

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: «Аналіз та розрахунок тягово-швидкісних властивостей  
високотонажних транспортних засобів з умови забезпечення відповідних  
експлуатаційних характеристик з обґрунтуванням можливості  
взаємозаміни двигунів»

Виконав: студент VII курсу групи Ат-71з

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Петро ЮЗВА

(ім'я та прізвище )

Керівник: Ігор ДУФАНЕЦЬ

(ім'я та прізвище )

Дубляни 2024

УДК 629.113.066.

Юзва П. А. Аналіз та розрахунок тягово-швидкісних властивостей високотонажних транспортних засобів з умови забезпечення відповідних експлуатаційних характеристик з обґрунтуванням можливості взаємозаміни двигунів. Дубляни, Львівський НУП, 2024. 69с.

Рисунок 24, табл. 6, бібл. посилань 26.

Метою роботи є – аналіз та розрахунок тягово-швидкісних властивостей високотонажних транспортних засобів з умови забезпечення відповідних експлуатаційних характеристик з обґрунтуванням можливості взаємозаміни двигунів.

Об'єкт дослідження – високотонажні транспортні засоби.

Предмет дослідження – тягово-швидкісні властивості високотонажних автомобілів з умови забезпечення відповідних експлуатаційних характеристик.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Провести аналіз існуючих високотонажних автомобілів, в частині їх конструкції та установки двигуна.
2. Провести огляд існуючих двигунів з метою взаємозамінності двигунів високотонажних транспортних засобів.
3. Виконати розрахунки тягово – швидкісних показників високотонажного автомобіля.
4. Дослідження тягово – швидкісних показників високотонажного автомобіля.
5. Описати висновки за результати дослідження.
6. Зробити техніко-економічне обґрунтування ефективності роботи при заміні двигуна.

Ключові слова: ВИСОКОТОНАЖНИЙ, АВТОМОБІЛЬ, ДВИГУН, ТЯГОВО–ШВИДКІСНА.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ. ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	8
1.1 Особливості експлуатації високотонажних транспортних засобів в кар'єрах.....	8
1.2 Особливості експлуатації високотонажних транспортних засобів для перевезення вантажів на великі відстані.....	10
1.3 Варіанти установки силового агрегату на вантажний автомобіль.....	14
1.4 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи.....	18
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВИСОКОТОНАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІДПОВІДНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК .....	19
2.1 Вихідні дані для проведення теоретичного дослідження.....	19
2.2 Розрахунок тягово-швидкісних характеристик автомобіля MAN TGS 35.420 8X4 з двигуном DC1104L01.....	22
2.3 Обчислення балансу потужності.....	26
2.4 Побудова діаграми тягового балансу.....	29
2.5 Дослідження розгону автомобіля.....	33
3 МЕТОДИКИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ.....	37
3.1 Методика експериментального дослідження тягово-швидкісної характеристики вантажного автомобіля за допомогою динамометричного стенду.....	37

3.2	Методика дослідження тягово-швидкісних характеристик високотонажного автомобіля шляхом дорожніх випробувань.....	39
3.3	Методика дослідження тягово-швидкісних характеристик автомобіля шляхом імітаційного моделювання з допомогою програмного забезпечення Matlab Simulink .....	42
4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	44
4.1	Дослідження тягово-швидкісної характеристики високотонажного автомобіля шляхом імітаційного моделювання в Matlab Simulink.....	44
4.2	Результати моделювання тягово-швидкісної характеристики високотонажного автомобіля.....	47
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	53
5.1	Вимоги безпеки під час підготовки до виїзду, рух по території підприємства та робота на лінії .....	53
5.2	Вимоги безпеки під час експлуатації транспортних засобів, двигуни яких працюють на газовому паливі .....	55
5.3	Вимоги безпеки під час експлуатації автомобілів у віддаленні від основної бази .....	59
6	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПІДБОРУ ДВИГУНІВ ВИСОКОТОНАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИКОНУВАНОЇ ТРАНСПОРТНОЇ РОБОТИ .....	60
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ .....	66
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	67

## ВСТУП

Тягово-швидкісні властивості високотонажних транспортних засобів відіграють ключову роль у забезпеченні їх ефективної експлуатації в різних умовах. Ці властивості визначають здатність транспортного засобу забезпечувати необхідне прискорення, подолання підйомів, досягнення та підтримання певних швидкостей. У свою чергу, ефективність роботи залежить від технічних параметрів основних елементів силового агрегату, зокрема двигуна внутрішнього згоряння.

Зростання вимог до продуктивності та паливної економічності сучасних високотонажних транспортних засобів стимулює розробку нових підходів до оптимізації їх конструкції. Особливо актуальним стає питання взаємозаміни двигунів, оскільки це дозволяє адаптувати техніку до конкретних умов експлуатації та розширити її функціональні можливості. Така заміна потребує ретельного аналізу та розрахунків для забезпечення відповідності експлуатаційним характеристикам транспортного засобу після модифікації.

У даній роботі розглядається методика аналізу та розрахунку тягово-швидкісних властивостей високотонажних транспортних засобів з урахуванням можливості взаємозаміни двигунів. Метою є оцінка впливу зміни силового агрегату на динамічні та експлуатаційні характеристики транспортного засобу, а також визначення оптимальних параметрів для забезпечення його ефективної роботи..

# 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ. ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

## 1.1 Особливості експлуатації високотонажних транспортних засобів у кар'єрах

Експлуатація високотонажних транспортних засобів у кар'єрах є одним із ключових аспектів гірничодобувної промисловості, який потребує врахування ряду специфічних особливостей, що визначають ефективність, безпеку та надійність виконання робіт. Ці транспортні засоби, зазвичай масивні самоскиди або спеціалізовані машини, виконують завдання з перевезення великої кількості руди, породи чи інших матеріалів на значні відстані у складних умовах.

Однією з найважливіших характеристик є здатність машин витримувати високі навантаження протягом тривалого періоду. Це потребує використання надміцних конструкцій, зокрема посиленних рам, осей і підвісок, які здатні протистояти постійному впливу вібрацій, ударів і деформацій. Паралельно з цим висока вантажопідйомність вимагає відповідних технічних рішень у системах трансмісії, двигунів і гальм. Потужність двигуна повинна бути достатньою для забезпечення плавного руху навіть на крутих підйомах і в умовах м'якого ґрунту чи кам'янистих доріг, які є типовими для кар'єрів. Гальмівні системи, у свою чергу, повинні забезпечувати ефективне уповільнення важких машин, особливо під час спуску по крутих схилах. Умови роботи в кар'єрах зазвичай характеризуються високим рівнем запиленості, підвищеною вологістю та часто екстремальними температурами. Це вимагає спеціальної адаптації транспортних засобів. Двигуни обладнуються багаторівневими системами фільтрації повітря для запобігання передчасному зношенню. Кабіни водіїв оснащуються системами вентиляції та кондиціонування з пилозахистом, що забезпечує комфорт і безпеку роботи оператора. У деяких випадках використовуються додаткові системи підігріву

для роботи в умовах низьких температур, а також посилена теплоізоляція для захисту від перегріву в жаркому кліматі.



Рисунок 1.1 – Самоскид великої вантажопідйомності Caterpillar 770G

Ефективність експлуатації високотонажних транспортних засобів значною мірою залежить від стану дорожньої інфраструктури в кар'єрі. Дороги, якими пересувається техніка, повинні регулярно утримуватися, вирівнюватися та укріплюватися, щоб уникнути пошкоджень транспорту і підвищення витрат на ремонт. У місцях із крутим рельєфом можуть бути встановлені спеціальні огороження та зони аварійного гальмування для підвищення безпеки [1]. Ще одним важливим аспектом є впровадження сучасних систем автоматизації та моніторингу. Для високотонажних транспортних засобів використовуються GPS-системи для відстеження місцеположення, датчики ваги для контролю завантаження, а також системи попередження зіткнень, які зменшують ризик аварій. Використання

телематичних систем дозволяє отримувати дані в реальному часі про технічний стан машини, аналізувати витрати палива, продуктивність роботи та планувати технічне обслуговування.



Рисунок 1.2 – Самоскид великої вантажопідйомності Volvo R100E

Окрему увагу приділяють підготовці та навчання персоналу. Водії високотонажних транспортних засобів повинні мати відповідну кваліфікацію, досвід та розуміння особливостей роботи в кар'єрних умовах. Це включає знання правил безпеки, вміння управляти машиною на складному рельєфі та в умовах обмеженої видимості, а також здатність оперативно реагувати на надзвичайні ситуації [2]. Таким чином, експлуатація високотонажної техніки в кар'єрах — це комплексний процес, який поєднує технологічні, організаційні та безпекові заходи. Дотримання всіх вимог та стандартів дає змогу досягти високої продуктивності, мінімізувати ризики поломок і аварій, а також зменшити вплив на навколишнє середовище.

## **1.2. Особливості експлуатації високотонажних транспортних засобів для перевезення вантажів на великі відстані**

Експлуатація високотонажних транспортних засобів для перевезення вантажів на великі відстані є складним і багатогранним процесом, який



вимагає врахування численних технічних, економічних, правових і екологічних аспектів. Такі транспортні засоби, як правило, використовуються для перевезення великогабаритних, важких або великих за обсягом вантажів, що потребує особливих умов транспортування і логістики.



Рисунок 1.3 – Вантажівка великої вантажопідйомності SCANIA P114CB 8x4 HZ380

Однією з головних особливостей є вибір відповідного маршруту, оскільки не всі дороги, мости, тунелі або транспортна інфраструктура можуть витримувати вагу і габарити таких транспортних засобів. Це передбачає проведення попереднього аналізу маршруту, врахування вагових обмежень, висоти та ширини проїздів, а також стану дорожнього покриття. Планування маршруту також враховує наявність зон для відпочинку водіїв, автозаправних станцій, сервісних центрів і можливість зупинки для перевірки стану транспортного засобу. Економічна складова експлуатації високотонажних транспортних засобів має вирішальне значення. Висока витрата палива є одним із основних факторів, що впливають на вартість перевезень. З метою зниження витрат впроваджуються сучасні технології, такі як системи

управління паливною економічністю, інтелектуальне керування транспортним потоком і використання більш ефективних маршрутів. Крім того, велике значення має оптимізація завантаження автомобіля, щоб уникати порожніх пробігів і забезпечувати максимальну рентабельність перевезень [3].

Безпека є ще одним важливим аспектом. Через високий центр тяжіння і значну вагу такі транспортні засоби є більш вразливими до аварійних ситуацій, особливо на складних дорогах або за несприятливих погодних умов. Це вимагає високої кваліфікації водіїв, які повинні проходити спеціальну підготовку і регулярно оновлювати свої навички. Крім того, транспортні компанії використовують системи моніторингу, такі як GPS-трекери, для відстеження руху вантажу в реальному часі, що підвищує загальний рівень безпеки.



Рисунок 1.4 – Вантажівка великої вантажопідйомності MAN TGS 41.420 8x4

Обслуговування високотонажних транспортних засобів потребує особливої уваги. Часте використання в умовах великих навантажень призводить до прискореного зношення компонентів, таких як гальмівні диски, підвіска, шини і двигун. Регулярна діагностика та технічне обслуговування допомагають уникнути поломок у дорозі та забезпечити стабільну роботу автомобіля. Особливу увагу приділяють контролю тиску в шинах, оскільки неправильний тиск може призвести до зростання витрати палива, зниження зчеплення з дорогою та підвищення ризику аварій.

Юридичний аспект експлуатації також є важливим. Високотонажні транспортні засоби підпадають під дію численних норм і регуляторних актів, які визначають вимоги до ваги, розмірів, режиму роботи водія, а також правил безпеки перевезення. Дотримання цих норм є обов'язковим, оскільки їх порушення може призвести до значних штрафів, заборони експлуатації або навіть вилучення транспортного засобу [7]. Окремо слід виділити екологічний аспект. Великотоннажні автомобілі є одним із головних джерел викидів вуглекислого газу і шкідливих речовин. Для зменшення цього впливу дедалі частіше використовуються новітні технології, такі як двигуни стандарту Євро-6, гібридні або електричні установки. Також важливу роль відіграє впровадження альтернативних видів палива, таких як скраплений природний газ (СПГ) або біодизель.

Крім того, у сучасних умовах цифровізації логістики великого значення набуває автоматизація процесів, пов'язаних з управлінням автопарком і логістичними операціями. Використання програмного забезпечення для планування маршрутів, обліку витрат і моніторингу транспорту дозволяє підвищити ефективність експлуатації високотонажних транспортних засобів і забезпечити точність виконання замовлень. Таким чином, експлуатація високотонажних транспортних засобів для перевезення вантажів на великі відстані є комплексним процесом, який вимагає високого рівня професійності,

дотримання технічних стандартів і норм, а також врахування сучасних викликів, пов'язаних із екологією, економікою та безпекою.

### 1.3 Варіанти установки силового агрегату на вантажний автомобіль

Розташування силового агрегату на великовантажному автомобілі є важливим елементом його конструкції, що впливає на ефективність роботи, керованість, вантажопідйомність та маневреність транспортного засобу. Вибір оптимального варіанту установки двигуна залежить від багатьох факторів, зокрема, від типу автомобіля, його призначення, специфікацій, а також умов експлуатації. Підвіску двигуна на рамі автомобіля здійснюють декількома способами, найбільш поширені способи показані на Рисунок 1.5

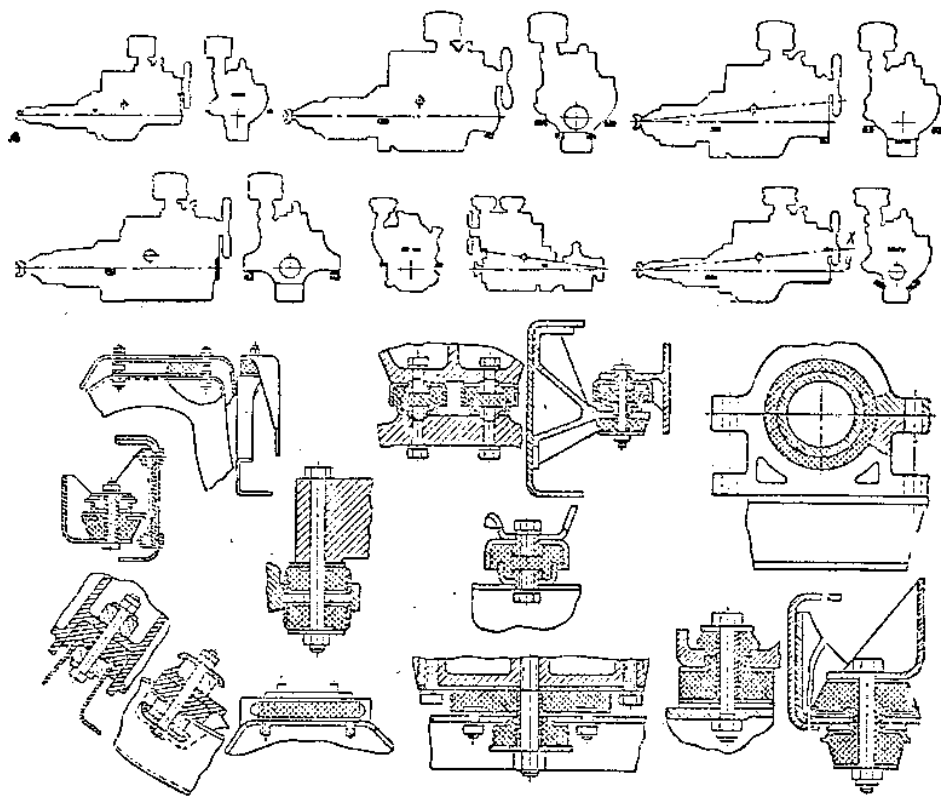


Рис. 1.5 Схеми підвіски двигуна і конструкцій опор

Одним із найпоширеніших варіантів є переднє розташування силового агрегату, при якому двигун встановлюється в передній частині автомобіля і передає потужність на передні колеса через трансмісію. Така схема широко

використовується в легких та середніх вантажівках, оскільки вона дозволяє досягти високої маневреності та стабільності на дорогах. Вона забезпечує простір для розміщення вантажу в задній частині кузова, що є важливим аспектом для вантажних автомобілів. Крім того, конструкція автомобіля з переднім двигуном зазвичай дешевша в виробництві та обслуговуванні. Однак, незважаючи на ці переваги, переднє розташування має й кілька недоліків. Одним з основних є обмежені можливості для встановлення великої підвіски в передній частині, що може зменшити прохідність і стійкість автомобіля в умовах бездоріжжя. Крім того, така конструкція може обмежувати маневреність автомобіля в умовах обмеженого простору, наприклад, на будівельних майданчиках або в міських умовах з вузькими вулицями [8].

Іншим варіантом є заднє розташування двигуна. У цьому випадку двигун встановлюється в задній частині автомобіля, а потужність передається на задні колеса. Цей варіант часто застосовується на важких вантажівках, тягачах та інших транспортних засобах, які працюють на високих швидкостях або мають великі навантаження. Однією з основних переваг такого розташування є покращене розподілення ваги, що сприяє більшій стійкості і кращій тяговій здатності. Оскільки двигун знаходиться в задній частині, це забезпечує зменшення навантаження на передні колеса і покращує зчеплення з дорогою, особливо при русі з великими вантажами або в складних дорожніх умовах. Крім того, заднє розташування двигуна дозволяє збільшити обсяг вантажного відсіку, оскільки двигун не займає місце в передній частині кузова. Однак таке розташування також має свої недоліки. Наприклад, маневреність таких автомобілів може бути гіршою, ніж у машин з переднім двигуном, оскільки вага автомобіля ззаду може впливати на його керованість, особливо на низьких швидкостях або при великих кутах повороту.

Мідельне розташування двигуна, тобто встановлення силового агрегату в центральній частині автомобіля між передньою і задньою осями, є



менш поширеним, але іноді використовується в спеціалізованих транспортних засобах, таких як великі автобуси, де важлива висока стабільність та маневреність. Така конфігурація дозволяє досягти ідеального балансу ваги, що в свою чергу забезпечує відмінні характеристики керуваності, особливо на складних ділянках дороги або при різких маневрах. Центральне розташування двигуна забезпечує кращу стійкість на високих швидкостях, а також зменшує навантаження на передню та задню підвіски, що може збільшити термін служби компонентів автомобіля. Однак цей варіант має й недоліки, зокрема, зменшення простору для вантажу, що може бути критичним для комерційних автомобілів, призначених для перевезення великих обсягів вантажу [9].

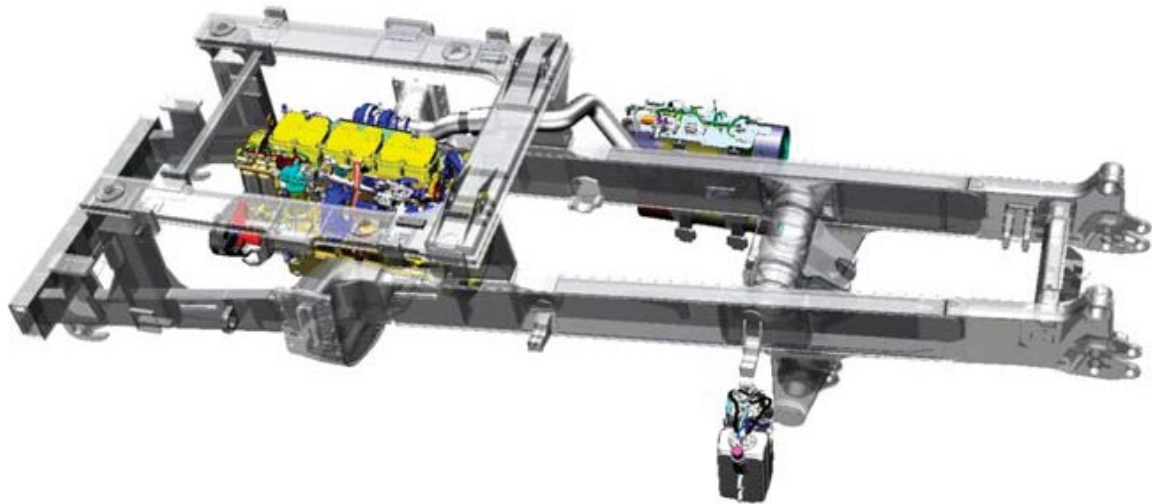


Рис. 1.6. Моделювання установки двигуна

Для особливих потреб, таких як важкі вантажі або спеціалізовані завдання, використовуються автомобілі з тандемним розташуванням двигунів. У такій конфігурації два двигуни розташовані один за одним, що дозволяє значно підвищити потужність транспортного засобу, забезпечити кращу тягу та стабільність при великих навантаженнях. Така конструкція зазвичай застосовується на екстремальних вантажівках, таких як тягачі для важких вантажів або в умовах, де потрібна надзвичайна потужність для виконання специфічних завдань, наприклад, для буксирування або роботи на важкому бездоріжжі. Однак цей варіант має високу вартість, складність в обслуговуванні та значне збільшення ваги і габаритів автомобіля.

Ще одним варіантом є установка силового агрегату на підвісній рамі. Цей підхід часто застосовується в тягачах і важких вантажівках, де двигун і трансмісія монтуються на окремій підвісній рамі, що дозволяє зменшити вібрацію і шум. Така конструкція покращує комфорт водія, оскільки знижує механічний вплив на основну раму автомобіля. Вона також допомагає зберегти стабільність автомобіля при великих навантаженнях. Проте така схема може бути більш складною в обслуговуванні і вимагати додаткових витрат на виготовлення та ремонт.

У результаті, кожен варіант установки силового агрегату має свої переваги і недоліки, і вибір залежить від того, для яких саме умов і завдань призначений конкретний автомобіль. Виробники великовантажних автомобілів враховують всі ці фактори при проектуванні своїх моделей, щоб задовольнити різноманітні вимоги щодо вантажопідйомності, прохідності, керованості та економічності.

При встановленні двигуна на жорстку раму, коли відсутній перекис рами, двигун встановлюють на чотири лапи. Дві задні лапи виготовлені разом з корпусом підвіски, а передні лапи вилиті разом із кришкою розподільних шестерень. Кріплення двигуна на зварну або клепану раму здійснюють в трьох точках. Для того, щоб перекося рами не викликали пошкодження лап, а також і зменшення ударів під лапи встановлюють гумові подушки. Підвіска двигуна в чотирьох точках використовується і на автомобілях, але при умові, що всі лапи опираються на гумові подушки [12].

Найбільші навантаження на елементи кріплення двигуна з рамою виникають при розгоні і гальмуванні, тому осьові сили, які виникають при цьому, вловлюють спеціальні тяги, які зв'язують раму з двигуном. Від якості підвіски двигуна залежить не тільки комфортабельність. Вібрації, які створюються двигуном передаються на болтові кріплення і викликають передчасну поломку деталей.

#### 1.4 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

Тема кваліфікаційної роботи "Аналіз та розрахунок тягово-швидкісних властивостей високотонажних транспортних засобів з умов забезпечення відповідних експлуатаційних характеристик з обґрунтуванням можливостей взаємозаміни двигунів" є актуальною, оскільки високотонажні транспортні засоби, такі як вантажівки, спеціалізовані машини та інші великі транспортні одиниці, активно використовуються в різних галузях промисловості. Підвищення ефективності їх експлуатації та забезпечення високих технічних характеристик, таких як тягово-швидкісні властивості, є важливим аспектом для покращення продуктивності та економічності перевезень.

Аналіз тягово-швидкісних властивостей дозволяє визначити, наскільки ефективно транспортний засіб здатен розвивати швидкість та підтримувати необхідний рівень тяги при різних умовах експлуатації. Врахування таких факторів, як тип двигуна, передаточні числа трансмісії, маса транспортного засобу, умови дороги та навантаження, дозволяє створити оптимальні моделі для розрахунку та прогнозування характеристик.

Взаємозаміна двигунів є важливою складовою при модернізації високотонажних транспортних засобів. За допомогою цієї стратегії можна досягти покращення енергоефективності, зниження витрат на паливо та зменшення викидів шкідливих речовин. Враховуючи сучасні тенденції розвитку технологій, важливо оцінити можливості заміни традиційних двигунів внутрішнього згорання на альтернативні, такі як електричні або гібридні двигуни, з огляду на забезпечення належних експлуатаційних характеристик. Проведення такого аналізу дозволяє не лише підвищити ефективність роботи транспортних засобів, але й оптимізувати витрати на обслуговування та паливо, а також зменшити негативний вплив на навколишнє середовище. Це є важливим аспектом для транспортних компаній та інших організацій, які використовують високотонажні засоби, адже дозволяє зберегти конкурентоспроможність у сучасному ринку перевезень.



## **2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВИСОКОТОНАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІДПОВІДНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

### **2.1. Вихідні дані для проведення теоретичного дослідження**

Зважаючи на значні відмінності у вимогах до експлуатаційних характеристик автомобілів, які використовуються в умовах кар'єрів (перевезення вантажів великої маси на відносно короткі відстані дорогами з високими коефіцієнтами опору кочення та ухилу), та на дорогах загального користування (з дотриманням необхідних динамічних показників, таких як прискорення та рух із середньою швидкістю), виникає потреба у застосуванні не лише різних трансмісій, але й силових установок із відмінними характеристиками навіть для автомобілів однакової вантажопідйомності. У зв'язку з цим доцільно виконати розрахунок тягово-швидкісних характеристик автомобілів, типових для зазначених умов експлуатації, зокрема з теоретичним визначенням характеристик їх двигунів.

Вихідні дані для проектування та аналізу характеристик високотонажного автомобіля поділяються на три основні групи: задані, вибрані та розрахункові параметри.

До заданих параметрів належать ключові характеристики, що визначають основні властивості автомобіля відповідно до його функціонального призначення. Це включає тип транспортного засобу, вантажопідйомність або повну масу, а також максимальну швидкість руху з урахуванням заданого коефіцієнта опору дороги. Додатково визначаються тип двигуна (дизельний або бензиновий) і тип трансмісії (механічна чи гідromеханічна). У специфічних випадках задаються такі характеристики, як колісна формула чи коефіцієнт запасу по зчепленню у силовому агрегаті [13].

Вибрані параметри визначаються з урахуванням експлуатаційних умов і аналізу характеристик аналогічних транспортних засобів. До них належать максимальний кут підйому, який автомобіль повинен долати, коефіцієнт опору коченню, коефіцієнт зчеплення коліс із дорожнім покриттям, а також власна маса автомобіля з урахуванням спорядженого стану та розподілу навантаження на осі в завантаженому стані. Вибирається площа лобової поверхні та параметри, що впливають на аеродинамічний опір, зокрема коефіцієнт обтічності. Враховуються частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, тип і розміри шин, а також характеристики гідромеханічної трансмісії, якщо вона використовується.

Розрахункові параметри формуються на основі аналізу заданих і вибраних характеристик. Вони включають максимальну потужність двигуна для забезпечення виконання транспортних задач у заданих умовах, максимальний крутний момент, що впливає на тягові властивості, та робочий об'єм циліндрів двигуна. Розраховуються передаточні числа головної передачі, коробки передач і додаткової коробки передач для оптимізації співвідношення між потужністю двигуна, тяговими характеристиками та експлуатаційними показниками автомобіля.



Рисунок 2.1 – Високотонажний автомобіль MAN TGS 35.420 8X4

Наведемо основні характеристики високотонажного автомобіль MAN TGS 35.420 8X4 при умові заміни двигуна з високотонажного автомобіля SCANIA P114CB 8x4 HZ380.

Таблиця 2.1. Параметри автомобіля MAN TGS 35.420 8X4 з двигуном DC 1104L01

Споряджена маса, кг	15 800
Вантажопідйомність, кг	31 000
Повна маса , кг	48 000
Модель двигуна	DC 1104L01
Тип	4-тактний 6-циліндровий рядний дизель
Живлення	Насос-форсунки з електронним керуванням
Наявність надуву	Є в наявності
Номінальна потужність, брутто, кВт при $\text{хв}^{-1}$	280 при 1 900
Максимальний крутний момент, Нм при $\text{хв}^{-1}$	1 100–1 300 при 1 800
Робочий об'єм, л	10,64
Передатне число головної передачі	4,21
Тип та модель коробки передач	Механічна, GR900
Кількість передач	9 (8+1)
Передатне відношення вищої передачі	1,00
Шини	Michelin, 315/80R22,5

## 2.2 Розрахунок тягово-швидкісних характеристик автомобіля

### MAN TGS 35.420 8X4 з двигуном DC 1104L01

Вихідні умови:

Повна маса вантажного автомобіля :

$$m = 48000 \text{ кг};$$

Базу вантажного автомобіля визначаємо за такими залежностями:

$$L = 2,5 + 0,00012 \cdot m = 2,5 + 0,00012 \cdot 48000 = 8,26 \text{ м}; \quad (2.1)$$

В цей вираз маса автомобіля  $m$  підставляємо в кг, величина бази одержуємо в метрах.

Віддалі від центру маси автомобіля до передньої і задньої осей:

– до передньої осі:

$$a = \frac{m_2}{m} L = \frac{20000}{48000} \cdot 8,26 = 3,4 \text{ м}; \quad (2.2)$$

– до задньої осі :

$$b = L - a = 8.26 - 3.4 = 4.86 \text{ м}; \quad (2.3)$$

Тут  $m_1, m_2$  – відповідно маси, що припадають на передню і задню осі.

Віддаль від центру маси до поверхні дороги:

$$h = (0,2...0,25)L = (0,2...0,25) \cdot 8.26 = 1.652 \text{ м}; \quad (2.4)$$

Коефіцієнт корисної дії трансмісії, величина якого визначається механічними та гідравлічними втратами (зокрема втратами на розбризування мастила), для вантажних автомобілів характеризується відповідними значеннями.  $\eta_m = 0,90$ . У режимі ввімкненої прямої передачі в коробці передач коефіцієнт корисної дії трансмісії зростає та досягає відповідного значення  $0,91...0,96$ . частота обертання колінчастого вала при досягненні максимальної

потужності для дизельних двигунів вантажних автомобілів знаходиться в межах  $n_N = 2000 \dots 3000 \text{ хв}^{-1}$ . Швидкісний коефіцієнт двигуна  $\beta_v$ , який визначає граничну частоту обертання колінчастого вала, залежить від типу двигуна та характеристик автомобіля. Для дизельних двигунів обмежувач є обов'язковим, при цьому,  $\beta_v = 0,9 \dots 1,0$ .

Коефіцієнт опору повітря для вантажного автомобіля залежить від його обтічності та може приймати значення  $k = 0,2 \frac{\text{Нс}^2}{\text{м}^4}$ .

Лобову площу вантажного автомобіля визначають за відповідною формулою.

$$F = 0,78 \cdot B_r \cdot H_r = 0,78 \cdot 2,2 \cdot 2,79 = 4,758 \text{ м}^2; \quad (2.5)$$

Тут  $H_r$  – відповідно габаритна ширина та висота вантажного автомобіля;  $B$  – колія вантажного автомобіля.

Автомобіль із двигуном недостатньої потужності характеризується низькими тягово-швидкісними показниками, що створює перешкоди для руху швидкісних транспортних засобів у потоці та знижує ефективність транспортних перевезень. Збільшення потужності двигуна дозволяє підвищити максимальну швидкість автомобіля, а також покращити його динамічні характеристики та прохідність. Проте надмірне підвищення потужності спричиняє зростання витрат палива та мастильних матеріалів, а також збільшує масу, габарити і вартість двигуна.

У процесі тягового розрахунку максимальна потужність двигуна визначається виходячи з умови забезпечення максимальної швидкості автомобіля  $v_{max}$  на дорозі із заданим коефіцієнтом сумарного опору  $\psi_v$ , використовуючи відповідну формулу:

$$N_{e_{max}} = \frac{\psi_v \cdot G \cdot v_{max} + k \cdot F \cdot v_{max}^3}{1000(a_1 \cdot \beta_v + a_2 \cdot \beta_v^2 - a_3 \cdot \beta_v^3) \eta_m} = \frac{0,02 \cdot 470400 \cdot 22,22 + 0,5 \cdot 4,758 \cdot 22,22^3}{1000(0,53 \cdot 1 + 1,56 \cdot 1^2 - 1,09 \cdot 1^3) 0,83} = 283,3 \quad (2.6)$$

де  $G = mg$  – вага автомобіля,  $H$ ;

$a_1, a_2, a_3$  – постійні коефіцієнти, які визначають форму кривих зовнішньої швидкісної характеристики, для дизельних двигунів можуть бути прийняті наближено  $a_1 = 0,53$ ;  $a_2 = 1,56$ ;  $a_3 = 1,09$ ;

$\psi_v$  – коефіцієнт сумарного опору дороги, за якого забезпечується досягнення максимальної швидкості автомобіля.

Коефіцієнт опору дороги  $\psi$  залежить від швидкості автомобіля  $v$  та кута поздовжнього нахилу дороги  $\alpha$  і описується емпіричною формулою

$$\psi = (f_o + k_f v^2) \cos \alpha + \sin \alpha,$$

де  $f_o = 0,02$  – коефіцієнт опору коченню на низьких швидкостях;

$k_f = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$  – коефіцієнт, який враховує вплив швидкості руху на величину коефіцієнта опору коченню.

Оскільки максимальна швидкість визначається під час руху по горизонтальній дорозі, коли  $\alpha = 0$ , то

$$\psi_v = f_o (1 + k_f \cdot v_{\max}^2) = 0,02(1 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 22,22^2) = 0,02 \quad (2.7)$$

Дослідження тягово-швидкісних характеристик автомобіля починається з розрахунку та побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, яка включає залежності ефективної потужності  $N_e$ , ефективного крутного моменту  $T_e$  і питомої витрати палива  $g_e$  від частоти обертання колінвала при максимальній подачі палива. Ці залежності визначаються за допомогою відповідних формул:

$$N_{e1} = N_{e\max} \left( a_1 \frac{n_{e1}}{n_N} + a_2 \left( \frac{n_{e1}}{n_N} \right)^2 - a_3 \left( \frac{n_{e1}}{n_N} \right)^3 \right); \quad (2.8)$$

$$T_{e1} = 9550 \frac{N_{e1}}{n_{e1}}; \quad (2.9)$$

$$g_{el} = g_N \left( 1,25 - 0,99 \frac{n_{el}}{n_N} + 0,98 \left( \frac{n_{el}}{n_N} \right)^2 - 0,24 \left( \frac{n_{el}}{n_N} \right)^3 \right); \quad (2.10)$$

де  $g_N$  – питома витрата палива на рівні максимальної потужності двигуна. Для дизельних двигунів вказаний показник рівний 230...250 г/кВт·год.

Під час роботи двигуна частота обертання його вала варіюється в широкому діапазоні. Найменшою є частота, при якій забезпечується стабільна робота двигуна. У даному випадку вважаємо, що  $n_{min} = 0,1 n_N$ .

Таблиця 2.2. Параметри зовнішньої швидкісної характеристики

$n_e, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$T_e, \text{Н·м}$	$g_e, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$
200	20.14	961.32	288.184
500	63.85	1229.78	262.154
800	117.32	1413.74	245.135
1100	173.38	1519.43	238.556
1500	239.63	1540.31	239.253
1900	280.47	1421.87	249,5

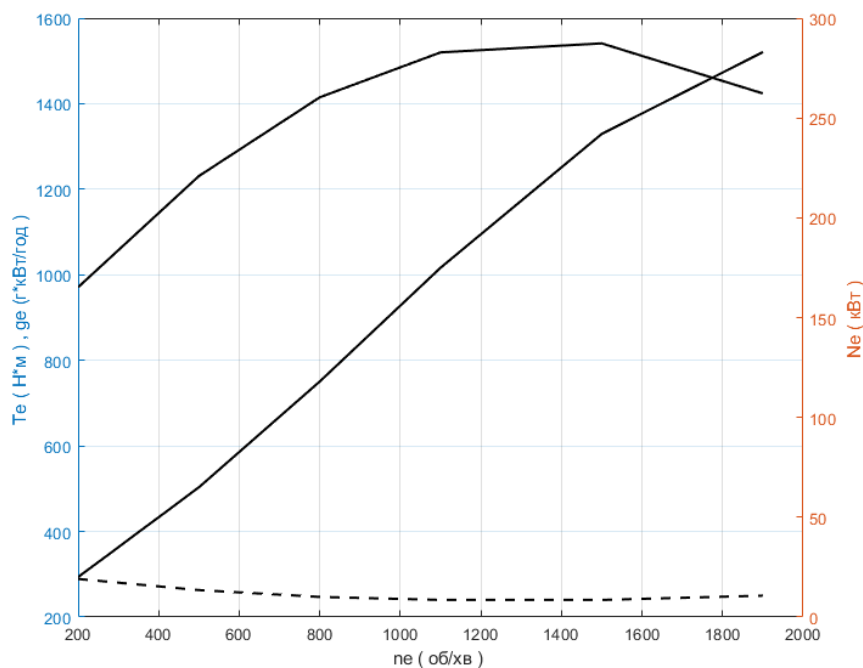


Рисунок 2.2 – Зовнішня швидкісна характеристика та питома витрата палива

### 2.3 Розрахунок балансу потужності

Рівняння балансу потужності автомобіля  $N_k = N_\psi + N_w + N_j$  після заміни  $N_a = N_k - N_w$  набуває вигляду

$$N_a = N_\psi + N_j \quad (2.11)$$

Графічне представлення потужностей  $N_a$  і  $N_\psi$  від швидкості, побудоване для всіх передач коробки передач, називається діаграмою балансу потужності. У наведених рівняннях аналізуються:

– потужність, підведена до ведучих коліс

$$N_k = N_e \cdot \eta_T; \quad (2.12)$$

– потужність, необхідна для подолання опору дороги

1) 1-а передача

$$N_{\psi 1} = \frac{\psi \cdot m \cdot g \cdot v}{1000} = \frac{0,375 \cdot 1815 \cdot 9,81 \cdot 7,3}{1000} = 52,2 \text{ кВт}; \quad (2.13)$$

2) 2-а передача

$$N_{\psi 2} = \frac{\psi \cdot m \cdot g \cdot v}{1000} = \frac{0,286 \cdot 1815 \cdot 9,81 \cdot 11,46}{1000} = 58,29 \text{ кВт};$$

3) 3-а передача

$$N_{\psi 3} = \frac{\psi \cdot m \cdot g \cdot v}{1000} = \frac{0,197 \cdot 1815 \cdot 9,81 \cdot 16,5}{1000} = 57,8 \text{ кВт};$$

4) 4-а передача

$$N_{\psi 4} = \frac{\psi \cdot m \cdot g \cdot v}{1000} = \frac{0,108 \cdot 1815 \cdot 9,81 \cdot 24,35}{1000} = 46,77 \text{ кВт};$$

5) 5-а передача

$$N_{\psi 5} = \frac{\psi \cdot m \cdot g \cdot v}{1000} = \frac{0,02 \cdot 1815 \cdot 9,81 \cdot 35,31}{1000} = 12,56 \text{ кВт}.$$

– потужність, для додання опору повітря

$$N_w = \frac{k \cdot F \cdot v^3}{1000}; \quad (2.14)$$



– вільна потужність автомобіля

$$N_a = N_k - N_w; \quad (2.15)$$

Швидкість автомобіля визначаємо за формулою

$$v = \frac{n_e \cdot r_k}{9.55 \cdot u_o \cdot u_k}; \quad (2.16)$$

Таблиця 2.3. Параметри діаграми балансу потужності

Параметри	Значення параметрів					
$n_e, \text{хв}^{-1}$	200	500	800	1100	1500	1900
$N_e, \text{кВт}$	20.23	64.59	119.4	174.21	241.104	282.6
Перша передача						
$\frac{m}{v}, \text{с}$	0.12	0.26	0.45	0.62	0.84	1.07
$N_k, \text{кВт}$	16.78	53.62	98.43	145.26	200.68	255.21
$N_w, \text{кВт}$	0.00031	0.00052	0.00021	0.00051	0.0012	0.0023
$N_a, \text{кВт}$	16.77	53.65	98.43	145.25	200.67	235.14
Друга передача						
$\frac{m}{v}, \text{с}$	0.24	0.60	0.97	1.33	1.82	2.3
$N_k, \text{кВт}$	16.88	53.52	98.37	145.36	200.8	235.13
$N_w, \text{кВт}$	0.0003	0.0005	0.002	0.005	0.01	0.02
$N_a, \text{кВт}$	16.87	53.51	98.36	145.35	200.79	235.48
Третя передача						
$\frac{m}{v}, \text{с}$	0.51	1.32	2.11	2.88	3.96	5
$N_k, \text{кВт}$	16.87	53.53	98.35	145.34	200.81	255.12
$N_w, \text{кВт}$	0.003	0.005	0.02	0.05	0.13	0.28
$N_a, \text{кВт}$	16.88	53.52	98.36	145.32	200.67	234.83

Четверта передача						
$\frac{m}{v, c}$	1.14	2.86	4.57	6.29	8.58	10.8
$N_k, кВт$	16.88	53.52	98.37	145.36	200.8	255.13
$N_w, кВт$	0.003	0.05	0.22	0.59	1.5	3.05
$N_a, кВт$	16.87	53.47	98.15	144.7	199.3	232.08
П'ята передача						
$\frac{m}{v, c}$	2.48	6.16	9.82	13.58	18.54	22.21
$N_k, кВт$	16.87	53.54	98.38	145.37	200,82	255.14
$N_w, кВт$	0.03	0.57	2.27	5.95	15.41	30.72
$N_a, кВт$	16.86	52.97	96.07	139.37	185.65	204.44

Значення параметрів діаграми балансу потужності записуються в таблиці 2.3. На основі цих значень будуються графіки залежності  $N_a$  від швидкості. Для побудови залежностей  $N_\psi(v)$  вибирають п'ять значень коефіцієнту опору дороги  $\psi_1, \dots, \psi_5$ , які повинні охоплювати діапазон  $\psi_v \dots \psi_{max}$ . Оскільки потужність  $N_\psi$  прямо-лінійно залежить від швидкості, то залежності  $N_\psi(v)$  зображуються у вигляді пучка прямих, що пересікають початок координат. Щоб побудувати кожен з прямих достатньо виконати обчислення значення  $N_\psi$  для однієї швидкості, та відклавши отриману точку на координатній площині та провести пряму, яка буде проходити через початок координат і дану точку.

За допомогою діаграми балансу потужності можна оцінити можливість руху автомобіля, визначити максимальну швидкість на заданій дорозі, а також оцінити запас потужності двигуна та рівень його використання. Рух автомобіля можливий, якщо потужність, що забезпечує тягу  $N_a \geq N_\psi$ ; а максимальна швидкість досягається у випадку коли  $N_a = N_\psi$ .

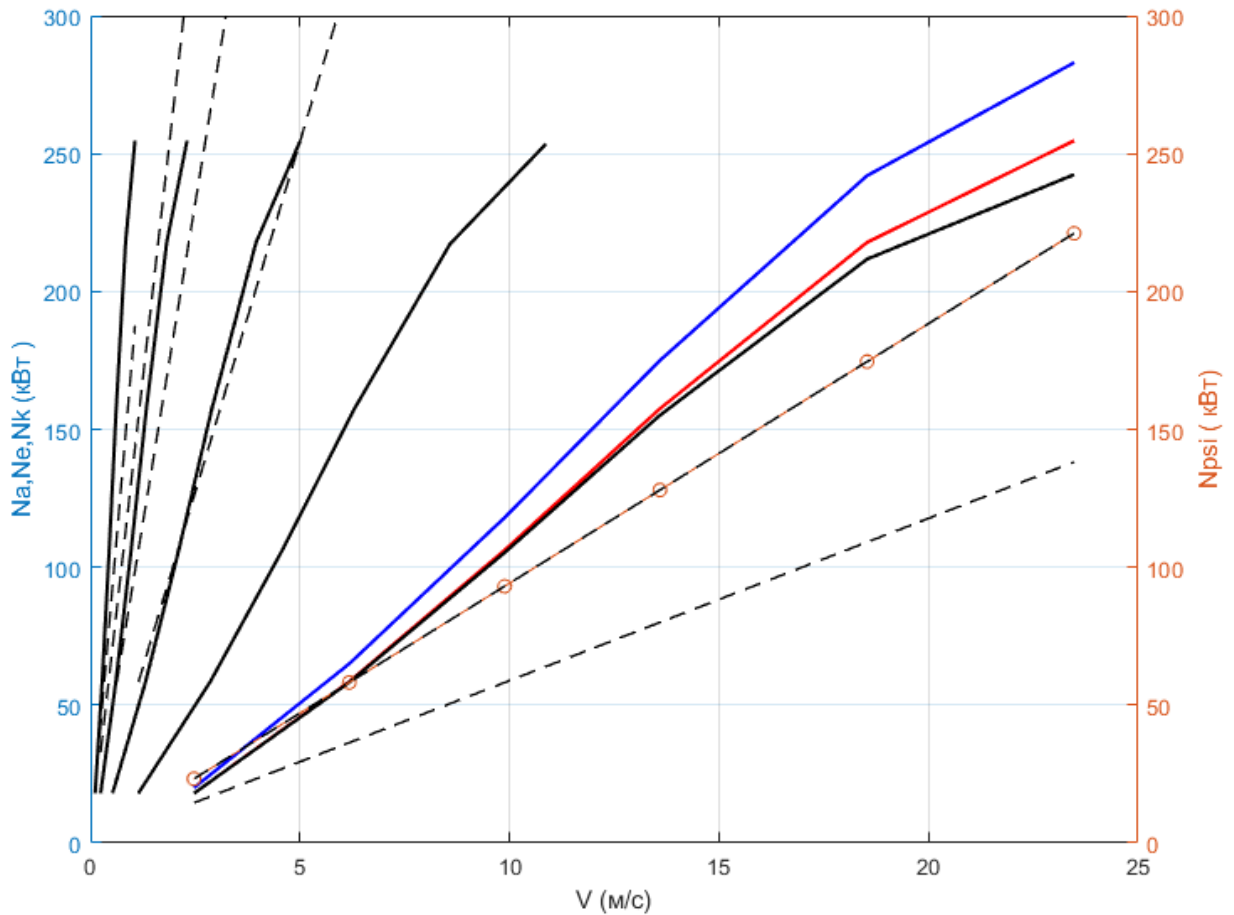


Рисунок 2.3 – Діаграма балансу потужності

#### 2.4 Побудова діаграми тягового балансу

Діаграма тягового балансу є графічним відображенням залежності від швидкості вільної тягової сили  $P_a$ , сили опору дороги  $P_{\psi}$ , вільної зчпної сили  $P_{a\phi}$ . Для побудови цієї діаграми необхідні значення параметрів обчислюються наступним чином:

– тягова сила на ведучих колесах:

$$P_{\kappa} = \frac{T_e \cdot u_o \cdot u_{\kappa} \cdot \eta_T}{r_o}; \quad (2.17)$$

– сила опору повітря:

$$P_w = k \cdot F \cdot v^2; \quad (2.18)$$

– вільна тягова сила:

$$P_a = P_k - P_w; \quad (2.19)$$

– сила опору дороги:

Для першої передачі:

$$P_\psi = \psi \cdot m \cdot g = 0.51 \cdot 30000 \cdot 9.81 = 150093 \text{ H}; \quad (2.20)$$

Для другої передачі:

$$P_\psi = \psi \cdot m \cdot g = 0.370 \cdot 30000 \cdot 9.81 = 108891 \text{ H};$$

Для третьої передачі:

$$P_\psi = \psi \cdot m \cdot g = 0.108 \cdot 30000 \cdot 9.81 = 31784 \text{ H};$$

Для п'ятої передачі:

$$P_\psi = \psi \cdot m \cdot g = 0.02 \cdot 30000 \cdot 9.81 = 5886 \text{ H}.$$

– вільна зчіпна сила:

$$P_{a\varphi 1} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.7 \cdot 253584 - 2.68 = 177506 \text{ H}; \quad (2.21)$$

$$P_{a\varphi 1} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.7 \cdot 253584 - 12.65 = 177496 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 1} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.7 \cdot 253584 - 59.60 = 177449 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 1} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.7 \cdot 253584 - 281 = 177227 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 1} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.7 \cdot 253584 - 1311.07 = 176197 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 2} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.3 \cdot 253584 - 2.68 = 76072 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 2} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.3 \cdot 253584 - 12.65 = 76062 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 2} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.3 \cdot 253584 - 59.60 = 76015 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 2} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.3 \cdot 253584 - 281 = 75794.2 \text{ H};$$

$$P_{a\varphi 2} = \varphi \cdot G_{зч} - P_w = 0.3 \cdot 253584 - 1311.07 = 74764.13 \text{ H}.$$

Показники тягової сили, сили опору повітря та вільної тягової сили обраховуються для руху на усіх передачах. Сила опору дороги визначається при показниках коефіцієнта опору дороги, застосованих під час розгляду діаграми балансу потужностей. Вільна зчіпна сила визначається для двох значень коефіцієнта зчеплення:  $\varphi_1 = 0,3$  (дорога слизька) і  $\varphi_2 = 0,7$  (при хорошому зчепленні дороги). Зчіпна вага обчислюється за допомогою формули:

– для автомобіля з заднім приводом:

$$G_{зч} = m \cdot g \frac{a}{L - \varphi \cdot h} = 48000 \cdot 9.81 \frac{3.4}{8.26 - 0.7 \cdot 2.79} = 253584 \text{ Н.} \quad (2.22)$$

Отримані значення параметрів діаграми тягового балансу записуємо в табл.2.4. За даними з цієї таблиці будемо діаграму тягового балансу.

Таблиця 2.4. Параметри діаграми прискорень, динамічної характеристики і діаграми тягового балансу.

Параметри	Значення параметрі					
$n_e, \text{хв.}^{-1}$	200	500	800	1100	1500	1900
$T_e, \text{Н.м}$	971,22	1231,77	1414,74	1520,62	1541,13	1423,86
Перша передача						
$V, \text{м/с}$	0,12	0,26	0,45	0,62	0,84	106
$P_K, \text{Н}$	150929,4	191399,2	219845,3	236265,3	239452,3	221261,2
$P_W, \text{Н}$	0,027	0,185	0,477	0,93	1,66	2,67
$P_a, \text{Н}$	150929,3	191399,6	219844,5	236264,2	239450,6	221258,4
$D$	0.32	0.40	0.46	0.5	0.5	0.46
$j, \text{м/с}^2$	0.23	0.06	0.11	0.13	0.14	0.11
Друга передача						
$V, \text{м/с}$	0.24	0.60	0.97	1.33	1.82	2.3
$P_K, \text{Н}$	69554.62	88205.15	101313.9	108880.88	110349.64	101966.37
$P_W, \text{Н}$	0.140	0.876	2.242	4.24	7.88	12.65
$P_a, \text{Н}$	69554.485	88204.27	101311.66	108876.64	110341.76	101953.72
$D$	0.14	0.18	0.21	0.23	0.23	0.21
$j, \text{м/с}^2$	0.40	0.52	0.61	0.66	0.67	0.61
Третя передача						
$V, \text{м/с}$	0.52	1.31	2.10	2.89	3.95	5

$P_k, H$	32044.32	40636.75	46676.05	50162.31	50838.88	46976.64
$P_w, H$	0.660	4.127	10.567	19.97	37.14	59.60
$P_a, H$	32043.66	40632.62	46665.48	50142.23	50801.73	46917.04
D	0.06	0.08	0.09	0.10	0.10	0.09
j, м/с <sup>2</sup>	1.11	1.43	1.66	1.79	1.82	1.67
Четверта передача						
V, м/с	1.14	2.86	4.57	6.29	8.58	10.8
$P_k, H$	14758.15	18715.43	21496.85	23102.42	23414.07	21635.30
$P_w, H$	3.113	19.46	49.81	94.18	175.14	281.007
$P_a, H$	14755.03	18695.97	21447.04	23008.23	23238.92	21354.29
D	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04
j, м/с <sup>2</sup>	0.24	0.34	0.42	0.46	0.47	0.42
П'ята передача						
V, м/с	2.47	6.17	9.8	13.59	18.53	22.2
$P_k, H$	6832.48	8664.55	9952.25	10965.6	10839.8	10016.3
$P_w, H$	14.52	90.79	232.43	439.44	817.14	1311.07
$P_a, H$	6817.95	8573.75	9719.81	10256.12	10022.69	8705.27
D	0.014	0.01	0.02	0.02	0.02	0.01
j, м/с <sup>2</sup>	0.02	0.08	0.11	0.13	0.12	0.08

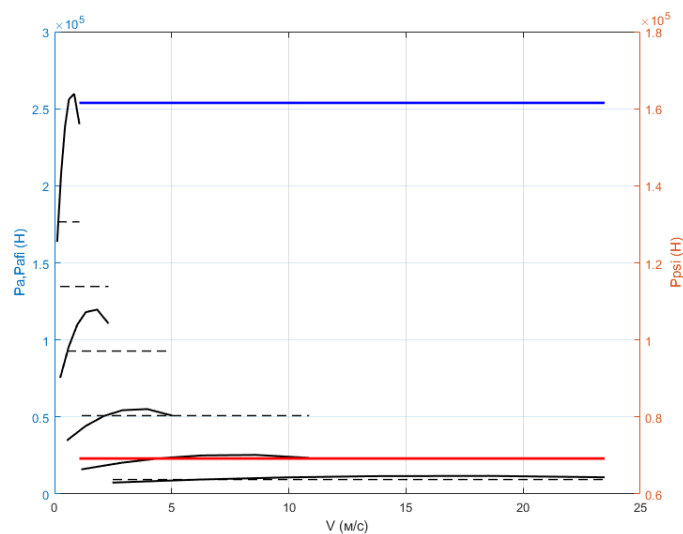


Рисунок 2.4 – Діаграма тягового балансу

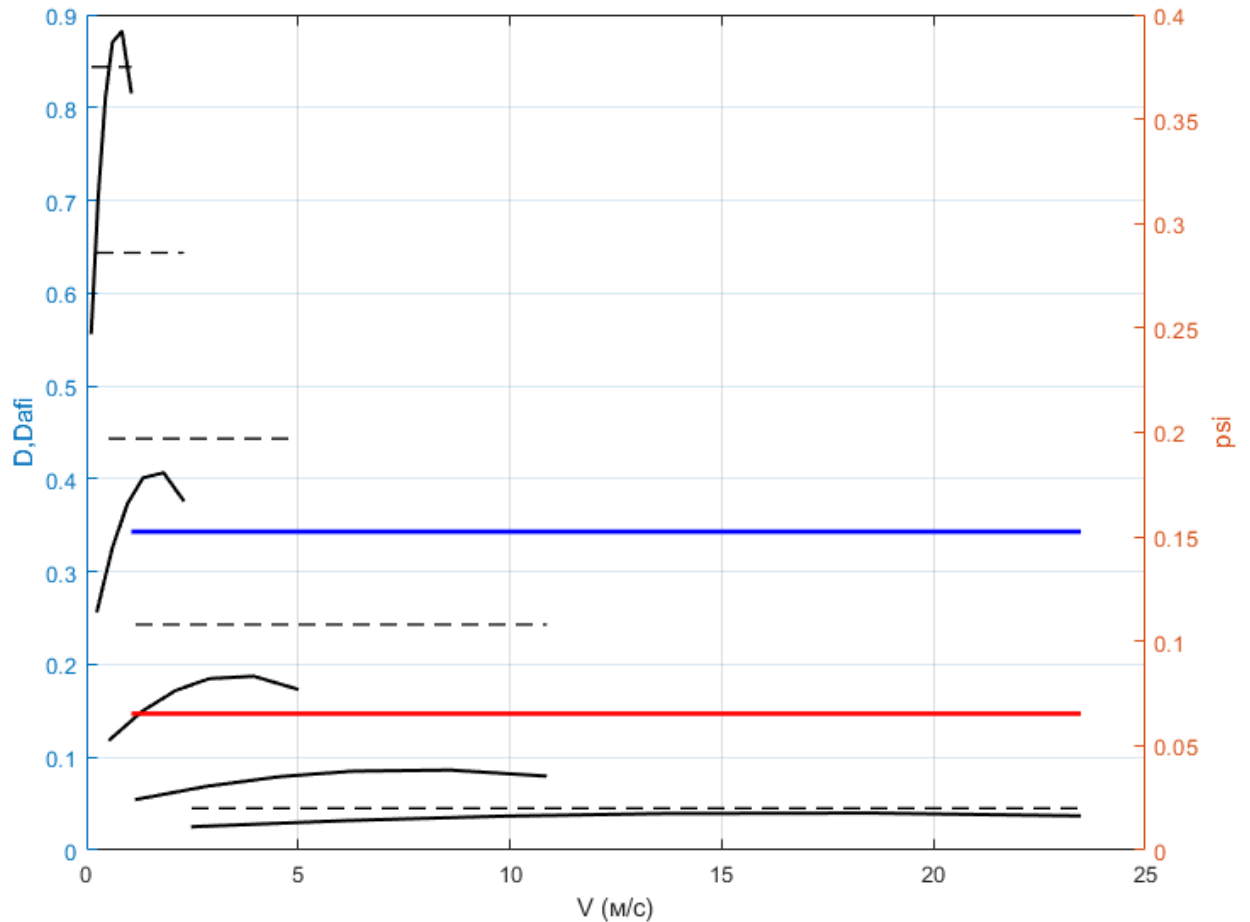


Рисунок 2.5 – Динамічна характеристика автомобіля

## 2.5 Дослідження розгону автомобіля

Динамічність автомобіля оцінюється за допомогою діаграми прискорень, а також часу та шляху розгону до заданої швидкості.

Діаграма прискорень є графічним відображенням залежності прискорень від швидкості, побудованою для всіх передач. Прискорення автомобіля обчислюється за формулою:

для першої передачі:

$$j = \frac{P_a - P_\psi}{\delta \cdot m}; \quad (2.23)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт інерції обертювих мас, який наближено визначається з виразу

$$\delta_1 = 1.04 + 0.04u_{\kappa}^2 = 1.04 + 0.04 \cdot 22,09^2 = 20,55; \quad (2.24)$$

$$\delta_2 = 1.04 + 0.04u_{\kappa}^2 = 1.04 + 0.04 \cdot 10,18^2 = 5,18;$$

$$\delta_3 = 1.04 + 0.04u_{\kappa}^2 = 1.04 + 0.04 \cdot 4,69^2 = 1,91;$$

$$\delta_4 = 1.04 + 0.04u_{\kappa}^2 = 1.04 + 0.04 \cdot 2,16^2 = 1,22;$$

$$\delta_5 = 1.04 + 0.04u_{\kappa}^2 = 1.04 + 0.04 \cdot 1^2 = 1,08.$$

$u_{\kappa}$  – передатне число коробки передач. Очевидно, що підчас вмикання різних передач показник коефіцієнту інерції обертювих мас мінється. Значення сили опору дороги  $P_{\psi}$  взяти для дороги з коефіцієнтом опору  $\psi_v$ .

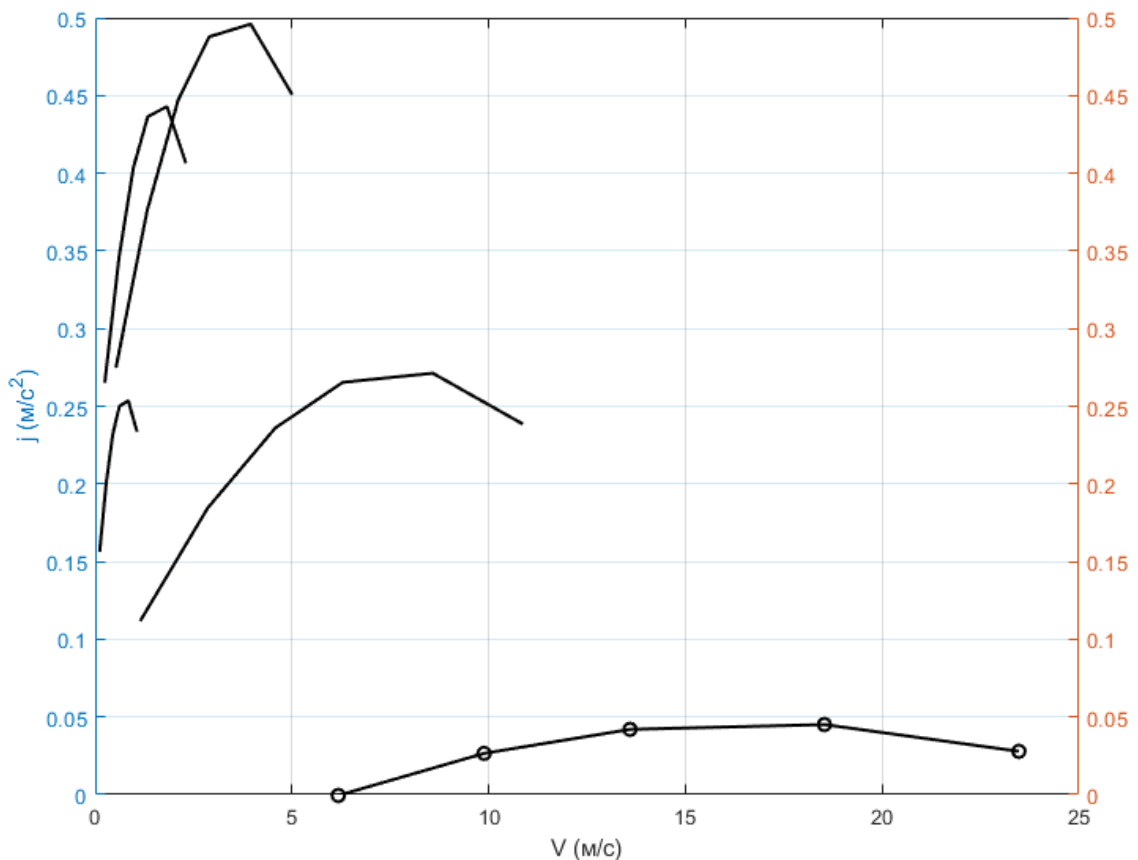


Рисунок 2.6 – Діаграма прискорень автомобіля

цій роботі розглядається розгін з максимальною реалізацією динамічних характеристик автомобіля, тобто кожного моменту часу здійснюється максимально можливе прискорення. Для забезпечення найвищої



інтенсивності розгону перемикання на вищу передачу відбувається при досягненні максимальної швидкості на поточній передачі, якщо криві  $j(v)$  для суміжних передач не перетинаються. Якщо криві  $j(v)$  суміжних передач перетинаються, перемикання відбувається на швидкості, що відповідає точці перетину. Тривалість перемикання  $t_{II}$  становить  $t_{II}=0,8\dots 1,5$  с (залежно від водія). Під час перемикання відбувається втрата швидкості

$$\Delta v_{II} = g \cdot \psi \cdot t_{II} = 9,81 \cdot 0,512 \cdot 1 = 5.02 \text{ м/с} \quad (2.25)$$

Шлях, який пройде автомобіль за час перемикання з  $k$ -тої на  $(k+1)$ -чу передачу

$$\Delta s_{II} = (v_{\max} - 0.5 \cdot v_{II}) \cdot t_{II} = (22.22 - 0.5 \cdot 5.02) \cdot 1 = 19.71 \text{ м} \quad (2.26)$$

Процес старту автомобіля залежить від буксування зчеплення, що, в свою чергу, визначається індивідуальними особливостями водія. Для спрощення припускається, що наростання прискорення до мінімальної стійкої швидкості на першій передачі відбувається за лінійною залежністю (штрих-пунктирна лінія на діаграмі прискорень).

Час та шлях розгону визначаються за допомогою діаграми прискорень. Весь діапазон швидкостей, від мінімальної до максимальної, розбивається на інтервали. Для підвищення точності розрахунків моменти перемикання повинні збігатися з межами інтервалів. Час і шлях розгону для кожного інтервалу обчислюються за відповідними формулах

$$\Delta t = \frac{\Delta v}{j_c}; \quad (2.27)$$

$$\Delta s = v_c \cdot \Delta t, \quad (2.28)$$

$$\text{де } \Delta v = v_{i+1} - v_i;$$

$$j_c = 0.5 \cdot (j_i + j_{i+1});$$

$$v_c = 0.5 \cdot (v_i + v_{i+1});$$

$v_i$  та  $v_{i+1}$  – початкове та кінцеве значення швидкості у межах вказаного інтервалу;

$j_i$  та  $j_{i+1}$  – початкове та кінцеве значення прискорення в межах вказаного інтервалу;

$v_c$  та  $j_c$  – середня швидкість та середнє прискорення в межах вказаного інтервалу.

Загальний час розгону обчислюється як сума одержаних у кожному інтервалі значень  $\Delta t$ , а повний шлях розгону – як сума  $\Delta s$ .

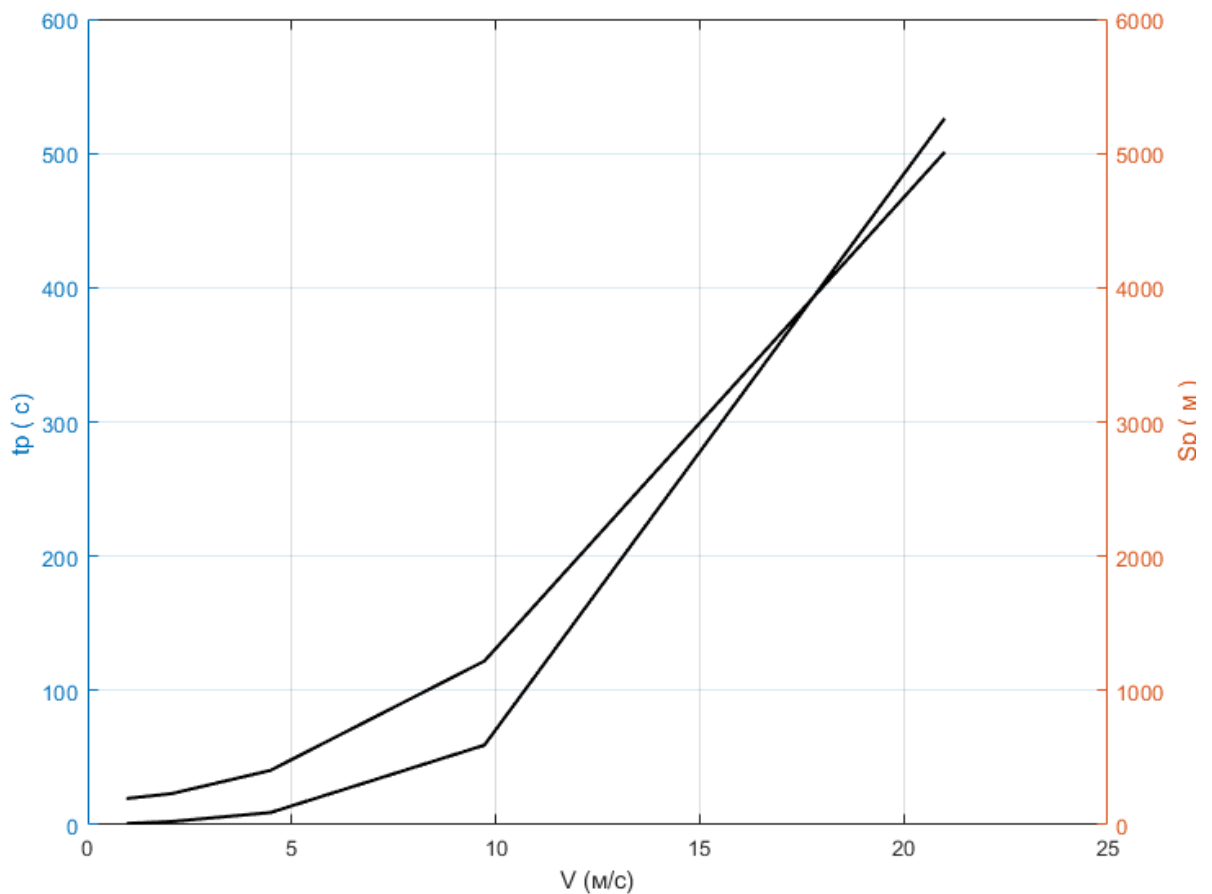


Рисунок 2.7 – Криві часу і шляху розгону

### **3. МЕТОДИКИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ**

#### **3.1. Методика експериментального дослідження тягово-швидкісної характеристики вантажного автомобіля за допомогою динамометричного стенду**

Методика експериментального дослідження тягово-швидкісної характеристики вантажного автомобіля за допомогою динамометричного стенду забезпечує низку етапів, спрямованих на отримання точних даних про робочі параметри автомобіля в різних режимах роботи. Спочатку проводиться підготовка автомобіля та динамометричного стенду до тестування. Це включає перевірку технічного стану транспортного значення, правильне кріплення його на стенді, а також калібрування обладнання для вимірювання.

Після підготовки задається експериментальна програма, яка визначає параметри швидкості, рівні навантаження та режими роботи двигуна. У дослідженні автомобільного процесу приводиться в рух на стенді, який імітує різні умови експлуатації, такі як підйоми, рівнинний рух або гальмування. На кожному етапі знімаються дані про тягове зусилля, швидкість, оберти двигуна, витрати пального та інші параметри, що характеризують роботу силової установки та трансмісії [19,20].

Отримані результати фіксуються за допомогою датчиків і реєструючих приладів динамометричного стенду. Паралельно контроль за температурними режимами і станом основних агрегатів автомобіля. Після завершення серії вимірювань дані аналізуються, порівнюються з теоретичними характеристиками або нормативними значеннями та обробляються для побудови графіків тягово-швидкісної характеристики .

Особливу увагу приділяють повторюваності експерименту, що досягається за кілька циклів випробувань у тих самих умовах. На завершальному етапі методики проводиться аналіз отриманих характеристик,

виявлення відхилень, а також розробка рекомендацій для покращення функціонування властивостей автомобіля або налаштування.

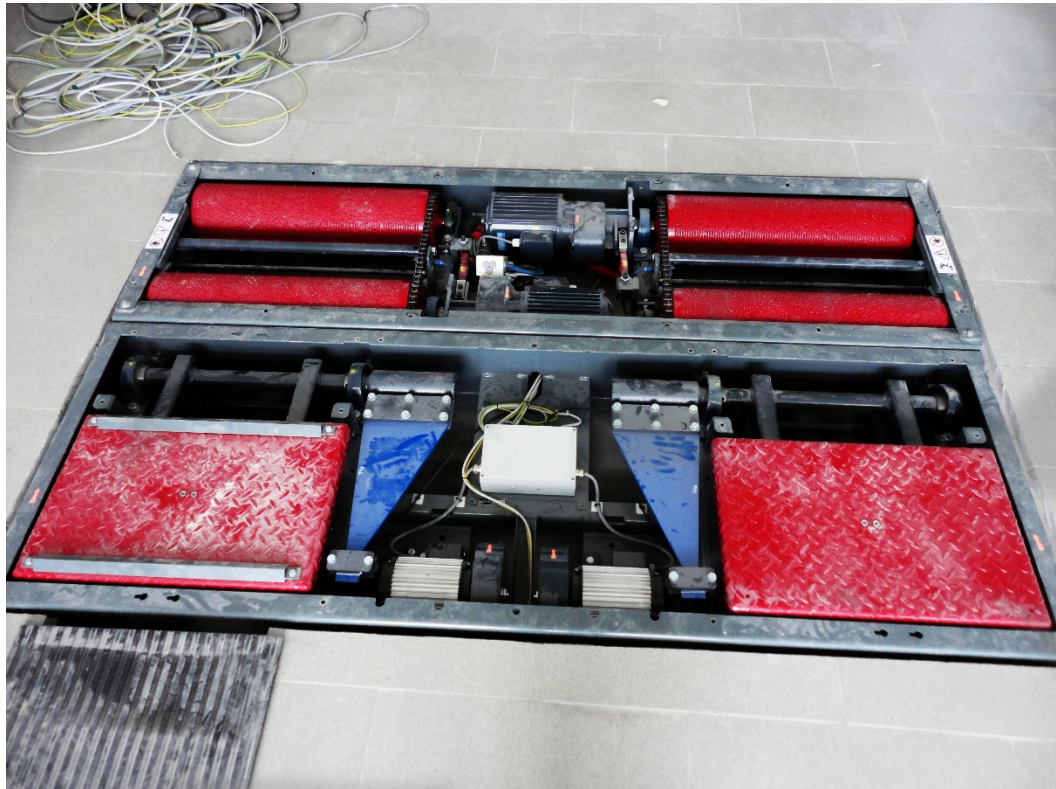


Рисунок 3.1. – Динамометричний стенд

Стендові випробування – це у лабораторних умовах випробування здійснюються за допомогою спеціалізованого обладнання, такого як динамометричні стенди, які дозволяють вимірювати потужність, крутний момент і частоту обертів колінчастого вала двигуна. Двигун тестується при зміні частоти обертів у межах від мінімальної до максимальної, причому фіксуються параметри витрати палива, температурного режиму, тисків у системах змащення та охолодження, а також рівня токсичності вихлопних газів. Дані реєструються за допомогою комп'ютерних систем збору і обробки інформації.

Цей стенд дозволяє вимірювати крутний момент і потужність транспортних засобів. Стенд оснащений двома потужними ретардерами, кожен осей можна навантажувати протягом деякого часу приблизно на 1300 к.с. Завдяки функції синхронізації можливо запобігти проблемам з чутливими системами ESP/Traction Control на сучасних повнопривідних автомобілях. Прямою перевагою є те, що забезпечує безпеку, простоту використання та спрощує

встановлення дуже низьких автомобілів на стенд. Тому зробили канал під стендом, щоб забезпечити доступ під автомобіль, коли він вже закріплений. Також у приміщенні, де знаходиться стенд і проводяться роботи повинен бути обладнаний системою вентиляції приміщення та системою шумоізоляції. Весь простір вентилюється через великі вентиляційні отвори, половина з яких використовується для свіжого повітря, інша половина для виходу вихлопу з приміщення. Для забезпечення необхідного повітряного потоку використовують вентилятори загальною продуктивністю до 58000 м<sup>3</sup>/год.

Динамометричні стенди, які вимірюють потужність інерційно, мають великий і важкий ролик. На ролику встановлений індуктивний датчик швидкості. Електроніка підключена до автомобіля, щоб знати, які оберти двигуна. Динамометричний стенд вимірює, скільки часу потрібно машині, щоб розігнати важкий каток вагою 1 тонну та до якої швидкості. Іншими словами, ми вимірюємо, яка сила потрібна, щоб розігнати 1 тонну до певної швидкості.

При інерційному типі вимірювання отримують надзвичайно точні результати з чудовою повторюваністю. А хороша повторюваність статистично означає низьку ймовірність помилки.

### **3.2. Методика дослідження тягово-швидкісних характеристик високотонажного автомобіля шляхом дорожніх випробувань**

Методика дослідження тягово-швидкісних характеристик високотонажного автомобіля шляхом проведення дорожніх випробувань включає в себе ретельно сплановану та послідовну процедуру, що спрямована на визначення ключових параметрів роботи транспортного засобу в реальних умовах експлуатації. Основною метою є оцінка динамічних властивостей автомобіля, таких як розгінна динаміка, гальмівні характеристики, максимальна швидкість, тягове зусилля та енергоефективність. Для цього обирається відповідна випробувальна ділянка, що має задовольняти визначені

вимоги до умов покриття, ширини дороги, рельєфу та безпеки проведення експериментів. Перед початком випробувань виконується підготовка автомобіля, що включає перевірку його технічного стану, налаштування основних вузлів і агрегатів, а також встановлення спеціального вимірювального обладнання. Для реєстрації параметрів руху застосовуються датчики швидкості, акселерометри, системи визначення витрати пального, а також пристрої для збору та обробки даних, що працюють в режимі реального часу. Проводиться калібрування датчиків для забезпечення високої точності вимірювань та мінімізації впливу похибок на результати.

Експериментальні заїзди виконуються за чітко визначеним планом, що включає різні режими руху, такі як розгін до максимальної швидкості, рух на постійній швидкості, гальмування та випробування на різних передачах трансмісії. Особливу увагу приділяють тестам із різними рівнями завантаження автомобіля, які дозволяють оцінити поведінку транспортного засобу у типових експлуатаційних умовах. Дані, зібрані під час випробувань, передаються до системи обробки, де вони аналізуються із застосуванням сучасних методів математичної статистики та моделювання. Після завершення випробувань результати обробляються для визначення основних показників: часу розгону до заданої швидкості, питомого споживання палива, динамічного фактору, коефіцієнта ефективності передачі потужності, а також інших характеристик. Отримані дані порівнюються із теоретичними розрахунками та нормативними вимогами для визначення відповідності заявленим параметрам. У разі виявлення відхилень проводиться аналіз причин, який може включати оцінку роботи двигуна, трансмісії, системи керування або ходової частини. На основі отриманих результатів формуються рекомендації щодо вдосконалення конструкції автомобіля, його налаштувань або умов експлуатації. Методика дозволяє отримати комплексну інформацію про роботу високотонажного автомобіля в різних режимах, що є основою для

прийняття рішень з підвищення його продуктивності, економічності та надійності.

Також одним з варіантів є застосування автосканера типу ELM327 v1.5 OBD2 Bluetooth це діагностичний автомобільний сканер. Автосканер на базі контролера ELM327 v1.5 є сучасним і універсальним пристроєм для діагностики автомобілів. Цей адаптер призначений для зчитування інформації з електронного блоку керування транспортного засобу та допомагає виявляти і вирішувати незначні несправності в системі автомобіля. Компактний та зручний у використанні, він працює через Bluetooth-з'єднання, що дозволяє підключатися до смартфонів, планшетів чи ноутбуків. Завдяки підтримці всіх протоколів OBD-II цей автосканер сумісний із широким спектром транспортних засобів, зокрема автомобілів, виготовлених після 1996 року.

Особливістю пристрою є його здатність зчитувати діагностичні коди помилок, як стандартні, так і специфічні для виробників. У базі даних пристрою міститься понад 3000 кодів, що дозволяє користувачеві швидко зрозуміти характер проблеми та знайти її рішення. Окрім цього, сканер може відображати реальні показники роботи автомобіля в режимі реального часу, такі як швидкість, оберти двигуна, витрата палива, температура охолоджувальної рідини та інші параметри.



Рисунок 3.2 – Автосканер ELM327

Програму можна завантажити з Play Маркета. Одним із найпопулярніших безкоштовних додатків є «Torque (Lite)» або «Car Scanner»

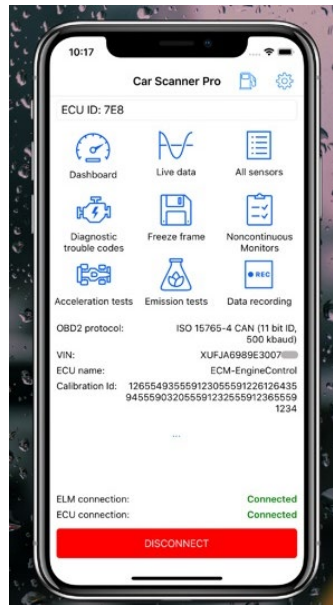


Рисунок 3.3 – Інтерфейс програми Car Scanner

### **3.3. Методика дослідження тягово-швидкісних характеристик автомобіля шляхом імітаційного моделювання з допомогою програмного забезпечення Matlab Simulink**

Дослідження тягово-швидкісних характеристик високотонажного автомобіля за допомогою програми Matlab Simulink ґрунтується на застосуванні чисельних методів моделювання, що дозволяють отримати динамічні показники транспортного засобу за різних умов руху. Ця методика включає кілька етапів, які поєднують аналітичний підхід до опису фізичних процесів і сучасні інструменти комп'ютерного моделювання.

На першому етапі формуються математичні моделі, що описують динаміку руху автомобіля. Вони базуються на рівняннях руху, які враховують силу тяги, що створюється двигуном, а також сили опору, такі як аеродинамічний опір, опір коченню шин та гравітаційний вплив на підйомах і спусках. При цьому сила тяги визначається характеристиками двигуна, трансмісії та колес автомобіля, а сили опору залежать від маси транспортного засобу, дорожніх умов і швидкості руху.



Наступним кроком є створення комп'ютерної моделі, яка реалізує ці математичні залежності. У Matlab Simulink розробляється програмний код, що враховує задані параметри транспортного засобу: масу, потужність і крутний момент двигуна, передаточні числа трансмісії, радіус коліс і характеристики дорожнього профілю. Ця модель дозволяє варіювати вхідні дані, що дає змогу проводити аналіз для різних умов експлуатації, наприклад, для різних типів доріг, вантажів або кліматичних умов.

Для обчислень використовуються чисельні методи інтегрування диференціальних рівнянь, наприклад метод Рунге-Кутти, вбудований у Matlab Simulink. Він дозволяє розраховувати зміну швидкості автомобіля з часом, виходячи із заданих початкових умов і впливу зовнішніх сил. Крім того, враховуються граничні умови, такі як максимальна потужність двигуна або обмеження трансмісії.

Особливу увагу приділяють візуалізації результатів моделювання. Для цього використовуються графічні функції Matlab Simulink, такі як plot, subplot та інші, що дозволяють створювати наочні графіки зміни швидкості, прискорення, часу розгону та інших параметрів. Такі графіки допомагають оцінити динамічні характеристики автомобіля, виявити вузькі місця конструкції та зробити висновки щодо можливих шляхів оптимізації.

Додатково може проводитися аналіз чутливості, коли змінюються окремі параметри моделі (наприклад, маса автомобіля, передаточне число трансмісії або характеристики шин), щоб оцінити їхній вплив на кінцеві результати. Це дозволяє визначити найважливіші параметри, які впливають на тягово-швидкісні характеристики, і розробити рекомендації для їх оптимізації.

Таким чином, використання Matlab Simulink для дослідження тягово-швидкісних характеристик високотонажного автомобіля є ефективним інструментом для аналізу, прогнозування та вдосконалення динамічних показників транспортного засобу. Це підвищує ефективність процесу проектування, допомагає поліпшити продуктивність автомобіля та адаптувати його до конкретних умов експлуатації.



Після формулювання математичної моделі здійснюється її перехід у середовище Matlab Simulink для подальшої реалізації. У Simulink створюється блок-схема, яка відображає структуру досліджуваної системи. Кожен фізичний процес або компонент моделі реалізується окремим блоком, для якого задаються відповідні параметри. Наприклад, блок двигуна моделює залежність потужності та крутного моменту від швидкості обертання, а блок трансмісії враховує втрати енергії та зміну передаточного числа. Також створюються блоки для моделювання сил опору, серед яких аеродинамічний опір, що залежить від швидкості та форми кузова, і опір коченню, що визначається типом шин і дорожнього покриття.

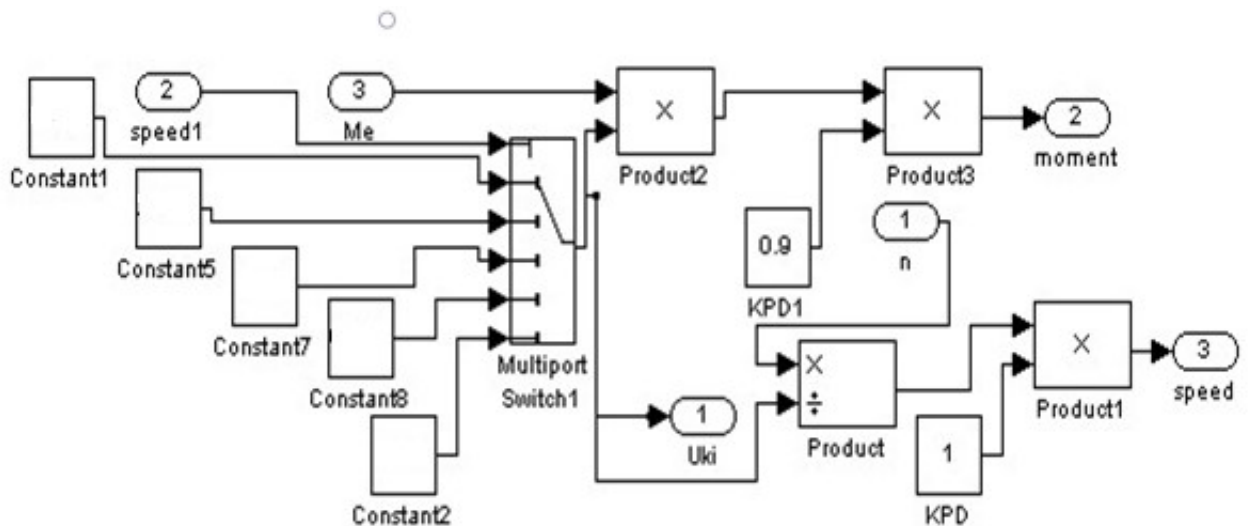


Рисунок 4.2 – Блок-схема КПП у середовищі Matlab Simulink

На наступному етапі моделювання задаються початкові умови та сценарії руху автомобіля. До них належать початкова швидкість, маса вантажу, профіль маршруту, що включає підйоми, спуски та горизонтальні ділянки, а також характеристики дорожнього покриття. Вибирається режим роботи двигуна, наприклад, рух на рівній поверхні, підйом у гору або розгін до заданої швидкості. Запускається симуляція для отримання часових залежностей основних параметрів, таких як швидкість автомобіля, прискорення, споживання палива чи енергії, а також тягове зусилля на

колесах. Результати аналізуються за допомогою вбудованих інструментів Matlab, які дозволяють візуалізувати дані у вигляді графіків, таблиць і звітів.

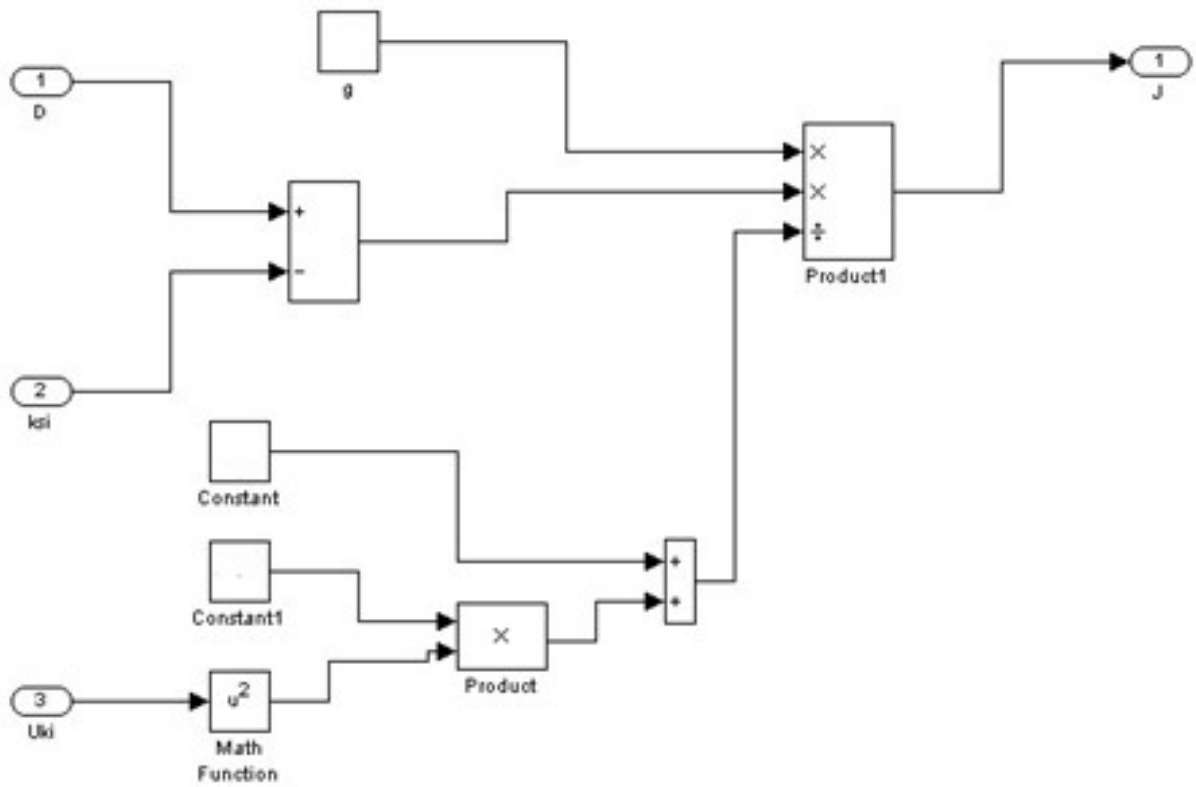


Рисунок 4.3 – Блок-схема моделі для визначення прискорення автомобіля

Для більш глибокого аналізу та покращення характеристик автомобіля може бути проведена оптимізація параметрів моделі. Наприклад, перевіряється вплив зміни передаточних чисел трансмісії, розмірності шин або аеродинамічного профілю на швидкісно-динамічні характеристики. Оптимізація здійснюється шляхом числових експериментів або використання спеціалізованих методів автоматизованого підбору параметрів, таких як генетичні алгоритми або методи градієнтного спуску. На основі результатів оптимізації можна розробити рекомендації щодо модернізації конструкції автомобіля або адаптації його під специфічні умови експлуатації.

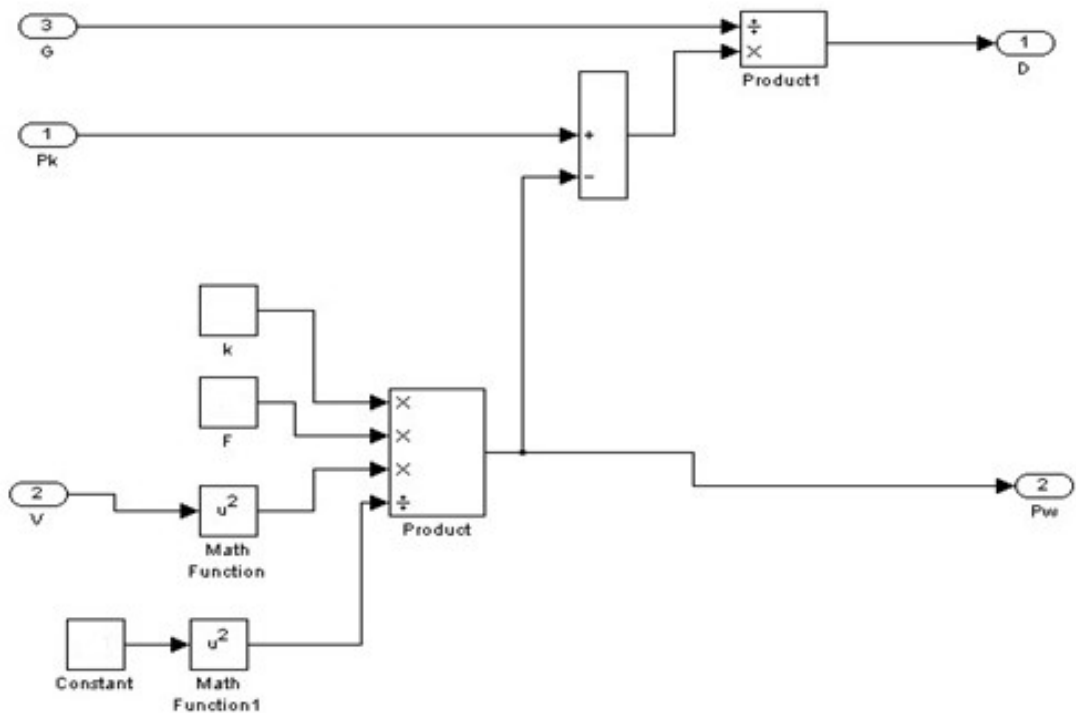


Рисунок 4.4 – Блок-схема моделі для визначення сили опору повітря та динамічного фактору

Заключним етапом є верифікація моделі, яка передбачає порівняння результатів моделювання з експериментальними даними, отриманими для реального автомобіля, або з теоретичними розрахунками. Це дозволяє оцінити точність і адекватність моделі, а також визначити її можливості для подальшого використання в проектуванні, випробуваннях і прогнозуванні поведінки автомобіля в різних умовах. Об'єднавши вище зазначені блок схеми в одну ми змоделювали одну систему яка буде відтворювати роботу автомобіля в цілому.

#### 4.2. Результати моделювання тягово-швидкісної характеристики високотонажного автомобіля

Щоб провести числові розрахунки в Matlab Simulink, після побудови блок-схеми слід виконати кілька кроків. Спочатку необхідно налаштувати параметри моделювання, зокрема вибрати метод інтегрування, встановити часовий інтервал і задати початкові умови. Далі слід перевірити коректність

з'єднань між блоками та відповідність їх параметрів задачі. Після цього запускається симуляція для отримання результатів. Після завершення моделювання необхідно проаналізувати отримані дані, використовуючи графіки, осцилограми або таблиці. Для збереження результатів та подальшого використання можна експортувати їх у файл або робочу область Matlab..

Задаємо вхідні дані:

Маса навантаженого автомобіля:

```
>> m = 48000;
```

Маса ненавантаженого автомобіля:

```
>> m0 = 16100;
```

Колісна база та відстань від центра мас до осей та дороги:

```
>> L = 8260;
```

```
>> a = 3400;
```

```
>> b = 7860;
```

```
>> h = 1652;
```

Параметри аеродинаміки автомобіля :

```
>> F = 4.758;
```

```
>> k = 0.4;
```

Коефіцієнти, що задають станом покриття дороги:

```
>> psi = [ 0.188 0.134 0.0820 0.0520 0.0257 0.0193];
```

```
>> fi = 0.8;
```

```
>> fi1 = 0.3;
```

```
>> fi2 = 0.7;
```

Задані параметри трансмісії:

Передавальні числа коробки передач:

```
>> uk = [ 3.41 2.04 1.46 1 0.85 0.57];
```

Передавальне число головної передачі:

```
>> u0 = 6.2;
```

Передавальне число трансмісії:

```
>> ut = uk*u0;
```

Коефіцієнт обертових мас трансмісії:

```
>> delta=1.04+0.04*uk.^2;
```

ККД трансмісії:

```
>> etat = 0.9;
```

Радіус кочення колеса:

```
>> rk = 0.46;
```

Задаємо зовнішню-швидкісну характеристику двигуна DC 1104L01:

```
>> ne = [200 500 800 1100 1500 1900];
```

```
>> ge = [291 264 249 242 244 252];
```

```
>> Ne = [21,2 65,6 119,6 178 244,8 285,7];
```

```
>> Te = [972,4 1233,2 1416,1 1522,3 1543,1 1425,6];
```

Щоб побудови графіки зовнішньої -швидкісної характеристики застосовуємо функцію:

```
>> ууaxis left
```

```
plot (ne,Te,ne,ge);
```

```
ууaxis right
```

```
>> plot (ne,Ne);
```

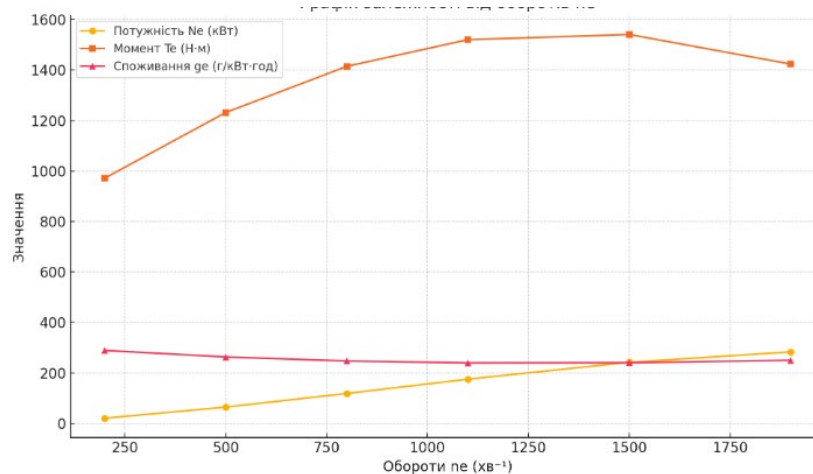


Рисунок 4.5 Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Обчислюємо швидкість автомобіля на кожній з передач:

```
>> for i = 1:1:6
```

```
>> V(i)=(rk*ne)/(9.55*u0*uk(i));
```

```
end.
```

Розраховуємо потужність на ведучих колесах:

```
>> Nk = Ne*etat;
```

Потужність, необхідна для подолання опору дороги:

```
for i=1:1:6
```

```
Npsi=(psi(i).*m*g.*V(i))/1000;
```

```
end.
```

Потужність, необхідна для подолання опору повітря:

```
for i=1:1:6
```

```
>> Nw = (k*F*V(i).^3)/1000;
```

```
end.
```

За цими показниками побудуємо криві балансу потужності.

```
>> ууaxis left
```

```
plot (V6,Ne,V6,Nk,V1,Na1,V2,Na2,V3,Na3,V4,Na4,V5,Na5,V6,Na6);
```

```
>> ууaxis right
```

```
>> plot (V1,Npsi1,V2,Npsi2,V3,Npsi3,V4,Npsi4,V5,Npsi5,V6,Npsi6,V6,Npsi0);
```

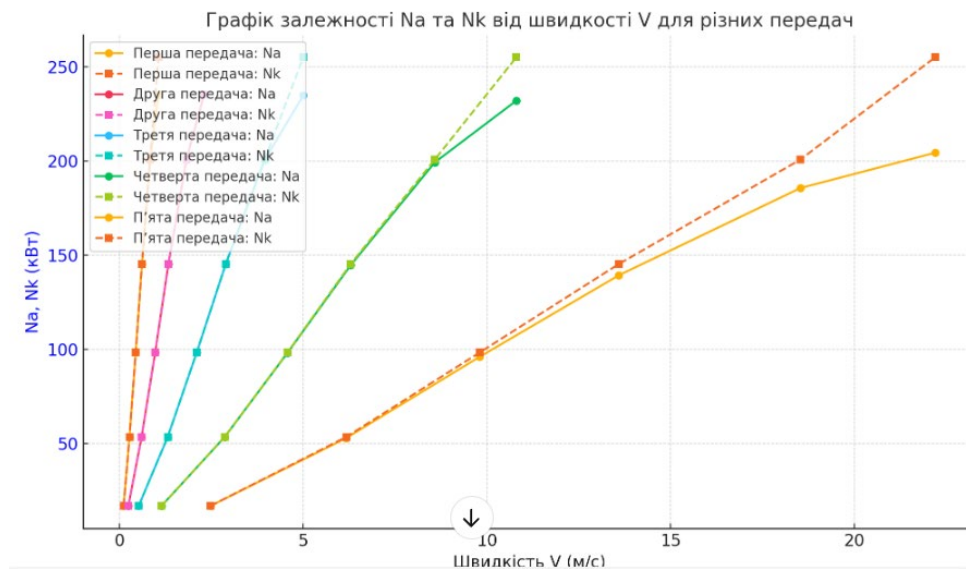


Рисунок 4.6. Діаграма балансу потужності

Обчислюємо силу тяги на ведучих колесах:

```
>> for I :1:1:6
```

```
>> Pk = (etat*uk(i)*u0.*Te)/rk;
```

```
end.
```

Силу опору повітря:



```
for i:1:1:6
```

```
>> Pw = (k*F.*V(i).^2)/1000;
```

```
end.
```

Вільну тягову силу:

```
for i:1:1:6
```

```
>> Pa = Pk(i) – Pw(i);
```

```
end.
```

Силу опору дороги:

```
for i:1:1:6
```

```
>> Ppsi = psi(i)*m.*gpsi;
```

```
end.
```

Визначаємо прискорення автомобіля на кожній передачі

```
for i:1:1:6
```

```
>> j = (Pa(i) – Ppsi(i))/(m*delta(i));
```

```
end.
```

За отриманими даними побудуємо діаграму прискорень.

```
>> ууaxis left
```

```
>> plot (V1,j1,V2,j2,V3,j3,V4,j4,V5,j5,V6,j6);
```

```
>> ууaxis right
```

```
>> plot (V1,j1,V2,j2,V3,j3,V4,j4,V5,j5,V6,j6);
```

Час перемикання передач:

```
>> tper = 1;
```

Падіння швидкості та шлях при перемиканні передач

```
>> deltaVper = g*min(psi)*tper;
```

```
>> deltaSper = ( VMAX - 0.5*deltaVper)*tper;
```

Інтервали швидкостей перемикання передач та їх середні значення

```
>> V1r = [ min(V1) min(V2) min(V3) min(V4) min(V5) min(V6)];
```

```
>> V2r = [ max(V1) max(V2) max(V3) max(V4) max(V5) max(V6)];
```

```
Vc = 0.5*(V2r-V1r);
```

Інтервали прискорення при перемиканні передач та їх середні значення

```
>>j1r = [ min(j1) min(j2) min(j3) min(j4) min(j5) min(j6)];
>> j2r = [ max(j1) max(j2) max(j3) max(j4) max(j5) max(j6)];
jc = 0.5*(j2r-j1r);
```

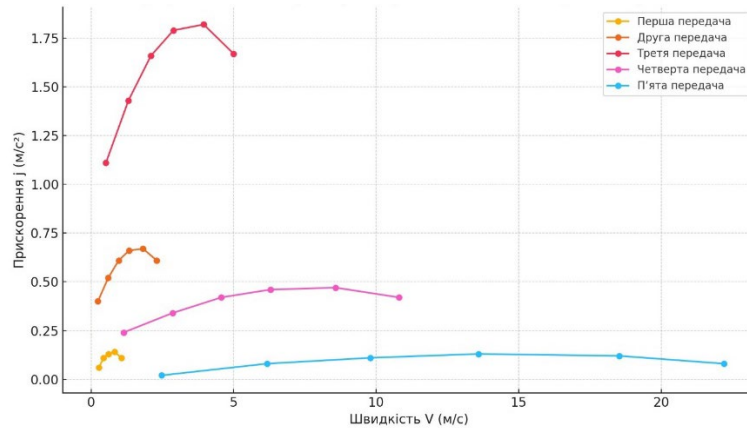


Рисунок 4.7 Діаграма прискорень автомобіля

Показники часу та шляху розгону

```
deltaV = V2r - V1r;
```

```
deltat = deltaV./jc;
```

```
deltaS = Vc.*deltat;
```

За отриманими даними будуються графіки залежності часу та шляху розгону в залежності від швидкості

```
>> ууaxis left
```

```
plot (deltaV,deltat);
```

```
>> ууaxis right
```

```
plot (deltaV,deltaS);
```

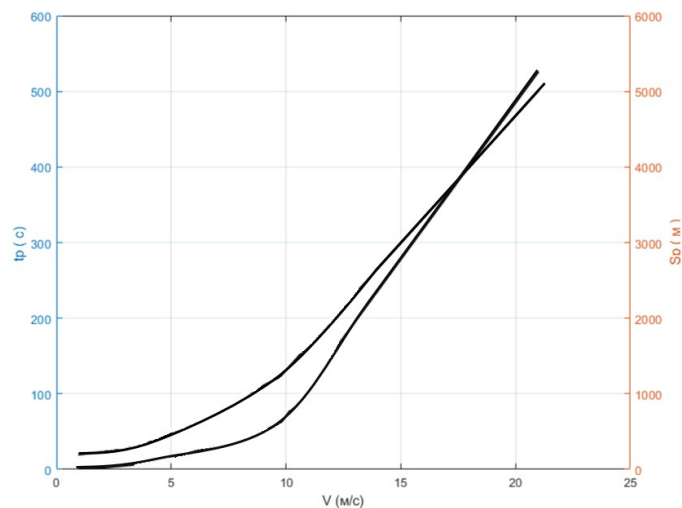


Рисунок 4.8 – Криві часу і шляху розгону

## **5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **5.1. Вимоги безпеки під час підготовки до виїзду, рух по території підприємства та робота на лінії**

При експлуатації транспортних засобів на лінії можуть мати місце такі основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

наїзди проїжджаючих транспортних засобів;

наїзди при зчепленні або розчепленні автомобілів з причепом (напівпричепом), запуску двигуна, самовільному русі транспортних засобів;

термічні фактори (пожежі, вибухи при подачі палива в карбюратор двигуна самопливом, перевірки наявності палива в баці з використанням відкритого полум'я, витіканні газу із газобалонної установки; опіки паром, водою із радіатора);

злочинні дії пасажирів та інших осіб;

падіння піднятого кузова автомобіля-самоскида, перекидної кабіни вантажного автомобіля, вивішених на домкраті частин автомобілів;

підвищені рівні шуму і вібрації;

напруженість праці через психоемоційні умови праці;

підвищена температура і швидкість руху повітря в теплий період року;

наявність у повітрі робочої зони шкідливих речовин (вуглецю і азоту оксидів, акролеїну, вуглеводнів аліфатичних граничних, формальдегіду, метилмеркаптанів).

Перед запуском двигуна необхідно переконатися, що автомобіль загальмований стоянковим гальмом, а важіль перемикачів передач (контролера) поставлений у нейтральне положення.

Запуск двигуна повинен виконуватися за допомогою стартера. Використовувати пускову рукоятку допускається тільки у виняткових випадках [20, 21].

При запусканні двигуна автомобіля пусковою рукояткою необхідно крім вимог, зазначених вище цієї глави, додатково додержуватись таких вимог:

встановити упорні колодки з обох боків колеса;

пускову рукоятку прокручувати знизу догори;

не брати рукоятку в обхват;

при ручному регулюванні випередження запалювання установлювати пізніе запалювання;

не включаючи запалювання, повернути колінчастий вал, переконавшись, що важіль перемикання передач знаходиться у нейтральному положенні, включити запалювання;

не застосовувати будь-яких важелів та підсилювачів, що діють на пускову рукоятку або храповик колінчастого вала.

Забороняється здійснювати запуск двигуна шляхом буксирування автомобіля та перемикання ланцюга живлення стартера.

Перед запуском двигуна автомобіля, який підключений до системи підігрівання, необхідно відключити та від'єднати елементи підігрівання.

Керувати транспортними засобами на території підприємства допускається тільки особам, які призначені наказом по підприємству і мають посвідчення на право керування відповідним видом транспортного засобу.

Швидкість руху транспортних засобів по території підприємства не повинна перевищувати 10 км/год., а в приміщеннях - 5 км/год.

Для організації безпечного руху по території підприємства складається схематичний план (схема) руху транспортних засобів та працівників з показом дозволених та заборонених напрямків, поворотів, зупинок, виїздів, в'їздів тощо. Цей план (схема) доводиться до всіх працівників та вивіщується при в'їзді на територію підприємства.

## **5.2. Вимоги безпеки під час експлуатації транспортних засобів, двигуни яких працюють на газовому паливі**

При експлуатації транспортних засобів, двигуни яких працюють на стиснутому природному або зрідженому нафтовому газі, повинні виконуватись вимоги настанови з їх експлуатації заводів-виготовлювачів та цих Правил.

Для підігрівання двигуна і системи живлення, усунення льодових утворень та пробок допускається застосовувати тільки гарячу воду, повітря або пару.

Перед включенням запалювання, освітлювальних електричних приладів та запуском двигуна після міжзмінного відстою або тривалого зберігання транспортних засобів необхідно не менше як на 3 хвилини відкрити для провітрювання капот, люки відсіків балонів і двері (в автобусах), багажне відділення (у легкових автомобілях), після чого переконатися в герметичності газової чи газодизельної апаратури, газопроводів і з'єднань газової системи живлення.

Витратні, балонні та магістральні вентилі необхідно відкривати повільно, щоб уникнути гідравлічного удару, а закривати - не докладаючи великих зусиль, щоб не пошкодити ущільнювачі.

У процесі експлуатації транспортні засоби, двигуни яких працюють на газовому паливі, повинні щоденно при випуску на лінію та при поверненні їх з лінії підлягати огляду з метою перевірки герметичності та справності газової

чи газодизельної апаратури, а також надійності кріплення газових балонів та кронштейнів.

Перевірку герметичності з'єднань газового обладнання і визначення місць витікання газу проводять за допомогою спеціальних приладів або мильної емульсії.

При виявленні витікання газу із балонів через вентиля, запобіжний клапан або іншу арматуру на лінії і неможливості його усунення необхідно випустити газ із балонів в атмосферу в безпечному місці удалині від людей і джерел вогню.

Випуск газу повинен проводитися при непрацюючому двигуні.

При виявленні витікання газу під час руху водій зобов'язаний негайно зупинити транспортний засіб, виключити двигун, закрити усі вентиля, виявити несправності і вжити заходів для їх усунення. У разі неможливості усунення несправності необхідно припинити роботу і повідомити про це на підприємство.

При експлуатації транспортних засобів, двигуни яких працюють на газовому паливі, не допускається:

запускати двигун і працювати на транспортному засобі з несправною газовою чи газодизельною апаратурою та при втраті герметичності балона або газової системи живлення;

дозаправляти балони або зливати (випускати) газ у безпосередній близькості від місць стоянки інших транспортних засобів або поблизу джерел вогню та місць перебування людей;

зупиняти транспортний засіб ближче 5 м від місця роботи з відкритим вогнем, а також користуватися відкритим вогнем ближче 5 м від автомобіля;

проводити перевірку герметичності системи живлення відкритим полум'ям;

перевіряти або регулювати прилади електрообладнання, не переконавшись у відсутності газу під капотом двигуна та в інших можливих місцях його накопичення;

регулювати або ремонтувати газову апаратуру, крім регулювання холостого ходу (для карбюраторних двигунів) або регулювання електронного блоку керування подачі газового палива (для двигунів із впорскуванням бензину до впускної труби) при працюючому двигуні. Усі інші роботи з регулювання та ремонту газового обладнання необхідно проводити при непрацюючому двигуні;

ударяти по газовій чи газодизельній апаратурі та арматурі балона, що знаходиться під тиском;

залишати у проміжному положенні витратні вентиля; вони повинні бути повністю відкриті або закриті;

застосовувати додаткові важелі для відкривання або закривання витратних або наповнювальних вентилів;

експлуатувати автомобіль на бензині з відкритим електромагнітним клапаном і витратними магістральними вентилями;

запускати двигун при тиску стисненого природного газу в балонах менше 0,5 МПа (5 кг/см<sup>2</sup>).

Після постановки транспортного засобу на тривалу стоянку необхідно закрити витратні, балонні та магістральний вентиля, випрацювати весь газ із системи живлення, після чого виключити запалювання.

При зупинці двигуна на короткий час (не більше 10 хв.) магістральний вентиль допускається залишати відкритим.

Заправляти транспортні засоби газом допускається тільки на стаціонарних або пересувних газонаповнювальних станціях.

Перед заправкою транспортного засобу газовим паливом необхідно: висадити пасажирів із кабіни (кузова) або салона автомобіля; зупинити двигун, виключити запалювання; закрити магістральний вентиль, витратні вентиля при цьому повинні бути відкриті [22].

При заправленні газовим паливом не допускається:

стояти біля газонаповнювального шланга і балонів;

підтягувати гайки з'єднань газової системи живлення та стукати металевими предметами;

проводити регулювання та ремонт газової чи газодизельної апаратури;

виконувати роботи, що викликають іскроутворення;

палити і користуватися відкритим вогнем;

працювати без рукавиць;

заправляти балони зрідженим нафтовим газом більше як на 80% повного об'єму;

заправляти балони, якщо строк їх технічного опосвідчення минув, або у випадку виявлення розгерметизації газової системи живлення.

Перед початком наповнення балонів газом необхідно спочатку відкрити наповнювальний вентиль на транспортному засобі, а потім - вентиль заправної колонки, а після наповнення балонів газом спочатку закрити вентиль заправної колонки, а потім наповнювальний вентиль на транспортному засобі.

Від'єднувати та приєднувати газонаповнювальні шланги можна тільки тоді, коли обидва вентиля закриті.

У разі виникнення пожежі на транспортному засобі, двигун якого працює на газовому паливі, необхідно зупинити двигун, виключити запалювання і закрити витратні та магістральні вентиля. Гасити пожежу



необхідно вогнегасниками, кошмою, піском або струменем розпиленої води. Балони з газом необхідно сильно поливати холодною водою, щоб уникнути надмірного підвищення тиску в них.

### **5.3. Вимоги безпеки під час експлуатації автомобілів у віддаленні від основної бази**

Направлення автомобілів для виконання робіт у віддаленні від основної бази повинно оформлятися наказом по підприємству.

Наказом роботодавця призначається також старший групи, що направляється у відрядження (при 2 і більше автомобілях), із числа досвідчених водіїв або бригадирів, або начальник колони (більше 20 автомобілів) із спеціалістів підприємства, на якого покладається відповідальність за додержання вимог безпеки праці.

Виконання вимог відповідальної особи є обов'язковим для усієї групи, що направляється у відрядження.

Перед направленням на роботу необхідно з'ясувати на місці майбутнього розташування умови та особливості роботи, організацію житла та побуту складу групи, зберігання та технічного обслуговування транспортних засобів, медичного огляду водіїв.

Спільно з власником організації, у розпорядження якої направляється автотранспорт, потрібно уточнити необхідне матеріальне та технічне забезпечення, що повинно бути здійснене як безпосередньо на підприємстві, так і на місці відрядження.

Під час підготовки до роботи у віддаленні від основної бази необхідно провести технічне обслуговування усіх транспортних засобів. При цьому особливу увагу необхідно звернути на вузли та агрегати, що забезпечують безпеку руху та праці, пожежну безпеку.

## 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПІДБОРУ ДВИГУНІВ ВИСОКОТОНАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИКОНУВАНОЇ ТРАНСПОРТНОЇ РОБОТИ

В даному розділі роботи проводимо аналіз техніко-економічного рівня і конкурентоспроможність взаємозаміни двигунів самоскида MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380.

Доцільність взаємозаміни двигунів самоскида MAN TGS 35.420 8X4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380 визначається конкурентоспроможністю, а саме сукупністю споживчих властивостей товару, яка забезпечує його здатність конкурувати з аналогами на конкретному ринку в певний період часу[24].

Оцінка конкурентоздатності проводиться у два етапи:

перший - це аналіз техніко-економічного рівня автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380;

другий - визначення економічної ефективності взаємозаміни двигунів автомобілів-самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380.

Етап 1. Аналіз техніко-економічного рівня і конкурентоздатності автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380.

Аналіз виконуємо у наступній послідовності:

1.1. За базу порівняння вибираємо автомобілі- самоскиди MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380, аналогічні за призначенням і основними параметрами.

Розрахунок коефіцієнта еквівалентності наведено в таблиці.

Показник оцінюваного зразка визначається за наступними формулами:

- якщо покращення якості характеризується збільшенням числового значення, то

$$v_{ij} = \frac{a_{ij}}{a_{ij\max}} \quad (6.1)$$

- якщо бажане зменшення числового значення, то

$$e_{ij} = \frac{a_{ij\min}}{a_{ij}} \quad (6.2)$$

Коефіцієнт еквівалентності розраховуємо за формулою:

Таблиця 6.1 Визначення коефіцієнту еквівалентності автомобілів-самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380

п/п	Найменування показників	Одиниці вимірювання	Значення показників		Відносний показник оцінюваного зразка	Коефіцієнт вагомості Руху	Відносний показник з урахуванням коефіцієнта вагомості
			MAN	SCANIA			
	2	3	4	5	6	7	
	Показники призначення		Перевезення сипучих вантажів	Перевезення сипучих вантажів			
.1	Вантажопідйомність	кг	30000	30000	1,1	0,1	0,1
.2	Повна маса вантажного автомобіля	кг	35000	36 000	0,923	0,1	0,0923
.3	Крутний момент,	Н×м / об / хв	1200 / 1400-1800	1 100–1 300 при 1 800	1,0	0,2	0,2
.4	Питома витрата палива при номінальній потужності	г / кВт × год	285	280	0,818	0,2	0,041
.5	Максимальна швидкість при повній конструктивній масі	Км-год	85	85	1,7	0,1	0,17
.6	Максимальна потужність двигуна	кВт-год	309	283,3	0,95	0,1	0,095
.7	Напрацювання на відмову	тис. км	4	5	1,25	0,05	0,0625
.8	Питома матеріаломісткість	кгавт	2,44	2,25	1,08	0,05	0,162
		кг підйому					
.9	Питома оперативна трудомісткість технічного обслуговування	люд - год тис. км	2,4	2,0	1,2	0,1	0,12
	Всього					1,0	1,0428

$$K_e = \sum_{i=1}^n \epsilon_{ij} P_{ij}, \quad (6.3)$$

де  $\epsilon_{ij}$  - безрозмірні коефіцієнти кількісних значень показників;  
 $p_i$  - коефіцієнти вагомості параметрів.

Таким чином, на основі комплексної оцінки за дев'ятьма групами показників техніко-економічного рівня автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380 визначили коефіцієнт еквівалентності (коефіцієнт якості). Він складає 1,0428 і показує, що відмінність в техніко-економічному рівні автомобіля- самоскида SCANIA P114CB 8x4 HZ380 на 4,28% краща в порівнянні з автомобілем- самоскидом MAN TGS 35.420 8x4 .

2. Економічний аналіз конкурентоздатності автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380.

Критерієм конкурентоздатності автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380 є зменшення витрат споживача на одиницю виконуваної роботи, тобто зменшення ціни споживання двигунів автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380. З цієї точки зору конкуренто придатність двигунів знаходиться в оберненій залежності від ціни споживання. Якщо ціна споживання у двигуна менша в порівнянні з аналогом, то вона є конкурентоздатною.

Виходячи з цього, відносний рівень (коефіцієнт) конкурентоздатності нової моделі визначається за формулою:

$$K_k = \frac{Ц_{ca}}{Ц_{cn}} \quad (6.4)$$

$$K_k = 0,99/0,80 = 1,24$$

де  $Ц_{ca}$  і  $Ц_{cn}$  - відносна ціна споживання автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і прийнятого за аналог SCANIA P114CB 8x4 HZ380.

$$Ц_c = (Ц_p + B_{(e)pv}) / a \times T \quad (6.5)$$

$$Ц_{ca} = (80,6 + 162) / 35000 \times 7 = 9,9 \text{ грн.}$$

$$Ц_{cn} = (49 + 147,3) / 35000 \times 7 = 8 \text{ грн}$$

$Ц_p$  – питома ринкова ціна двигуна автомобіля- самоскида;

$V_{(e)pv}$  - теперішня вартість майбутніх витрат, пов'язаних з експлуатацією за весь період використання, грн.;

$a$  - річний пробіг автомобіля- самоскида SCANIA P114CB 8x4 HZ380,  $a=35000$  км,

$T$  - раціональний термін експлуатації,  $T=7$  років.

Таким чином, ціна споживання автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380 визначається як сума питомої ціни автомобіля MAN TGS 35.420 8x4 , суми експлуатаційних витрат за весь період експлуатації, приведених до теперішньої вартості.

Власне питому ціну автомобіля MAN TGS 35.420 8x4 визначимо за методом "собівартість + прибуток":

$$Ц = C_n \left( 1 + \frac{y}{1} \right) \quad (6.6)$$

$$Ц = 3,9(1+0,25) = 4,9$$

де:  $C_n$  – питома собівартість автомобіля MAN TGS 35.420 8x4 ;

$y$  - норматив рентабельності, %;

Для цього нам необхідно визначити одним з приблизних методів собівартість автомобіля MAN TGS 35.420 8x4 .

Визначення собівартості проведено методом укрупненого калькулювання з використанням даних про виробництво MAN TGS 35.420 8x4.

Собівартості автомобілів - самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 складає 3539,30 грн.

Норма рентабельності 25%

Ціна автомобіля з ПДВ складає 5308,9грн

Розрахунок лімітної ціни.

Лімітну ціну визначаємо за формулою:

$$Ц_{\text{лім}} = Ц_a \times K_e$$

де:  $Ц_a$  - ціна автомобіля- самоскида MAN TGS 35.420 8x4

$K_e$  - коефіцієнт еквівалентності.

Кількість ремонтних циклів за час експлуатації автомобіля приблизно 60.

Питома ціна складає для автомобіля MAN TGS 35.420 8x4 - 80,6 тис. грн.

Лімітну ціну автомобіля- самоскида SCANIA P114CB 8x4 HZ380 розглядаємо як збільшену ціну MAN TGS 35.420 8x4- аналога на коефіцієнт, що відображає покращення якості автомобіля- самоскида SCANIA P114CB 8x4 HZ380 в порівнянні з аналогом.

$$Ц_{\text{лім}} = 563,45 \times 1,0428 = 5875,7 \text{ тис. грн.}$$

за весь період експлуатації з врахуванням фактору часу за формулою:

$$B_e(PV) = \sum_{t=1}^T B_e(t) \left( \frac{1}{1+R} \right)^t \quad (6.7)$$

де  $B_e(t)$  - експлуатаційні витрати в t-році;

$R$  - норма проценту з капіталу,  $R=10\%$ .

Величина  $(1/1+R)^t$  називається ставкою дисконту, значення її знаходимо в розрахункових таблицях.

Так як ми прийняли середні річні експлуатаційні витрати протягом періоду експлуатації 10 років, тобто формула теперішньої вартості експлуатаційних витрат прийме вираз:

$$B_e(PV) = B_e(t) \sum_{t=1}^{10} \left( \frac{1}{R+1} \right)^t$$

$$\sum_{t=1}^{10} \left( \frac{1}{1+R} \right)^t = 6,144 \quad (6.8)$$

Висновок про техніко-економічний рівень моделі робимо на основі інтегрального показника конкурентоздатності  $I_k$ , що визначається:

$$I_k = K_e \times K_k \quad (6.9)$$

Таблиця 6.2 Визначення ціни споживання і коефіцієнта конкурентоздатності автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380

Значення показників	Одиниця виміру	Значення		Відносне покращення
		MAN TGS 35.420 8x4	SCANIA P114CB 8x4 HZ380	
1. Ціна питома		80,6	49	
2. Річні експлуатаційні витрати	тис. грн	3,10	1,1	
3. Теперішня вартість експлуатаційних витрат за весь час експлуатації	тис. грн	21,7	7,7	
4. Загальні витрати споживачів	тис. грн	561,7	538,79	
6. Собівартість 1 тоно кілометра переведено	—	1,772	1,763	
7.Період експлуатації	роки	7	7	
8. Ціна споживання	грн./тоно км	2,42	2,17	
9.Відносна конкурентоздатність нового товару				1,164

$K_e$  - коефіцієнт еквівалентності

$K_k$  - коефіцієнт конкурентоздатності.

В нашому випадку  $I_k=10,428/8,96=1,164$ , що свідчить про те, що рівень конкурентоздатності автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380 є задовільний. Це свідчить про можливість заміни двигунів автомобілів- самоскидів MAN TGS 35.420 8x4 і SCANIA P114CB 8x4 HZ380 [26]

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Розрахунок тягово-швидкісних властивостей та імітаційне моделювання підтверджують можливість встановлення на автомобіль MAN TGS 35.420 8x4 двигуна з автомобіля SCANIA P114CB 8x4 HZ380. Отримані результати демонструють адекватний рівень динамічних характеристик для перевезення важких вантажів.

В аспекті взаємозаміни двигунів було встановлено, що технічно така процедура можлива, але потребує врахування низки факторів. Основними з них є сумісність двигунів із трансмісією, системою охолодження, паливоподачі та електронного управління. Крім того, конструктивні особливості монтажу двигунів, такі як місця кріплення, розташування допоміжних систем та агрегатів, також можуть вимагати модифікації. Варто зауважити, що встановлення двигуна SCANIA на MAN може призвести до втрати частини продуктивності через нижчу потужність, тоді як двигун MAN на SCANIA потенційно підвищить тягові характеристики, але може потребувати адаптації інших систем, щоб забезпечити їхню надійну роботу.

Оцінка економічної доцільності також є важливим фактором. Заміна двигуна потребуватиме додаткових витрат на адаптацію, сертифікацію та випробування. У випадку з великими автопарками така процедура може бути виправданою, якщо двигун заміни забезпечує суттєву перевагу в експлуатаційних характеристиках або є значно доступнішим у плані обслуговування та ремонту.

Таким чином, висновок полягає в тому, що взаємозаміна двигунів MAN D26 і SCANIA DC11 є технічно можливою, але потребує ретельного врахування конструктивних, експлуатаційних і економічних аспектів. Обидва варіанти двигунів мають потенціал для забезпечення відповідних характеристик транспортних засобів, однак необхідно оцінити конкретні умови експлуатації, щоб визначити доцільність такої модифікації.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. – Кн. 1 : Теоретичні основи. Технологія: Підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигринець. – К.: Вища школа, 1994. – 384 с.
2. Гащук П.М. Автомобіль: теорія колісного рушія: навчальний посібник. – Київ: Кондор, 2018. – 328 с.
3. Шевчук Р. С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. – 236 с.
4. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. – 173 с.
5. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник для ВНЗ. – Арістей, 2010. – 155 с.
6. Коробко А.І. Удосконалення методів та метрологічного забезпечення проведення динамічних випробувань автомобілів: дис. канд. техн. наук : 05.01.02 / Андрій Іванович Коробко. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 176 арк.
7. Босюк П.В., Левкович М.Г., Клендій В.М. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Частина I для студентів спеціальності 6.070106 «Автомобільний транспорт» денної і заочної форми навчання: конспект лекцій. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – 123 с.
8. Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Огневий В. О., Смирнов Є. В. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2017. – 163 с.
9. Рудасьов В.Б., Редчиць В.В., Коробочка О.М. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей. – навчальний посібник для студентів вузів фаху «Автомобілі і автомобільне господарство». – Дніпропетровськ: «Системні технології», 2000. – 287 с., іл.

10. Сахно В.П., Костенко А.В., Загороднов М.І., Сахно О.П. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів. Частина 1. – Д.: Видавництво Ноулідж, 2014. – 444с.
11. Хоменко І. М. Про побудову зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна розрахунковим методом. URL: <https://cutt.ly/hylCVOW> (дата звернення: 23.09.2019).
12. Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: навчальний посібник. – К.: Арістей, 2011. – 356 с.
13. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посіб. для студентів вищих навчальних закладів напрямку "Інженерна механіка" / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
14. Гринів О. І. Покращення тягово-швидкісних властивостей легкового автомобіля визначенням оптимальної швидкісної характеристики двигуна: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Олександр Іванович Гринів. – К. НТУ, 2004. – 177 арк.
15. Сахно В.П. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / навч. посіб. – К., 2003. – 200 с.
16. Грубель М.Г., Назаркевич С.М., Зіркевич В.М. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Курс лекцій. – Львів: Вид-во Академії сухопутних військ, 2011. – 153 с.
17. Крайник Л. В., Боднар М. Ф. Алгоритм моделювання руху автобусів у типових їздових циклах та особливості розрахунку лінійної витрати палива / Л. В. Крайник, М. Ф. Боднар // Вісник НУ "ЛП" Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2011. – №701. – С. 38-42.
18. Дем'янюк В.А. Тяговий розрахунок та дослідження тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Львів, видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2003. – 36 с.
19. Назаркевич С.М., Грубель М.Г. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Методичні вказівки до

- розрахунково-графічної роботи з дисципліни "Автомобілі". Львів, видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2008. – 17 с.
20. ДСТУ ОHSAS 18001:2010 «Системи управління безпекою та гігієною праці. Вимоги»
  21. ДСН 3.3.6.037-99 „Державні санітарні норми шуму, ультразвуку та інфразвуку”.
  22. НПАОП 0.00 – 7.11 – 12 "Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників".
  23. ДСН 3.3.6.039-99 "Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу".
  24. Андрійчук В.Г. Ефективність діяльності аграрних підприємств: теорія, методика, аналіз: Монографія. – К.: КНЕУ, 2005. – 292с.
  25. .Петрович Й.М., Кіт А.Ф., Кулі шов В.В. та ін. Економіка підприємства: Підручник / За загальною редакцією Й.М. Петровича. – Львів: „Магнолія плюс”, видавець В.М. Піча.- 2004.-680с.
  26. Харчишина О.В. Напрями підвищення економічної ефективності галузі скотарства // Економіка АПК – 2002 - №11.