

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»
(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

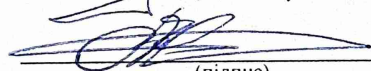
на тему: Підвищення тягових властивостей легкового автомобіля
за освітньою програмою «Автомобілі та автомобільне господарство»
зі спеціальності: 274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: АГ1811


(підпис студента)

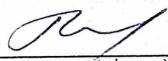
/ Велоз Круз Андерсон Жозело /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/ Володимир ЧЕРКУДІНОВ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:


(підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Дніпро – 2022

Український державний університет науки і технологій

Факультет транспортної інженерії кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

Спеціальність «Автомобільний транспорт»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри

_____ (підпис)

” ____ ” _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

до бакалаврської кваліфікаційної роботи на здобуття ОКР «бакалавр»

студента групи АГ1811
(номер групи)

Велоз Круз Андерсон Жозело
(прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема бакалаврської роботи: «Підвищення тягових властивостей легкового автомобіля»
Затверджена наказом по університету № 16 ст від ” 10 ” листопада _____ 2021 р.

2. Термін подання студентом закінченої роботи 01.06.2022 р.

3. Вихідні дані до бакалаврської роботи:

Технічна характеристика та конструкція автомобіля Daewo Lanos 1,5

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань до розробки) Вступ. 1. Огляд і аналіз існуючих варіантів підвищення експлуатаційних властивостей автомобіля. 2. Визначення параметрів двигуна. 3. Методи діагностики автоматичної коробки передач

5. Перелік креслень (демонстраційного матеріалу) 1) Огляд і аналіз існуючих варіантів підвищення експлуатаційних властивостей автомобіля. 2) Загальний вигляд двигуна та коробки передач прототипа 3) Загальний вигляд двигуна після модернізації 4) Теоретичні графіки та таблиці. 5) Методи діагностики автоматичної коробки передач

6. Розділи та консультанти

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва розділів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання розділів проекту (роботи)	Примітка
	Вступ.		
1	Огляд і аналіз існуючих варіантів підвищення експлуатаційних властивостей автомобіля	10.04.2022	виконано
2	Визначення параметрів двигуна		
3	Методи діагностики автоматичної коробки передач	10.05.2022	виконано
	Загальні висновки та рекомендації.		
	Бібліографічний список.	01.06.2022	виконано

7. Дата видачі завдання 10 листопада 2021 року

Керівник завдання _____
(підпис)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В пояснювальній записці всього 57 сторінок

Найменування роботи: «Дослідження параметрів безпеки при експлуатації спецавтотранспорту для перевезення небезпечних наливних вантажів»

Ілюстрації: схем 3, рисунків 5

графіків 13, фотографій -

таблиць 10.

Ключові слова:

автоматична коробка передач, трансмісія, двигун, автомобіль, швидкість, потужність, крутний момент.

Текст реферату:

В даному дипломному проекті підвищуються тягові характеристики автомобіля Daewoo Lanos 1,5. Підвищення параметрів потужності здійснюється за рахунок встановлення 4-ступеневої автоматичної коробки передач та підвищення об'єму двигуна до 1700 см³.

Для цього виконані необхідні розрахунки на підставі конкретних технічних даних, побудовані графіки та проаналізовані тягово-швидкісні та паливно-економічні властивості модернізованого автомобіля. За результатами розрахунків побудовані зовнішні швидкісні, тягові та динамічні характеристики, визначені прискорення автомобіля на передачах, вивчені залежності швидкості автомобіля від шляху та швидкості автомобіля від часу при розгоні, зроблені розрахунки зупинного шляху автомобіля, досліджена залежність витрати пального від швидкості.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВАРІАНТІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ	8
1.1 Деклараційний патент UA 8443	8
1.2 Деклараційний патент UA 9961	10
1.3 Деклараційний патент UA 11398	14
1.4 Деклараційний патент UA 100699	16
2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА	20
2.1 Розрахунок основних параметрів двигуна	20
2.2 Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	23
2.3 Визначення передавальних чисел трансмісії	25
2.4 Розрахунок тягового балансу автомобіля	31
2.5 Розрахунок потужності балансу автомобіля	34
2.6 Розрахунок динамічної характеристики автомобіля	37
2.7 Розрахунок прискорень автомобіля	39
2.8 Розрахунок часу та шляхи розгону автомобіля	41
2.9 Розрахунок паливної економічності автомобіля	45
2.10 Порівняльна характеристика та аналіз спроектованого автомобіля	49
3 МЕТОДИ ДІАГНОСТИКИ АВТОМАТИЧНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	50
ВИСНОВОК	56
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	57

					ДПТ.450000.401 ДППЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	Підвищення тягових властивостей легкового автомобіля			Літ.	Арк.	Акрушів		
Розроб.	Велоз А. Ж.									4	57	
Перевірив	Черкудінов											
Н. контр.	Посмітюха							УДУНТ, гр. АГ1811				
Затв.	Рақша											

ВСТУП

Життя сучасної людини важко уявити без автомобіля. Автомобіль використовується і у виробництві, і у побуті, і у спорті.

Ефективність використання авто транспортних засобів у різних умовах експлуатації визначається комплексом їх потенційних експлуатаційних властивостей – тягово-швидкісних, гальмівних, прохідності, паливної економичності, стійкості та керованості, комфортабельності плавності ходу. На ці експлуатаційні властивості впливають основні параметри автомобіля та його вузлів, насамперед двигуна, трансмісії та коліс, а також характеристики дороги та умов руху.

Підвищення продуктивності автомобіля та зниження собівартості перевезень неможливе без вивчення експлуатаційних властивостей автомобіля, тому що для вирішення цих завдань слід збільшити його середню швидкість руху, збільшення потужності, крутного моменту та зменшити витрату палива при одночасному збереженні безпеки руху та забезпеченні максимальних зручностей для водія та пасажирів.

Показники експлуатаційних властивостей можна визначити експериментальним чи розрахунковим методом. Для отримання експериментальних даних автомобіль випробовують на спеціальних стендах або безпосередньо на дорозі в умовах, наближених до експлуатаційних. Проведення випробувань пов'язане із витратою значних коштів та праці великої кількості кваліфікованих працівників. Крім того, відтворити всі умови експлуатації дуже складно. Тому випробування автомобіля поєднують з теоретичним аналізом експлуатаційних властивостей та розрахунком їх показників.

Тягово-швидкісні властивості автомобіля називають сукупність властивостей визначальних можливі за характеристиками двигуна або зчеплення провідних коліс з дорогою діапазони зміни швидкостей руху і

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

граничні інтенсивності розгону та гальмування автомобіля при його роботі на тяговому режимі роботи в різних дорожніх умовах.

В даному дипломному проєкті підвищуються тягові характеристики автомобіля Daewoo Lanos 1,5. Підвищення параметрів потужності здійснюється за рахунок встановлення 4-ступеневої автоматичної коробки передач та підвищення об'єму двигуна до 1700 см³.

Для цього слід виконати необхідні розрахунки на підставі конкретних технічних даних, побудувати графіки та за ними аналізувати тягово-швидкісні та паливно-економічні властивості модернізованого автомобіля. За результатами розрахунків потрібно побудувати зовнішню швидкісну, тягову та динамічну характеристики, визначити прискорення автомобіля на передачах, вивчити залежності швидкості автомобіля від шляху та швидкості автомобіля від часу при розгоні, зробити розрахунок зупинного шляху автомобіля, досліджувати залежність витрати пального від швидкості.

Тяговий розрахунок автомобіля проводиться з метою визначення його тягових та динамічних властивостей.

Тяговий розрахунок поділяється на:

- тяговий розрахунок машини після модернізації;
- перевірочний тяговий розрахунок, який виробляється для існуючої машини.

Перевірочний тяговий розрахунок складають такі окремі завдання:

1. Визначення максимальної швидкості руху у заданих умовах.
2. Визначення опору руху та кутів підйому, які може подолати автомобіль на даній передачі та швидкості.

Для вирішення завдань тягового розрахунку необхідно побудувати тягову характеристику автомобіля.

Тяговою характеристикою автомобіля називається графічна залежність питомої сили тяги від швидкості руху автомобіля кожної передачі.

Задаються параметрами зазвичай є: тип автомобіля; вантажопідйомність чи максимальна кількість пасажирів; максимальна швидкість руху по шосе із

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заданим коефіцієнтом дорожнього опору, максимальний дорожній опір на нижчій передачі трансмісії. Вказується також тип двигуна (бензиновий, дизельний).

Параметри, якими задаються, можуть мати різні значення деякому інтервалі. Щоб правильно прийняти остаточне значення зазначених вище параметрів, необхідно розуміти, як вони впливають на тягові якості автомобіля.

Побудова тягової характеристики автомобіля включає:

1. Визначення повної маси автомобіля, кг.
2. Вибір шин та визначення радіуса ведучого колеса, м.
3. Розрахунок та побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.
4. Визначення передавального числа головної передачі.
5. Визначення передавальних чисел коробки передач та додаткової коробки.
6. Визначення швидкості руху та прискорень автомобіля.
7. Визначення питомої сили тяги, побудова тягової характеристики.
8. Розрахунок потужності балансу автомобіля.
9. Розрахунок динамічної характеристики автомобіля.
10. Розрахунок часу та шляхи розгону автомобіля.
11. Розрахунок паливної економичності автомобіля.

					ДІПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВАРІАНТІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

1.1 Деклараційний патент UA 8443. Підвіска автомобіля

Попов В. В., Холодний Ю. Ф. міжнародна науково-виробнича корпорація "Володимир"

В основу корисної моделі поставлена задача створити таку підвіску автомобіля, у якій нове конструктивне виконання задньої опори дозволило б виключити знос кронштейна й опорного елемента, тим самим значно підвищити довговічність підвіски, при цьому забезпечило б збереження зниженого рівня напруги у корінному листі ресори при зміні її прогину і виключення зносу корінного листа ресори й опорного елемента в місці їхнього контакту.

Поставлена задача вирішується тим, що в підвісці автомобіля, яка містить змонтовані на рамі автомобіля передню і задню опори і листову ресору, передній кінець якої шарнірно закріплений у передній опорі, а задній кінець встановлений у задній опорі з можливістю одночасного подовжнього і кутового переміщення, задня опора містить кронштейн із двома паралельно розміщеними щоками, закріплений на щоках обмежник, і опорний елемент, виконаний із криволінійною поверхнею і розміщений між щоками кронштейна з можливістю повороту, при цьому задній кінець ресори встановлений між щоками кронштейна, опорним елементом і обмежником і контактує з криволінійною поверхнею опорного елемента, згідно корисної моделі опорний елемент виконаний у вигляді сектора і закріплений на щоках кронштейна з ексцентриситетом від геометричної осі убік криволінійної поверхні, при цьому криволінійна поверхня опорного елемента утворена дугою сектора.

Суть підвіски автомобіля, що заявляється, представлена фігурами креслення.

На Рис. 1.1 показаний загальний вигляд підвіски автомобіля.

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підвіска автомобіля містить змонтовані на рамі 1 передню 2 і задню 3 опори і листову ресору 4.

Передній кінець ресори 4 шарнірно закріплений у передній опорі 2, а задній кінець ресори 4 встановлений у задній опорі 3.

Задня опора 3 являє собою кронштейн 5, виконаний із двома подовжніми паралельно розміщеними симетричними щоками 6. Між щоками 6 у їхній нижній частині закріплений обмежник у вигляді втулки 7, а у верхній частині, на осі 8, закріпленої на щоках 6, встановлений опорний елемент 9.

Опорний елемент 9 виконаний у вигляді сектора, дуга якого утворює криволінійну поверхню 10 з радіусом R . Опорний елемент 9 установлений на осі 8 з ексцентриситетом, направленим від геометричної осі убік криволінійної поверхні 10.

Задній кінець листової ресори 4 розміщений між щоками 6, втулкою 7 і опорним елементом 9 і контактує з криволінійною поверхнею 10 опорного елемента 9. При цьому внутрішні поверхні щік 6 у зоні контакту з ресорою 4 оснащені вкладишами 11 зі зносостійкого матеріалу.

Робота підвіски здійснюється в такий спосіб. Під впливом статичного навантаження стріла прогину ресори 4 змінюється, її передній кінець у шарнірі передньої опори 2 повертається, а задній кінець переміщається в задній опорі 3 у подовжньому й одночасно кутовому напрямках. При цьому опорний елемент 9, повертаючись навколо осі 8, криволінійною поверхнею 10 перекочується по поверхні ресори 4 і змінює кут свого положення.

При русі автомобіля по нерівній дорозі, коли відбувається почергова зміна прогину ресори 4 в один чи інший бік, передній кінець ресори 4 повертається в шарнірі передньої опори 2, а задній кінець здійснює зворотно-поступальне і кутове переміщення в задній опорі 3. При цьому опорний елемент 9, повертаючись навколо осі 8, криволінійною поверхнею 10 перекочується по кінцю ресори 4, що переміщається, змінюючи кут свого положення в залежності від кутового і подовжнього положення кінця ресори 4.

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

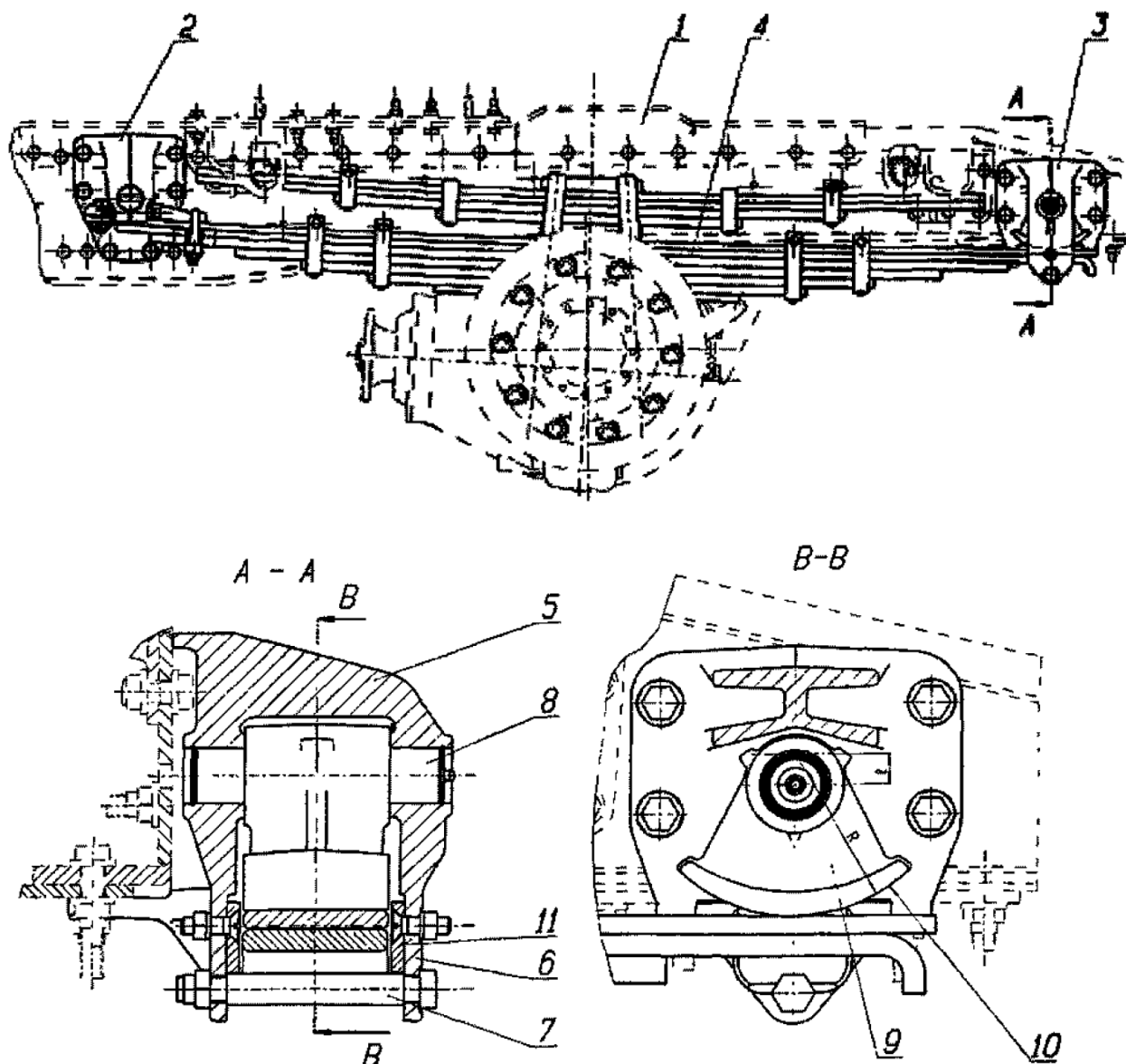


Рис.1.1 Деклараційний патент UA 8443. Підвіска автомобіля

1.2 Деклараційний патент UA 9961. Синхронізуючий пристрій в коробці передач автомобіля. Загорко А. Г., Смирнов В. С. Мелітопольський моторний завод

Завданням винаходу є забезпечення чіткого перемикання передач з використанням стандартної конструкції маточини синхронізуючого пристрою.

Поставлене завдання досягається тим, що відоме синхронізуюче пристрій у коробці передач автомобіля, що містить ще ступицю з канавками, закріплену на валу корешки передач, муфту, пов'язану з ступицею за допомогою

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

шліцевого з'єднання з можливістю осьового переміщення, сухарі, встановлені між ступицею та муфтою і підібгані до останньої посредством пружини, блокуюче кільце і захисну шайбу, змонтовані між ступицею і муфтою і розташовані в осіному напрямку по різні сторони від ступіци, причому, захисна шайба виконана з центральним отвором, периферійною частиною, розташованою навпроти торців сухарів, виступами на периферійній годиніти, спрямованими до маточини, три з которых розташовані діаметрально навпроти внутрішньої стінки відповідного сухаря, і закріплена на валу гайкою, згідно винаходу, забезпечено пластиною з центральним отвором і трьома пазами за наружному контуру, три виступи захисної шайби виконані з поверхнею, параллільної внутрішньої стінки відповідаюного сухаря щонайменше один виступ захисної шайби розміщено на канавці ступіци, при цьому пластина встановлена міжзахисною шайбою та ступицею, а одна з пружин - між пластиною і маточкою.

Реалізація винаходу забезпечує виготовлення синхронізованого пристрою в коробці передач автомобіля з деталей звичайної конструкції. При цьому відмінні деталі (пластина, захисна шайба) мають просту конструкцію та виготовляються штамівкою.

Підвищується надійність роботи вустройства, що обумовлено надійною фіксацією пружини сухаря за допомогою пластини, встановленої між маточкою та захисною шайбою, а також винятком можливості невключення передачі в резаклинювання сухаря завдяки наявності розвиненої поверхні, паралельній внутрішній стороні сухаря.

Пропоноване синхронізуючий пристрій містить маточину 1, закріплену на валу 2 за допомогою шліців 3; муфту 4, яка за допомогою шліцевого з'єднання 5 знаходиться в ковзному зачепленні зі маточкою 1; три сухарі 6, передбачені між маточкою 1 і муфтою 4, кожен з яких знаходиться в зачепленні з канавками 7 маточини 1; пружини 8 та 9, якими сухарі 6 притискаються до муфти 4; блоку кільце синхронізатора 10 з зовнішніми зубами 11, розміщене між ступицею 1 і зубчастим вінцем 12 шестерні 13; пластину 14 з центральним

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

отвором 15 і трьома вирізами 16, розміщений між маточкою 1 і захисною шайбою 17, яка забезпечена центральним отвором 18, виступами 19 на периферійній частині, розташованими діаметрально поблизу внутрішньої сторони відповідаючого сухаря і мають розвинену поверхню 20, паралельну внутрішньої сторони відповідного сухаря 6, і кожен з яких позиціонований на однієї радіальної прямої з одним з виступів і розташований на периферійній частині шайби 17 поблизу зовнішньої сторони сухарів 6. Виступи 19 і 21 виконані методом штампування.

Зовнішній периметр пластини 14 розміщений поблизу внутрішньої поверхні 22 ступиці 1. Кожен з вирізів 16, виступів 19 і 21 у зібраному вузлі (коробці передач) розташований один навпроти одного (у однієї площини, що проходить через вісь вала 2) і напроти відповідної канавки 7 маточини 1, при цьому переміщення пластини 14 в радіальному напрямку обмежує сухарями 6, а захисної шайби 17 - виступами 21, кожен з яких заходить до відповідної канавки 7.

Синхронізуючий пристрій працює наступним чином.

При переміщенні муфти 4 праворуч (включення 5-ї передачі) шліци 3 входять до з'єднання із зовнішніми зубами 11 блокуючого кільця синхронізатора 10 і зубчастим вінцем 12 шестірні п'ятої передачі.

Таким чином, шестерня п'ятої передачі ефективно з'єднується із валом 2.

При переміщенні муфти 4 вліво (включення передачі заднього ходу) сухарі 6 утримуються від неконтрольованого переміщення в осьовому напрямку периферійною частиною захисної шайби 17, а в радіальному - поверхнею 20, завдяки чому запобігається роз'єднання синхронізуючого зубчастого зачеплення (сухарів 6 зі маточкою 1). Причому необхідна кінематика переміщення сухарів і чіткість включення передач, обумовлена більш надійним обмеженням перекосу сухарів 6 щодо їх продольної та поперечної осі завдяки наявності розвиненої поверхні 20, паралельній нижній стороні сухаря 6.

					ДІТ.450000.401 ДПІЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому не тільки стабілізується зусилля перемикання передач, але і зменшується величина зносу поверхонь тертя деталей пристрою, що дозволяє виготовляти їх з менш жорсткими вимогами до якості матеріалу, обробки та обумовлює зниження собівартості без погіршення довговічності та надійності роботи.

Підвищення надійності пристрою обумовлено також наявністю пластини 14, які забезпечує надійну фіксацію пружини 8 від неконтрольованого її переміщення в осьовому напрямку.

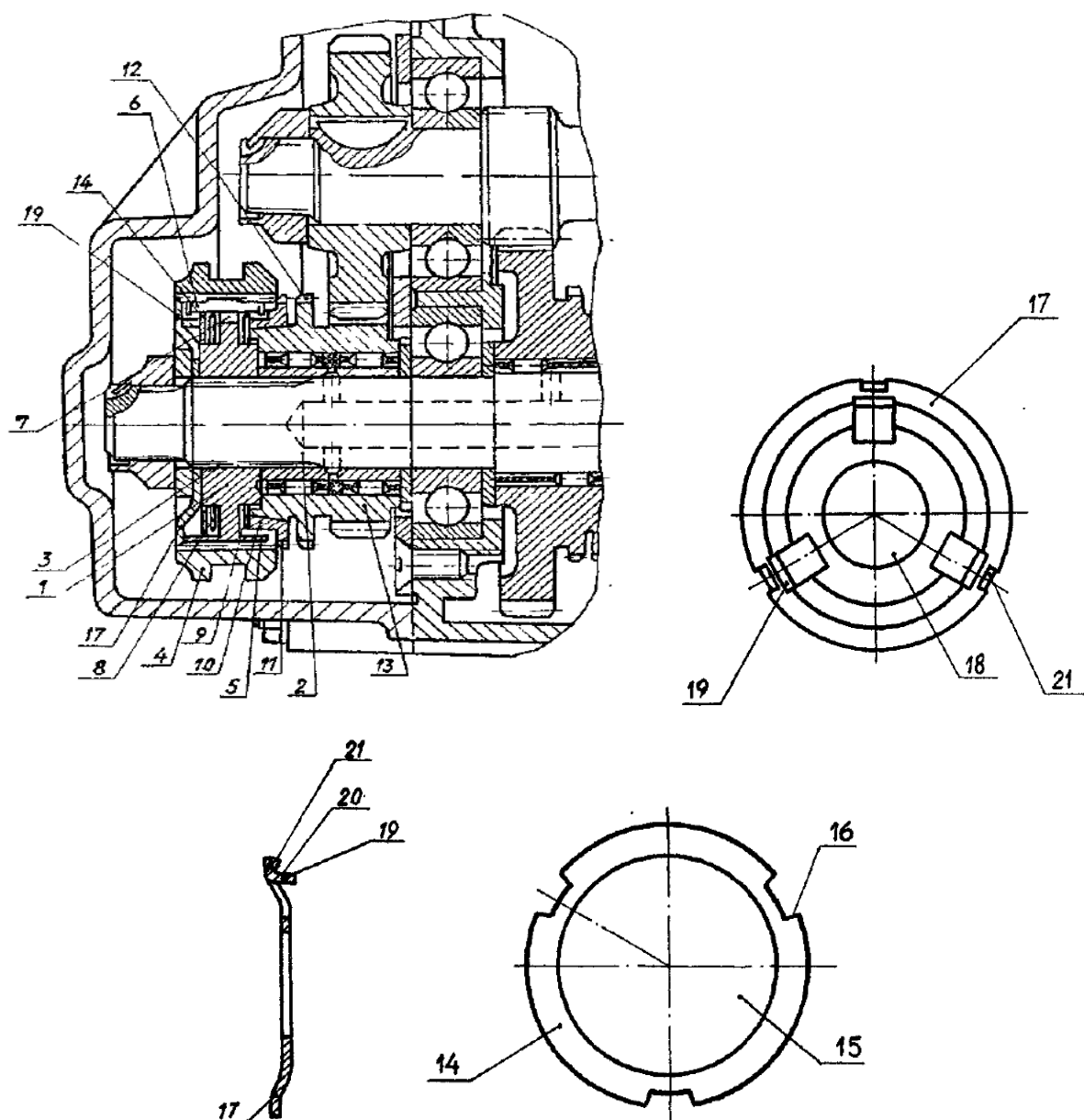


Рис.1.2 Деклараційний патент UA 9961. Синхронізуючий пристрій в коробці передач автомобіля

1.3 Деклараційний патент UA 11398. Спосіб зв'язку між двигуном і трансмісією автомобіля. Ріло І. П., Стрілець В. М., Стрілець О. Р., Сорока Ю. М. Національний університет водного господарства та природокористування

Задача корисної моделі - зменшення динамічних навантажень за рахунок плавної безступінчатої передачі швидкості та крутного моменту від двигуна до трансмісії автомобіля за допомогою планетарної передачі з керуванням (гальмуванням або прискоренням). Великим центральним колесом за допомогою клинопасового або ланцюгового варіатора і гідротрансформатора.

Технічний результат досягається тим, що у способі зв'язку між двигуном і трансмісією автомобіля за допомогою гідротрансформатора і послідовно з'єданого з ним планетарного механізму велике центральне колесо (ВЦК) планетарного механізму зв'язують з валом двигуна через клинопасовий або ланцюговий варіатор і гідротрансформатор, а мале центральне колесо (МЦК) планетарного механізму зв'язують на пряму з валом двигуна, при цьому здійснюють безступінчасту зміну кутової швидкості та крутного моменту шляхом розгалуження потужності двигуна на два потоки - силового і регулюючого, силовий потік ефективної потужності двигуна подають на мале центральне колесо (МЦК), а регулюючий потік потужності через варіатор і гідротрансформатор подають на велике центральне колесо (ВЦК), обидва потоки потужності додають на сателіті і результуючий потік подають на водило планетарного механізму, яке зв'язане з трансмісією автомобіля.

Спосіб зв'язку між двигуном і трансмісією автомобіля, у якому використовується властивість планетарних передач додавати на одній із ланок потоки потужності двигуна, що підводяться до його двох інших ланок, дозволяє плавно змінювати швидкості та крутні моменти від двигуна до трансмісії автомобіля, підвищує коефіцієнт корисної дії двигуна, покращує динамічність автомобіля та збільшує ресурс його роботи.

На Рис. 1.3 показано схему планетарного механізму. Спосіб зв'язку двигуна з трансмісією автомобіля пояснюється схемою, де планетарний

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

механізм містить мале центральне колесо (МЦК) 1, велике центральне колесо (ВЦК) 2, водило 3, які зв'язані між собою сателітом 4. З водила 3 кутова швидкість і крутний момент передаються на головну передачу автомобіля. Велике центральне колесо 2 зв'язане з валом 5 двигуна через клинопасовий або ланцюговий варіатор 6, гідротрансформатор 7 і зчіпну муфту 8.

Спосіб зв'язку двигуна з трансмісією автомобіля здійснюється наступним чином. Два потоки потужності передаються від двигуна на планетарний механізм. Один потік необхідної потужності з вала 5 двигуна поступає безпосередньо на МЦК 1, а другий потік – через клинопасовий або ланцюговий варіатор 6, гідротрансформатор 7 і зчіпну муфту 8 поступає на ВЦК 2. Додавання обох потоків потужності відбувається на сателіті 4. Зменшенням або збільшенням кутової швидкості ВЦК 2 плавно зменшується або збільшується кутова швидкість водила 3, яке зв'язане з трансмісією автомобіля. Зменшення або збільшення кутової швидкості ВЦК 2 виконується за допомогою клинопасового або ланцюгового варіатора 6 і гідротрансформатора 7. На холостому режимі роботи двигуна регулюючий потік потужності від'єднується від ВЦК 2 за допомогою зчіпної муфти 8. Керування зв'язком двигуна з трансмісією автомобіля здійснюється автоматично за допомогою відомої електронної системи або в ручному режимі.

Такий спосіб зв'язку двигуна з трансмісією автомобіля сприяє наближенню реальної тягової характеристики автомобіля до його ідеальної характеристики, водночас може здійснюватись його розгін з набагато більшим прискоренням і понижується питома витрата палива під час його руху, зумовлює створення агрегатів трансмісії з вихідними характеристиками, максимально наближеними до гіперболи, що відповідає динамічній характеристиці двигуна з наступними перевагами: плавна зміна передаточного відношення, забезпечення постійного режиму роботи трансмісії, підвищення коефіцієнта корисної дії двигуна. Внаслідок цього покращується плавність руху, суттєво збільшується ресурс ланок автомобіля з причини відсутності

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

різких змін навантажень, покращується його прохідність в різних умовах в результаті поступової і безперервної зміни тягового навантаження.

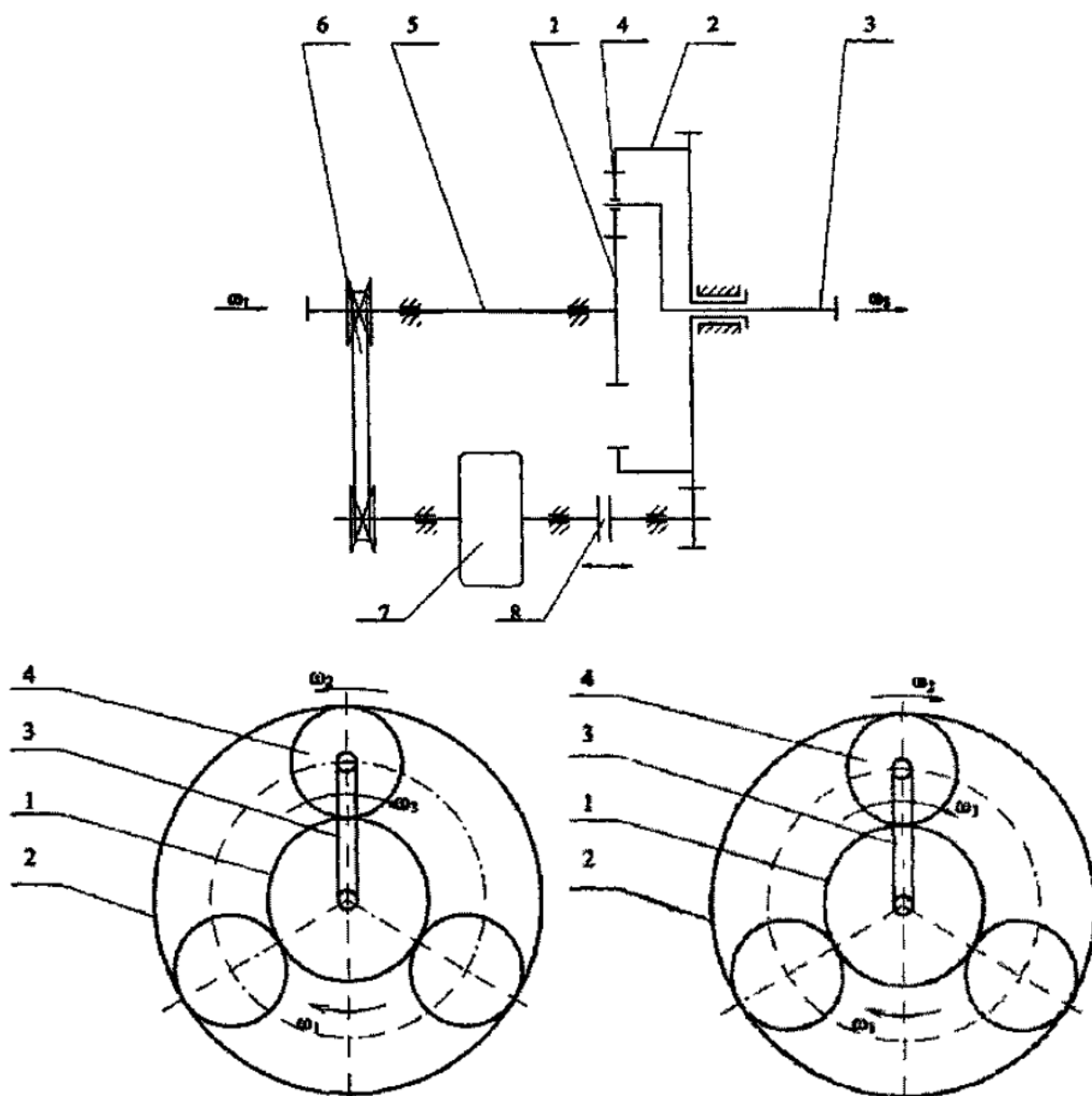


Рис 1.3 Деклараційний патент UA 11398. Спосіб зв'язку між двигуном і трансмісією автомобіля

1.4 Деклараційний патент UA 100699. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С.

В основу корисної моделі поставлена задача створення системи для підвищення маневреності вантажного автомобіля, який обладнаний

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

пневматичним приводом гальм що рухається у важких дорожніх умовах або в колоні, коли необхідно реалізувати поворот на місці. Вирішення цієї задачі надає можливість здійснювати поворот вантажного автомобіля з меншим радіусом.

Поставлена задача вирішується тим що система підвищення маневреності вантажного автомобіля містить пневматичну гальмівну систему, яка містить джерело тиску робочого тіла, гальмівний кран, гальмівні камери коліс, крани управління гальмами лівого і правого бортів, які встановлені між гальмівним краном та гальмівними камерами коліс, яка згідно з корисною моделлю, додатково містить пульт управління, встановлений в кабіні автомобіля, а крани управління гальмами лівого і правого бортів виконані у вигляді електропневматичних клапанів, які з'єднані з пультом управління.

Система підвищення маневреності вантажного автомобіля включає пневматичну гальмівну систему та має джерело тиску робочого тіла 1, гальмівний кран 2, педаль гальм 3, гальмівні камери 4, 5, 6 (4 гальмівні камери напрямних коліс, 5 - гальмівні камери коліс правого борту заднього візка, 6 - гальмівні камери коліс лівого борту заднього візка), та крани управління гальмами правого та лівого бортів, які встановлені між гальмівним краном 2 та гальмівними камерами коліс 4, 5, 6. Крани управління гальмами правого та лівого бортів виконані у вигляді електропневматичних клапанів, які розподіляються на електропневматичні клапани напрямних коліс 7, електропневматичні клапани коліс правого борту заднього візка 8, електропневматичні клапани коліс лівого борту заднього візка 9. Система також містить пульт управління 10 з перемикачем 11. Пульт управління 10 встановлений в кабіні автомобіля. Система встановлена на вантажний автомобіль, який має напрямні колеса 12, колеса заднього візка лівого борту 13, 55 колеса заднього візка правого борту 14.

Вказана система працює наступним чином.

Перед здійсненням повороту праворуч водій встановлює перемикач 11 в верхнє положення, подаючи напругу на електропневматичні клапани 7 та 9

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відключаючи від джерела тиску робочого тіла гальмівні камери 4 напрямних коліс 12 та гальмівні камери 6 коліс заднього візка лівого (забіжного) борту 13, а гальмівні камери 5 коліс заднього візка правого (відстаючого) борту 14 залишаються з'єднаними з джерелом тиску робочого тіла та шляхом натиснення водієм на педаль гальма 3 загальмовуються. Одночасно з цим водій збільшує оберти двигуна, що призводить до збільшення тягових сил на колесах заднього візка зовнішнього (забіжного) борту 13. В результаті чого здійснюється поворот транспортного засобу 5 навколо загальмованих коліс заднього візка правого (відстаючого) борту 14.

Перед здійсненням повороту ліворуч водій встановлює перемикач 11 в нижнє положення, подаючи напругу на електропневматичні клапани 7 та 8 відключаючи від джерела тиску робочого тіла гальмівні камери 4 напрямних коліс 12 та гальмівні камери 5 коліс заднього візка правого (забіжного) борту 14, а гальмівні камери 6 коліс заднього візка лівого 10 (відстаючого) борту 13 залишаються з'єднаними з джерелом тиску робочого тіла та шляхом натиснення водієм на педаль гальма 3 загальмовуються. Одночасно з цим водій збільшує оберти двигуна, що приводить до збільшення тягових сил на колесах заднього візка зовнішнього (забіжного) борту 14. В результаті чого здійснюється поворот транспортного засобу навколо загальмованих коліс заднього візка лівого (відстаючого) борту 13. 15

Після завершення повороту водій встановлює перемикач 11 в середнє положення відмикаючи живлення електропневматичних клапанів 7, 8, 9. Гальмівні камери 4, 5, 6, які були відключені підключаються до джерела тиску робочого тіла 1.

Запропонована система істотно підвищує маневреність автомобіля, що дозволяє забезпечити маневреність транспортного засобу при русі в колоні, важких дорожніх умовах, 20 коли необхідно реалізувати поворот на місці.

Система підвищення маневреності вантажного автомобіля, що містить пневматичну гальмівну 25 систему, яка містить джерело тиску робочого тіла, гальмівний кран, гальмівні камери коліс, крани управління гальмами лівого і

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

правого бортів, які встановлені між гальмівним краном та гальмівними камерами коліс, яка відрізняється тим, що вона додатково містить пульт управління, встановлений в кабіні автомобіля, а крани управління гальмами лівого і правого бортів виконані у вигляді електропневматичних клапанів, які з'єднані з пультом управління.

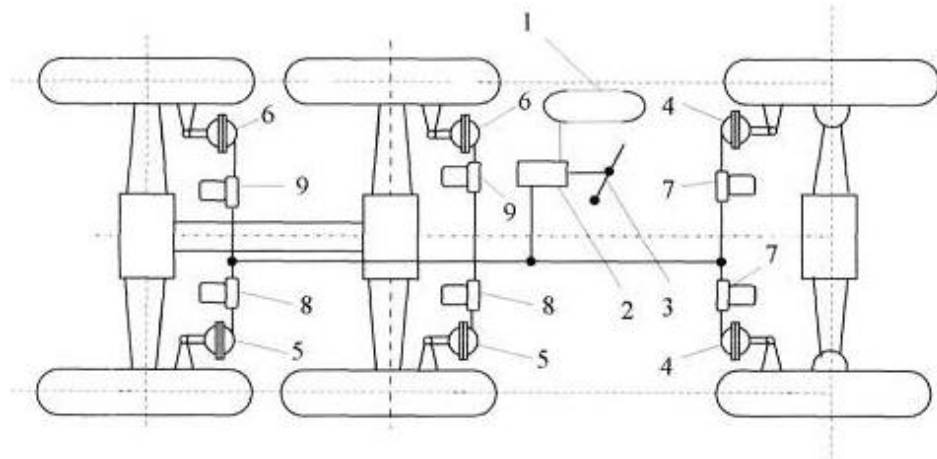


Рис.1.4 Деклараційний патент UA 100699.

Система підвищення маневреності вантажного автомобіля

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА

До параметрів двигуна, що визначаються в даному підрозділі, відносяться [4] мінімальна і максимальна частоти обертання коленвала, крутний момент і потужність двигуна, що розвивається у всьому діапазоні частот обертання коленвала. Зазначені параметри визначаються за емпіричними формулами, отриманими на основі аналізу існуючих конструкцій двигунів.

2.1 Розрахунок основних параметрів двигуна

Мінімально стійку частоту обертання колінвала двигуна n_{emin} приймаємо за рекомендаціями:

$$n_{emin} = 500 \dots 600 \text{ об/хв};$$

Приймаю $n_{emin} = 500 \text{ об/хв}$.

Максимальну частоту обертання коленвала двигуна приймаємо залежно від номінальної n_{eN} за співвідношенням:

легкові автомобілі $n_{emax} = n_{eN}$;

$$n_{emax} = 3100 \text{ об/хв}.$$

Для визначення максимальної швидкості автомобіля необхідно оцінити його передбачувану власну та повну вагу.

Власна вага автомобіля визначається за емпіричною залежністю:

$$m_a = k_c m_\Gamma,$$

де k_c – коефіцієнт спорядженої ваги;

m_Γ - маса вантажу, що перевозиться автомобілем.

Значення коефіцієнта k_c [5] наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Значення коефіцієнта k_c

Параметр	Значення параметра					
m_a , кг	1000	2000	4000	6000	8000	10000
k_c	6,25	1,8	1,75	0,8	0,85	0,9

$$m_\Gamma = 200 \text{ кг};$$

$$k_c = 6,25;$$

					ДПТ.450000.401 ДППЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			20

$$m_a = 6,25 \cdot 200 = 1250 \text{ кг.}$$

Повна маса автомобіля визначається за наступною залежністю

$$m = m_a + (75 + m_{\delta})n + m_e,$$

де m_{δ} – маса багажу пасажирів, кг; $m_{\delta} = 0$

n – кількість пасажирів; $n = 5$.

$$m = 1250 + (75 + 0) \cdot 5 + 200 = 1825 \text{ кг}$$

Максимальну швидкість знайдемо з умови рівності тягової потужності N_T , що підводиться до провідних коліс та потужностей опорів:

$$N_{eV_{\max}} = \frac{(N_{\Psi} + N_W)}{\eta_{\text{тр}}}$$

$$N_m = N_{\delta} + N_e,$$

де $\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії автомобіля, на етапі проектування приймається $\eta_{\text{тр}} = 0,85 \dots 0,9$. Приймаю $\eta_{\text{тр}} = 0,85$.

Після перетворення формула набуде вигляду:

$$N_{v.\max} \eta_{\text{тр}} = \frac{mg\Psi V_{\max}}{3600} + \frac{kFV_{\max}^3}{46656}$$

де $N_{v.\max}$ – потужність двигуна за максимальної швидкості руху автомобіля, кВт;

k - коефіцієнт обтичності автомобіля, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ (0,5...0,65);

F – лобова площа автомобіля, м^2 ;

$$F = 3 \text{ м}^2;$$

ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору;

$$\psi = 0,015 \cdot (1 + V_2 / 20000).$$

Рівняння вирішуються графічно [4].

Для цього достатньо задати 2 змінні $V_{\max}$ у широкому діапазоні від 1 до $(+\infty)$ і провівши горизонтальну лінію відповідної потужності N_T на провідних колесах при $n_{\max}$.

					ДІПТ.450000.401 ДПІЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

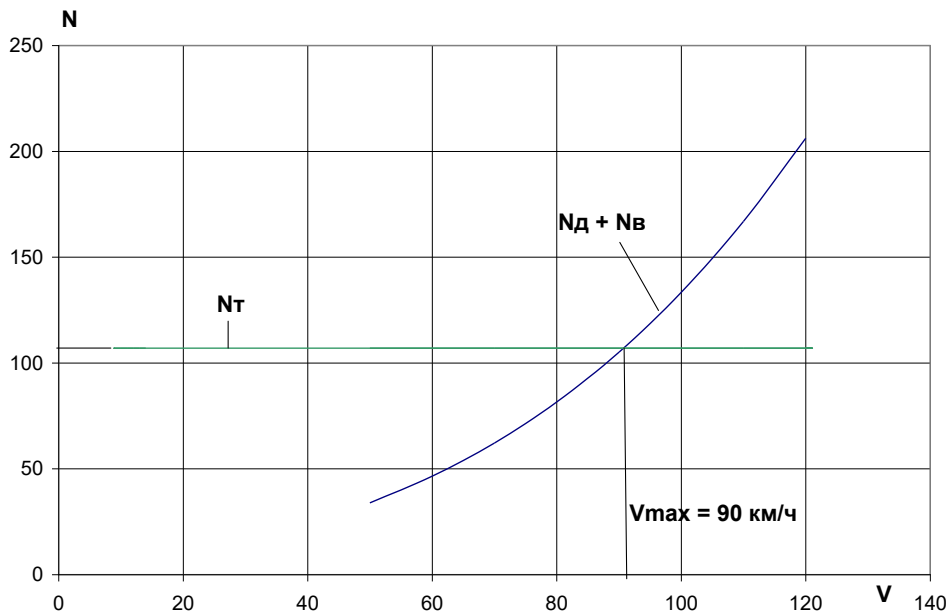


Рис. 2.1 Графік залежності швидкості від тягової потужності

З графіка приймаємо швидкість $V=90 \text{ км/год}$.

Під час руху автомобіля витрачається потужність подолання сил опору дороги (N_{ψ}) і сил опору повітря (N_w). Сумарна потужність витрачається на рух повністю завантаженого автомобіля з максимальною швидкістю горизонтальною дорогою визначається за формулою

$$N_{\psi} + N_w = \frac{mD_{\min}V_{\max}}{367} + \frac{kFV_{\max}^3}{46700},$$

де $D_{\min}$ - мінімальне значення динамічного фактора;

вибирається в інтервалі значень 0,030...0,045.

Приймаю $D_{\min} = 0.030 \text{ Н/Н}$;

так само можна порахувати як $N_m = N_{v.\max} \cdot \eta_{mp} = 107 \cdot 0,85 = 90,95 \text{ кВт}$.

Максимальна потужність двигуна проектного автомобіля може бути визначена з формули Лейдермана [6].

$$N_{e\max} = \frac{N_{ev\max}}{\left[a \frac{n_{e\max}}{n_{eN}} + b \left(\frac{n_{e\max}}{n_{eN}} \right)^2 - c \left(\frac{n_{e\max}}{n_{eN}} \right) \right]}$$

де а, b, с – коефіцієнти Лейдермана; для карбюраторних двигунів $a = b = c = 1$;

$n_{e\max}$ - максимальна частота обертання коленвала двигуна, об/хв;

n_{eN} - частота обертання коленвала при максимальній потужності двигуна, об/хв

$$N_{e\max} = 107 / (1 + 1 - 1) = 107 \text{ кВт.}$$

2.2 Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Зовнішня швидкісна характеристика двигуна [5] є залежністю потужності і крутного моменту на вихідному кінці коленвала двигуна від частоти обертання коленвала при повністю відкритій дросельній заслінці або повністю висунутій рейці паливного насоса високого тиску. Залежність між потужністю, що розвивається двигуном, і частотою обертання колінчастого валу двигуна описується за допомогою рівняння Лейдермана-4, що має такий вигляд:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{n_e}{n_{eN}} + b \left(\frac{n_e}{n_{eN}} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_{eN}} \right)^3 \right]$$

де n_e - поточна частота обертання коленвала двигуна, на яку визначається потужність.

$$N_{e1} = 107 [0,161 + 0,026 - 0,00417] = 19,56 \text{ кВт.}$$

$$N_{e2} = 107 [0,322 + 0,104 - 0,0334] = 42 \text{ кВт.}$$

$$N_{e3} = 107 [0,484 + 0,234 - 0,113] = 64,735 \text{ кВт.}$$

$$N_{e4} = 107 [0,645 + 0,416 - 0,268] = 84,851 \text{ кВт.}$$

$$N_{e5} = 107 [0,806 + 0,65 - 0,524] = 99,724 \text{ кВт.}$$

$$N_{e6} = 107 [0,968 + 0,937 - 0,907] = 106,786 \text{ кВт.}$$

$$N_{e7} = 107 [1 + 1 - 1] = 107 \text{ кВт.}$$

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Обертаючий момент на вихідному кінці коленвала двигуна при різних частотах його обертання може бути визначений за формулою, що встановлює залежність між моментом, що обертає, потужністю і частотою обертання для будь якого валу.

$$M_e = 9555,3 \frac{N_e}{n_e},$$

$$M_{e1} = 9555,3 \cdot (19,56/500) = 373,8 \text{ Нм.}$$

$$M_{e2} = 9555,3 \cdot (42/1000) = 401,323 \text{ Нм.}$$

$$M_{e3} = 9555,3 \cdot (64,735 / 1500) = 412,37 \text{ Нм.}$$

$$M_{e4} = 9555,3 \cdot (84,851 / 2000) = 405,388 \text{ Нм.}$$

$$M_{e5} = 9555,3 \cdot (99,724 / 2500) = 381,16 \text{ Нм.}$$

$$M_{e6} = 9555,3 \cdot (106,786/3000) = 340,124 \text{ Нм.}$$

$$M_{e7} = 9555,3 \cdot (107/3100) = 329,81 \text{ Нм.}$$

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна весь діапазон частот обертання колінвала двигуна від $n_{\min}$ до $n_{\max}$ розбивається на 5-6 інтервалів розміром по 300 - 500 об/хв, таким чином, щоб номінальна частота обертання коленвала n_N і максимальна $n_{\max}$ були межами одного або різних інтервалів, при цьому розміри інтервалів, у яких n_N та $n_{\max}$ є межами, можуть відрізнятися. За формулами 4 і 5 визначаються значення N_e та M_e для частот обертання коленвала n_e , що є межами інтервалів, і за отриманими результатами будується зовнішня швидкісна характеристика двигуна.

За отриманими значеннями N_e і M_e на листі міліметрового паперу в масштабі будуємо зовнішню швидкісну характеристику двигуна проектного автомобіля, а також визначаємо частоту обертання коленвала n_{eM} , при якій розвивається максимальний момент, що крутить, $M_{e\max}$ на вихідному кінці колінчастого валу.

Результати розрахунків записуємо в таблицю 2.2.

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2

Розрахунок потужності N_e і обертового моменту M_e на колінвалу
двигуна при різних частотах обертання n_e .

	$n_{e \min}$					$n_{e N}$	$n_{e \max}$
$n_{e, \text{про/хв}}$	500	1000	1500	2000	2500	3000	3100
$N_e, \text{кВт}$	19,56	42	64,735	84,851	99,786	106,786	107
$M_e, \text{Нм}$	373,8	401,323	412,37	405,388	381,16	340,124	329,81

Форма зовнішньої швидкісної характеристики двигуна наведена на рис.2.2.

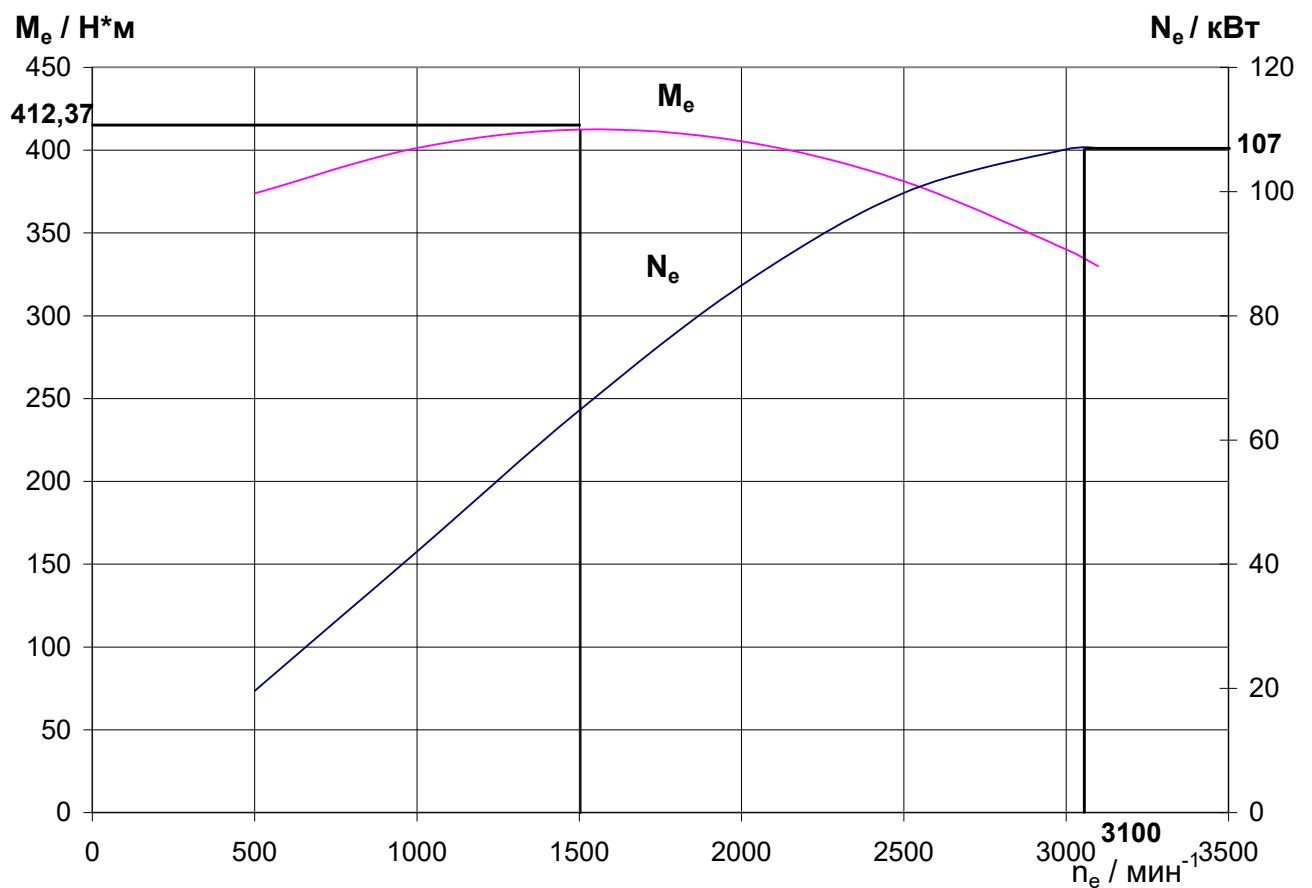


Рис. 2.2 Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

2.3 Визначення передавальних чисел трансмісії

Динамічні якості автомобіля визначаються багато в чому числом ступенів КПП, передатними числами КПП та головної передачі. З метою визначення

					ДІТ.450000.401 ДПІЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

числа щаблів і передавальних чисел трансмісії необхідно насамперед визначитися зі схемою трансмісії та подати її на малюнку в пояснювальній записці. Наприклад, схему трансмісії класичної компоновки рис. 2.3.

Динамічні якості автомобіля визначаються багато в чому [8] числом ступенів АКПП, передатними числами АКПП та головної передачі. З метою визначення числа щаблів і передавальних чисел трансмісії необхідно насамперед визначитися зі схемою трансмісії та подати її на малюнку в пояснювальній записці. Наприклад, схему трансмісії класичної компоновки рис. 2.3.

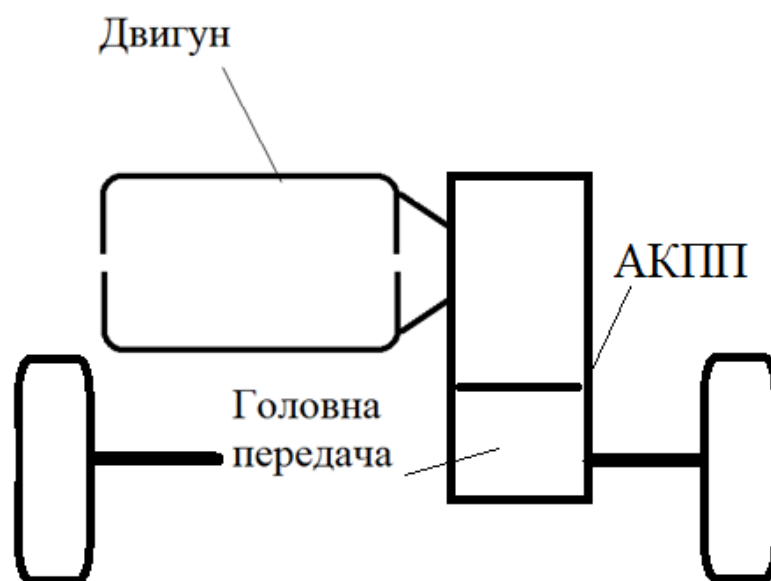


Рис. 2.3 Схема трансмісії автомобіля Daewoo Lanos

Другий етап у вирішенні задачі визначення передавальних чисел трансмісії полягає у підборі шин для проектного автомобіля. Тип шин підбирається за максимальним навантаженням, що припадає на неї і максимальною швидкістю автомобіля $V_{\max}$. Для визначення навантажень на шини передньої та задніх осей визначаються навантаження на осі автомобіля з виразу.

$$G_{1(2)} = mg \frac{x_{1(2)}}{100},$$

де $G_{1(2)}$ - навантаження, що припадає на передню або задню осі, Н;

g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ($g=9,81\text{м/с}^2$);

$x_{1(2)}$ - частина повної ваги автомобіля, що припадає на передню 1 або задні 2 осі автомобіля, %;

У автомобілів при повному використанні вантажопідйомності 30% повної ваги посідає передню вісь і 70% на задні ($x_1=30\%$, $x_2=70\%$). При утрудненні у виборі навантажень на осі проектного автомобіля слід скористатися розподілом повної ваги по осях автомобіля аналога. Вибираємо повну вагу на передню вісь $x_1 = 30\%$, на задню вісь $x_2 = 70\%$.

$$G_1 = 9393,75 \cdot 9,8 \cdot (30/100) = 27618 \text{ Н};$$

$$G_2 = 9393,75 \cdot 9,8 \cdot (70/100) = 64441 \text{ Н}.$$

Якщо після виконання розрахунку виявиться, що навантаження, що припадає на задню вісь G_2 , значно перевищує навантаження, що припадає на передню вісь G_1 , то, для виключення значного недовантаження шин передньої осі, слід збільшити число коліс на задній осі, застосувавши двосхили колеса, або збільшити число задніх осей. Навантаження, що припадає на шини передньої та задніх осей, визначають з виразу.

$$G_{ш1(2)} = \frac{G_{1(2)}}{a_{1(2)}b_{1(2)}}$$

де $a_{1(2)}$ - число передніх-1 або задніх-2 осей на автомобілі;

$b_{1(2)}$ - число коліс на передній-1 або задній-2 осі автомобіля;

$$G_{ш1} = 27618 / 1 \cdot 2 = 13809 \text{ Н};$$

$$G_{ш1} = 64441 / 1 \cdot 2 = 32221 \text{ Н}.$$

Вибір типу шини проводимо за найбільш навантаженою шиною і максимальною допустимою швидкістю руху на яку розрахована ця шина. Типорозмір вибраної шини, допустиме навантаження та швидкість руху на яку розрахована шина, а також інші параметри шини наводимо в пояснювальній записці у вигляді таблиці 2.3.

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3

Характеристика шин автомобіля, що проектується.

Марка шини	Допустиме навантаження на шину, [G], Н	Максимально допустима швидкість, [V], км/год	Діаметр обода колеса, d	Ширина профілю шини, В	Відношення висоти профілю шини до ширини шини, Н/В	Висота профілю шини, Н, мм	Статичний радіус шини, м
185/65 R15	18639	120 км/год	412 мм	185 мм	0,65	120	652

Відношення висоти профілю шини до ширини профілю Н/В для шин вантажних автомобілів становить 1 і тому $H=B$.

Радіус кочення колеса з шиною обраної марки визначиться за формулою-

$$r_k = 0,0127(d + 1,7H),$$

де d – діаметр обода колеса, дюйми;

H – висота профілю шини, дюйми;

$$r_k = 0,0127 (15 + 1,7 \cdot 7,0) = 0,405 \text{ м.}$$

Передавальне число головної передачі автомобіля визначається [3] за умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля $V_{\max}$ на вищій передачі з виразу

$$u_0 = \frac{0,377 \times r_k \times n_{e\max}}{u_k \times V_{\max}},$$

де u_k - передавальне число коробки на вищій передачі.

$$u_0 = 0,377 \cdot 0,206 \cdot 3100 / (1 \cdot 90) = 5,26.$$

КПП проектного автомобіля не має прискорюючої передачі, тому $u_k=1$.

Передавальне число першої передачі АКПП визначається за умови подолання автомобілем максимального опору дороги.

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$u_{kl} = \frac{\Psi_{\max} \times r_k \times m \times g}{M_{e\max} \times u_0 \times \eta_{mp}},$$

де $\Psi_{\max}$ – максимальний коефіцієнт опору дороги, що долається автомобілем на першій передачі ($\Psi_{\max} = 0,3 \dots 0,4$).

Приймаю $\Psi_{\max} = 0,4$.

$M_{e\max}$ – максимальний крутний момент, що розвивається двигуном,

$$M_{e\max} = 412,37 \text{ Нм.}$$

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії автомобіля ($\eta_{\text{тр}} = 0,85$).

$$u_{kl} = 0,4 * 0,405 * 9393,75 * 9,8 / (412,37 * 5,26 * 0,85) = 8,097.$$

Отримане значення передавального числа першої передачі АКПП слід перевірити за умовою зчеплення провідних коліс автомобіля з дорогою (без буксування). Зчеплення провідних коліс із дорогою буде забезпечено, якщо виконується умова

$$P_{T\max} \leq P_{\text{сц}}.$$

де $P_{T\max}$ – максимальна сила тяги на провідних колесах автомобіля Н.

$$P_{T\max} = \frac{M_{e\max} \times u_{kl} \times u_0 \times \eta_{mp}}{r_k},$$

$$P_{T\max} = 412,37 * 8,097 * 5,26 * 0,85 / 0,405 = 36860,468 \text{ Н.}$$

$P_{\text{сц}}$ – сила зчеплення шин з дорогою, Н;

$$P_{\text{сц}} = \varphi \times G_{\text{сц}},$$

де - φ коефіцієнт зчеплення шин з дорогою, $\varphi = 0,6 \dots 0,8$.

Приймаю $\varphi = 0,6$.

$G_{\text{сц}}$ - зчіпна вага автомобіля, Н;

					ДНТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

для автомобілів $G_{сц} = G_2$

де m_2 – коефіцієнти перерозподілу нормальних реакцій; при троганні автомобіля з місця $m_2 = 1,2$.

$$G_{сц} = 64441,125 * 1,2 = 77329,35 \text{ Н.}$$

$$P_{сц} = 0,6 * 77329,35 = 46397,61 \text{ Н.}$$

$P_{Tmax} \leq P_{сц}$ - умова виконується.

У разі невиконання умови зчеплення провідних коліс автомобіля з дорогою при прийнятому передавальному числі АКПП всі наступні розрахунки міцності механізмів трансмісії слід вести за силою зчеплення коліс з дорогою $G_{сц}$.

Прийняте передатне число першої передачі АКПП u_{k1} є основою знаходження [6] передавальних чисел інших передач АКПП. Для їх знаходження необхідно визначитися з числом ступенів АКПП автомобіля, що проектується. У навчальних цілях рекомендується приймати 4...5 ступенів, а при великих значеннях максимальної швидкості автомобіля (>120 км/год) слід застосовувати вищу передачу, що прискорює, з передавальним числом 0,7...0,8.

Приймаю 4-х ступінчасту АКПП

$$u_{ki} = \sqrt[l-1]{(u_{kl})^{l-i}},$$

де l - число передач АКПП без урахування прискорюючої передачі за її наявності;

i - Порядковий номер передачі.

$$u_{k2} = \sqrt[4-1]{(8,097)^{4-2}} = 4,0323,$$

$$u_{ki} = \sqrt[4-1]{(8,097)^{4-3}} = 2,008,$$

$$u_{ki} = \sqrt[4-1]{(8,097)^{4-4}} = 1$$

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок тягового балансу автомобіля

Рух автомобіля по дорозі можливий тільки в тому випадку, якщо сила тяги, що розвивається на провідних колесах автомобіля, більша чи дорівнює сумі сил дорожніх опорів [5]. Якщо величина сили тяги P_T перевищує суму сил дорожніх опорів, цей запас використовується або на прискорення автомобіля, або на буксирування автомобілем додаткового вантажу. Математично це положення описується за допомогою рівняння тягового балансу автомобіля. Рівняння тягового балансу автомобіля має такий вигляд

$$P_T = P_{\Psi} + P_W + P_j,$$

де P_{Ψ} - сила опору дороги, Н;

P_W – сила опору повітря, Н;

P_j - сила інерції автомобіля за його нерівномірному русі (при прискоренні чи уповільненні), Н.

Рівняння тягового балансу автомобіля простіше і наочніше вирішувати графічним способом, при якому будуюмо графіки залежності кожного з доданків рівняння від швидкості руху автомобіля, і робимо порівняння положення точок кривої з положенням точок сумарної кривої P_{Ψ} і P_W .

Для побудови графіка залежності сили тяги P_T на провідних колесах автомобіля від швидкості його руху

$$P_T = \frac{M_e \times u_k \times u_0 \times \eta_{mp}}{r_k},$$

де M_e - крутний момент на вихідному кінці коленвала двигуна при відповідній частоті його обертання, Нм;

Швидкість руху автомобіля при різних частотах обертання колінвала двигуна

$$V = \frac{0,377 \times r_k \times n_e}{u_k \times u_0},$$

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Значення сил тяги P_T і швидкостей автомобіля V слід визначати для частот обертання коленвала двигуна n_e , які є в межах інтервалів при розбитті всього діапазону частот обертання коленвала.

Результати розрахунків подаємо у вигляді таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Розрахунок сил тяги на провідних колесах модернізованого автомобіля та його швидкостей руху

n_e , об/хв	500	1000	1500	2000	2500	3000	3100
M_e	373,8	401,323	412,37	405,388	381,16	340,124	329,81
P_{TI}	33412,8	35873	36860,4	36236,3	34070,7	30402,6	29480,6
V_I	1,7925	3,585	5,3775	7,17	8,9625	10,755	11,1135
P_{TII}	16639,5	17864,7	18356,4	18045,6	16967,1	15140,4	14681,3
V_{II}	3,5995	7,199	10,7985	14,398	17,9975	21,597	22,3169
P_{TIII}	8286,14795	8896,2	9141,1	8986,3	8449,2	7539,6	7311
V_{III}	7,228	14,456	21,684	28,912	36,14	43,368	44,8136
P_{TIV}	4126,56884	4430,4	4552,3	4475,2	4207,8	3754,8	3640,9
V_{IV}	14,5	29,0	43,5	58,0	72,5	87,0	89,9

За розрахованими значеннями P_T і V будемо графік зміни сили тяги на провідних колесах автомобіля залежно від швидкості руху.

Для побудови графіка залежності сили опору дороги P_{Ψ} від швидкості руху автомобіля V використовується формула

$$P_{III} = mgIII,$$

де f - коефіцієнт опору дороги;

i - ухил дороги; при русі автомобіля горизонтальною дорогою $i = 0$;

f - коефіцієнт опору дороги; для доріг з асфальтобетонним покриттям значення коефіцієнта визначаються за формулою

$$f = 0,015 \left(1 + \frac{V^2}{20000} \right)$$

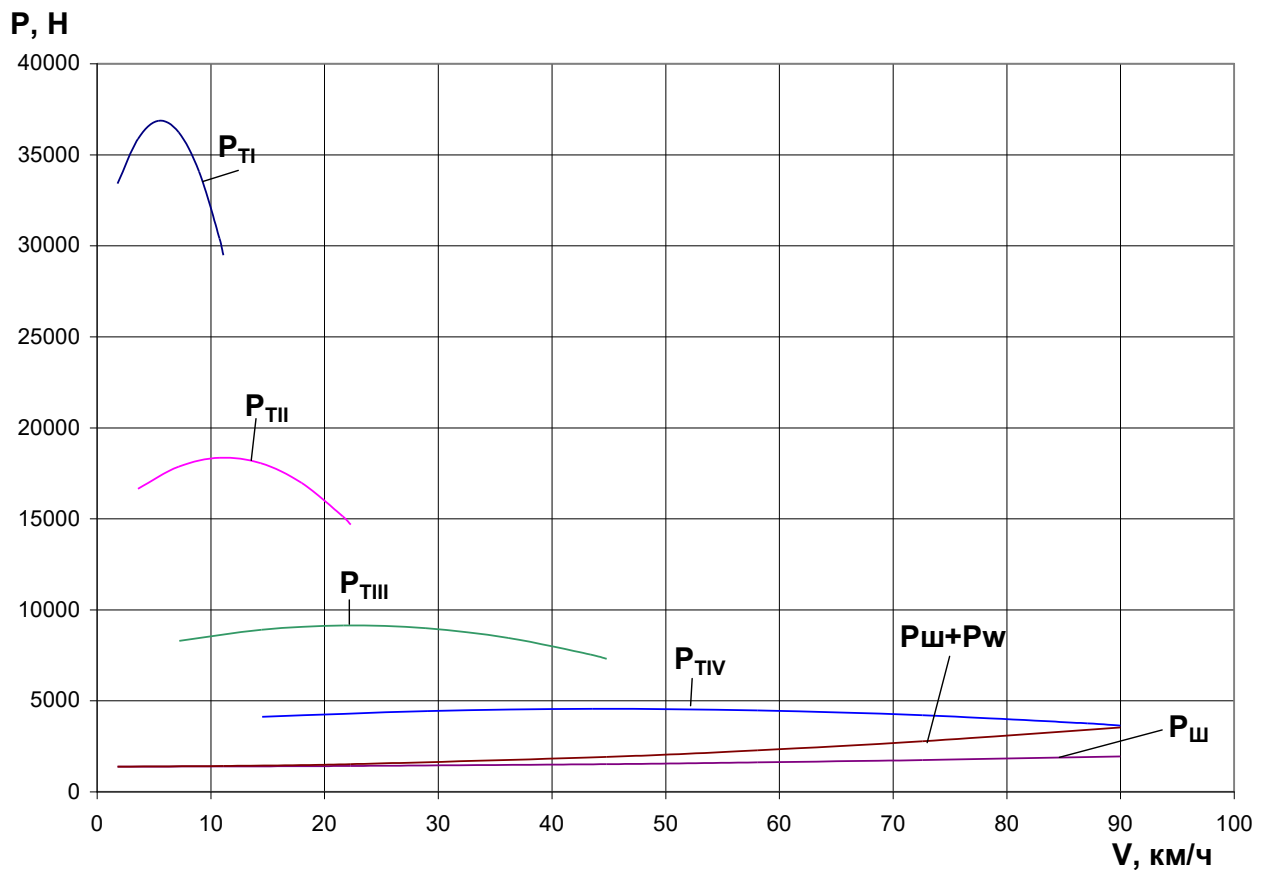


Рис. 2.4 Графік тягового балансу автомобіля

Таким чином, формула для визначення сили опору дороги P_{Ψ} набуває вигляду .

$$P_{\Psi} = 0,015 \left(1 + \frac{V^2}{20000} \right) mg ,$$

Сила опору повітря P_W руху автомобіля

$$P_W = \frac{k F V^2}{13} ,$$

де k та F -коефіцієнт обтічності автомобіля та лобова площа автомобіля відповідно.

Так як і сила опору дороги P_{Ψ} та сила опору повітря P_W залежать від зміни швидкості автомобіля, то задаючись 5-ю...6-ма різними значеннями швидкості [4] V підраховуємо значення сил опору руху для цих значень швидкості.

Результати розрахунку подаємо у вигляді таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

**Розрахунок сил опору руху проектного автомобіля горизонтальною
дорогою з асфальтобетонним покриттям**

V, км/год	1,7925	11,1135	22,3169	44,8136	58,056	72,57	89,9868
P_{Ψ} , Н	1382,51238	1390,8266	1416,7124	1521,0901	1615,2407	1746,2753	1941,9537
P_W , Н	0,63025334	24,226938	97,693251	393,92768	661,13637	1033,0256	1588,3801
$P_{\Psi}+P_W$	1383,1426	1415,054	1514,406	1915,018	2276,377	2779,301	3530,334

За розрахованими значеннями сил P_{Ψ} і P_W будуємо криву залежності сумарної сили опору руху автомобіля $P_{\Psi} + P_W$ від швидкості руху автомобіля для чого:

- будуємо криву залежності сили опору дороги P_{Ψ} від швидкості V ;
- від точок кривої $P_{\Psi} = f(V)$ відкладаємо ординати кривої $P_W = f(V)$ і після з'єднання точок плавною лінією отримуємо криву $P_{\Psi} + P_W = f(V)$.

Нанесені на одному графіку криві $P_T = f(V)$, $P_{\Psi} = f(V)$ і $P_{\Psi} + P_W = f(V)$ є графічним рішенням рівняння тягового балансу проектного автомобіля.

На графіці, у точці осі V , що відповідає максимальній швидкості руху автомобіля $V_{\max}$, має бути або $P_T = P_{\Psi} + P_W$ (криві перетинаються), або $P_T > P_{\Psi} + P_W$ (крива P_T проходить вище $P_{\Psi} + P_W$).

2.5 Розрахунок потужності балансу автомобіля

Для аналізу динамічних властивостей автомобіля можна замість співвідношення сил використати зіставлення тягової потужності N_T з потужністю, необхідною для подолання опору руху. Потужний баланс автомобіля у загальному вигляді можна уявити такою формулою

$$N_T = N_f + N_i + N_W + N_j,$$

де N_T - Потужність, що підводиться до провідних колес автомобіля, кВт;

$$N_T = N_e \times \eta_{\partial\partial}$$

де N_e - потужність на вихідному кінці колінчастого валу двигуна, кВт;

N_f - Потужність, що витрачається на подолання опору коченню коліс

					ДПТ.450000.401 ДППЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			34

автомобіля, кВт;

$$N_f = \frac{P_f \times V}{3600}$$

N_i - потужність, що витрачається на подолання підйому, кВт; при розрахунку силового балансу приймається, що автомобіль рухається горизонтальною дорогою, на яку ухил $i = 0$, отже $N_i = 0$;

N_w - Потужність, що витрачається на подолання опору повітря;

$$N_w = \frac{P_w \times V}{3600},$$

N_j - Потужність, що витрачається на прискорення автомобіля, кВт; дорівнює запасу потужності автомобіля після вирахування з тягової N_T потужності потужності дорожніх опорів $N_f + N_i$ та потужності опору повітря N_w .

$$N_j = N_T - (N_f + N_w).$$

Рівняння балансу потужності, так само як і рівняння силового балансу, простіше вирішувати графічно. З цією метою будуємо графік залежності тягової потужності N_T від швидкості руху автомобіля, попередньо підрахувавши N_T для всіх значень швидкостей автомобіля, підрахованих у таблиці 2.5.

Графік сумарної потужності дорожніх опорів $N_f + N_w$ будуємо за аналогією з графіком сумарної сили дорожніх опорів $P + P_w$, попередньо підрахувавши значення потужностей N_f і N_w для значень швидкостей, наведених у таблиці 2.5. Результати розрахунку подаємо у вигляді таблиці 2.6. Форма графіка потужності балансу автомобіля наведена на рис. 2.5.

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6

Розрахунок потужності балансу модернізованого автомобіля.

Передача КПП	Частота обертання колєнвала, n_e , об/хв	Швидкість руху автомобіля, V , км/год	Потужність двигуна, N_e , кВт	Потужність на провідних колесах автомобіля	Потужність опорів		Запас потужності, N_i , кВт
					N_f , кВт	N_w , кВт	
I	500	1,7925	19,56	16,626	0,68837596	0,00031381	15,9373102
	1000	3,585	42	35,7	1,37741534	0,00251051	34,3200741
	1500	5,3775	64,735	55,0248	2,06778159	0,00847297	52,9484954
	2000	7,17	84,851	72,1234	2,76013813	0,02008407	69,3431278
	2500	8,9625	99,724	84,7654	3,4551484	0,03922671	81,2710249
	3000	10,755	106,786	90,7681	4,15347581	0,06778375	86,5468404
	3100	11,1135	107	90,95	4,29359773	0,07479058	86,5816117
II	500	3,5995	19,56	16,626	1,38299368	0,00254109	15,2404652
	1000	7,199	42	35,7	2,77135946	0,02032876	32,9083118
	1500	10,7985	64,735	55,0248	4,17046946	0,06860956	50,785671
	2000	14,398	84,851	72,1234	5,58569577	0,16263006	66,3750242
	2500	17,9975	99,724	84,7654	7,02241051	0,31763685	77,4253526
	3000	21,597	106,786	90,7681	8,48598577	0,54887647	81,7332378
	3100	22,3169	107	90,95	8,78239683	0,60561403	81,5619891
III	500	7,228	19,56	16,626	2,78258149	0,02057542	13,8228431
	1000	14,456	42	35,7	5,6086613	0,16460338	29,9267353
	1500	21,684	64,735	55,0248	8,52173774	0,5555364	45,9474759
	2000	28,912	84,851	72,1234	11,5653091	1,31682703	59,2412138
	2500	36,14	99,724	84,7654	14,7828738	2,5719278	67,4105984
	3000	43,368	106,786	90,7681	18,21793	4,44429123	68,1058787
	3100	44,8136	107	90,95	18,9348681	4,90369926	67,1114326
IV	500	14,514	19,56	16,626	5,63163243	0,16659259	10,827775
	1000	29,028	42	35,7	11,6154568	1,33274073	22,7518025
	1500	43,542	64,735	55,0248	18,3036649	4,49799997	32,2230851
	2000	58,056	84,851	72,1234	26,0484488	10,6619258	35,4129754
	2500	72,57	99,724	84,7654	35,2020003	20,8240739	28,7393258
	3000	87,084	106,786	90,7681	46,1165114	35,9839997	8,66758889
	3100	89,9868	107	90,95	48,5417216	39,7036791	2,70459927

					ДІТ.450000.401 ДПІЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

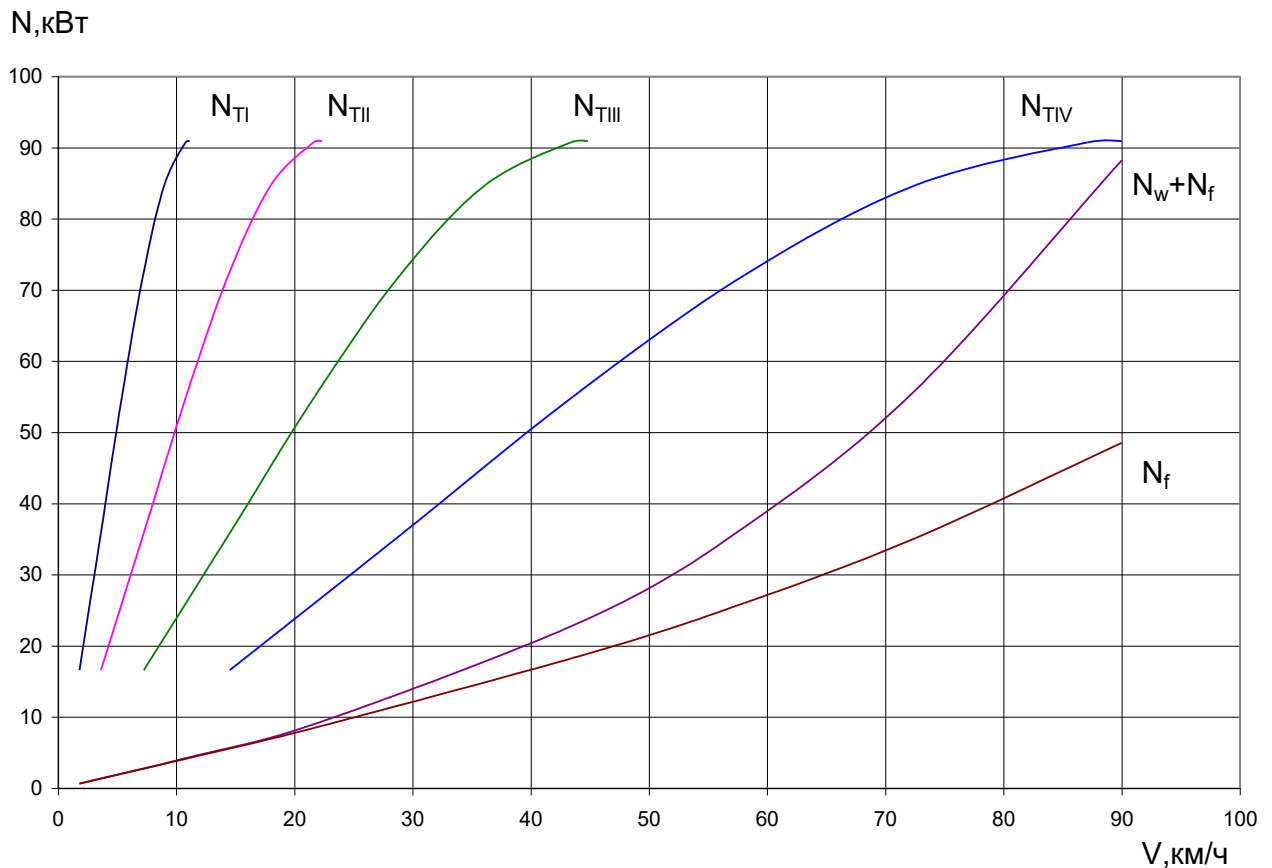


Рис. 2.4 Графік потужності балансу модернізованого автомобіля

2.6 Розрахунок динамічної характеристики автомобіля

Динамічним фактором автомобіля D називають відношення різниці сили тяги на провідних колесах автомобіля та сили опору повітря до повної ваги автомобіля G [7].

$$D = \frac{P_T - P_W}{G} .$$

Значення динамічного фактора автомобіля змінюються в залежності від номера включеної передачі в КПП та швидкості руху автомобіля. Динамічний фактор автомобіля при включенні різних передач КПП визначається за формулою

$$D_i = \frac{P_{Ti} - P_{Wi}}{G} .$$

Значення сил P_{Ti} для різних передач КПП та швидкостей руху автомобіля наведені в таблиці 2.4, значення сил P_{Wi} для різних швидкостей руху автомобіля можна визначити за формулою

$$P_{Wi} = \frac{k \times F \times V_i^2}{13}.$$

Розмір динамічного чинника обмежується умовами зчеплення провідних коліс автомобіля з дорогою. Динамічний фактор за умовами зчеплення коліс з дорогою може бути визначений за формулою для задньопривідних автомобілів

$$D_{\varphi} = \varphi \frac{m_2 \times G_2}{G},$$

де φ - Коефіцієнт зчеплення шин з дорогою; приймається 0,2...0,4 (відповідає руху автомобіля по укоченому снігу).

m_1, m_2 - Коефіцієнти перерозподілу нормальних реакцій для передньої-1 і задніх-2 осей;

$$m_1 = 0,8 \dots 0,9; \quad m_2 = 1,1 \dots 1,2.$$

Приймаємо $m_2 = 1,2$.

G_1, G_2 - частина повної ваги автомобіля, що припадає на передню-1 або задні-2 осі.

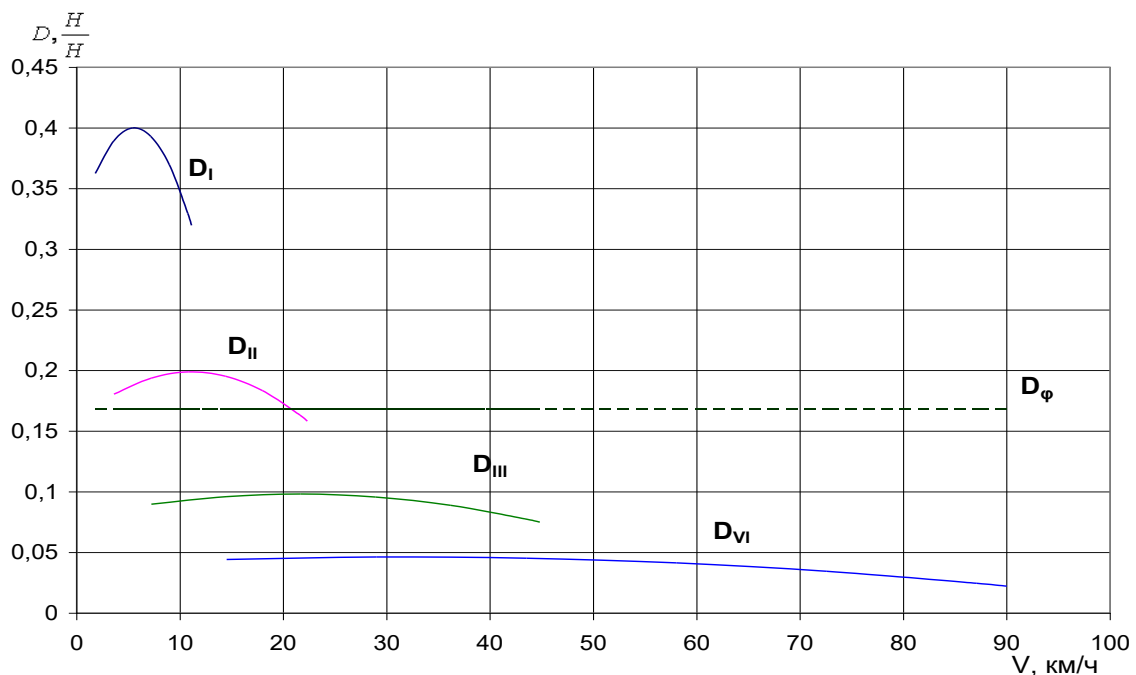


Рис. 2.5 Динамічна характеристика модернізованого автомобіля

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Визначаємо значення динамічного фактора автомобіля для 5 ... 6 швидкостей його руху при включенні кожної передачі АКПП, і будуємо динамічну характеристику автомобіля вільному полі першого аркуша графічної частини проекту.

Таблиця 2.7

Розрахунок динамічного фактора автомобіля

Передача АКПП	Швидкість руху автомобіля, V, км/год (див. табл.5)	Сила тяги на провідних колесах автомобіля, P_{Ti} , Н	Сила опору повітря, P_{wi} , Н	Різниця сил ($P_{Ti} - P_{wi}$), Н	Динамічний фактор автомобіля, D_i , Н/Н
I	1,7925	33412,816	0,63025384	33412,1854	0,36257418
	3,585	35873,011	2,52101534	35870,49	0,38925061
	5,3775	36860,468	5,67228452	36854,7957	0,39993186
	7,17	36236,369	10,0840614	36226,2849	0,39311154
	8,9625	34070,703	15,7563459	34054,9467	0,36954914
	10,755	30402,623	22,6891381	30379,9339	0,32966954
II	11,1135	29480,687	24,2269574	29456,46	0,31964841
	3,5995	16639,558	2,54144973	16637,0161	0,1805375
	7,199	17864,733	10,1657989	17854,5672	0,19374983
	10,7985	18356,486	22,8730476	18333,613	0,19894822
	14,398	18045,685	40,6631958	18005,0218	0,19538249
	17,9975	16967,185	63,5362434	16903,6488	0,18343088
III	21,597	15140,484	91,4921904	15048,9918	0,16330497
	22,3169	14681,36	97,6933278	14583,6667	0,15825547
	7,228	8286,148	10,2478664	8275,90008	0,08980639
	14,456	8896,2594	40,9914658	8855,26793	0,09609343
	21,684	9141,1419	92,2307979	9048,9111	0,09819476
	28,912	8986,3696	163,965863	8822,40374	0,0957368
IV	36,14	8449,2995	256,196661	8193,10284	0,08890791
	43,368	7539,6409	368,923192	7170,71771	0,07781344
	44,8136	7311,0071	393,927986	6917,07911	0,07506107
	14,514	4126,5688	41,3210555	4085,24778	0,04433129
	29,028	4430,4093	165,284222	4265,12508	0,04628324
	43,542	4552,3627	371,889499	4180,4732	0,04536464
	58,056	4475,2849	661,136888	3814,14801	0,04138944
	72,57	4207,8196	1033,02639	3174,79321	0,03445144
	87,084	3754,8023	1487,558	2267,2443	0,02460313
	89,9868	3640,9408	1588,38137	2052,55943	0,02227346

2.7 Розрахунок прискорень автомобіля

Динамічний фактор автомобіля відповідає дорожньому опору, що

					ДНТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

характеризується коефіцієнтом опору дороги Ψ , який автомобіль здатний подолати на даній передачі із заданою постійною швидкістю [8]. У разі, якщо величина динамічного фактора автомобіля відрізняється від коефіцієнта опору дороги, якою він рухається, то цей рух буде прискореним (при $D > \Psi$), або уповільненим (при $D < \Psi$).

Величина прискорення (уповільнення), що розвивається автомобілем, визначається за формулою

$$j = \frac{(D - \Psi) \times g}{\delta_{вр}},$$

де $\delta_{вр}$ - коефіцієнт обліку обертових мас автомобіля;

$$\delta_{вр} = 1,05 + 0,05u_k^2,$$

де u_k - передавальне число передачі АКПП, на якій рухається автомобіль.

У дипломному проєкті прискорення автомобіля визначаємо для умов руху автомобіля горизонтальною дорогою з асфальтобетонним покриттям і тому можна вважати, що

$$\Psi = f = 0,015 \left(1 + \frac{V^2}{20000} \right)$$

Визначення прискорень автомобіля, що рухається горизонтальною дорогою, для 5...6 швидкостей кожної передачі АКПП необхідно з урахуванням вищевикладеного як таблиці 2.7. Форма графіка наведено рис. 2.6.

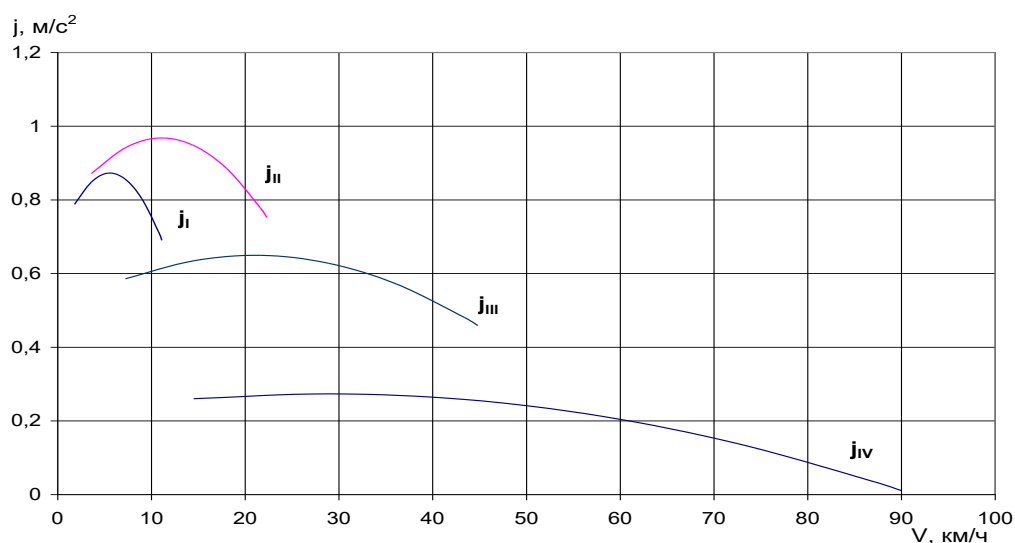


Рис2.6 Графік прискорень

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Розрахунок прискорень автомобіля

Передавальне число (передача)	Швидкість автомобіля, V , км/год	Динамічний фактор D , H/H	Коефіцієнт опору дороги $\Pi = f$	Різниця D - Π	Коефіцієнт мас, що обертаються, двр	Прискорення, j , m/s^2
$u_{kl(I)}$	1,7925	0,36257418	0,015002	0,347572	4,32807	0,787806
	3,585	0,38925061	0,01501	0,374241	4,32807	0,848254
	5,3775	0,39993186	0,015022	0,38491	4,32807	0,872437
	7,17	0,39311154	0,015039	0,378073	4,32807	0,85694
	8,9625	0,36954914	0,01506	0,354489	4,32807	0,803484
	10,755	0,32966954	0,015087	0,314583	4,32807	0,713033
	11,1135	0,31964841	0,015093	0,304556	4,32807	0,690306
$u_{kl(II)}$	3,5995	0,1805375	0,01501	0,165528	1,862972	0,871633
	7,199	0,19374983	0,015039	0,178711	1,862972	0,941052
	10,7985	0,19894822	0,015087	0,183861	1,862972	0,96817
	14,398	0,19538249	0,015155	0,180227	1,862972	0,949036
	17,9975	0,18343088	0,015243	0,168188	1,862972	0,885641
	21,597	0,16330497	0,01535	0,147955	1,862972	0,779099
	22,3169	0,15825547	0,015374	0,142882	1,862972	0,752385
$u_{kl(III)}$	7,228	0,08980639	0,015039	0,074767	1,251603	0,586021
	14,456	0,09609343	0,015157	0,080937	1,251603	0,634378
	21,684	0,09819476	0,015353	0,082842	1,251603	0,649312
	28,912	0,0957368	0,015627	0,08011	1,251603	0,627897
	36,14	0,08890791	0,01598	0,072928	1,251603	0,571608
	43,368	0,07781344	0,016411	0,061403	1,251603	0,481272
	44,8136	0,07506107	0,016506	0,058555	1,251603	0,45895
$u_{kl(IV)}$	14,514	0,04433129	0,015158	0,029173	1,1	0,260173
	29,028	0,04628324	0,015632	0,030651	1,1	0,273354
	43,542	0,04536464	0,016422	0,028943	1,1	0,258116
	58,056	0,04138944	0,017528	0,023862	1,1	0,212802
	72,57	0,03445144	0,01895	0,015502	1,1	0,138246
	87,084	0,02460313	0,020688	0,003915	1,1	0,034918
	89,9868	0,02227346	0,021073	0,0012	1,1	0,010704

2.8 Розрахунок часу та шляхи розгону автомобіля

Час і шлях розгону автомобіля до максимальної швидкості є найпоширенішими та наочними характеристиками динамічності автомобіля [7]. Їх визначення роблять графоаналітичним способом із використанням графіка прискорень автомобіля. Під час проведення розрахунків вважаємо, що розгін автомобіля кожної передачі здійснюється до досягнення двигуном

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

максимальних оборотів.

Криві прискорень автомобіля, починаючи з першої передачі, розбиваємо на 3...4 інтервали швидкостей. Для кожного інтервалу швидкостей визначаємо середнє прискорення та зміну швидкості в межах інтервалу. Час розгону автомобіля в даному інтервалі швидкостей визначається

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{3,6 j_{cp}},$$

де Δt_i - зміна швидкості автомобіля в інтервалі швидкостей для якого визначається час розгону, км/год;

$$\Delta V_i = V_{i+1} - V_i,$$

j_{cp} - середнє прискорення у даному інтервалі швидкостей, м/с²;

$$j_{cp} = \frac{j_i + j_{i+1}}{2}.$$

При визначенні часу розгону автомобіля враховується час на перемикання передач, що визначається за рекомендаціями таблиці 2.9.

Таблиця 2.9

Час перемикання передач

Тип коробки	Час перемикання передач, с	
	Карбюраторні двигуни	Дизельні двигуни
Без синхронізатора	1,3 – 1,5	1 - 5
З синхронізаторами	0,3 – 0,5	1 - 1,5

Вибираю час перемикання передачі – 0,5 с.

Падіння швидкості автомобіля під час перемикання передач

$$\Delta V_H = \frac{3,6 \times \Delta t_H \times \Psi \times g}{\delta_H},$$

де δ_H - коефіцієнт обліку обертових мас під час руху автомобіля накатом; приймається $\delta_H = 1,05$ оскільки при накаті, $u_k = 0$;

Δt_H - час перемикання передачі;

Ψ - коефіцієнт опору дороги, що відповідає швидкості руху автомобіля, при якій відбувається перемикання передачі;

$$\Psi = f = 0,015 \left(1 + \frac{V_H^2}{20000} \right)$$

Шлях розгону автомобіля визначається для тих самих інтервалів зміни швидкості автомобіля за формулою

$$\Delta S_i = \frac{V_{cpi} \times \Delta t_i}{3,6}$$

де V_{cpi} - середня швидкість руху у кожному інтервалі швидкостей, км/год;

$$V_{cpi} = (V_i + V_{i+1})/2.$$

Шлях, що проходить автомобіль за час перемикання передач (рух накатом)

$$\Delta S_H = \frac{(V_H - 17 \Delta t_H \times \Psi) \Delta t_H}{3,6}$$

Використовуючи всю наведену вище інформацію, визначаємо час і шлях розгону автомобіля на горизонтальній дорозі з асфальтобетонним покриттям до максимальної швидкості.

Таблиця 2.10

Розрахунок часу та шляхи розгону до максимальної швидкості

Номер передачі АКПП	Інтервал V_i , км/год	Інтервал j_i , м/с ²	ΔV_i , км/год	$j_{cp i}$, м/с ²	Δt_i , с	$\sum \Delta t_i$, с	$V_{cp i}$, км/год	ΔS_i , м	$\sum \Delta S^i$, м
I	1,7925- 3,585	0,789- 0,848	1,793	0,818	0,609	0,609	2,689	0,455	0,455
	3,585- 5,3775	0,848- 0,872	1,793	0,860	0,579	1,187	4,481	0,720	1,175
	5,3775- 7,17	0,872- 0,857	1,793	0,865	0,576	1,763	6,274	1,004	2,179
	7,17- 8,9625	0,857- 0,803	1,793	0,830	0,600	2,363	8,066	1,344	3,522
	8,9625- 10,755	0,803- 0,713	1,793	0,758	0,657	3,020	9,859	1,798	5,321
	10,755- 11,113 5	0,713- 0,69	0,358	0,702	0,142	3,162	10,934	0,431	5,752
Накат	-	-	0,255	-	0,500	3,662		0,000	5,752
II	10,958- 14,398	0,69- 0,949	3,440	0,820	1,166	4,827	12,678	4,105	9,857
	14,398- 17,997	0,949- 0,886	3,600	0,917	1,090	5,917	16,198	4,904	14,761

					ДІТ.450000.401 ДППЗ				Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					43

	5								
	17,997- 5- 21,597	0,886- 0,779	3,600	0,832	1,201	7,119	19,797	6,606	21,367
	21,597- 22,316 9	0,779- 0,752	0,720	0,766	0,261	7,380	21,957	1,593	22,960
Накат	-	-	0,262	-	0,500	7,880		0,000	22,960
III	22,154- 28,912	0,752- 0,628	6,758	0,690	2,720	10,600	25,533	19,292	42,252
	28,912- 36,14	0,628- 0,572	7,228	0,600	3,348	13,947	32,526	30,246	72,498
	36,14- 43,368	0,572- 0,481	7,228	0,526	3,814	17,761	39,754	42,116	114,614
	43,386- 44,813 6	0,481- 0,459	1,446	0,470	0,854	18,615	44,091	10,461	125,075
Накат	-	-	0,286	-	0,500	19,115		0,000	125,075
IV	44,527- 58,056	0,459- 0,213	13,529	0,336	11,189	30,304	51,292	159,414	284,490
	58,056- 72,57	0,213- 0,138	14,514	0,176	22,969	53,274	65,313	416,721	701,210
	72,57- 87,084	0,138- 0,0349	14,514	0,087	46,565	99,838	79,827	1032,529	1733,739
	87,084- 89,986 8	0,0349- 0,0107	2,903	0,023	35,348	135,186	88,535	869,324	2603,063

За результатами розрахунків будуюмо графіки зміни часу та шляхи розгону автомобіля до максимальної швидкості. Ці графіки допускається будувати в одних координатних осях у відповідних масштабах. Переломи графіків у точках, що відповідають моментам перемикання передач слід показувати умовно, оскільки в масштабах побудови графіків ці падіння швидкості руху автомобіля практично невлітими.

Приклад графіків часу та шляхи розгону автомобіля до максимальної швидкості, побудований в одних координатних осях, наведено на рис.2.7.

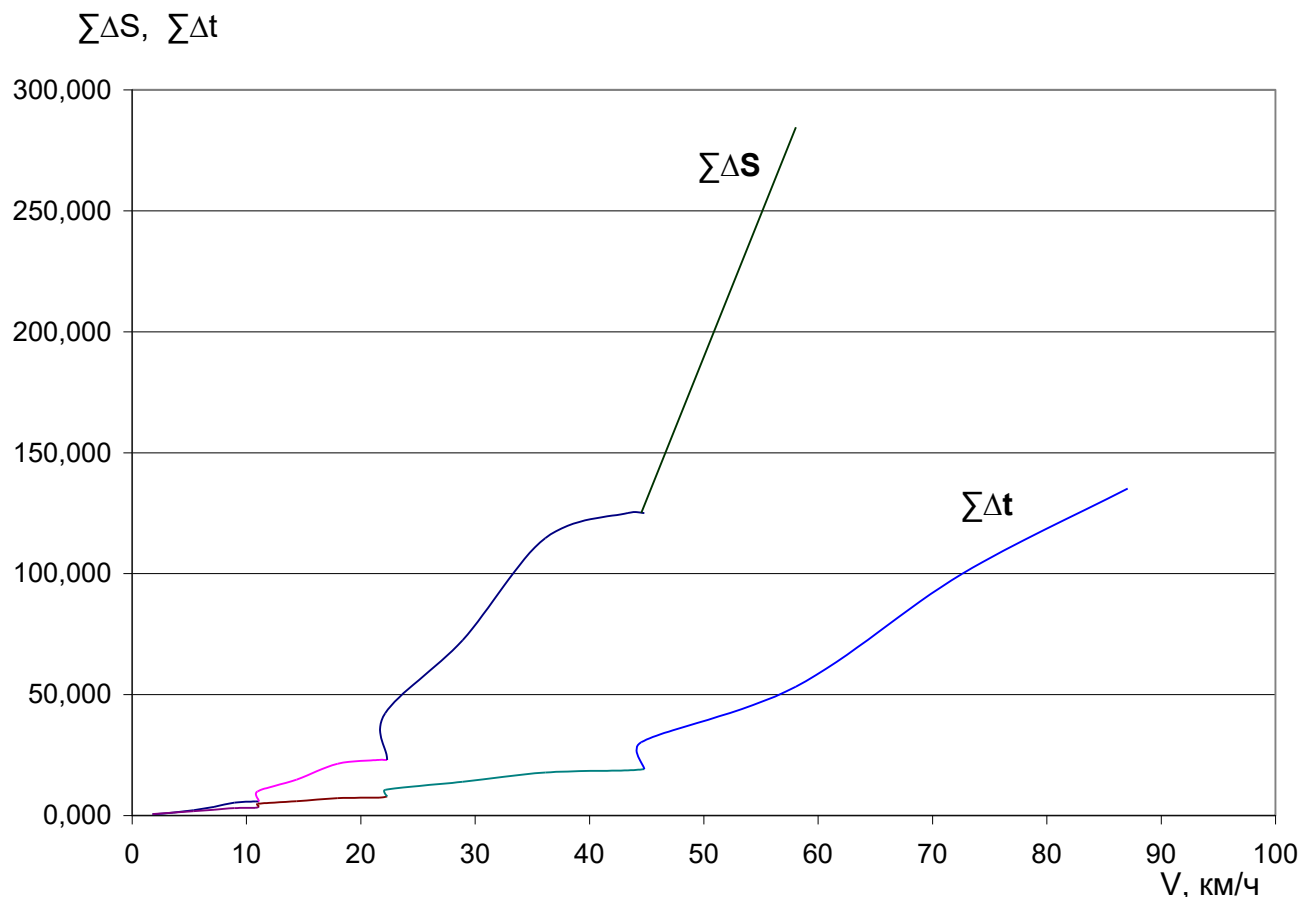


Рис. 2.7 Графік часу та шляхи розгону до максимальної швидкості

2.9 Розрахунок паливної економічності автомобіля

Паливно-економічні якості новопроеКТованих автомобілів під час руху з постійною швидкістю оцінюються паливно-економічною характеристикою. Ця характеристика є графік залежності шляхової витрати палива від швидкості руху для різних дорожніх умов.

Дорожня витрата палива

$$g_n = \frac{g_e \times N_e}{10V \times \rho_T},$$

де g_e - питома ефективна витрата палива, г/кВт год;

N_e - Потужність двигуна, необхідна для рівномірного руху по дорозі з коефіцієнтом опору Ψ із заданою швидкістю, кВт;

ρ_T - щільність палива, кг/л;

для бензину $\rho_T = 0,74$ кг/л;

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Питома ефективна витрата палива залежить від частоти обертання коленвала двигуна та ступеня використання потужності двигуна.

Це положення враховують коефіцієнти

$$g_e = g_N \times K_n \times K_N,$$

де g_N - питома витрата палива за максимальної потужності двигуна;

для інжекторних двигунів 353,6 г/кВт год;

K_n - коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива в залежності від частоти обертання коленвала двигуна; є функцією від відношення поточної та номінальної частот обертання коленвала;

$$K_n = 1,25 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3,$$

n_e - частота обертання коленвала двигуна за заданих умов руху, об/хв;

n_N - частота обертання коленвала двигуна за максимальної потужності; об/хв;

$$K_N = 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_e}{N_{100}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_e}{N_{100}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_e}{N_{100}} \right)^3,$$

N_e - потужність двигуна при заданій швидкості руху автомобіля, необхідна для подолання опорів дороги та опору повітря;

$$N_e = \frac{N_{\Psi} + N_W}{\eta_{\partial\partial}} = \frac{m \times \Psi \times V}{367 \times \eta_{\partial\partial}} + \frac{k \times F \times V^3}{46700 \times \eta_{\partial\partial}},$$

N_{100} - максимальна потужність двигуна для заданої швидкості руху. Значення береться з графіка потужності балансу автомобіля для заданої швидкості руху.

Побудова паливно-економічної характеристики автомобіля проводиться за умов його руху на вищій передачі горизонтальною дорогою з асфальтобетонним покриттям. У зв'язку з цим, слід брати 5...6 швидкостей руху автомобіля на вищій передачі, а відповідні цим швидкостям частоти

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

обертання коленвала двигуна порівнювати з номінальною частотою.

Таблиця 2.10

Значення коефіцієнта K_n

Для всіх типів двигунів	$\frac{n_e}{n_N}$							
	K_n	1,6130	0,3200	0,4800	0,6450	0,8000	0,9700	1,0000
		1,2316	1,0245	0,9739	0,9566	0,9671	1,0019	1,0100

Таблиця 2.11

Значення коефіцієнта K_N

Тип двигуна	$\frac{N_e}{N_{(100)}}$							
	K_N	0,0352	0,1040	0,1450	0,2809	0,3681	0,5247	0,8247
Карбюраторний		2,9918	2,5102	2,2602	1,6107	1,3226	1,0112	0,9169

Тип двигуна	$\frac{N_e}{N_{(100)}}$							
	K_N	0,0892	0,2592	0,3447	0,5715	0,6732	0,8561	1,1891
Карбюраторний		2,6074	1,6975	1,3912	0,9606	0,9038	0,9290	1,0584

Розрахунок та побудова паливно-економічної характеристики автомобіля слід проводити для двох умов руху автомобіля, що характеризуються такими значеннями коефіцієнтів опору дороги: $\Psi_1 = 0,015$ та $\Psi_2 = 0,038$.

Розрахунки паливно-економічної характеристики автомобіля подаємо у формі таблиці 2.12.

За результатами розрахунку будуюмо паливно-економічну характеристику автомобіля. Форма кривих паливно-економічної характеристики автомобіля показано на рис.2.9.

Таблиця 2.12

Розрахунок паливно-економічної характеристики

Параметри	Коефіцієнт опору дороги ψ_1						
n_e , про/хв	500	1000	1500	2000	2500	3000	3100
n_e / n_N	1,613	0,32	0,48	0,645	0,8	0,97	1
K_n	1,23157218	1,0245357	0,9738579	0,9566243	0,96712	1,0018585	1,01

					ДПТ.450000.401 ДППЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			47

V, км/год	1,7925	11,1135	22,3169	44,8136	58,056	72,57	89,9868
N _e , кВт	0,6886898	4,368388	9,388011	23,83857	36,71037	56,02607	88,2454
N ₍₁₀₀₎ , кВт	19,56	42	64,735	84,851	99,724	106,786	107
N _e / N ₍₁₀₀₎	0,03520909	0,1040092	0,1450222	0,2809462	0,3681198	0,5246575	0,8247234
K _N	2,99176077	2,5102336	2,2602356	1,6107426	1,3226482	1,0112334	0,9168895
g _e , г/кВт год	1100,21241	767,94662	657,26289	460,10545	381,95704	302,51546	276,52103
g _п , л/100 км	57,1227736	40,791502	37,363462	33,074705	32,638073	31,560867	36,644577
Параметри	Коефіцієнт опору дороги $\psi_2 = 0,038$						
n _e , про/хв	500	1000	1500	2000	2500	3000	3100
n _e / n _N	1,613	0,32	0,48	0,645	0,8	0,97	1
K _n	1,23157218	1,0245357	0,9738579	0,9566243	0,96712	1,0018585	1,01
V, км/год	1,7925	11,1135	22,3169	44,8136	58,056	72,57	89,9868
N _e , кВт	1,74391946	10,885146	22,313772	48,49491	67,134321	91,414568	127,23589
N ₍₁₀₀₎ , кВт	19,56	42	64,735	84,851	99,724	106,786	107
N _e / N ₍₁₀₀₎	0,08915744	0,2591701	0,3446941	0,5715302	0,6732012	0,8560539	1,1891205
K _N	2,60744697	1,6975177	1,3911513	0,9606373	0,9037997	0,9290163	1,0583858
g _e , г/кВт год	830,431618	449,74871	350,34706	237,6454	226,0378	240,69011	276,43556
g _п , л/100 км	109,179076	59,528041	47,337561	34,752337	35,322127	40,971778	52,819347

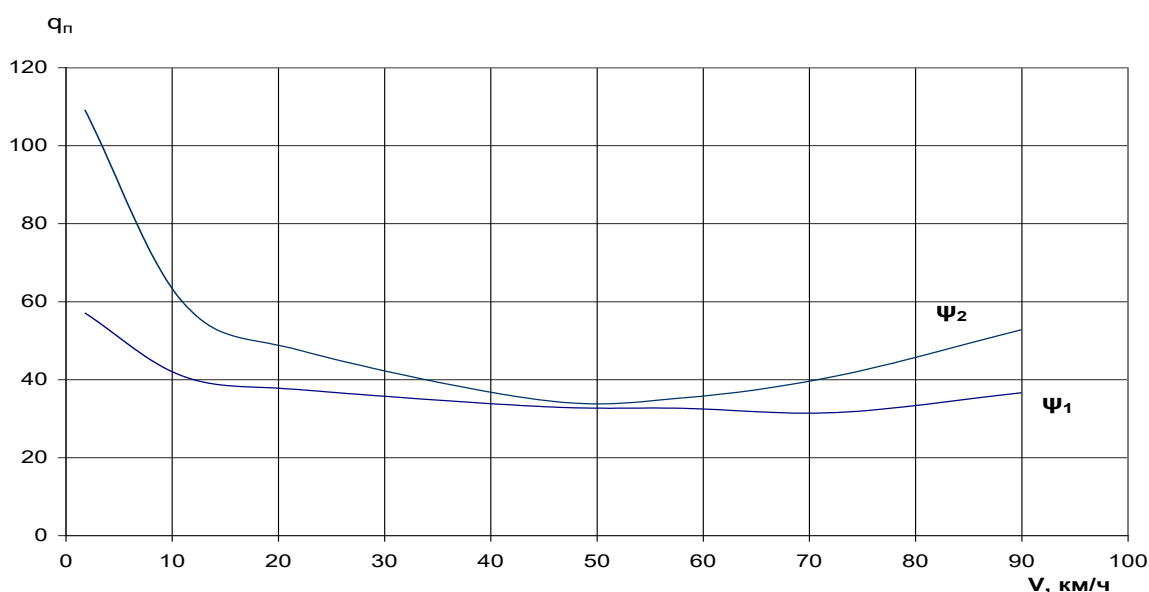


Рис. 2.9 Паливно-економічна характеристика модернізованого автомобіля

					ДІТ.450000.401 ДППЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			48

2.10 Порівняльна характеристика та аналіз спроектованого автомобіля

Порівняємо модернізований автомобіль із таким же подібним. Прототипом нашого автомобіля виберемо Daewoo Lanos 1,5.

Таблиця 2.13

Основні параметри спроектованого автомобіля та його прототипу

Марка, модель	Прототип	Модернізований автомобіль
Потужність, кВт, (к.с.)	86(112)	107(145)
Крутний момент, Нм	130	150
Кількість передач КПП	5	4
База, мм	2520	2520
Середня витрата палива, л/100км	8	9
Повна маса, кг	1036	1050
Вантажопідйомність	500	500
Максимальна швидкість км/год	140	140

З порівняння наведених параметрів можна сказати, що при рівних розмірах та майже однаковій вазі автомобіля та прототипа, потужність більша на 24%.

Крутний момент модернізованого автомобіля складає 150 Нм в порівнянні з автомобілем прототипом - 130 Нм.

По параметрах економічності модернізований автомобіль поступається з витратою палива і незначної вантажопідйомності. Це пов'язано зі зменшенням кількості передач та підбору передавальних чисел коробки передач.

3 МЕТОДИ ДІАГНОСТИКИ АВТОМАТИЧНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Згідно попередніх розрахунків для модернізації автомобіля, найбільш доречним буде використання АКПП Aisin AW80-40LE [7].

Технічні характеристики Aisin AW80-40LE

Тип – гідроавтомат.

Кількість передач – 4.

Привід – передній.

Об'єм двигуна - до 1.7 літра.

Крутний момент - до 150 Нм.

Тип оливи - Toyota ATF Type T-IV.

Об'єм оливи - 5.8 л.

Заміна оливи раз на - 70 000 км.

Заміна фільтра кожні - 70 000 км.

Орієнтовний ресурс - 250 000 км.

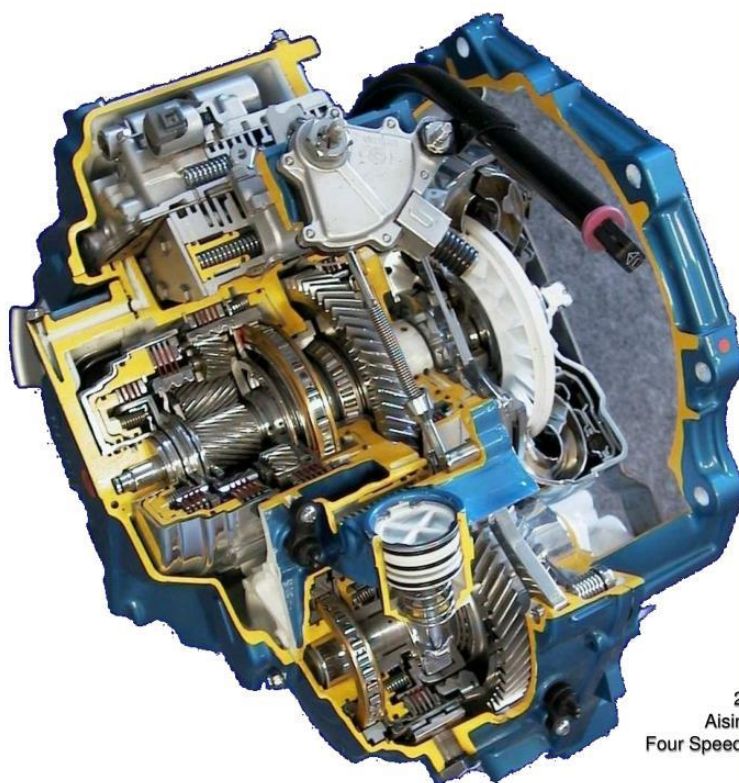


Рис. 3.1 Загальний вигляд АКПП Aisin AW80-40LE

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

У пристрій АКПП "Айсин" входять: Гідротрансформатор, гідроблок, планетарний ряд шестерень, диференціал (стосується передньопривідних авто), система охолодження, насоси, система управління, внутрішній простір коробки заповнений маслом (АТФ-рідина). Вона не тільки змащує деталі, що труться, але й дозволяє передавати крутний момент, виконуючи функцію «мокрого» зчеплення.

Серед плюсів даної коробки: невеликий і при цьому ефективний гідравлічний блок (сприяє компактнішим габаритам коробки і забезпечує ефективне змащення деталей, повністю автоматизоване керування коробкою (це дозволяє витратити менше пального), плавне перемикання швидкостей.

Ці коробки показують непоганий ресурс у несприятливих умовах. Так, до капітального ремонту такий автомобіль може проїхати близько 400 тисяч кілометрів. Проста конструкція. Це дозволяє не тільки заощаджувати на ремонті, а й здійснювати самостійне обслуговування.

Деякі мінуси: при частих навантаженнях та застосуванні спортивного режиму, може стати непридатним фрикціон гідротрансформатора АКПП. Також змінює свій колір та масло. З червоного воно перетворюється на чорний колір. не можна допускати забруднення рідини. Якщо фрикціон поршня був зношений аж до заліза, масло насичується клейовим складом. Це негативно впливає на роботу клапанів гідравлічного блоку. Золотники можуть заїдати як на гарячу, так і на холодну, не даючи соленоїдам і пружинам вчасно відкривати канали з рідиною. Це призводить до втрати тяги та підвищеного зносу фрикціонів у пакетах. Для заміни потрібно від 7 до 10,5 літрів АТФ-рідини.

Головними ознаками порушення роботи автоматичної трансмісії є: пробуксовка, ривки при перемиканні передач, затягування перемикавання, виникнення сторонніх шумів, витоку та спрацювання контрольної лампи на панелі приладів.

Пробуксовка – помітна затримка між увімкненням передачі або натисканням на педаль акселератора та реакцією автомобіля, тобто затримкою між зміною режиму роботи двигуна та трансмісії та провідних коліс. Проблеми

					ДПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

з перемиканням можуть виявлятися по-різному: від повної відмови АКПП змінювати передавальні відносини до безладного перемикання та перемикання, яке відбувається ривками. Поява в АКПП сторонніх шумів вимагає негайного проведення діагностики. Працювати справна АКПП має без сторонніх акустичних шумів. Автомобілі з електронним керуванням АКПП мають на панелі індикаторну лампочку, що спалахує при появі в пам'яті блоку керування кодом несправності. Нові технології для проведення діагностики вимагають застосування діагностичного обладнання – сканерів, трансмісійних тестерів, цифрових та аналогових вимірювальних приладів. До того ж режим перемикання в АКПП з електронним керуванням залежить від інформації ЕБУ ДВЗ.

Витоку трансмісійної рідини необхідно усувати невідкладно, оскільки Нестача рідини може призвести до зношування окремих елементів АКПП.

Вихід з ладу АКПП може статися з кількох причин: гідравлічна несправність, механічна несправність, несправність електроніки, несправність двигуна.

Грамотна діагностика та виявлення причин виходу з ладу АКПП допоможе провести її ремонт із найменшими витратами. Для правильної постановки діагнозу необхідно зібрати якнайбільше інформації. Для збору інформації необхідні діагностичні карти.

Головним завданням діагностики є ідентифікація причин відмови ККПП.

Як правило, діагностика та тестовий заїзд виробляються як перед початком ремонту, так і після його завершення.

Діагностика АКПП повинна проводитися в динамічному режимі без демонтаж її з транспортного засобу. Після того, як трансмісія буде демонтована з автомобіля, єдиний спосіб визначення несправності - проведення точних вимірювальних робіт із вимірювання величин всіх складових деталей АКПП, включаючи найдрібніші контрольні кульки, сальники, поршні, диски муфт зчеплення, деталей електромагнітних клапанів та ін.

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дорожні випробування АКПП.

Дорожні випробування починаються з визначення правильності роботи АКПП, що передуює оцінці її справності.

Для проведення дорожніх випробувань АКПП необхідні тахометр та сканери для контролю стану ЕБУ ДВЗ та/або АКПП.

У процесі дорожніх випробувань перевіряються:

1. працездатність трансмісії у всіх режимах;
2. моменти та якість перемикання передач при різних навантаженнях;
3. робота АКПП як примусового зниження передач (kick-down).

При безладних, пізніх або різких перемиканнях потрібно звернути особливу увагу працювати ДВС. Моменти перемикань та їх якість орієнтовані нормальну роботу двигуна.

Правильно проведені дорожні випробування є цінним діагностичний інструмент ключовим моментом цього виду діагностики є порівняння отриманих при дорожніх випробуваннях результатів з приписами карток моментів перемикань, що видаються виробниками АКПП.

Перевірка повністю загальмованому автомобілі (stall test).

Випробування на повністю загальмованому автомобілі проводиться при працюючому на повну потужність двигуні. Мета цієї перевірки полягає в тому, щоб визначити гальмівні якості фрикційних елементів керування, правильність роботи гідротрансформатора та двигуна. При виконанні цієї процедури необхідно дотримуватися обережності, оскільки значно підвищується температура трансмісійного масла, і трансмісія зазнає перевантаження.

Відхилення від встановлених значень в ту або інший бік можна інтерпретувати так:

1. Перевищення частоти обертання КВ ДВЗ в основному свідчить про знос виконавчих деталей АКПП, наприклад, пробуксовування фрикціонів через спінювання трансмісійної рідини або низьку величину лінійного (керуючого) тиску у гідравлічному контурі.

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Зниження частоти обертання КВ ДВП свідчить про те, що двигун не розвиває повну потужність чи несправний ГДТ.

3. Відповідність частоти обертання КВ ДВЗ встановленим показникам не завжди є гарантією справного стану ГДТ, оскільки, наприклад, муфта вільного ходу реактора ГДТ може не блокуватися, а отже, не давати можливості ГДТ переходити до режиму роботи гідромуфти.

Головним ризиком під час проведення перевірки “stall test” є можливість перегріву АКПП та пов'язане з цим подальше руйнування агрегату. За цим причин не всі виробники автомобілів публікують специфікаційні карти "stall test chart". Якщо все ж таки вжити деяких запобіжних заходів і після кожного проведення перевірки АКПП охолоджувати належним чином, перевірка “stall test” може принести багато корисної інформації до зняття коробки, її розбирання та проведення подетальної перевірки.

Діагностика АКПП перевіркою гідравлічного тиску.

Перевірка гідравлічних тисків у керуючих лініях АКПП дозволяє підтвердити та уточнити попередній діагноз, винесений на етапі дорожніх випробувань транспортного засобу. Якщо за результатами даних випробувань робиться остаточний висновок, необхідність проведення гідравлічних перевірок тисків відпадає. Кількість гідравлічних контурів, що перевіряються, залежить від моделі трансмісії. Загальною гідравлічною перевіркою всіх моделей АКПП є перевірка лінійного (керуючого) тиску, включаючи його зростання та зниження різних робочих режимах роботи ДВЗ та АКПП.

Залежно від моделі АКПП під час діагностики з гідравлічного тиску контролюються показники тисків трансмісійної рідини основних гідравлічних контурах АКПП.

Робоче тіло, що забезпечує спрацьовування фрикціонів – гідравлічна рідина, тому перевірка робочого тиску в керуючих контурах дозволяє отримати багато корисної інформації про технічний стан АКПП загалом.

Обладнання, потрібне для проведення діагностики АКПП з перевірки гідравлічного тиску – манометр, переносний тахометр. Різні моделі АКПП

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вимагають набору перехідних шлангів та адаптерів для підключення вимірювальних приладів.

На корпусі АКПП є діагностичні порти (штуцери), що дозволяють проводити вимірювання у відповідних точках ліній гідравлічної системи АКПП. У штатному стані діагностичні порти заглушені спеціальними пробками, після демонтажу яких може бути здійснено підключення манометр.

Заміри виробляються в портах, які мають відношення до несправності, виявлені на стадії дорожніх випробувань. В першу чергу, завжди перевіряється лінійний тиск, що є показником тиску в головному гідравлічному контурі, тому, якщо лінійний тиск за результатами вимірів знижене, то воно знижено і в інших лініях гідравлічної системи управління АКПП. Наприклад, від гідравлічного тиску залежить притискна сила зчеплення фрикціонів або стрічкового гальма у виконавчих механізмах управління АКПП, тому зниження цього тиску веде до пробуксовки.

Висновок щодо аналізу методів діагностики АКПП.

Кожен із методів діагностики АКПП має як свої функціональні переваги, і певні недоліки. Ця обставина не виключає індивідуального застосування будь-якого з перерахованих вище методів при діагностики АКПП. Проте використання проаналізованих методів діагностики АКПП у комплексі надає найбільш об'єктивну та вичерпну інформацію про технічний стан АКПП загалом.

					ДІПТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

В результаті виконаних розрахунків визначено числові значення показників експлуатаційних властивостей та побудовано графіки зміни експлуатаційних властивостей автомобіля, що проектується, залежно від зміни його швидкості руху.

Незважаючи на те, що показники експлуатаційних властивостей автомобіля визначені лише для одного режиму роботи двигуна автомобіля, вони мають велике практичне значення. Деякі показники використовуються для оцінки технічного рівня модернізованого автомобіля (наприклад, час і шлях розгону автомобіля до максимальної швидкості, паливно-економічна характеристика).

Слід зазначити, що за статистикою ресурс ДВЗ вищий коли він працює в парі з АКПП, це виключає похибки водія, які можливі при перемиканні передач (інколи водій занадто рано перемикає на підвищену передачу, що завдає додаткове навантаження на ДВЗ).

Розглянуті методи діагностики АКПП мають свої функціональні переваги, і певні недоліки. Кожний метод потребує індивідуального застосування при діагностики АКПП. Проте використання проаналізованих методів діагностики АКПП у комплексі надає найбільш об'єктивну та вичерпну інформацію про технічний стан АКПП загалом.

					ДІТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Автомобільні та тракторні двигуни: Конструкція та розрахунок двигунів. / За ред. І.М.Леніна. М: Вища школа, 1976. - 280 с.
2. Колчин А.М., Демідов В.П. Розрахунок автомобільних та тракторних двигунів: Навчальний посібник для ВНЗ. М: Вища школа, 1980. - 400с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія робочих процесів поршневих та комбінованих двигунів. / За ред. А.С. Орліна. М: Машинобудування, 1988. - 400с.
4. Конструкція та розрахунок автотракторних двигунів / За ред. Ю.А. Степанова. - М.: Машинобудування, 1964. - 550с., іл.
5. В.А.Вершигора, А.П.Ігнатов та ін. Автомобілі Daewo Lanos / Багатобарвний альбом. - М.: Третій Рим., 2006.-90с., іл.
6. Улексін В.О. Теплові і динамічні розрахунки автотракторних двигунів: Методичні вказівки до розрахункової роботи з дисципліни «Енергетичні засоби АПК» / Дніпропетр. держ.агр.ун-т. Дніпропетровськ, 2009.
7. Розрахунок та конструювання автомобільних та тракторних двигунів: Навч. Посібник для вузів/Б.Є. Залізко, В.М. Адамов, І.К. Русецький, Г.Я. Якубенко. - Мн.: Виш.шк., 1987. - 247с.
8. Довідник технолога-машинобудівника: У 2 т. Т 1. - 4-е вид., Перероб. та дод. / За ред. А.Г. Косилової та Р.К. Мещерякова. -М.: Машинобудування, 1985. -656 с.
9. Довідник технолога-машинобудівника: У 2 т. Т 2. - 4-е вид., Перероб. та дод. / За ред. А.Г. Косилової та Р.К. Мещерякова. -М.: Машинобудування, 1985. -496 с.
10. Двигуни внутрішнього згоряння/За ред. В.М. Луканіна, -М: Вища школа, 1984. -332 с.
11. Марков В.А., Башир Р.М., Габітов І.І. Токсичність відпрацьованих газів дизелів. - 2.вид., Перероб. та дод. - М.: Видавництво МДТУ ім. Н.Е.Баумана, 2002. - 375с.

					ДНТ.450000.401 ДППЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57