9	278,8	265,4

7	Сума приведених затрат	тис. грн.	567,8	298,9	285,7
8	Собівартість 1 т·км	грн.	4,37	2,55	2,2
9	Річний економічний ефект	грн.	–	2129,4	2821

Висновки за розділом

Результати розрахунків економічної ефективності використання турбонаддуву на двигунах газобалонних автомобілів дозволяють зробити наступні висновки.

Економічний ефект на один газобалонний автомобіль порівняно із автомобілем на бензині при існуючих цінах на паливо становить 2129,4 грн. для газобалонного та 2821 грн. – газобалонного з турбонаддувом.