

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **«Обґрунтування методу динамометрування  
автомобільних двигунів»**

Виконав: студент групи Ат-51

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Олег БРІКНЕР

(ім'я та прізвище)

Керівник: Ігор ДУФАНЕЦЬ

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 631.37

Брікнер Олег Миколайович. Обґрунтування методу динамометрування автомобільних двигунів. Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування. 2024. 94 с.

Табл. 14; рис. 32; бібліогр. джерел 29.

У роботі проведено аналіз гальмівних стендів для випробування ДВЗ й обґрунтовано доцільність застосування електричного гальмівного механізму. Це надає можливість реалізувати динамічний процес вимірювання з найбільш якісними показниками, оскільки електричні гальма дозволяють контролювати крутний момент і частоту обертання з високою точністю, що робить їх застосування оптимальними для вимірювання динамічних характеристик ДВЗ.

Обґрунтовано методику та послідовність планування експерименту під час проведення динамометрування ДВЗ за допомогою валу відбору потужності є важливим етапом для отримання точних і достовірних результатів. Динамометрування використовується для вимірювання різних параметрів і характеристик двигуна таких як крутний момент  $M$ , частота обертання  $n$  та годинна витрата палива  $G_T$  на різних режимах роботи.

Наведено методику розрахунку економічної ефективності на проектування та виготовлення обладнання для динамометрування двигунів. Встановлено, що вартість робіт з модернізації існуючого серійного обладнання складає 38465,21 грн.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	10
1.1 Аналіз основних шляхів підвищення потужності двигунів внутрішнього згоряння.....	10
1.2 Способи відбору потужності вантажних автомобілів.....	16
1.3 Обладнання для визначення крутного моменту та потужності ДВЗ.....	19
1.3.1 Гідравлічні навантажувальні пристрої.....	20
1.3.2 Вагові та маятникові динамометри.....	29
1.3.3 Електричні гальма.....	30
Висновки за розділом.....	33
РОЗДІЛ 2	
РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	34
2.1 Дослідження основних характеристик ДВЗ .....	34
2.2 Дослідження характеристик електричних сповільнювачів ДВЗ..	41
Висновки за розділом.....	45
РОЗДІЛ 3	
ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА.....	37
3.1 Обґрунтування конструктивної схеми динамометра.....	37
3.2 Вибір компонентів динамометричного сповільнювача.....	52
Висновки за розділом.....	56
РОЗДІЛ 4	
ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ ДИНАМОМЕТРУВАННЯ ДВИГУНІВ.....	57
4.1 Обґрунтування математичної моделі та плану проведення експериментів.....	57
4.2 Дробний факторний експеримент.....	60
4.3 Реалізація схеми системи динамометрування ДВЗ.....	68
Висновки за розділом.....	72
РОЗДІЛ 5	
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	73
5.1 Аналіз потенційних виробничих небезпек.....	73
5.2 Заходи по забезпеченню безпеки виробництва.....	74
5.3 Забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці.....	75
Висновки за розділом.....	82

РОЗДІЛ 6	
	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА..... 83
6.1	Визначення економічної ефективності впровадження системи динамометрування двигунів..... 83
6.2	Розрахунок витрат на виготовлення системи ..... 84
	Висновки за розділом..... 89
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ..... 90
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 92

## ВСТУП

Двигун внутрішнього згоряння був і залишається надійним агрегатом, що використовується у багатьох сферах діяльності людини. Навіть з появою нових енергетичних технологій, двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) залишатимуться актуальними ще десятиліттями [1], [10]. Хоча двигуни забезпечують енергію, на якій розвивається людство, вони також погіршують навколишнє середовище викидами вуглекислого газу та інших забруднюючих речовин. CO<sub>2</sub> є основним парниковим газом, який нагріває земну атмосферу, а явище називається глобальним потеплінням. Протягом останніх років викиди CO<sub>2</sub> за різними секторами економіки постійно змінюється. Наприклад, на транспортний сектор, який використовує двигуни внутрішнього згоряння, припадає близько 24% частки викидів CO<sub>2</sub>, при цьому 87% загальних викидів з легкових автомобільних транспортних засобів, пасажирських вантажних транспортних засобів, залізниці та морських перевезень переважно використовують двигуни внутрішнього згоряння [9].

Однією з найближчих цілей є зменшення рівня CO<sub>2</sub>, що викидається двигунами. Цього можна досягти за рахунок підвищення ефективності двигунів. Глобальна економія палива цілі, встановлені Міжнародним енергетичним агентством, спрямовані на покращення паливної економічності двигуна на 3,7% порівняно з поточними темпами.

Однією з важливих складових втрат є втрати тепла, спричинені гарячими газами, які виникають під час згоряння всередині двигуна. Ці втрати можуть досягати понад 30% загальної кількості енергії палива, що використовується в двигуні. Зменшення втрат тепла в двигунах можливе завдяки розумінню механізму втрат тепла в різних режимах горіння та визначення важливих параметрів, які можуть контролювати втрати тепла. Точне передбачення втрат тепла може допомогти оптимізувати роботу двигуна, його продуктивність та ефективність. Крім того, такі прогнози допоможуть у майбутній розробці двигунів з використанням екологічно чистого палива як водень, аміак, синтетичне паливо тощо.

Протягом останніх 100 років рідке паливо стало основним видом палива для транспорту через високу щільність енергії та легкість, зберігання та транспортування. Традиційне паливо складна суміш, які зазвичай містить більше сотні хімічних компонентів, склад яких змінювався і розвивався з часом і у зв'язку з розвитком конструкції двигуна, для того, щоб задовольнити вимоги розробки двигуна відносно потужності, ефективності і керованості. Протягом останніх десятиліть законодавство щодо викидів стає дедалі суворішим Властивості палива на основі викопного палива для двигунів і виробництва електроенергії є важливими критеріями з точки зору горіння, оскільки поведінка горіння пов'язана з основним призначенням теплової машини, тобто перетворення хімічної енергії в механічну. Однак, паливо в двигуні внутрішнього згорання зазнає інших процесів і проходить багато систем перед згоранням, це також слід враховувати. а різні властивості палива впливатимуть на системи двигуна в зворотному порядку.

Загальна характеристика двигуна містить інформацію про параметри роботи двигуна, які є найбільш ефективними, за яких досягається найменше питоме значення витрати палива. Економічна робота, заснована на цих характеристиках, може внести значний внесок зменшення споживання палива і, як наслідок, зменшення викидів забруднюючих речовин. Значні відмінності в загальній витраті палива залежать від частоти обертання двигуна, що є підтвердженням великого поля для вдосконалення конфігурації силової установки [10].

Багато досліджень показують, що водій транспортного засобу має головний вплив на витрату палива при штатній експлуатації [5,6,7,8,9]. Проте в автомобілях, обладнаних з блоком відбору потужності (ВВП), споживання палива визначається характеристиками керованої машини. Відповідна конфігурація системи приводу на основі загальних характеристик двигуна може знизити споживання палива легковим автомобілем до 35%. У випадку продуктивності ВВП максимальний крутний момент ніколи не досягається, а вироблена потужність становить декілька разів нижче максимального. Крім

того, інформація, надана виробниками двигунів в основному зовнішні швидкісні характеристики, які не мають великого значення в процесі налаштування системи приводу. Таким чином, є необхідність визначити детальні загальні характеристики в низькому діапазоні крутного моменту та швидкості, щоб знайти найбільш ефективну, екологічно чисту та рентабельну конфігурацію системи приводу.

Відтворення характеристики двигуна з використанням реальних даних досить складна [6], існує потреба в удосконаленні методів визначення під час контрольованих випробувань за низьких витрат [8].

**Мета роботи.** Обґрунтування впровадження у систему сервісного обслуговування динамометричного навантажувального стенду з метою визначення експлуатаційних показників двигуна внутрішнього згоряння за допомогою валу відбору потужності.

**Предмет дослідження.** Динамометричний навантажувальний стенд з електричним гальмом та системою повітряного охолодження.

**Об'єкт дослідження.** Вплив конструктивних параметрів навантажувального стенду на можливість проведення випробувань двигунів внутрішнього згоряння з застосуванням валу відбору потужності.

**Задачі дослідження:**

- розглянути види випробувань ДВЗ та можливість їх діагностування в польових умовах без проведення демонтажу ;
- розглянути особливості конструкції навантажувальних стендів для випробувань ДВЗ та визначити найбільш доцільний спосіб динамометрування;
- проаналізувати обладнання для визначення експлуатаційних показників ДВЗ та методики їх отримання;
- обґрунтувати принципіальну схему динамометричного стенду для визначення експлуатаційних показників ДВЗ в польових умовах з використанням валу відбору потужності.

## РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1 Аналіз основних шляхів підвищення потужності двигунів внутрішнього згоряння

Традиційні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) мають максимальний тепловий ККД, який зазвичай не перевищує 35%. Як правило, лише третина енергії, що надходить з паливом досягає крутного моменту на колінчастому валу, а інші дві третини більш-менш порівну розподіляється між теплом відпрацьованих газів (ентальпією згорілих газів), інша – через систему охолодження двигуна. Тому, щоб підвищити ефективність двигуна, слід звернути увагу на ці два джерела відпрацьованого тепла та спробувати зменшити їх настільки можливо [1], [2], [16].

Відповідно до другого закону термодинаміки тепла машина отримує тепло від гарячого об'єму і втрачає тепло в холодний об'єм. Холодний об'єм - це атмосфера, а тепло, яке витрачається, знаходиться у формі вихлопних газів. Це явище має назву ентальпія. Однак кількість тепла, що втрачається з вихлопними газами, є досить високою, оскільки вихлопні гази залишають двигун при температурі, значно вищій за температуру навколишнього середовища, тому розробка способів зменшити втрати енергію на надмірне розширення. Інші додаткові методи відновлення енергії з гарячих вихлопних газів можна отримати за допомогою органічних циклів Ренкіна (ORC) або з використанням термоелектричних генераторів (TEG), які є пристроями, що можуть безпосередньо перетворювати частину тепла вихлопних газів в електрику за допомогою так званого ефекту Зеебека.

На відміну від тепла, втраченого через вихлоп, тепла, втраченого через охолодження, немає підпорядкування будь-якому термодинамічному закону, воно відбувається так само, як і для матеріалів, що перевищують граничну температуру, якщо не охолоджені належним чином [10].

Існують два шляхи вирішення цієї проблеми:

- створення майже адіабатичних поверхонь всередині двигуна;



- поглинання тепла та перетворення його назад на роботу під час процесів («ефект внутрішньої регенерації»).

Двигуни існують з кінця 19-го століття і поступово та неухильно вдосконалювалися, головним чином, з точки зору ефективності і викидів вихлопних газів. Проблемою викидів вихлопних газів зацікавились наприкінці 60-х через проблеми із забрудненням повітря в центрі міста Лос-Анджелес. Невдовзі в США було прийнято законодавство щодо викидів. Згодом в Європі обмежили викиди CO та HC, але швидко й NOx також почали контролюватися [4]. Найкращим рішенням буде використання стехіометричного співвідношення суміші та трикомпонентний каталізатор, який паливної суміші, який зменшить рівень викидів згаданих забруднюючих речовин майже на 99% (рис. 1.1).

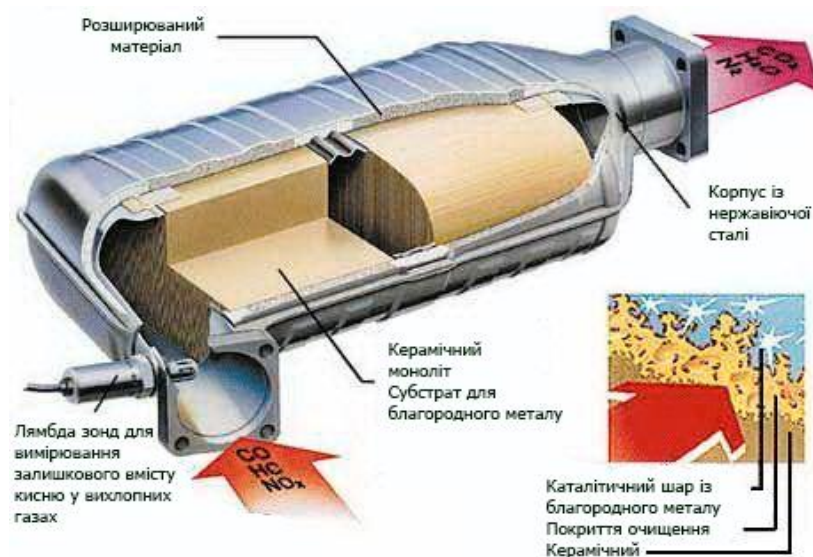


Рисунок 1.1 – Принцип роботи каталітичного нейтралізатора

Однак зменшення виробництва NOx у двигуні вимагає цілого ряду заходів, які б значно збільшили споживання палива. Фактично, генерація двигунами NOx пов'язана з високою ефективністю його роботи:

- високий ступінь стиснення (рис. 1.2);
- наддув;
- економна робота;
- високотемпературне горіння.



Рисунок 1.2 – Збільшення ступеня стиску за технологією Skyactiv-X

Таким чином, розробка для двигунів з низьким рівнем викидів NOx вимагає заходів, які б збільшили споживання палива, та викидів вихлопних газів. Для цього запровадили систему рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) (повторне введення в камеру згоряння відпрацьованих газів), що веде до зниження ступеня стиску та уповільненого запалювання.

Також ефективність двигунів була покращена й іншими методами, а саме шляхом зменшення тертя в різних компонентах (поршні, поршневі кільця, система керування клапанами, електричні водяні та масляні насоси тощо) і шляхом удосконалення процесів утворення і горіння суміші.

Якщо поглянути на двигун з точки зору термодинаміки, з загальної кількості енергії, яка впорскується як паливо в двигун, приблизно 1/3 (у кращому випадку) використовується для виробництва механічної енергії. Проте термодинаміка двигуна не забезпечить те, що не вся теплова потужність, вироблена під час спалювання палива, може перетворюється на корисну роботу. Існує обмеження щодо теплової ефективності, яку двигун може мати, й це пов'язано з температурою палива, що згоряє та зі ступенем стиснення [1], [4] [10].

Чим вище ступінь стиснення, тим вище максимальне згоряння температури, тим вищий ККД двигуна. Але двигуни (цикл Отто) мають, щонайбільше, лише половина граничного значення для ефективності, ця межа зазвичай є  $2/3$  (67%). Отже, якщо перетворити  $1/3$  енергії на механічну, можна отримати потенціал ще  $1/3$  потужності, яка втрачається і може бути відновлювана, відповідно до законів термодинаміки.

Частина ентальпії вихлопу не може бути відновленою, оскільки це обов'язково відповідно до другого закону термодинаміки. Але немає термодинамічної необхідності витратити енергію охолодження. Існує ще одна проблема з двигунів детонаційне горіння, яке відбувається, коли «кінцевий газ» досить гарячий, щоб почати самозаймання. Вища межа температури викликає детонацію набагато раніше, що призведе до зниження компресії та до зниження ефективності. Коли випускний клапан відкривається, кількість газів у циліндрі все ще висока тиск і висока температура. Це є причиною того, вихлопні газы дуже гарячі (вони можуть перевищувати  $1000^{\circ}\text{C}$ ) і виробляють багато шуму. Газы високого тиску можуть фактично розширюватися над поршнем для значно довшого ходу поршня, поки вони досягли б атмосферного тиску, якби було технічне рішення зробити це до максимальної кількості механічної енергії, отриманої від повного розширення. Це принцип циклу Аткинсона. У цьому циклі відбувається розширення до атмосферного тиску, що призводить до того, що вихлопні газы, навіть при атмосферному тиску, все ще будуть гарячими. Тому можна було б використати цю ентальпію та виробляти механічну енергію за допомогою термічного циклу, такого як цикл Ранкіна [4], [10].

За допомогою цієї технології теоретично можна збільшити ефективність циклу Отто з 63% до 73%, а циклу Аткинсона до 87%, використовуючи ентальпію вихлопних газів. Навіть з теоретичним циклом Аткинсона газы будуть нагріватись не більше  $830^{\circ}\text{C}$ . Цю ентальпію газів можна потім використати додаткової роботи, що призводить до зазначеної загальної ефективності 87%.

Виконання теоретичних розрахунків циклу Отто відбувається за умови, випускний клапан відкриється, коли температура газів буде  $1592^{\circ}\text{C}$ , а тиск становитиме 6,25 Бар, гази розширюються необоротно в атмосферу, втрачаючи енергію), аж до 1 Бар і  $1144^{\circ}\text{C}$  [10].

Щоб використовувати надмірно розширений цикл (іноді його називають циклом Міллера) для належної роботи при різних навантаженнях двигун потребує змінних фаз газорозподілу (VVT) та змінний ступінь стиснення (VCR). Загальна технологія, яка використовується різними виробниками, такими як BMW (Valvetronic), Nissan (VVEL) і Toyota (Valvematic) [3], [6], [17].



Рисунок 1.3 – Реалізація технологій за циклом Міллера

Під час роботи з частковим навантаженням звичайного двигуна відбувається зниження тиску впуску дроселем, що зменшує вказану роботу, оскільки двигун працює як вакуумний насос, збільшуючи середній

ефективний тиск. Щоб уникнути недоліків впускного тракту впускний клапан повинен робити контроль заряду шляхом відкриття на заданий час. Є два шляхи контролю заряду шляхом відкриття впускного клапана:

- ранній впуск та закриття клапана, де клапан відкривається лише протягом певного часу, необхідного для надходження потрібної кількості повітря (паливної суміші) в циліндр;

- пізнє закриття впускного клапана, коли клапан залишається відкритим довго після НМТ (протягом хід угору), дозволяючи частині повітря, що вже знаходиться всередині циліндра, вийти назад до впускного колектора [16] [19].

FEV (та інші компанії, включаючи Porsche) розробляють нові конструкції шатунів (рис. 1.4) на основі патенту Hilite, з потенціалом до зміни його довжини, таким чином змінюючи ступінь стиснення двигуна.



Рисунок 1.4 – Шатуни регульованої довжини

Довжина шатуна змінюється ексцентриковим підшипником на шатунному пальці поршня. Він обертається з за допомогою масла під тиском і двох поршнів, які підтримують кут (довжину), яка встановлена визначально [14], [15], [23].

## 1.2 Способи відбору потужності вантажних автомобілів

Блок відбору потужності, більш відомий як ВВП - це механічна коробка передач, з'єднана з трансмісією, що передає потужність від двигуна автомобіля до допоміжного компонента, такого як наприклад, гідравлічний насос. ВВП є невід'ємною частиною багатьох автомобілів; без них були б неможливі такі процеси, як опускання та піднімання кузова (рис. 1.5) вантажівки або прибирання сміття тощо [6], [16].



Рисунок 1.5 – Блок відбору потужності вантажного автомобіля

Вали відбору потужності найчастіше використовують гідроекскаватори, вакуумні вантажівки, каналізаційні очищувачі та муніципальні гідровідсмоктувачі, агрегати з повним приводом середньої та важкої вантажопідйомності, цементонасоси, транспортні засоби екстреного реагування, насоси гарячого мастила, вантажівки з насосами під тиском, промивні та штангові автомобілі, демпферні установки, мобільні установки для обслуговування свердловин і мобільні бурові установки [6], [16].

Коробка відбору потужності отримує потужність від двигуна автомобіля, але не може розпочати передачу цієї потужності, доки не ввімкнеться. ВВП можна ввімкнути за допомогою тиску повітря, гідравлічного тиску або кабеля електричного живлення. Після того, як двигун запрацював і ввімкнуто ВВП, вихідний вал ВВП передаватиме потужність до допоміжного компонента, таким чином дозволяючи виконувати будь-яку роботу чи запускати механізм, встановлений в цьому автомобілі.

Ще один важливий аспект підключення ВВП до двигуна – це положення ВВП. Це забезпечує доступ до двигуна для ВВП, існують різні варіанти реалізації ВВП, однак найпоширенішими є гідравлічні і механічні пристосування (рис. 1.6). Роздільний вал відбору потужності монтується на карданний вал вантажного автомобіля, щоб подавати крутний момент до ВВП. Таким вузлом є додаткова коробка передач, яка розділяє карданний вал автомобіля на дві частини [6], [16].

- вал коробки передач, який отримує потужність двигуна на роздільний вал ВВП;

- вісь валу приводу, що передає рушійну силу іншим механізмам.

Сам блок розроблений для незалежного перенаправлення потужності двигуна на вал, напрямну вісь, або на додатковий вихідний вал ВВП. Це робиться двома незалежними зчепленнями, такими як зубчасті або храпові зчеплення, які можуть працювати лише при повній зупинці трансмісії. Також можна підключити гідравлічний насос, безпосередньо до ВВП, наприклад, насоси пожежної машини тощо.

На сьогодні лінійка даних механізмів забезпечує максимальну універсальність разом із індивідуальними функціями та конфігураціями, які відповідають будь-якій конструкції та вимогам замовників. Пропонований широкий асортимент коробок відбору потужності з роздільним валом і роздавальної коробки перемикання зчеплення охоплює роботу від низьких до екстремальних навантажень як у вертикальній, так і в горизонтальній конфігурації, щоб задовольнити всі компонування для виготовлення кузовів.



Рисунок 1.6 – Способи відбору потужності вантажного автомобіля

Залежно від призначення коробка передач може мати два або три монтажні місця, що дає змогу підключити дві або три коробки відбору потужності на цій вантажівці. Для цього необхідно зрозуміти де буде розміщено ВВП – зі сторони водія, зі сторони пасажирів, у верхній частині, у



нижній частині чи в монтажному отворі для заднього редуктора. Крім того, необхідно перевірити, чи було замовлено вантажівку з пакетом підготовки ВВП. Транспортні засоби з підготовчим пакетом зазвичай мають опуклість у днищі підлоги, де буде встановлено ВВП. Також необхідно враховувати інші фактори, такі як частота обертання вала відбору потужності, обертання вала та механізми, що приводиться в рух від вала відбору потужності. Крім того, технічним відділам доведеться вирішити, як буде перемикається ВВП: пневматикою, електричним кабелем, гідравлічним способом [6], [16].

Необхідно мати певні специфікації щодо їх застосування: необхідну кількість літрів на хвилину, необхідний робочий тиск на кілограм на квадратний сантиметр, максимальний тиск на квадратний сантиметр і кількість обертів двигуна на хвилину, необхідні для роботи. Ці цифри допоможуть визначити необхідний крутний момент і потужність для ВВП. Маючи всю наведену вище інформацію, можна вибрати правильний ВВП для транспортного засобу з будь-яким призначенням, яке вони мають на увазі.

Хоча ВВП виконуватиме однакові завдання незалежно від типу трансмісії, з якою він поєднується, існують деякі відмінності в установці та експлуатації, коли справа доходить до встановлення ВВП на транспортному засобі з автоматизованою коробкою передач (АМТ) порівняно з ручною коробкою передач [3].

### **1.3 Обладнання для визначення крутного моменту та потужності ДВЗ**

Обкатка двигунів є важливим етапом їх випробувань, і цей процес в основному виконується за допомогою різного обладнання та схем навантаження. Основні типи методи для обкатки двигунів:

- стенди для етапу холостого ходу (використовуються для обкатки двигуна без навантаження, забезпечують тестування на етапах холостого ходу для оцінки базових характеристик);

стенди із електродвигуном та редуктором (використовують електродвигун та редуктор для обкатки і випробувань двигуна на етапах прокрутки і холостого ходу; часткове навантаження досягається безгальмівними методами);

- стенди із електричним гальмівним механізмом (використовують електродвигун з фазним ротором для прокрутки і генератор для навантаження, забезпечують найбільш реальне навантаження на двигун);

- стенди з електричними гальмами постійного струму (використовують гальма постійного струму для контрольованого навантаження);

- стенди із використанням інерційних гальм (базуються на інерційних гальмах для створення опору руху);

- стенди із електричними індукторними гальмами (використовують гальма фірми "Шенк", "Хофман" для навантаження);

- спеціалізовані стенди (розроблені для конкретних груп двигунів за їхніми потужностями і частотами обертання);

На вітчизняних автотранспортних підприємствах широко використовуються електричні гальмівні стенди серії К1 для ефективної обкатки ДВЗ та отримання надійних результатів випробувань [10], [15].

### 1.3.1 Гідравлічні навантажувальні пристрої

Визначення ефективної потужності двигуна є ключовим завданням під час випробувань. Більшість інших параметрів, що вимірюються під час тестувань, в остаточному підсумку оцінюються в контексті їх впливу на потужність і економічність двигуна.

Ефективна потужність двигуна ( $N$ ) виражається через крутний момент ( $M_{кр}$ ) та частоту обертання ( $n$ ) за відомою формулою (у кінських силах):

$$N = M_{кр} n / 716. \quad (1.1)$$

Ця формула відображає фундаментальний зв'язок між крутним моментом і частотою обертання в контексті визначення ефективної потужності двигуна. Під час випробувань цей параметр виявляється ключовим для розуміння робочої ефективності та продуктивності двигуна.

Прямому виміру піддаються крутний момент і частота обертання, які є важливими показниками під час випробувань двигуна. Для вимірювання крутного моменту широко застосовуються навантажувальні пристрої, зокрема гідравлічні гальма, які є найбільш поширеними при тестуванні двигунів різної потужності як на заводських, так і на лабораторних стендах.

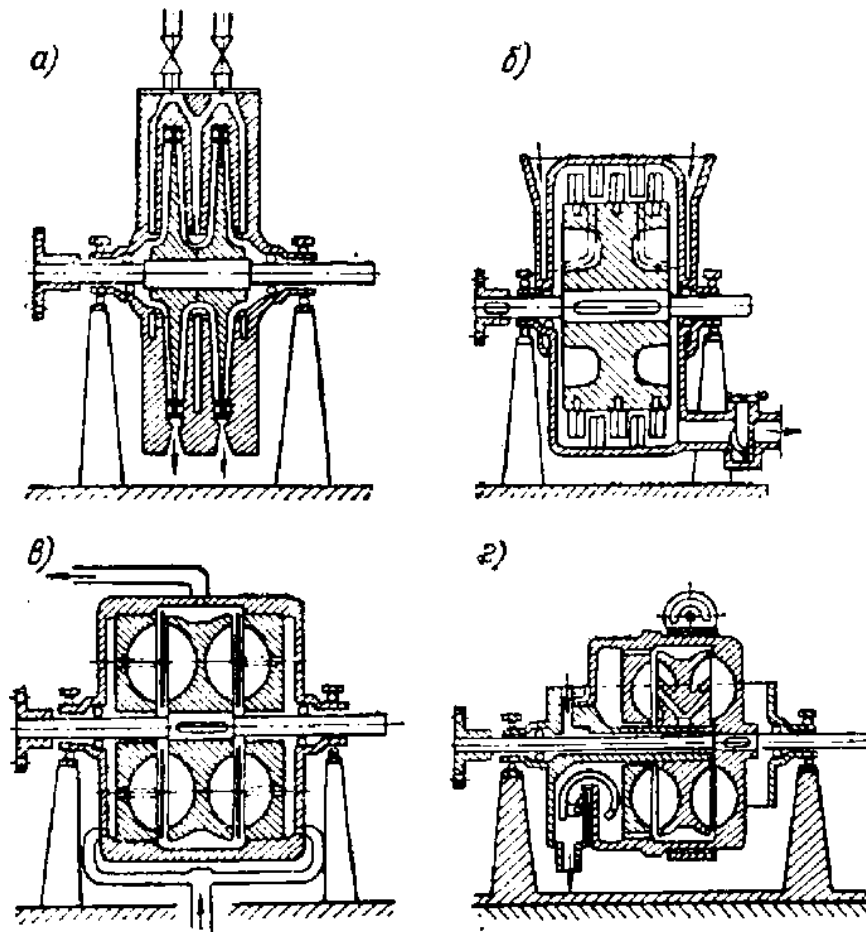
У випробуваннях великих, середніх і малих двигунів, гідравлічні гальма визначаються як основний інструмент. Для тестування двигунів малої і середньої потужності ефективно використовують електричні гальма. Механічні гальма, через свої недоліки, застосовуються в основному для випробувань менш потужних двигунів.

Гідравлічний момент у гідравлічному гальмі виникає внаслідок гідравлічного опору та тертя на роторі під час його обертання. Робота двигуна в гальмі перетворюється в тепло, що нагріває робочу рідину. Зазвичай для цього використовується вода через її велику теплоємність, стабільність в'язкості при змінних температурах та доступність.

Залежно від конструкції проточної частини, гідравлічні гальма поділяються на дискові, штиркові і лопастні. Для поліпшення характеристик гідравлічних гальм при низьких обертах використовують комбіновані гальма. В цьому випадку основна потужність споживається гідравлічним гальмом (90% - 95%), а інша частина поглинається механічним або електричним гальмом. Принципові схеми конструкцій гідравлічних гальм представлені на рисунку 1.7.

Гідродинамічні сповільнювачі необхідні для уповільнення або неекстреного гальмування, щоб уповільнити транспортний засіб або підтримувати постійну швидкість на тривалих спусках, і таким чином збільшити термін служби робочого гальма [10], [15]. В останні роки були

вироблені різноманітні гідродинамічні сповільнювачі, щоб задовольнити різноманітні потреби ринку і покращити ефективність гальмування.



а) дисковий; б) штир'ювий; в) лопастні; г) комбінований

Рисунок 1.7 – Принципові схеми гідравлічних гальм

Для гідродинамічних сповільнювачів необхідна не тільки ефективна інтеграція в гальмівну систему транспортного засобу, але й вимоги щодо високого гальмівного моменту, низької маси агрегату та хороших характеристик відведення тепла. Тому важко кількісно та якісно оцінити загальну ефективність гальмування гідродинамічних сповільнювачів на основі комплексних критеріїв.

Протягом багатьох років було запропоновано багато різних теорій ефективності гальмування для проведення оцінювання. Однак недостатньо оцінювати ефективність гальмування гідродинамічних сповільнювачів лише за допомогою цих традиційних параметрів гальмування. Крім того, рідко

повідомляється про ієрархію критеріїв оцінки ефективності гідродинамічних сповільнювачів. Наприклад, двома критеріями, які використовуються для вибору гідродинамічного сповільнювача можуть бути ефективність гальмування та температура гальм. Ці два критерії суперечать один одному, оскільки спроба підвищити ефективність гальм спричиняє підвищення температури гальм.

Регулювання гідравлічного гальма, а отже й зміна його енергоємності, може здійснюватися двома способами:

Зміна заповнення робочої порожнини водою:

- кількість води в робочій порожнині гальма регулюється подачею і відведенням води;

- у дискових і штирьових гальмах заповнення проводиться вільним заливанням, а остаточне регулювання встановлюється за допомогою золотників на зливі;

- заповнення лопатних гальм контролюється спеціальними клапанами, які регулюють витік води в залежності від тиску, залежного від швидкості обертання ротора.

Зміна форми прохідної частини гальма:

- деякі гідравлічні гальма регулюються зміною проточної частини;

- для цього використовують шибери між лопастями статора і ротора або поворотні лопатки в статорі;

- повне закриття ротора шиберами призводить до роботи гальма на режимі мінімального навантаження.

У разі потреби в особливій точності підтримки частоти обертання використовують автоматично керовані скидні клапани. Стабільність роботи гальма визначається сталістю живлення його водою, що є однією з основних умов його ефективного функціонування [10], [15].

Сьогодні на ринку доступні кілька типів гідродинамічних сповільнювачів. Принципові схеми трьох типів гідродинамічних сповільнювачів показана на рисунку 1.8.

Тип *a* є вбудованим масляним сповільнювачем із власною незалежною від коробки передач мастилом. Він має величезну перевагу в тому, що він сконструйований з мінімальним розміром і може бути приєднаний до будь-якої трансмісії [10]. Коли тип *a* активований, рідина в масляному баку піддається тиску повітряною системою автомобіля і направляється в робочу камеру гідродинамічного сповільнювача. Взаємодія рідини з ротором і статором змушує ротор і вихідний вал зменшувати швидкість на спуску.

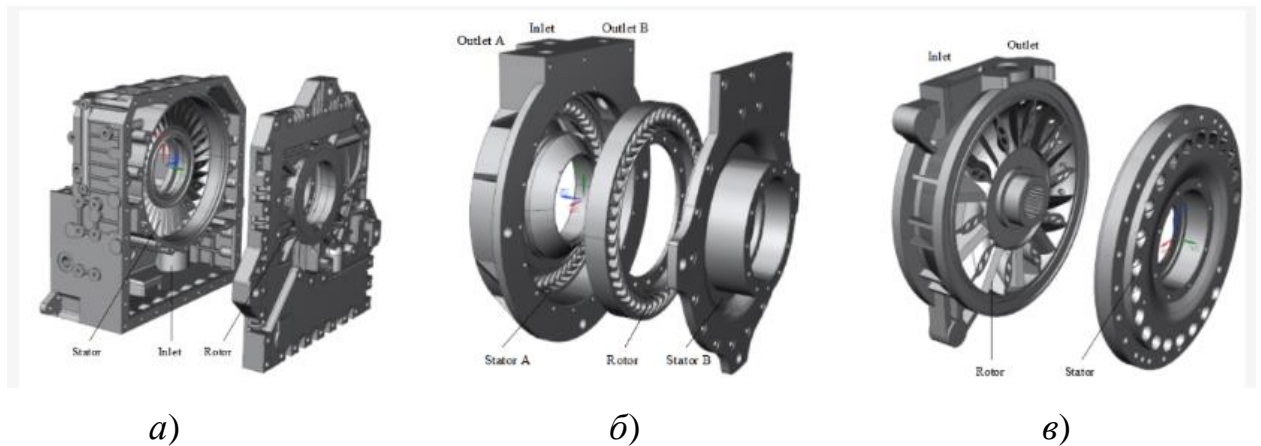


Рисунок 1.8 - Принципові схеми трьох типів гідродинамічних сповільнювачів

При дезактивації робоча камера гідродинамічного сповільнювача вакуумується, а масляний бак заправляється рідиною. Завдяки тому, що він об'єднаний в незалежну систему охолодження, він не висуватиме додаткових вимог до системи охолодження двигуна. Потік охолоджуючої рідини, що надходить з виходу гідродинамічного сповільнювача, проходить через теплообмінник, а потім повертається в бак [4], [8].

У дискових і штирьових гідравлічних гальмах забезпечується рівномірна подача води за допомогою спеціального бака з постійним рівнем. Сталість рівня води в баку досягається за допомогою поплавкового клапана і водозливу. Для цих типів гальм тиск води не впливає на їх роботу, і вони заповнюються вільним zalиванням через воронку, що закріплена на корпусі гальма.

Відповідно до кількості торів гідродинамічні сповільнювачі можна розділити на одноторові та двоторові типи, також відомі як однокамерні та двокамерні типи. Тип *б* має подвійний тор, а симетричне двостороннє робоче колесо жорстко з'єднане з вихідним валом коробки передач. Два статори з лопатевими секціями встановлені по обидва боки ротора, жорстко з'єднані з корпусом редуктора. Порівняно з одним тором зразка *а* та зразка *в*, зразок *б* має переваги малого радіального розміру та великої гальмівної здатності, а також може зміщувати більшість осьових зусиль у роторі. У той час як прямі лопасті використовуються у зразках *а* та зразках *в*, вигнуті лопасті застосовані у зразку з подвійним тором *б*. Така конструкція ефективно зменшує накопичення тепла та напругу на лопастях, додатково зменшуючи час і вартість обслуговування та подовжуючи термін служби до 4-8 разів [4], [8]. Потік охолоджуючої рідини є результатом різниці тиску, яку трансмісійна рідина створює між входом і виходом, як показано на рисунку 1.8. Трансмісійна рідина, що надходить з випускного отвору гідродинамічного сповільнювача, проходить через клапан випуску масла, а потім повертається в бак.

У типах *в* використовується насос та напірний бак, у якому гідравлічна рідина весь час знаходиться під тиском. Оскільки ця система може бути приведена в дію шляхом відкриття регулюючого клапана, гідравлічний тиск не повинен наростати від нуля, а часові затримки будуть менші порівняно з пневматичною системою зразка *а*. Крім того, зразок *в* має максимальне циркуляційне розсіювання тепла та більш високу ефективність розсіювання тепла. Потік теплоносія, що надходить з виходу гідродинамічного сповільнювача, проходить через теплообмінник, а потім повертається на вхід гідродинамічного сповільнювача.

Випробування ефективності трьох типів гідродинамічних сповільнювачів проводяться для отримання оціночних значень. Щоб задовольнити вимоги гальмівної ефективності гідродинамічних

сповільнювачів необхідно вимірювати під час випробувань, що проводяться за таких умов [4]:

Випробування проводяться на частотах обертання, які не повинні бути меншими за 98% встановленого значення. Якщо максимальна проектна швидкість обертання гідродинамічного сповільнювача нижча за швидкість обертання, встановлену для випробування, випробування слід проводити на максимальній швидкості обертання сповільнювача. Під час випробувань початкова температура гальмування гідродинамічного сповільнювача повинна бути в межах  $50\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , середня температура найгарячішої поверхні гідродинамічного сповільнювача не повинна перевищувати  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а миттєва температура найгарячішої поверхні гідродинамічного сповільнювача гідродинамічний сповільнювач не повинен перевищувати  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  [4].

Запис усіх даних має бути синхронізованим і здійснюватися після повної та стабільної роботи гідродинамічного сповільнювача. Крутний момент, швидкість обертання, тиск, потік і температура повинні реєструватися протягом усього випробування за допомогою системи збору даних із частотою вибірки 50 Гц.

Лопастні гідравлічні гальма заповнюються рідиною під підвищеним тиском, який підтримується на постійному рівні (від  $1\text{ Н/см}^2$  до  $3\text{ Н/см}^2$ ) і залежить від частоти обертання і розміру гальма. Живлення цих гальм здійснюється гравітаційним способом, з бака з постійним рівнем води, розташованого на висоті від 10 м до 30 м над віссю вала гальма. Розмір бака розраховується як 12 літрів рідини на 1 кінську силу.

Замість бака може бути використаний насос, який забезпечує постійний тиск в заданих межах. Тиск води повинен підтримуватися в межах від  $1\text{ Н/см}^2$  до  $3\text{ Н/см}^2$ .

Температура води, що виходить з гальмівного пристрою, не повинна перевищувати  $60^{\circ}\text{C} - 70^{\circ}\text{C}$ , оскільки підвищення температури може спричинити пароутворення, що призводить до нестабільної роботи гальма. Крім того, при температурі вище  $70^{\circ}\text{C}$  може відбуватися відкладення солей,



розчинених у воді, що приводить до утворення накипу на внутрішніх поверхнях гальма.

Витрату води для живлення гідравлічного гальма можна розрахувати за допомогою формули:

$$632N = Gc(t_2 - t_1), \quad (1.2)$$

де  $N$  – потужність, к. с.;

$G$  – витрата води, яка проходить через гальмо, л/г;

$c$  – питома теплоємність води,

Гідравлічне гальмо сповільнювача включає має ряд основних параметрів і характеристик, які визначають його ефективність та можливості експлуатації в різних умовах. До ключових параметрів гідравлічного гальма сповільнювача відносяться:

тиск гідравлічної рідини в системі гальма визначає його здатність до створення потрібного моменту силового сповільнення (гальмівний момент  $M$ , Нм);

- об'єм рідини визначає, скільки рідини може вмістити система гальма і який час вона може працювати до необхідності збільшення;

- розрахункові навантаження і частота обертання, на яких гальмо спроектовано працювати ефективно (гальмівна потужність  $N$ , к.с.);

- коефіцієнт сповільнення визначає, наскільки ефективно гальмо може зменшувати швидкість обертання;

- можливість точного налаштування параметрів гальма для досягнення необхідної продуктивності.

Основною робочою характеристикою гідрогальма є область навантажень, яка визначається відповідними координатами  $N$  або  $M$  від  $n$ . При постійному регулюванні гідрогальмами, яке включає постійне заповнення або фіксовану форму проточної частини гальма, графік зміни його потужності в залежності від частоти обертання подібний кубічній параболі. Робочий режим гідрогальма, який визначається максимальним заповненням робочої порожнини водою для гальм з регульованим наповненням чи максимальною

активною поверхнею для гальм з постійним наповненням, обмежується зовнішньою характеристикою.

На прикладі рисунку 1.9 можна побачити типовий вигляд такої характеристики. Лінія OA відображає роботу з максимальним заповненням водою робочої порожнини для гальм з регульованим наповненням або з максимальною активною поверхнею для гальм з постійним наповненням.

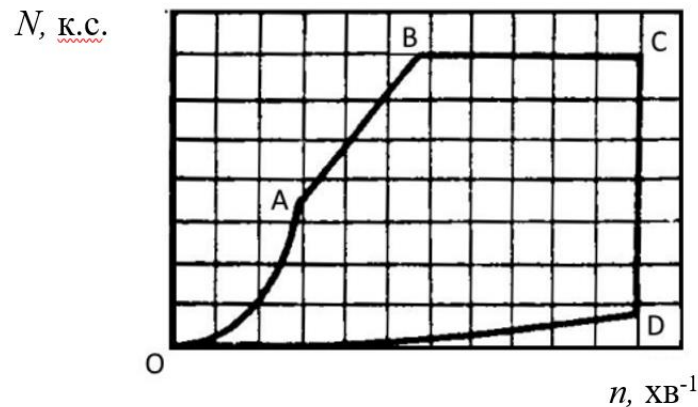


Рисунок 1.9 – Зовнішня характеристика гідрогальма

Лінія характеристики АВ визначає гранично допустимий крутний момент гальма. Лінія ВС відповідає максимальній потужності, обумовленій можливістю відведення тепла без перевищення допустимої температури води. Лінія CD вказує на межу припустимої частоти обертання, тоді як нижня лінія OD враховує втрати через вентиляцію та тертя. Область нижче лінії OD є нерегульованою для режимів роботи гальма [4], [8].

Іноді зовнішні характеристики гідрогальм можуть бути представлені в логарифмічних координатах, де згідно графіку, лінії OA і BC відображають залежність гальмівної потужності від частоти обертання: перша - при максимальному, друга - при мінімальному заповненні гальма водою. Решта ліній обмежують робочий діапазон гальма, аналогічно попередній характеристиці.

### 1.3.2 Вагові та маятникові динамометри

Для визначення потужності, яку розвиває двигун, з'єднаний з гідрогальмом, проводять вимірювання крутного моменту та частоти обертання вала. Вимірювання моменту вимагає урівноваження його силою відомої величини, яка діє на певному плечі. Ця урівноважуюча сила може бути створена силою тяжіння вантажу, силою пружності деформованого елемента або тиском рідини на поршень.

Системи вимірювання гідрогальмів поділяються на механічні та гідравлічні. Механічні системи, які використовують маятникові ваги, широко застосовуються на заводах для обкатки і випробування дизелів. Ці ваги вимірюють врівноважуючу силу за відхиленням маятника та переміщенням стрілки.

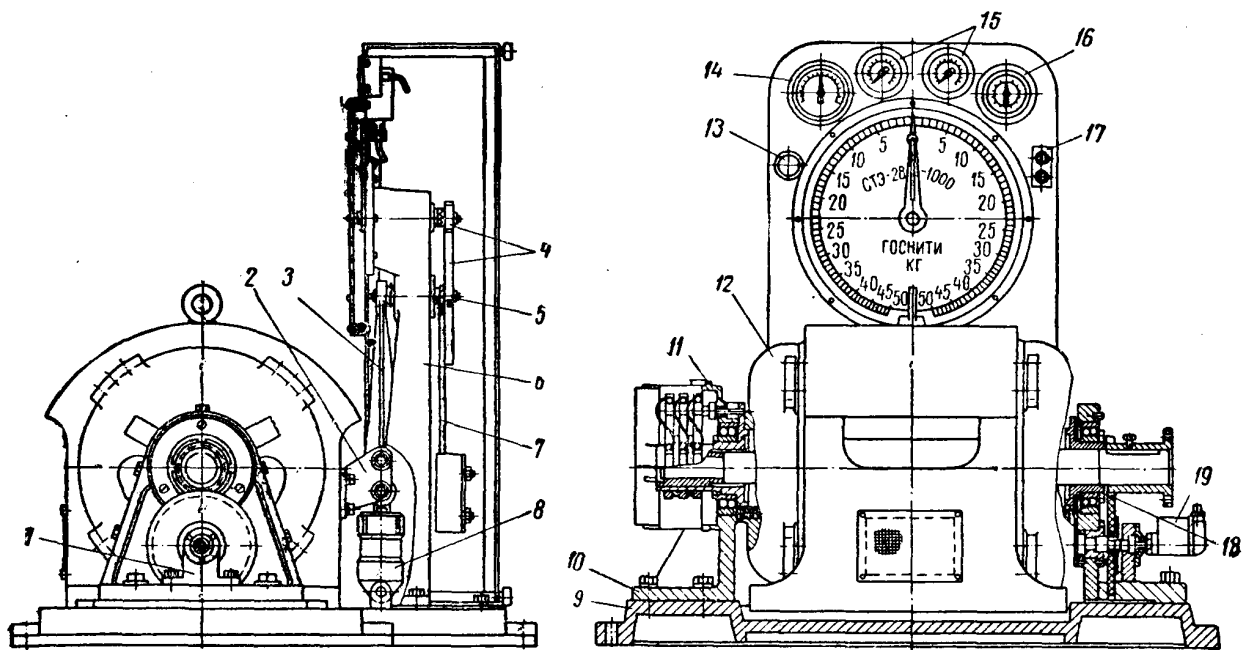


Рисунок 1.10 - Стенд для випробувань автомобільних двигунів

Гідравлічні системи також забезпечують точне вимірювання, проте вони вимагають більше уваги під час експлуатації. У деяких випадках застосовують гальма з вагами, де чутливість до змін навантаження забезпечується вагами з врівноваженою вимірювальною силою прямим навантаженням.

Точність визначення потужності гідрогальма з вимірювальним пристроєм вимагає періодичного тарування для перевірки пристрою та отримання залежності між показаннями шкали та вимірюваним моментом.

Суть тарування полягає в послідовному навантаженні статора гідрогальма веденим крутним моментом і фіксуванні показань вагового пристрою. Процес навантаження відбувається поетапно, зі збільшенням від нуля до значення, яке перевищує максимальну вимірювану силу на 10 % – 20%. Наступною фазою є поступове зменшення навантаження до нуля. Операцію тарування рекомендується повторювати кілька разів для забезпечення надійності та відтворюваності вимірювань [4], [8].

### 1.3.3 Електричні гальма

У випадку створення чи випробування двигуна знадобиться використання точного динамометричного обладнання, за допомогою якого можна прикладати навантаження до двигуна, щоб імітувати його роботу. Можливість застосовувати точно контрольоване навантаження є важливою, але в той же час динамометр буде реєструвати дані - число обертів, крутний момент, співвідношення паливноповітряної суміші та тиск наддуву. Це дає нам змогу виконувати динамічний запуск на стенді, перевіряти продуктивність двигуна та приймати рішення щодо змін налаштування на основі зареєстрованих даних.

Електричні динамометри можна розділити на два основних типи: динамометри двигуна та динамостанції шасі (рис. 1.11). Динамосистема двигуна вимагає зняття двигуна з автомобіля та встановлення на стенді для подальшого випробування. З іншого боку, гальмівні динамометричні системи для шасі – це обладнання більш розповсюджене в наші дні, коли двигун налаштовується, коли він встановлений на автомобілі. Однак такі виробники, як Dynapack, Mainline і Rototest виробляють динамометри з монтажними фланцями, де колеса знімаються з автомобіля, а автомобіль фізично прикручується до

стенду. Перевага такого динамометра над гальмівним, полягає в тому, що колеса не прокручуються, що зручно для високопотужних двигунів.



Рисунок 1.11 – Гальмівний стенд шасі Dynostar RC3300

Диноскоп (рис. 1.12) двигуна часто є кращим варіантом для розробки та випробування двигунів і є вибором професійних гоночних команд, конструкторів двигунів та виробників комплектного обладнання.



Рисунок 1.12 – Гальмівний генератор електричного струму

Електричні гальмівні пристрої можна класифікувати за принципом дії та їх використанням у випробуваннях двигунів. Однією з таких категорій є генератор електричного струму, який може використовуватися як електричне гальмо, пов'язане безпосередньо з валом випробовуваного двигуна.

Принцип дії цього електричного гальма досить простий. Механічна потужність, яка подається на генератор, перетворюється в електричну потужність. Згодом ця електрична потужність може бути використана в навантажувальних реостатах, де вона перетворюється в тепло, або подається в електричну мережу. Регулювання потужності, яку споживає генератор, відбувається ступінь за ступенем, використовуючи навантажувальний реостат, підключений до ланцюга якоря, і змінюючи струм в обмотці збудження.

Для машин постійного струму ефективним методом регулювання в широкому діапазоні частоти обертання і гальмівного моменту є схема Леонардо. Також випробування двигунів може використовувати балансирні динамо-машини, що є спеціальними електричними гальмівними пристроями. У цих машинах статор встановлений на підшипниках, дозволяючи йому обертатися навколо осі, яка збігається з віссю обертання ротора. Для обмеження кута повороту статора використовують упори (рис. 1.13) [4].

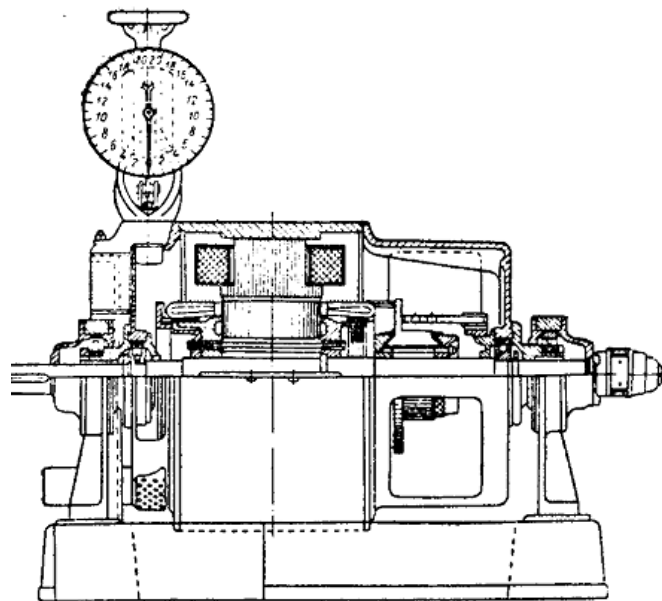


Рисунок 1.13 – Схема балансирного генератора

Сьогодні випускаються балансирні динамо-машини призначені для роботи в якості гальмівних генераторів або електродвигунів що створити додаткове навантаження. Контролер здатний контролювати вихідний крутний момент сповільнювача, щоб підтримувати двигун на стабільній швидкості незалежно від вихідної потужності двигуна.

### **Висновки за розділом**

1. Традиційні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) мають дуже низький тепловий ККД, який зазвичай не перевищує 35%. Як правило, лише третина енергії, що надходить з паливом досягає крутного моменту на колінчастому валу, а інші дві третини більш-менш порівну розподіляється між теплом відпрацьованих газів (ентальпією згорілих газів), інша – через систему охолодження двигуна.

2. Для виконання роботи чи приведення в рух механізмів, встановлених на автомобілі застосовують коробки відбору потужності, що отримують крутний момент від двигуна автомобіля.

3. Проведений аналіз гальмівних стендів для випробування ДВЗ вказує на доцільність застосування електричного гальмівного механізму. Це надає можливість реалізувати динамічний процес вимірювання з найбільш якісними показниками. Електричні гальма виявились дуже ефективними в таких стендах завдяки унікальним характеристикам, точності та стабільності регулювання навантаження, що є важливим для отримання надійних результатів випробувань двигунів. Електричні гальма дозволяють контролювати крутний момент і частоту обертання з високою точністю, що робить їх застосування оптимальними для вимірювання динамічних характеристик ДВЗ.

## РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1 Дослідження основних характеристик ДВЗ

ДВЗ, як ключовий компонент автомобільної конструкції, займає важливе місце при створенні математичної моделі процесу руху. Робота ДВЗ визначає економічні, динамічні та екологічні характеристики транспортного засобу в цілому.

Класична теорія автомобіля обмежується розглядом ефективних характеристик двигуна лише на сталих режимах, що не враховує реальних умов його експлуатації. Фактично ДВЗ працює значну частину часу на несталих (перехідних) режимах. Це вимагає нового підходу до вивчення ефективних характеристик і їх зв'язків в порівнянні з класичною теорією.

Основна мета дослідження полягає в підвищенні достовірності результатів визначення економічних, динамічних та екологічних показників автомобіля. Це досягається шляхом використання чисельного моделювання руху транспортного засобу, яке враховує роботу ДВЗ на перехідних режимах.

У процесі дослідження вирішувалися такі завдання: систематизація та аналіз існуючих характеристик ДВЗ, вибір типу характеристики для математичної моделі, розгляд питань індикації параметрів характеристики під час експериментальних досліджень.

Зокрема, важливо визначити тип "універсальної швидкісної характеристики" (УШХ) ДВЗ, яка відображає його роботу на сталих режимах. Ця характеристика визначається ефективною потужністю та питомою витратою палива як функціями частоти обертання колінчастого валу та коефіцієнта використання потужності [10], [24], [27].

Дослідження з динамометрування ДВЗ спрямоване на поліпшення достовірності результатів, що дозволяє отримати більш точні дані про економічні, динамічні та екологічні характеристики автомобіля.

Ефективна потужність двигуна  $N_e$  (Вт) становить:

$$N_e = M_o \omega_o , \quad (2.1)$$



де  $M_\delta$  – крутний момент двигуна, Н·м;  $\omega_\delta$  – кутова швидкість колінчастого вала, рад/с.

$$\omega_\delta = \frac{\pi n_\delta}{30}, \quad (2.2)$$

де  $n_\delta$  – частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв.

Тому:

$$N_e = M_\delta \frac{\pi n_\delta}{30}; \quad (2.3)$$

$$M_\delta = \frac{30 N_e}{\pi n_\delta}. \quad (2.4)$$

Якщо ж  $N_e$  виразити у кВт, тоді:

$$N_e = M_\delta \frac{\pi n_\delta}{30 \cdot 10^3}, \quad (2.5)$$

$$M_\delta = \frac{30 \cdot 10^3 N_e}{\pi n_\delta}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.6)$$

Порівняльну оцінку двигунів, різних за потужністю і типажем, здійснюють на основі питомих показників. Основний оцінний показник паливної економічності двигунів – питома ефективна витрата палива  $g_e$  (г/кВт·год), під якою розуміють масу палива у грамах, що витрачається за годину на генерування одного кВт ефективної потужності. Значення  $g_e$  характеризує спосіб і рівень реалізації робочого циклу двигуна й залежить від втрат теплової енергії на подолання внутрішніх механічних опорів, втрат тепла в стінки циліндрів, а також – з відпрацьованими газами [27]..

Для бензинових двигунів питома ефективна витрата палива  $g_e$  за умови номінальної потужності найчастіше змінюється в межах 280–320 г/кВт·год, а дизельних – 220–260 г/кВт·год. З цього можна зробити висновок, що використання дизельних двигунів більш економічне, ніж бензинових. Сучасні бензинові двигуни з впорскуванням палива у впускний колектор або ж безпосередньо в циліндри відзначаються зниженням питомої ефективної витрати палива на 10–20%.

Паливна економічність двигунів мобільних засобів оцінюється й таким вагомим показником, як годинна витрата  $G_m$  (кг/год) палива:

$$G_m = \frac{g_e N_e}{10^3}, \quad (2.7)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна, кВт.

Динамічні та економічні показники автотракторних двигунів у різних умовах експлуатації відображають характеристики двигунів, зокрема швидкісні, що належать до переліку основних. Дані характеристики, за умови постійного положення дросельної заслінки й постійної подачі палива, відображають залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна  $n_\partial$  таких показників: ефективної потужності  $N_e$ ; крутного моменту  $M_\partial$ ; годинної  $G_m$  і питомої ефективної  $g_e$  витрат палива. Характеристики, отримані у випадку повної подачі палива, називаються зовнішніми (або граничними) швидкісними характеристиками і вказують найбільші значення потужності, що можуть розвивати двигуни на різних частотах обертання колінчастого вала. У випадку неповної подачі палива отримуються часткові швидкісні характеристики.

Розглянемо зображену на рис. 2.1 зовнішню швидкісну характеристику бензинового двигуна, швидкісний режим якого змінюється від мінімально стійкої частоти  $n_{\partial \min}$  обертання колінчастого вала, за якої ще можлива стійка робота двигуна, до максимальної частоти  $n_{\partial \max}$  обертання.

До переліку найважливіших показників зовнішньої швидкісної характеристики двигуна входять: максимальні ефективна потужність  $N_{e \max}$  та крутний момент  $M_{\partial \max}$ ; крутний момент  $M_{\partial N}$  за максимальної потужності; потужність  $N_{e0}$ , якщо крутний момент максимальний; частоти обертання колінчастого вала двигуна  $n_{\partial 0}$  і  $n_{\partial N}$  відповідно за максимальних крутного моменту й потужності.

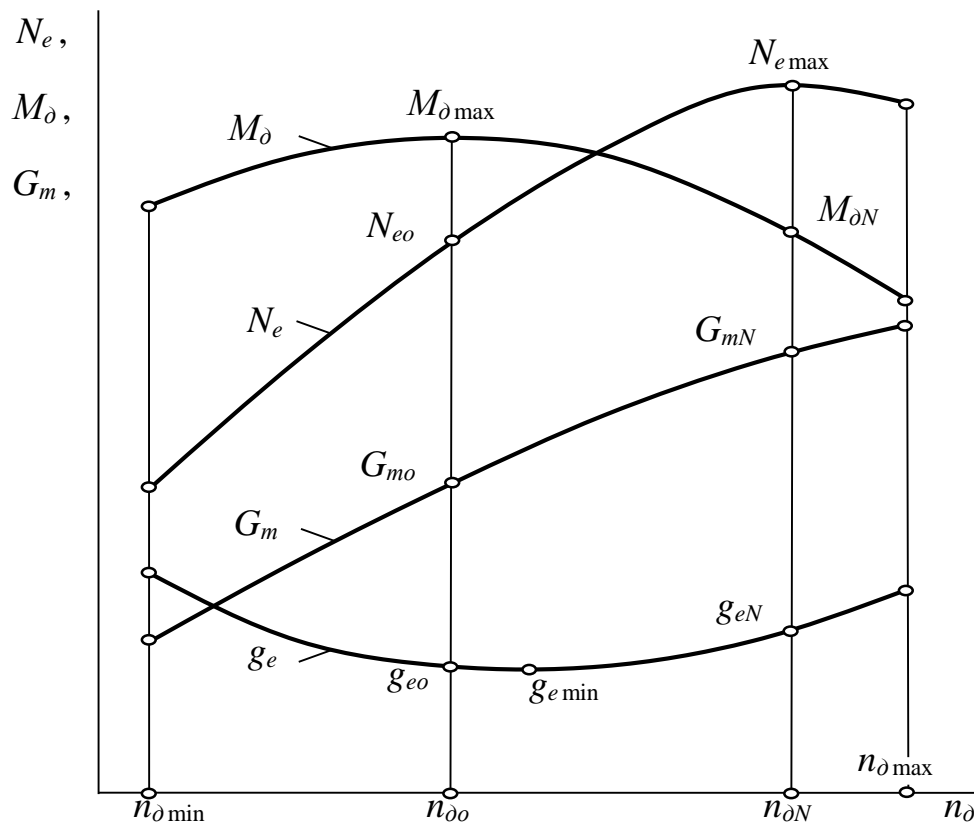


Рисунок 2.1 - Зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна

Важливими є точки швидкісної характеристики, що відображають значення  $G_{mo}$  і  $G_{mN}$  годинної витрати палива та питомої ефективної витрати палива  $g_{eo}$  й  $g_{eN}$  відповідно за умов максимальних крутного моменту і потужності; крім цього, вагомий оціночний критерій – мінімальна питома ефективна витрата палива  $g_{e \min}$ .

Прикладом роботи бензинового двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою можна вважати випадок руху автомобіля на найвищій передачі з максимально можливою швидкістю по дорозі, опір руху на якій постійно зменшується.

На мінімально стійкій частоті обертання  $n_{\delta \min}$  колінчастого вала процес роботи двигуна нестійкий і має перебої. У діапазоні малих частот обертання  $n_{\delta}$  швидкість та завихрення вхідного у циліндри потоку невисокі, тому погіршуються сумішоутворення й наповнення циліндрів через малу інерцію потоку суміші. Крім цього, під час руху поршня до верхньої мертвої точки

частина паливної суміші виштовхується назад у впускний трубопровід. На малих частотах обертання швидкість згоряння невисока й великі втрати тепла в стінки циліндрів. Вказані обставини зумовлюють низькі крутний момент  $M_{\partial}$ , ефективну потужність  $N_e$ , а також погіршення паливної економічності двигуна, характеризуваної питомою ефективною витратою палива  $g_e$ .

Збільшення швидкісного режиму роботи двигуна  $n_{\partial}$  спричиняє поліпшення наповнення циліндрів паливною сумішшю. Також покращується сумішоутворення, підвищується швидкість згоряння й зменшуються втрати тепла в стінки циліндрів. У результаті зростають крутний момент  $M_{\partial}$  і ефективна потужність  $N_e$  двигуна, а питома ефективна витрата палива  $g_e$  зменшується.

Найсприятливіші умови перебігу робочого процесу двигуна відповідають середнім частотам обертання колінчастого вала. На частоті  $n_{\partial 0}$  крутний момент досягає максимального значення  $M_{\partial \max}$ , питома ефективна витрата палива становить  $g_{e0}$  і наближена до мінімального значення витрати  $g_{e \min}$ , тобто двигун працює найбільш економічно.

На швидкісних режимах, що перевищують середні частоти обертання  $n_{\partial}$  колінчастого вала, погіршується наповнення циліндрів паливною сумішшю і збільшуються механічні втрати двигуна. Погіршення наповнення зумовлюють аеродинамічні опори на впуску, які зростають відповідно до швидкості потоку паливної суміші. Механічні втрати збільшуються пропорційно квадрату частоти обертання колінчастого вала. Також із підвищенням швидкісного режиму зростають обсяг залишкових газів у циліндрах двигуна і втрати з вихлопними газами.

Внаслідок цього у випадку перевищення середніх частот обертання колінчастого вала крутний момент  $M_{\partial}$  двигуна зменшується, проте ефективна потужність  $N_e$  продовжує зростати, що зумовлено збільшенням швидкісного режиму. Частоту обертання  $n_{\partial N}$  колінчастого вала двигуна, за якої ефективна потужність досягає максимуму  $N_{e \max}$ , прийнято називати номінальною або ж заводською. З перевищенням частоти  $n_{\partial N}$  падіння крутного моменту вже не

компенсується зростанням швидкісного режиму і ефективна потужність  $N_e$  двигуна також спадає.

Швидкісні характеристики співрозмірних бензинового і дизельного двигунів подібні за формою зміни показників. Лише для дизельного двигуна точка максимуму потужності зміщена в сторону збільшення швидкісного діапазону внаслідок зменшення втрат під час наповнення циліндрів та підвищення коефіцієнта подачі паливного насоса.

Графічне відображення показників дизельного двигуна у випадку роботи з регулятором називають швидкісною характеристикою з регуляторною віткою або регуляторною характеристикою двигуна.

Регуляторну характеристику, побудовану в функції від частоти  $n_\partial$  обертання колінчастого вала, подано на рис. 2.2, де вказано закономірності зміни таких показників: ефективної потужності двигуна  $N_e$ ; крутного моменту  $M_\partial$ ; годинної витрати палива  $G_m$ ; питомої ефективної витрати палива  $g_e$ .

На холостому ході двигуна, що працює без зовнішнього навантаження, частота обертання  $n_{\partial x}$  колінчастого вала найбільша, ефективна потужність  $N_e$  і крутний момент  $M_\partial$  дорівнюють нулю, а годинна витрата палива –  $G_{mx}$ . З появою зовнішнього навантаження регулятор збільшує подачу палива, переміщаючи рейку паливного насоса. Частота обертання  $n_\partial$  починає зменшуватись з одночасним збільшенням крутного моменту  $M_\partial$  та ефективної потужності  $N_e$ , яка за певного визначеного положення рейки паливного насоса досягає максимуму  $N_{en}$ .

Таку регламентовану максимальну потужність називають номінальною або розрахунковою потужністю двигуна, якій відповідають номінальні (розрахункові) крутний момент  $M_{\partial n}$ , частота  $n_{\partial n}$  обертання колінчастого вала, годинна витрата палива  $G_{mn}$  і питома ефективна витрата палива  $g_{en}$ .

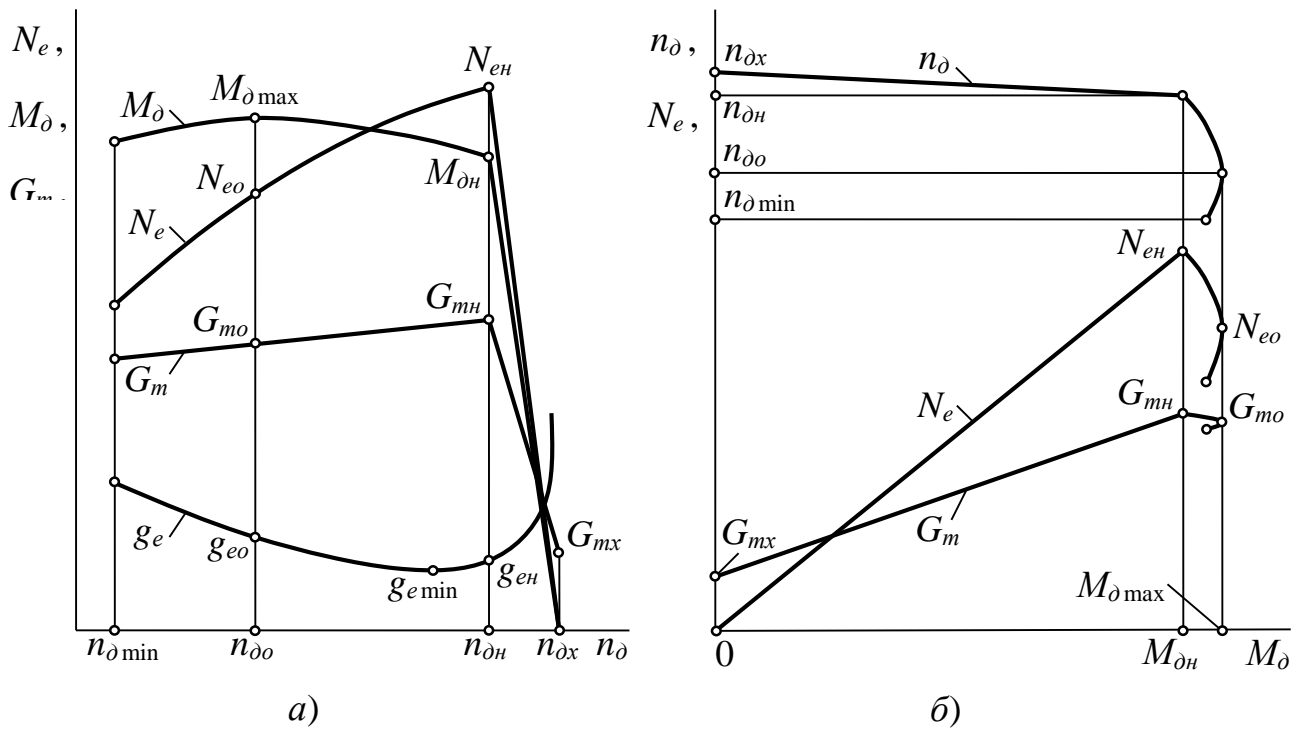


Рисунок 2.2 - Регуляторна характеристика дизельного двигуна у функції від: *a* – частоти обертання колінчастого вала; *б* – крутного моменту

У діапазоні частот  $n_{\delta x} - n_{\delta n}$  ділянки залежностей показників іменують регуляторними вітками характеристики, які для ефективної потужності  $N_e$ , крутного моменту  $M_\delta$  і годинної витрати палива  $G_m$  представлені відрізками похилих прямих. На холостому ході двигуна з частотою  $n_{\delta x}$  обертання колінчастого вала годинна витрата палива  $G_{mx}$  мінімальна. Регуляторна вітка питомої ефективної витрати палива  $g_e$  являє собою криву, що наближається до вертикалі, проведеної через точку  $n_{\delta x}$ .

Подальше збільшення зовнішнього навантаження зумовлює перевантаження двигуна, супроводжуване зменшенням частоти обертання колінчастого вала. В разі перевантаження, якщо не враховувати дію коректора, двигун працює без регулятора, й ділянки кривих характеристики, розташовані зліва від точки  $n_{\delta n}$ , називають перевантажувальними або коректорними.

У діапазоні перевантажень ефективна потужність і годинна витрата палива постійно спадають, а крутний момент спочатку зростає, головним чином під дією коректора, який в міру зменшення частоти обертання колінчастого вала забезпечує збільшення циклової подачі палива в циліндри.

На частоті обертання  $n_{до}$  крутний момент досягає максимуму  $M_{\delta \max}$ , ефективна потужність становить  $N_{eo}$ , годинна витрата палива –  $G_{mo}$  й питома ефективна витрата –  $g_{eo}$ . Мінімальне значення  $g_{e \min}$  вказаної витрати палива досягається, якщо частоти обертання колінчастого вала дещо нижчі від номінального швидкісного режиму  $n_{дн}$ .

На частотах обертання, нижчих від  $n_{до}$ , крутний момент зменшується, а питома ефективна витрата палива збільшується внаслідок погіршення умов перебігу робочого процесу двигуна – зменшення наповнення циліндрів та значних втрат тепла в їх стінки. Ділянки характеристики, розташовані лівіше від точки  $n_{до}$ , слід вважати неробочими, оскільки на них двигун починає працює з перебоями і в разі додаткового перевантаження може зупинитись.

Для тягових розрахунків використовують регуляторні характеристики, побудовані у функції від крутного моменту  $M_{\delta}$  (рис. 2.2 б). Таке зображення регуляторної характеристики дозволяє встановити зв'язок між крутним моментом і частотою обертання колінчастого вала двигуна й, відповідно, між тяговим зусиллям та швидкістю руху автомобіля.

## 2.2 Дослідження характеристик електричних сповільнювачів ДВЗ

Аналіз засобів динамометрування засвідчує, що найбільш доцільним методом визначення експлуатаційних характеристик є використання пересувних мобільних динамометрів, які працюють з обертальним моментом валу відбору потужності (ВВП).

Ці передові засоби динамометрування дозволяють проводити вимірювання ефективно та точно, використовуючи обертовий момент валу відбору потужності. Вони є мобільними, що надає додаткову гнучкість при випробуваннях різних типів двигунів та трансмісій. Переваги використання мобільних динамометрів у визначенні експлуатаційних характеристик полягають у їхній простоті в установці, зручності в експлуатації та можливості здійснювати вимірювання в різних умовах роботи.

Розглянемо приклад з двигунами D13, D13TC, Згідно з ЕС 582/2011, пропонуються два варіанти потужності: 460 і 500 кінських сил. При цьому D13TC з потужністю 460 к. с. може досягати рівня крутного моменту, характерного для двигуна D13 потужністю 540 к. с., але при обертах на нижчому рівні. Схожий ефект спостерігається і для двигуна потужністю 500 к. с. що надає крутний момент 2800 Н·м за низьких обертів. (рис. 2.3) [4].

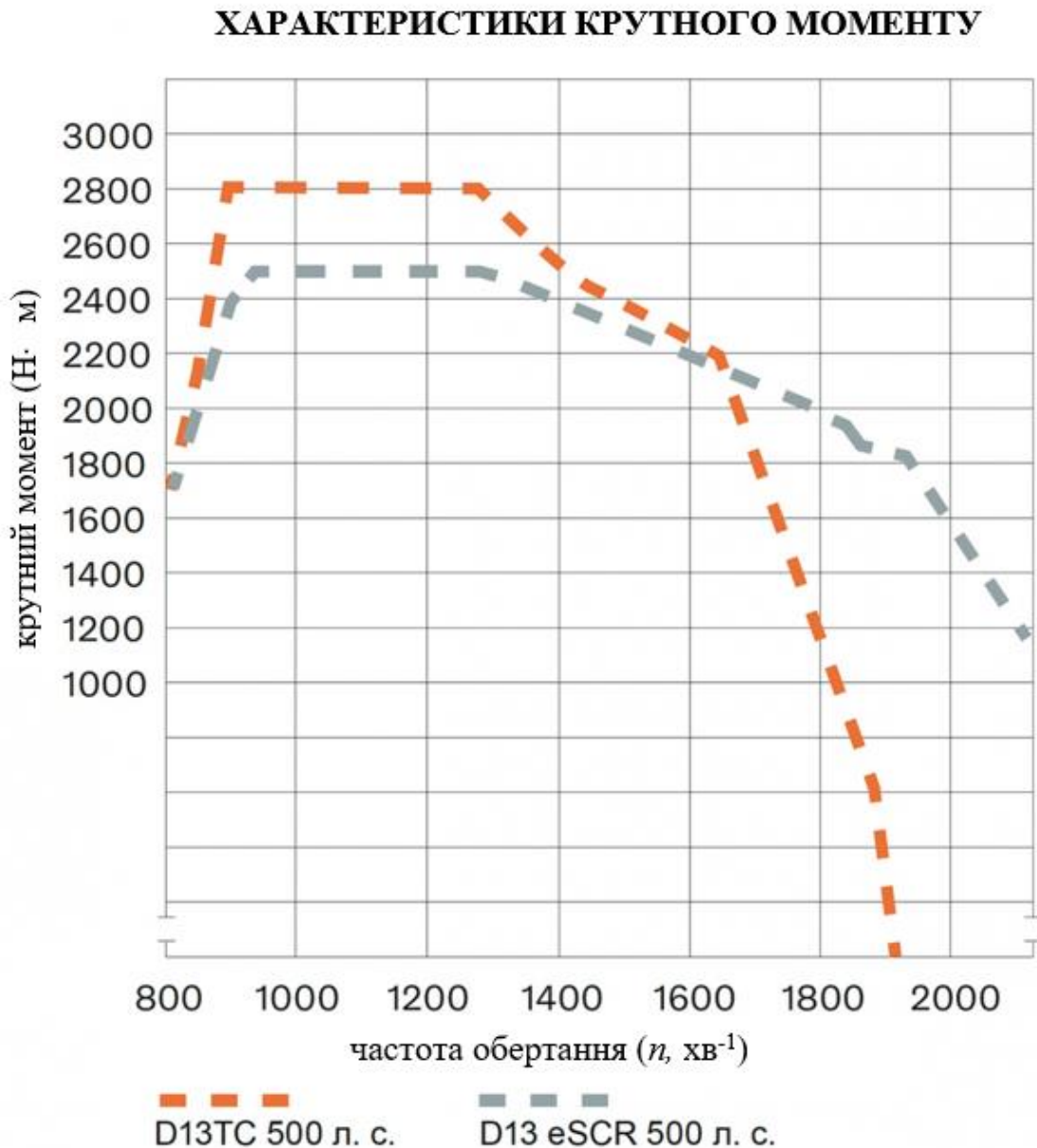


Рисунок 2.3 - Характеристика двигунів D13, D13TC (Volvo)

Даний тип електричних генераторів часто називають просто сповільнювачами чи ретардерами, які використовують вихрострумове гальма.



Їх легко встановити, однак потрібне підключення від електричного джерела живлення, він не потребує зовнішньої системи охолодження.

Реалізований крутний момент зростає лінійно на низькій швидкості та досягає піку в діапазоні від 500 до 1000 об/хв. Використовувати сповільнювач доцільно не нижче цього піку, але продуктивність буде нижчою. Після цього піку доступний крутний момент падає з невеликою швидкістю (рис. 2.4).

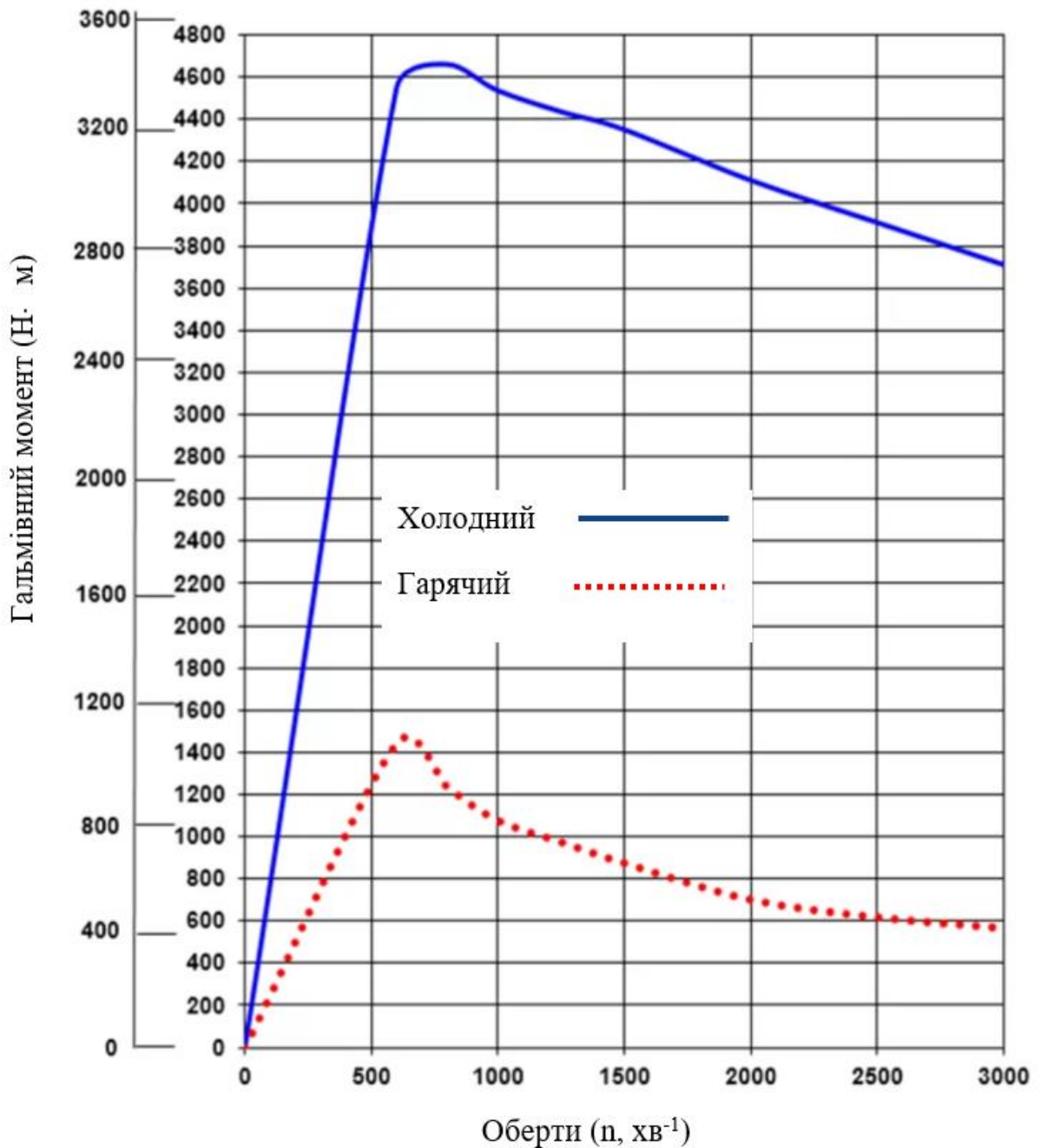


Рисунок 2.4 - Характеристика електричного сповільнювача

Коли сповільнювач нагрівається, він генеруватиме гальмівний момент, менший ніж максимальне номінальне значення. Це необхідно враховувати під

час до використання стендів. Короткі запуски з перервами для охолодження вимагатимуть збільшення до 20% до номінального значення крутного моменту. Налаштування стабільного режиму передбачає експлуатацію з деякими перервами. У випадку випробування на витривалість необхідно збільшити крутний момент у 3-4 рази (рис. 2.5)

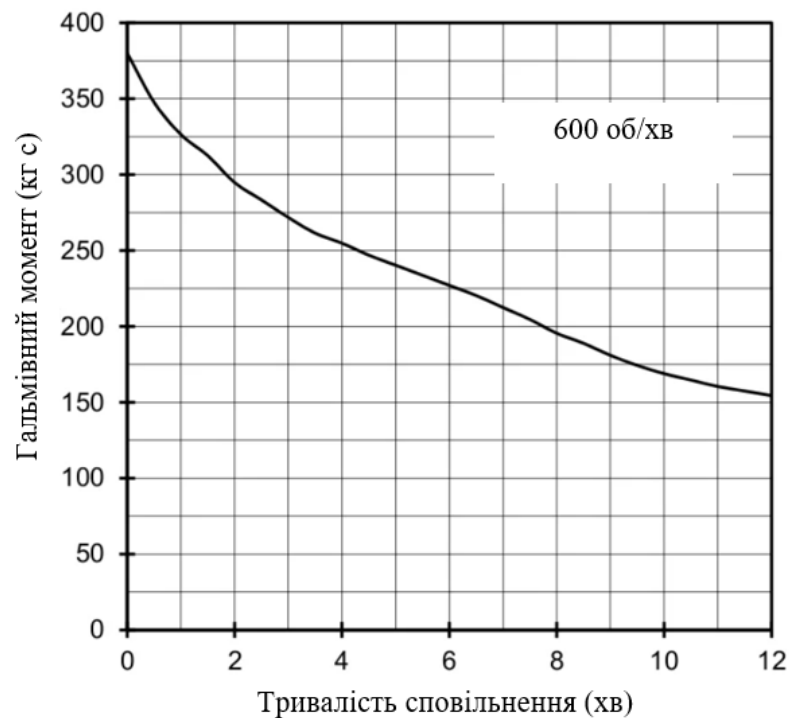
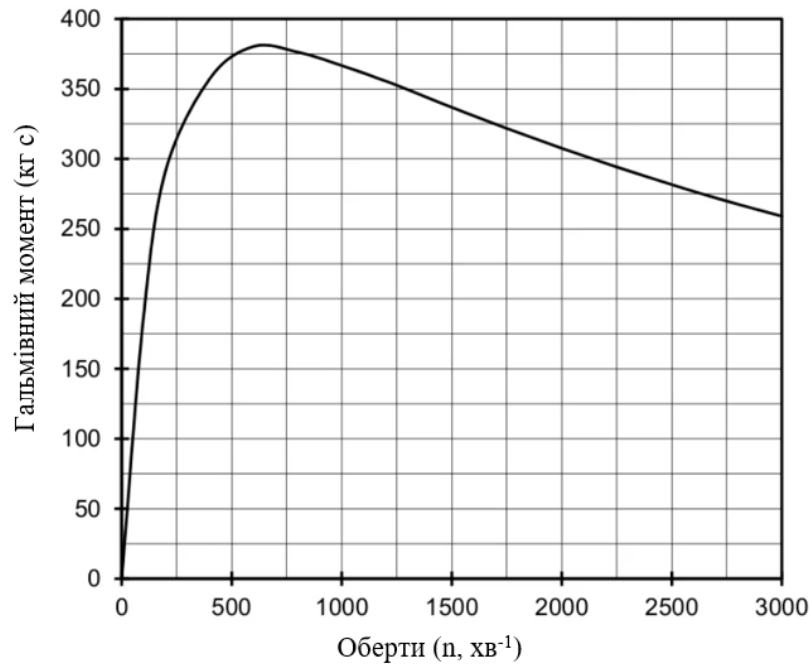


Рисунок 2.5 - Характеристика електричного сповільнювача під тривалим навантаженням

ВВП автомобіля працює зі швидкістю 540 об/хв на низькій передачі та м на високій. Якщо мультиплікатор не має високої швидкості ВВП 1000 об/хв, існує ймовірність використання більшого сповільнювача.

Ефективність електричних генераторів залежить від стану котушок. Ізоляція котушок погіршується при зберіганні у вологих і брудних умовах протягом тривалого часу. Випробувальна напруга має бути не менше 1500 В, а результат повинен бути не менше 1 МОм [3].

### **Висновки за розділом**

1. У розділі наведено алгоритм визначення потужності двигунів, проведено аналіз засобів динамометрування, який вказує на те, що найбільш раціональним рішенням для визначення експлуатаційних характеристик є використання пересувних мобільних динамометрів. Проведено аналіз гальмівних характеристик електричних сповільнювачів, які працюють на основі обертового моменту валу відбору потужності.

## РОЗДІЛ 3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

### 3.1 Обґрунтування конструктивної схеми динамометра

Головною особливістю використання сучасних автомобілів є високий ступінь та режим експлуатації, який є, як правило, є цілодобовим.

Ці фактори накладають відповідальність щодо організації та сервісного обслуговування агрегатів та двигунів автомобілів. Одним із ключових аспектів є необхідність систематичної та якісної діагностики, спрямованої на визначення технічного стану обладнання та переліку робіт з поточного ремонту та аналізу їх ефективності.

Високі стандарти щодо ефективності та функціональності сучасних автомобілів визначають необхідність постійного вдосконалення технологій та методів обслуговування автотранспорту. Останні дослідження також свідчать про те, що складність, вартість та великий рівень енергоспоживання. Ключовим аспектом у вирішенні цих завдань є сприяння підвищенню продуктивності та паливної ефективності.

Сучасні дослідження, незважаючи на значний прогрес, все ще не повністю вирішують питання практичного визначення експлуатаційних характеристик двигуна. Ключовим фактором ефективності є реалізація тягового зусилля, що невід'ємно залежить від технічного стану силової установки та трансмісії. Умови експлуатації в сфері перевезень вимагають постійних режимів руху при змінних умовах навантаження [18], [26].

Впровадження методів для визначення технічного стану внутрішнього згоряння двигуна є важливим кроком в організації сервісного обслуговування автомобілів. У сучасній двигунобудуванні це питання вирішується двома основними шляхами:

- лабораторні випробування - метод включає демонтаж двигуна і його встановлення на спеціальний стенд із гальмівним пристроєм для моделювання навантажувальних режимів. Цей підхід є доцільним в умовах застосування поточної схеми агрегатних ремонтів, де головною метою є перевірка

експлуатаційних показників двигуна після проведення капітального або поточного ремонту на відповідність вимогам заводу-виробника;

- лабораторно-дорожні випробування - визначення експлуатаційних показників силового агрегату безпосередньо на автомобілі, що дозволяє оцінити роботу двигуна в реальних умовах експлуатації без його демонтажу.

Проведення лабораторно-дорожніх випробувань можливо двома способами – динамометруванням на причіпному пристрої та динамометруванням через вал відбору потужності [18].

Динамометрування застосовується як при виконанні дослідницьких робіт, так і при експлуатації машин в робочих умовах, для комплектування агрегатів, встановлення норм витрати пального, а також для забезпечення контролю за технічним станом двигунів та коректності їх регулювання.

Використання пересувних мобільних динамометрів, що працюють на основі обертового моменту валу відбору потужності (ВВП) (рис. 3.1), є найбільш перспективним методом визначення експлуатаційних характеристик. Однією з головних переваг цих динамометрів є їхня мобільність, що дозволяє легко переміщати їх від одного агрегату до іншого. Крім того, існує широкий асортимент моделей, які можуть бути використані для діагностики різноманітних технічних систем.





Рисунок 3.1– Мобільна динамометрична установка

Впровадження пересувного динамометричного стенду ставить перед собою ключове завдання - вибір типу навантажувального пристрою, який повинен відповідати декільком вимогам:

- мінімальні масово-габаритні показники для забезпечення його зручності та портативності;
- незалежність від зовнішнього енергопостачання, забезпечення автономності роботи пристрою без зовнішнього джерела електроживлення;
- універсальність та уніфікація пристрою для різноманітних систем і технічних установок.

Зазвичай в такому обладнанні використовуються два основних типи навантажувальних пристроїв [4]. Найпоширеніший тип – це гідравлічний гальмівний пристрій, до його недоліків можна віднести обмежений гальмівний момент на низьких обертах менше 800...900 об/хв, а також потреба в системі охолодження з автоматичним керуванням. Крім цього, вони досить вартісні через складне регулювання та чутливість до температури робочої рідини, необхідність встановлення датчика обертового моменту на приводному валу.

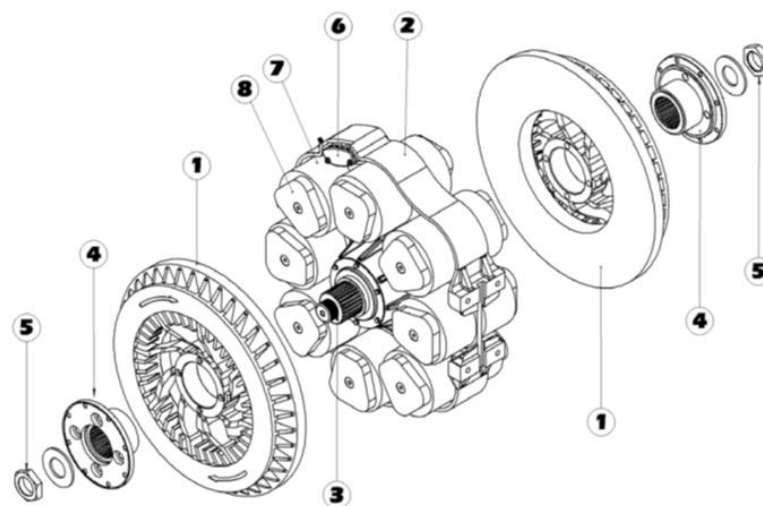
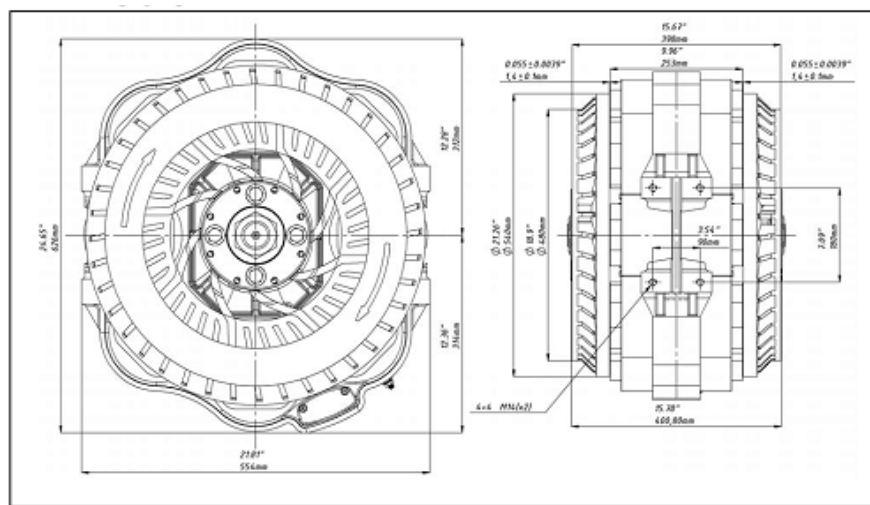
Альтернатива гідравлічному варіанту - електричний гальмівний пристрій, який позбавлений деяких попередніх недоліків. До переваг відносять:

- максимальна реалізація гальмівного моменту вже на низьких обертах ротора, приблизно 400 об/хв;

- лінійна залежність поглинаючої потужності від температури, що забезпечує ефективне охолодження;

- використання тензометричного датчика спрощує процес визначення гальмівного моменту;

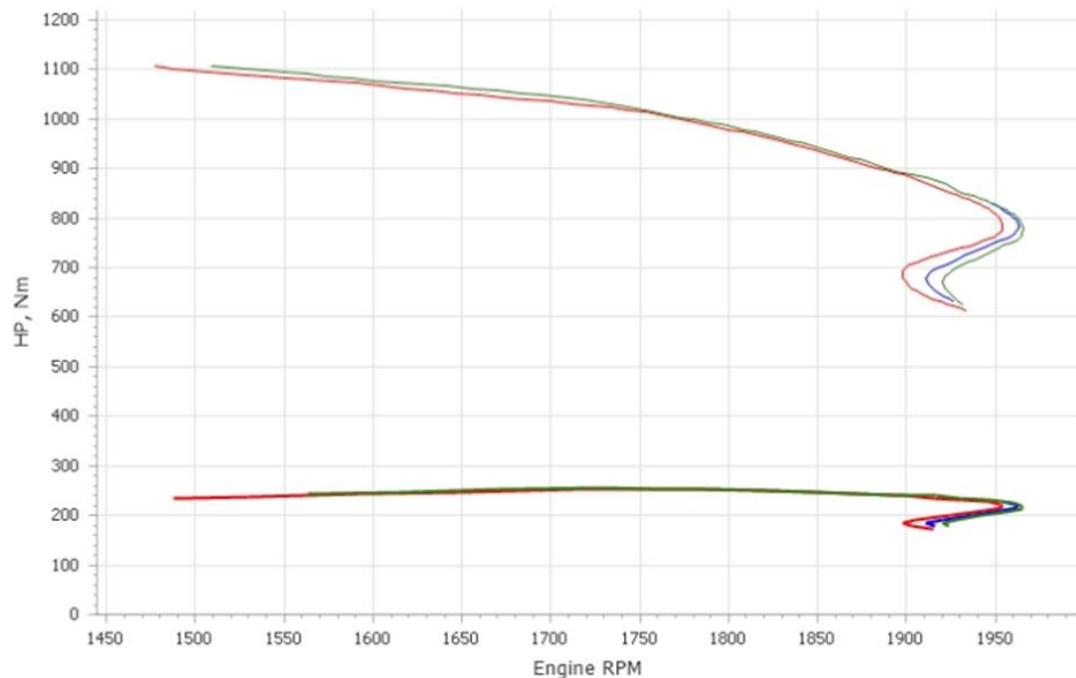
Зміна величини гальмівного моменту можлива шляхом підключення різної кількості пар обмоток статора, що дозволяє адаптувати його до різних умов використання (рис. 3.2).



- 1 – ротор; 2 – статор; 3 – вал центральний з підшипником; 4 – фланець;  
 5 – контргайка; 6 – термінал підключення; 7 – обмотка;  
 8 – дистанційна шайба

Рисунок 3.2 – Будова електромагнітного ретардера

На рисунку 3.3 подано графік зовнішньої швидкісної характеристики для обертального моменту двигуна Deutz-Fahr 6175 G. Максимальний момент, який може бути досягнутий при обертах двигуна 1500 обертів на хвилину, складає приблизно 1100 Нм.



Name	Test0005	Test0006	Test0007
Engine power	253,4HP @ 1753RPM	227,6HP @ 1954RPM	254,6HP @ 1728RPM
Engine torque	1106,1Nm @ 1477RPM	829,2Nm @ 1948RPM	1107,6Nm @ 1509RPM
Temperature	37,0°C	36,0°C	36,0°C
Pressure	987hPa	987hPa	987hPa
Norm	DIN 70020	DIN 70020	DIN 70020

Рисунок 3.3 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна Deutz-Fahr 6175 G

Оскільки спеціалізовані автомобілі обладнано залежним приводом валу відбору потужності з певним передавальним числом то, максимальний обертальний момент на валу відбору потужності складатиме найбільше 3500 Нм. В цьому випадку електричний навантажувальний пристрій повністю компенсує гальмівний момент, що виникає на валу відбору потужності.

Для точного та якісного визначення величини гальмівного моменту важливо розглядати доцільність впровадження навантажувального стенду в цілому. Широко використовується схема з використанням тензометричного датчика, при умові, що статор може вільно обертатися навколо своєї вісі, а



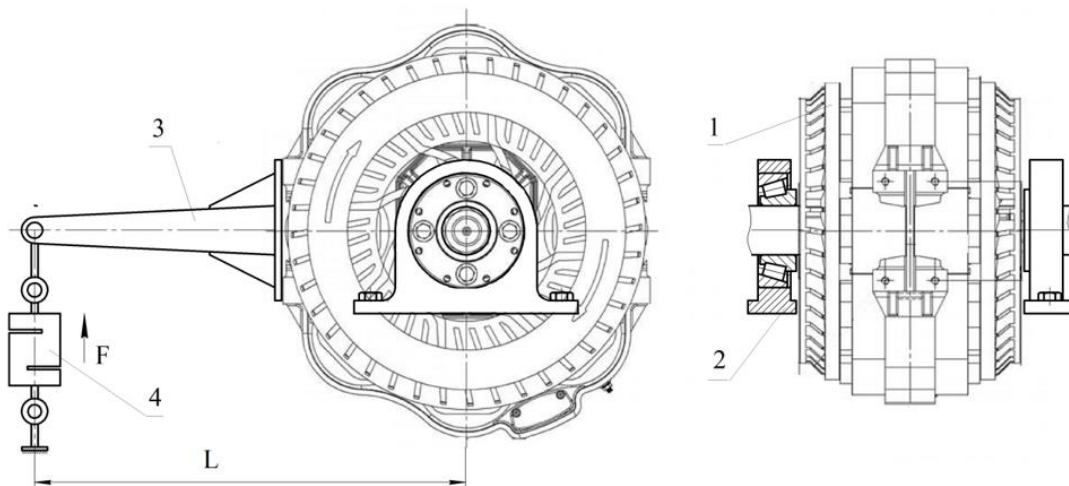
ротор пов'язаний з валом відбору потужності (рис 3.4).

Коректне визначення величини гальмівного моменту передбачає врахування конструктивних параметрів ретардера [27], зокрема моменту інерції обертальних мас. В даному випадку момент інерції ротора становить  $4,74 \text{ кгм}^2$ .

Величина потужності за умови обертального руху, використовуючи момент інерції та кутове прискорення. Знаючи момент сили, можна визначити потужність ( $P$ ) за допомогою наступної формули:

$$\bar{\varepsilon}(t) = \frac{\bar{M}(t)}{J}, \quad (3.1)$$

- де  $M(t)$  – вектор обертання моменту ротора, (Н м);
- $J$  – момент інерції ротора, ( $\text{кгм}^2$ );



1 – ретардер; 2 – опора; 3 – вимірювальний важіль; 4 – датчик тензометричний;  $L$  – плече дії гальмівного моменту;  $F$  – сила, що фіксується тензометричним датчиком

Рисунок 3.4 – Схема визначення потужності двигуна

Тоді гальмівний момент становитиме:

$$- \bar{M}(t) = \bar{\varepsilon}(t) \cdot J. \quad (3.2)$$

Вектор кутового прискорення визначається експериментально за допомогою осцилографа та датчика положення колінчастого валу. Точність вимірювань визначається врахуванням моментів інерції обертальних мас під час проведення вимірювань.

### 3.2 Вибір компонентів динамометричного сповільнювача

Найбільш ефективним та доцільними є використання електричного ретардера TELMA 500, що застосовується у вантажних автомобілях. Це покриває як мінімальні такі максимальні значення обертового моменту.

Підбір основних елементів обладнання для динамометрування передбачає використання модуля для зчитування та керування, а також навантажувального пристрою, що може живитись від мережі 12V, або ж 24V (рис. 3.5).

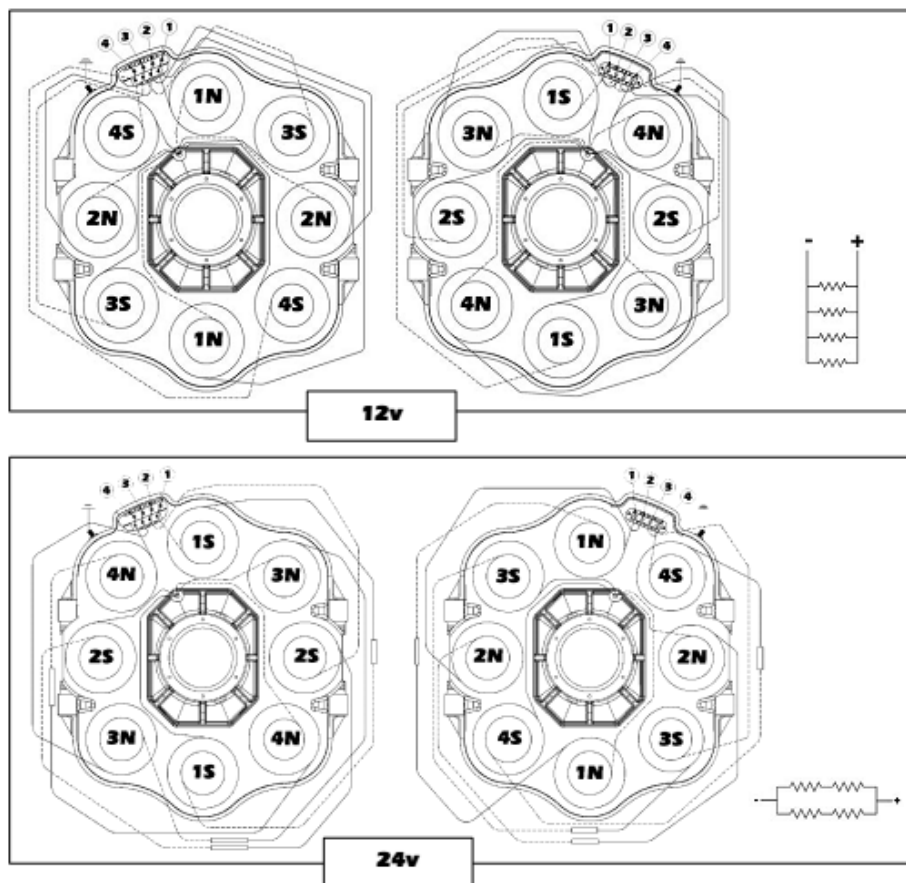


Рисунок 3.4 – Схема живлення обмоток сповільнювача

Згідно з наведеною схемою підключення, визначено, що живлення подається на 4 пари обмоток. Для проведення випробувань необхідно активувати живлення лише двох обмоток.

У даному випадку для реалізації цього завдання використовується імпульсний блок живлення S-480-24. Схема елементів з основними точками підключення наведена на рисунку 3.6 [27].

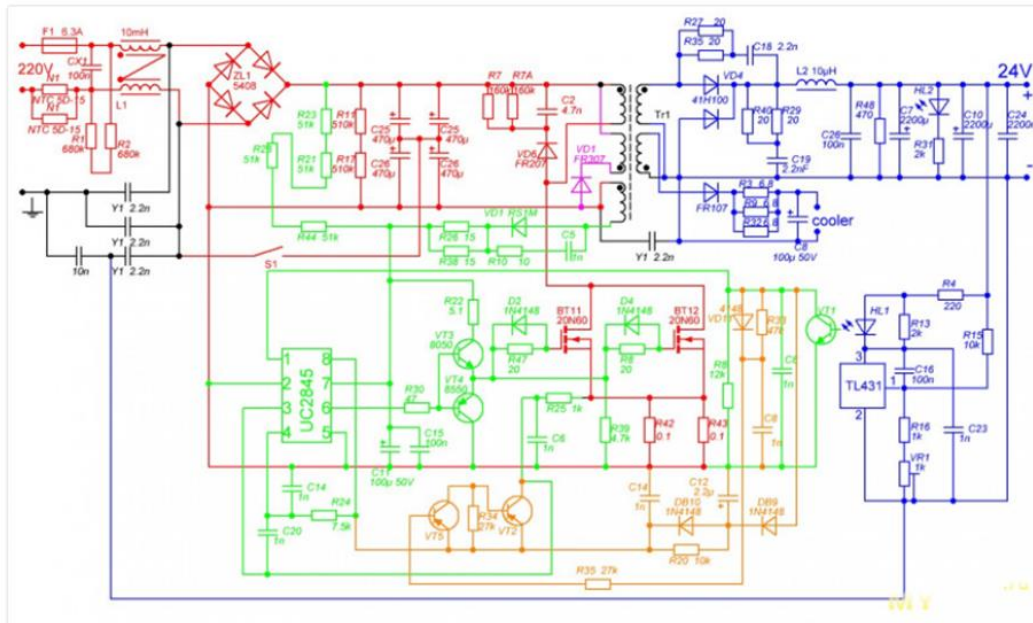


Рисунок 3.6 – Схема живлення електромагнітного ретардера

Тензометричний датчик для вимірювання реактивного крутного моменту (обертального моменту), основним принципом роботи тензометричного датчика є зміна електричних характеристик (опір, напруга, струм) в залежності від зміни механічного навантаження, в даному випадку крутний момент. Зазвичай ці датчики вбудовуються в системи вимірювання для забезпечення точних даних крутного моменту (рис. 3.7).

<b>Технічні характеристики</b>	
Тип тензодатчика	S-подібний
Робоче навантаження	500 кг
Клас точності	C3
Номінальна чутливість	2,0± 0,2 мВ/В
Загальна похибка	0,02 %FS
Повзучість	≤ ± 0,0167 %FS/30min
Вхідний опір	404±15 Ω
Вихідний опір	350±3 Ω
Опір ізоляції	≥5000(50DVC) MΩ
Баланс нуля	2 %FS
Температурне відхилення чутливості	≤ ± 0,0175 %FS/10°C
Температурне відхилення нуля	≤± 0,020 %FS/10°C
Діапазон термокомпенсації	-10 +40 °C
Робочий діапазон температур	-35 +65 °C
Діапазоннапруги живлення	5 – 10 (DC) В
Максимально допустима напруга живлення	15В
Граничне навантаження	150% FS
Руйнівне навантаження	300 %FS
Ступінь пиле- то вологозахисту	IP65
Довжина кабелю	5 м
Специфікація кабелю	4-х жильний екранований, Ø 5мм
Матеріал тензодатчика	Конструкційна сталь

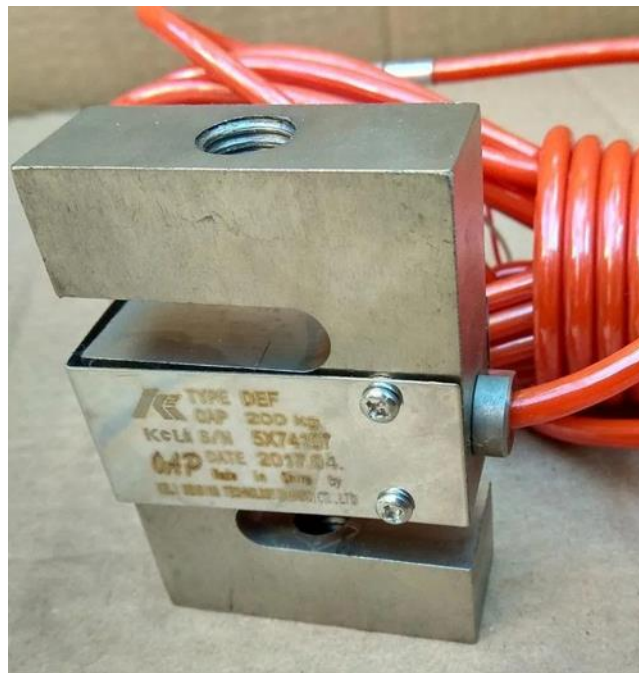
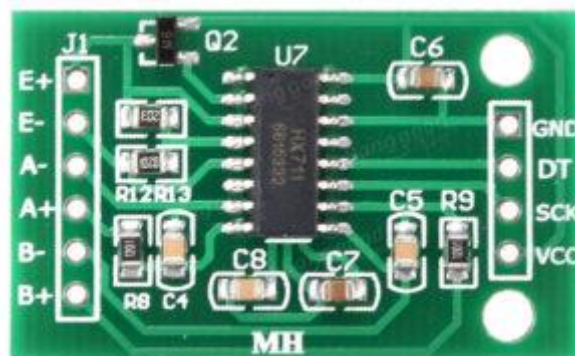


Рисунок 3.7 – Тензометричний s-подібний датчик

Інтегральна мікросхема NH711 використовується в аналогових та цифрових системах вимірювання для обробки сигналів від тензодатчиків та інших сенсорів. Її доцільно використовувати для вимірювання ваги та крутного моменту (рис. 3.8). Вхідна напруга зазвичай знаходиться в діапазоні від 2.7V до 5.5V, що дозволяє використовувати його з різними джерелами живлення. Містить вбудований підсилювач ІА з програмованим коефіцієнтом підсилення, що дозволяє налаштовувати чутливість для різних датчиків та функції автоматичної компенсації температури. Забезпечує різні інтерфейси зв'язку, такі як I2C та SPI, що полегшує взаємодію з мікроконтролерами та іншими пристроями [1-3].



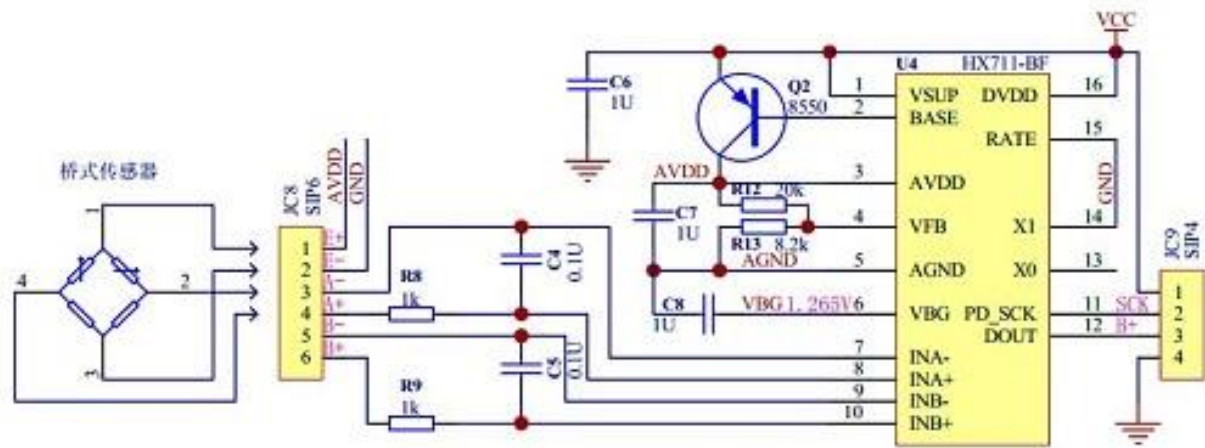


Рисунок 3.8 – Схема підключення аналого-цифрового перетворювача HX711

### Висновки за розділом

1. В процесі модернізації навантажувального стенду визначено та впроваджено нові елементи з метою покращення якості випробувань. Це включає в себе оптимізацію навантажувального пристрою, використання цифрових технологій у керуванні, покращення точності вимірювань. Обґрунтовано схему комплексу з програмним забезпеченням, яке призначене для реєстрації та аналізу параметрів випробувань.

## РОЗДІЛ 4 ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ ДИНАМОМЕТРУВАННЯ ДВИГУНІВ

### Обґрунтування математичної моделі та плану проведення експериментів

Використання методів планування експерименту дозволяє здійснити наступні переваги:

- зменшення обсягу експериментальних робіт, що дозволяє зекономити час та ресурси;
- подання результатів експерименту у формі аналітичних залежностей, що полегшує їх інтерпретацію та аналіз;
- вирішення екстремальних завдань, спрямованих на знаходження оптимальних параметрів експерименту, аналізу для отримання достовірних та точних результатів.

Процес, який досліджується, можна уявити у вигляді кібернетичної моделі, відомої як "чорний ящик". У цій моделі існують вхідні керовані фактори ( $x_i$ ), контрольовані параметри ( $z_i$ ) та неконтрольовані впливи ( $w_i$ ) (рис. 4.1). Виходи цього процесу, позначені як  $y_i$ , є функціями відгуку або параметрами оптимізації.

Вхідні керовані фактори ( $x_i$ ) - це параметри, які можна контролювати або змінювати у рамках досліджуваного процесу. Контрольовані параметри ( $z_i$ ), які визначаються або регулюються досліджуваним процесом відповідно до вхідних керованих факторів. Вони представляють собою внутрішні характеристики системи. Неконтрольовані впливи ( $w_i$ ) - це зовнішні фактори або умови, які можуть впливати на процес, але не піддаватимуться прямому контролю в ході дослідження. Ці фактори можуть включати природно-кліматичні умови тощо. Виходи ( $y_i$ ) - функції відгуку, які представляють собою результати або характеристики досліджуваного процесу.

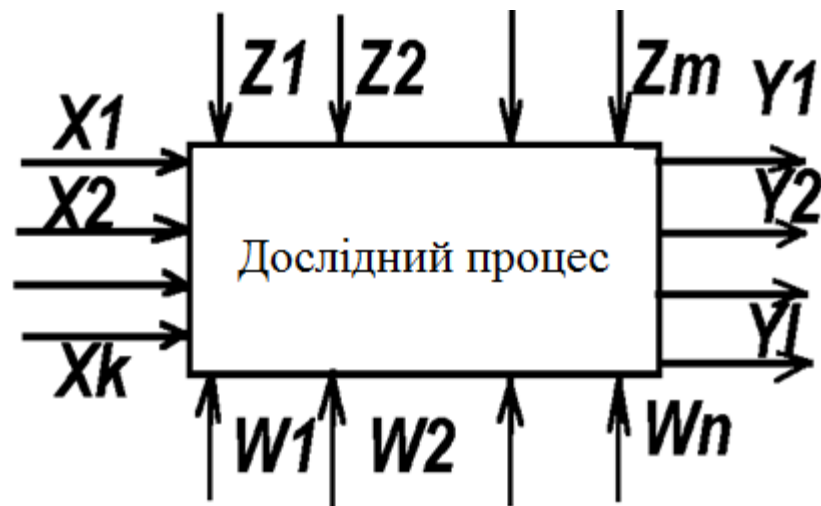


Рисунок 4.1 – Модель досліджуваного процесу

Використання поліномів для опису функції відгуку є досить поширеним підходом в методах планування експерименту та моделюванні систем. Функцію відгуку можна наблизити поліномом у вигляді:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i + \sum_{i \neq j}^k b_{i,j} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i^2 \dots, \quad (4.1)$$

де  $x_i$  – математичне сподівання;

$b_0, b_i, b_{i,j}$  – коефіцієнти.

Обираючи порядок полінома, важливо враховувати баланс між достатньою точністю апроксимації та уникненням похибки даних. Лінійна модель забезпечує просту та легкоінтерпретовану залежність між вхідними та вихідними параметрами для першого оцінювання взаємозв'язків між параметрами (вигляд функції  $y=f(x_1, x_2, \dots, x_k)$ ). Однак, проста лінійна модель недостатня для опису складних взаємозв'язків, може бути варто розглянути вищі порядки поліномів.

Переведення рівнів чинників в кодовані безрозмірні величини (кодування), використовуються для забезпечення однорідності та стандартизації умов експерименту. Це дозволяє враховувати різницю в абсолютних значеннях факторів та спрощує аналіз результатів експерименту.



Одним із загальноприйнятих методів є кодування в інтервалі  $[-1, 0, +1]$ , де  $-1$  відповідає найменшому рівню чинника,  $1$  - найвищому, а  $0$  - середньому рівню, що дозволяє враховувати різницю в рівнях чинників:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i} \quad (4.2)$$

де  $X_i$  – кодове значення  $i$ -го чинника;

$x_{i0} = 0,5(x_{i\max} + x_{i\min})$  – основний рівень  $i$ -го чинника;

$x_i$  – натуральне поточне значення  $i$ -го чинника;

Повний факторний експеримент (ПФЕ) - це експеримент, в якому проводяться всі можливі комбінації рівнів чинників. У випадку  $k$  чинників, кожен з яких може приймати два рівні (верхній і нижній), то загальна кількість експериментів у ПФЕ розраховується за формулою:

$$N = 2^k - k, \quad (4.3)$$

де  $N$  - загальна кількість експериментів.

Однак, вибірка не включає комбінації, в яких всі чинники перебувають на своєму найвищому (або найнижчому) рівні. Таким чином, загальна кількість незалежних дослідів забезпечує виключення надлишкових або комбінацій, де всі чинники знаходяться на своєму найвищому або найнижчому рівні, що зменшує обсяг підготовки та проведення експериментів.

Таблиця 4.1 - Комбінація факторів

№ дослідів	$X_0$	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_1 * X_2$	$X_1 * X_3$	$X_2 * X_3$	$X_1 * X_2 * X_3$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1

Матриця напряму повного факторного експерименту (ПФЕ) представляє собою матрицю, в якій кожен рядок відповідає одній точці експерименту, а

стовпчик — окремому чиннику або його рівню. Основні властивості матриці ПФЕ:

Кожен стовпчик матриці є ортогональним до інших стовпчиків. Це означає, що взаємодія між чинниками в експерименті не впливає на точність оцінок параметрів моделі й розраховується:

$$\sum_{u=1}^N x_{iu} \cdot x_{ju} = 0 \quad (i \neq j) \quad (4.4)$$

Симетричність відносно центральної точки, де матриця ПФЕ містить центральну точку, яка використовується для визначення впливу факторів на середні значення відгуку:

$$\sum_{u=1}^N x_{iu} = 0 \quad (4.5)$$

Стовпці матриці є лінійно незалежними, що дозволяє ефективно визначити параметри лінійної моделі, за умови нормування:

$$\sum_{u=1}^N x_{iu}^2 = N \quad (4.6)$$

## 4.2 Дробний факторний експеримент

Якщо на підставі попередніх даних відомо, що деякі взаємодії чинників відсутні або несуттєві. Заміна частини взаємодій новими чинниками дозволяє зменшити кількість експериментів, зберігаючи при цьому інформацію про взаємодії, які дійсно впливають на систему.

Якщо матриця планування ПФЕ включає всі можливі комбінації факторів, то для додавання нових чинників (наприклад, X4 і X5) і вилучення неважливих взаємодій можна використовувати дробові репліки (фракційні факторні експерименти) [1-3].

У вас може бути, наприклад, план для ПФЕ з усіма можливими комбінаціями X1, X2, X3, X1X2, X1X3, X2X3. Якщо, наприклад, ви вирішите, що взаємодія X1X2 не має суттєвого впливу, то можна замінити її новим чинником X4 у новому експерименті. Такі плани називають дробовими

репліками (дробний факторний експеримент) і позначають  $2^{k-p}$ , де  $p$  – число генеруючих співвідношень  $X_4 = X_1X_2$ ;  $X_5 = X_1X_2X_3$ .

Процес випробувань включає кілька ключових етапів. Спочатку проводиться планування, в якому визначаються комбінації чинників і розподіл вимірювань між ними. Далі відбувається вибір та придбання устаткування з урахуванням його точності та можливостей калібрації. Після цього реалізується сам процес випробувань, де важливо дотримуватися плану та враховувати рандомізацію. Наступним кроком є обробка отриманих результатів, включаючи вимірювання, облік помилок та використання математичних методів для аналізу даних. Після цього проводиться аналіз результатів та складання повного звіту, який враховує всі аспекти випробувань, включаючи можливі фактори, що впливають на результати. Кожен етап вимагає дотримання стандартів і забезпечення точності та надійності отриманих даних.

Вимірювання – це процес визначення значень фізичних величин за допомогою спеціальних технічних засобів. Істинне значення фізичної величини ідеально відображає властивості об'єкта, але через наявність помилок вимірювань воно залишається невідомим.

Дійсне значення фізичної величини при технічних вимірах визнається значенням з допустимою технічною помилкою. Помилка вимірювання - це відхилення результатів вимірювань від істинного значення фізичної величини. Якщо вона виражена в одиницях вимірюваної величини, то це абсолютна помилка, а якщо вона віднесена до дійсного значення, то вона називається відносною помилкою вимірювання.

Вимірювання може бути прямим або непрямим. Пряме вимірювання відбувається безпосередньо з дослідних даних, тоді як непряме вимірювання ґрунтується на відомих залежностях між величинами. Наприклад, вимірювання потужності двигуна може бути непрямим і базуватися на вимірах обертання колінчастого вала та крутного моменту двигуна за допомогою відомої формули.

У літературі існує різноманіття класифікацій помилок, зокрема за їхнім походженням та властивостями. Класифікація за походженням включає три основних види помилок: методичні, інструментальні та особисті.

Методичні помилки виникають внаслідок недосконалості методики вимірювань та використання неточних чи спрощених формул. Наприклад, використання різних методів для визначення механічних втрат може призвести до отримання різних результатів [9], [28].

Інструментальні помилки, обумовлені недосконалістю засобів вимірювання та впливом зовнішніх умов на їхню роботу. Ці помилки можуть виникнути через дефекти вимірювального обладнання або зміни у внутрішньому середовищі.

Особисті помилки виникають через індивідуальні особливості особи, яка проводить вимірювання, наприклад, через неправильний відлік десятих часток поділки шкали приладу. Здебільшого, удосконалення конструкцій пристроїв може зменшити особисті помилки, а використання автоматизованих цифрових приладів може виключити цю категорію помилок зовсім.

Класифікація помилок за їх властивостями включає систематичні, випадкові, грубі та промахи.

Систематичні помилки залишаються сталими або змінюються за певним законом при повторних вимірах однієї і тієї ж величини. Статичні систематичні помилки виникають при сталому режимі роботи, наприклад, при вимірюванні навантаження (крутного моменту) двигуна на гальмівному стенді. Вони пов'язані з силами тертя в механізмі передачі вагового пристрою гальма і коригуються поправками на основі даних тарировки вагового пристрою.

Динамічні систематичні помилки виникають через інерційні властивості приладу. Наприклад, поведінка мембрани в датчику тиску індикатора може викликати амплітудні та фазові систематичні помилки на індикаторній

діаграмі. Ці помилки можуть бути враховані та скориговані на основі даних вимірів та відповідних розрахунків.

Ці систематичні помилки розрізняються на статичні, які залишаються постійними, і динамічні, які змінюються відповідно до інерційних властивостей системи.

Випадкові помилки є компонентами помилок вимірювання, які змінюються випадковим чином при повторних вимірах однієї і тієї ж величини. Ці помилки можуть бути викликані варіаціями показань вимірювальних приладів, помилками округлення або відлічування показань приладу, а також іншими факторами, які важко контролювати. На відміну від систематичних помилок, випадкові помилки неможливо повністю виключити з результатів вимірювань.

Однак вплив випадкових помилок можна зменшити шляхом багаторазових вимірювань однієї й тієї ж величини та подальшою обробкою досвідчених даних. Використання статистичних методів і обчислення середнього значення може допомогти зменшити вплив випадкових помилок і забезпечити більш точні результати вимірювань [9], [28].

Визначення випадкових помилок може варіюватися в залежності від конкретної сфери дослідження, кількості вимірювань та інших факторів. При випробуваннях двигунів зазвичай використовується оцінка випадкових помилок при малому числі вимірювань з використанням розподілу Стюдента.

Розподіл Стюдента є ефективним інструментом оцінки випадкових помилок, особливо при обмеженій кількості вимірювань. Цей розподіл краще враховує вплив числа вимірів на розмір випадкової помилки. Використання розподілу Стюдента дозволяє здійснювати статистичні оцінки і визначати надійність результатів вимірювань при невеликій вибірці даних.

При визначенні випадкової помилки вимірювань крутного моменту двигуна розглянемо ситуацію, де систематичні помилки вже враховані за допомогою поправок. Нехай для кожного режиму визначення моменту  $M_i$

двигуна вимірювання повторюється  $n$  разів  $n (M_1, M_2, \dots, M_n)$ . Тоді середнє арифметичне значення  $M_{\text{сер}}$  визначається формулою:

$$\bar{M} = \frac{M_1 + M_2 + \dots + M_n}{n}. \quad (4.7)$$

Значення середнього моменту та абсолютна помилка конкретного вимірювання визначається як відхилення цього вимірювання від середнього арифметичного значення [9], [28]:

$$\delta_i = \bar{M} - M_i. \quad (4.8)$$

Середньоквадратичне відхилення середньоарифметичної величини моменту  $\bar{M}$  двигуна можна розрахувати:

$$S = \sqrt{\sum \delta_i^2 / (n(n-1))}, \quad (4.3)$$

$$\sum \delta_i^2 = (\bar{M} - M_1)^2 + (\bar{M} - M_2)^2 + \dots + (\bar{M} - M_n)^2. \quad (4.10)$$

Коригування абсолютних помилок вимірювань за допомогою розподілу Стьюдента дозволяє враховувати вплив величини зразка на точність оцінки параметрів, особливо при малих обсягах вимірювань. Розподіл Стьюдента використовується для оцінки довірчих інтервалів і враховується при розрахунках середнього квадратичного відхилення і стандартної похибки. Формула для визначення стандартної похибки при малих обсягах вимірювань за допомогою розподілу Стьюдента виглядає:

$$\delta = t \cdot S, \quad (4.11)$$

де  $t = S/\delta$  – коефіцієнт Стьюдента, визначений з таблиці 4.3.

Щоб визначити величину коефіцієнта Стьюдента при заданому рівні довіри  $P$  (зазвичай приймають  $P = 0,95$ ) та кількості ступенів свободи, використовують табличні значення (табл. 4.2). або спеціалізовані функції в програмах для статистичного аналізу. Після чого розраховуємо величину можливої помилки  $\delta$ .

Таблиця 4.2 - Значення критеріїв Стьюдента

$n$	$t$		
	$P = 0,9$	$P = 0,95$	$P = 0,98$
2	6,31	12,7	31,8
3	2,92	4,3	6,96
4	2,35	3,18	4,54
5	2,13	2,78	3,75
6	2,02	2,57	3,36
...	...	...	...
30	1,7	2,05	2,46

Отже, результат вимірювання моменту ( $M$ ) з урахуванням оціненої помилки можна записати у вигляді довірчого інтервалу:

$$M = \bar{M} \pm \delta. \quad (4.12)$$

Величина ймовірності  $P$ .  $(\bar{M} - \delta, \bar{M} + \delta)$  з таблиці коефіцієнтів Стьюдента має вплив на число вимірів на величину коефіцієнта, і, отже на величину абсолютної помилки  $\delta$ . Враховувати її в контексті довірчих інтервалів. Зазвичай використовується рівень довіри - ймовірність того, що істинне значення параметра міститься в довірчому інтервалі. Таким чином, більше вимірювань дозволяє зменшити довірчий інтервал та зробити оцінку параметра більш точною. На зменшення помилки впливатиме збільшення числа вимірювань с 2 ( $t = 12,7$  при  $P = 0,95$ ) до 3 ( $t = 4,30$ ), тобто ймовірність появи випадкової помилка зменшується в 3 для заданої ймовірності  $P = 0,95$ . З цієї причини стандартами на випробування двигунів передбачено повторювати вимірювання на заданому режимі 3 рази.

Ретельне спостереження за співвідношенням випадкової помилки із точністю приладу може допомогти визначити оптимальну стратегію для досягнення необхідної точності вимірювань при мінімізації витрат часу та ресурсів.

Виявлення та виключення грубих помилок досягається за допомогою статистичних методів, які базуються на припущенні, що розподіл набору спостережень є нормальним. Спочатку визначається оцінка середнього

квадратичного відхилення для окремого виміру, наприклад, крутного моменту:

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum(\bar{M} - M_i)^2}{(n-1)}}, \quad (4.13)$$

де  $\bar{M} = (M_1, M_2, \dots, M_n)/n$  – середнє значення вимірюваного моменту.

Далі визначається параметр:

$$b = \frac{M_b - \bar{M}}{\delta}, \quad (4.14)$$

де  $M_b$  – значення результату вимірювання, яке сильно відрізняється від інших.

Цей критерій використовує табульовані процентні значення для визначення допустимого по модулю відхилення результату спостереження. Якщо значення результату вимірювання різко відрізняється (за визначеним критерієм), то його вважають грубою помилкою.

$$b_\Gamma = \frac{(M_i - \bar{M})_{\max}}{\delta}. \quad (4.15)$$

Критерій Габбса [28] визначається та порівнюється з табличними значеннями залежно від рівня значущості  $q$  і числа спостережень  $n$ . У випадку  $b > b_\Gamma$ , значення  $M_b$  може бути грубою помилкою, тоді ним нехтують.

Наприклад, для виявлення грубої помилки багаторазового виміру величини: 10,07; 10,08; 10,10; 10,12; 10,13; 10,15; 10,16; 10,17; 10,20; 10,4.

Із загального масиву різниться значення  $x_b = 10,4$ . Спочатку необхідно визначити середнє значення:

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n} = 10,16 \quad (4.16)$$

Після чого середньквадратичне відхилення для кожного значення:

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum(\bar{x} - x_i)^2}{(n-1)}} = 0,94, \quad (4.17)$$



Далі знаходимо параметр:

$$b = \frac{x_b - \bar{x}}{\delta} = \frac{10,4 - 10,16}{0,094} = 2,55. \quad (4.18)$$

Із таблиці П-6, знаходимо параметр  $b_T = 2,6$  для значущості  $q = 1\%$ , то параметр  $b > b_T$  означає, що результат  $x = 10,4$  не є грубою помилкою вимірювання.

Тоді величина абсолютної помилки непрямого виміру розраховується:

$$\Delta Z = \left(\frac{\partial f}{\partial a}\right)^2 \Delta a^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial b}\right)^2 \Delta b^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial c}\right)^2 \Delta c^2, \quad (4.19)$$

де  $\frac{\partial f}{\partial a}, \frac{\partial f}{\partial b}, \frac{\partial f}{\partial c}$  – часткові похідні функції ( $Z$ ) по  $a, b, c$  ;

$\Delta a, \Delta b, \Delta c$  – абсолютні похибки вимірювання крутного моменту за умови прямого виміру.

Визначити похибку виміру потужності двигуна можна з виразу

$$N_e = CPn, \quad (4.20)$$

$P = 32 \text{ Н}$  – навантаження по ваговому пристрою гальма;

$\Delta P = \pm 0,2 \text{ Н}$  – абсолютна похибка навантаження;

$n = 1070 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертання колінчастого вала двигуна;

$\Delta n = \pm 5 \text{ хв}^{-1}$  – абсолютна похибка визначення частоти обертання.

Для вказаних умов:

$$N_e = CPn = 0,001 \cdot 32 \cdot 1070 = 34 \text{ кВт} ;$$

$$\begin{aligned} \Delta N_e &= \sqrt{\partial \left(\frac{CPn}{\partial P}\right)^2 \Delta P^2 + \partial \left(\frac{CPn}{\partial n}\right)^2 \Delta n^2} = \\ &= C \sqrt{n^2 \Delta P^2 + P^2 \Delta n^2} = 0,001 \sqrt{1070^2 \cdot 0,2^2 + 32^2 \cdot 5^2} = 0,27 \text{ кВт}. \end{aligned} \quad (4.21)$$

Звідси відносна похибка визначення потужності двигуна становитиме:

$$\varepsilon_N = \frac{\Delta N_e}{N_e} 100\% = \frac{0,27}{34} 100\% = 0,7\%. \quad (4.22)$$

$$\varepsilon_N = \frac{\Delta N_e}{N_e} 100\% = \frac{0,27}{34} 100\% = 0,7\%.$$

Відносна похибка визначення частоти обертання колінчастого вала:

$$\varepsilon_N = \frac{\Delta n}{n} 100\% = \frac{5}{1070} 100\% = 0,47\%. \quad (4.23)$$

Висновки аналізу величин отриманих помилок. Відносна помилка функції (величини непрямого виміру) завжди більше найбільшої помилки величин прямого виміру. Це можна пояснити тим, що величина непрямого виміру обчислюється на основі декількох величин прямого виміру, і помилка буде акумулюватися. Таким чином, відносна помилка величини непрямого виміру буде більшою, оскільки вона враховує помилки всіх вихідних величин.

Якщо одна з величин прямого виміру визначається неточно, немає сенсу підвищувати точність виміру останніх. Підвищення точності виміру інших величин прямого виміру, які вже мають велику помилку, не призведе до зменшення загальної помилки визначення величини непрямого виміру.

Таблиця 4.3 - Значення похибок вимірювання характеристик ДВЗ

Значення похибок вимірювання характеристик ДВЗ	
Крутний момент $M$	$\pm 0,005 M_{\max} *$
Частота обертання $n$	$\pm 0,005 n$
Годинна витрата палива $G_T$	$\pm 0,005 G_{TН} *$

### 4.3 Реалізація схеми системи динамометрування ДВЗ

Підключення тензорезистора (тензодатчика) до аналого-цифрового перетворювача (АЦП) може варіюватися в залежності від типу тензорезистора та характеристик АЦП. Тензодатчики мають певну орієнтацію розміщення. З'єднання тензорезистора, як правило, відбувається через чотири провідники, з яких два є виводами для подачі збудження, а інші два - для вимірювання опору. Тензорезистори часто використовуються у мостових схемах. У цих схемах тензорезистор входить у комплексну мережу опорів, що дозволяє вимірювати зміни його опору [1], [3].

Виводи моста підключаються до входів АЦП Arduino UNO. Зазвичай використовуються два виводи точок GND і 5V роз'єму POWER модуля

Arduino UNO для збудження а вимірювані напруги з'єднуються з входами АЦП A1 і A0 роз'єму ANALOG IN (рис. 4.2).

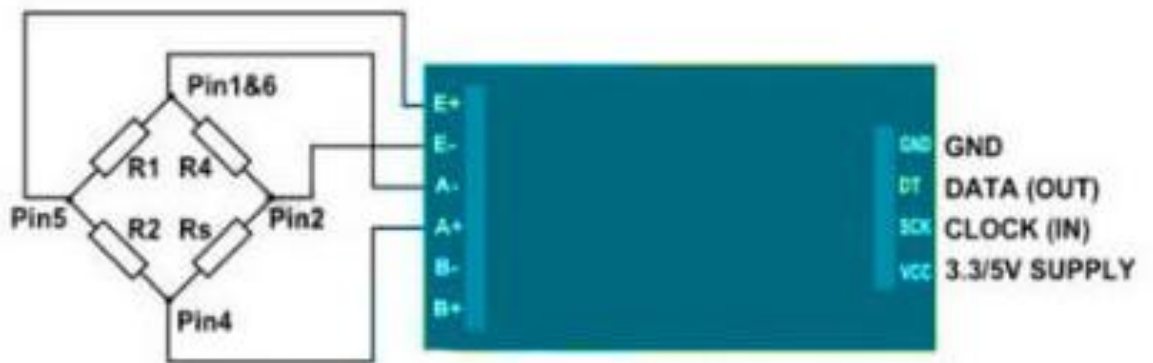


Рисунок 4.2 – Схема підключення тензорезистора до АЦП мікросхеми Arduino UNO

Тензодатчик HX711 підключається до контролера Arduino UNO і та може відображати вимірювання на рідкокристалічному дисплеї LCD 1602 або передавати їх на комп'ютер через USB порт. Цей процес включає в себе підключення та програмування Arduino за допомогою стандартних бібліотек.

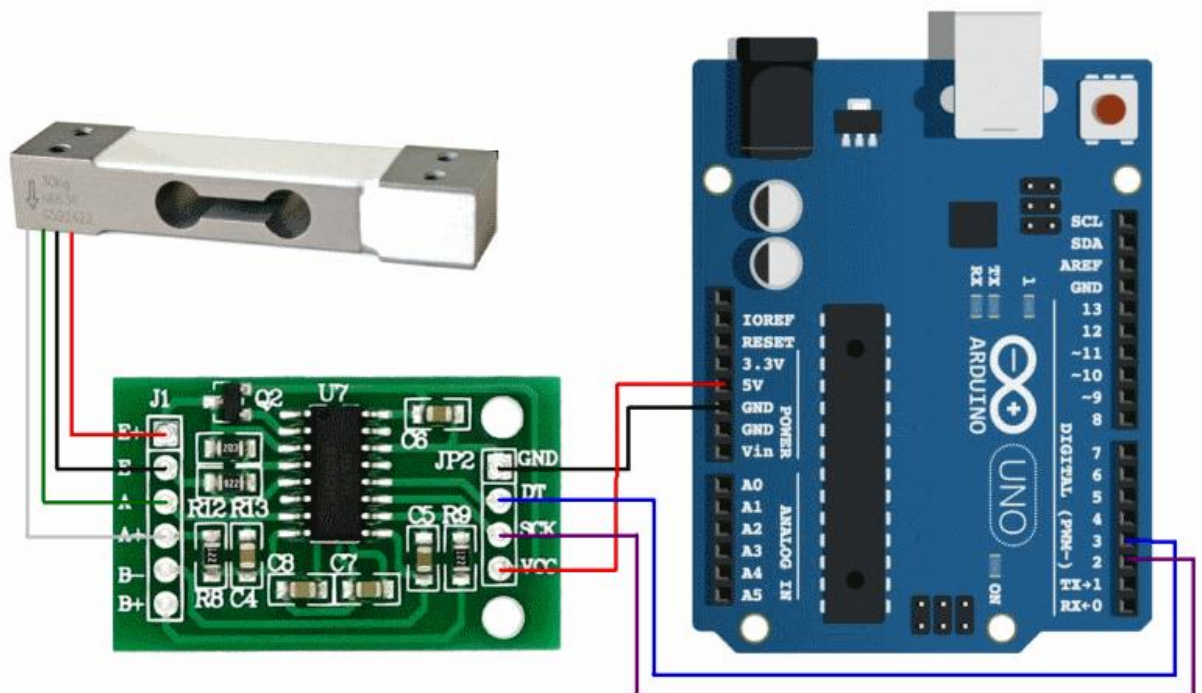


Рисунок 4.3 – Схема підключення АЦП

Тарування (градування) тензометричних систем дозволяє налаштувати тензометричну систему так, щоб вона правильно реагувала на зміни вхідної величини. Спочатку проводять нульове тарування - встановлення нульового вихідного сигналу тензометричної системи при відсутності навантаження. Це забезпечує компенсацію будь-яких невеликих внутрішніх напруг або відхилень в системі при вимірюванні нульового значення. Далі проводять налаштування тензометричної системи для реагування на максимальне навантаження для встановлення відповідності між величиною вихідного сигналу і величиною вимірюваного навантаження. Після тарування слід виконати перевірку точності системи в різних точках робочого діапазону, щоб переконатися, що вихідний сигнал відповідає очікуваним значенням (рис. 4.4).

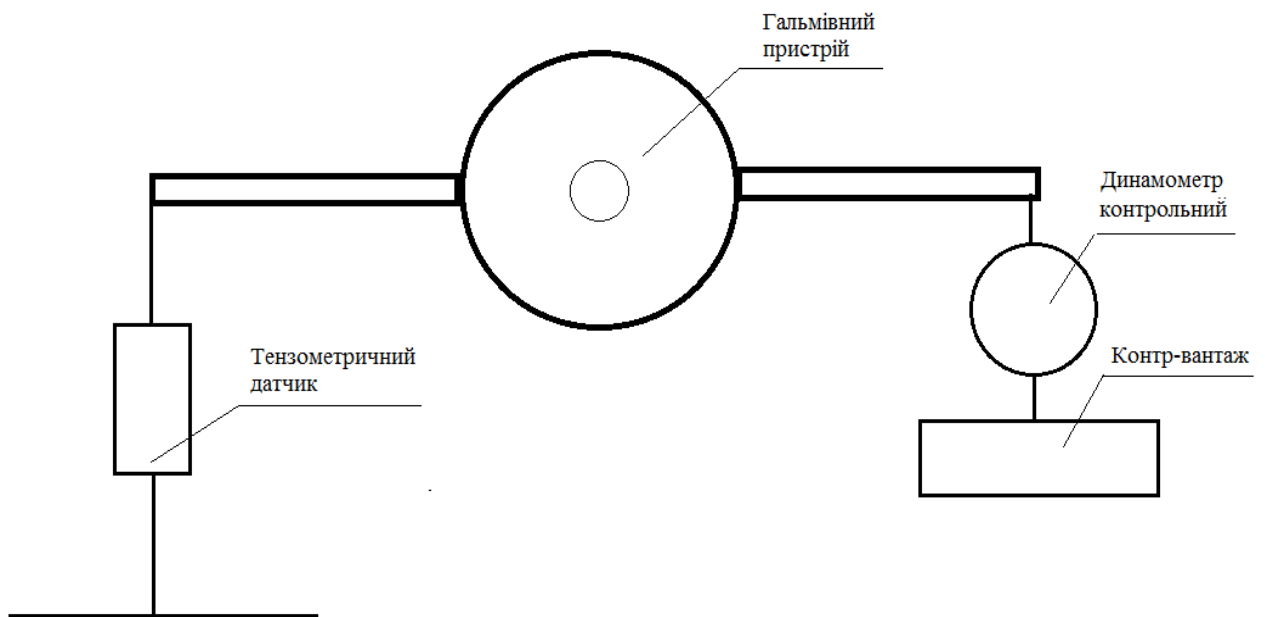


Рисунок 4.4 – Консольна балка вимірювальної системи

Шунтування тензодатчика багатотомним резистором є одним із способів компенсації температурних і навантажувальних впливів для забезпечення стабільності вимірювань. Цей процес може бути важливим, особливо коли працюєте з тензодатчиками, які вимагають високої точності та стабільності.

Шунтування (також відоме як балансування) може бути виконане за допомогою спеціально підібраних резисторів, які з'єднуються паралельно з вихідними клемми тензодатчика (4.5).

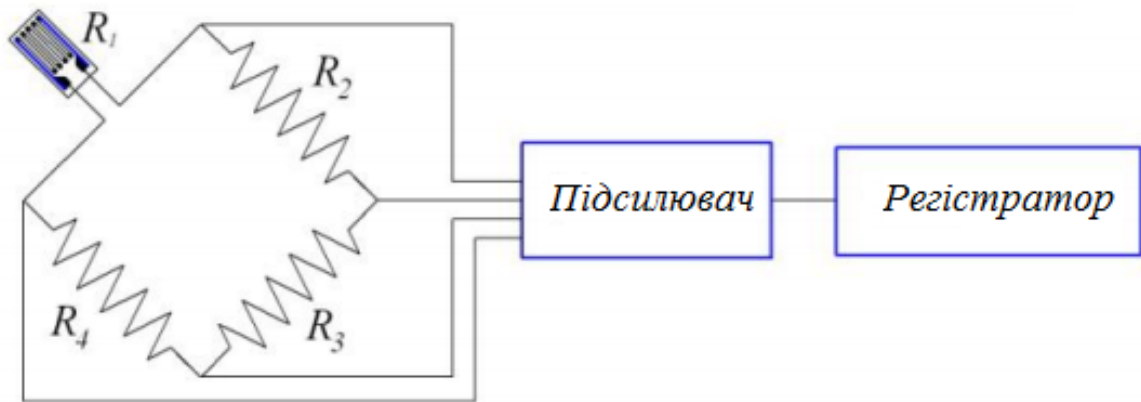


Рисунок 4.5 – Вимірювальна схема тензометричного ланцюга

Результати тарування служать основою для побудови графіка (рисунок 4.6), який вказує на ступінь лінійності вимірювальної системи протягом всього діапазону деформацій. Важливо зауважити, що параметри вимірювального моста (кількість та розташування активних датчиків, довжина та перетин з'єднувальних проводів) повинні відповідати умовам, встановленим під час експерименту та тарування.

Необхідно враховувати, що опір з'єднувальних проводів впливає на чутливість вимірювального моста до деформацій. Тарування, описане вище, відоме як механічне тарування, і проводиться на етапі початкового експерименту. Важливо відзначити, що цей процес є трудомістким.

Побудований графік підсилює розуміння лінійності системи вимірювань у всьому діапазоні деформацій і є важливим етапом у забезпеченні точності та надійності вимірювань [2].

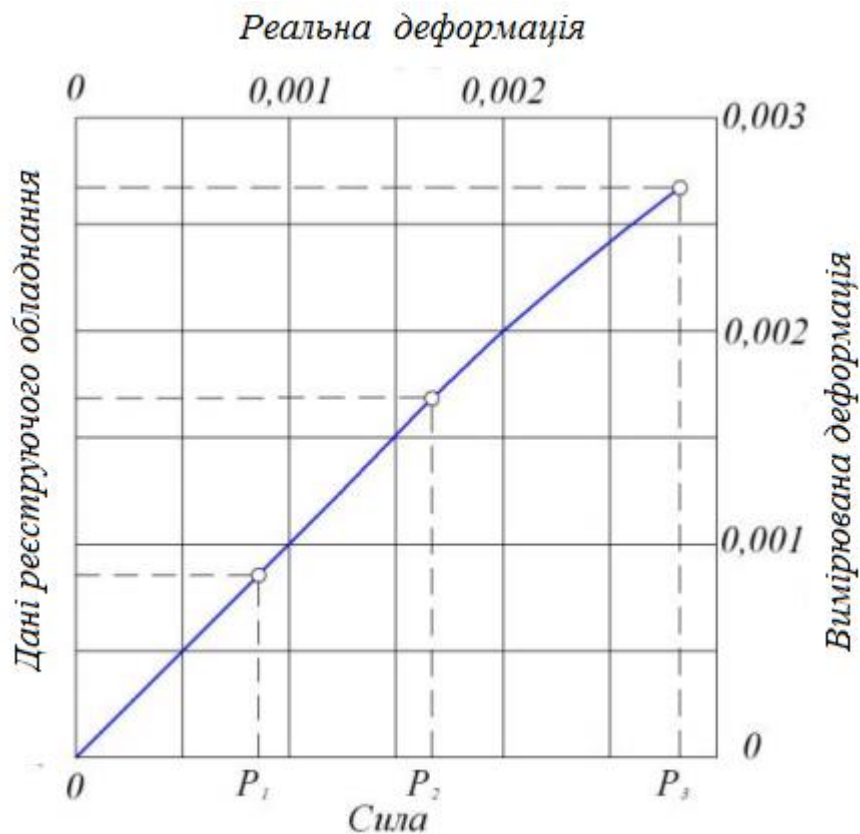


Рисунок 4.6 – Графік тарування вимірювальної системи

### Висновки до розділу

1. У розділі обґрунтовано методику та послідовність планування експерименту під час проведення динамометрування ДВЗ за допомогою валу відбору потужності є важливим етапом для отримання точних і достовірних результатів. Динамометрування використовується для вимірювання різних параметрів і характеристик двигуна таких як крутний момент  $M$ , частота обертання  $n$  та годинна витрата палива  $G_T$  на різних режимах роботи.

## РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1 Аналіз потенційних виробничих небезпек

Основними потенційними небезпеками при роботі на стенді є [5], [18]:

- при переливанні бензину з каністри в бак, можливе розливання бензину, що може при відповідних умовах призвести до виникнення іскри і пожежі ;
- при неправильному підключенні незаізольованих контактів електропроводки двигуна або електричного гальма, можливе ураження електричним струмом;
- при пошкодженні ізоляції на дротах електричного гальма або на дротах системи запалення, можливе ураження електричним струмом;
- при збиранні експериментальної установки виникає небезпека травматизму при поводженні з ключами, викрутками, затискними інструментами, які можуть вислизнути і привести до ударів та дрібним травмам рук;
- при пошкодженні системи вивільнення відпрацьованих газів, можливе отруєння токсичними речовинами, які при попаданні в організм людини через дихальну систему викликають отруєння або смерть;
- внаслідок шуму від працюючого двигуна можливе погіршення слуху оператора;
- можливе травмування оператора стенда від обертальних рухів карданного валу між двигуном та електричним гальмом;
- доторкання до частин прогрітого двигуна або частин вивільнення відпрацьованих газів може призвести до опіків шкіри оператора;
- неналежний мікроклімат на робочому місці може призвести до простудних захворювань оператора;
- негативний вплив вібрації від роботи двигуна може спричинити професійне захворювання оператора;

- під час робіт можлива небезпека травмування робітників або оператора експерименту через недостатню освітленість;
- при роботі на ПК можливе виникнення важкості та напруженості праці та інші показники санітарно-гігієнічного характеру;
- при неправильному порядку дій сил цивільного захисту при ліквідації наслідків стихійних лих, можлива велика кількість постраждалих.

## **5.2 Заходи по забезпеченню безпеки виробництва**

1. Для уникнення ураження струмом через неправильність підключення електропроводки (незаізольовані контакти) необхідно користуватись відповідними електричними схемами відповідно НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроприладів і установок».

2. Для попередження удару струмом необхідно переконатись у справності всієї проводки відповідно НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроприладів і установок».

3. При збиранні експериментальної установки, щоб уникнути травматизму згідно НПАОП 0.00-1.62-12 «Правила охорони праці на автомобільному транспорті» проявляти пильність щодо того, як веде себе інструмент при роботі, перевіряти стан кромek ключів і викруток на наявність дефектів [5], [18], [20], [26].

4. Для запобігання опіку оператора від двигуна та гарячих частин системи вивільнення відпрацьованих газів, а також намотування речей на обертальні частини стану (карданний вал), дослідження слід виконувати у спеціальному одязі, згідно НАПО 0.00-4.26-96 «Положення про порядок забезпечення працівників спецодегoм, взуттям та іншими засoбами індивідуального захисту», а саме у закритій рoбі з застібнутими рукавами та рукавицях. Також слід встановити захисну сітку на двигун та систему вивільнення газів і встановити захисний екран на безпечній відстані, який захистить оператора від частин стану що обертаються.



### 5.3 Забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці

1. Перед початком випробування на стенді необхідно впевнитись у герметичності з'єднань труб та цілісності прокладок системи вивільнення відпрацьованих газів. В лабораторії повинна бути встановлена ефективна система вентиляції згідно зі ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря».

Для забезпечення оптимального рівня параметрів мікроклімату робочої зони зазначених у ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» (таблиця 6.1), згідно категорії робіт оператора стенду Пб, у проекті передбачено влаштування додаткового опалення у вигляді електричного конвектора для забезпечення необхідної температури повітря в холодний період року згідно ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря».

Таблиця 5.1 – Значення показників мікроклімату

Період року	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний	17 - 19	40 - 60	0,2
Теплий	19 - 21	40 - 60	0,2

Вентиляція є механічною, яка здійснюється переважно вентиляторами з електричним приводом. У приточних системах вентиляції проводиться підготовка зовнішнього повітря, обладнання для якої зазвичай розташовують в приточній вентиляційній камері, поблизу воздухозабора.

2. Рівні шуму не повинні перевищувати величин, встановлених ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», для захисту від підвищеного рівня шуму необхідно застосовувати шумопоглинаючі навушники [5], [18], [20], [26].

3. Для захисту від підвищеного рівня вібрації при роботі на стенді, його потрібно встановити на резинові демпфери, відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації».

4. На робочому місці, над стендом потрібно встановити лампи згідно з нормами освітлення «Природне та штучне освітлення» ДБН В.2.5-28-2018, а саме при висоті стелі до 6 м використовуємо люмінесцентні лампи потужністю 40 Вт.

Рівні позитивних і негативних іонів в повітрі приміщень з комп'ютерною технікою повинні відповідати санітарно-гігієнічним нормам ГН 2152-80 «Санітарно-гігієнічні норми допустимих рівнів іонізації повітря виробничих та громадських приміщень», які наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Рівні іонізації повітря приміщень з комп'ютерною технікою

Рівні іонізації повітря	Кількість іонів в 1 см <sup>3</sup> повітря	
	$n^+$	$n^-$
Мінімально необхідні	400	600
Оптимальні	1500-3000	3000-5000
Максимально допустимі	50000	50000

Для підтримки оптимального рівня легких позитивних і негативних аероіонів в повітрі приміщень, обладнаних комп'ютерною технікою, рекомендується використовувати біполярні коронні аероіонізатори.

Джерелом електростатичного поля є позитивний потенціал, який подається на внутрішню поверхню екрана монітора для прискорення електронного променя.

В рамках дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості та напруженості праці були проведені відповідні виміри мікроклімату, освітлення, рівня шуму та інші у лабораторії де є ПК.

Оцінку рівня умов, важкості та напруженості праці за бальною шкалою розглянемо на прикладі оцінки факторів виробничого середовища для інженера-дослідника лабораторії обладнаної ПК.

У відповідності до вихідних даних, вносимо наявні фактори умов праці та виробничого середовища, що впливають на працівника в процесі трудової

діяльності, їх фактичне значення та час дії до стовпчиків 1, 2, 3, таблиці 6.3 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Таблиця 5.3 – Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники, $P_{вим}$	Час літ. год.	ГЛК. ГЛР показники, $R_{доп}$	$X_{риз}$ , бали	Клас умов праці	$X_i$ бали
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	29	10	22,0-25,1	4	3,4	4
Освітленість приміщення E, лк	150	9	200	-	3,1	1
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{ор}$	Б - 2	-	-	-	-	-
Рівень шуму L, дБА	109	6	65	-	3,4	0,63
Загальні енергозатрати організму, Вт	340	6	290	0,8	3,2	2
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	61000	6	40000	1,14		
Тривалість зосередженої уваги (в % від часу зміни)	80	6	75	0,8		
Тривалість робочого дня, год	9	9	8	0,16		

Відповідно до додатків методичних вказівок за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для інженера-дослідника центральній заводській лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 140 Вт (90 ккал/год – 120 ккал/год) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії 1б.

З додатків [35], відповідно до категорії робіт 1б, розряду зорових робіт Б-2 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4, таблиці 6.3 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти  $X_{визн}$

та вносимо їх значення до стовпчика 5, таблиці 6.3 «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

– для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС-індекс, Розрахунковий коефіцієнт  $X_{визн}$  при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою (5.1) [35]:

$$X_{визн} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T}, \quad (5.1)$$

де  $t_1, t_2, t_3, t_4$  – час дії фактора на відповідному ступені 4 класу, год;

$T$  – тривалість робочої зміни, год;

1, 2, 3, 4 – ступені 4 класу (шкідливі умови праці).

$$X_{визн} = \frac{4 \cdot 8}{8} = 4.$$

– для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою (5.2) [35]:

а) Загальні енергозатрати організму,  $K_{знач} = 1,0$ :

$$X_{визн} = \frac{P_{виз} \cdot T \cdot K_{знач}}{8 \cdot P_{доп}}, \quad (5.2)$$

де  $P_{виз}$  – вимірні показники важкості та напруженості праці;

$T$  – час дії показника важкості та напруженості праці;

$K_{знач}$  – коефіцієнт значимості показника, для основних показників  $K_{знач} = 1,0$ ; для допоміжних  $K_{знач} = 0,15$ ;

8 – тривалість робочої зміни, год;

$P_{доп}$  – допустимі рівні показників важкості та напруженості праці.

$$X_{визн} = \frac{340 \cdot 6 \cdot 1,0}{8 \cdot 290} = 0,8.$$

б) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук),  $K_{знач} = 1,0$ :

$$X_{визн} = \frac{P_{вим} \cdot T \cdot K_{знач}}{8 \cdot P_{доп}} = \frac{61000 \cdot 6 \cdot 1,0}{8 \cdot 40000} = 1,14.$$

в) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни),  $K_{знач} = 1,0$ :

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{дон}}} = \frac{80 \cdot 6 \cdot 1,0}{8 \cdot 75} = 0,8.$$

з) Тривалість робочого дня (зміни),  $K_{\text{знач}} = 0,15$ :

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{дон}}} = \frac{9 \cdot 9 \cdot 0,15}{8 \cdot 9} = 0,16.$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика [5], [18], [20], [26] 6 таблиці 5.3:

– для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта  $X_{\text{визн}} = 3$ , з таблиці 5.2 – 3 клас, 2 ступінь;

– при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до  $P_{\text{вим}} = 150$  лк, 3 клас, 2 ступінь;

– для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму  $P_{\text{вим}} = 109$  дБА, 3 клас, 4 ступінь;

– клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників  $X_{\text{визн}}$  за формулою:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n x_i, \quad (5.3)$$

$$X_{\text{сум}} = 0,8 + 1,14 + 0,8 + 0,16 = 2,9.$$

З таблиці 5.3 за значенням суми розрахованих балів показників  $X_{\text{сум}} = 2,9$  – 3 клас, 3 ступінь.

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 4 ступеню.

Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 5.2:

– для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 2 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому  $-X_{cm} = X_i = 2$ ;

– при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 2 ступеню умов праці та діє протягом 8 годин, тому коректування не потрібно  $-X_{cm} = X_i = 2$ ;

– для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 4 ступеню умов праці та діє протягом 6 годин, тому значення  $X_i$  визначаємо за формулою:

$$X_i = X_{cm} \cdot \frac{T}{8}, \quad (5.4)$$

$$X_i = X_{cm} \cdot \frac{T}{8} = 2 \cdot \frac{6}{8} = 1,5.$$

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому  $-X_{cm} = X_i = 3$ ;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень  $X_i$ , за формулою (5.5):

$$X_{факт} = \sum_{i=1}^n x_i ; \quad (5.5)$$

$$X_{факт} = 4 + 1 + 0,63 + 2 = 7,63 .$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану  $-X_{факт} = 7,63$ , на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків

робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 6.4. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 %.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці інженера-дослідника центральній заводській лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 4 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці інженера-дослідника належать до категорії 1б, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії 1б, а саме:

– мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища – ТНС-індексом – 20,2 °С - 22,8 °С;

– освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-2, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах –  $E = 600/400$  лк;

– рівень шуму в робочій зоні інженера-дослідника – 50 дБА;

– загальні енергозатрати організму, до 174 Вт;

– стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 20000;

– тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 50%;

– тривалість робочого дня, 6 год або 7 год.

3. Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів, які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

– для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціювання приміщення;

– для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;

– для зниження рівня шуму в робочій зоні інженера-дослідника необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

– для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня 6 год або 7 год.

– для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;

– для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

4. Якщо з об'єктивних причин вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці у розмірі 20 %.

### **Висновки за розділом**

При виконанні досліджень на навантажувальному стенді був розроблений аналіз потенційних небезпек таких як: ураження струмом, шум, вібрація, отруєння шкідливими речовинами тощо. Розроблені заходи щодо забезпечення безпеки праці, пожежної безпеки та виробничої санітарії і гігієни праці. Розглянуто питання організації навчання працюючого та непрацюючого населення діям у надзвичайних ситуаціях.



## РОЗДІЛ 6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 6.1 Визначення економічної ефективності впровадження системи динамометрування двигунів

Розрахунок витрат на проектування стенду проводиться за відповідними статтями калькуляції [7], [13].

Основна заробітна плата визначається за формулою:

$$ЗП_{ОСН} = M \cdot O_k \cdot N, \quad (6.1)$$

де  $M$  – кількість місяців розробки;

$O_k$  – оклад конструктора (грн.);

$N$  – кількість осіб, яка бере участь у розробці.

$$ЗП_{ОСН} = 1 \cdot 6000 \cdot 2 = 12000 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата становить 40% від основної заробітної плати і дорівнює:

$$ЗП_{ДОП} = 0,4 \cdot ЗП_{ОСН}, \quad (6.2)$$

$$ЗП_{ДОП} = 0,4 \cdot 12000 = 4800 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи приймаються 22% від основної та додаткової заробітної плати працівників відповідно до чинного законодавства України:

$$З_{см} = (ЗП_{ОСН} + ЗП_{ДОП}) \cdot 0,22, \quad (6.3)$$

$$З_{см} = 0,22 \cdot (12000 + 4800) = 3696 \text{ грн.}$$

Матеріали і комплектуючі для проведення конструкторських робіт включають в себе папір, канцелярське приладдя тощо, що в загальній сумі складає 1200 грн.

Накладні витрати складають 68% від основної заробітної плати:

$$В_{ін} = ЗП_{ОСН} \cdot 0,68,$$

$$В_{ін} = 1200 \cdot 0,68 = 8160 \text{ грн.}$$

Таблиця 6.1 – Кошторисна вартість проектування стенду діагностики

Стаття витрат	Сума витрат	Структура
1. Матеріали	1200	4
2. Основна заробітна плата	12000	40,2
3. Додаткова заробітна плата	4800	16,1
4. Відрахування на соціальне страхування	3696	12,4
5. Накладні витрати	8160	27,3
Разом	29856	100

## 6.2 Розрахунок витрат на виготовлення системи

Кошторисна вартість створення стенду складається з таких витрат:

Вартість матеріалів з урахуванням транспортно-заготівельних витрат:

$$Z_m = \sum_{i=1}^n (H_{mi} \cdot C_{mi}) \cdot K_{m.z.} \quad (6.5)$$

де  $H_{mi}$  – норма витрат  $i$ -го матеріалу, нат. один.;

$C_{mi}$  – ціна  $i$ -го матеріалу без ПДВ, грн;

$K_{m.z.}$  – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається від 1,05 до 1,15.

Розрахунок витрат на матеріали проводимо в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Розрахунок витрат на матеріали

№	Найменування матеріалів	Норма витрат	Одиниця виміру	Вартість матеріалів, грн.	Сума витрат, грн.
1	Сталевий прокат	4	м	85	340
2	Фарба	2	шт.	100	200
3	Кріплення (болти, гайки та ін.)				90
4	Лист металевий	3	м <sup>2</sup>	150	450
	Разом матеріалів				990
	Транспортно-заготівельні витрати				99
	Разом витрат				1089

Витрати на комплектуючі визначаємо в таблиці 6.3 за формулою:

$$Z_k = \sum_{i=1}^n (H_{ki} \cdot C_{ki}) \cdot K_{m.z.} \quad (6.6)$$

де  $H_{ki}$  – норма витрат  $i$ -х комплектуючих виробів, один.;

$C_{ki}$  – ціна  $i$ -х комплектуючих виробів без ПДВ, грн;

$K_{m.z.}$  – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається від 1,05 до 1,15.

Таблиця 6.3 – Розрахунок витрат на покупні комплектуючі

№	Найменування комплектуючих	Кількість	Вартість, грн. за одиницю	Сума витрат, грн.
1	Arduino MEGA 250	1	250	250
2	ЖК- дисплей	1	120	120
3	З'єднувальні елементи	10	11,8	118
4	Корпус	1	75	75
5	АЦП HC-75	1	75	75
6	Датчик тензOMETричний	1	2100	2100
7	SD-card	1	150	150
8	Блок живлення	1	480	480
9	Терморегулятор	1	210	210
10	Електродріт та роз'єми		160	160
	Разом комплектуючих	–	–	3478
	Транспортно-заготівельні витрати	–	–	347,8
	Разом витрат на комплектуючі	–	–	3825,8

Витрати на монтажні роботи, які складаються з витрат на енергію, на заробітну плату, внесків на соціальні заходи та витрат на використання обладнання та спеціального інструменту для монтажу стенду.

Основна заробітна плата за операціями монтажних робіт визначається за формулою:

$$ЗП_o = \sum_{i=1}^n l \cdot t_i, \text{ грн} \quad (6.7)$$

де  $l$  – годинна тарифна ставка, грн.;

$t_i$  – трудомісткість  $i$ -ї операції, н-годин.

Розрахунок розцінки наводиться в таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Основна заробітна плата

Найменування операції	Норма часу, н-годин	Розряд робіт	Часова тарифна ставка, грн.	Заробітна плата на одиницю продукції (розцінка), грн.
1.Заготівельна	4,0	5	35,7	142,8
2.Складальна	10,2	5	35,7	364,14
3.Контрольна	5,0	5	35,7	178,5
Разом	19,2	–	–	685,44

Додаткова заробітна плата робітників визначається у відсотках до основної заробітної плати:

$$ЗП_\delta = \frac{ЗП_o \cdot Y_{\delta on}}{100\%}, \quad (6.8)$$

$$ЗП_\delta = \frac{685,44 \cdot 30}{100\%} = 205,63 \text{ грн}$$

де  $Y_{\delta on}$  – питома вага додаткової заробітної плати, визначається за даними переддипломної практики, %.

Внески на соціальні заходи визначаються у відсотках до основної та додаткової заробітної плати робітників (формула 6.3):

$$З_{cm} = \frac{(685,44 + 205,63) \cdot 22}{100\%} = 196,04 \text{ грн} \quad (6.9)$$

Суму амортизаційних відрахувань на рік визначаємо за формулою:

$$A_p = \frac{B_{обл} \cdot H_a}{100\%} \quad (6.10)$$

де  $B_{обл}$  – вартість обладнання, яке використовується для монтажу стенду, грн.;

$H_a$  – норма амортизації на рік, визначається окремо на кожну одиницю обладнання пропорційно терміну його використання за формулою:

$$H_a = \frac{1}{T_e} \cdot 100\% \quad (6.11)$$

Сума амортизаційних відрахувань, яка буде входити в склад витрат на монтаж стенду визначається за формулою [7], [13], [22], [29]:

$$A_M = \frac{A_p}{F_{ef} \cdot t_M} \quad (6.12)$$

де  $F_{ef}$  – ефективний фонд часу роботи обладнання на рік, 1860 год.

$t_M$  – кількість годин використання обладнання, нормо - годин.

Розрахунок проводиться в таблиці 6.5.

У зв'язку з тим, що вартість інструменту менше 6000 грн, то норма амортизації приймається 100% від їх вартості.

Таблиця 6.5– Розрахунок амортизаційних відрахувань

Вид основних засобів	Первісна вартість, грн.	Кількість обладнання, од.	Загальна вартість основних засобів, грн.	Термін використання, рік	Норма амортизації, %	Час використання, год	Амортизаційні відрахування, грн.
1.Зварювальний апарат	2100	1	2100	3	100	2	2,26
2.Кутова шліфувальна машина	890	1	890	3	100	2	0,96
3.Паяльник	450	1	450	3	100	2	0,48
Разом	4350	4	4350	-	-	-	3,7

Витрати на електроенергію визначаються за формулою:

$$Z_{el} = Bn_{сум} \cdot t_M \cdot C_{en} \quad (6.13)$$

де  $Bn_{сум}$  – сумарна встановлена потужність двигунів, кВт;

$t_M$  – кількість годин використання обладнання, год.;

$C_{en}$  – ціна 1 кВт·год. електроенергії, приймається за цінами енергетичного ринку, грн.

За необхідністю розрахунок проводиться в таблиці 6.6.

Таблиця 6.6 – Розрахунок витрат енергії для монтажу стенду

Вид основних засобів	Встановлена потужність, кВт	Кількість, од.	Загальна потужність, кВт	Час використання, год	Ціна 1кВт*год без ПДВ	Витрати енергії, грн.
1.Зварювальний апарат	3,0	1	3,0	2	2,12	12,72
2.Кутова шліфувальна машина	0,85	1	0,85	2	1,68	3,6
3.Паяльник для пластикових труб	0,6	1	0,6	2	1,68	2,54
Разом	4,45	3		6	–	18,86

Інші витрати складаються з витрат цінного та спеціального інструменту, витрат на обслуговування та ремонт обладнання та загальновиробничих витрат. Загальновиробничі витрати, які приймаються у відсотках до основної заробітної плати робітників, а саме  $\mu = 100-200\%$ :

$$Z_{np} = \frac{Z_{\Pi_o} \cdot Y_{np}}{100\%}, \quad (6.14)$$

$$Z_{np} = \frac{685,44 \cdot 199}{100\%} = 1365,4 \text{ грн.}$$

де  $Y_{звв}$  – питома вага загальновиробничих витрат, визначається за даними підприємства, %.

Кошторисна вартість стенду визначається в таблиці 6.7.

Таблиця 6.7 – Кошторисна вартість об'єкту

Статті витрат	Сума, грн.
1. Витрати матеріалів	1089
2. Витрати на комплектуючі	3825,8
3. Витрати на будівельно-монтажні роботи:	
- заробітна плата	891,07
- внески на соціальні заходи	196,04
- амортизація обладнання	3,7
- витрати енергії	18,86
- інші витрати	1365,4
Разом витрат	$C_B=7389,87$

Для обладнання проектується роботи з його модернізації, тобто він виступає як послуга, тому необхідно визначити повну собівартість робіт.

Повна собівартість стенду визначається як добуток виробничої собівартості та інших накладних витрат. Інші накладні витрати складаються з адміністративних витрат та витрат на збут.

Адміністративні витрати ( $V_a$ ) визначаються як 15% від виробничої собівартості стенду. Витрати на збут ( $V_{зб}$ ) приймаємо як 1,5% від виробничої собівартості.

Таким чином повна собівартість буде визначена за формулою:

$$C_{\Pi} = C_{в} + V_i = C_{в} + V_a + V_{зб}, \quad (6.14)$$

$$C_{\Pi} = 7389,87 + 1108,5 + 110,84 = 8609,21 \text{ грн}$$

Тоді сума капітальних вкладень споживача буде дорівнювати:

$$K = C_{\Pi} + C_{\text{ндр}}, \quad (6.15)$$

$$K = 8609,21 + 29856 = 38465,21 \text{ грн.}$$

Таким чином вартість робіт з модернізації стенду дорівнює 38465,21 грн

### **Висновки за розділом**

1. У розділі наведено методику розрахунку економічної ефективності на проектування та виготовлення обладнання для динамометрування двигунів. Встановлено, що вартість робіт з модернізації існуючого серійного обладнання складає 38465,21 грн.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Встановлено, що традиційні двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) мають дуже низький тепловий ККД, який зазвичай не перевищує 35%. Як правило, лише третина енергії, що надходить з паливом досягає крутного моменту на колінчастому валу, а інші дві третини більш-менш порівну розподіляється між теплом відпрацьованих газів (ентальпією згорілих газів), інша – через систему охолодження двигуна.

2. Проведено аналіз гальмівних стендів для випробування ДВЗ вказує на доцільність застосування електричного гальмівного механізму. Це надає можливість реалізувати динамічний процес вимірювання з найбільш якісними показниками. Електричні гальма виявились дуже ефективними в таких стендах завдяки унікальним характеристикам, точності та стабільності регулювання навантаження, що є важливим для отримання надійних результатів випробувань двигунів. Електричні гальма дозволяють контролювати крутний момент і частоту обертання з високою точністю, що робить їх застосування оптимальними для вимірювання динамічних характеристик ДВЗ.

3. В процесі модернізації навантажувального стенду визначено та впроваджено нові елементи з метою покращення якості випробувань. Це включає в себе оптимізацію навантажувального пристрою, використання цифрових технологій у керуванні, покращення точності вимірювань. Обґрунтовано схему комплексу з програмним забезпеченням, яке призначене для реєстрації та аналізу параметрів випробувань.

4. У розділі обґрунтовано методику та послідовність планування експерименту під час проведення динамометрування ДВЗ за допомогою валу відбору потужності є важливим етапом для отримання точних і достовірних результатів. Динамометрування використовується для вимірювання різних параметрів і характеристик двигуна таких як крутний момент  $M$ , частота обертання  $n$  та годинна витрата палива  $G_T$  на різних режимах роботи.



5. У розділі наведено методику розрахунку економічної ефективності на проектування та виготовлення обладнання для динамометрування двигунів. Встановлено, що вартість робіт з модернізації існуючого серійного обладнання складає 38465,21грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bosch automotive electrics and automotive electronics. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. 530 p.
2. Heiβing B. Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. / Bernd Heiβing, Metin Ersoy (Hrsg). Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag : GWV Fachverlage GmbH, 2007. 591p.
3. Tom Denton. Automobile mechanical and electrical systems. New York, NY : Routledge, 2018. 379 p.
4. Автомобільні двигуни : підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є . Долганов, Ф. Ф. Тимченко. Київ: Арістей, 2004. 476 с.
5. Безпека життєдіяльності [Текст] : підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. Львів: Світ, 1995. 288 с
6. Боровських Ю.І. Будова автомобіля / Ю.І. Боровських, Ю.В. Буралев, К.А. Морозов. Київ: Вища школа, 1991. 303 с.
7. Боярко І. М. Інвестиційний аналіз: [навч. посіб.] / І. М Боярко, Л. Л. Гриценко. Київ: Центр учбової літератури, 2011. 400 с.
8. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
9. Гутаревич, Ю. Ф. Екологія та автомобільний транспорт: навч. пос. / Ю. Ф. Гутаревич, Д. В. Зеркалов, А. Г. Говорун, О. А. Корпач, Л. П. Мержиєвська. Київ: Арістей, 2006. 292 с.
10. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Екологізація ДВЗ / за ред. проф. А. П. Марченко, проф. А. Ф. Шеховцова. Харків: Прапор, 2004. 360 с.
11. Директива 96/96 ЄС від 20.12.1996 р "Про прийняття єдиних приписів для країн-членів Співтовариства щодо технічного нагляду транспортних засобів і причепів".
12. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно

гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. [Чинні від 14.01.2008]. Женева: Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. 276 с.

13. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень. Практикум : [навч. посіб.] / В. В. Кавецький, В. О. Козловський, І. В. Причепя Вінниця : ВНТУ, 2013. 113 с.

14. Канарчук В.Є. Надійність машин: Підручник. / В.Є. Канарчук, С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – Київ: Либідь, 2003. 424 с.

15. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів [Текст] : підручник. Кн. 3 : Ремонт автотранспортних засобів / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигринець. Київ : Вища шк., 1994. 600 с.

16. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів / В.Ф. Кисляков, В.В. Лущик. Київ: Либідь, 2000. 399 с.

17. Коваленко В. М., Щуріхін В. К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів: підруч. / В. М. Коваленко, Київ : Літера ЛТД, 2017. 224 с.

18. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2011-07-01]. Офіц. вид. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.

19. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління. Київ: Знання-Прес, 2004. 478 с.

20. Методичні рекомендації з питань безпеки автомобільних перевезень від 19.09.2003. К.: Державний Департамент автомобільного транспорту, 2003. №11. 23 с.

21. Наказ Міністерства транспорту України “Про правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту автомобільних транспортних засобів” від 11.11.2002 р., № 792: [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z0122-03>.

22. Основи економіки транспорту : підручник / Щелкунов В. І., Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загоруйко В. М. [та ін.]. Київ: Кондор, 2011. 392 с.

23. Редзюк А. М. Перевірка технічного стану колісних транспортних засобів: Норми міжнародних договорів України та права Європейського

Союзу. А. М. Редзюк, В. Б. Агеєв, В. В. Мержиєвський та ін. Київ: ДП «Державто трансНДІпроект», 2008. 536 с.

24. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. Київ: Арістей, 2010. 155 с.

25. Технічна експлуатація автомобілів: Навчальний посібник / В.М. Дембіцький, В.І. Павлюк, В.М. Придюк Луцьк: Луцький НТУ, 2018. 473 с.

26. Типове положення про систему управління безпекою руху на автомобільному транспорті. Перевізник. Червень, 2004. №7. С. 18- 20.

27. Шевчук Р.С. Трактори і автомобілі: основи теорії ( питання, завдання та відповіді): навч. посібник. Львів: ЛНАУ, 2016. 236 с. Депоновано у Державній науково-технічній бібліотеці України 16.12.2016. №18- 68 РІД/Ук-2016 9 (з оприлюдненням). Укр. [Електронний ресурс; Режим доступу <http://gnth.gov.ua>].

28. Шломчак Г. Основи наукових досліджень: Навчальний посібник . МОН України, Національна металургійна академія України. Дніпро: Пороги, 2005. 161 с.

29. Щелкунов В. І. Основи економіки транспорту : навч. підручник / Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загорулько В. М. [та ін.]. Київ: Кондор, 2011. 392 с.