

РОЗРОБКА РАЦIОНАЛЬНОГО МЕТОДУ ВИБОРУ ТИПУ ТРАНСМIСIЇ ДЛЯ
СIДЕЛЬНОГО ТЯГАЧА

ЗМІСТ

	стор
ВСТУП	3
1. СТАН ПИТАНЬ ЩОДО ВИБОРУ ТИПУ ТРАНСМІСІЇ ТА ЇЇ РОЗРАХУНКІВ ДЛЯ СІДЕЛЬНОГО ТЯГАЧА	5
1.1. Огляд існуючих типів трансмісій, що використовуються для вантажних автомобілів	5
1.2. Методика визначення передаточних чисел для багатоступінчастої коробки зміни передач	11
Висновки до першого розділу	13
2. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОПОЇЗДА З ТРАНСМІСІЄЮ ТЯГАЧА РІЗНОГО ТИПУ	14
2.1. Характеристика маршруту для дослідження руху автопоїзда	14
2.2. Аналіз параметрів руху автопоїзда з гідромеханічною трансмісією тягача	16
2.3. Аналіз параметрів руху автопоїзда з механічною трансмісією тягача	19
2.4. Імітаційна модель трансмісії	23
2.5. Результати тестування імітаційної моделі	24
Висновки до другого розділу	26
ВИСНОВКИ	27
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	28

ВСТУП

Хоча, на сьогодні, спостерігається поступовий перехід до використання в автомобілях альтернативних джерел енергії, все ж таки, значна частка автомобільного транспорту залишається одним з основних споживачів нафтових палив. Витрати на них в структурі автомобільних перевезень займають істотну частину. Так частка витрат на паливно-змащувальні матеріали в собівартості 1 т·км на автомобільному транспорті складає 15...20 %.

На витрату палива істотно впливає режим руху автомобіля і вибір оптимальних швидкостей. Досвід експлуатації автомобілів показує, що уміле керування рухом автомобіля в різних дорожніх умовах – один з істотних чинників, що впливає на витрату палива. При умілому керуванні автомобілем можна добитися за всіма рівними умовами економії палива на 15...20 %.

Актуальність теми. Оптимізація конструктивних параметрів автомобіля є одним з найбільш важливих шляхів підвищення технічного рівня, продуктивності, економічності й ефективності використання автомобільного транспорту.

Трансмсія є елементом конструкції, параметри якої визначають техніко-економічні показники автомобіля. Одним з основних конструктивних параметрів трансмісії є ряд передаточних чисел. Збільшення кількості ступенів і діапазону КЗП автопоїздів дозволяє ефективніше використовувати потужність двигуна в залежності від відсотка завантаженості транспортного засобу при експлуатації в різних дорожніх умовах. Більший інтервал обумовлює збільшення витрати палива, а також зниження динамічних якостей автомобіля, менший інтервал викликає у водія ускладнення при виборі необхідної передачі для оптимальної пристосованості транспортного засобу до заданих дорожніх умов, тобто слід автоматизувати процес перемикання передач.

Крім цього, однією із задач сучасної науки в галузі динаміки машин залишається впровадження в практику методів дослідження функціонування складних динамічних систем. Комп'ютерне моделювання з використанням

сучасних прикладних програм є одним із найбільш актуальних засобів для дослідження подібних систем на сьогодні. Інтенсивний розвиток імітаційного та візуального моделювання спонукає по-новому підходити до розв'язування задач динаміки машин.

Мета роботи. Підвищення тягово-швидкісних показників сідельних автопоїздів шляхом визначення раціональних параметрів елементів трансмісії тягача. Розробка імітаційної моделі КЗП для трансмісії сідельного тягача.

Завдання роботи:

- запропонувати методику обґрунтованого вибору типу трансмісії для сідельних тягачів з метою вдосконалення процесу конструювання їх відповідних елементів;
- запропонувати імітаційну модель КЗП для трансмісії вантажного автомобіля.

Об'єкт дослідження. Робочі процеси, що відбуваються в трансмісії вантажних автомобілів.

Предмет дослідження. Кінематичні параметри багатоступінчастої коробки зміни передач та гідромеханічної передачі, їх вплив на динамічні та паливно-економічні властивості вантажних автомобілів.

Новизна роботи. Набула подальшого розвитку імітаційна модель трансмісії вантажного автомобіля, яка відрізняється від відомих здатністю реалізовувати будь-який алгоритм керування технічною системою «муфта зчеплення – КЗП».

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАНЬ ЩОДО ВИБОРУ ТИПУ ТРАНСМІСІЇ ТА ЇЇ РОЗРАХУНКІВ ДЛЯ СІДЕЛЬНОГО ТЯГАЧА

1.1 Огляд існуючих типів трансмісій, що використовуються для вантажних автомобілів

Трансмісії автомобілів класифікують:

- за конструкцією: механічна, гідромеханічна, гідрооб'ємна, електромеханічна, електрична.

- за способом керування – автоматичне, напівавтоматичне, неавтоматичне, автоматичне з розподілом крутного моменту.

- за схемою передачі крутного моменту – на задні колеса, на передні колеса, на середні та задні колеса, на усі колеса.

- за характером зміни величини та напрямку передачі крутного моменту – ступінчата та безступінчата.

- за способом передачі крутного моменту в гібридних автомобілях – послідовним, паралельним та комбінованим.

- за розподілом потужності (крутного моменту) двигуна внутрішнього згоряння на механічний та електричний силові потоки в гібридних автомобілях:

1. Трансмісії з одним електричним силовим потоком, у яких механічна енергія двигуна повністю перетворюється в електричну без використання енергії акумуляторів або інших накопичувачів.

2. Трансмісії, у яких є механічний та електричний силові потоки, співвідношення між якими вибирається автоматичними системами керування в залежності від режиму руху автомобіля. Механічна енергія двигуна частково перетворюється в електричну з використанням енергії акумуляторів або інших накопичувачів, або без них;

3. Трансмисії, у яких механічна енергія двигуна повністю перетворюється в електричний силовий потік та з використанням енергії акумуляторів або інших накопичувачів;

4. Трансмисії з механічним силовим потоком двигуна та електричним силовим потоком акумуляторів або інших накопичувачів енергії. В усіх перерахованих варіантах використовується енергія гальмування (двигуна) для накопичення в іншому виді в акумуляторах, конденсаторах, інерційних конструкціях.

На рис. 1.1-1.4 представимо актуальні схеми трансмісій, що використовуються для вантажних автомобілів.

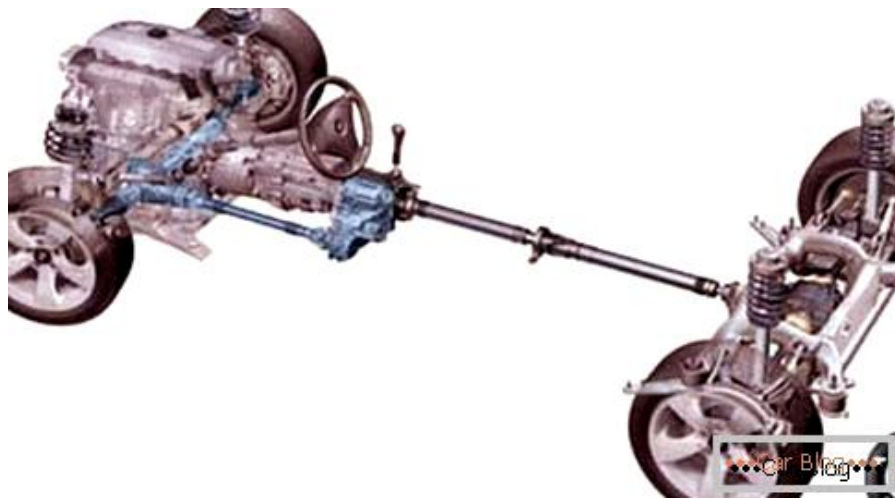


Рис. 1.1 Механічна трансмісія для повноприводного автомобіля

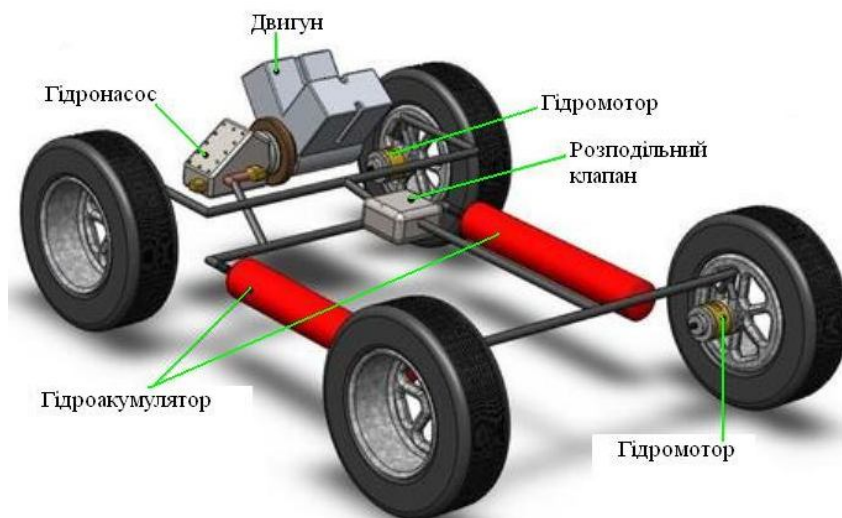


Рис. 1.2 Гідрооб'ємна трансмісія для повноприводного автомобіля

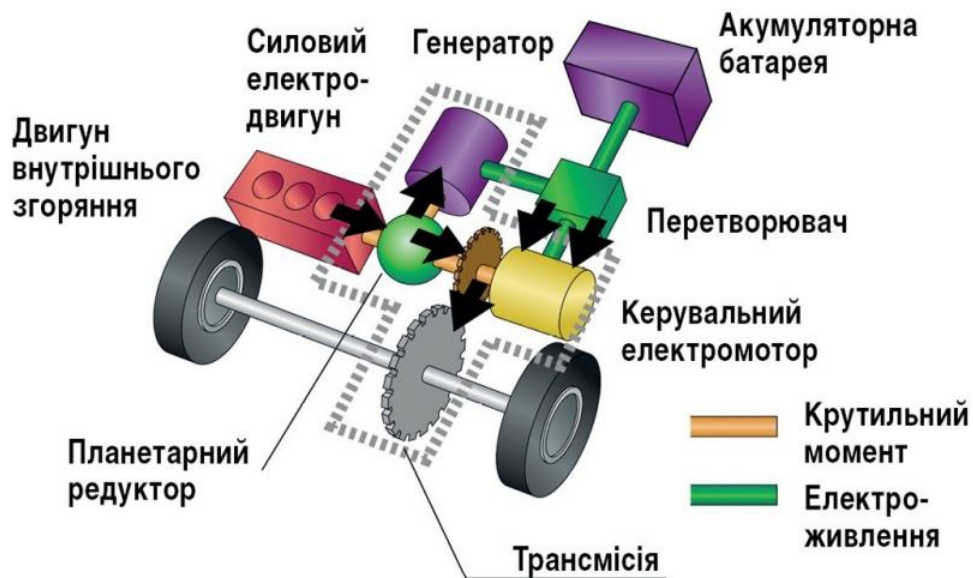


Рис. 1.3 Трансмісія автомобіля з гібридною силовою установкою

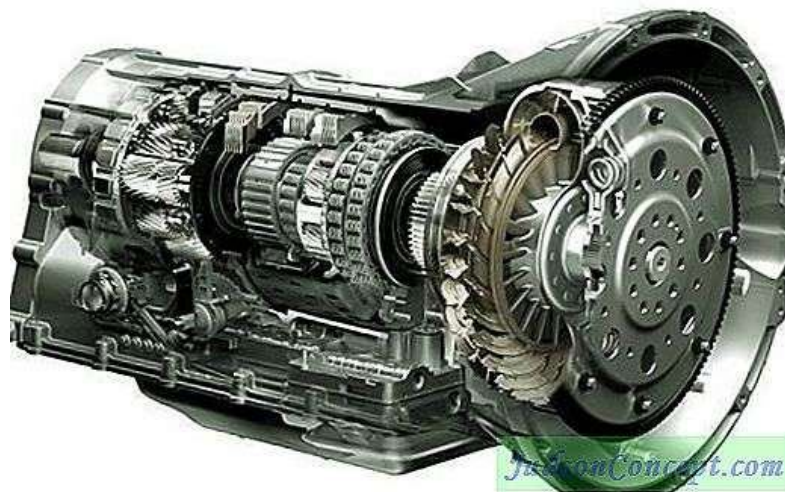


Рис. 1.4 Гідромеханічна трансмісія автомобіля

Далі розглянемо різновиди багатоступінчатих коробок передач. На рис. 1.5 показана конструкція восьмиступінчастої коробки передач. Задній редуктор двоступінчатий, має пряму і понижуючу передачі. Головними особливостями конструкції коробки є наступні: загальний картер для чотириступінчастої базової частини і заднього редуктора; оригінальне розміщення зубчатих коліс заднього ходу. Від зубчастого колеса першої передачі веденого валу базової частини коробки приводиться в обертання зубчасте колесо валу заднього ходу, який

проходить у відсік заднього редуктора і за допомогою вільно встановленої шестерні з'єднується з колесом першої пари редуктора.

Включення заднього ходу організовано за допомогою муфти. При такому розміщенні зубчастих коліс заднього ходу скорочується довжина коробки передач. Проміжні вали виконані за одне ціле із зубчастими колесами нижчих передач відповідно базовій частині і заднього редуктора. Решта зубчастих коліс проміжних валів зафіксована на їх шийках за допомогою шліцьових з'єднань.

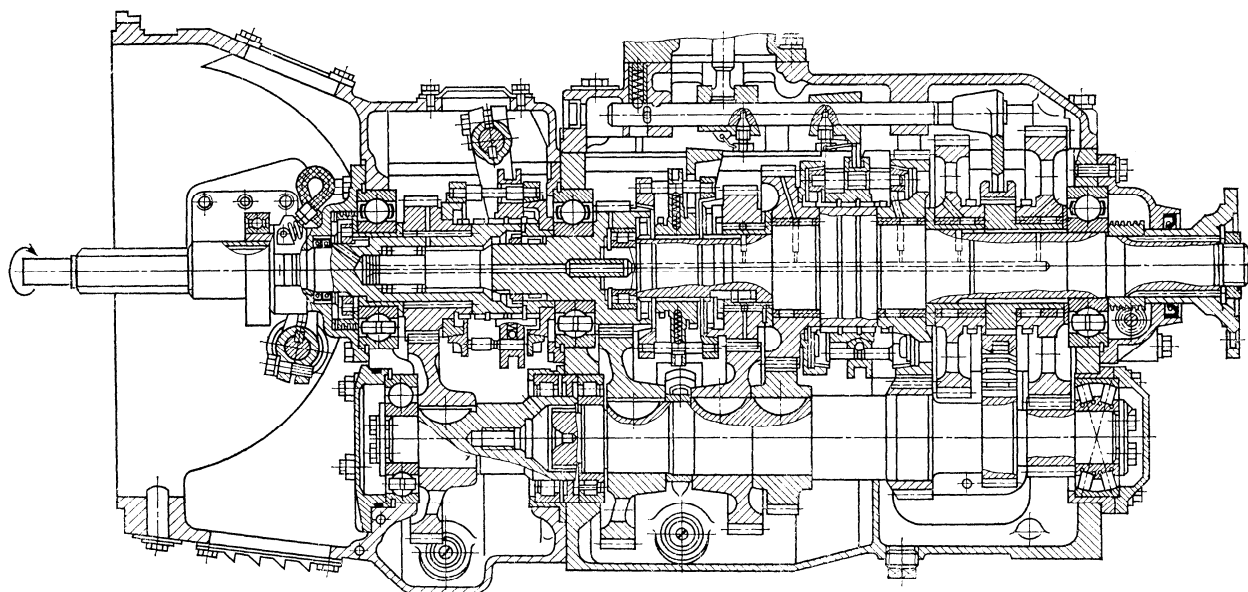


Рис. 1.5 Восьмиступінчаста коробка передач

На рис. 1.6 показана конструкція дев'яноступінчастої коробки передач. Коробка виконана на базі п'яноступінчастої і має задній двоступінчатий планетарний редуктор. Шестерні першої передачі і заднього ходу виконані за одне ціле з проміжним валом. Решта зубчастих коліс проміжного валу виконана попарно у вигляді блоків і напресовані на вал. Картер планетарного редуктора складається з двох половин. Для змащення підшипників зубчастих коліс веденого валу і елементів планетарного редуктора встановлений насос. Відбір потужності може проводитися з торця заднього кінця проміжного валу.

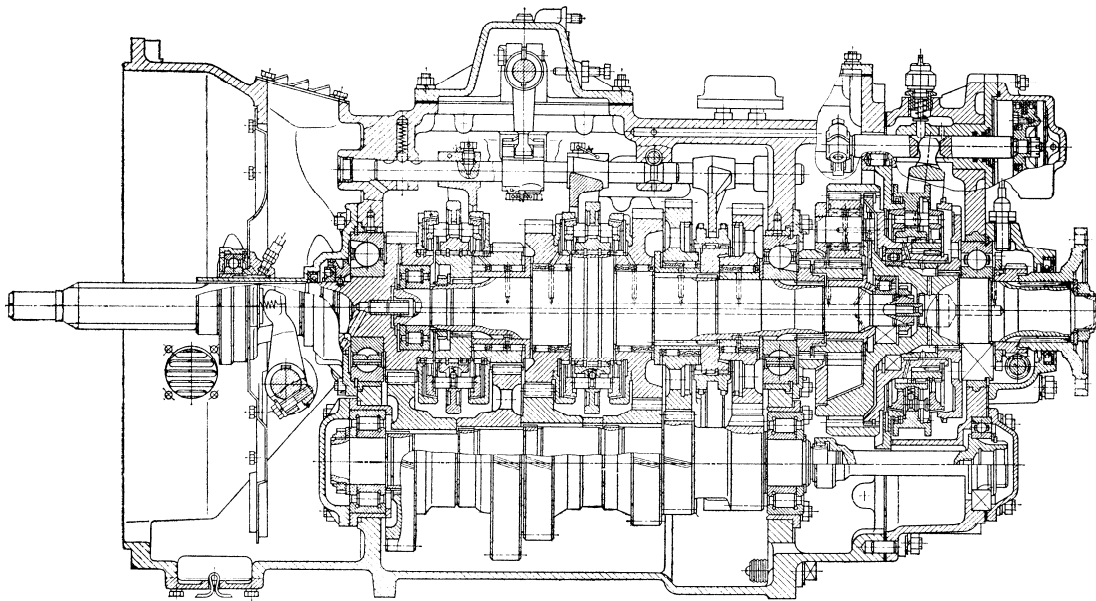


Рис. 1.6 Дев'ятиступінчаста коробка передач

На рис. 1.7 показана конструкція десятиступінчастої коробки передач, що складається з 5-ти ступінчастої основної коробки передач і 2-охступінчастого підвищуючого дільника.

На рис. 1.8 представлені конструкції коробок передач фірми ZF, [5]. У 2004 році компанія представила три нові серії механічних КП. На базі ZF-Ecosplit створена 12-ступінчаста КП (рис. 1.9) для великовантажних автомобілів, призначених для перевезень на великі відстані. Розроблена нова 6-ступінчаста КП (існує також автоматична версія), призначена для автомобілів, що доставляють дрібні партії товарів в межах невеликого району. Третьою розробкою є повністю модернізована 9-ступінчаста КП New Ecomid. 12 передач – це основна перевага нової КП Ecosplit. При дальніх магістральних перевезеннях 12 швидкостей цілком достатньо для комерційного автомобіля, обладнаного сучасним двигуном з високим крутним моментом в широкому діапазоні оборотів. Картер 12-ступінчастої версії запозичений у 16-ступінчастої КП Ecosplit, але на відміну від останньої використовується нова, спеціально розроблена триступінчата базова КП, завдяки чому вдалося збільшити міцність і надійність шестерень і синхронізаторів. КП може агрегатуватися з наймогутнішими

двигунами з крутним моментом до 2800 Нм. Завдяки збільшенню крутного моменту вдалося зменшити масу агрегату.

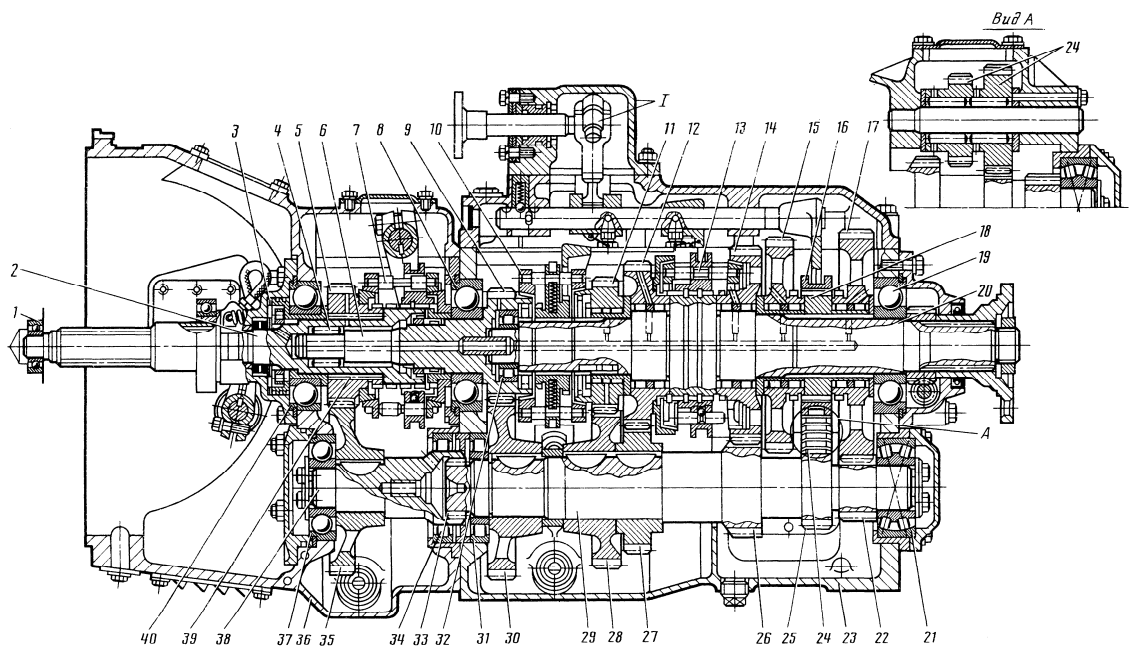


Рис. 1.7 Десятиступінчаста коробка передач:

I - механізм перемикання передач; 1, 4, 8, 19, 21, 31, 32, 34, 37, 39, 40 - підшипники; 2 - ведучий вал дільника; 3 - мастилозабезпечуюче кільце; 5 - шестерня передачі, що підвищує; 6 - ведучий вал; 7 - синхронізатор дільника; 9 - шестерня приводу проміжного валу; 10 - синхронізатор 4-ої і 5-ої передач; 11 - шестерня 4-ої передачі; 12 - зубчасте колесо 3-ої передачі; 13 - синхронізатор 2-ої і 3-ої передач; 14 - зубчасте колесо 2-ої передачі; 15 - зубчасте колесо заднього ходу; 16 - муфта легкого включення; 17 - зубчасте колесо 1-ої передачі; 18 - проміжна втулка; 20 - ведений вал; 22 - шестерня 1-ої передачі; 23 - картер КЗП; 24 - блок шестерень приводу З.Х.; 25 - шестерня приводу З.Х.; 26 - шестерня 2-ої передачі; 27 - шестерня 3-ої передачі; 28 - зубчасте колесо 4-ої передачі; 29 - проміжний вал; 30 - зубчасте колесо приводу проміжного валу; 33 - шліцьове з'єднання; 35 - зубчасте колесо передачі, що підвищує; 36 - картер зчеплення; 38 - проміжний вал дільника.

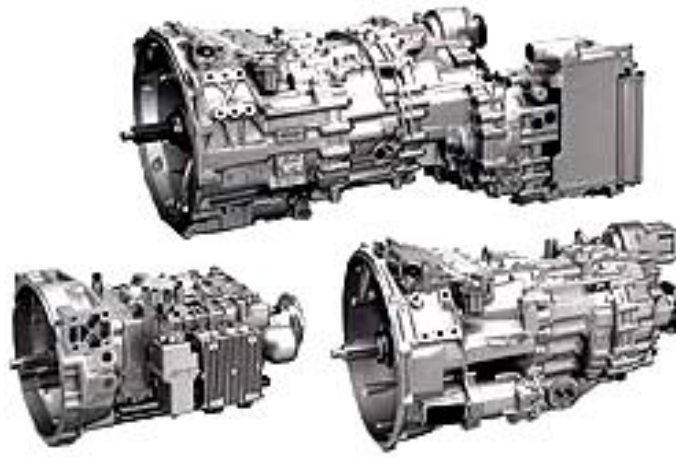


Рис. 1.8 Коробки передач фірми ZF

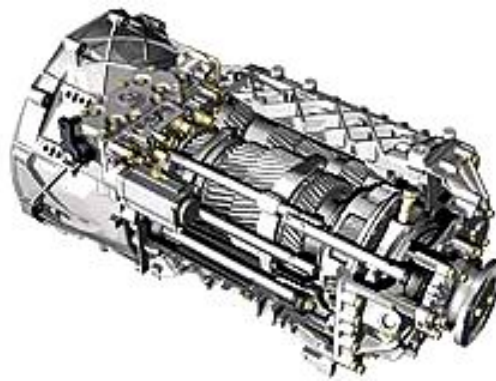


Рис. 1.9 Коробки передач фірми ZF

1.2 Методика визначення передаточних чисел для багатоступінчастої коробки зміни передач

Передаточне число першої передачі коробки передач визначається з умов подолання максимального дорожнього опору, забезпечення зчеплення шин з дорогою при різному ступені завантаження автопоїзда та за умови забезпечення руху транспортного засобу з мінімально можливою швидкістю.

– За умовою подолання максимального дорожнього опору:

$$i_{кзпI(\psi)} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi \cdot r_0}{M_{max} \cdot \eta_{mp(I)max} \cdot K_p \cdot i_{zn}}, \quad (1.1)$$

– за умовою забезпечення зчеплення шин з дорогою:

$$i_{кзпI(\varphi)} = \frac{m_{a\varphi} \cdot g \cdot \varphi \cdot r_0}{M_{max} \cdot \eta_{mp(I)max} \cdot K_p \cdot i_{zn}}, \quad (1.2)$$

де $\eta_{TP(I)max}$ – ккд трансмісії при увімкненій нижчій передачі у КЗП;

ψ – сумарний коефіцієнт опору кочення;

ϕ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (за умовою руху по «сухому шосе» у хорошому стані);

m_a – повна (споряджена) маса автомобіля (гранично допустима);

$m_{a\phi}$ – повна маса автомобіля, яка доводиться на ведучі колеса;

M_{max} – максимальний крутний момент двигуна;

K_p – коефіцієнт коректування ЗШХ двигуна;

r_d – динамічний радіус коліс;

i_{en} – передаточне число головної передачі.

– за умовою забезпечення мінімальної швидкості руху:

$$i_{кзпI(V_{min})} = \frac{0,377 \cdot n_{max} \cdot r_{кв}}{V_{min} \cdot i_{en}}, \quad (1.3)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання колінчастого валу двигуна;

$r_{кв}$ – кінематичний радіус коліс у веденому режимі руху;

V_{min} – мінімальна швидкість руху автомобіля.

Якщо КЗП складається з основної частини і додаткової (дільника), то передаточне число першої передачі визначається тільки для граничного завантаження автопоїзда.

Якщо КЗП складається з основної частини і додаткової (демультиплікатора), то передаточне число першої передачі визначається для різного ступеня завантаження автопоїзда.

Після визначення передаточних чисел першої передачі КЗП для подальших розрахунків обирається найбільше значення з передаточних чисел, визначених за умов подолання максимального опору руху та забезпечення мінімальної швидкості руху. Далі визначаються значення проміжних передаточних чисел за законом геометричної прогресії, звідки визначають передаточні числа додаткової частини КЗП. Остаточна кількість передач приймається виходячи зі значень щільності ряду передаточних чисел КЗП, а також за допомогою запропонованої методики, представленої у 2-му розділі.

Висновки до першого розділу

Огляд існуючих типів трансмісії та конструктивних схем багатоступінчастих КЗП, а також підходу до їх моделювання дозволив сформулювати наступні висновки:

1. Для подальших досліджень обрали два типи трансмісії – механічна та гідromеханічна.

2. Багатоступінчастими є коробки зміни передач з кількістю передач від семи до шістнадцяти, які використовуються у трансмісіях вантажних автомобілів.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОПОЇЗДА З ТРАНСМІСІЄЮ ТЯГАЧА РІЗНОГО ТИПУ

2.1. Характеристика маршруту для дослідження руху автопоїзда

Відповідно до ГОСТ 22576-90 прийнятий маршрут, що складається з 9-ти ділянок, причому обов'язкова наявність одного підйому і одного спуску довжиною по 500 – 700 м з уклонами до 4 – 5 %:

Таблиця 2.1

Розподіл уклонів на досліджуваному маршруті									
№ ділянки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
довжина ділянки, м	630	1040	1500	2320	3020	2320	1500	1040	630
уклін, %	- 4	- 3	- 2	- 1	0	1	2	3	4

Коефіцієнт опору дороги при малих швидкостях руху $f_0 = 0,016$. При моделюванні маршруту не врахований додатковий опір при русі транспортного засобу по криволінійній траєкторії, унаслідок кутів відведення, що змінюються. Всі розрахунки проводилися з урахуванням роботи двигуна на режимі ЗШХ, відповідно до ГОСТ 20306-90.

Проте, як показали результати проведених розрахунків, даних стандарту недостатньо для повного опису швидкісної дороги, оскільки середня швидкість руху автопоїзда на швидкісній дорозі залежить ще і від послідовності ділянок.

Для визначення середньої швидкості руху автопоїзда по сукупності ділянок маршруту необхідно розрахунком визначити час проходження кожної ділянки, а потім, розділивши суму довжин ділянок на сумарний час руху, отримати середню швидкість руху подолання маршруту.

Послідовність встановлення режимів руху автопоїзда, згідно з ГОСТ 20306-90, представлена у вигляді операційної карти режимів випробування автопоїздів на дорозі з магістральним циклом.

Таблиця 2.2

Операційна карта режиму випробувань за визначенням витрати палива у магістральному циклі на маршруті відповідно до ГОСТ 20306-90 і ГОСТ 22576-90 при наступній послідовності ділянок: 9-4-5-7-3-2-1-6-8

№ операції	Відмітка шляху, м / % уклону	Послідовність операції
1	нуль	Встановлення постійної швидкості 30 км/год. У момент перетину відмітки «нуль» включення, одночасно, всіх приладів, що вимірюють час руху і витрату палива.
2	0 – 630 / уклін +4	Рух зі сталою швидкістю 30 км/год.
3	630 – 2950 / уклін –1	Розгін до швидкості 50 км/год і рух з цією швидкістю.
4	2950 – 5970 / уклін 0	Розгін до швидкості 70 км/год і рух з цією швидкістю.
5	5970 – 7470 / уклін +2	Сповільнення двигуном до швидкості 50 км/год і рух з цією швидкістю.
6	7470 – 8970 / уклін – 2	Розгін до швидкості 70 км/год і рух з цією швидкістю.
7	8970 – 10010 / уклін – 3	Розгін до швидкості 75 км/год і рух з цією швидкістю.
8	10010 – 10640 / ухил – 4	Сповільнення двигуном до швидкості 65 км/год і рух з цією швидкістю.
9	10640 – 12960 / ухил + 1	Сповільнення двигуном до швидкості 45 км/год і рух з цією швидкістю.
10	12960 – 14000 / уклін +3	Рух зі сталою швидкістю 45 км/год.
11	--	У момент перетину відмітки «14000 м» виключення, одночасно, всіх приладів, що вимірюють час руху і витрату палива.
12	--	Занесення результатів вимірювань в протокол випробувань.

2.2 Аналіз параметрів руху автопоїзда з гідромеханічною трансмісією тягача

Згідно з операційною картою (табл. 2.2) визначимо середню швидкість руху автопоїзда і середню витрату палива для кожної ділянки траси. Результати розрахунків представимо в табличній формі.

Для всіх ділянок досліджуваного маршруту побудуємо загальний графік залежності шляхової витрати палива при розгоні автопоїзда від швидкості його руху (рис. 2.1).

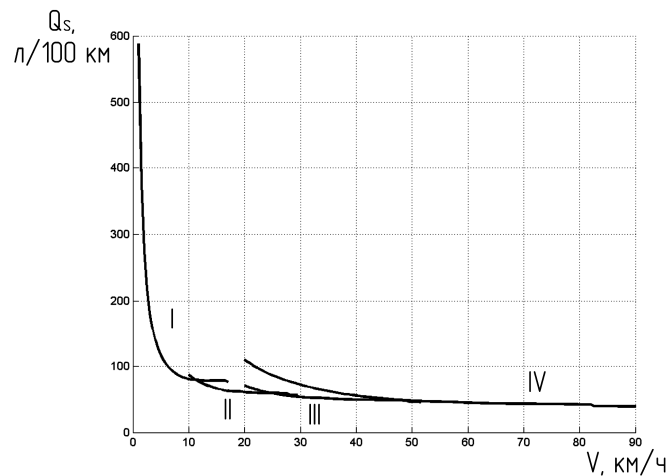


Рис. 2.1 Залежність шляхової витрати палива від швидкості руху автопоїзда при його розгоні

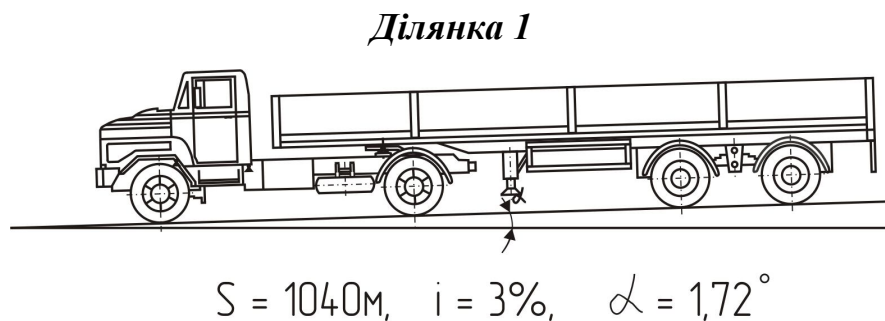


Рис. 2.2 Схема ділянки 1

Обчислення проводимо за формулами 1-го розділу при використанні математичного пакету MATLAB, причому, перемикання передач відбувається без розриву потоку потужності. Результати розрахунків представлені у вигляді графіків рис. 2.3 – 2.6.

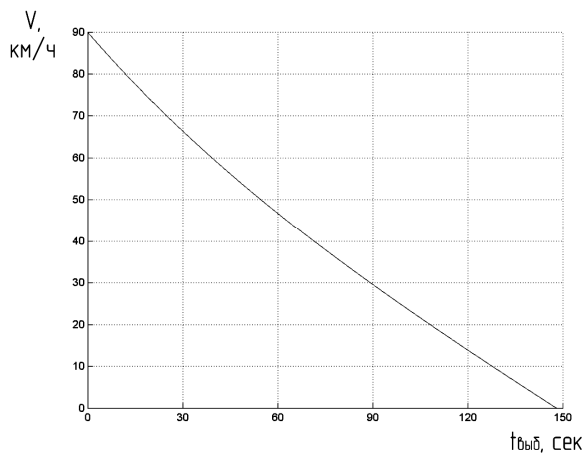


Рис. 2.3 Час вибігання автопоїзда

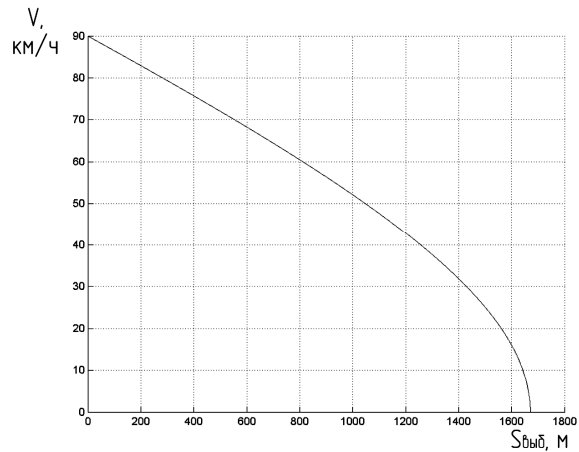


Рис. 2.4 Шлях вибігання автопоїзда

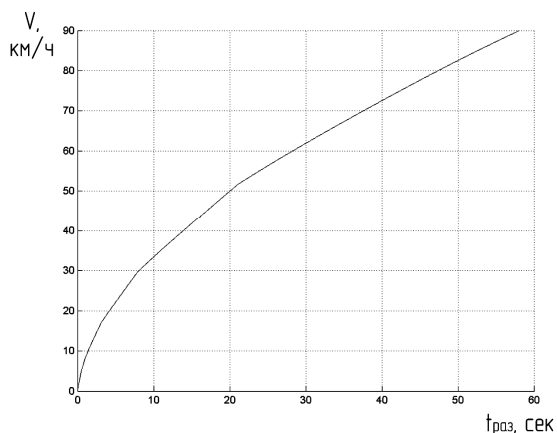


Рис. 2.5 Час розгону автопоїзда

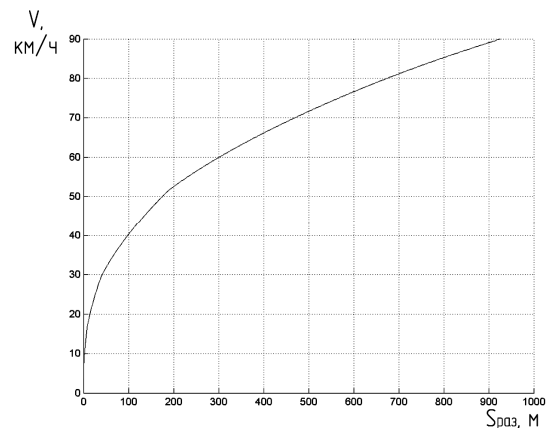


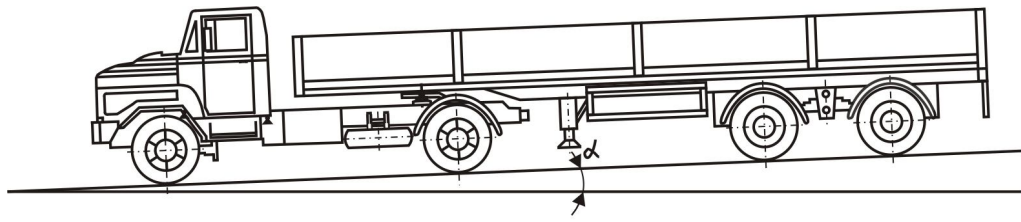
Рис. 2.6 Шлях розгону автопоїзда

Таблиця 2.3

Результати руху на 1-шій ділянці

Режим руху	t, сек	S, м	V _{сер} , км/год	Q _{сер} л/100 км.	Q _{діл} , л
розгін до V = 90 км/год	58,1	927	57,43	74,87	0,694
вибігання до V = 86 км/год	4,62	113	88,05	2,563	0,0029
значення параметрів для ділянки	62,72	1040	59,69	67,01	0,697

Ділянка 2



$$S = 630\text{м}, \quad i = 4\%, \quad \alpha = 2,29^\circ$$

Рис. 2.7 Схема ділянки 2

Результати розрахунків представлені у вигляді графіків рис. 2.8 – 2.11. Використовуючи графіки і схему ділянки, визначаємо середні значення швидкості руху і шляхової витрати палива на даній ділянці.

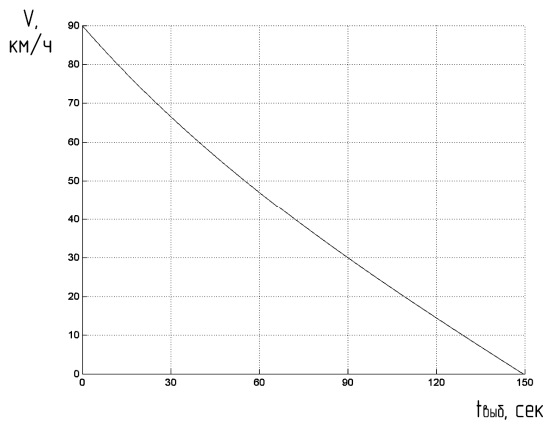


Рис. 2.8 Час вибігання автопоїзда

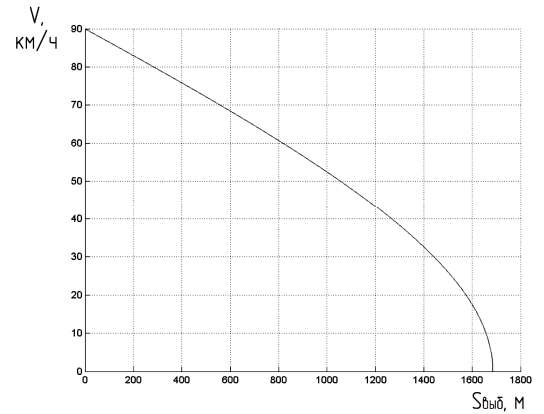


Рис. 2.9 Шлях вибігання автопоїзда

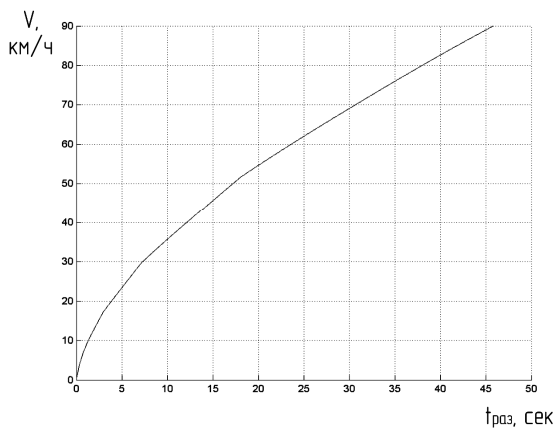


Рис. 2.10 Час розгону автопоїзда

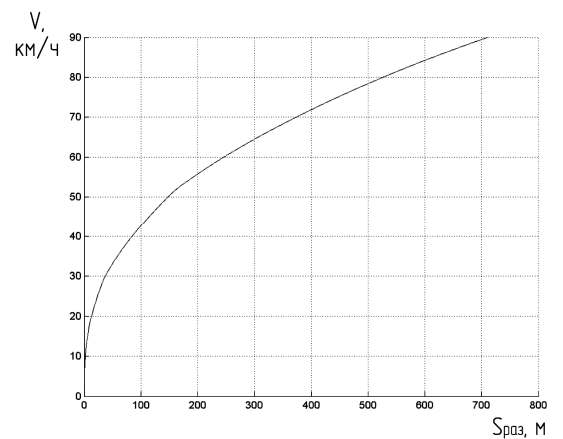


Рис. 2.11 Шлях розгону автопоїзда

Результати руху на 2-гій ділянці

Режим руху	t, сек	S, м	V _{сер} , км/год	Q _{сер} л/100 км.	Q _{діл} , л
вибігання до V = 70 км/год	20,58	444,82	77,81	2,9009	0,0129
розгін до V = 82 км/год	8,783	185,18	75,90	41,73	0,0773
значення параметрів для ділянки	29,363	630	77,24	14,314	0,0902

Для інших ділянок маршруту розрахунки ведуться подібно представленій вище методиці розрахунків двох перших ділянок.

2.3. Аналіз параметрів руху автопоїзда з механічною трансмісією тягача

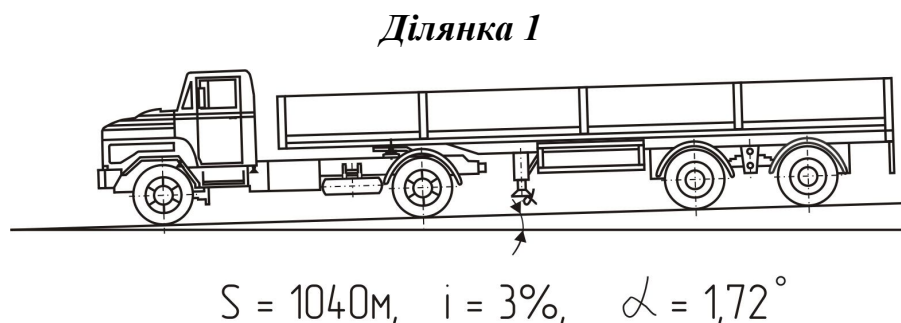


Рис. 2.12 Схема ділянки 1

Обчислення проводимо при використанні математичного пакету MATLAB, причому, час на перемикання передач прийнятий постійним 2 секунди. Результати розрахунків представлені у вигляді графіків рис. 2.13 – 2.16.

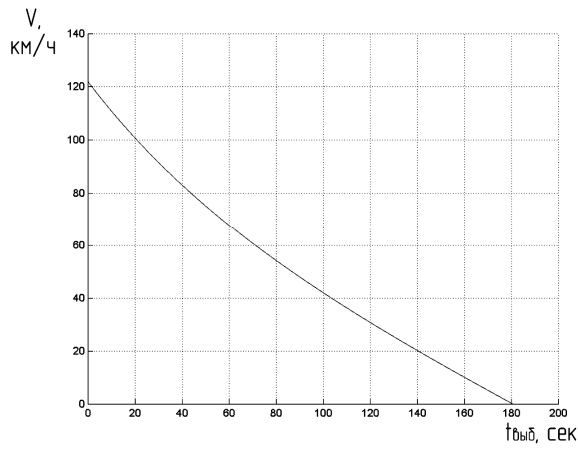


Рис. 2.13 Час вибігання автопоїзда

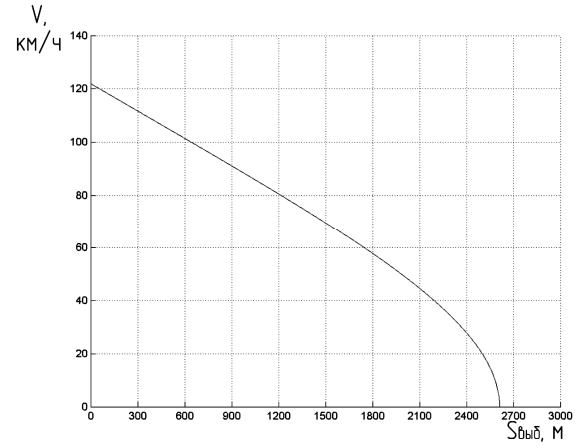


Рис. 2.14 Шлях вибігання автопоїзда

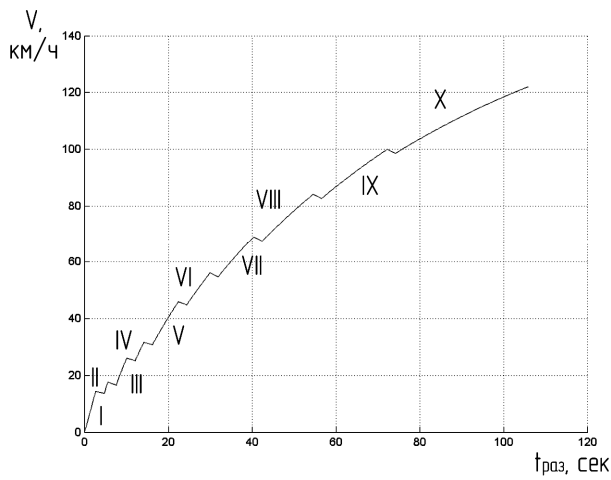


Рис. 2.15 Час розгону автопоїзда

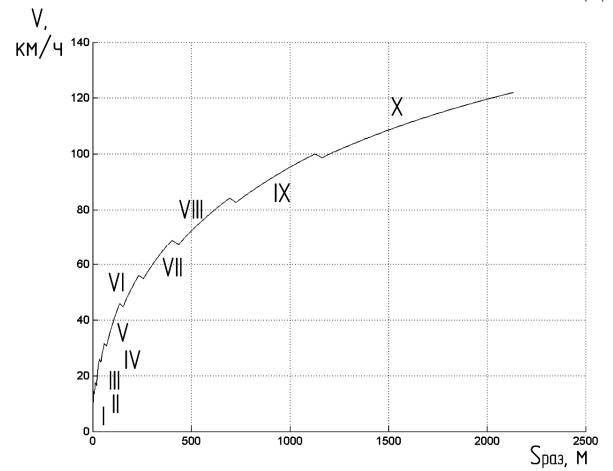


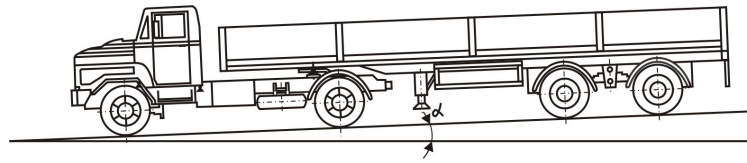
Рис. 2.16 Шлях розгону автопоїзда

Таблиця 2.5

Результати руху на 1-шій ділянці

Режим руху	t, сек	S, м	V _{сер} , км/Г	Q _{сер} л/100 км.	Qділ, л
розгін до V = 97 км/год	69,12	1040	54,17	69,399	0,722

Ділянка 2



$$S = 630\text{м}, \quad i = 4\%, \quad \alpha = 2,29^\circ$$

Рис. 2.17 Схема ділянки 2

Результати розрахунків представлені у вигляді графіків рис. 2.18 – 2.21. Використовуючи графіки і схему ділянки, визначаємо середні значення швидкості руху і шляхової витрати палива на даній ділянці.

Таблиця 2.6

Результати руху на 2-гій ділянці

Режим руху	t, сек	S, м	V _{сер} , км/год	Q _{сер} л/100 км.	Q _{діл} , л
розгін до V = 119 км/год	21,95	630	103,32	55,519	0,350

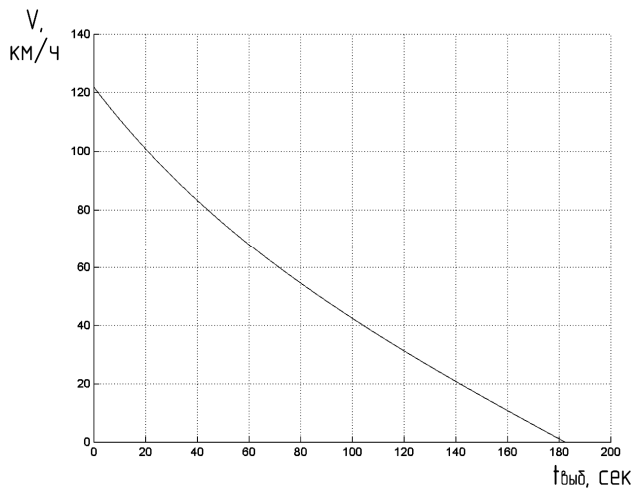


Рис. 2.18 Час вибігання автопоїзда

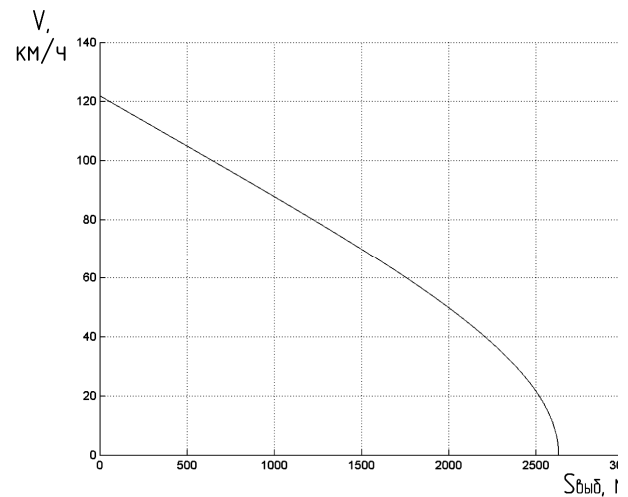


Рис. 2.19 Шлях вибігання автопоїзда

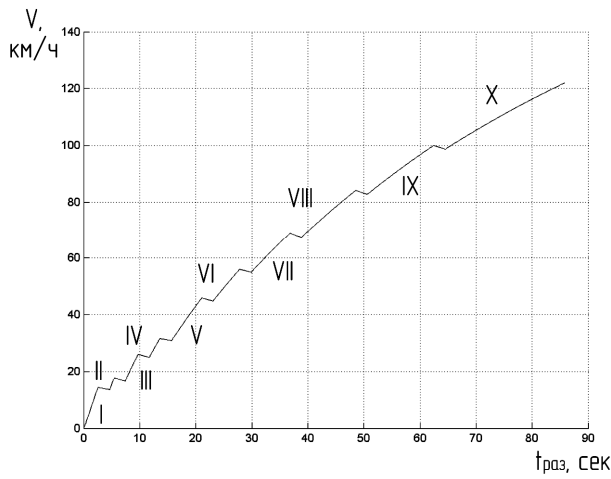


Рис. 2.20 Час розгону автопоїзда

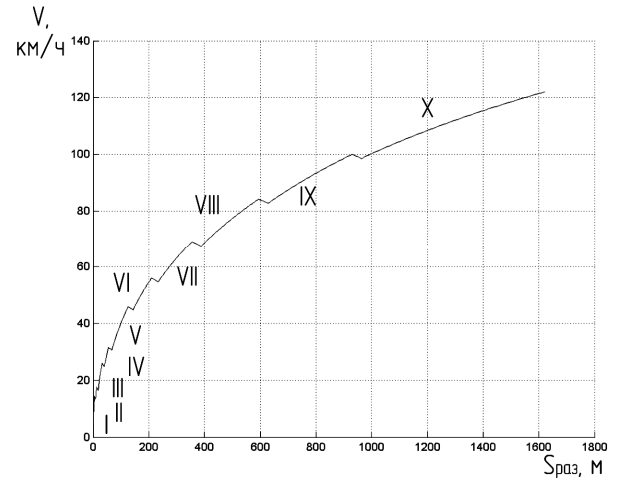


Рис. 2.21 Шлях розгону автопоїзда

Для інших ділянок маршруту розрахунки ведуться подібно представлений вище методиці розрахунків двох перших ділянок. Результати подолання заданого маршруту автопоїздом з трансмісією різного типу представлені на рис. 2.22.

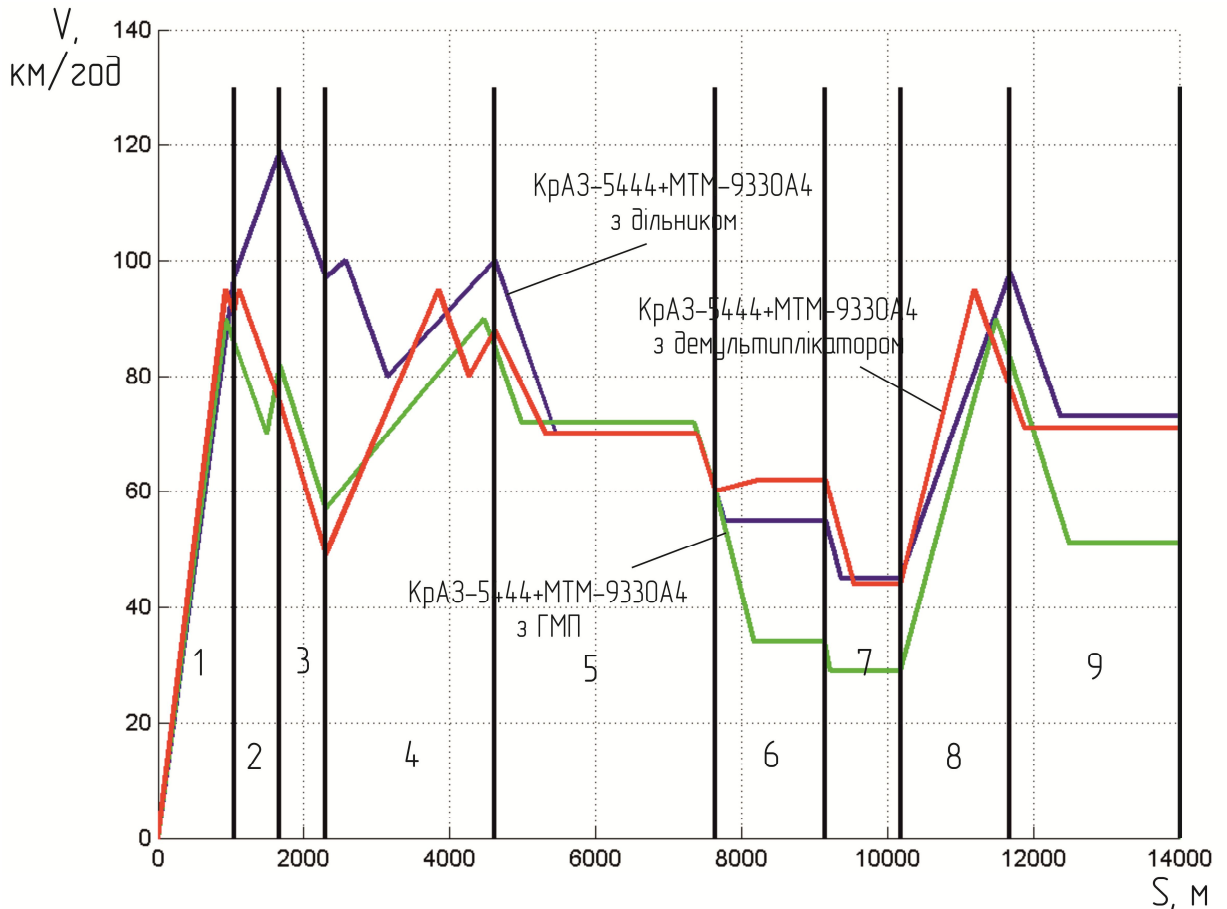


Рис. 2.22 Результати подолання маршруту автопоїздом

2.4 Імітаційна модель трансмісії

На рис. 2.23 представлена структурна схема Simscape-моделі трансмісії вантажного автомобіля.

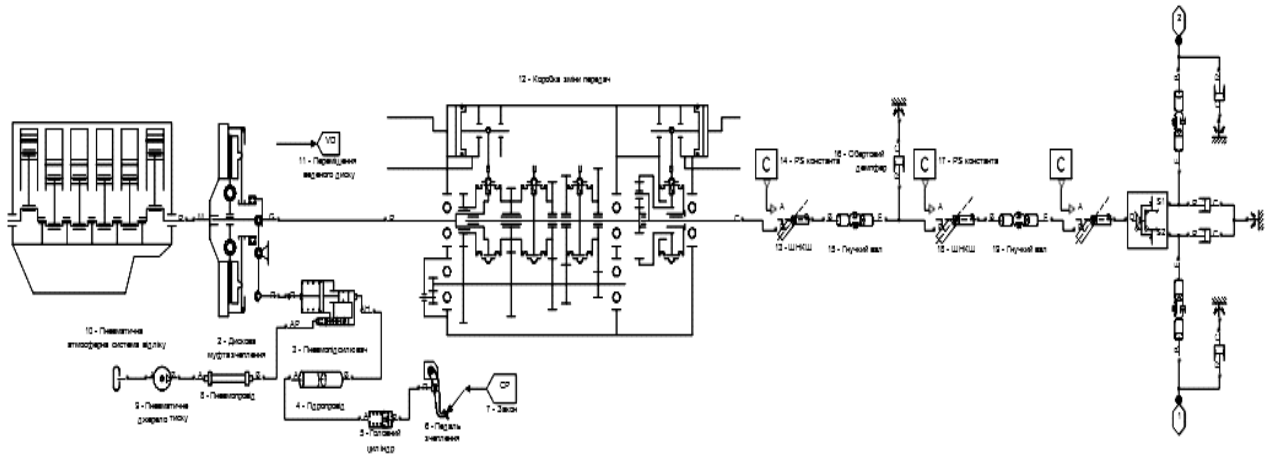


Рис. 2.23 Структурна схема Simscape-моделі трансмісії вантажного автомобіля

Зазначена модель складається з наступних елементів. Джерелом механічної енергії є двигун 1, блок 2 уособлює параметричну модель дискового фрикційного зчеплення з діафрагмовою пружиною витягування пелюсткового типу. Вимикання зчеплення здійснюється штоком пневмопідсилювача 3, що має гідравлічну лінію керування (педаль зчеплення 6, головний циліндр 5, гідропровід 4) та пневматичну силову лінію (пневмопровід 8, джерело тиску 9, атмосферна система відліку 10). Початкові умови керування блоком педалі зчеплення - 6 формуються блоком 7. Блок 11 формує дані про переміщення веденого диску.

Через механічний порт **G**, передається сигнал до блоку 12, що уособлює параметричну модель коробки зміни передач з дільником та демультіплікатором планетарного типу.

Через механічний порт **C** виходить сигнал до блоків карданної передачі (13- Шарнір Нерівних Кутових Швидкостей; 15 – Гнучкий вал, 14, 17, 18, 19, 20, 21)

Проміжна опора карданної передачі представлена блоками обертового демпфера – 16, що імітує втрати у підшипнику та механічної обертової системи відліку – 32, яка являє собою кронштейн кріплення проміжної опори до рами автомобіля.

Головна передача разом з диференціалом представлена блоком – 22, що через механічні порти пов'язана з напіввісями, які представлені блоками - 25, 26 – гнучкий вал. Втрати у підшипниках напіввісей імітуються блоками обертових демпферів – 23, 24, 27, 31. Блоки механічних обертових систем відліку – 28, 29, 30, імітують картер заднього моста.

2.5 Результати тестування імітаційної моделі

В якості оціночного параметру тестування прийнятий кут закручування відповідних валів основної частини КЗП в процесі включення однієї з чотирьох передач основної частини 16-тиступінчастої КЗП.

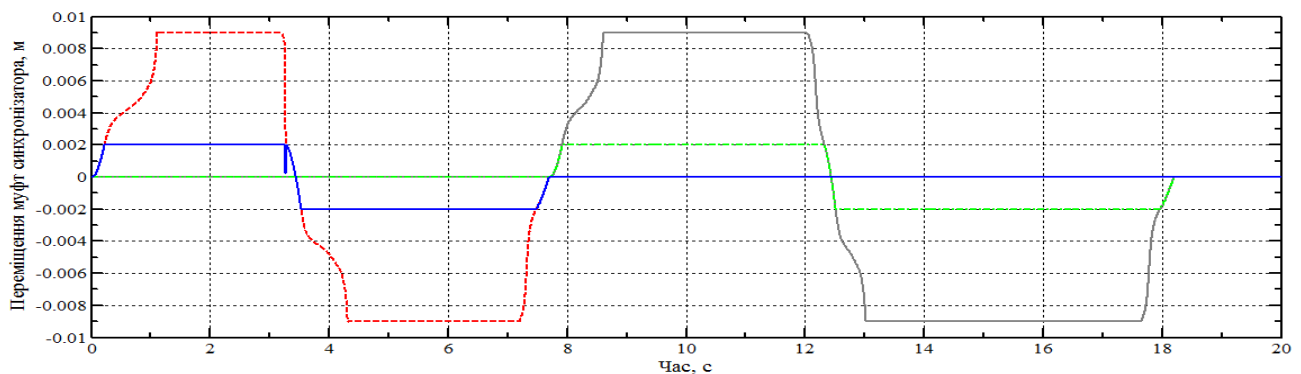


Рис. 2.24 Графік переміщення муфт синхронізаторів основної КЗП.

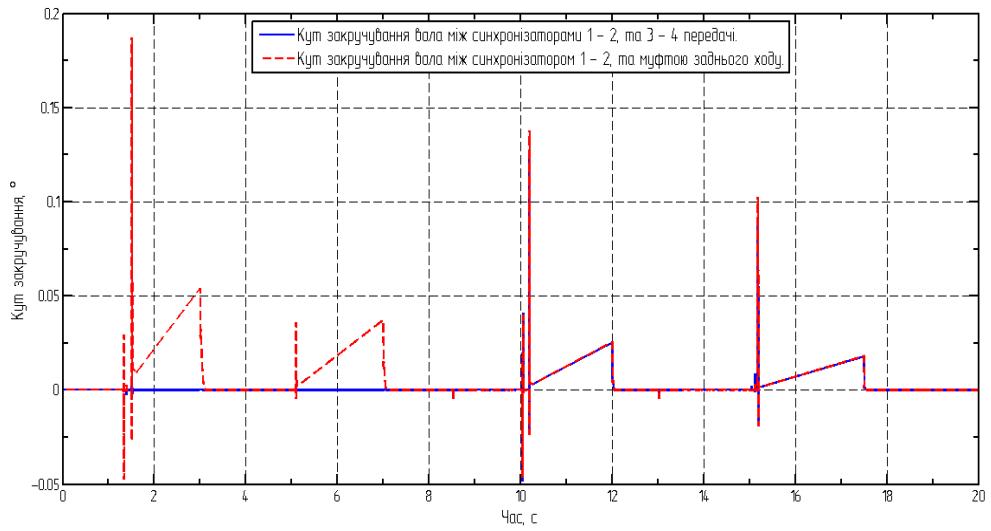


Рис. 2.25 Графік кутів закручування веденого валу.

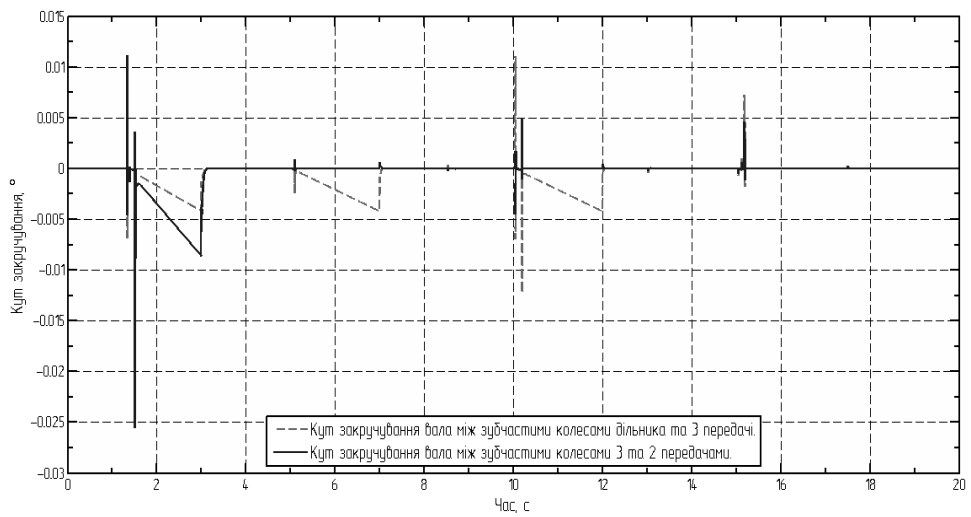


Рис. 2.26 Графік кутів закручування проміжного валу

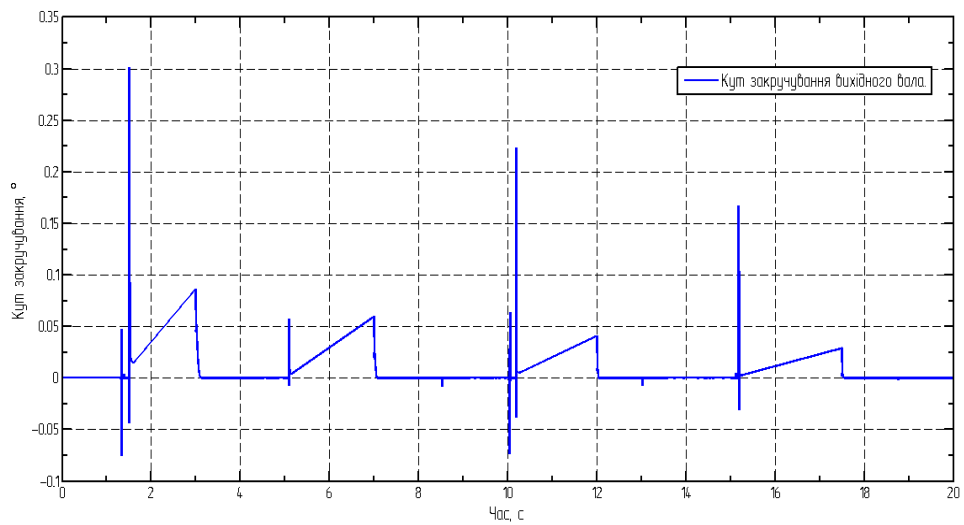


Рис. 2.27 Графік кутів закручування ведучого валу

Висновки до другого розділу

1. Параметри проходження маршруту із змінним профілем протяжністю 14 км. для автопоїзда КрАЗ-5444 з демультіплікатором+МТМ-9330А4 наступні: час – 743 сек.; середня швидкість – 67,83 км/год; при цьому витрата палива складе 6,02 л, а питома транспортна робота – $W_q = 2,48 \cdot 10^5$ т км/(л год).

2. Параметри проходження маршруту із змінним профілем протяжністю 14 км. для автопоїзда КрАЗ-5444 з ГМП+МТМ-9330А4 наступні: час – 889 сек.; середня швидкість – 56,69 км/год; при цьому витрату палива складе 6,114 л, а питома транспортна робота – $W_q = 2,42 \cdot 10^5$ т км/(л год).

3. Параметри проходження маршруту із змінним профілем протяжністю 14 км. для автопоїзда КрАЗ-5444 з дільником+МТМ-9330А4 наступні: час – 733,19 сек.; середня швидкість – 68,74 км/год; при цьому витрата палива складе 5,15 л, а питома транспортна робота – $W_q = 2,47 \cdot 10^5$ т км/(л год).

4. Кути закручування валів за результатами імітаційного моделювання трансмісії при включенні відповідних передач в КЗП не перевищують $0,3^\circ$, що за вимогами [2, 4] є допустимим.

ВИСНОВКИ

Аналіз схем трансмісій вантажних автомобілів та багатоступінчастих коробок зміни передач надав змогу обрати для теоретичних досліджень механічну та гідромеханічну трансмісії, 10-тиступінчасту КЗП, не враховуючи базовий варіант, в якості якого для прийнятого транспортного засобу виступає 8-миступінчаста КЗП. Вибір кількості передач КЗП залишається актуальною задачею, так, наприклад, інженери фірми ZF перевагу віддають 12-тиступінчастій КЗП на відміну від 16-тиступінчастої, [5], що доведено випробуваннями. Для обґрунтування вибору типу трансмісії для сідельного тягача КрАЗ-5444 зроблено порівняльний розрахунок їх динамічних і паливно-економічних показників. Основні результати, що отримані в процесі теоретичних досліджень, полягають у наступному.

1. Проаналізувавши вплив типу трансмісії, а також кількості передач КЗП на параметри руху сідельного автопоїзда довели доцільність запропонованої методики щодо визначення раціонального типу трансмісії за динамічними та паливно-економічними показниками.

2. Магістрально-горбисті випробування за однаковою програмою та умовами випробування сідельного автопоїзда КрАЗ-5444 + МТМ-9330 показали, що при використанні гідромеханічної трансмісії у сідельному тягачі середня швидкість руху автопоїзда при подоланні маршруту у 14 км на 18 % менша за використання механічної трансмісії, а витрата палива при подоланні цього маршруту навпаки зросла на 15 % при використанні гідромеханічної трансмісії.

3. Запропонована імітаційна модель КЗП враховує втрати у зубчастих парах, гідравлічні втрати в підшипниках, та втрати при процесі синхронізації у синхронізаторах КЗП, відтворюються процесі, що протікають у валах трансмісії, та карданних шарнірах. Кути закручування валів при включенні відповідних передач в КЗП не перевищують $0,3^\circ$, що є допустимим.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Проектирование трансмиссий автомобиля: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984, – 272 с.
2. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 2. Учеб. для вузов/ Б. А. Афанасьев, Н. Ф. Бочаров и др.; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 640 с.
3. Фаробин Я. Е., Шупляков В. С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. – М.: Транспорт, 1983,– 200 с.
4. Дымшиц И. И. Коробки передач. М., Машгиз, 1960, – 360 с.
5. Протасов С. Новинки от ZF. Коробки передач // Основные средства. №4, 2005. С. 80-82.
7. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля, 2006.
8. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
9. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Минск: Высшая школа, 1986, 207 с.
10. Кузьо І. В., Житенко О. В., Костельницька. Моделювання в системі MATLAB SIMULINK динаміки автомобіля з урахуванням тіла людини [Електронний ресурс]. – Режим доступу : URL : <http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/12241>
11. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 33 с.
12. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.