

ЛІТЕРАТУРА



НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНА

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя



М.Г. Левкович, П.В. Босюк, В.М. Клендій

Конспект лекцій

Частина 1

з дисципліни
«Теорія експлуатаційних властивостей автомобілів»

Тернопіль
2016

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

Кафедра автомобілів

Конспект лекцій

Частина 1

з дисципліни
«Теорія експлуатаційних властивостей автомобілів»
для студентів напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний
транспорт» усіх форм навчання

Тернопіль
2016

Конспект лекцій розроблено відповідно до навчального плану підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт».

Укладачі:	к.т.н., доц. Левкович М.Г.; асистент Босюк П.В. к.т.н., асистент Клендій В.М.
Рецензент:	к.т.н., доц. Капаціла Ю.Б.
Відповідальний за випуск:	асистент Босюк П.В.

Розглянуто та схвалено на методичному семінарі кафедри автомобілів, протокол №1 від 26 серпня 2016 р.

Рекомендовано до друку методичною комісією механіко-технологічного факультету, протокол № 1 від 29 серпня 2016 р.

ЗМІСТ

Тема 1. Вступ. Історія започаткування курсу. Шляхи підвищення ефективності використання АТЗ.

Тема 2. Зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ. Коефіцієнт корисної дії трансмісії параметри шин та їх маркування.

Тема 3. Радіуси еластичного колеса. Координати центра маси АТЗ і методика їх визначення. Момент інерції АТЗ і його елементів.

Тема 4. Кочення колеса. Фізична суть явища кочення. Коефіцієнт опору кочення. Фактори, що на нього впливають.

Тема 5. Сили і моменти, що діють на ведуче та ведене колеса. Зчеплення коліс з опорною поверхнею. Аеродинаміка АТЗ.

Тема 6. Поняття про тягово-швидкісні властивості АТЗ.

Тема 7. Рівняння силового балансу АТЗ. Сили сумарного опору дороги під час руху АТЗ.

Тема 8. Оцінні показники прохідності автомобіля. Профільна прохідність автомобіля. Опорно-зчїпна прохідність автомобіля.

Перелік посилань

ТЕМА 1. ВСТУП. ІСТОРІЯ ЗАПОЧАТКУВАННЯ КУРСУ. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АТС

1.1 Розвиток науки про експлуатаційні властивості АТС

Трохи історії.

1770 р.. Француз Николя Жозеф Кюньо сконструював, виготовив і випробував перший в історії людства автомобіль - 3-х колісну коляску з приводом на переднє колесо від парового двигуна.

Тільки у кінці XIX ст. у Франції були створені дуже вдалі зразки самохідних екіпажів з паровими двигунами. Починаючи з 1873 р. французький конструктор Адеме Більш побудував декілька вдалих парових двигунів. У 1882 р. з'явилися парові автомобілі Дион-бутона. А в 1887 - автомобілі Леона Серполе, якого називали "апостолом пари". Створений котел Серполе з плоскими трубками представляв дуже досконалий парогенератор з майже миттєвим випаром води. Парові автомобіля Серполе конкурували з бензиновими автомобілями на багатьох перегонах і швидкісних перегонах аж до 1907 г

1885 рік. Карл Бенц виготовив мотоколяску, витонченіший виріб, також з паровим двигуном, вона розвивала швидкість 16 км/годину.

1895г. Карл Бенц виготовив мотоколяску з бензиновим двигуном власної конструкції.

1908г. Генрі Форд організував серійне виробництво автомобілів власної конструкції "Форд Т" (TinLizzy - бляшана Лизи). Таких автомобілів з 1908 р. по 1928 р. було продано 15000000 шт. Практично з Генрі Форда почався бум автомобілів, який триває по теперішній час.

Російський конструктор Е. А. Яковлев спроектував і побудував моторний екіпаж з газовим двигуном. Успішно працювали над створенням екіпажів і двигунів до них російські винахідники і конструктори: Ф.А. Млинців, Хайданов, Гурьев, Махчансквй і багато інших.

Практичне автомобілебудування в Росії почалося з С.-Петербурської компанії " Русо-Балт" напередодні 1-ої Світової війни. Найбільш інтенсивний розвиток Автопром отримав в роки перших п'ятирічок. Це - ГАЗ, ЯМЗ(ЯАЗ), ЗиЛ(ЗиС), під час війни УралАЗ(ЗиС), після ВВВ - АЗЛК, КрАЗ, МАЗ, ВАЗ, КамАЗ.

Днем відродження автомобілебудування можна вважати 7 квітня 1921 р., коли був здійснений перший випуск російських автомобільних двигунів. Їх випуск дозволив вже в листопаді 1924 р. зібрати перші 10 машин вітчизняного виробництва АМО-Ф- 15. Через рік потім амовцев, в листопаді 1925 р., були зібрані перші дві вантажівки Я-3 на Ярославському заводі. У 1927 р.. Московський завод "Спартак" приступив до виробництва першого вітчизняного малолітражного автомобіля НАМИ1. У серпні 1929 р. почалося будівництво нового найбільшого автозаводу в Нижньому Новгороді, а в січні 1932 р., т е. менш ніж через три роки, з конвеєра заводу зійшов перший вантажний автомобіль ГАЗ-АА вантажопідйомністю 1,5 т. У 1931 р. була закінчена реконструкція Московського автозаводу АМО, який став щорічно випускати 15 тис. вантажних автомобілів АМО- 3 вантажопідйомністю 2,5 т. На урочистому мітингу 1 жовтня 1931 р., присвяченому пуску автозаводу після реконструкції, директор заводу Іван АлексеевичЛихачев говорив: "Ми з вами видамо величезні знову побудовані корпуси і частково використані старі приміщення, які складають тільки 1/20 частина усієї виробничої площі заводу. А якщо вважати по витраченому капіталу, то можна сказати, що ми до гудзика пришили пальто".

Так народжувалося автомобілебудування і успішно розвивалося до Великої Вітчизняної війни 1941 - 1945 рр. Військовий період став другим серйозним гальмом в розвитку автотракторобудування в Росія. Усе виробництво було перебудоване на постачання армії усіма необхідними засобами і машинами.

Дещо більше ста років назад, в 80-х роках XIX ст., з'явилися і перші електричні автомобілі. Їх поява пов'язана із створенням в 1860-і роки свинцевих

аккумуляторів. Проте занадто велика питома маса і недостаточна місткість не дозволяли електромобілям взяти участь в конкуренцію з паровими машинами і газобензиновими двигунами. Електромобілі з легшими і енергоємнішими срібно-цинковими аккумуляторами також не знайшли широкого застосування. У Росії талановитий конструктор И. В. Романів створив у кінці XIX ст. декілька типів електромобілів з досить легкими аккумуляторами. Електромобілі мають досить високі переваги. Передусім вони екологічно чисті, оскільки взагалі не мають вихлопних газів, мають дуже хорошу тягову характеристику і великі прискорення за рахунок зростаючого крутного моменту при зниженні числа оборотів; використовують дешеву електроенергію, прості в управлінні, надійні в експлуатації і т. д. Сьогодні електромобілі і тролейбуси мають серйозні перспективи їх розвитку і застосування на міському і приміському транспорті у зв'язку з необхідністю корінного рішення проблем по зниженню забруднення довкілля.

Питання теорії автомобілів розвивалися паралельно з розвитком АТС. У 1912 р. німецьким ученим Ридли був побудований стенд з біговими барабанами для випробування автомобілів.

Дослідження Н.Е. Жуковського про коливання паровоза на ресорах було використано автомобілістами в створенні теорії коливань автомобіля. Їм же були проведені дослідження стійкості автомобіля на повороті із змінним радіусом.

Створена К.Е. Циолковским в 80-і роки 19-го століття аеродинамічна труба, значно вдосконалена Жуковським і сьогодні допомагає вирішувати питання дослідження аеродинаміки АТС, що дуже актуально і сьогодні, у зв'язку із зростанням їх швидкісних властивостей.

Окремі питання теоретичних досліджень плідно вивчалися у ряді європейських країн і в США.

Проте початок теорії в сучасному представленні вона належить творцем радянської автомобільної школи академіком Чудаковым Е. А - монографіями "Динамічні і економічні дослідження автомобіля" (1928 р.) і "Тяговий

розрахунок автомобіля" (1930 р.). Їм же був випущений перший у світі підручник "Теорія автомобіля" (1935г).

1932-1939рр.профессориЗимелев Г.В. і Фалькович Б.С. розвинули і поглибили теоретичні дослідження по АТС.

Ці дослідження тривають і сьогодні, перейшовши в площину поглибленого вивчення окремих властивостей і особливостей реальної експлуатації, з оцінкою їх в комплексі і оптимізацією окремих показників і технічних параметрів.

Сучасний етап розвитку теорії експлуатаційних властивостей автомобілів характеризується системним підходом до вивчення окремих особливостей експлуатаційних характеристик, оптимізацією показників експлуатаційних і технічних параметрів.

Автомобіль є частиною системи “водій-автомобіль-дорожнє середовище” (ВАДС), і його властивості виявляються у взаємодії з елементами цієї системи. Отже, системність при оцінюванні якості чи ефективності застосування автомобіля залежить від умов, у яких ця властивість виявляється. Умови експлуатації в цілому визначаються сполученням дорожніх, транспортних і природно-кліматичних факторів.

До дорожніх умов, що впливають на технічні параметри, конструкцію й експлуатаційні властивості автомобілів, відносять: характеристики профілю і плану доріг, рельєф місцевості, вид і рівність дорожнього покриття, інтенсивність руху, перешкоди руху, стабільність дорожнього стану, режими руху. Усі дороги поділяються на п'ять категорій, вимоги до яких відповідно до ДБН В 2.3-4-2000 наведені в табл. 1.

На дорогах застосовуються покриття таких основних типів: для доріг I-IV категорії - цементобетонні асфальтобетонні; для доріг III-IV категорії - асфальтобетонні і дьогтебетонні; для доріг IV-V категорії - щебеневі і гравійні; для доріг V категорії - із ґрунтів, укріплених чи поліпшених додаванням покриття.

Залежно від міцності покриття дороги загального користування допускають навантаження на одну вісь автомобіля від 11,5 кН (категорії I—II), 10 кН - на дорогах III-IV категорій і 6 кН - на дорогах V категорії. Тип покриття і стан її поверхні впливає на опір кочення, зчіпні властивості, плавність ходу, а також термін служби автомобіля.

Коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею має бути не менше ніж 0,45 (при легких умовах руху); 0,50 (при ускладнених умовах руху) і 0,55 (при небезпечних умовах руху).

До транспортних належить ціла низка специфічних умов, що характеризують організацію і перебіг транспортного процесу [6]. Вони визначаються видом перевезеного вантажу, обсягом і відстанню перевезень, партійністю відправлень, способами навантаження і розвантаження, організацією перевезень, спеціалізацією рухомого складу і збереженням вантажу, що перевозиться.

Ці умови визначають вибір типу і конструкцію рухомого складу, вантажно-розвантажувальних засобів, їх кількість, організацію перевезень і технічної експлуатації.

Усього нараховують до двадцяти видів вантажних перевезень (перевезення промислових, будівельних, сільськогосподарських та інших вантажів). Номенклатура основних видів вантажів велика і сягає близько 350 найменувань.

Таблиця 1.1 - Основні технічні показники автомобільних доріг загальної мережі [11]

Показник		Категорія					
		1-а	1-б	II	III	IV	V
Розрахункова добова інтенсивність руху, у транспортних одиницях		>10000	>10000	от 3000 до 10000	от 1500 до 3000	от 150 до 1500	до 150
Розрахункова швидкість руху, км/год		150 120(100)	140 110(80)	120 100(60)	100 80(50)	90 60(30)	90 40(30)
Кількість смуг руху		4,6,8	4,6	2	2	2	1
Ширина, м	смуги руху	3,75	3,75	3,75	3,5	3	3
	проїзної частини	2 × 7,5; 2 × 11,25; 2 × 15	2 × 7,5; 2 × 11,25	7,5	7	6	4,5
Найбільший поздовжній ухил (рівнева місцевість), ‰		30	40	40	50	60	60
Найменші радіуси кривих, м							
У плані		1200	1100	800	600	300	300
У поздовжньому профілі	випуклі	30000	25000	15000	10000	5000	5000
	увігнуті	8000	5000	5000	3000	2000	2000

Примітка:

-Значення ухилу в % відповідає тангенсу нахилу дороги до горизонту, помноженому на 1000.

-У чисельнику наведено норми для рівнинної місцевості, у знаменнику - для складних ділянок пересіченої (гірської) місцевості.

Важливою характеристикою транспортних умов є інтенсивність руху рухомого складу і щільність потоку. Інтенсивність і щільність руху впливають на швидкість руху машини.

Дорожні і транспортні умови більшою мірою впливають на середні технічні швидкості й ефективність роботи автомобілів.

Атмосферно-кліматичні умови також справляють значний вплив на роботу автомобіля. За низької температури ускладнюється запуск двигуна, відбувається його переохолодження, підвищення в'язкості палива, загустіння мастила, більш інтенсивне зношення двигуна й інших агрегатів. Основними

структурними параметрами атмосфери є температура, тиск і щільність повітря. Найбільший вплив на роботу автомобіля чинить температура навколишнього повітря.

Атмосферно-кліматичні умови класифікуються з урахуванням середньомісячної температури на найбільш холодній (січень) і найбільш теплій (липень) місяці.

Встановлено чотири кліматичні райони: холодний, помірний, помірно-теплий і жаркий. Україна належить до помірного кліматичного району із середньомісячною температурою повітря в січні-15 °С (-14 °С) і в липні+8 °С...+25 °С.

Загалом, це свідчить про важливість і необхідність урахування впливу умов експлуатації на експлуатаційні властивості автомобілів.

1.2 Основні експлуатаційні властивості і параметри автомобіля

Експлуатаційні властивості автомобіля характеризують можливість його ефективного використання у визначених умовах і дозволяють оцінити ступінь відповідності конструкції автомобіля вимогам експлуатації.

Під *тягово-швидкісними (динамічними) властивостями* розуміють сукупність властивостей, що визначають можливі діапазони швидкостей руху і граничну інтенсивність розгону при русі автомобіля на тяговому режимі в різних експлуатаційних умовах. Чим кращі тягово-швидкісні властивості, тим менші витрати часу на перевезення. Це сприяє зростанню його продуктивності. **Кінцевий оціночний** показник тягово-швидкісних властивостей - середня швидкість “чистого” руху автомобіля, тобто швидкість, що розраховується без урахування зупинок і стоянок незалежно від їхніх причин.

Під *гальмівними властивостями* розуміють сукупність властивостей, що забезпечують гальмування автомобіля з максимальною інтенсивністю, утримання автомобіля в загальмованому стані на місці, а також рух автомобіля з постійною швидкістю на затяжних ухилах. Як і тягово-швидкісні властивості,

вони істотно впливають на середню швидкість руху. Чим ефективніша гальмівна система, тим з більшою швидкістю може рухатися автомобіль за інших рівних умов, тим вищою є його середня швидкість. Гальмівні властивості значною мірою впливають на безпеку руху, тому їх зниження в період експлуатації і невідповідність нормативним вимогам неприпустимі.

Під **паливною економічністю** автомобіля розуміють сукупність властивостей, що визначають раціональне використання енергії палива, яке спалюється двигуном при експлуатації в різних умовах. Паливна економічність є важливою експлуатаційною властивістю, тому що витрати на паливо становлять значну частину загальної собівартості перевезень. Чим менша витрата палива, тим нижчою є вартість експлуатації автомобіля.

Під **керованістю** розуміють сукупність властивостей, що визначають характеристики реакцій автомобіля на керуючі впливи водія і зовнішні збурювання, а також витрати водієм енергії на керування автомобіля. Як і гальмівні властивості, вона пов'язана з безпекою руху і стійкістю автомобіля. Втрата керованості призводить до порушення стійкості, і навпаки.

Під **стійкістю** розуміють сукупність властивостей, що визначають числові характеристики тих граничних значень, при перевищенні яких автомобіль не повертається у вихідне положення після припинення дії збудливого сигналу. Стійкість автомобіля разом з його гальмівними властивостями і керованістю визначається безпекою руху. Найбільш імовірною є втрата поперечної стійкості, що може проявитися в поперечному перекиданні або ковзанні автомобіля. Особливого значення ця властивість набуває при русі автомобіля з великими швидкостями, на поворотах і на слизьких дорогах.

Під **прохідністю** розуміють сукупність властивостей, що визначають можливість руху автомобіля в погіршених дорожніх умовах, по бездоріжжю і при подоланні різних перешкод. Прохідність має важливе значення для автомобілів, що працюють у сільському господарстві, лісовій промисловості, на будівництві, у кар'єрах, тобто для автомобілів, що працюють здебільшого по бездоріжжю.

Під *плавністю ходу* розуміють сукупність властивостей, що забезпечують обмеження в межах установлених норм вібро навантаженості водія, пасажирів, вантажу і вузлів автомобіля. Від плавності ходу значною мірою залежать середня швидкість руху, схоронність вантажів під час перевезення і комфортабельність їзди в автомобілі, що впливає на стомлюваність водія і пасажирів.

Наведені сім основних експлуатаційних властивостей безпосередньо пов'язані з рухом автомобіля й певною мірою визначають закономірності цього руху.

Експлуатаційні властивості автомобіля розглядаються звичайно ізольовано один від одного, що полегшує процес їх аналізу. Насправді ж експлуатаційні властивості тісно пов'язані між собою, і зміна конструктивних параметрів автомобіля, розпочата для зміни однієї з властивостей, неминуче відбивається на інших. Наприклад, стійкість поліпшується в разі зниження центра мас автомобіля, однак при цьому погіршується його прохідність. Тягово-швидкісні властивості визначають максимальну швидкість руху автомобіля, але вона ж може бути обмежена через погану стійкість чи недостатню плавність ходу. Тому кінцева оцінка автомобіля виробляється з урахуванням усього комплексу експлуатаційних властивостей.

Кожна експлуатаційна властивість залежить від трьох, факторів: основних параметрів автомобіля, особливостей робочих процесів його агрегатів і технічного стану останніх.

До основних параметрів автомобіля слід віднести [17]:

- колісну формулу - складається з двох цифр, розділених знаком множення, де перша цифра - загальна кількість коліс, а друга - кількість ведучих коліс;

- вантажопідйомність, що визначається як маса перевезеного вантажу без маси водія і пасажирів у кабіні;

- споряджену масу, що визначається як маса повністю заправленого (паливом, мастилами та ін.) і укомплектованого (запасним колесом,

інструментом та ін.) автомобіля, але без вантажу чи пасажирів, водія і їхнього багажу;

- повну масу автомобіля, що складається зі спорядженої маси, маси вантажу (за вантажопідйомністю) чи пасажирів (за кількістю місць), їхнього багажу, водія;

- габаритні розміри (довжину, ширину, висоту) автомобіля;

- номінальну потужність і максимальний крутний момент двигуна, при відповідних частотах обертання колінчастого вала;

- передатні числа трансмісії;

- контрольну витрату палива;

- максимальну швидкість руху автомобіля;

- радіус повороту, проведений по осі сліду зовнішнього (відносно центра повороту) переднього колеса;

- час розвантажування автомобіля до заданої швидкості;

- радіус колеса автомобіля.

Більш повний обсяг технічних характеристик, необхідний при аналізі окремих експлуатаційних властивостей, наведено в [17].

ТЕМА 2. ЗОВНІШНЯ ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДВЗ. КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ТРАНСМІСІЇ ПАРАМЕТРИ ШИН ТА ЇХ МАРКУВАННЯ

1.2 Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

На сьогодні, незважаючи на інтенсивні пошуки іншого джерела енергії (паливні елементи, акумуляторні джерела живлення та ін.), на автомобілях використовуються поршневі двигуни внутрішнього згорання. Величина його потужності залежить від частоти обертання колінчастого вала, кількості і складу пальної суміші в циліндрах тощо. При дослідженні тягово-швидкісних властивостей зміну потужності розглядають залежно від частоти обертання колінчастого вала, вважаючи, що інші параметри є оптимальними, тобто використовують швидкісну характеристику двигуна.

Швидкісною характеристикою називають залежність зміни ефективної потужності N_e і ефективного крутного моменту M_e від частоти обертання колінчастого вала двигуна n_e . Якщо швидкісну характеристику визначають при повній подачі палива, то її називають **зовнішньою швидкісною характеристикою** на відміну від часткових швидкісних характеристик, одержуваних при неповних подачах палива. Незважаючи на те що в умовах експлуатації автомобіль велику частину часу працює при часткових навантаженнях (частковій швидкісній характеристиці), аналізуючи експлуатаційні властивості, зручно оперувати зовнішньою швидкісною характеристикою.

На зовнішній швидкісній характеристиці двигуна відрізняють такі характерні точки (рис. 1, а): n_{min} - мінімальна стійка частота обертання колінчастого вала при повному навантаженні двигуна; n_M - частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна M_{max} ; n_N - частота обертання колінчастого вала за максимальної *потужності*

$N_{max}; M_N$ - крутний момент двигуна, що відповідає максимальній *потужності* $M_{max}; n_{max}$ - максимальна частота обертання колінчастого вала.

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала потужність і крутний момент зростають, досягаючи своїх максимальних значень, відповідно, при n_N і n_M , а потім зменшуються через погіршення наповнення циліндрів пальною сумішшю чи повітрям (дизельні двигуни) і збільшення механічних втрат у двигуні.

Тепер характер протікання потужності і крутного моменту дещо змінилися внаслідок зміни конструкції двигуна (наприклад, установка наддування зі змінною геометрією турбіни, зміни фаз газорозподілу і величини піднімання клапанів і т.п.) (рис. 2.1).

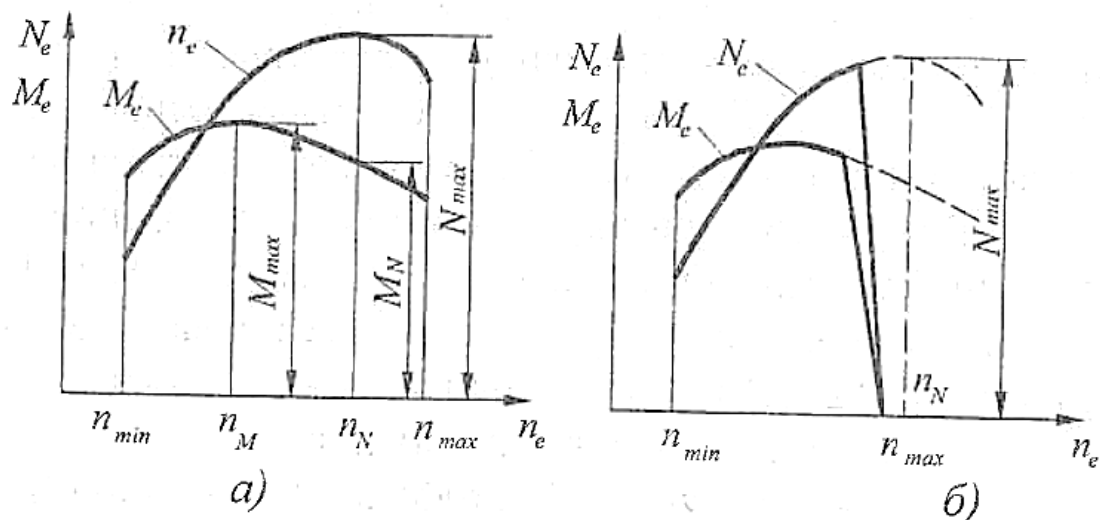


Рисунок 2.1 -Зовнішні швидкісні характеристики двигуна без обмежника (а) із обмежником (б) максимальної частоти обертання колінчастого вала

Така характеристика протікання крутного моменту істотно змінює тягово-швидкісні властивості автомобіля, дозволяючи одержати стійку динаміку розгону в широкому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна.

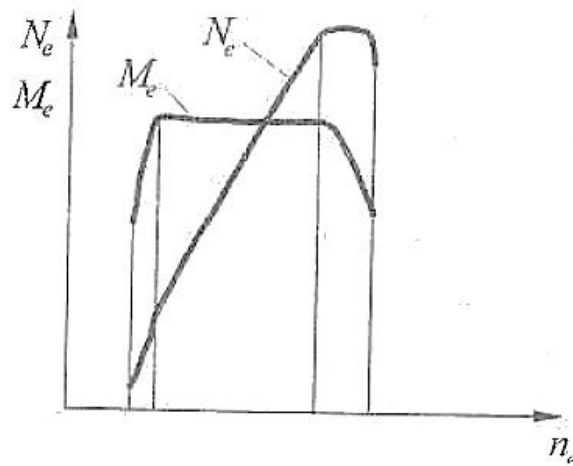


Рисунок 2.2 – Характер протікання M_e і N_e сучасного двигуна

Двигуни легкових і вантажних автомобілів забезпечуються обмежниками максимальної частоти обертання колінчастого вала. Перші - для обмеження максимальної швидкості руху автомобіля, другі - для підвищення довговічності роботи, оскільки вони працюють з більшими динамічними навантаженнями, ніж легкові.

Дизельні двигуни мають всережимні регулятори, що обмежують мінімальну і максимальну частоту обертання колінчастого вала, а також можуть підтримувати будь-який інший режим, заданий водієм. Зовнішня швидкісна характеристика дизельного двигуна має приблизно такий вигляд (рис. 2.1, б), як і характеристика бензинового двигуна з обмежником максимальної частоти обертання

Для існуючих конструкцій автомобільних двигунів відношення n_{max}/n_N змінюються в таких межах: 1,10-1,25 для бензинових двигунів без обмежника частоти обертання; 0,8-1,15 для бензинових двигунів з обмежником і 0,9-1,0 - для дизельних двигунів.

Здатність двигуна до подолання короткочасних перевантажень характеризує коефіцієнт пристосовуваності K_n , що є відношенням максимального крутного моменту M_{max} до крутного моменту за максимальної потужності M_N :

$$K_n = \frac{M_{\max}}{M_N}.$$

Чим вищою величина K_n , тим більше можна збільшити навантаження на двигун, не побоюючись його зупинки, тим більше короткочасне піднімання зможе подолати автомобіль без переключення на нижчу передачу. Для бензинових двигунів $K_n=1,25-1,35$; для дизельних - $1,05-1,15$. Кращу характеристику (за коефіцієнтом пристосування), стосовно до транспортного засобу має електричний двигун, далі - газотурбінний і внутрішнього згорання (рис. 2.3).

Швидкісні характеристики звичайно одержують експериментальним шляхом на спеціальних гальмівних стендах. Двигун установлюють на стенд і, навантаживши його за допомогою гальма, домагаються усталеної роботи при певній частоті обертання колінчастого вала.

Змінюючи навантаження при кожному значенні частоти обертання колінчастого вала, вимірюють величину ефективного моменту M_e . За результатами вимірювання на графіку в координатах M_e-n_e одержують криву моменту. Далі за формулою (2) розраховують величину ефективної потужності і будують криву $N_e=f(n_e)$:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9550}, (2)$$

де n_e - поточне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна, об./хв;

M_e - поточне значення ефективного крутного моменту, Н·м.

Слід зазначити, що зовнішні швидкісні характеристики, які наводяться заводами-виробниками, визначають звичайно без вентилятора, глушника й іншого устаткування, і тому вони завищені на 10-15%.

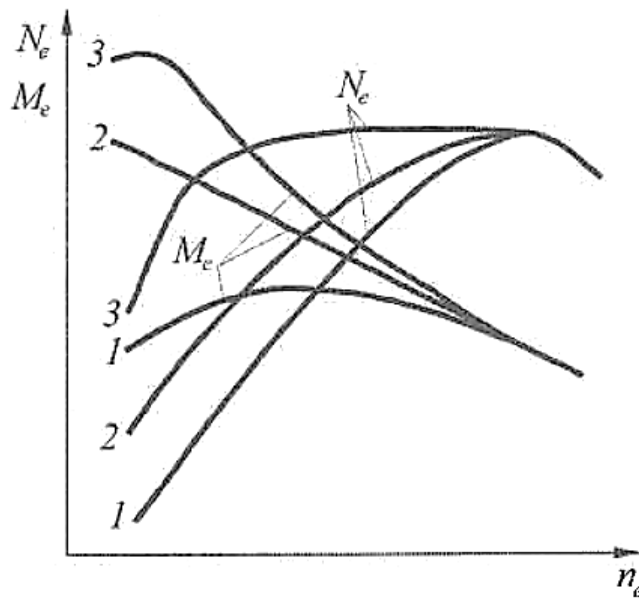


Рисунок 2.3-Швидкісні характеристики двигунів, що мають однакову максимальну потужність:

1 - внутрішнього згорання, 2 -газотурбінного, 3 -електричного

У технічне завдання на проектування автомобіля іноді необхідно вносити характеристику двигуна, що поки не виготовляється. Метод тягового розрахунку автомобіля дозволяє знайти необхідну максимальну потужність двигуна і згідно з нею, за допомогою теплового розрахунку двигуна, можна знайти його зовнішню швидкісну характеристику. У той самий час вона може бути розрахована за емпіричними залежностями, отриманими на основі обробки й узагальнення великої кількості передач (роздавальну коробку) і головну передачу. ККД цих пристроїв становить 0,95-0,98 і 0,95-0,97 відповідно.

Розрізняють два види втрат потужності в трансмісії: *механічні* - втрати на тертя між зубами шестерень і частково в підшипниках тертя між ущільнювальними манжетами і валами; *гідравлічні* - витрати на тертя шестерень об масло. Другий вид втрат значно зростає при збільшенні не тільки швидкості обертання валів, а й в'язкості олії, що залежить від його температури.

Втрати потужності в трансмісії знижуються в разі збільшення переданого трансмісією крутного моменту і зростають у разі збільшення швидкості обертання валів, кількості і в'язкості мастила, залитого в картери коробки передач і головної передачі. Вони також залежать від технічного стану трансмісії і ходової частини автомобіля. Так, наприклад, неправильне регулювання підшипників головної передачі, диференціала, маточин коліс призводить до зниження ККД, а отже, до збільшення втрат потужності в трансмісії.

Механічний ККД трансмісії змінюється в процесі експлуатації автомобіля. На новому автомобілі, у період приробітку, ККД дещо зростає, потім протягом тривалого часу залишається приблизно постійним, а через деякий час у результаті зносу робочих поверхонь деталей і збільшення зазорів між ними починає знижуватися.

При аналізі експлуатаційних властивостей автомобіля, що не потребують високої точності, набувають деякі середні значення ККД, що не залежать від режиму роботи трансмісії (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Діапазон значень механічного ККД трансмісії

Вид автомобіля	η_m
Легкові автомобілі й АТЗ на їхній базі	0,92-0,95
Вантажні автомобілі й АТЗ на їхній базі з одинарною головною передачею	0,85-0,92
Вантажні автомобілі й АТЗ на їхній базі з подвійною головною передачею й автомобілі з колісною формулою 4×4	0,83-0,85
Тривісні вантажні автомобілі й АТЗ на їхній базі з приводом на два мости (колісна формула 6×4)	0,80-0,83
Тривісні автомобілі з колісною формулою 6×6 і АТЗ на їхній базі	0,78-0,80

До 90-х років XX століття найвище значення, порівняно з комбінованими трансмісіями (гідромеханічними, електричними й ін.) мав ККД механічної трансмісії. У наш час використовувані в автомобілебудуванні високі технології дозволяють створювати конкурентоспроможні механічним комбіновані трансмісії. Це підтверджується збільшенням частки легкових автомобілів, обладнаних гідромеханічними трансмісіями (близько 54% усіх зроблених 2000 року і прогнозується до 61% у 2010 році [5]).

2.2 Параметри шини. Розмір шини

Розмір шини є першим з найважливіших параметрів шини і визначається комбінацією трьох величин: шириною шини, висотою профіля шини та діаметром бортового кільця. Існують дві системи позначення цих величин: метрична та дюймова. У зв'язку з поширеністю в Україні саме метричної системи розглянемо ці параметри саме в ній. **Ширина шини** визначається в міліметрах числом, кратним п'яти з шагом десять: 175, 185, 195, ..., 205, 215, 225 і т.д. При цьому треба мати на увазі, що це число відображає поперечну ширину профіля шини в найширшій його частині, а не ширину протектора шини, оскільки ширина протектора часто може не співпадати з шириною шини.

Висота профіля шини визначається відносно ширини – у відсотках від ширини шини числом, кратним п'яти з шагом п'ять: 35, 40, 45, ..., 65, 70, 75 і т.д. Таким чином, у шини шириною 175 мм і відносною висотою 70, абсолютна висота становитиме $175 \text{ мм} \times 70\% = 122,5 \text{ мм}$. **Діаметр бортового кільця** визначається в дюймах цілим числом з шагом один: 13, 14, 15, ..., 19, 20, 21 і т.д. Таким чином, діаметр бортового кільця визначений числом 13 в дюймах, в сантиметрах становить $13 \times 2,54 = 33 \text{ см}$. Розмір шини в маркуванні шини позначається комбінацією цих трьох чисел, записаних (для радіальної шини) наступним чином:

[ширина]/[висота]R[діаметр], або 175/70R13,

де 175 – ширина шини в міліметрах;

70 – висота профіля шини у відсотках її ширини;

13 – діаметр бортового кільця шини в дюймах.

При цьому слід мати на увазі, що зовнішній діаметр шини може залишатися незмінним при варіюванні ширини, висоти профіля та діаметра бортового кільця шини. Для того, щоб зовнішній діаметр шини залишався незмінним, потрібно при зменшенні висоти її профіля одночасно збільшувати її ширину.

2.2.1 Тип конструкції каркасу

Залежно від орієнтації ниток корду в каркасі, шини розрізняють на радіальні та діагональні. У радіальних шинах нитки корду розташовані вздовж радіуса колеса. У діагональних шинах нитки корду розташовані під кутом до радіуса колеса, а нитки сусідніх шарів перехрещуються. Радіальні шини конструктивно твердіші, внаслідок чого мають більший ресурс, мають стабільність форми плями контакту, створюють менший опір коченню, забезпечують меншу витрату палива. Через можливість варіювати кількість шарів каркасу (на відміну від обов'язково парної кількості в діагональних) і можливості зниження кількості шарів, знижується загальна вага шини, товщина каркасу. Це знижує розігрів шини при коченні - збільшується термін служби. Брекер та протектор так само легше вивільняють тепло - можливе збільшення товщини протектора та глибини його малюнку для поліпшення прохідності по бездоріжжю. У зв'язку з цим на даний момент радіальні шини для легкових автомобілів практично повністю витиснули діагональні. Тип конструкції каркасу в маркуванні шини позначається літерою «R» для радіальної шини та літерою «D» для діагональної шини, між числом, що визначає висоту шини, та числом, що визначає діаметр її бортового кільця, наступним чином:

[ширина]/[висота][тип конструкції каркасу][діаметр],

або

175/70R13,

де 175 – ширина шини;

70 – висота профіля шини;

R – радіальний тип конструкції каркасу;

13 – діаметр бортового кільця шини.

Індекс навантаження

Індекс навантаження є наступним важливим параметром шини, який визначає її здатність нести на собі вагу автомобіля, пасажирів та вантажу. Він визначається в кілограмах припустимого навантаження шини вагою, яку здатна нести одна окрема шина автомобіля, та позначається одно-, дво- чи тризначним числом, що відповідає цій величині відповідно до нижченаведеної табл. 2.3.

Таблиця 2.3 - Індекс навантаження

Індекс навантаження	Припустиме навантаження, кг	Індекс навантаження	Припустиме навантаження, кг	Індекс навантаження	Припустиме навантаження, кг	Індекс навантаження	Припустиме навантаження, кг
0	45	50	190	100	800	150	3350
1	46,2	51	195	101	825	151	3450
2	47,5	52	200	102	850	152	3550
3	48,7	53	206	103	875	153	3650
4	50	54	212	104	900	154	3750
5	51,5	55	218	105	925	155	3875
6	53	56	224	106	950	156	4000
7	54,5	57	230	107	975	157	4125
8	56	58	236	108	1000	158	4250
9	58	59	243	109	1030	159	4375
10	60	60	250	110	1060	160	4500
11	61,5	61	257	111	1090	161	4625
12	63	62	265	112	1120	162	4750
13	65	63	272	113	1150	163	4875
14	67	64	280	114	1180	164	5000

Продовження таблиці 2.3

14	67	64	280	114	1180	164	5000
15	69	65	290	115	1215	165	5150
16	71	66	300	116	1250	166	5300
17	73	67	307	117	1285	167	5450
18	75	68	315	118	1320	168	5600
19	77,5	69	325	119	1360	169	5800
20	80	70	335	120	1400	170	6000
21	82,5	71	345	121	1450	171	6150
22	85	72	355	122	1500	172	6300
23	87,5	73	365	123	1550	173	6500
24	90	74	375	124	1600	174	6700
25	92,5	75	387	125	1650	175	6900
26	95	76	400	126	1700	176	7100
27	97	77	412	127	1750	177	7300
28	100	78	425	128	1800	178	7500
29	103	79	437	129	1850	179	7750
30	106	80	450	130	1900	180	8000
31	109	81	462	131	1950	181	8250
32	112	82	475	132	2000	182	8500
33	115	83	487	133	2060	183	8750
34	118	84	500	134	2120	184	9000
35	121	85	515	135	2180	185	9250
36	125	86	530	136	2240	186	9500
37	128	87	545	137	2300	187	9750
38	132	88	560	138	2360	188	10000
39	136	89	580	139	2430	189	10300
40	140	90	600	140	2500	190	10600
41	145	91	615	141	2575	191	10900
42	150	92	630	142	2650	192	11200
43	155	93	650	143	2725	193	11500
44	160	94	670	144	2800	194	11800
45	165	95	690	145	2900	195	12150
46	170	96	710	146	3000	196	12500
47	175	97	730	147	3075	197	12850
48	180	98	750	148	3150	198	13200
49	185	99	775	149	3250	199	13600

Індекс навантаження в маркуванні шини позначається одразу після розміру шини наступним чином:

[ширина]/[висота][тип конструкції каркасу][діаметр][індекс навантаження],

або

175/70R13 82,

де 175 – ширина шини;

70 – висота профіля шини;

R – тип конструкції каркасу;

13 – діаметр бортового кільця шини;

82 – індекс навантаження шини, якому відповідає вага 475 кг, яку здатна нести одна така шина.

2.2.2 Індекс швидкості

Індекс швидкості визначає межу безпечної швидкості, до якої може експлуатуватися така шина. Він визначається граничною величиною максимальної швидкості, що здатна витримувати шина в кілометрах на годину, і позначається літерою відповідно до нижченаведеної табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Індекс швидкості

Індекс швидкості	Припустима швидкість, км/год	Індекс швидкості	Припустима швидкість, км/год	Індекс швидкості	Припустима швидкість, км/год
A1		D	65	Q	160
A2	10	E	70	R	170
A3	15	F	80	S	180
A4	20	G	90	T	190
A5	25	J	100	U	200
A6	30	K	110	H	210
A7	35	L	120	V	240
A8	40	M	130	W	270
B	50	N	140	Y	300
C	60	P	150	ZR	більше 240

Індекс швидкості в маркуванні шини позначається одразу після індексу навантаження шини наступним чином:

[ширина]/[висота][тип конструкції каркасу][діаметр][індекс

навантаження][індекс швидкості],

або

175/70R13 82T,

де 175 – ширина шини;

70 – висота профіля шини;

R – тип конструкції каркасу;

13 – діаметр бортового кільця шини;

82 – індекс навантаження шини;

T – індекс швидкості шини, якому відповідає максимально швидкість 190 км/год, яку здатна витримувати така шина.

При установці шин високих індексів швидкості необхідно пам'ятати про зміну вантажопідйомності шини, коли швидкість зростає до максимально дозволеної. На граничних швидкостях, близьких до максимально дозволеної для даної шини, її вантажопідйомність знижується пропорційно росту швидкості. Нижче наведено таблицю, у якій зазначено, як ріст швидкості впливає на вантажопідйомність:

**При швидкості більше 300 км/годину вантажопідйомність шин і використовуваний у них тиск потрібно погоджувати з виробниками автомобілів і шин, з огляду на властивості транспортних засобів і їхнє використання.*

Відповідно до вищезазначеної таблиці, для безпечного руху на граничних для шини швидкостях, потрібно завантажувати автомобіль з врахуванням зниження на цих швидкостях максимально дозволеного завантаження шини – інакше існує високий ризик того, що за цих умов конструкція шини не витримає такого режиму експлуатації і відбудеться руйнування шини. Враховуючи, що таке руйнування відбуватиметься на одночасному збігу двох вкрай небезпечних обставин: високої швидкості та високого навантаження автомобіля, наслідки такого руйнування можуть бути вкрай тяжкими.

Відповідно до вищенаведеної таблиці можна розрахувати зміну індексу навантаження для певної шини на граничних для неї швидкостях.

Приклад 1. Шина 195/65R15 91V Індекс навантаження 91=615 кг
Вантажопідйомність шини при швидкості 240 км/годину становить 91 % від зазначеного індексу навантаження, або $0,91 \times 615 \text{ кг} = 560 \text{ кг}$.

Приклад 2. Шина 225/65R16 91W Індекс навантаження 95=690 кг
Вантажопідйомність шини при швидкості 270 км/годину становить 85 % від зазначеного індексу навантаження, або $0,85 \times 690 \text{ кг} = 587 \text{ кг}$.

Тобто, при русі на максимально дозволений швидкості шину з Прикладу 1 треба завантажувати вагою не більше 560 кілограмів, а шину з Прикладу 2 – не більше 587 кг.

2.2.3 Тип рисунку протектора та направленість шини

За типом малюнку протектора шини поділяють на симетричні та асиметричні. Асиметрична шина має асиметричний малюнок протектора відносно осьової лінії протектора шини, симетрична – відповідно симетричний. Тип малюнку протектора ніяк не позначається в маркуванні шини.



Рисунок 2.4 - Симетрична та асиметрична шини

Асиметричні шини – зазвичай літні шини. Дизайн зовнішньої частини протектора звичайно виконаний заодно з поздовжньою канавкою шини. Дизайн внутрішньої частини протектора зазвичай більш роздроблений і має більше поперечних канавок. Шину потрібно встановлювати відповідно до наявних

на боку відміток, наприклад, відмітка «inside» повинна бути з внутрішнього боку, а «outside» – з зовнішнього боку. Шина з асиметричним малюнком, як правило, має індекс швидкості H або вищий. Завдяки асиметричному малюнку

протектора досягаються кращі властивості шини на поворотах, при гальмуванні та краще зчеплення на мокрій поверхні. **Симетричні шини** мають симетричний малюнок протектора відносно його осової лінії. Вважається, що симетрична шина має краще співвідношення якість-ціна, адже не кожного водія цікавить забезпечення максимально можливих параметрів експлуатації. Тому симетричні шини для багатьох можуть бути гарним недорогим рішенням при виборі шин.

За направленістю обертання шини поділяють на направлені та ненаправлені.



Рисунок 2.5 – Направлені та ненаправлені шини

Направлені шини

встановлюються відповідно до зазначеного напрямку обертання, оскільки протектор таких шин спеціально спроектований для забезпечення максимальних характеристик саме в цьому напрямку обертання. Відмітка про напрямок обертання стоїть на боку шини.

Направлені літні шини (часто зі стрілоподібним малюнком протектора) дають найкращі властивості при русі на мокрій трасі. Такий дизайн ефективно видаляє воду з-під колеса навіть при русі на високій швидкості. Направлені зимові шини забезпечують поліпшене вгризання шашок і ламелей у дорогу, а також здатність шини видаляти шугу, сніг та воду.

Поєднанням параметру симетричності та напрямку обертання виділяється підклас асиметричних направлених шин.

Асиметричні направлені шини найчастіше – літні. Їх специфіка полягає в тому, що для комплектації лівої та правої сторін автомобіля потрібні різні, відповідно ліві та праві шини. Такі шини встановлюють відповідно до інструкції: шину з відміткою «Left» ставлять на ліву половину автомобіля, а

шину з відміткою «Right» - на праву половину, враховуючи при встановленні одночасно і напрямком обертання шин. Завдяки поєднанню одночасно як асиметричності, так і направленості шини, прагнуть поєднати кращі властивості асиметричної шини та шини з певним напрямком обертання.

2.2.4 Сезонність

За періодом експлуатації шини поділяються на літні, зимові та всесезонні. **Літні шини** призначені для використання за умов, характерних для літа (високі температури, дощі та ін.). Протектор цих шин має малюнок, що забезпечує якісне зчеплення з асфальтом та високий спротив ефекту аквапланування. Гума протектора, що використовується для цих шин, зазвичай твердіша за гуму зимових шин, оскільки повинна забезпечувати тривалу експлуатацію на розігрітому твердому літньому асфальті. **Зимові шини** призначаються для експлуатації при низьких температурах зимньої пори року. Від літніх їх відрізняє більш м'яка суміш гуми протектора та насичене ламелювання. Всі зимові шини в свою чергу поділяються на шиповані (або такі, що підлягають шипуванню) та фрикційні (які не мають шипів і не шипуються).

Шиповані шини найкраще поведуться в суворих зимових умовах та при мінливій погоді. Окрім гумової суміші протектора та ламелювання, зчеплення з поверхнею дороги забезпечується шипами. **Фрикційні шини** забезпечують гарне зчеплення з зимовою дорогою за рахунок спеціальної гумової суміші протектора та дуже насиченого ламелювання. **Всесезонні шини** є ціновим компромісом між літніми та зимовими шинами з метою зменшення витрат. Конструкція їх протектора зазвичай має елементи, характерні як для зимових, так і для літніх шин, а твердість гумової суміші знаходиться посередині між твердістю гуми літньої та зимової шин. Як все універсальне, що завжди програє спеціальному, всесезонна шина влітку забезпечує гірші параметри експлуатації, ніж літня шина, а взимку – гірші, ніж зимова. Сезонність літньої шини ніяк не позначається в маркуванні шини. Сезонність зимової шини позначається на її

боку позначкою «M+S» «MS» або «M&S» та стилізованим знаком у вигляді сніжинки на фоні контуру гори.

2.2.5 Дата виготовлення шини

Дата виготовлення шини позначається символом, який називається DOT-код. DOT-код являє собою чотиризначне число, перші дві цифри якого позначають номер тижня, а останні дві цифри – номер року, протягом якого була вироблена шина. Наприклад, комбінація цифр «3209» DOT-коду шини позначає, що така шина була вироблена протягом 32-го тижня 2009 року.

2.4 Опір коченню

При русі колеса частину енергії шина витрачає на деформацію внаслідок переміщення плями контакту. Ця енергія віднімається з кінетичної енергії, що передається тілу шини, і тому колесо гальмує. На опір коченню може йти до 25-30 % енергії палива. Втім, цей відсоток великою мірою залежить від швидкості автомобіля. На великих швидкостях він мізерно малий. Опір коченню залежить від багатьох конструктивних та експлуатаційних факторів: конструкції шини, тиску повітря в шині, температури, навантаження, швидкості руху автомобіля, стану підвіски автомобіля, стану дорожньої поверхні. Найбільшою мірою опір коченню залежить від таких конструктивних параметрів шин, як кількість шарів і розташування ниток корду, товщина і стан протектора. Зменшення кількості шарів корду, товщини протектора, застосування синтетичних матеріалів (і скловолокна) з малими гістерезисними втратами сприяють зниженню опору коченню. Зі збільшенням розміру шини (діаметра) за інших рівних умов опір коченню також знижується. Експлуатаційні фактори мають великий вплив на величину моменту опору коченню. Так, з підвищенням тиску повітря в шині і її температури опір коченню зменшується. Найменший опір коченню має місце при навантаженні, близькому до номінального. Зі

збільшенням ступеня зношеності шини воно зменшується. На дорогах із твердим покриттям опір коченню багато в чому залежить від розмірів та характеру нерівностей дороги, що зумовлюють підвищене деформування шин і підвіски а, отже, додаткові витрати енергії. При русі по м'яких або брудних опорних поверхнях затрачується додаткова робота на деформування ґрунту або видавлювання бруду та вологи, що знаходяться в зоні контакту колеса з дорогою. Дослідження показують, що при русі автомобіля зі швидкістю до 50 км/год опір коченню можна вважати постійним. Інтенсивне зменшення опору коченню спостерігається при швидкості понад 100 км/год. Пояснюється це збільшенням витрат енергії при ударах та коливальних процесах, що відбуваються в шині при високих швидкостях руху.

ТЕМА 3. РАДІУСИ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА. КООРДИНАТИ ЦЕНТРА МАСИ АТЗ І МЕТОДИКА ЇХ ВИЗНАЧЕННЯ. МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ АТЗ І ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ

3.1 Радіуси еластичного колеса

Розмір і тип шин безпосередньо відбиваються на експлуатаційних властивостях автомобіля. Радіус автомобільного колеса з еластичною шиною не залишається постійним при зміні режиму роботи автомобіля. У зв'язку з цим при аналізі експлуатаційних властивостей розрізняють декілька радіусів колеса (рис. 3.1).

Вільний радіус r_0 - це радіус колеса у вільному стані за відсутності дії на нього сил і крутного моменту (рис. 3.1). Він визначається як

$$r_0 = (d / 2) + \Delta b,$$

де d - внутрішній діаметр шини;

b - ширина профілю шини (ці розміри можна визначити за цифрами позначення шин);

Δ - коефіцієнт профільності шини, що враховує співвідношення h/b (h -висота профілю шини).

При нормативному навантаженні і внутрішньому тиску для шин вантажних автомобілів і автобусів $\Delta \approx 1$; для радіальних шин легкових автомобілів Δ закладено в позначенні. Наприклад, у шини розмірністю 205/70R14, $\Delta=0,7$.

Статичний радіус r_c (рис. 1, б)- відстань від осі нерухомого колеса до опорної поверхні, при дії вертикального навантаження $P_z = G_k$ (G_k - вага, що припадає на колесо). Він визначається

$$r_c = (d / 2) + \Delta \cdot b \cdot \lambda,$$

де λ - коефіцієнт деформації шини ($\lambda=0,85-0,9$ для шин вантажних автомобілів, автобусів; $\lambda=0,8-0,85$ для радіальних шин легкових автомобілів).

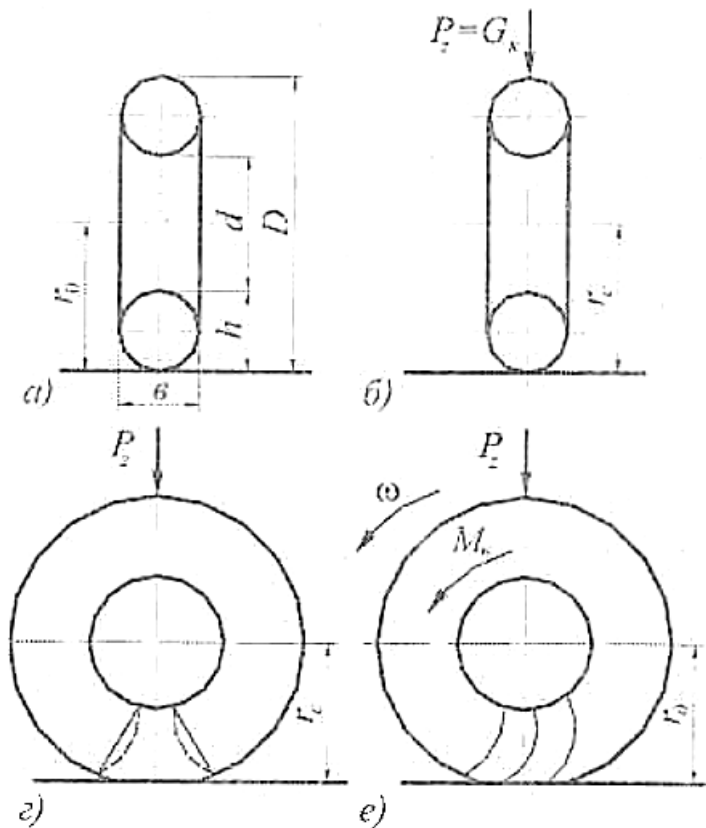


Рисунок 3.1-Схема автомобільного колеса:

a-у вільному стані; *б*, *г* - навантаженого вертикальною силою P_z ;

е– навантаженого вертикальною силою P_z і крутним моментом M_k

Динамічний радіус r_o (рис. 3.1, *e*) - відстань від осі колеса до площини, по якій воно котиться, при дії вертикального навантаження і крутного моменту. На рис. 3.1, *г* умовно показано, як відбувається скривлення ліній, нанесених на бічні шини при нерухомому колесі й у випадку підведення до нього крутного моменту $M_{кр}$. У першому випадку ми бачимо симетричну картину щодо вертикальної осі (пунктирні лінії), у другому випадку ці лінії викривляються внаслідок закручування шини в тангенціальному напрямку. Динамічний радіус

зменшується при збільшенні вертикального навантаження, величини переданого крутного моменту, зниження внутрішнього тиску повітря в шині і збільшується зі зростанням частоти обертання колеса. Останнє пов'язане з розтяганням шини в радіальному напрямку в результаті дії інерційних сил.

Радіус кочення колеса r_k - це радіус деякого умовного “абсолютно твердого” колеса, що при пробуксовуванні і прослизанні має з дійсним колесом однакові кутову і лінійну швидкість. Поняття про радіус кочення вводиться для визначення дійсної лінійної швидкості колеса за його кутовою швидкістю. Ні статичний, ні динамічний радіус не дають можливості це зробити при пробуксовуванні чи прослизанні колеса.

Зв'язок між лінійною і кутовою швидкістю та радіусом твердого колеса, що котиться без пробуксовування, установлюють за відомою формулою:

$$r = V / \omega_k,$$

де r - геометричний радіус;

V - поступальна швидкість;

ω_k - кутова швидкість колеса.

Якщо колесо пробуксовує, то його дійсна поступальна швидкість $V_0 < V$ і, отже, радіус r_0 , розрахований за цією швидкістю, менший геометричного, тобто $r_0 < r_k$, а в разі повного буксування $V_0 > V$, а $r_0 > r_k$. У випадку повного ковзання $\omega_k = 0$ і $r_0 = \infty$. Таким чином, дійсну поступальну швидкість колеса розраховують тільки з використанням радіуса кочення r_k , що враховує його пробуксовування і прослизання. Радіус кочення звичайно визначають експериментально шляхом вимірювання пройденого колесом шляху S за n_k його обертів (рис. 2). Так він може бути визначений для будь-якого режиму кочення колеса:

$$r_k = \frac{S}{2\pi \cdot n_k},$$

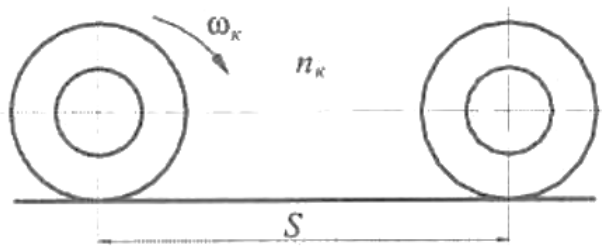


Рисунок 3.2 -Схема для визначення r_k

Радіус кочення r_k залежить від тих самих факторів, що й динамічний. Однак їх вплив на r_k більший, ніж на r_d . Тому при розрахунку силових показників (сили, моменту) слід

використовувати динамічний радіус r_d , а кінематичних (швидкості) - радіус кочення r_k . У звичайних умовах експлуатації на дорогах із твердим покриттям пробуксовка і ковзання коліс порівняно невеликі, і радіуси колеса r_c , r_d і r_k дещо відрізняються один від одного. У зв'язку з цим при розрахунках, що не вимагають великої точності, набувають значення r замість інших.

На величину радіуса колеса впливає твердість шини [26], що становить собою відношення збільшення навантаження до викликаній ним деформації. Вона залежить від матеріалу шини, її конструкції і тиску повітря в ній, а також від твердості опорної поверхні і швидкості навантаження. Твердість шини в радіальному, окружному і бічному напрямках має різне значення (табл. 3.1). Останнім часом відзначається тенденція зниження твердості шин, викликана зміною їх конструкції й інших експлуатаційних факторів.

Таблиця 3.1- Значення твердості автомобільних шин

Твердість шини	Автомобілі	
	легкові	вантажні
Радіальна, Н/мм	100-250	250-500
Окружна, Н м/град	700-1000	1500-3000
Бокова, Н/мм	80-150	200-300

3.2 Координати центра мас автомобіля

При компонуванні автомобіля, оцінюванні його стійкості і в деяких інших випадках необхідно знати координати центра мас, які в процесі експлуатації можуть істотно змінюватися. Компонування автомобіля виконується таким чином, щоб центр мас у поперечній площині по можливості знаходився на поздовжній осі автомобіля. Нарис. 3 показано поздовжні координати центра мас автомобіля, що становлять відстань від передньої (a) і задньої (b) осей до проекції центра мас на горизонтальну площину, а також вертикальна координата h_g . Сума поздовжніх координат подає базу автомобіля L .

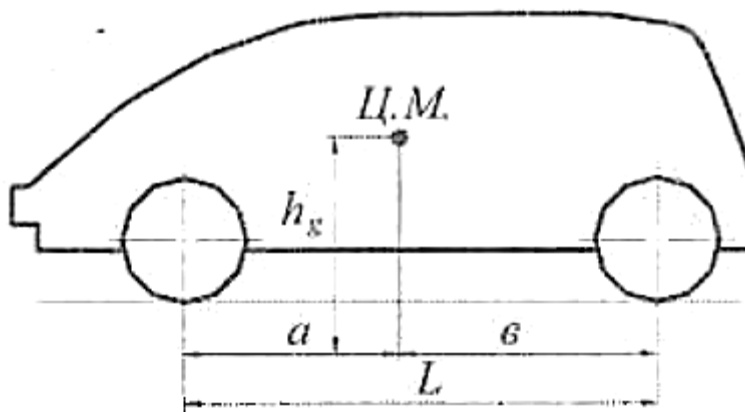


Рисунок 3.3-Схема координат центра мас автомобіля

Координати центра мас можна визначити аналітичним або експериментальним шляхом. Перший метод використовують при вирішенні конструкторських і проектних завдань, другий, більш точний, при оцінці експлуатаційних властивостей автомобіля. Для цього автомобіль зважують у горизонтальному (рис. 3.4) і нахиленому положеннях (рис. 3.5).

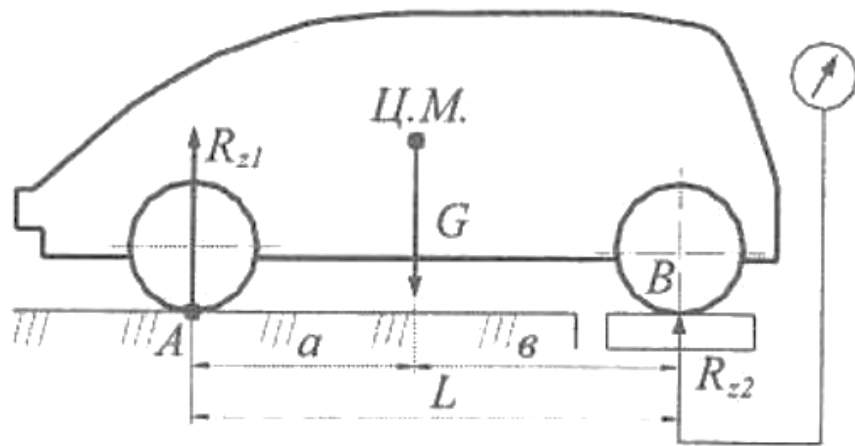


Рисунок 3.4 - Схема визначення поздовжніх координат центра мас автомобіля

При обчисленні поздовжніх координат по черзі визначають базу автомобіля, повну вагу і навантаження, що припадає на передні $G_1=R_{z1}$ і задні $G_2=R_{z2}$ колеса у горизонтальному положенні. Після чого, додаючи рівняння рівноваги щодо точок A і B (рис. 3.4), одержуємо

$$G \cdot a - R_{z2} \cdot L = 0;$$

$$a = (R_{z2} \cdot L) / G = (G_2 / G) \cdot L;$$

$$R_{z1} \cdot L - G \cdot b = 0;$$

$$b = (R_{z1} \cdot L) / G = (G_1 / G) \cdot L,$$

де G - повна вага автомобіля.

Для обчислення вертикальної координати центра мас визначається навантаження, що припадає на задню вісь автомобіля ($G'_2=R'_{z2}$), встановленого в похилому положенні (рис. 3.5). При цьому підвіску автомобіля варто заклинити, щоб виключити неточності через пружні зв'язки між колесами і кузовом.

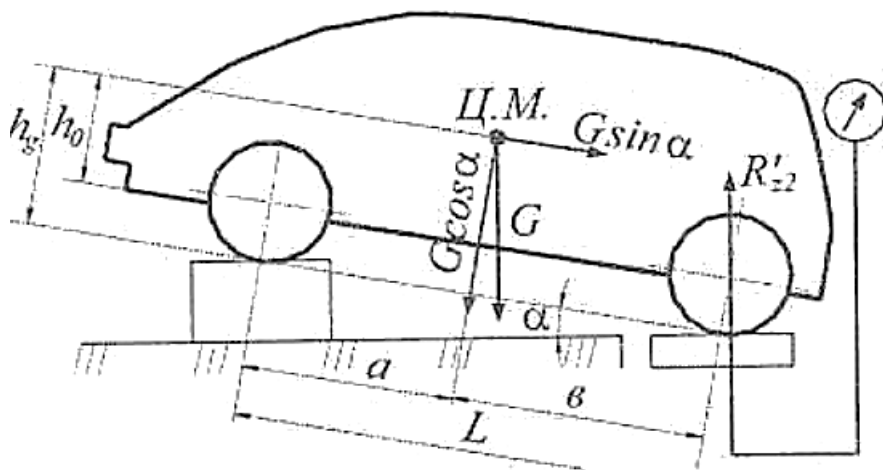


Рисунок 3.5 -Схема визначення вертикальної координати центра мас автомобіля

Додамо рівняння рівноваги відносно осі передніх коліс автомобіля:

$$G \cdot \cos \alpha \cdot a + G \cdot \sin \alpha \cdot h_0 - R'_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha = 0.$$

Звідси

$$h_0 = \frac{R'_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot \cos \alpha \cdot a}{G \cdot \sin \alpha} = \frac{(R'_{z2} \cdot L - G \cdot a)}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha},$$

де h_0 - висота центра мас автомобіля над площиною, що проходить через осі обертання коліс;

α - кут нахилу автомобіля.

Якщо замість поздовжньої координати центра мас a в (8) підставити її значення із (5), то одержимо

$$h_0 = \frac{\left(R'_{z2} \cdot L - G \cdot \frac{R_{z2}}{G} \cdot L \right)}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(R'_{z2} - R_{z2}) \cdot L}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(G'_2 - G_2) \cdot L}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Отже, вертикальна координата автомобіля визначиться як

$$h_g = h_0 + r_c = \frac{(G'_2 - G_2) \cdot L}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} + r_c.$$

Діапазон приблизних значень вертикальної координати центра мас легкових автомобілів з урахуванням тенденції її зменшення становить 0,4-0,5 м, вантажних 0,6-1 м, автобусів 0,7-1,2 м (дані наведені для спорядженої маси автомобіля).

3.3 Моменти інерції автомобіля і його частин

При оцінюванні тягово-швидкісних і гальмівних властивостей, а також стійкості автомобіля необхідно знати значення моментів інерції автомобіля і його частин, їх визначають розрахунковим шляхом чи експериментально - методом хитання чи крутильних коливань. У той самий час експериментальний метод неможливий на етапі попереднього проектування й аналізу різних варіантів технічних рішень, спрямованих на поліпшення зазначених експлуатаційних властивостей.

Момент інерції автомобіля визначається як

$$J = m \cdot i_i^2,$$

де m - повна маса автомобіля;

i_i - радіус інерції автомобіля відносно i -ї осі.

Очевидно, що визначальним параметром для моменту інерції автомобіля є радіус інерції. У [5] отримані залежності для розрахунку середнього значення радіуса інерції відносно осей z , y і x , що проходять через центр мас легкового автомобіля (рис. 3.6). При цьому зроблено припущення, що величини моментів

інерції залежать від закону розподілу маси автомобіля в межах його колії, бази і габаритної висоти. Значна кількість факторів, які впливають на цей розподіл, дозволяє припустити, що щільність розподілу моменту інерції відповідає нормальному закону.

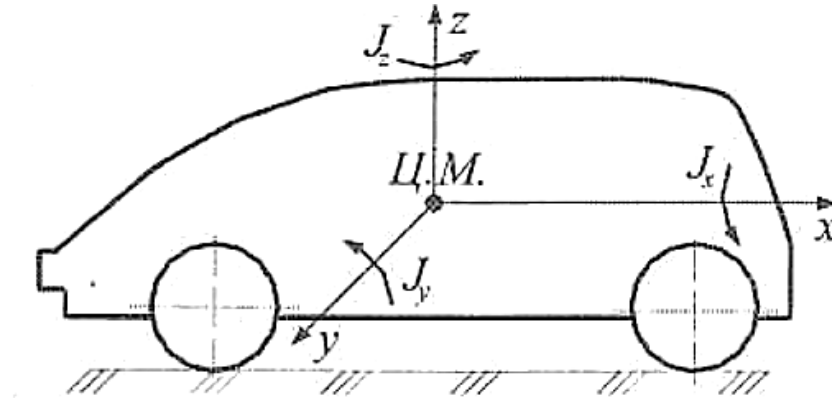


Рисунок 3.6 -Схема визначення моментів інерції відносно осей z , y , і x

Таким чином, найбільш імовірні значення моменту інерції визначаються в такий спосіб:

- відносно вертикальної осі z :

$$J_z = m \cdot i_z^2, (12)$$

якщо

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}a \cdot b + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}a \cdot b}, (13)$$

де a й b - поздовжні координати центра мас автомобіля;

B - колія автомобіля;

- відносно поздовжньої осі x :

$$J_x = m \cdot i_x^2, \quad (14)$$

якщо

$$i_x = \sqrt{\frac{1}{2}(H-h) \cdot h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}(H-h) \cdot h}, (15)$$

де H і h - габаритна висота і вертикальна координата центра мас відповідно;
- відносно поздовжньої осі y :

$$J_y = m \cdot i_y^2,$$

якщо

$$i_y = \sqrt{\frac{1}{2}a \cdot e + \frac{1}{3}(H-h) \cdot h \pm \frac{1}{6}a \cdot e}.$$

Для визначення моментів інерції оберткових частин автомобіля використовують довідкові дані або апроксимуючі залежності, отримані в результаті статистичної обробки експериментальних даних за моментами інерції типових (табл. 3.2).

Наведені залежності досить точні, оскільки середньоквадратична, похибка експериментального визначення моментів інерції перерахованих деталей методом крутильних коливань не перевищувала 2%.

Таблиця 3.2-Апроксимуючі поліноми, що визначають моменти інерції

$J_{квн} = -0,0371 + 0,927 \cdot 10^{-3} M_e - 0,279 \cdot 10^{-5} M_e^2 + 0,350 \cdot 10^{-8} M_e^3;$ $(M_e = 50 - 637 \text{ Н} \cdot \text{м})$
$J_{квн} = 0,055 - 0,465 \cdot 10^{-3} M_e + 0,163 \cdot 10^{-5} M_e^2;$ $(M_e = 637 - 883 \text{ Н} \cdot \text{м})$
$J_{max} = -0,059 + 0,237 \cdot 10^{-2} M_e - 0,842 \cdot 10^{-5} M_e^2 + 0,167 \cdot 10^{-7} M_e^3;$ $(M_e = 50 - 466 \text{ Н} \cdot \text{м})$

$J_{\max} = -0,046 + 0,0012 \cdot M_e + 0,185 \cdot 10^{-5} M_e^2;$ $(M_e = 466 - 883 \text{ Н} \cdot \text{м})$	
$J_{\text{кож.однор}} = -0,00384 + 0,384 \cdot 10^{-3} M_e + 0,732 \cdot 10^{-6} M_e^2;$ $(M_e = 50 - 402 \text{ Н} \cdot \text{м})$	
$J_{\text{кож.двухд}} = -0,0375 + 0,601 \cdot 10^{-3} M_e + 0,126 \cdot 10^{-5} M_e^2;$ $(M_e = 466 - 883 \text{ Н} \cdot \text{м})$	
$J_{\text{кож.однор}} = 0,0737 - 1,222 \cdot D + 5,216 \cdot D^2;$ $(D = 0,170 - 0,342 \text{ м})$	
$J_{\text{кож.однор}} = -3,746 + 13,051 \cdot D;$ $(D = 0,342 - 0,400 \text{ м})$	
$J_{\text{вед.д.ц.}} = -0,0333 + 486 \cdot D - 2,577 \cdot D^2 + 5,329 \cdot D^3;$ $(D = 0,170 - 0,400 \text{ м})$	
$J_{\kappa} = 9,196 - 0,074 \cdot R_{\text{см}} + 0,154 \cdot 10^{-3} \cdot R_{\text{см}}^2;$ $(R_{\text{см}} = 0,271 - 0,400 \text{ м})$	
$J_{\kappa} = 92 - 0,473 \cdot R_{\text{см}} + 0,636 \cdot 10^{-3} \cdot R_{\text{см}}^2;$ $(R_{\text{см}} = 400 - 575 \text{ м})$	
$J_i = 0,185 - 1,814 \cdot D_a + 4,803 \cdot D_a^2$	$(D_a = 0,220 - 0,400 \text{ м})$
$J_m = 0,217 - 1,814 \cdot D_a + 4,073 \cdot D_a^2$	
$J_p = 0,0364 - 0,317 \cdot D_a + 0,737 \cdot D_a^2$	

Примітка. Моменти інерції (відповідно): $J_{\text{квп}}$ - колінчастих валів із шківками вентиляторів; $J_{\text{кож}}$ - кожухів муфт у зборі; $J_{\text{вед.д.ц.}}$ - ведених дисків зчеплення; J_{κ} - коліс у зборі с шинами, $J_{\text{н}}$ - помпового колеса гідротрансформатора; J_m - турбінного колеса гідротрансформатора; J_p - колесо реактора гідротрансформатора у зборі; M_e - максимальний крутний момент двигуна; D - зовнішній діаметр веденого диска зчеплення; $R_{\text{см}}$ - статичний радіус колеса.

ТЕМА 4. КОЧЕННЯ КОЛЕСА. ФІЗИЧНА СУТЬ ЯВИЩА КОЧЕННЯ. КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ КОЧЕННЯ. ФАКТОРИ, ЩО НА НЬОГО ВПЛИВАЮТЬ

4.1 Кочення колеса. Фізична суть явища кочення

Для розгляду режимів кочення колеса встановимо зв'язок між силами, що діють на нього, моментами і реакціями. Розрізняють три випадки кочення колеса:

- 1) деформація опорної поверхні мала порівняно з деформацією колеса;
- 2) деформацією колеса можна знехтувати порівняно з деформацією опорної поверхні;
- 3) деформації колеса й опорної поверхні співвимірні.

Розглянемо перший випадок, найбільш типовий для автомобіля, що відповідає кочення колеса з еластичною шиною дорогою з твердим покриттям. Вага автомобіля, яка припадає на колесо G_K , деформує шину й опорну поверхню. Унаслідок внутрішнього тертя в шині й дорозі та терті між ними робота, витрачена на їх деформацію, при розвантаженні не цілком повертається, тобто супроводжується гістерезисом. На рис.1 показано характеристику пружності шини в разі її радіального навантаження і подальшого розвантаження, що встановлює залежність між вагою G_K і зумовленою нею деформацією шини Δr_c . Площі на (рис. 4.1). характеризують: OAB - гістерезисні втрати на тертя між елементами шини, а також на тертя між шиною і дорогою; OAC - робота, що здійснюється при навантаженні і BAC -повернуту роботу.

Гістерезисні втрати при коченні веденого колеса, по асфальтобетонній чи цементобетонній дорозі становлять 90-95% загальних втрат, 3-5% втрати на тертя шини об опорну поверхню, 2-3% втрати на деформацію опорної поверхні, інші - аеродинамічні втрати обертowego колеса.

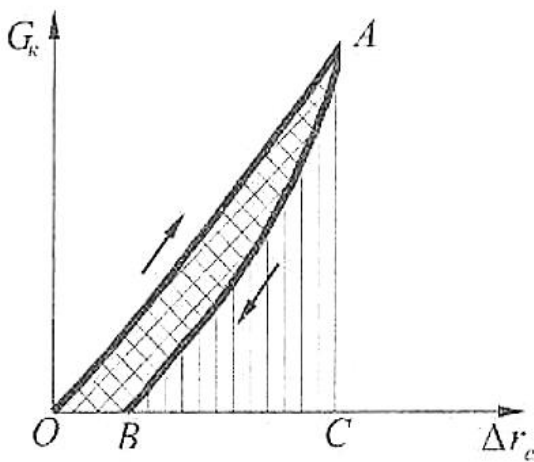


Рисунок 4.1-Характеристика пружності шини

У ведучого і гальмівного коліс за однакових умов втрати збільшуються здебільшого в результаті тертя в контакті тим більше, чим вищий момент передавання. При русі автомобіля на вищій передачі гістерезисні втрати не перевищують 10-15%; при передачі моменту, що дорівнює половині максимально можливого за зчепленням, становлять близько 50% загальних втрат,

а при передачі моментів, близьких до максимально можливих, у кілька разів перевищують гістерезисні втрати.

При навантаженні нерухомого колеса силою P_z , рівновазі G_k , що припадає на колесо (рис. 4.2, а), елементарні нормальні реакції, розташовані симетрично щодо вертикальної осі, і результуюча елементарних нормальних реакцій R_z збігаються з вертикальною віссю колеса.

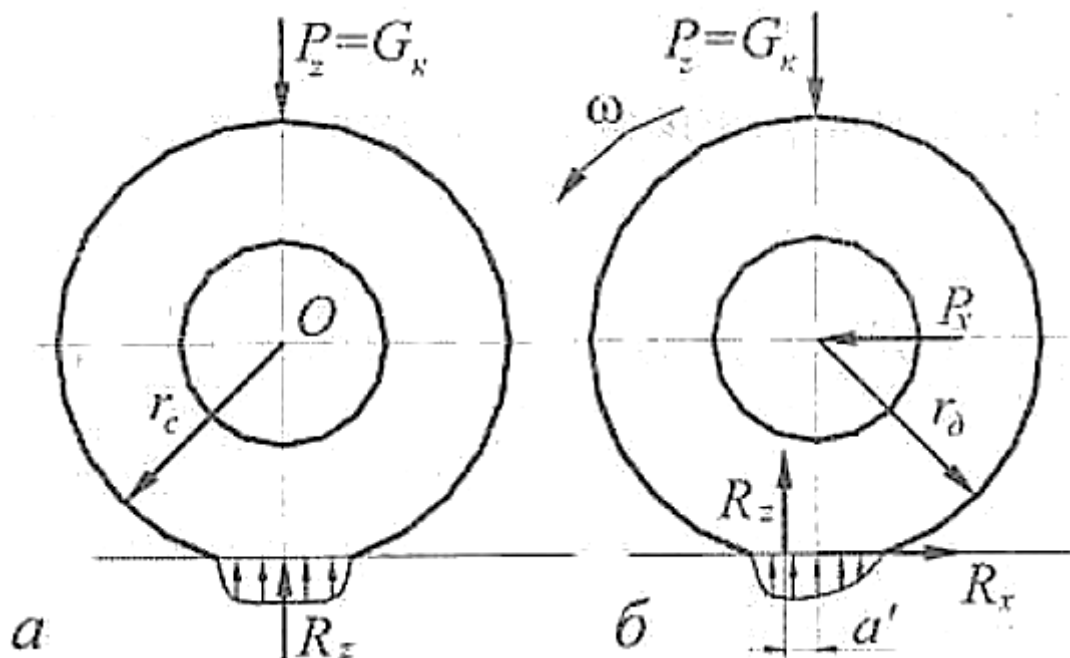


Рисунок 4.2-Схема розподілу елементарних реакцій у площині контакту нерухомого (а) та рухомого (б) коліс

Змусимо колесо котитися, приклавши до його осі штовхальне зусилля P_x (рис. 4.2, б). При цьому у результаті тертя між шиною і дорогою в площині опорної поверхні з'являються елементарні дотичні реакції (у даному випадку представлені їх результуючою R_x), спрямовані в бік, протилежний кочення.

У передній половині площини контакту відбувається радіальне стиснення шини, супроводжуване зменшенням радіуса приблизно від r_c до r_o , а в задній половині контакту - зменшення стиснення, супроводжуване збільшенням радіуса від r_o до r_c . Унаслідок внутрішнього тертя шини і порівняно невеликого тертя між шиною і дорогою робота, витрачена на стиснення шини в передній половині площини контакту повністю не повертається в задній половині площини контакту. Це призводить до зміни епюри елементарних нормальних реакцій і зсуву результуючої R_z від осі обертання колеса на величину a' , яку називають плечем опору кочення. При цьому реакція R_z створює щодо центра обертання колеса момент опору кочення M_f , який дорівнює

$$M_f = R_z \cdot a',$$

На підставі рівняння рівноваги моментів відносно осі колеса запишемо

$$R_z \cdot a' - R_x \cdot r_o = 0.$$

Звідки

$$R_x = R_z \cdot \frac{a'}{r_o}.$$

З огляду на те що $R_z = P_z = G_K$ і $R_x = P_x = P_f$ одержимо вираз сили опору кочення P_f

$$P_f = G_K \cdot \frac{a'}{r_o} = G_K \cdot f,$$

де $a' / r_{\delta} = f$ - коефіцієнт опору кочення.

Установлено, що на величину коефіцієнта опору кочення впливає тип покриття дороги і її стан, швидкість руху, тиск повітря в шинах, температура шини, навантаження на колесо, конструктивні особливості шини, моменти і сили, що діють на колесо.

Вплив типу покриття дороги і її стану на величину коефіцієнта опору кочення наводиться в табл. 4.1.

Зі збільшенням швидкості руху колеса коефіцієнт f як правило, зростає. Причому на рівних дорогах, при зміні швидкості від нуля до 70-80 км/год, збільшення f невелике і може вважатися постійним. Починаючи з 80-90 км/год (рис. 3) навіть на рівних дорогах коефіцієнт f починає швидко збільшуватися.

Таблиця 4.1 - Орієнтовні межі зміни коефіцієнта опору кочення

Тип і стан дорожнього покриття		f
Асфальтобетонна і цементобетонна дорога	у доброму стані	0,007-0,015
	у задовільному стані	0,015-0,02
Гравійна дорога в доброму стані		0,02-0,025
Бруківка в доброму стані		0,025-0,030
Грунтова дорога	суха укочена	0,025-0,030
	після дощу	0,050-0,15
	у період бездоріжжя	0,10-0,25
Пісок	сухий	0,10-0,30
	мокрый	0,06-0,15
Зледеніла дорога, лід		0,015-0,03
Укочена сніжна дорога		0,03-0,05
Пухкий сніг		0,10-0,30

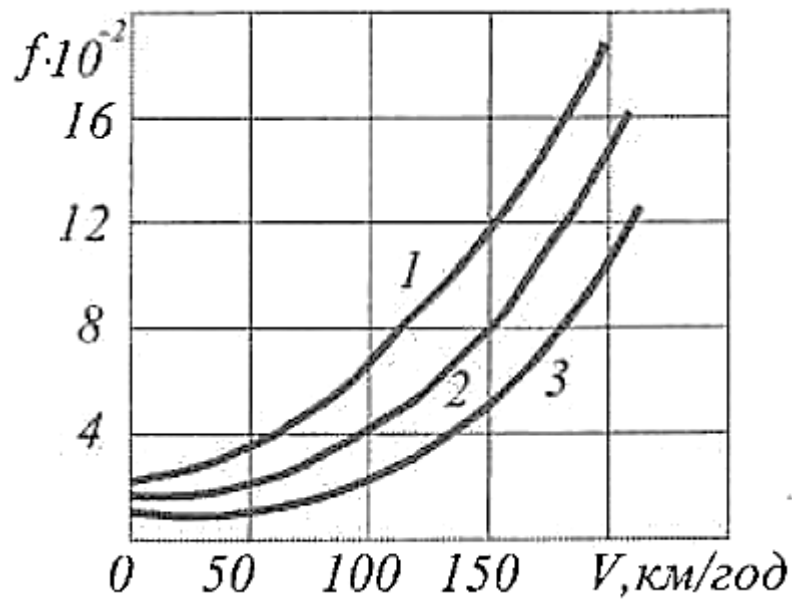


Рисунок 4.3—Залежність f від швидкості руху за різних значеннях тиску повітря в шині (1-3 відповідно 0,15; 0,25 та 0,3 МПа)

Причина полягає в тому, що при високій швидкості руху протектор шини після виходу з контакту не встигає відновлювати своєї форми, і це супроводжується коливаннями каркаса шини за межами плями контакту. Подальше збільшення швидкості руху автомобіля призводить до появи так званої “стоячої хвилі” (радіальні коливання протектора), за наявності якої шина може зруйнуватися.

При наближених розрахунках коефіцієнт f для різних швидкостей руху пропонується визначати із залежності

$$f = f_0 + k_f \cdot V^2,$$

де f_0 — коефіцієнт опору кочення за невеликої швидкості;

V — швидкість руху автомобіля. Якщо дійсне значення k_f невідоме, рекомендується приймати $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$.

Коефіцієнт f на різних опорних поверхнях різною мірою залежить від тиску повітря в шині p_v . Зниження внутрішнього тиску повітря в шині збільшує її деформацію і зумовлює збільшення f (рис. 4.3). Це справедливо для випадку кочення колеса по твердій опорній поверхні, коли деформація шини є значно більшою від деформації поверхні. При коченні колеса по деформованій поверхні зниження тиску повітря в шині сприяє зменшенню деформації поверхні і зниженню коефіцієнта f . Отже, для шин певної конструкції залежно від стану опорної поверхні існують оптимальні тиски повітря, за яких f мінімальне.

Зі збільшенням температури шини її опір кочення знижується внаслідок зменшення гістерезисних втрат у шині й у результаті підвищення p_v . За температури 70-80 °С коефіцієнт f менший, ніж у холодних шин приблизно на 12-15% (рис. 4.4). Слід зазначити, що значення f які наводяться в літературі, належать звичайно до цілком прогрітої шини.

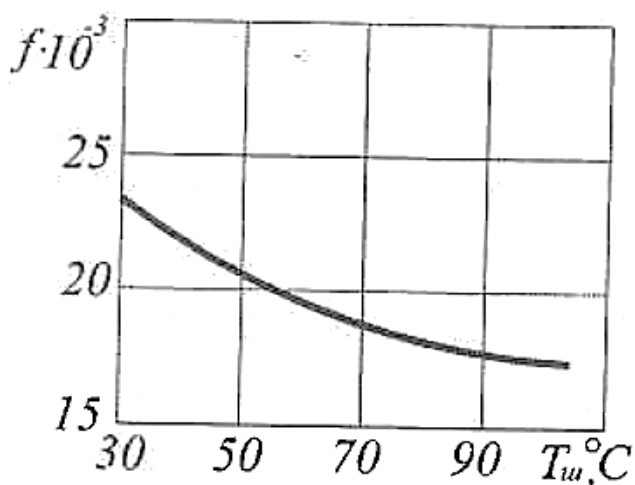


Рисунок 4.4 - Залежність коефіцієнта опору кочення від температури шини

За незмінного тиску p_v збільшення навантаження P_z на колесо призводить до зростання f . Збільшення навантаження на 20% номінального значення викликає підвищення коефіцієнта f приблизно на 5%, а при подальшому перевантаженні - більш інтенсивніше. Істотно зростає

коефіцієнт f зі збільшенням навантаження P_z на деформованій поверхні. Значення коефіцієнта f залежить від великої кількості конструктивних параметрів шини, а саме: кількість шарів каркаса і маси протектора, відношення висоти профілю до ширини шини, діаметра і ширини шини, матеріалу і якості виготовлення шини. Наприклад, каркас, що виконано зі

штучного шовку, забезпечує менше значення коефіцієнта f ніж каркас, виготовлений з бавовняної тканини. Оптимальна конструкція і висока якість виготовлення шин фірми “Мішлен” розмірності 260R508 на швидкості руху автомобіля 80 км/год дає значення $f=0,0096$, а шин такої самої розмірності, виготовлених заводом м. Набережні Челни $f=0,0144$ таким чином, більш менше значення коефіцієнта f дозволяє при експлуатації автомобіля знизити витрату палива на 11-12,2%.

Поліпшення конструкції шини дозволяє знизити їхній опір кочення в два-три рази. При дії бічних сил (поворот автомобіля, поперечний ухил дороги, бічний вітер, рух по нерівній опорній поверхні) коефіцієнт опору кочення може значно зрости в результаті бічних деформацій шин. А зі збільшенням переданого через колесо крутного моменту коефіцієнт f збільшується як у результаті більшої тангенціальної деформації, так і в результаті збільшення роботи тертя в контактї шини з опорною поверхнею.

Більш широкий аналіз дії різних факторів на величину коефіцієнта опору кочення автомобільного колеса наведено в численній науковій літературі.

4.2 Коефіцієнт опору кочення. Фактори, що на нього впливають

Колесо перетворює обертальний рух в поступальний і при цьому відбуваються втрати потужності. Кількісною мірою втрат є коефіцієнт опору кочення.

Фізичний зміст коефіцієнта опору кочення - це потужність у Ватах, яка втрачається при коченні колеса, навантаженого вертикальною силою в 1 Ньютон при швидкості 1 м / с.

$$f = f_c + f_k = \frac{a_u}{a_o} + \frac{M_k(r_o - r_k)}{R_z} \cdot r_o \cdot r_k$$

де $f_c = \frac{a_{ш}}{r_o}$ - силова складова коефіцієнта опору кочення, що характеризує втрати потужності через зміщення нормальної реакції вперед на величину $a_{ш}$ щодо центру плями контакту;

$f = \frac{M_k(r_o - r_k)}{R_z} \cdot r_o \cdot r_k$ - кінематична складова, що характеризує втрати, пов'язані із зменшенням радіусу кочення при збільшенні переданого крутного моменту.

Оскільки на практиці величину коефіцієнта опору кочення визначають у веденого колеса, до якого момент не підводиться, можна вважати $f = f_c$.

Знесення нормальної реакції R_z на величину $a_{ш}$ викликаний тим, що при деформації шини мають місце гістерезисні втрати (внутрішнє тертя в матеріалі шини).

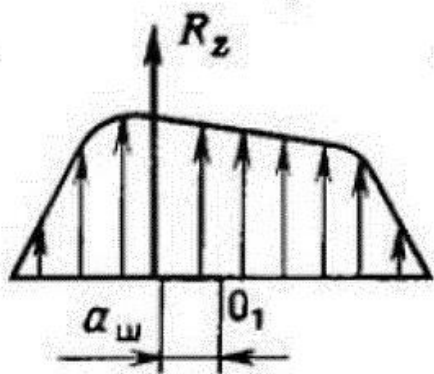


Рисунок 4.5 - Епюра нормальних реакцій

В результаті епюра нормальних реакцій виявляється не симетричною щодо центру O_1 , а рівнодіюча R_z - зміщеною вперед на величину $a_{ш}$.

При коченні жорсткого колеса по деформованій дорозі знесення нормальної реакції a_d обумовлений невідновлювальною деформацією опорної поверхні (залишається колія).

Тому умовно знесення нормальної реакції можна представити у вигляді двох складових:

$$a = a_{ш} + a_d$$

Коефіцієнт опору кочення залежить від багатьох конструктивних і експлуатаційних факторів: режиму руху колеса; параметрів шини (матеріалу,

конструкції і стану); типу і стану дорожнього покриття; внутрішнього тиску повітря в шині; навантаження на колесо; швидкості руху та ін.

Частина факторів сприяє збільшенню коефіцієнта опору кочення, частина - його зниження.

4.3 Опір руху АТЗ на підйом

Під час руху автомобіля енергія, підведена до ведучих коліс, витрачається на подолання опорів дороги і повітря.

Взаємодія автомобіля і дороги супроводжується витратами енергії, які можна розділити на три групи: витрати енергії на підйом автомобіля при русі в гору, на деформацію шин і дороги, а також на коливання частин автомобіля.

Опір підйому.

Автомобільні дороги складаються з чергуються між собою підйомів і спусків. Вагу автомобіля G , що рухається на підйомі, можна розкласти на дві складові сили (рис. 1): $G \sin \alpha$, спрямовану паралельно дорозі, і $G \cos \alpha$, перпендикулярну до дороги. Силу $G \sin \alpha$ називають силою опору підйому і позначають P_n :

$$P_n = G \sin \alpha, \text{ Н}$$

Потужність, що витрачається автомобілем при подоланні підйому:

$$N_n = P_n \cdot V_a, \text{ Вт}$$

При русі на спуску сила P_n має протилежний напрямок і діє як рушійна сила. Кут α вважають позитивним для випадку руху автомобіля на підйомі і негативними при русі на спуску.

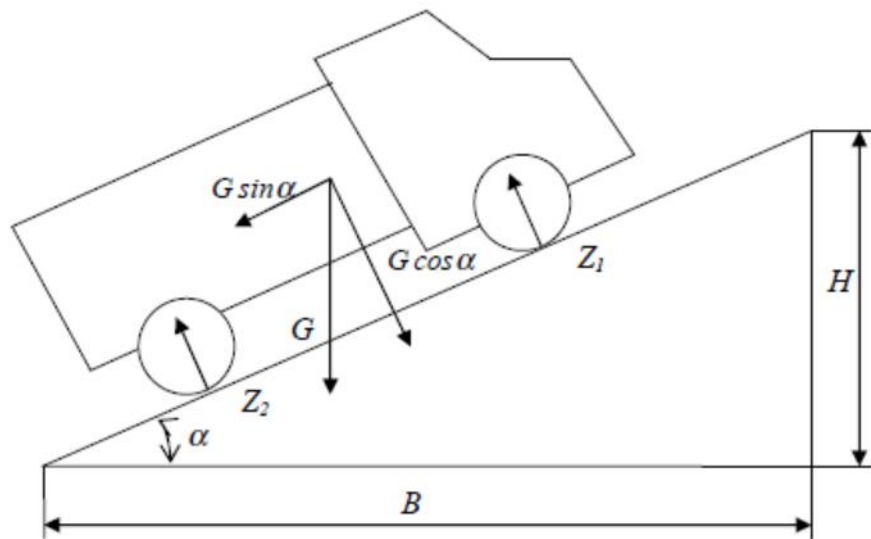


Рисунок 4.6 -Схема сил, що діють на автомобіль на негоризонтальній дорозі

4.4 Сили і моменти, що діють на АТЗ у поздовжній площині

Схема сил, діючих на автомобіль з причепом, що рухається прискорено, прямолінійно на підйом, що характеризується кутом α , показана на рисунку.

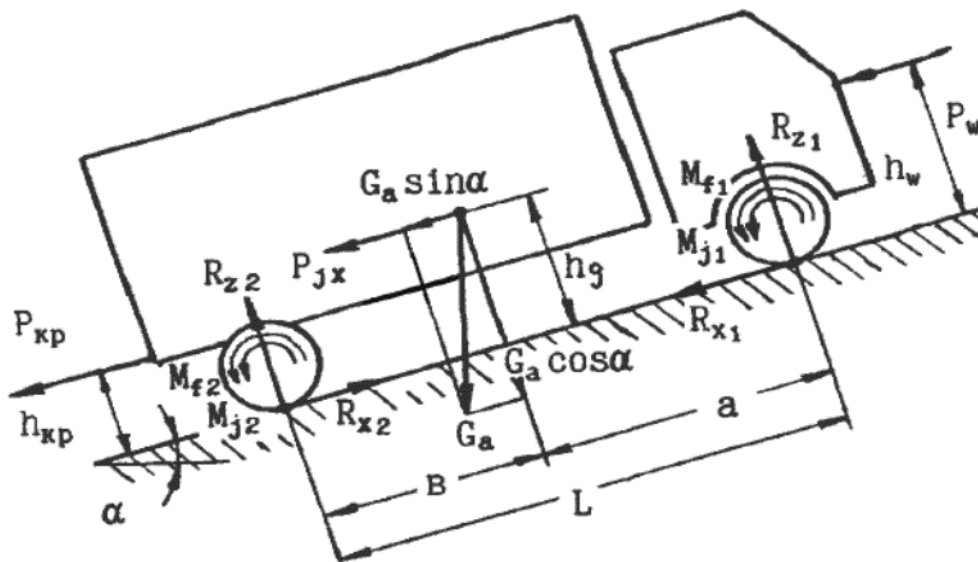


Рисунок 4.7 -Схема сил, діючих на автомобіль з причепом, що рухається прискорено, прямолінійно на підйом

Всі сили, що діють на АТС, можна розділити на такі групи:

- Сили ваги;

- Сили взаємодії коліс з дорогою;
- Сили взаємодії АТС з повітрям;
- Сили взаємодії між ланками АТС.

До першої групи сил відноситься повну вагу АТС:

$$G_a = M_a \cdot g$$

де M_a - повна маса АТЗ, кг;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Повна вага прикладена в центрі мас, положення якої по довжині АТЗ характеризується координатами a і b , по висоті $-h_g$.

Силу ваги можна представити у вигляді двох складових: нормальної $-G_a \cos \alpha$ і паралельної дорозі $-G_a \sin \alpha$.

До другої групи сил відносяться поздовжні реакції ведених R_{x1} та провідних R_{x2} коліс, нормальні реакції опорної поверхні на колеса R_{z1} і R_{z2} . Крім того, на колеса діють моменти опору кочення M_{f1} і M_{f2} .

Сила взаємодії АТЗ з повітрям P_w прикладена в центрі парусності на висоті h_w .

Сила взаємодії з причепом $P_{кр}$ прикладена на висоті розташування буксирно-зчіпного пристрою (крюка) .

Оскільки АТЗ рухається з прискоренням, в центрі мас прикладена поздовжня сила інерції P_{jx} , а на колеса діють інерційні моменти M_{j1} і M_{j2} , спрямовані в бік M_{f1} і M_{f2} .

Одні з цих сил спрямовані по руху АТЗ і називаються рушійними; інші - проти руху і називаються силами опору руху. Якщо якісь з сил опору в конкретних умовах виявляться спрямованими по руху, то їх вважають негативними силами опору.

ТЕМА 5. СИЛИ І МОМЕНТИ, ЩО ДІЮТЬ НА ВЕДУЧЕ ТА ВЕДЕНЕ КОЛЕСА. ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ.

АЕРОДИНАМІКА АТЗ

5.1 Сили і моменти, що діють на ведуче та ведене колеса

Більш широкий аналіз дії різних факторів на величину коефіцієнта опору коченню автомобільного колеса наведено в численній науковій літературі.

Розглянемо перший випадок, найбільш характерний для автомобіля, що відповідає коченню колеса з еластичною шиною по твердій опорній поверхні. При цьому прийmemo, що колесо автомобіля здійснює прискорений прямолінійний рух по горизонтальній поверхні в безповітряному просторі.

Розглянемо режим кочення веденого колеса (рис. 5.1, а).

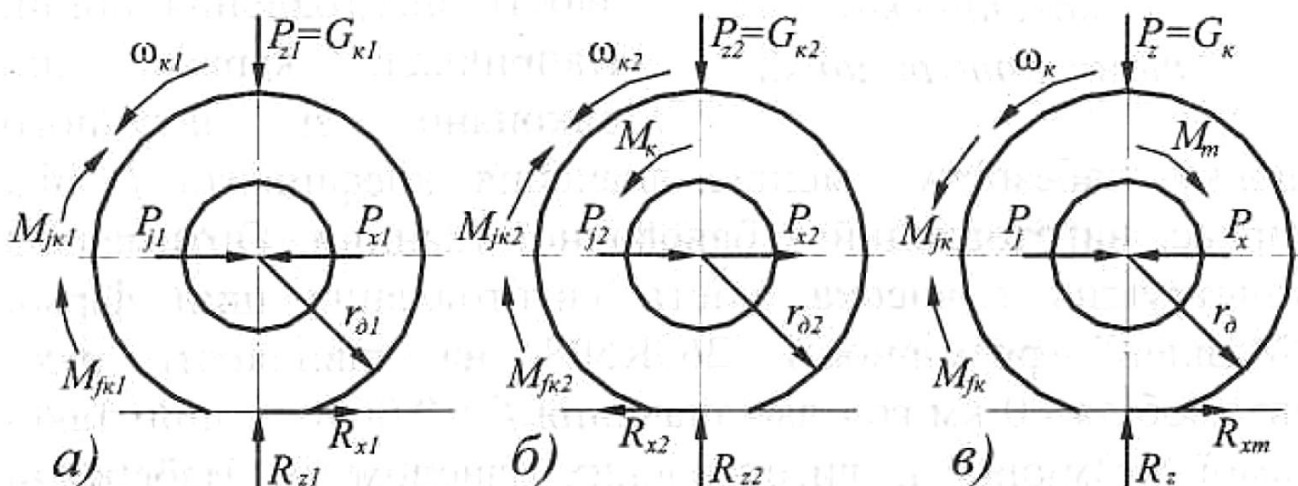


Рисунок 5.1 - Схема сил, що діють на ведене (а), ведуче (б) і гальмівне (в) колесо автомобіля

Колесо котиться під дією штовхальної сили P_{x1} , прикладеної до його осі, і в результаті взаємодії колеса з опорною поверхнею, з'являється результуюча дотичних реакцій R_{x1} , спрямована в протилежний бік руху. Крім того, на колесо діє вертикальне навантаження $P_{z1}=G_{k1}$ (індекс 1 присвоюємо веденому колесу, індекс 2 - ведучому), результуюча нормальних реакцій R_{z1} (для спрощення схеми вважаємо, що вона діє по вертикальній осі колеса, одночасно

прикладаючи до колеса момент опору коченню M_{fk1}), інерційний момент колеса M_{jk1} і сила інерції P_{j1} при поступальному переміщенні колеса (прикладена до центра мас колеса).

Для визначення результуючої дотичної реакції R_{x1} , складемо рівняння реакцій і моментів відносно осі колеса:

$$R_{x1} \cdot r_{o1} - M_{fk1} - M_{jk1} = 0$$

де $M_{jk1} = J_{k1} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt}$ (J_{k1} - момент інерції веденого колеса, $d\omega_{k1}/dt$ - кутове прискорення веденого колеса).

Розв'язуючи відносно R_{x1} , одержимо

$$R_{x1} = \frac{M_{fk1} + M_{jk1}}{r_{o1}}$$

Після підстановки значень M_{fk1} і M_{jk1} рівняння перетвориться до вигляду

$$R_{x1} = \frac{R_{z1} \cdot a' + J_{k1} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt}}{r_{o1}} = R_{z1} \cdot \frac{a'}{r_{o1}} + \frac{J_{k1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt}$$

З огляду на те що $a'/r_{o1} = f_1$ і $R_{z1} = G_{k1}$, одержимо

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot f_1 + \frac{J_{k1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} = P_{f1} + \frac{J_{k1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt}$$

де P_{f1} - сила опору кочення веденого колеса.

У випадку сталого режиму кочення колеса $d\omega_{k1}/dt = 0$ рівняння спрощується до вигляду:

$$R_{x1} \cdot r_{d1} - M_{fk1} = 0$$

$$R_{x1} = \frac{M_{fk1}}{r_{d1}} = R_{z1} \cdot \frac{a'}{r_{d1}} = R_{z1} \cdot f_1 = P_{f1}$$

Ведуче колесо котиться під дією підведеного до нього крутного моменту M_k (рис. 5.1, б). У результаті взаємодії колеса з опорною поверхнею з'являється результуюча дотичних реакцій R_{x2} , спрямована в бік його руху. Вона є зовнішньою силою, що зумовлює поступальний рух ведучого колеса і врівноважується реакцією P_{x2} , прикладеною до осі колеса з боку автомобіля.

Як і в першому випадку, для визначення результуючої дотичної реакції R_{x2} складемо рівняння рівноваги реакцій і моментів відносно осі колеса:

$$R_{x2} \cdot r_{d2} = M_{fk2} + M_{jk2} - M_k = 0$$

звідки

$$R_{x2} = \frac{M_k - M_{fk2} - M_{jk2}}{r_{d2}}$$

де $M_{jk2} = J_{k2} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}$ (J_{k2} - момент інерції ведучого колеса, $d\omega_{k2}/dt$ - кутове прискорення ведучого колеса).

Після підстановки значень M_{fk2} і M_{jk2} рівняння перетворимо до вигляду:

$$R_{x2} = \frac{M_{k2} - R_{z2} \cdot a' - J_{k2} \cdot (d\omega_{k2}/dt)}{r_{d2}} = \frac{M_k}{r_{d2}} - R_{z2} \cdot \frac{a'}{r_{d2}} - \frac{J_{k2}}{r_{d2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}$$

З огляду на те що $a'/r_{d2} = f_2$ і $R_{z2} = G_{k2}$ одержимо

$$R_{x2} = \frac{M_k}{r_{d2}} - R_{z2} \cdot f_2 - \frac{J_{k2}}{r_{d2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} = \frac{M_k}{r_{d2}} - P_{f2} - \frac{J_{k2}}{r_{d2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}$$

де P_{f2} - сила опору коченню ведучого колеса.

Зробивши заміну $a'/r_{d2} = f_2$ і R_{z2} на G_{k2} остаточно одержимо

$$R_{x2} = \frac{M_k}{r_{o2}} - P_{f2} - \frac{J_{k2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}$$

У випадку сталого руху ведучого колеса ($d\omega_{k2}/dt = 0$) рівняння матиме вигляд:

$$R_{x2} = \frac{M_k}{r_{o2}} - P_{f2}$$

При гальмуванні автомобіля до гальмівного колеса підводиться гальмівний момент M_m (рис. 5.1, в), спрямований проти його обертання. У результаті взаємодії колеса з опорною поверхнею з'являється результуюча дотичних реакцій R_{xm} , що спрямована в протилежний бік руху колеса і спричиняє гальмування. Вона врівноважується реакцією P_x , прикладеною до осі колеса з боку автомобіля. Для встановлення зв'язку між реакціями і моментами, що діють на колесо, складемо рівняння рівноваги відносно осі колеса

$$R_{xm} \cdot r_o + M_{jk} - M_m - M_f = 0.$$

Розв'язуючи відносно R_{xm} одержимо

$$R_{xm} = \frac{M_m + M_f - M_{jk}}{r_o} = \frac{M_m}{r_o} + P_f - \frac{J_k}{r_o} \cdot \frac{d\omega_k}{dt}.$$

При прискореному коченні колеса деформованою поверхнею результуюча елементарних нормальних реакцій R_{z2} , спрямована не перпендикулярно, а результуюча елементарних дотичних реакцій R_{x2} не паралельно напрямку руху (рис. 5.2). Точка докладання R_{z2} і R_{x2} у загальному випадку може знаходитися поза контактом шини з опорною поверхнею. Розклавши R_{z2} і R_{x2} на складові R'_{z2} , R''_{z2} і R'_{x2} , R''_{x2} рівнобіжні і перпендикулярні напрямку руху, з умови рівноваги одержимо:

$$(R''_{z2} + R''_{x2}) \cdot a + (R'_{x2} - R'_{z2}) \cdot r_{o2} + M_{jk2} = M_k$$

$$R''_{z2} + R''_{x2} = R_{z2} = G_{k2}$$

$$R'_{x2} - R'_{z2} = R_{x2} = P_{x2} + P_{j2}$$

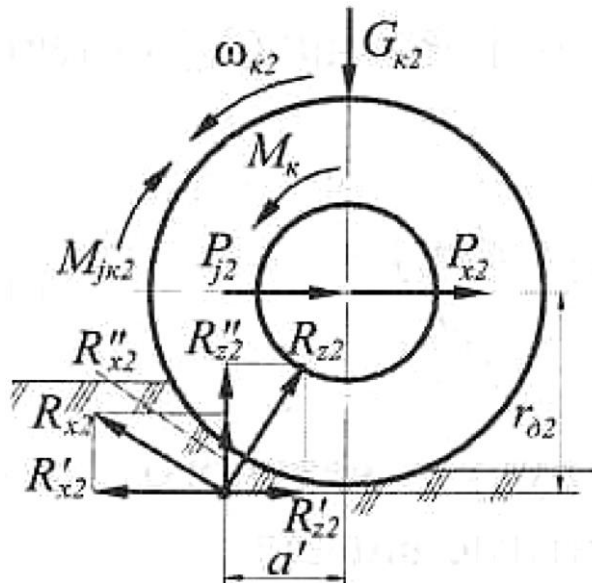


Рисунок 5.2 -Схема сил, що діють на ведуче колесо при коченні деформованою поверхнею

Тоді результуюча елементарних дотичних реакцій визначається як

$$R_{x2} = \frac{M_k}{r_{\partial 2}} - P_{f2} - \frac{J_{k2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}$$

Для сталого режиму кочення колеса ($d\omega_{k2}/dt = 0$) рівняння спроститься до вигляду:

$$R_{x2} = \frac{M_k}{r_{\partial 2}} - P_{f2}$$

Аналогічно визначаємо величину результуючої елементарних дотичних реакцій при коченні веденого колеса:

$$R_{x1} = P_{f1} + \frac{J_1}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt}$$

Якщо $d\omega_{k1}/dt = 0$, то

$$R_{x1} = P_{f1}$$

Очевидно, що при однаковому навантаженні G_k опір коченню ведучого і веденого коліс на деформовану опорну поверхню є більшим, ніж на тверду, тому що витрати енергії на її пружну і пластичну деформацію не

компенсуються зменшенням гістерезисних втрат у шині. Як результат, це призводить до підвищення експлуатаційної витрати палива при русі автомобіля в таких умовах.

Розглянуті основні режими кочення автомобільного колеса надалі дозволяють виконати аналіз основних експлуатаційних властивостей автомобіля.

5.2 Зчеплення коліс з опорною поверхнею

Контакт деформованого колеса з опорною поверхнею здійснюється на визначеній площадці, тому при дії, спрямованій в будь-який бік дотичної реакції цієї поверхні, відбувається ковзання деякої частини елементів шини. Зі збільшенням дотичної реакції (у тяговому чи гальмівному режимі) змінюється окружна деформація колеса і його радіус, а отже (за тієї самої кутової швидкості) змінюється і поступальна швидкість колеса. Одночасно здійснюється зміна й відносної швидкості, тобто швидкість ковзання елементів шини.

Найбільше значення дотичної реакції, яка діє в опорній поверхні і може бути реалізована колесом, визначається зчіпними властивостями між ними. Зчіпні властивості характеризуються коефіцієнтом зчеплення φ_x , яким називають відношення значень дотичної реакції опорної поверхні R_x до нормальної реакції на колесо (рис. 5.3):

$$\varphi_x = R_x / R_z.$$

При коченні колеса по твердій опорній поверхні основне значення має тертя між шиною й опорною поверхнею (рис. 5.3, а). У випадку кочення колеса деформованою опорною поверхнею їх взаємодія обумовлена ще й опором зрушення та глибиною занурення в опорну поверхню (рис. 5.3, б).

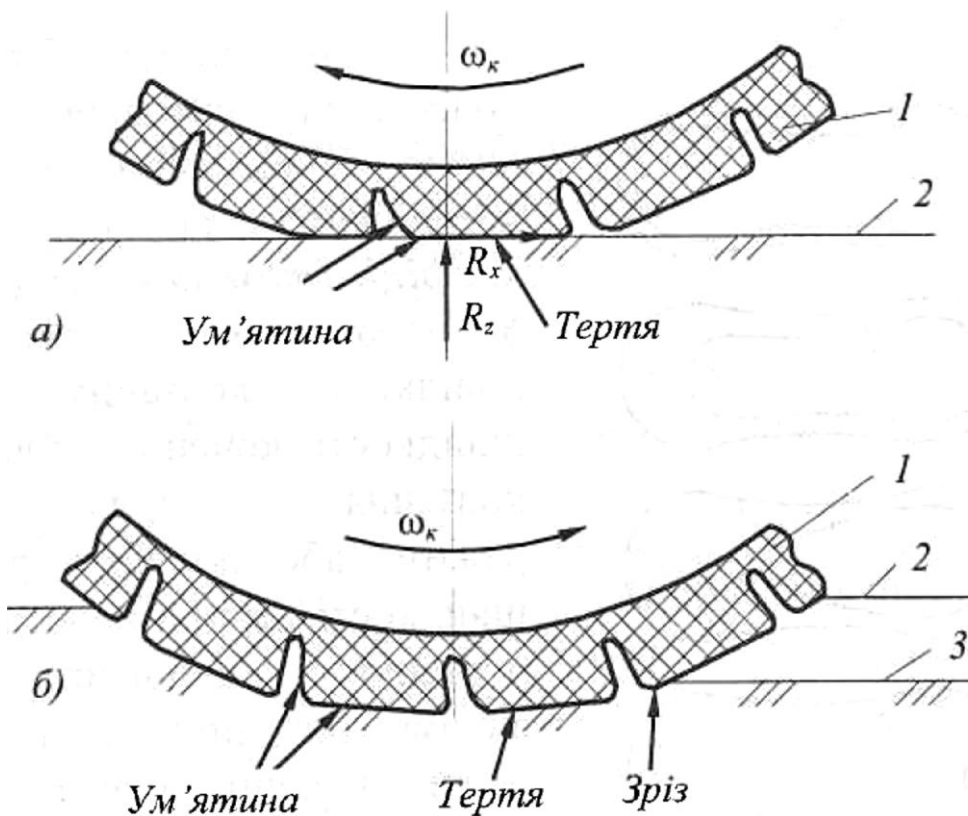


Рисунок 5.3 - Дотична взаємодія колеса з опорною поверхнею:

а - недеформована поверхня; б - деформована поверхня; 1 - протектор шини; 2 - опорна поверхня; 3 - деформована опорна поверхня

Фізичне поняття коефіцієнта зчеплення можна уявити як сполучення тертя кочення і тертя ковзання, що залежить від режиму кочення колеса. При нерухомому колесі або в режимі його вільного кочення практично на всій контактній площі має місце тертя спокою (рис. 5.4, а).

Далі, зі збільшенням моменту, переданого колесом незалежно від його знака, у задній частині контактної площі утвориться зона ковзання, що збільшується, (рис. 5.4, б, в). Якщо момент, що передається колесом, досягає максимального значення, ковзання має місце по всій площі контакту (рис. 5.4, г).

Інтенсивність ковзання колеса, що справляє значний вплив на зчеплення, оцінюють коефіцієнтом ковзання S . Під коефіцієнтом ковзання колеса S розуміють відношення швидкості ковзання V_s до швидкості кочення колеса без ковзання V_r при ведучому режимі або до його реальної швидкості центра колеса

V , яка дорівнює швидкості руху автомобіля при гальмівному режимі кочення колеса.

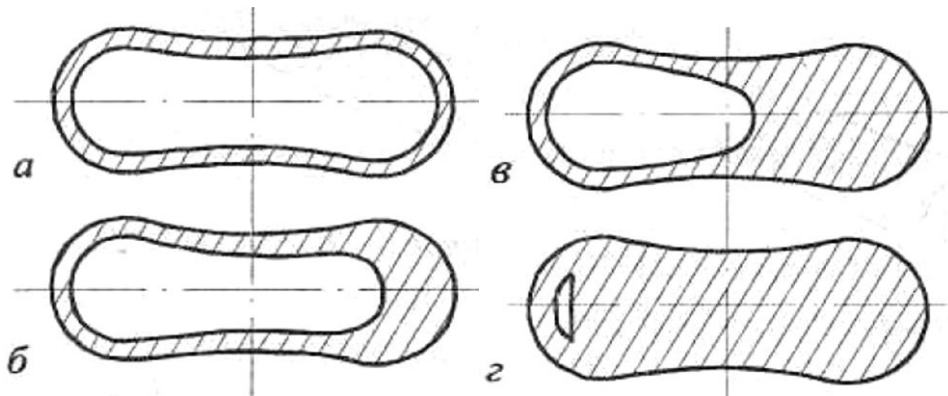


Рисунок 5.4 - Залежність площі ковзання колеса (заштрихована зона) від моменту, що ним передається

Для ведучого режиму кочення колеса

$$S = \frac{V_s}{V_r} \cdot 100\% = \frac{V_r - V}{V_r} \cdot 100\% = \frac{\omega_k \cdot r_{ko} - V}{\omega_k \cdot r_{ko}} \cdot 100\%$$

Для гальмівного режиму кочення колеса

$$S = \frac{V_s}{V} \cdot 100\% = \frac{V - V_r}{V} \cdot 100\% = \frac{V - \omega_k \cdot r_{ko}}{V} \cdot 100\%$$

де ω_k - кутова швидкість колеса;

r_{ko} - радіус кочення колеса без ковзання (ведений режим).

Очевидно, що коефіцієнт ковзання дорівнює нулю за відсутності ковзання: $V_s=0$ і досягає одиниці (100%) при повному буксуванні у ведучому режимі кочення колеса ($\omega_k \neq 0; V = 0$) чи при гальмівному режимі з заблокованим колесом ($\omega_k = 0; V \neq 0$), тобто при русі колеса без обертання.

Зі збільшенням ковзання коефіцієнт зчеплення зростає і досягає максимального значення $\varphi_{x\max}$ якщо $S_{\text{opt}}=15-25\%$, а при повному ковзанні φ знижується на 10-25% порівняно з $\varphi_{x\max}$ (рис. 5.5).

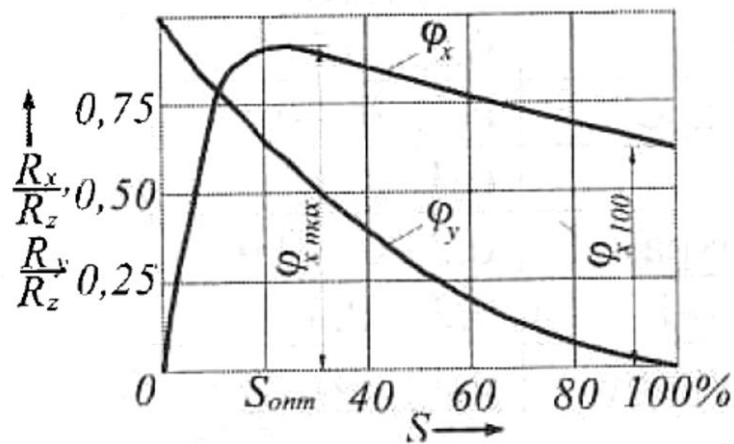


Рисунок 5.5 - Залежність φ_x та φ_y від ковзання (буксування)

Якщо на колесо, крім нормальної і дотичної реакції, діє дотична реакція в поперечній площині R_y то при аналізі деяких експлуатаційних властивостей враховують коефіцієнт зчеплення в поперечній площині

$$\varphi_y = R_y / R_z$$

характер зміни якого залежно від ковзання подано на рис. 5.5. Очевидно, що зі збільшенням ковзання зменшується здатність колеса в поперечному напрямку сприймати бічну силу, а якщо $S=100\%$, воно дорівнює нулю.

До експлуатаційних факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення, відносять: тип і стан дорожньої поверхні, зношення протектора, тиск повітря в шині, швидкість руху автомобіля, нормальне навантаження на колесо. У табл. 1.6 наведене середнє значення коефіцієнтів зчеплення φ_x за 100% ковзання.

На дорозі з твердим покриттям значний вплив на коефіцієнт φ_x справляють шорсткість і вологість поверхні, пил і бруд. Коефіцієнт зчеплення на мокрій забрудненій дорозі нижчий, ніж на сухій, оскільки дія вологи (бруду)

аналогічна дії мащення, що послабляє тертя. За достатньої товщини водяної плівки на шину починає діяти піднімальна гідродинамічна сила, що знижує коефіцієнт зчеплення.

Таблиця 5.1 - Значення коефіцієнта зчеплення

Дорожнє покриття	Стан	Коефіцієнт зчеплення
Асфальтобетон	сухий	0,7...0,8
	мокрый	0,45...0.. 0,55
Бруківка	суха	0,4...0. ..0,55
Щебенева	сухе	0,5...0,7
	мокре	0,3...0...0,5
Грунтова дорога	суха	0,4...0,6
	мокра	0,2...0...0,45
Пісок	сухий	0,2...0,4
	мокрый	0,35...0...0,5
Сніг укочений		0,15...0.. 0,25
Гладкий лід		0,08...0,2

У разі зношення протектора шини більш ніж на 50% коефіцієнт φ_x інтенсивно зменшується, а за повного зношення рисунка може знизитися до $\varphi_x = 0,15 - 0,20$.

Збільшення тиску повітря в шині на сухих і чистих дорогах із твердим покриттям призводить до деякого зменшення коефіцієнта φ_x , а на мокрих і брудних - до збільшення φ_x у певних межах, оскільки підвищення питомого навантаження в зоні контакту шини призводить до видавлювання вологи і бруду.

Підвищення швидкості руху колеса супроводжується значним зменшенням зчеплення (рис. 5.6). Це пояснюється тим, що при підвищенні

швидкості руху на сухій поверхні гума протектора не встигає цілком зачепитися за нерівності покриття, а на мокрій поверхні утрудняється видавлювання води з місця контакту шини і дороги, де утворюється водяна плівка.

Зі збільшенням нормального навантаження на колесо дещо знижується коефіцієнт φ_x при русі по сухих чистих дорогах із твердим покриттям. Це пояснюється зниженням коефіцієнта тертя гуми при збільшенні тиску. Тоді ж на мокрих і брудних дорогах може спостерігатися протилежне явище.

Вплив наведених факторів на коефіцієнт зчеплення слід враховувати при аналізі таких експлуатаційних властивостей автомобіля: тягово-швидкісні, гальмівні, прохідність, керованість і стійкість.

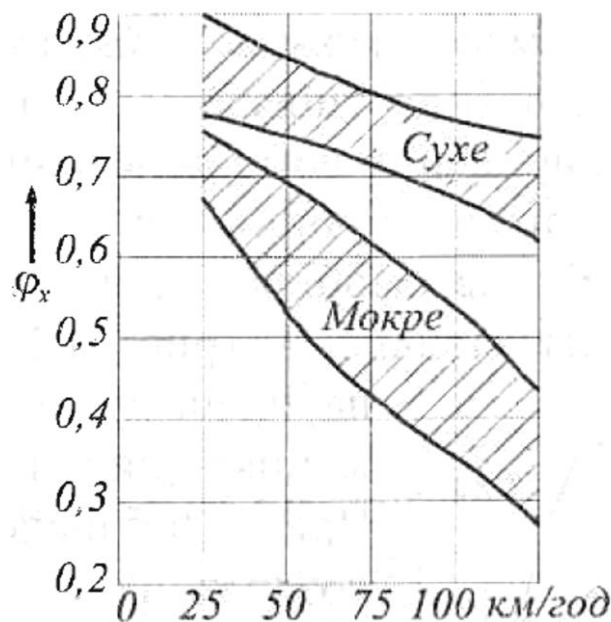


Рисунок 5.6 - Характер зміни φ_x залежно від швидкості руху колеса при різному стані опорної поверхні

5.3 Аеродинаміка АТЗ. Лобова площа. Коефіцієнт обтічності. Коефіцієнт опору повітря

Сила опору повітря(P_w) істотно впливає на тягово-швидкісні властивості автомобіля і паливну економічність, особливо при високих швидкостях руху автомобіля в нерухомому середовищі або русі автомобіля в повітряному потоці, що рухається, тобто за наявності вітру. Основною складовою опору повітря є лобовий опір (що досягає 60% загального), обумовлений стисненням повітря автомобілем, що рухається, розрідженням за автомобілем, тертям у прилягаючих до поверхні автомобіля шарах, вихроутворенням у шарах, що оточують автомобіль повітря.

При русі автомобіля (рис. 5.7) повітря, розташоване попереду, стискується і виштовхується туди, де тиск є меншим, тобто нагору, вниз і в боки. Як наслідок того, що автомобіль переміщається, за ним утворюється відносно розрідження. Ця область зі зниженим тиском потім заповнюється повітрям, що обтікає автомобіль.

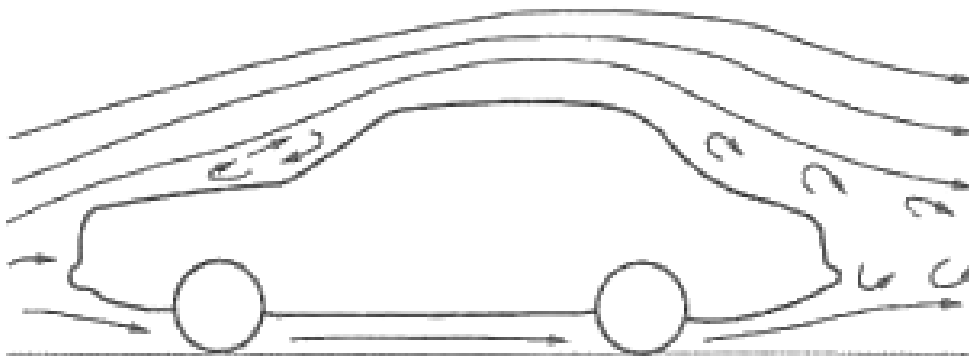


Рисунок 5.7 - Зразкова схема обтікання автомобіля повітрям

Оскільки переміщення маси повітря при русі автомобіля пов'язане зі зміною напрямку руху повітря, відбувається вихроутворення. Тому, чим більше при русі автомобіля утвориться вихрів повітря, тим більшу енергію потрібно витратити на переміщення повітря й, отже, тим більшою є сила лобового опору. Оскільки вихроутворення в повітрі залежить від форми тіла, що рухається в ньому, лобовий опір називають **опором форми**.

Лобовий опір здебільшого визначає витрати потужності двигуна при високих швидкостях руху, а отже, і витрату палива.

Крім лобового опору, сила P_w , може бути подана такими складовими: внутрішнім опором (10-15%), що створюється потоками повітря, які проходять усередині автомобіля для вентиляції, обігріву кузова й охолодження двигуна; опором поверхневого тертя (5-10% P_w), що обумовлене силами в'язкості приграничного шару повітря, яке рухається в поверхні кузова автомобіля і залежить від розміру і шорсткості цієї поверхні; індукованим опором (5-10% P_w), викликаним взаємодією сил, які діють у напрямку поздовжньої осі автомобіля (піднімальної) і перпендикулярно цій осі (бічний); додатковим опором (15% P_w), створюваним різними виступаючими частинами автомобіля: фарами, антеною, покажчиками повороту, ручками, номерними знаками і т.ін..

Опір повітря (сила лобового опору) визначається залежністю

$$P_w = 0.5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot F \cdot V^2$$

де c_x - коефіцієнт аеродинамічного (лобового) опору;

ρ - щільність повітря (за температури 15 °С і барометричного тиску 0,1 МПа приймають $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$);

F - лобова площа, а саме: площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну до його поздовжньої осі;

V - швидкість руху автомобіля.

Під **опором повітря** розуміють зосереджену силу, прикладену в точці, яку називають центром парусності автомобіля. Відстань від опорної поверхні до центра парусності називається **висотою центра парусності h_w** , або метацентром.

Оскільки в довідковій літературі відсутні значення коефіцієнта c_x , добуток $0,5c_x\rho$ приводять до коефіцієнта обтічності k_n , що еквівалентний силі

опору повітря, яке діє на 1 м² площі автомобіля за відносної швидкості 1 м/с і має розмірність щільності Н с²/м⁴.

Вхідна в залежність площа лобового опору може бути визначена за технічною документацією або приблизно за формулою:

$$F = \alpha \cdot B_s \cdot H_s$$

де α - коефіцієнт заповнення площі: для легкових автомобілів 0,78-0,8, для вантажних 0,75-0,90, для автобусів 0,85-0,9; B_s і H_s - найбільша габаритна ширина і висота автомобіля.

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі залежність можна подати як

$$P_w = k_n \cdot F \cdot V^2$$

Добуток $k_n \cdot F$ - називають **фактором обтічності**. Наближені значення C_x, k_n, F і $k_n \cdot F$ наведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 - Параметри обтічності автомобілів

Автомобілі		C_x	$K_n, \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$	$F, \text{м}^2$	$K_n F, \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$
Легкові		0,27-0,6	0,2-0,35	1,6-2,8	0,3-1,0
Автобуси	капотного компанування	0,75-0,9	0,45-0,55		
	вагонного компанування	0,6-0,75	0,35-0,45	4,5-6,5	1,1-2,6
Вантажні автомобілі	бортові	0,9-1,15	0,5-0,7	3,0-5,0	1,8-3,5
	з кузовом фургон	0,8-1,0	0,5-0,6		
Автоцистерни		0,9-1,1	0,55-0,65		
Автопоїзди		1,4-1,55	0,85-0,95		
Перегонові		0,25-0,3	0,15-0,2		

Параметр V , що входить у вираз, при уточнених розрахунках може бути визначений як

$$V = V_1 \pm V_{\text{в}}$$

де V_1 - швидкість руху автомобіля;

$V_{\text{в}}$ - швидкість вітру (+ зустрічний вітер; - ходовий вітер).

Найбільші коефіцієнти аеродинамічного опору характерні для автомобілів з відкритою бортовою платформою, автомобілів, що перевозять контейнери.

Слід зазначити, що в автопоїзда опір повітря порівняно з одиночним автомобілем збільшується всього лише на 20-25%. Це свідчить про те, що експлуатування автопоїзда вигідне. За однакової вантажопідйомності автопоїзда і двох однакових автомобілів опір повітря руху в першого на 75-80% менше, ніж у двох інших разом узятих.

Звичайно, коефіцієнти аеродинамічного опору c_x визначають шляхом продувки автомобіля або його моделі в аеродинамічній трубі, принципову схему якої подано на рис. 5.8.

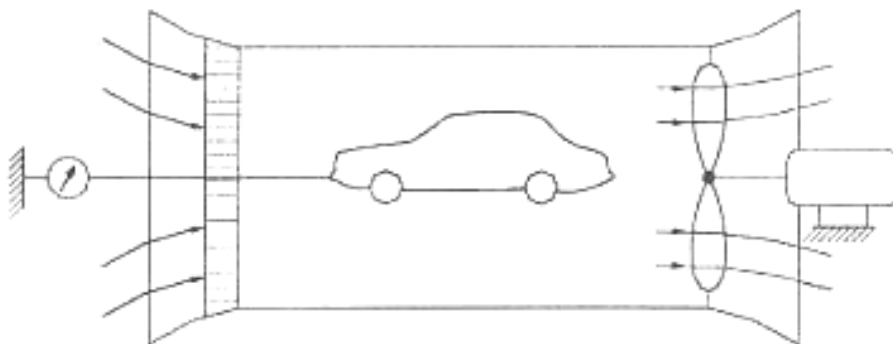


Рисунок 5.8 - Схема визначення опору повітря в аеродинамічній трубі

Встановлений у трубі вентилятор створює потік, що обтікає автомобіль, поміщений у робочу частину труби. Динамометричним пристроєм вимірюється

сила, яка діє на випробуваний автомобіль чи модель і дорівнює силі лобового опору і потім розраховується коефіцієнт c_x . Недоліком цього методу є дещо занижені значення c_x , тому що умови обтікання автомобіля повітрям в аеродинамічній трубці є більш сприятливими, ніж при русі по дорозі. Більш точні результати при випробуванні в аеродинамічній трубці дає метод імітації потоку стрічки, що рухається, або дзеркального відображення, при якому продуваються одночасно дві однакові моделі. Одну з них розміщують горизонтально вверх колесами, а іншу в нормальному положенні встановлюють на колеса першої.

Останнім часом, у зв'язку зі збільшенням середніх швидкостей руху автомобілів і підвищенням вимог до їх паливної економічності, особлива увага надається формі кузова автомобіля.

Найбільш оптимальною з погляду зниження опору повітря формою тіла є форма падаючої краплі з невеликим перетином, розташованим на відстані однієї третини довжини тіла від його переднього краю. Причому довжина тіла l повинна перевищувати його найбільший діаметр D приблизно в шість разів (рис. 5.9).

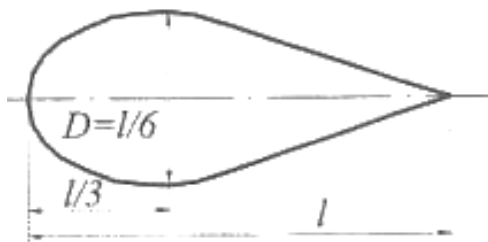


Рисунок 5.9 - Схема оптимальної форми тіла

Однак така форма для реального автомобіля неприйнятна, тому що не забезпечує необхідних функціональних властивостей. Одночасно різними конструкторськими, конструктивними і технологічними рішеннями намагаються наблизитися до оптимальної конструкції

форми кузова автомобіля.

Сила опору поступальному розгону автомобіля P_{jx} це сила його інерції. При прискореному русі частина потужності двигуна витрачається на подолання сил інерції маси автомобіля, що поступально рухається. У цьому випадку сила інерції є силою опору і діє вона проти напрямку руху. Слід зазначити, що при

уповільненому русі енергія мас, що рухаються, додається до енергії двигуна, а сила інерції є рушійною силою і діє в напрямку руху.

Силу інерції поступально рухомої маси автомобіля подамо як

$$P_{jx} = \pm m \cdot \frac{dV}{dt}$$

Виражаючи масу автомобіля через його силу ваги G , одержимо

$$P_{jx} = \pm \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt}$$

де g - прискорення вільного падіння.

У формулах знак плюс характеризує прискорений, а знак мінус - уповільнений рух автомобіля.

5.4 Реакції опорної поверхні на колесо АТЗ і їх зміна.

Значення нормальних реакцій необхідно знати при оцінюванні таких експлуатаційних властивостей, як тягово-швидкісні, прохідність, керованість і стійкість. В автомобіля, що нерухомо стоїть на горизонтальній опорній поверхні, сума статичних нормальних реакцій дорівнює силі ваги $G = m \cdot g$ (рис. 5.10).

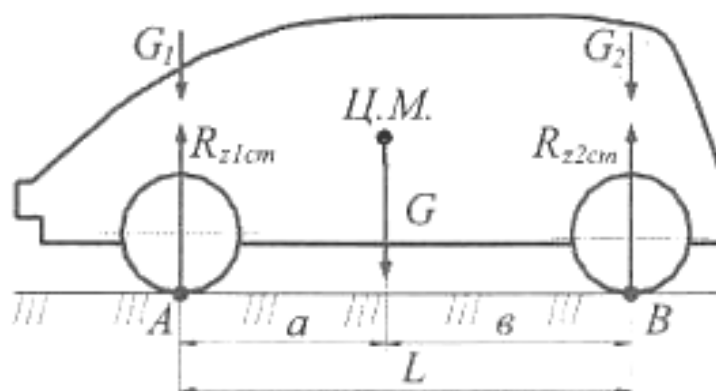


Рисунок 5.10 - Схема для визначення нормальних реакцій

Тоді у двовісного автомобіля знайдемо статичні значення нормальних реакцій, розклавши G на складові G_1 і G_2 , прикладені до ведених і ведучих осей.

$$R_{z1cm} = G_1 = G \cdot \frac{e}{L}; \quad R_{z2cm} = G_2 = G \cdot \frac{a}{L}$$

У загальному випадку руху автомобіля з прискоренням похилою поверхнею сумарні нормальні реакції можна визначити з умов динамічної рівноваги. Для цього по черзі додаємо рівняння рівноваги відносно точки контакту коліс переднього (точка A) і заднього (точка B) мостів автомобіля з опорною поверхнею.

$$\square \sum m_A = 0$$

$$\sum R_{z2} \cdot L - P_w \cdot h_w - P_{jx} \cdot h_g - P_a - G \cdot \cos \alpha \cdot a - \sum M_{f1} - \sum M_{jk1} - \sum M_{f2} - \sum M_{jk2} = 0$$

Вирішуючи відносно $\sum R_{z2}$, одержимо

$$\sum R_{z2} = (P_w \cdot h_w + P_{jx} \cdot h_g + P_a + G \cdot \cos \alpha + \sum M_{f1} + \sum M_{jk1} + \sum M_{f2} + \sum M_{jk2}) / L$$

Аналогічним способом визначаємо $\sum R_{z1}$

$$\square \sum m_y = 0$$

$$-\sum R_{z1} \cdot L - P_w \cdot h_w - P_{jx} \cdot h_g - P_a + G \cdot \cos \alpha \cdot e - \sum M_{f1} - \sum M_{jk1} - \sum M_{f2} - \sum M_{jk2} = 0$$

$$\sum R_{z1} = (G \cdot \cos \alpha \cdot e - P_w \cdot h_w - P_{jx} \cdot h_g - P_a - \sum M_{f1} - \sum M_{jk1} - \sum M_{f2} - \sum M_{jk2}) / L$$

Зміна динамічних сумарних нормальних реакцій порівняно зі статичними є різною залежно від умов руху і деяких конструктивних особливостей автомобіля. Для оцінки цієї зміни застосовують такий узагальнений параметр, як коефіцієнт зміни (перерозподілу) нормальних реакцій, що є відношенням сумарної нормальної реакції до ваги, яка припадає на колеса тієї самої осі:

$$m_1 = \frac{\sum R_{z1}}{G_1}; \quad m_2 = \frac{\sum R_{z2}}{G_2}$$

де m_1 і m_2 - коефіцієнти зміни нормальних реакцій для коліс передньої і задньої осей автомобіля відповідно.

Залежно від компонування автомобіля, його навантаження й режиму руху коефіцієнти зміни нормальних реакцій можуть набувати значень, наведених у табл. 5.3.

Таблиця 5.3 - Характерні значення коефіцієнтів зміни реакцій

Умови руху автомобіля		m_1	m_2
Інтенсивне прискорення		0,85-0,9	1,15-1,1
Подолання автомобілем граничних підйомів	легковим	0,75-0,8	1,25-1,20
	вантажним	0,85-0,9	1,15-1,1
Автомобілі підвищеної прохідності		0,4-0,6	1,6-1,4
Автомобілі інтенсивного гальмування		1,4-1,2	0,6-0,8

При визначенні нормальних реакцій опорної поверхні для багато вісних автомобілів загальний підхід залишається таким самим, але при цьому враховуються їхні конструктивні особливості.

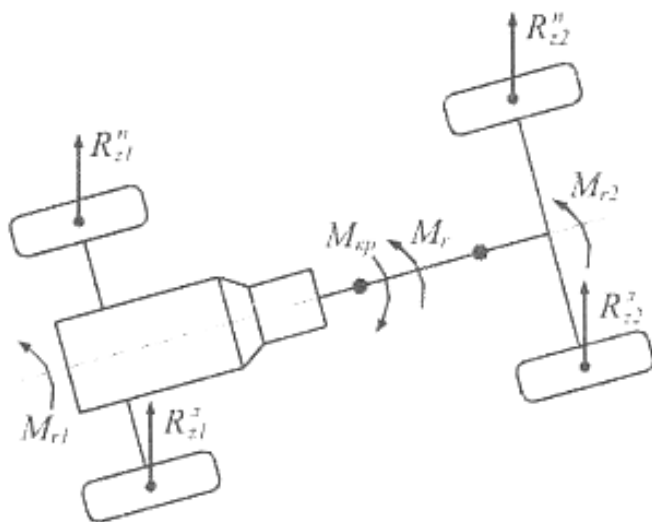


Рисунок 5.11 - Схема зміни нормальних реакцій на правих і лівих колесах у поперечній площині

При оцінюванні керованості і стійкості автомобіля слід враховувати зміну величин нормальних реакцій у поперечній площині. Вони можуть змінюватися під дією крутного моменту, сил інерції, поперечного нахилу опорної поверхні, бічного вітру і т.п.

Розглянемо, як змінюються нормальні реакції на правих

(R_{z1}^n , R_{z2}^n) і лівих (R_{z1}^r , R_{z2}^r) колесах автомобіля, що рухається прямолінійно по горизонтальній дорозі (рис. 5.11) При передачі на колеса крутного моменту $M_{кр}$

При підведенні $M_{кр}$ до карданної передачі автомобіля з'являється реактивний момент M_r частини якого діють на ведену (M_{r1}) і ведучу (M_{r2}) осі. Дія $M_{кр}$ збільшує R_{z2}^l зменшує R_{z2}^n а дія M_{r2} - навпаки. Але $M_{кр} > M_{r2}$ тому в підсумку R_{z2}^l збільшується, а R_{z2}^n зменшується. При дії M_{r1} на передню вісь R_{z1}^n збільшується, а R_{z1}^l зменшується. Звідси можна дійти висновку, що навіть при прямолінійному русі автомобіля по горизонтальній дорозі відбувається зміна нормальних реакцій у поперечній площині.

5.5 Умови можливості руху автомобіля

При рівномірному або прискореному прямолінійному русі автомобіля необхідно, щоб сумарна дотична реакція на ведучих колесах дорівнювала або була більшою від суми, всіх сил зовнішнього опору.

Враховуючи поздовжні сили, що діють на автомобіль, цю умову можна записати як

$$\sum R_{x2} \geq \sum R_{x1} + P_a + P_w$$

Якщо розглянути рівномірний режим руху автомобіля і замість $\sum R_{x2}$ і $\sum R_{x1}$ підставити їхні значення, визначені раніше, одержимо:

$$\frac{M_{\kappa}}{r_{\partial 2}} - \sum P_{f2} = \sum P_{f1} + P_a + P_w$$

Далі замість $M_{\kappa} = M_e \cdot u_{\kappa} \cdot u_0 \cdot \eta_m$ підставимо його значення

$$\frac{M_e \cdot u_{\kappa} \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_{\partial 2}} = \sum P_{f1} + \sum P_{f2} + P_a + P_w$$

де u_{κ} і u_0 - передатні числа коробки передач (у даному випадку першої передачі) і головної передачі.

Ліва частина рівняння становить тягову силу на ведучих колесах P_{κ} . Зробивши заміну й об'єднавши $\sum P_{f1} + \sum P_{f2}$, одержимо:

- для сталого руху

$$P_{\kappa} = P_f + P_a + P_w$$

де P_f - сила опору кочення автомобіля,

- для прискореного руху

$$P_k > P_f + P_a + P_w$$

Припустивши, що $P_f + P_a + P_w = \sum P$ - сумарна сила опору руху, одержимо першу умову, яка визначає можливість руху автомобіля

$$P_k \geq \sum P$$

Друга умова визначає можливість реалізації тягової сили на ведучих колесах автомобіля за умовами зчеплення

$$P_k \leq \sum R_{z2} \cdot \varphi_x = P_\varphi$$

де P_φ - сумарна сила зчеплення ведучих коліс автомобіля з опорною поверхнею.

Звідси випливає, що для рівномірного або прискореного руху автомобіля необхідно виконувати умови, визначені формулами.

ТЕМА 6. ПОНЯТТЯ ПРО ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АТЗ

6.1 Поняття про тягово-швидкісні властивості АТЗ

Тягово-швидкісними називають властивості АТЗ, які визначають можливі за характеристиками двигуна або зчеплення ведучих коліс з дорогою діапазони зміни швидкостей руху та граничні інтенсивності розгону на тяговому режимі в різних дорожніх і навантажувальних умовах. Тяговим прийнято вважати режим, при якому від двигуна до провідних коліс підводиться потужність, достатня для подолання опорів руху.

Для порівняльної оцінки тягово-швидкісних властивостей найбільш вживаними і достатніми є такі показники:

- Максимальна швидкість;
- Умовна максимальна швидкість;
- Час розгону на шляху 400 і 1000 м;
- Час розгону до заданої швидкості;
- Швидкісна характеристика – «розгін-вибіг»;
- Швидкісна характеристика розгону на вищій передачі;
- Паливно-швидкісна характеристика на дорозі зі змінним поздовжнім профілем;
- Мінімальна стійка швидкість на вищій передачі;
- Максимальний здоланий підйом;
- Стала швидкість на затяжних підйомах;
- Прискорення при розгоні;
- Сила тяги на гаку;
- Довжина динамічно подоланого підйому.

Наведені вище оціночні параметри (характеристики) можуть бути отримані як експериментально, так і розрахунковим способом.

6.2 Диференційне рівняння руху АТЗ. Аналіз диференційного рівняння руху АТЗ

Тягово-швидкісні властивості визначаються діючими на автомобіль поздовжніми силами, рівновагу яких у випадку прямолінійного прискореного руху можна подати таким чином (рис 6.1):

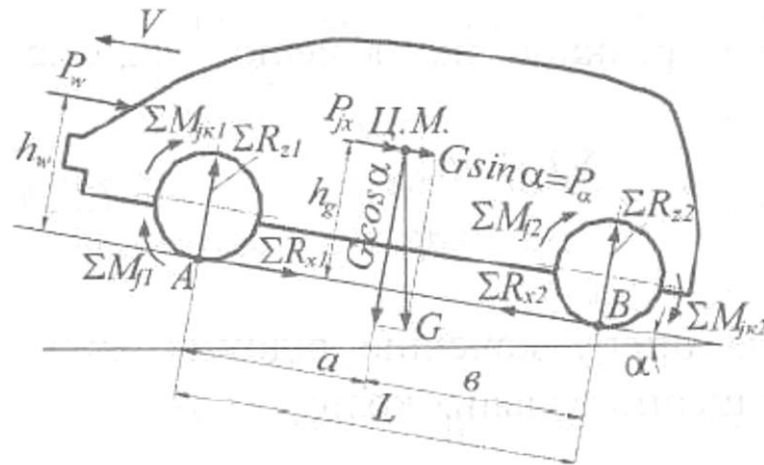


Рисунок 6.1 – Схема сил і моментів, що діють на автомобіль

$$\Sigma R_{x2} - \Sigma R_{x1} = P_a + P_w + P_{jx} \quad (1)$$

Підставивши у рівняння 1 раніше визначені значення реакцій і сил і прирівнявши його до нуля, одержимо диференціальне рівняння руху автомобіля:

$$\frac{M_k}{r_{\partial 2}} - \Sigma P_{f2} - \frac{\Sigma J_k}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} - \Sigma P_1 - \frac{\Sigma J_{k1}}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} - G \cdot \sin \alpha - k \cdot F \cdot V^2 - \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = 0 \quad (2)$$

Зробивши заміну $M_k = \left(M_e - J_e \cdot \left(\frac{d\omega_e}{dt} \right) \right) \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m$ (де J_e і $\frac{d\omega_e}{dt}$ –

момент інерції та кутове прискорення обертових частин двигуна) і

$\Sigma P_{f1} = \Sigma R_{f1} \cdot f_1$ $\Sigma P_{f2} = \Sigma R_{f2} \cdot f_2$, перетворимо рівняння руху автомобіля до

вигляду

$$\left(\left(M_e - J_e \cdot \frac{d\omega_e}{dt} \right) \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m \right) / \Sigma R_{z1} \cdot f_1 - \Sigma R_{z2} \cdot f_2 - \frac{\Sigma J_{k2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} - \frac{\Sigma J_{k1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} - G \cdot \sin \alpha - k \cdot F \cdot V^2 - \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = 0 \quad (3)$$

Припустивши, що $f_1 = f_2 = f$, об'єднаємо сумарні нормальні реакції на ведених і ведучих колесах $\Sigma R_{z1} \cdot f_1 + \Sigma R_{z2} \cdot f_2 = (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) \cdot f = G \cdot \cos \alpha \cdot f = P_f$

(де P_f - сила опору коченню коліс автомобіля) і зробивши припущення,

що $r_{o1} = r_{o2} = r_o$; $\omega_{k1} = \omega_{k2} = \omega_k$; $\frac{d\omega_{k1}}{dt} = \frac{d\omega_{k2}}{dt} = \frac{d\omega_k}{dt}$, об'єднаємо моменти інерції

ведених і ведучих коліс:

$$\frac{\Sigma J_{k1}}{r_o} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} + \frac{\Sigma J_{k2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} = \frac{(\Sigma J_{k1} + \Sigma J_{k2})}{r_o} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{\Sigma J_k}{r_o} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \quad \text{Де } \Sigma J_k - \text{сумарний}$$

момент інерції всіх коліс автомобіля.

6.3 Коефіцієнт врахування впливу інерції обертових мас АТЗ

Коефіцієнт врахування обертових мас $\delta_{об}$ показує, у скільки разів сила, необхідна для розгону з заданим прискоренням j поступально рухомих і обертових мас автомобіля, більше сили, необхідної для розгону тільки його поступально рухомих мас.

Автомобіль не є суцільним тілом. Крім поступально рухомих частин, у нього є деталі, які беруть участь у відносному обертальному русі. До них відносяться деталі двигуна, трансмісії, колеса. Тому кінетична енергія автомобіля складається з кінетичної енергії поступально рухомих мас і кінетичної енергії деталей, що беруть участь у відносному (обертальному) русі:

$$T = T_{пост} + T_{відн}$$

зазвичай

$$T_{пост} = \frac{m_a V^2}{2}$$

де m_a - маса автомобіля; V - швидкість руху автомобіля.

$$T_{відн} = I_M \frac{\omega_e^2}{2} + \sum I_k \frac{\omega_k^2}{2}$$

де I_M - момент інерції маховика двигуна і деталей трансмісії, пов'язаних з ним (включаючи вали і шестерні):

ω_e^2 - кутова швидкість вала двигуна;

$\sum I_k$ - сумарний момент інерції коліс:

ω_k^2 - кутова швидкість коліс.

При розгоні енергія двигуна витрачається не тільки на подолання сил опору руху, а й на збільшення кінетичної енергії автомобіля (тобто на збільшення $T_{пост}$ і $T_{відн}$). Це і враховує коефіцієнт врахування обертових мас $\delta_{об}$.

Енергія двигуна реалізується в контакті коліс з дорогою, тому сумарну силу інерції, що діє в контакті колеса і долається двигуном, можна представити як

$$P_u = m_a \cdot \delta_{об} \cdot j = P_{пост} + P_{вrm} + P_{врк} \quad (2)$$

де $P_{пост}$ - сила інерції поступально рухомих мас, призведена до контакту колеса з дорогою;

$P_{вrm}$ - сила інерції обертових деталей двигуна і трансмісії, наведена до контакту колеса з дорогою;

$P_{врк}$ - сила інерції коліс, наведена до контакту колеса з дорогою.

Згідно з законами фізики, $P_{пост} = m_a \frac{dV}{dt}$, $P_{вrm} = \frac{M_k}{r_\partial}$, але $M_k = \frac{N_e \cdot \eta_T}{\omega_k}$ -при цьому N_e вимірюється в [кВт].

M_k - момент двигуна, підведений до коліс.

Водночас $N_e = I_M \cdot \omega_e \frac{d\omega_e}{dt}$ і, враховуючи, $\omega_e = \omega_k \cdot U_T$

отримаємо: $P_{вrm} = I_M \cdot U_T^2 \cdot \eta_T \left(\frac{dV}{r_\partial \cdot r_k \cdot dt} \right)$

Аналогічно $P_{врк} = \sum I_k \cdot \left(\frac{dV}{r_\partial \cdot r_k \cdot dt} \right)$

Підставивши значення у формулу (2) і розділивши обидві частини отриманого рівняння на $P_{\text{пост}}$, отримаємо коефіцієнт врахування обертових мас:

$$\delta_{\text{epi}} = 1 + \frac{I_M \cdot U_{Ti}^2 \cdot \eta_T + \sum I_k}{m_a \cdot r_o \cdot r_k} \quad (3)$$

При вибігу $P_{\text{врм}} = 0$, тому $\delta_{\text{epi}} = 1 + \frac{\sum I_k}{m_a \cdot r_o \cdot r_k}$ тобто вибіг відбувається тільки за рахунок збереженої кінетичної енергії.

6.4 Графік силового балансу АТЗ

Представимо рівняння руху автомобіля в наступному вигляді:

$$P_m = P_o + P_{\text{в}} + P_i$$

У такій формі воно називається рівнянням силового балансу автомобіля і виражає співвідношення між тяговою силою на ведучих колесах і силами опору руху.

На основі рівняння (2) будується графік силового балансу, що дозволяє оцінювати тягово-швидкісні властивості автомобіля.

При побудові графіка силового балансу (рис. 6.1) спочатку будують тягову характеристику автомобіля. Потім наносять залежність сили опору дороги від швидкості. Якщо коефіцієнт опору дороги - постійна величина, то зазначена залежність являє собою пряму лінію, паралельну осі абсцис, а при непостійному коефіцієнті опору дороги - криву параболічної форми. Після цього від кривої, що характеризує силу опору дороги, відкладають вгору значення сили опору повітря при різних швидкостях руху. Отримана залежність називається графіком силового балансу автомобіля.

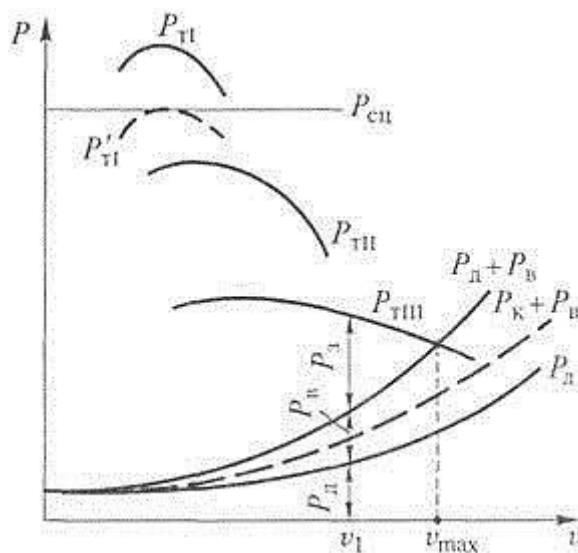


Рисунок 6.1 - Графік силового балансу автомобіля:

$P_{тI}$, $P_{тII}$, $P_{тIII}$ - тягові сили на I, II, III передачах, $P_{тI}'$ - тягова сила на I передачі при зменшеній подачі палива; v_1 - одне з можливих значень швидкості автомобіля

Крива сумарного опору дороги і повітря $R_d + R_v$ визначає тягову силу P_t , необхідну для руху автомобіля з постійною швидкістю. При будь-якій швидкості руху відрізок P_z , укладений між кривими P_t (на рис. 6.1 - $P_{тIII}$) і $R_d + R_v$, характеризує запас сили по тязі. Він може бути використаний при даній швидкості для розгону, подолання додаткового дорожнього опору (наприклад, підйому) або перевезення додаткового вантажу (буксирування причепа). При одній і тій же швидкості руху запас сили по тязі на нижчих передачах більше, ніж на вищих. Отже, при збільшенні передавального числа трансмісії запас сили по тязі зростає. Саме тому рух у важких дорожніх умовах здійснюється на нижчих передачах.

За допомогою графіка силового балансу можна вирішувати різні завдання, пов'язані з вивченням тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

6.5 Динамічний фактор АТЗ

Тягово-швидкісну характеристику складно використовувати. для порівняльної оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобілів, що Мають різну масу і тягові зусилля на ведучих колесах.

Узагальненим показником, що дозволяє не тільки оцінювати тягово-швидкісні властивості даного автомобіля, а й порівнювати між собою різні автомобілі, є динамічний фактор [14, 16, 26].

Динамічним фактором називається відношення вільного тягового зусилля до ваги автомобіля.

$$D = \frac{P_k - P_w}{G}$$

Якщо припустити, що швидкість руху автомобіля невелика і $P_w = 0$, то $D = P_k / G$ становить питоме значення стискального зусилля. Переписавши залежність як $P_k - P_w = P_\psi + P_j$ і поділивши обидві частини на G , одержимо

$$D = \psi + \frac{\delta_j}{g} \cdot \frac{dV}{dt}$$

де δ_j - прискорення вільного падіння.

При усталеному русі ($d/dt=0$) динамічний фактор дорівнює коефіцієнту сумарного опору дороги:

$$D = \psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha$$

Графічне зображення залежності динамічного фактора на різних передачах від швидкості руху автомобіля називається його динамічною характеристикою (рис. 6.2).

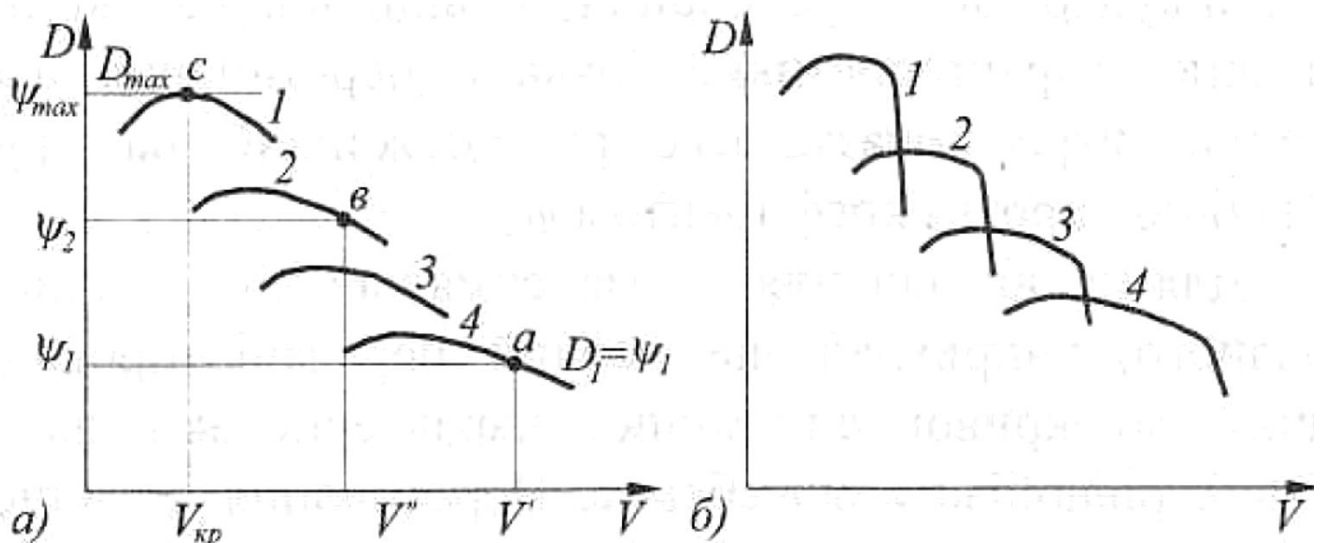


Рисунок 6.2 - Графік динамічної характеристики автомобіля з двигуном без обмежника (а) із обмежником (б) частоти обертання колінчастого вала

За допомогою динамічної характеристики здійснюють аналіз таких експлуатаційних можливостей автомобіля:

- при заданих дорожніх умовах (ψ) визначають швидкість усталеного руху і передачу, на якій можливий рух;
- при заданій швидкості усталеного руху знаходять передачі і дорожні умови, за яких можливий рух автомобіля;
- визначають максимальний підйом, що може подолати автомобіль на будь-якій передачі.

Нехай дорожні умови задані коефіцієнтом сумарного опору дороги ψ_1 . Цю величину відкладаємо в масштабі динамічного фактора на осі ординат і проводимо з отриманої точки пряму, паралельну осі абсцис. Точка a перетинання прямої з однією з кривих динамічної характеристики дає швидкість V' сталого руху, бо в цій точці $D = \psi_1$. Отже, при даних дорожніх умовах автомобіль може рухатися на четвертій передачі зі сталою швидкістю

V' , а при зміні дорожніх умов передача і швидкість руху автомобіля будуть іншими.

Якщо задана швидкість сталого руху V'' , то її величину відкладають по осі абсцис і відновлюють перпендикуляр до перетинання з відповідною кривою динамічної характеристики. Точка в перетинання цього перпендикуляра показує, що рух можливий на другій передачі по дорозі з коефіцієнтом ψ_2 .

Для визначення максимального підйому, подоланого, наприклад, на першій передачі, проводять дотичну до кривої динамічної характеристики на цій передачі, рівнобіжну осі абсцис. Перетинання дотичної з віссю ординат дає максимальний коефіцієнт сумарно опору дороги $\psi_{\max}$, який дорівнює максимальному динамічному фактору $D_{\max}$, що відповідає точці c , тобто

$$D_{\max} = \psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}$$

Вирішуючи тригонометричне рівняння, знайдемо максимальний кут підйому $\alpha_{\max}$, подоланого автомобілем.

$$D_{\max} - \sin \alpha_{\max} = f \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_{\max}}$$

Піднісши в квадрат ліву і праву частини рівняння, після перетворень одержимо тригонометричне квадратне рівняння:

$$(1 + f^2) \cdot \sin^2 \alpha_{\max} - 2D_{\max} \cdot \sin \alpha_{\max} + (D_{\max}^2 - f^2) = 0$$

Вирішуючи відносно $\sin \alpha_{\max}$, одержимо

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{D_{\max} - f \cdot \sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2}$$

При невеликих кутах підйому можна прийняти, що $\cos \alpha = 1$, $\sin \alpha_{\max} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\max}$ тоді $\operatorname{tg} \alpha_{\max} \approx i \approx D_{\max} - f$

Максимальний підйом визначають при усталеній швидкості, що відповідає максимальному динамічному фактору. Цю швидкість називають критичною $V_{кр}$ (рис. 6.2). Вона розділяє область стійкого і коливального руху автомобіля. Гілка кривої динамічної характеристики, що лежить праворуч від критичної швидкості, - це область стійкого руху, а гілка, що лежить ліворуч, нестійкого руху. Якщо автомобіль працює в області стійкого руху, то будь-яке збільшення навантаження і пов'язане з ним зниження швидкості зумовлює збільшення динамічного фактора і відновлення порушеної рівноваги між D і ψ . Якщо ж автомобіль працює в області нестійкого руху, то будь-яке збільшення навантаження призводить до зниження не тільки швидкості, а й динамічного фактора, що може викликати зупинку двигуна, якщо вчасно не буде включена нижча передача. Тому при аналізі експлуатаційних можливостей автомобіля за динамічною характеристикою всі побудови роблять на правих гілках характеристики, тобто в областях стійкого руху.

Не завжди динамічний фактор, узятий з динамічної характеристики, може бути реалізований цілком для подолання опорів дороги. Цьому перешкоджає недостатнє зчеплення ведучих коліс з дорогою. Тому вводять поняття про динамічний фактор за зчепленням D_{φ} . Його одержують з (19) заміною P_k силою зчеплення ведучих коліс $\sum R_{z2} \cdot \varphi_x$, тобто:

$$D_{\varphi} = \frac{\sum R_{z2} \cdot \varphi_x - P_w}{G}$$

Оскільки буксування найбільш імовірне на нижчих передачах, коли швидкості автомобіля невеликі, опором повітря нехтують ($P_w=0$). Тоді

$$D_{\varphi} = \frac{\Sigma R_{z2} \cdot \varphi_x}{G}$$

З урахуванням (3.28) умова можливості руху автомобіля записується як $D_{\varphi} \geq D \geq \psi$. При порушенні однієї з умов рух автомобіля неможливий.

Для визначення можливості руху автомобіля без буксування коліс на динамічній характеристиці проводять горизонтальну лінію, що відповідає D_{φ} при заданому φ_x , як показано на рис. 3.3. У зоні, розташованій нижче від лінії D_{φ} , умова виконується, і буксування ведучих коліс відсутнє. Зона, що знаходиться вище від лінії D_{φ} , визначає неможливість тривалого руху автомобіля при заданому значенні φ_x .

Динамічна характеристика будується для повністю завантаженого автомобіля. Зі зміною ваги автомобіля від повної G , наприклад, до G_0 величина динамічного фактора зміниться:

$$D_0 = D \cdot \frac{G}{G_0}$$

де D_0 і G_0 - динамічний фактор і вага спорядженого автомобіля.

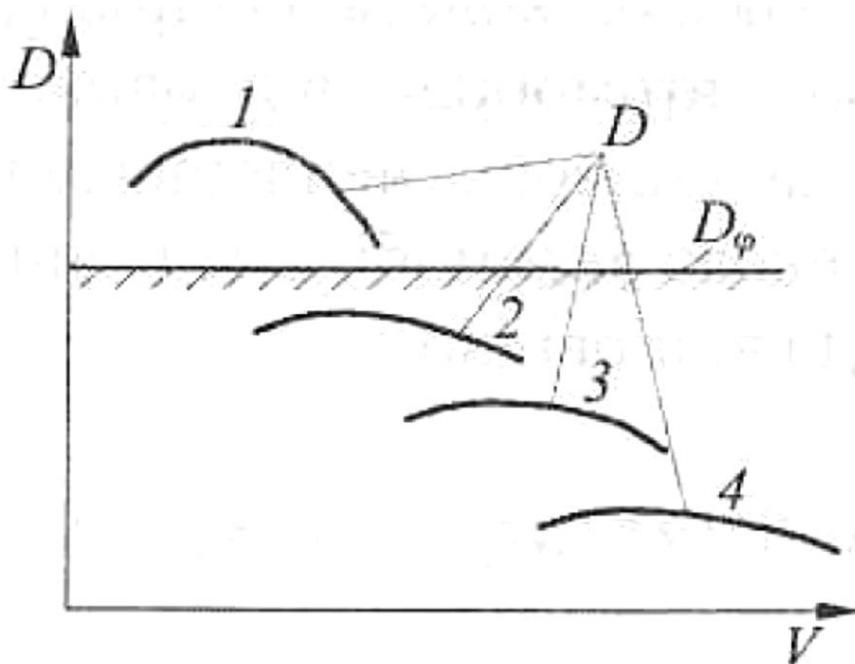


Рисунок 6.3 - Графік динамічної характеристики за умовою реалізації зчіпних властивостей

Щоб при кожній зміні навантаження й умов зчеплення коліс з дорогою не перераховувати величину D , динамічну характеристику доповнюють номограмою навантажень і графіком контролю буксування (рис. 6.4).

Таке сполучення називають динамічним паспортом автомобіля. Для цього вісь абсцис динамічної характеристики продовжують вліво і наносять на ній шкалу навантаження. Через нульову точку шкали навантажень проводять пряму, рівнобіжну осі D , і на ній наносять шкалу динамічного фактора D_0 . Величину масштабу m_0 для шкали D_0 знаходять із співвідношення $m_0 = m \cdot G/G_0$ (де m - масштаб шкали динамічного фактора D для повністю завантаженого автомобіля). Після чого рівнозначні поділки шкал D_0 і D сполучають прямими лініями. Для побудови графіка контролю буксування використовують формули:

$$D_\varphi = \frac{G_2}{G} \varphi_x; D_{0\varphi} = \frac{G_{02}}{G_0} \varphi_x;$$

де G_2 і G_{02} - вага, що припадає на ведучі колеса для цілком завантаженого і спорядженого автомобіля відповідно;

D_φ і $D_{0\varphi}$ - динамічний фактор за умовою зчеплення для цілком завантаженого і спорядженого автомобіля за різних (φ_x) (побудову починають з $\varphi_x=0,1$) відповідно.

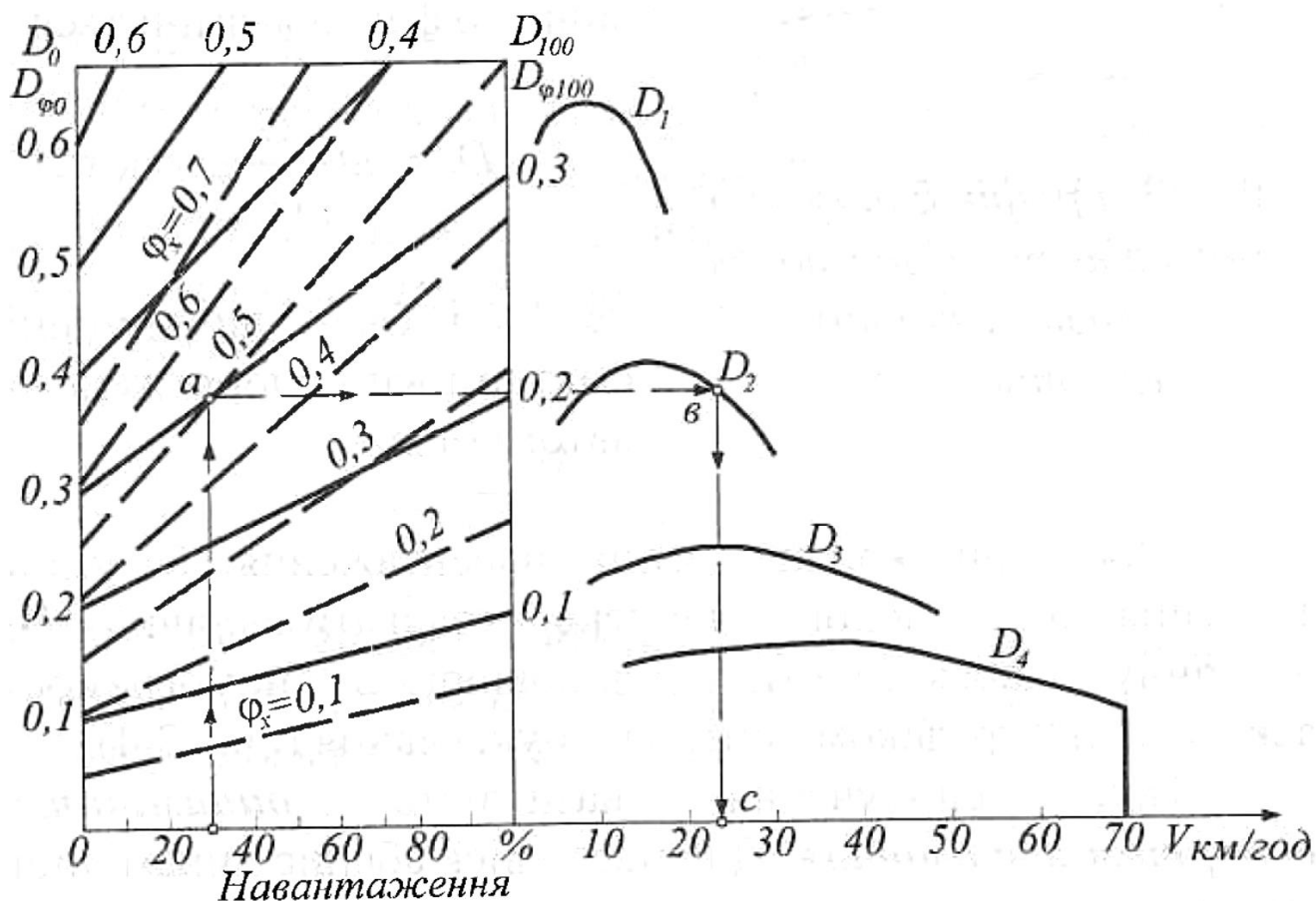


Рисунок 6.4 - Графік динамічного паспорта автомобіля

Значення D_φ відкладають на шкалі D , а значення $D_{0\varphi}$ - на шкалі D_0 і сполучають пунктирними лініями, на яких указують величину φ_x .

Розрахунок показників тягово-швидкісних властивостей за динамічним паспортом здійснюють таким чином. Наприклад, для визначення V_{max} з навантаженням $H=30\%$ при коефіцієнті $\psi=0,3$ проводять вертикальну лінію через задане значення H (величина навантаження, %) на шкалі номограми до перетинання із суцільною прямою, що відповідає заданому ψ (точка a). Із точки a проводять горизонтальну лінію до перетинання з кривою D (точка b), звідки, опустивши перпендикуляр на вісь абсцис, одержимо шукану швидкість (точка c , $V=27$ км/год). За похилими пунктирними лініями визначають φ_{xmin} (у розглянутому прикладі $\varphi_{xmin}=0,5$).

5.6 Розрахунок прискорення автомобіля

Прискорення при дорожньому опорі ψ визначимо по динамічному фактору:

$$D = \psi + \delta \frac{a}{g}$$

Звідки

$$a = D \cdot \frac{g}{\delta} - \psi \cdot \frac{g}{\delta}$$

де $\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha$, $f = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2)$

Підстановкою D і ψ можна отримати залежність a (V);

Реальний автомобіль - $a = 3 \dots 8 \text{ м/с}^2$;

Гоночний автомобіль - $a = 8 \dots 20 \text{ м/с}^2$.

Визначимо максимально можливе прискорення на рівній дорозі:

- за умовою зчеплення з дорогою

$a_{\max}^{\varphi} = g \cdot \varphi_x$ – для повнопривідного автомобіля;

$a_{\max}^{\varphi} = \frac{g \cdot \varphi_x \cdot L}{L \pm h_g \cdot \Phi_x}$ – для передньо- (+) та задньо-привідного (-) автомобіля.

- по тязі на колесах

$F_{T\max}^{\varphi} = G_a \frac{L_1}{L} m_2 \cdot \varphi_x$ – для автомобіля з приводом на передні чи задні колеса

Для повнопривідного автомобіля $\frac{L_1}{L} m_2 = 1$, тоді $F_{T\max}^{\varphi} = G_a \cdot \varphi_x$

Отримаємо $F_{T\max}^{\varphi} = \frac{F_{T\max}^{\varphi} - F_{\epsilon}}{G_a}$ при $F_B \rightarrow 0$, $F_{T\max}^{\varphi} = \frac{F_{T\max}^{\varphi}}{G_a} = \frac{G_a \cdot \varphi_x}{G_a}$,

Звідки (при малій швидкості $f = f_0$)

$$a_{\max} = (D - f) \frac{g}{\delta} = (\varphi_x - f_0) \frac{g}{\delta}$$

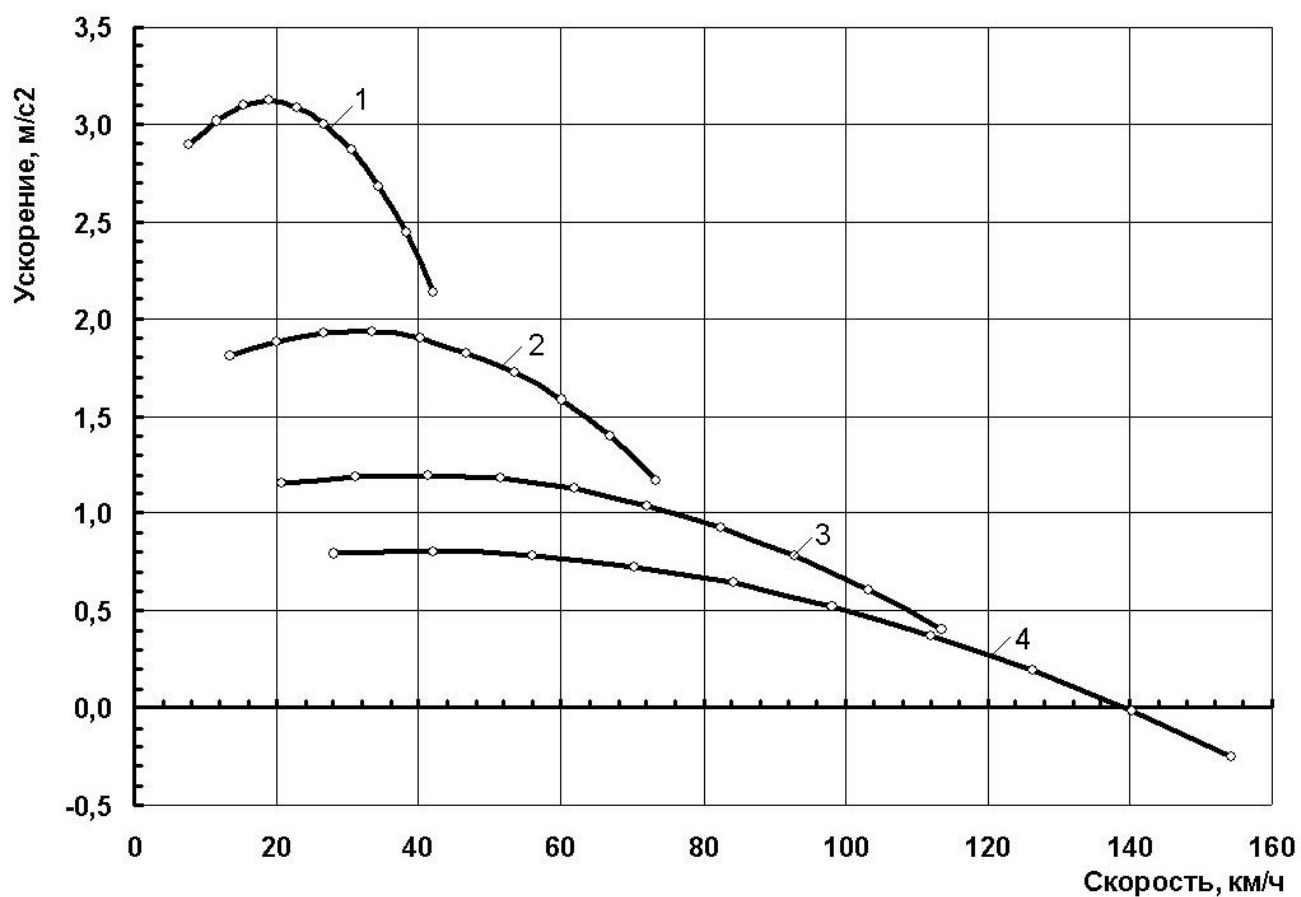


Рисунок 6.5 - Приклад зображення графіка прискорень: криві 1 ... 4 - прискорення при розгоні на горизонтальній ділянці дороги відповідно на 1 ... 4 передачах

ТЕМА 7. РІВНЯННЯ СИЛОВОГО БАЛАНСУ АТЗ. СИЛИ СУМАРНОГО ОПОРУ ДОРОГИ ПІД ЧАС РУХУ АТЗ

7.1 Рівняння силового балансу АТЗ

Силовий баланс представимо рівняння руху автомобіля в наступному вигляді:

$$P_T = P_D + P_B + P_I$$

7.2 Сили сумарного опору дороги під час руху АТЗ. Коефіцієнт сумарного опору

Сили опору P_f і сила P_a для даного автомобіля залежать від типу, стану дороги, а також її профілю. Тому їх поєднують, вводячи поняття про сумарний опір дороги:

$$P_\psi = P_f \pm P_a = G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (1)$$

Вираз, взятий у дужки, називають коефіцієнтом сумарного опору дороги ψ :

$$\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \quad (2)$$

З урахуванням (1), $P_\psi = G \cdot \psi$

Якщо $\alpha > 10^\circ$ то вважають, що $\cos \alpha \approx 1$, а $\sin \alpha \approx \tan \alpha \approx i$.

$$\text{Тоді } \psi = f \pm \tan \alpha \text{ або } \psi = f \pm i. \quad (3)$$

З урахуванням виконаних перетворень, одержимо

$$P_K - P_w - P_\psi - P_j = 0 \quad (4)$$

Або

$$P_K = P_w + P_{\psi} + P \quad (5)$$

яке називають **тяговим балансом автомобіля**. Цю залежність використовують при проектуванні нових і оцінюванні тягово-швидкісних властивостей існуючих автомобілів. У першому випадку згідно з вимогами до тягово-швидкісних властивостей автомобіля визначають необхідні M_e , - N_e і передавальні числа трансмісії, а в другому - максимальну швидкість, прискорення, подолані підйоми й інші тягово-швидкісні показники. У цьому випадку треба знати дорожні умови, основні конструктивні параметри автомобіля і його тягово-швидкісну характеристику, що становить собою залежність $P = f(V)$ на різних передачах коробки передач. Ця характеристика є граничною тягово-швидкісною властивістю автомобіля і розраховується за параметрами зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Аналіз тягово-швидкісних властивостей зручно робити на підставі графічного розв'язання рівняння (5) тягового балансу автомобіля. Для цього тяговий баланс подаємо у вигляді графіка, на якому по осі абсцис (рис. 7.1) відкладаємо швидкість руху автомобіля, а по осі ординат - тягове зусилля P_K . За числами частоти обертання n_e , що відповідають вибраним значенням M_e , визначають швидкість автомобіля за формулою:

$$V = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{u_K \cdot u_o} \quad (6)$$

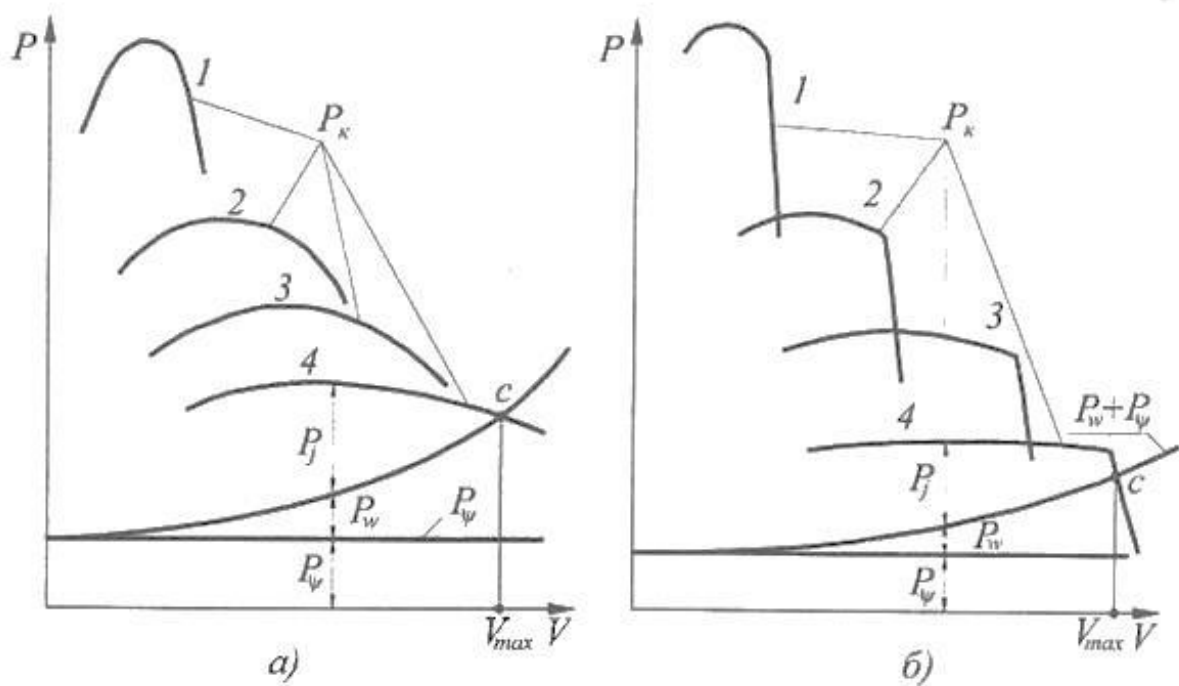


Рисунок 7.1 - Графік тягової характеристики автомобіля з чотириступінчастою коробкою передач і двигуном без обмежника (а) та з обмежником (б) максимальної частоти обертання колінчастого вала

Якщо знехтувати впливом швидкості на коефіцієнт ψ , на графіку будують пряму P_ψ , і до неї додають значення сили опору повітря P_w , одержуючи сумарну криву значень - сил $P_w + P_\psi$

Відрізок P_j дорівнює різниці МІЖ P_{k4} і сумою сил $P_w + P_\psi$, становить у визначеному масштабі запас тягового зусилля, що витрачається на розгін автомобіля. Чим більше P_j , тим більше прискорення може розвинути автомобіль у даних дорожніх умовах. У разі зміни дорожніх умов (P_ψ) запас тягового зусилля також зміниться, і прискорення автомобіля буде більшим або меншим.

Зі збільшенням швидкості руху автомобіля сила опору повітря інтенсивно зростає, що призводить до зменшення запасу тягового зусилля (на рис. 7.1 позначено як P_j). За деякої швидкості (точка c) тягове зусилля дорівнює сумі сил опору дороги і повітря ($P_{k4} = P_\psi + P_w$) і запас тягового зусилля P_j дорівнює нулю. Така картина спостерігається в разі наявності на двигуні автомобіля

обмежника частоти обертання колінчастого вала (рис. 7.1, б), де точка c знаходиться на перетині регуляторної гілки і сумарної кривої сил $P_w + P_\psi$.

Тягова характеристика надає можливість визначити за будь-якої швидкості руху такі показники, як прискорення, коефіцієнт опору кочення (при заданому i), силу опору повітря та ін.

Якщо при експлуатації автомобіля не використовуються його граничні тягово-швидкісні властивості, то за рівнянням тягового балансу розраховують часткові характеристики і щодо них визначають необхідні показники.

7.3 Баланс потужності АТЗ. Графік балансу потужності АТЗ та аналіз

Рівняння руху автомобіля може бути представлене не тільки тяговим, а й потужнісним балансом. Між потужністю, силою і швидкістю існує залежність $N = P \cdot V$. Тому, перемноживши кожний складовий вираз (5) на швидкість, одержимо рівняння потужнісного балансу автомобіля:

$$P_k \cdot V = P_w \cdot V + P_\psi \cdot V + P_j \cdot V$$

Або

$$N_k = N_w + N_\psi + N_j \quad (7)$$

де N_k - потужність на ведучих колесах; N_w , N_ψ , N_j - потужності, що йдуть на подолання опору повітря, сумарного опору дороги і розгін автомобіля відповідно.

Складові потужнісного балансу можуть бути записані в такий спосіб:

$$N_k = N_e \cdot \eta_m = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_o} \cdot V \quad (8)$$

$$N_w = k \cdot F \cdot V^3 \quad (9)$$

$$N_\psi = G \cdot \psi \cdot V \quad (10)$$

$$N_j = \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot j \cdot V \quad (11)$$

Виразивши потужність у кВт, силу в Н, а швидкість у км/год, запишемо рівняння (7) з урахуванням (8,9,10,11.) у вигляді:

$$\frac{M_{\kappa} \cdot u_{\kappa} \cdot u_0 \cdot \eta_m \cdot V}{3600} = \frac{k \cdot F \cdot V^3}{46656} + \frac{G \cdot \psi \cdot V}{3600} + \frac{G \cdot \delta_j \cdot j \cdot V}{3600 \cdot g} \quad (12)$$

Якщо знехтувати впливом швидкості на коефіцієнт ψ , то величина потужності N_{ψ} зобразиться прямою, яка виходить з початку координат. Відрізок N_j дорівнює різниці між N_{κ} і сумою потужностей опорів $N_w + N_{\psi}$, становить у визначеному масштабі запас потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін автомобіля. Чим більше N_j - (11), тим більше прискорення зможе розвинути автомобіль у даних дорожніх умовах. У разі зміни дорожніх умов (N_{ψ}) запас потужності N_j також зміниться, і прискорення автомобіля буде більшим або меншим. Відрізок N_r становить собою потужність, що витрачається на тертя в трансмісії.

Зі збільшенням швидкості руху автомобіля потужність, витрачена на подолання опору повітря, швидко зростає, що призводить до зменшення запасу потужності. За деякої швидкості (рис. 7.2, *a*, точка *c*) потужність на ведучих колесах дорівнює сумі потужностей опорів дороги і повітря ($N_{\kappa} = N_w + N_{\psi}$) і запас потужності $N_j = 0$. З (11) видно, що в цьому випадку прискорення автомобіля також дорівнює нулю, і від рухається з постійною швидкістю (V_{max}), яка для даних дорожніх умов є максимальною. Рухатися зі швидкістю більше ніж V_{max} автомобіль не може, тому що при цьому $N_w + N_{\psi} > N_{\kappa}$.

Подамо потужнісний баланс, за аналогією з тяговим і балансом, графічно (рис. 7.2).

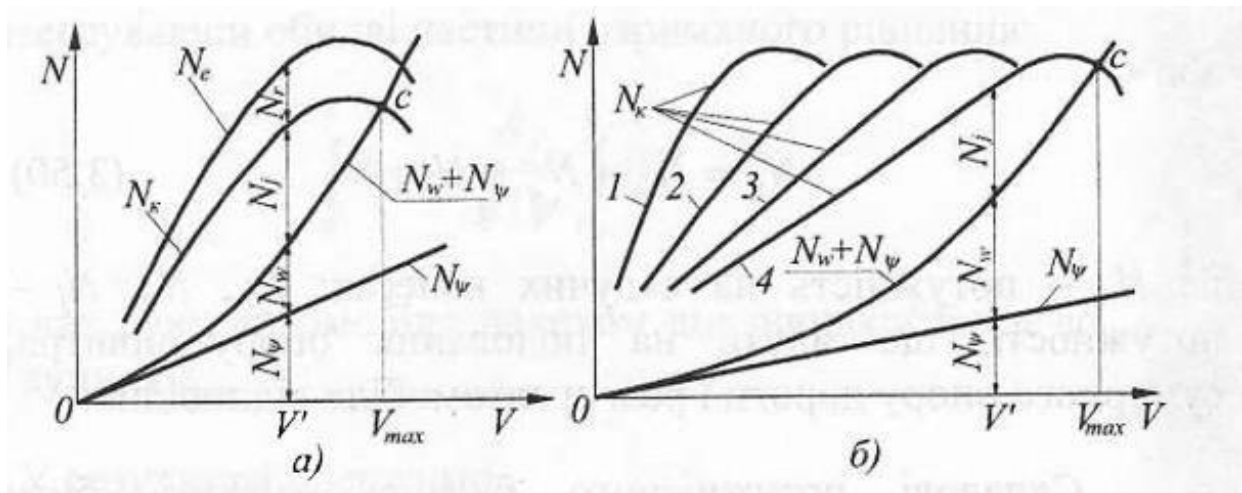


Рисунок 7.2 - Графік потужнісного балансу автомобіля, що відповідає одній передачі (а) і чотирьом передачам (б)

Графік потужного балансу дозволяє визначити для будь-якої швидкості такі показники, як прискорення, коефіцієнт сумарного опору дороги, потужності, витрачені на подолання опору дорозі, повітря тощо. Однак різні тягові задачі зручніше розв'язувати за допомогою динамічної характеристики автомобіля.

Тягово-швидкісні властивості автомобіля можна приблизно оцінювати за допомогою питомої потужності, що становить відношення максимальної потужності двигуна до повної маси автомобіля, вираженої в тоннах, тобто

$$N_{y\partial} = \frac{N_{\max}}{m} \quad (13)$$

Діапазон значень питомої потужності для легкових автомобілів становить 15-62 кВт/т; для вантажних автомобілів 8-15 кВт/т; для автопоїздів 4,4-8 кВт/т. Слід зазначити, що підвищення питомої потужності зумовлює збільшення середньої технічної швидкості автомобіля, але при цьому зростає витрата палива, швидше зношуються шини і збільшується собівартість перевезень.

7.4 Вплив конструктивних параметрів автомобіля на його тягово-швидкісні властивості і їх вибір

Аналіз рівняння руху показує, що тягово-швидкісні властивості автомобіля залежать від його конструктивних параметрів, навантаження і дорожніх умов. Вплив конструктивних параметрів перш за все обумовлюється швидкісною характеристикою двигуна, передавальними числами трансмісії, її ККД та ін.

До визначальних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля належать його максимальна швидкість і прискорення. Розглянемо вплив передавального числа головної

передачі u_0 на V_{max} і j . Зі зміною велечени передавального числа u_0 змінюються V_{max} і запас потужності N_j на ведучих колесах автомобіля що визначають його прискорення (рис. 7.3).

Найбільша максимальна швидкість V_{max} припадає на те значення u_0 за якого крива потужності опорів $N_w + N_{\psi}$ перетинається з кривою потужності на ведучих колесах за її максимальної велечини.

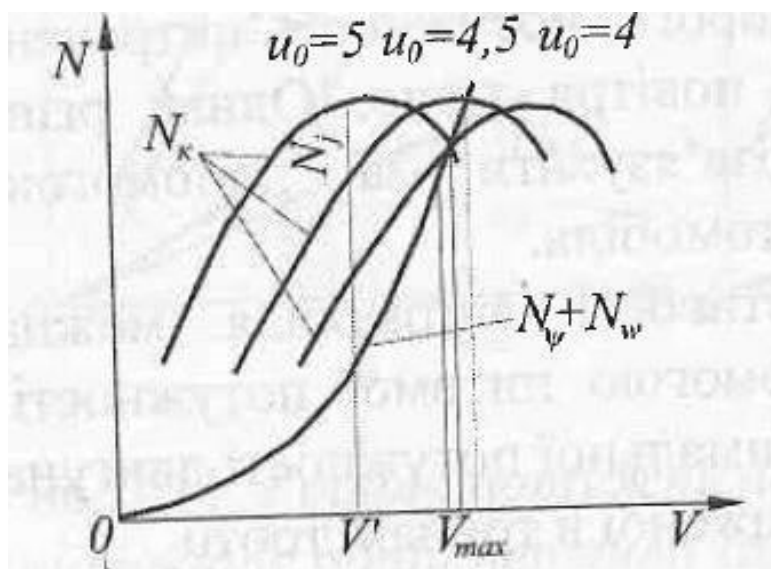


Рисунок 7.3 - Графік потужнісного балансу автомобіля з різними u_0 і двигуном без обмежника частоти обертання колінчастого вала

Таким передавальним числом буде $u_0 = 4,5$, збільшення чи зменшення u_0 порівняно з $u_0 = 4,5$ призводить до зменшення V_{max} . Тоді ж час величина передавального числ u_0 значною мірою впливає на динаміку розгону автомобіля. Зі збільшенням u_0 запас потужності (рис 3) а отже і прискорення (рис 4) зростають.

Чим більше u_0 , тим більше за інших однакових умов прискорення у автомобіля. Однак зі збільшенням u_0 пропорційно збільшується максимальна частота обертання n_{max} колінчастого вала двигуна, що відповідає максимальній швидкості V_{max} автомобіля. Тому передавальне число головної передачі легкового автомобіля вибирають таким чином, щоб виконати тенденцію, яка окреслилася останнім часом, $n_{max}/n_N = 1,0 - 1,05$.

З урахуванням цього відношення передавальне число головної передачі легкового автомобіля вибирають за формул , у яку замість n_e і V підставляють $n_{max} = (1,0 - 1,05) n_N$ і V_{max} відповідно:

$$u_0 = 0,377 \cdot \frac{r_{\partial} \cdot (1,0 - 1,05) \cdot n_N}{u_{кв} \cdot V_{max}} \quad (14)$$

де $u_{кв}$ передавальне число КП на вищій передачі.

Двигуни вантажних автомобілів постачаються обмежниками і регуляторами частоти обертання колінчастого вала. Тому криві зміни потужності на ведучих колесах дещо інші (рис. 7.5).

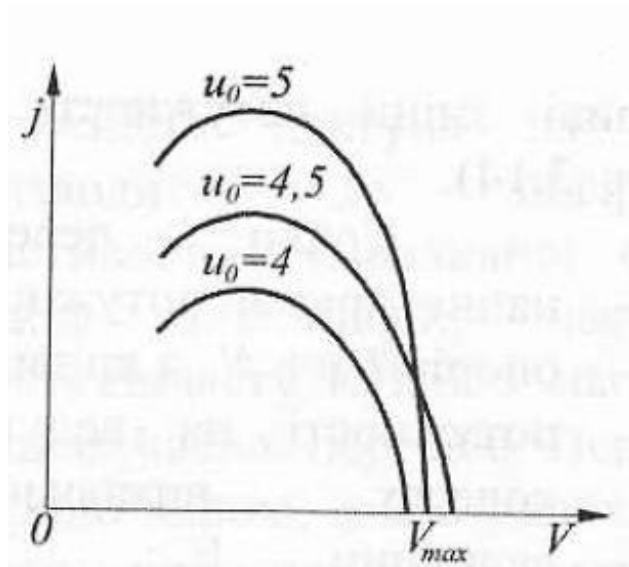


Рисунок 7.4 - Криві прискорень автомобіля при різних передавальних числах головної передачі

Точки перетинання кривої потужності опорів $N_w + N_\psi$ з кривими потужності на ведучих колесах визначають величини V_{max} . Тут відзначається чітка залежність V_{max} від u_0 : чим менше u_0 тим більше V_{max} і також, як раніше (рис. 4) зі збільшенням u_0 прискорення зростає. Для вантажного автомобіля передавальне число головної передачі розраховують як передавальне число легкового автомобіля, приймаючи $n_{max}/n_N = 0.8-1.0$

$$u_0 = 0,377 \cdot \frac{r_\partial \cdot (0,8-1,0) \cdot n_N}{u_{кв} \cdot V_{max}} \quad (15)$$

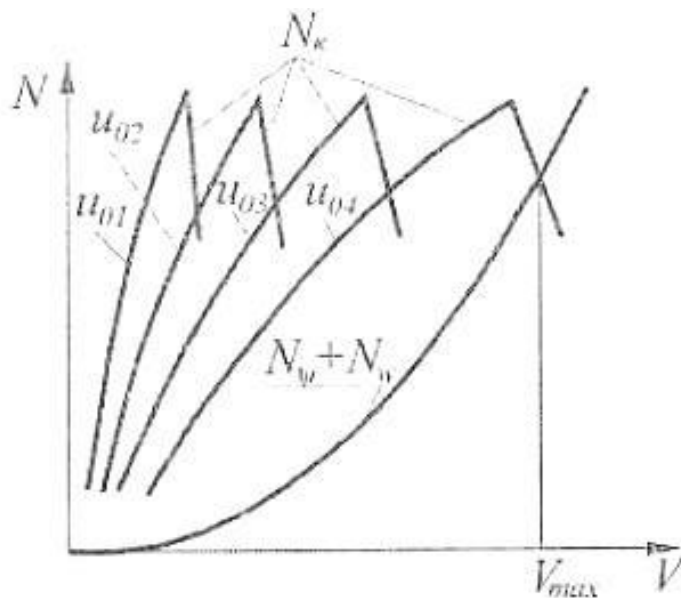


Рисунок 7.5 -Графік потужнісного балансу автомобіля з різними u_0 і двигуном, що має обмежник частоти обертання колінчастого вала

Основний недолік двигуна внутрішнього згорання, що використовується як джерело енергії на автомобілі, - низький коефіцієнт пристосованості. Він виявляється в тому, що значна зміна частоти обертання колінчастого вала призводить до незначної (у 1,25-1,35 разу) зміни крутного моменту, а це викликає необхідність перетворити в широкому діапазоні момент, переданий від двигуна до ведучих коліс. Цю функцію на автомобілях звичайно виконує механічна шестірня ступінчаста коробка передач. Серйозний недолік такої КП — обмежена кількість ступенів, що не дозволяє раціонально використовувати потужність двигуна на різних режимах руху. Це призводить до погіршення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля. Їх можна поліпшити, застосувавши на автомобілі безступінчасту КП, що має в заданому діапазоні досить велике число передач. Переваги такої КП виявляються повною мірою, якщо необхідне передавальне число буде встановлюватися автоматично залежно від режиму руху автомобіля.

В існуючих конструкціях механічних КП із ручним керуванням кількість ступенів обмежена габаритами, вагою, складністю виконання і труднощами керування такою коробкою. Сучасний конструкторсько-технологічний рівень

автомобілебудування визначив для КП легкових автомобілів 4-6 ступенів, для вантажних і автобусів 5-8 ступенів, а для автомобілів, що працюють у складі автопоїздів, 16-20 ступенів.

Вибір передавального числа першої передачі не залежить від кількості ступенів у КП, а визначається найбільшим значенням сумарного опору дороги, що має долати автомобіль на першій передачі і з мінімальною стійкою швидкістю руху. Тому необхідна умова для розрахунку передавального числа першої передачі запишеться в такий спосіб:

$$P_{\kappa.\max} \geq P_{\psi.\max} + P_w \quad (16)$$

де $P_{\kappa.\max}$ - максимальне тягове зусилля на ведучих колесах автомобіля при включеній першій передачі; $P_{\psi.\max}$ - максимальна сила сумарного опору дороги.

Замінивши в (16) $P_{\kappa.\max}$ і $P_{\psi.\max}$ їхніми значеннями і вважаючи, що P_w при русі автомобіля на першій передачі незначна, одержимо

$$\frac{M_{e.\max} \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_{\partial}} = G \cdot \psi_{\max} \quad (17)$$

де $u_{\kappa 1}$ - передавальне число КП на першій передачі. Його визначаємо з рівності (17).

$$u_{\kappa 1} = \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_{\partial}}{M_{e.\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m} \quad (18)$$

При розрахунках за формулою (18) приймають $\psi_{\max}=0,35-0,5$ (легкові автомобілі) і $0,35-0,4$ (вантажні автомобілі).

Крім того передавальне число $u_{\kappa 1}$ має задовольняти умову забезпечення мінімально стійкої швидкості руху:

$$u_{\kappa 1} = 0.377 \frac{n_{e.\max} \cdot r_{\partial}}{u_0 \cdot V_{\min}} \quad (19)$$

де $n_{e.\min}$ - мінімальна стійка частота обертання колінчастого вала двигуна ($n_{e.\min} \approx (0.16-0.18) n_N$); $V_{\min}$ -мінімально стійка швидкість руху ($V_{\min}=4-5$ км/год).

Можливість реалізації тягового зусилля на колесах автомобіля при розрахованому передавальному числі $u_{\kappa 1}$ перевіряють за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою:

$$\frac{M_{e.\max} \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_{\partial}} \leq \varphi \cdot G_{\varphi} \quad (20)$$

Або

$$u_{\kappa 1\varphi} \leq \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_{\partial}}{M_{e.\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m} \quad (21)$$

де G_{φ} -зчіпна вага автомобіля.

Для автомобілів із заднім розташуванням ведучих мостів $G_{\varphi} = m_2 \cdot G_2$ з переднім ведучим мостом — $G_{\varphi} = m_1 \cdot G_1$, а для повноприводних автомобілів $G_{\varphi} = G$. Якщо $u_{\kappa 1}$ за формулою (18) буде більше, ніж розраховане за формулою (21), слід збільшити зчіпну вагу автомобіля. Якщо це неможливо, то приймають значення $u_{\kappa 1}$, розраховане за формулою (21).

Якщо передавальне число, визначене за формулою (19), більше знайденого за формулою (18) чи (20), воно приймається як розрахункове для першої передачі.

Якщо аналогічний розрахунок виконують для повноприводного автомобіля, то застосовують залежності, що забезпечують умови подолання автомобілем максимального сумарного дорожнього опору:

$$u_{\kappa 1} \cdot u_{p.\kappa.n} = \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_{\partial}}{M_{e.\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m} \quad (22)$$

- повного використання його зчіпної ваги:

$$u_{\kappa 1} \cdot u_{p.\kappa.n} = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_{\partial}}{M_{e.\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m} \quad (22)$$

- забезпечення мінімальної стійкої швидкості руху:

$$u_{\kappa 1} \cdot u_{p.\kappa.n} = 0,377 \frac{n_M \cdot r_{\partial}}{u_0 \cdot V_{\min}} \quad (23)$$

де $u_{p.\kappa.n}$ - нижнє передавальне число роздавальної коробки. У цьому випадку приймають $\psi_{\max} = 0,7-0,9$; $V_{\min} = 2-3$ км/год.

Після розрахунку $u_{\kappa 1}$ задаються кількістю передач у КП і розраховують передавальні числа проміжних передач, їх вибирають з умови забезпечення максимальної інтенсивності розгону автомобіля, вважають, що середні потужності при розгоні на кожній із передач однакові, тобто розгін на кожній передачі здійснюється при зміні частоти обертання колінчастого вала і потужності двигуна в тих самих межах: від n_e до n_e і від N_e до N_e (рис. 7.6).

Оскільки між частотою обертання і швидкістю автомобіля зв'язок лінійний, то залежності V від n_e для кожної передачі подаються прямими лініями I, II, III, IV, що виходять з початку координат. При розгоні на першій передачі швидкість автомобіля змінюється від V'_1 до V''_1 (пряма $V'_1 - V''_1$), а частота обертання колінчастого вала - від n'_e до n''_e . Після досягнення швидкості V''_1 перемикають на другу передачу. Якщо знехтувати втратою швидкості за час перемикання передач, то після зниження частоти обертання від n''_e до n'_e автомобіль починає розганятися на другій передачі зі швидкістю V'_2 , рівною V''_1 . У процесі розгону на другій передачі автомобіль досягає швидкості V''_2 , а колінчастий вал n''_e і т.д. Таким чином, при розгоні на

будь-якій передачі потужність двигуна змінюється в однакових межах - від N'_e до N''_e , тобто середні за розгін потужності на будь-якій передачі однакові.

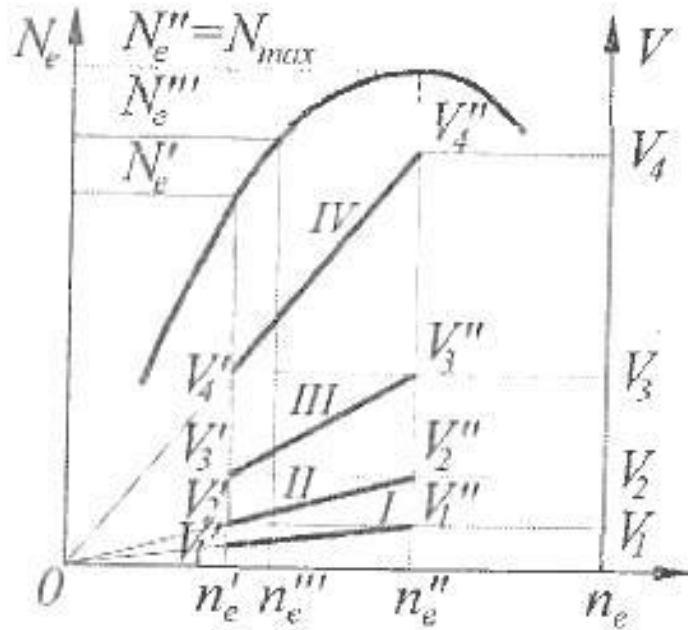


Рисунок 7.6 - Вибір передавальних чисел проміжних передач

З огляду на те що $V''_1 = V'_2$ і $V''_2 = V'_3$ можна встановити співвідношення між передавальними числами КП. Використовуючи формулу (6), одержимо

$$V'_1 = 0.377 \cdot r_\partial \cdot n_e'' / u_{k1} \cdot u_0, \quad V'_2 = 0.377 \cdot r_\partial \cdot n_e' / u_{k2} \cdot u_0$$

$$V''_2 = 0.377 \cdot r_\partial \cdot n_e'' / u_{k2} \cdot u_0, \quad V'_3 = 0.377 \cdot r_\partial \cdot n_e' / u_{k3} \cdot u_0$$

і т.д. Прирівнявши значення V''_1 до V'_2 і V''_2 до V'_3 , одержимо:

$$\frac{n_e''}{u_{k1}} = \frac{n_e'}{u_{k2}}, \quad \frac{n_e''}{u_{k2}} = \frac{n_e'}{u_{k3}} \quad \text{і т.д.}$$

або в загальному вигляді

$$\frac{u_{k1}}{u_{k2}} = \frac{u_{k2}}{u_{k3}} = \frac{u_{k3}}{u_{k4}} = \dots = \frac{u_{k-1}}{u_k} = \frac{n_e''}{n_e'} = \text{const} \quad (24)$$

Отриманий закон зміни передавальних чисел КП становить геометричну прогресію, що дає можливість за відомими передавальними числами першої і

прямой передачі обчислити передавальні числа проміжних передач. Їхні значення обчислюють за формулою:

$$u_{ky} = \sqrt[n-1]{u_{k1}^{n-y}} \quad (25)$$

де n - кількість ступенів в КП, y - порядковий номер передачі.

Однак на практиці часто користуються рядом, який дещо відрізняється від геометричного

$$\frac{u_{k1}}{u_{k2}} > \frac{u_{k2}}{u_{k3}} > \frac{u_{k3}}{u_{k4}} > \dots > \frac{u_{k-1}}{u_k}$$

Нерівність свідчить про те, що передавальні числа на вищих передачах розташовані ближче одне до одного (приблизно на 5-15%), ніж на нижчих. Це обумовлено тим, що запас потужності N_j на вищих передачах менший, ніж на нижчих. Тому при однаковій середній за розгін потужності двигуна (рис. 6) інтенсивність розгону на нижчих передачах може бути кращою, а на вищих - гіршою. Якщо зблизити передавальні числа на вищих передачах, то середня за розгін потужність збільшиться, й інтенсивність розгону зросте. В останньому можна переконатися, записавши формулу в іншому вигляді:

$$n_e = 2.65 \frac{u_k \cdot u_0 \cdot V}{r_\partial} \quad (26)$$

З (26) випливає, що чим меншою є різниця між передавальними числами u_k вимкненої нижчої і вищої передачі, тим менше *падіння* n_e (V вважаємо постійною) і тим з більшої потужності двигуна почнеться розгін на вищій передачі (див. n''_e і N''_e на рис. 6).). Припустимо, що передавальні числа першої передачі $u_{k1} = 3,61$, другої $u_{k2} = 2,10$, третьої $u_{k3} = 1,36$ і четвертої u_{k4}

$=1,0$ обрані на основі ряду (24). Тоді після перемикавання з першої передачі на другу частота обертання колінчастого вала знизиться з n''_e до n'_e і розгін на другій передачі здійсниться з потужністю двигуна N'_e до N''_e . Те саме відбувається і після увімкнення третьої і четвертої передачі. Однак, якщо передачі зближені (наприклад, $u_{k2} = 2,5$), то після увімкнення другої передачі (26) частота обертання колінчастого вала n''_e знизиться не до n'_e а, наприклад, до n'''_e і розгін здійсниться з більшої потужності двигуна N'''_e , тобто середня за розгін потужність буде вищою. Зближення величин передавальних чисел можна виконати шляхом збільшення кількості передач. Найкращий результат дала б безступінчаста КП, що має в заданому діапазоні безкінечно велику кількість передавальних чисел. Це забезпечує автомобілю з заданими параметрами оптимальні тягово-швидкісні властивості, тому що при збільшенні або зниженні швидкості двигун може постійно працювати в режимі максимальної потужності як наслідок відповідної зміни передавального числа в безступінчастій трансмісії.

Розгін автомобіля з безступінчастою КП можна поділити на два етапи. На першому він здійснюється при постійному максимальному передавальному числі u_{max} . Двигун змінює частоту обертання від n_{min} до n , а потужність - від $N_{n.min}$ до N_{max} (рис. 7.7).

Після досягнення двигуном режиму максимальної потужності, передавальне число КП плавно зменшується. З формули (26) видно, що невелике зменшення передавального числа u_k призводить також до невеликого падіння частоти обертання колінчастого вала і потужності двигуна. Маючи достатньо велике число передавальних чисел і плавно зменшуючи їхню величину, можна забезпечити роботу двигуна в режимі максимальної потужності. Таким чином на другому етапі розгону передавальне число плавно зменшується, а двигун працює в режимі максимальної потужності.

Динамічна характеристика автомобіля, укомплектованого безступінчастою КП, складається з двох гілок. Перша гілка ab (рис. 7.8), отримана для першого етапу розгону при максимальному передаточному числі

u_{max} і змінною потужністю. Друга гілка **ecde** відповідає другому етапу розгону, коли передавальне число плавно зменшується, а двигун працює в режимі максимальної потужності N_{max} .

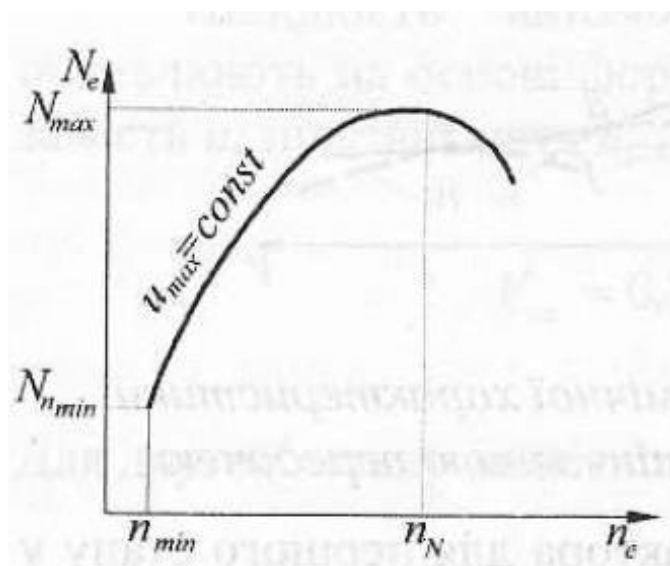


Рисунок 7.7 - Етапи розгону автомобіля з безступінчастою КП

При обчисленні динамічного фактора для першого етапу з формул тягове зусилля P_k на ведучих колесах розраховують так, як і для східчастої КП, підставивши u_{max} замість u_k :

$$D_{as} = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{(M_e \cdot u_{max} \cdot u_0 \cdot \eta_m) / r_d - P_w}{G} \quad (27)$$

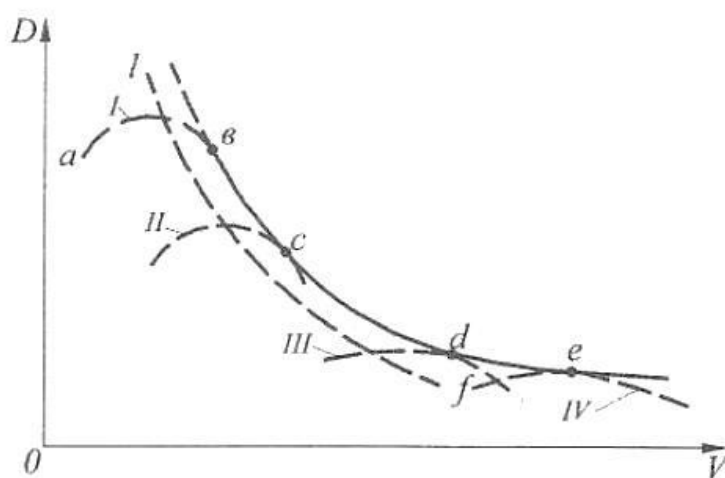


Рисунок 7.8 - Графік динамічної характеристики автомобіля з безступінчастою передачею

Для другого етапу розгону P_k обчислюють з формули (8), підставивши замість потужності на ведучих колесах N_K її максимальне значення $N_{e \max} \eta_m$.

$$P_{k \max} = \frac{N_{e \max} \cdot \eta_m}{V} \quad (28)$$

Формула (28) показує, що чисельник залишається практично постійним, і, отже, $P_{k \max}$ змінюється тільки за рахунок зміни швидкості V автомобіля за гіперболічним законом. Тоді динамічний фактор (28) визначається виразом

$$D_{ecde} = \frac{(N_{\max} \cdot \eta_m) / V - P_w}{G} \quad (29)$$

Швидкість автомобіля з безступінчастої КП обчислюють на основі формул. Для першого етапу замість u_k підставляють $u_{\max}$

$$V_{av} = 0.377 \cdot \frac{r_d \cdot n_e}{u_{\max} \cdot u_0} \quad (30)$$

Для другого етапу замість n_e підставляють n_N

$$V_{ecde} = 0.377 \cdot \frac{r_d \cdot n_N}{u_k \cdot u_0} \quad (31)$$

У формулах (30) і (31) величини n_e і u_k - змінні. Якщо порівняти динамічні характеристики (рис. 7.8) автомобіля з безступінчастою (суцільні лінії) і чотириступінчастою (штрихові лінії) КП для випадку, коли $u_{\max} = u_{k1}$, то можна дійти висновку, що на першому етапі розгону (гілка *ав*) криві динамічного фактора при установці обох КП збігаються. На другому етапі розгону характеристики збігаються лише в тому випадку, коли двигун автомобіля зі ступінчастою КП виходить на режим максимальної потужності (точки *с*, *в*, *d*, і *е*). На всіх інших режимах роботи двигуна динамічний фактор більший при установці безступінчастої КП. Таким чином безступінчаста КП може забезпечити автомобілю кращі тягово-швидкісні властивості, ніж

ступінчаста. Однак перевага безступінчастої КП виявиться лише в тому випадку, коли її ККД буде не нижчий, ніж у ступінчастої КП. Реальні конструкції безступінчастих передач (гідродинамічні, електромеханічні та ін.) мають ККД дещо нижчий, ніж механічні ступінчасті передачі. Тому для реальної конструкції безступінчастої передачі крива динамічної характеристики пройде нижче (штрихова лінія lf на рис. 7.8).

Маючи динамічну характеристику автомобіля з безступінчастою КП, можна обчислити його прискорення з формул. Відмінність буде лише у визначенні коефіцієнта обліку обертових мас. Для першого етапу розгону цей коефіцієнт розраховують.

$$\delta_{j_{ав}} = 1 + \frac{J_e \cdot u_{\max}^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_o^2} \cdot \frac{g}{G} + \frac{\sum J_{\kappa}}{r_o^2} \cdot \frac{g}{G} \quad (32)$$

На другому етапі розгону двигун працює у сталому режимі, що відповідає режиму максимальної потужності і на розгін обертових мас двигуна потужність не витрачається. Тому коефіцієнт розраховують за формулою;

$$\delta_{j_{сде}} = 1 + \frac{\sum J_{\kappa}}{r_o^2} \cdot \frac{g}{G} \quad (33)$$

7.5 Вплив експлуатаційних факторів на тягово-швидкісні властивості автомобіля

Заявлені виготівником величини показників тягово-швидкісних властивостей дійсні лише за певної комбінації умов руху автомобіля. Реальні ж величини показників можуть значно відрізнятися від розрахункових і експериментальних. Причинами відхилень можуть бути, наприклад, зміна технічного стану автомобіля й умов його експлуатації.

Технічний стан автомобіля визначає його придатність до виконання перевезення вантажів чи пасажирів і регламентується інструкціями з технічного обслуговування. У процесі всього терміну служби автомобіля його технічний стан погіршується через зношування деталей, порушення регулювань й інших несправностей, що знижує його експлуатаційні властивості. Так, наприклад, зношення поршневих кілець і циліндрів або нещільне прилягання клапанів, наявність нагару на стінках камери згорання, неправильна установка запалювання призводять до зменшення потужності двигуна автомобіля. При неправильному регулюванні підшипників збільшуються витрати потужності на тертя в трансмісії і ходовій частині. Частка витрат потужності в трансмісії може значно зрости при використанні мастила, що не відповідає інструкції.

Потужність двигуна може також змінюватися залежно від умов експлуатації автомобіля. При роботі автомобіля в зимовий час через низьку температуру погіршуються умови сумішоутворення палива і зростає віддача тепла в атмосферу. Робота автомобіля в умовах жаркого клімату пов'язана з перегріванням двигуна, погіршенням наповнення циліндрів двигуна через зниження щільності повітря.

Експлуатація автомобіля в гірських місцевостях ускладнена через зменшення атмосферного тиску, що призводить до погіршення наповнення циліндрів двигуна і падіння потужності.

Інтенсивність руху автотранспортних засобів є одним із головних факторів, що обмежують тягово-швидкісні властивості автомобіля. При значній інтенсивності руху на дорозі із шириною проїзної частини 7 м обгін стає неможливим, і швидкість будь-якого автомобіля визначається уже не тягово-швидкісними властивостями, а швидкістю найбільш поширених вантажних автомобілів. Усі зазначені фактори сприяють зниженню показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

7.6 Випробування на тягово-швидкісні властивості

Метою тягово-швидкісних випробувань автомобіля є визначення його тягово-швидкісної характеристики й інших показників. Визначати показники тягово-швидкісних властивостей можна як у лабораторних, так і в дорожніх умовах.

Тягова характеристика автомобіля виражає залежність тягового зусилля на ведучих колесах P_k від швидкості руху автомобіля V . Її одержують або на всіх, або на якійсь одній передачі. Спрощена тягова характеристика вказує на залежність вільного тягового зусилля P_d на гаку автомобіля від швидкості його руху.

У лабораторних умовах тягова характеристика може бути отримана при випробуванні на стенді, принципову схему якого наведено на рис. 7.9. Ведучі колеса автомобіля спираються на стрічку, перекинуту через два барабани. Для зменшення тертя між стрічкою і її опорною поверхнею створюють повітряну подушку. Барабан 1 з'єднаний з електрогальмом, за допомогою якого можна плавно змінювати навантаження на ведучих колесах автомобіля.

Вільне тягове зусилля вимірюють безпосередньо динамометром 2, а повне тягове зусилля на ведучих колесах може бути розраховане за формулою:

$$P_k = P_d + P_f \quad (34)$$

У дорожніх умовах тягово-швидкісна характеристика може бути отримана за допомогою динамометричного причепа, що буксирується випробовуваним автомобілем. Вимірюючи при випробуванні за допомогою динамометра тягове зусилля на гаку, а також швидкість руху автомобіля, можна побудувати криві залежності $P_k = f(V)$. При цьому тягове зусилля розраховують за формулою:

$$P_{\kappa} = P_{\partial} + P_f + P_w \quad (35)$$

де P_{∂} — тягове зусилля на гаку, вимірюване за допомогою динамометра; P_f і P_w - сили опору коченню і повітрю.

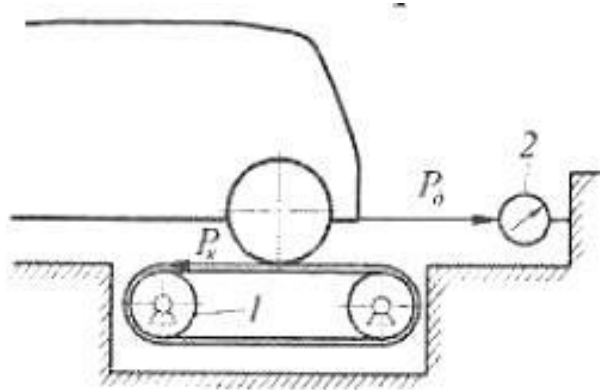


Рисунок 7.9 - Схема стенда для визначення тягової характеристики автомобіля

Тягова характеристика цілком визначає тягово-швидкісні властивості автомобіля, однак її одержання пов'язане з великим обсягом випробувань. Здебільшого для оцінювання тягово-швидкісних властивостей досить визначити наведені в 3.1 показники.

Максимальну швидкість V_{max} визначають при русі на вищій передачі в коробці передач. Розгін має бути достатнім для досягнення сталої максимальної швидкості до в'їзду у вимірювальну ділянку. Розгін і проходження ділянки роблять при повній подачі палива. Час проходження ділянки (звичайно 1 км) вимірюють за допомогою автоматичних пристроїв.

Умовну максимальну швидкість $V_{max,ум}$, тобто найбільшу швидкість автомобіля, що розвивається на вимірювальній ділянці довжиною 400м після гозгону з місця з переключенням передач на шляху 1600 м при русі з повною подачею палива, визначають за середнім часом проходження вимірювальної ділянки у двох взаємо-протилежних напрямках. Умовна максимальна швидкість характеризує швидкісні можливості автомобіля при обмеженому

шляху розгону, тобто в умовах, що мають місце на дорогах загального користування в потоці транспорту.

Час розгону на заданому шляху 400 м, 1000 м і до заданої швидкості визначають при розгоні в тих самих умовах, у яких вимірювали попередній показник.

Швидкісну характеристику розгін-вибіг визначають при розгоні з місця з повною подачею палива до V_{max} на шляху 2000 м і вибігу до зупинки. При розгоні перемикання передач від нижчої до вищої здійснюють при частоті n_N , потім швидким вимиканням передач автомобіль переводять у режим вибігу.

Швидкісну характеристику розгону на вищій передачі визначають при розгоні на вищій передачі від швидкості V_{min} до швидкості, що відповідає n_N , при різкому і повному натисканні на педаль подачі палива і утриманні її в такому положенні до кінця розгону.

Швидкісна характеристика на дорозі із змінним подовжнім профілем становить залежність середньої швидкості руху від максимально допустимої (обмеження швидкості) при проїзді вимірювальної ділянки довжиною 10-15 км. Ділянка повинна мати прямолінійний профіль, причому на ньому має бути не менше ніж один підйом і спуск довжиною 600-800 м та крутість не менше ніж 4%. Мінімальна швидкість обмеження - 30 км/год, інші встановлюються кратними 10 км/год.

Мінімальну стійку швидкість руху автомобіля визначають на прямій передачі. Виміри роблять на двох послідовно розташованих ділянках шляху довжиною 100 м кожна з відстанями між ними 200-300 м.

Максимальний підйом визначають при русі автомобіля на нижчій передачі коробки передач і додаткової коробки, якщо $V = const$, і при повній подачі палива. При цьому використовують ряд підйомів зі штучним покриттям і з поступово збільшуваним подовжнім ухилом (20, 30, 40, 50, 60%).

Стала швидкість на затяжному підйомі впливає на середню швидкість руху автомобіля і транспортного потоку (визначається на затяжному підйомі визначеної довжини). За існуючими нормативами автопоїзд із повним

навантаженням при русі по сухому твердому рівному покриттю повинен долати підйом величиною 3%, довжиною не менше ніж 3 км при сталій швидкості більше або рівній 30 км/год.

Прискорення при розгоні (максимальні і середні на передачах) визначають потенційні можливості автомобіля при обгонах.

ТЕМА 8. ОЦІННІ ПОКАЗНИКИ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ. ПРОФІЛЬНА ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ. ОПОРНО-ЗЧІПНА ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

8.1 Оцінні показники прохідності автомобіля

Прохідність автомобіля - комплексна властивість, що пов'язана з його здатністю ефективно виконувати транспортну роботу у важких дорожніх або позадорожніх умовах.

За рівнем прохідності всі автомобілі умовно прийнято поділяти на три групи [1,8]:

1) *автомобілі обмеженої прохідності* - двовісні й тривісні з неведучою передньою віссю (типу 4×2; 6×4), призначені для експлуатації на дорогах із твердим покриттям;

2) *автомобілі підвищеної прохідності* - двовісні і тривісні з усіма ведучими осями (типу 4×4 і 6×6), що конструктивно дещо відрізняються від першої групи. Звичайно такі автомобілі створюються на базі автомобілів першої групи, а підвищення прохідності забезпечується приводом на всі колеса й іншими конструктивними рішеннями;

3) *автомобілі високої прохідності*, що мають спеціальне компонування або конструкцію - чотиривісні або багатовісні з усіма ведучими осями, а також напівгусеничні й автомобілі-амфібії.

Прохідність поділяється на профільну й опорно-зчипну. *Профільна прохідність* характеризує можливість переборювати нерівності шляху, перешкоди і вписуватися в необхідну смугу руху. *Опорно-зчипна прохідність* визначає можливість руху в погіршених дорожніх умовах і по деформованих ґрунтах.

Профільну прохідність автомобілів оцінюють за такими показниками [8, 20]: дорожнім просвітом, переднім і заднім звисом, кутом переднього і заднього звису, подовжнім радіусом прохідності, найбільшим кутом подоланого ухилу,

найбільшим кутом подоланого косогуру, вертикальним і горизонтальним кутами гнучкості (визначаються для автопоїздів).

Досить часто до показників профільної прохідності автомобілів додатково відносять поперечний радіус прохідності, кут перекосу мостів, коефіцієнт збігу слідів передніх і задніх коліс.

Для автомобілів підвищеної прохідності показниками профільної прохідності є ширина подоланого в поперечному напрямку рову і висота подоланої граничної перешкоди.

До опорно-зчіпних параметрів прохідності належать такі оцінні показники: зчіпна вага, коефіцієнт зчіпної ваги, питома потужність, потужність опору коченню, потужність опору руху, потужність утворення колії, повне тягове зусилля, вільне тягове зусилля, коефіцієнт вільного тягового зусилля. Іноді використовують такий додатковий показник, як тиск коліс на дорогу.

Для повнопривідних автомобілів основним показником опорно-зчіпної прохідності є тягово-швидкісна характеристика на заданій ділянці дороги, що визначає залежність питомої сили тяги на гаку від швидкості руху на різних передачах.

8.2 Профільна прохідність автомобіля

Профільна прохідність залежить від компонування автомобіля і його геометричних параметрів, що визначаються за компонувальними кресленнями або шляхом виміру натурних зразків. Усі виміри проводяться при повному навантаженні автомобіля. На горизонтальній площадці з твердим і рівним покриттями. Геометричні параметри прохідності показано на рис. 8.1.

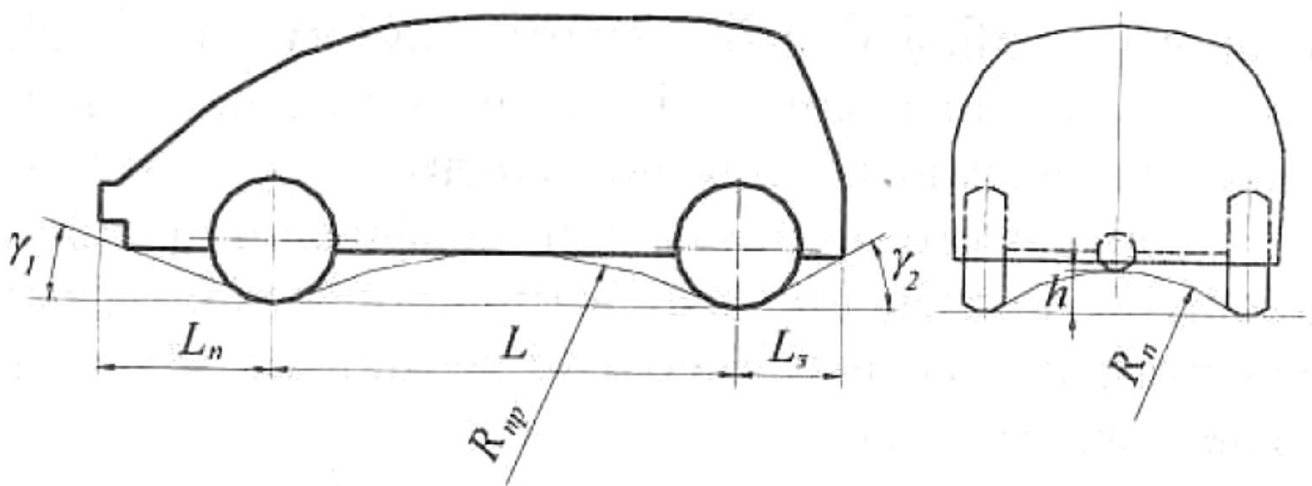


Рисунок 8.1 - Геометричні параметри прохідності автомобіля

Дорожній просвіт h - відстань від опорної поверхні до найбільш низької точки автомобіля, розташованої між колесами. Звичайно це точки під картерами головних передач ведучих мостів і в місцях розташування ресор. Дорожній просвіт визначає можливості руху деформованими дорогами і подолання зосереджених перешкод.

Передній L_n і задній L_z звиси (рис. 8.1) визначаються відстанню від крайньої точки контуру передньої (задньої) виступаючої частини по довжині автомобіля до площини, що перпендикулярна опорній поверхні і проходить через центри передніх (задніх) коліс. Чим менші звиси, тим менш імовірно є втрата контакту коліс з поверхнею при подоланні перешкод.

Кут переднього γ_1 і заднього γ_2 звисів визначаються між опорною поверхнею і площиною, дотичною до окружностей зовнішніх діаметрів передніх (задніх) коліс і точці контуру передньої або задньої частини автомобіля. Вони характеризують можливість подолання перешкод з короткими підйомами і спусками. Чим більше кути звису, тим більша крутість коротких нерівностей, що долає автомобіль, не зачіпаючи виступаючими частинами нерівності при в'їзді і з'їзді з нього.

Поздовжній радіус прохідності R_{np} - радіус умовної циліндричної поверхні, через яку автомобіль може проїхати, не зачіпаючи її найнижчою

точкою, розташованою в його середній точці. Чим менше R_{np} , тим більш круті нерівності може подолати автомобіль.

Типові значення дорожнього просвіту, кутів переднього і заднього звису, подовжнього радіуса прохідності наведено в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 - Геометричні параметри прохідності автомобіля

Тип автомобіля	Величина дорожнього просвіту h , мм	Кути звисів при повному навантаженні, град		Радіус поздовжньої прохідності R_{np} , м
		передній γ_1	задній γ_2	
Легковий	160-210	20-35	15-25	2-4,5
Вантажний:				
малої і середньої вантажопідйомності (1,5-5 т)	200-260	35-55	20-30	1,5-3,0
великої і особливо великої вантажоні- дійомності (8-12 т)	270-300	30-40	20-35	3,0-5,0
високої прохідності	250-400	40-50	30-45	1,5-3,5
Автобус (довжина від 7,0 до 16,5 м)	240-270	10-20	8-13	4,0-8

Найбільший кут подоланого підйому залежить від тягового зусилля, що розвивається ведучими колесами автомобіля і від кута його поздовжньої стійкості, що визначає можливість перекидання щодо задньої осі.

Автомобілі й автопоїзди здатні переборювати підйоми при $\varphi=0,6-0,7$ такої крутості: автопоїзди з неповноприводними тягачами - 11... 13°; одиночні

неповноприводні автомобілі - $20...25^\circ$; автопоїзди з повноприводними тягачами - $15...20^\circ$; повноприводні автомобілі - $27...35^\circ$

Нормативними документами визначено, що автопоїзди повинні переборювати підйоми з твердою опорною поверхнею не менше 18% ($10,2^\circ$), а окремі автомобілі - 25% (14°).

Найбільший кут подоланого автомобілем косягору визначається умовами стійкості руху по перекиданню $\operatorname{tg} \beta_{\max} > \eta_\delta$ або ковзанню $\operatorname{tg} \beta_{\max} > \varphi_x$.

Кути гнучкості у вертикальній β_e і горизонтальній α_e площинах характеризують прохідність автопоїзда по нерівностях шляху, здатність його до поворотів і визначаються кутами можливого відхилення дишла причепа від осі тягово-зчіпного пристрою автомобіля-тягача (рис. 8.2). Для сидельного автопоїзда кути гнучкості визначаються відповідними граничними положеннями поздовжніх осей автомобіля-тягача і напівпричепа у вертикальній і горизонтальній площинах.

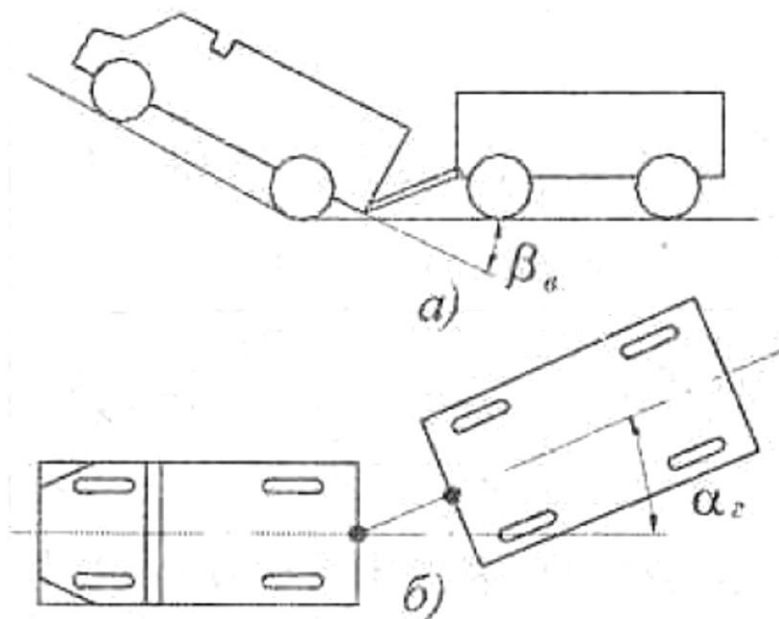


Рисунок 8.2 - Схема вузлів гнучкості автопоїзда

Нормативними вимогами для причіпних автопоїздів з двовісним причепом загальнотранспортного призначення кути гнучкості у вертикальній площині повинні бути не менше $\pm 40^\circ$; а в горизонтальній площині не менше

$\pm 55^\circ$; для сидельних автопоїздів кут вертикальної гнучкості повинен бути не менше $\pm 8^\circ$; а кут горизонтальної гнучкості $\pm 90^\circ$.

Поперечний радіус прохідності R_n (рис. 8.1) - радіус циліндра, що є достатнім до коліс одного моста і проходить через точку контуру нижньої частини автомобіля, визначає прохідність через нерівності, ширина яких порівнянна з колією автомобіля.

Кут перекосу мостів ξ (рис. 8.3) визначається як сума кутів перекосу переднього і заднього мостів відносно горизонтальної площини. Він характеризує здатність автомобіля пристосовуватися до нерівностей місцевості без утрати контакту коліс з дорогою. Крім того, перекіс осей ведучих коліс викликає перерозподіл навантажень на колеса, що за наявності звичайних диференціалів призводить до значного зменшення тягового зусилля по зчепленню і зниженню прохідності.

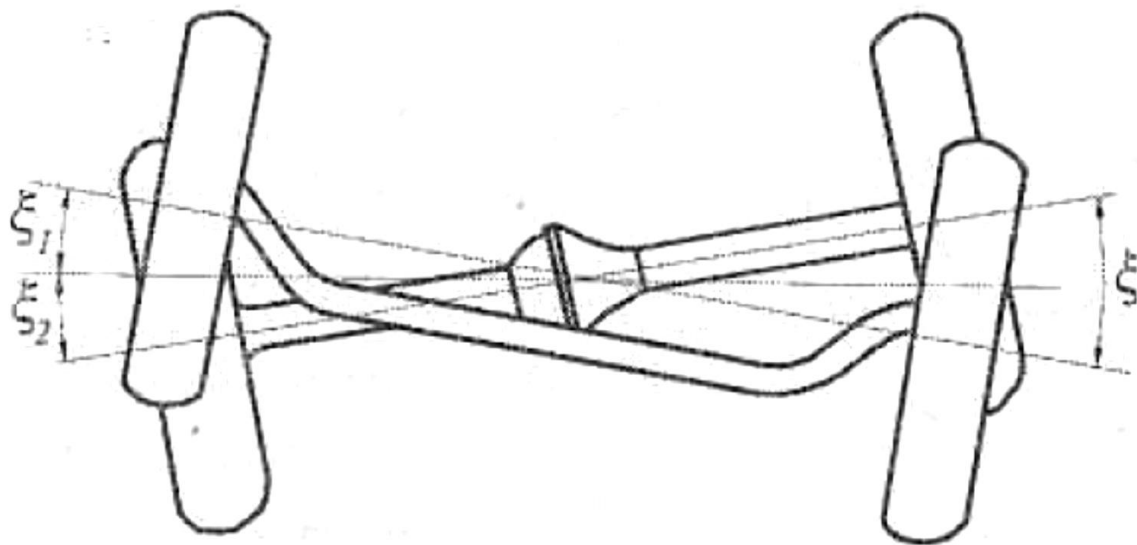


Рисунок 8.3 - Схема кутів перекосу мостів автомобіля

Коефіцієнт збігу слідів передніх і задніх коліс $\eta_c = b_{cn} / b_{cz}$, (рис. 8.4) (де b_{cn} і b_{cz} - ширина сліду за передніми і задніми колесами відповідно). Чим ближчий η_c до одиниці, тим менший опір руху автомобіля на деформованому ґрунті.

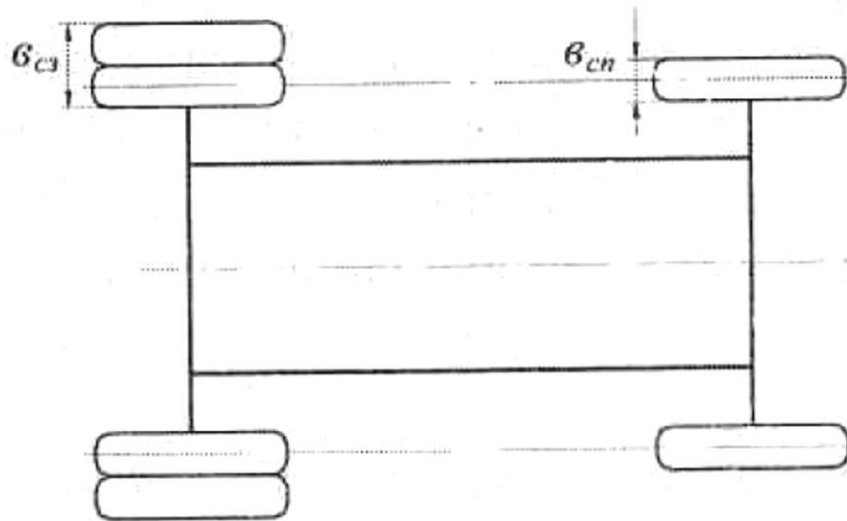


Рисунок 8.4 - Схема для визначення коефіцієнтів збігу слідів коліс

Ширина рову і висота подоланої граничної перешкоди. Можливість подолання рову визначається числом і розташуванням мостів, розміром коліс і положенням центра мас автомобіля за базою. Для двовісних і тривісних автомобілів ширина подоланого рову залежить від розмірів коліс. Випробування показують, що такі автомобілі здатні долати рів з міцними краями шириною до 1-1,3 радіуса колеса (великі значення характеризують автомобілі з усіма ведучими колесами).

Висота h_n подолання автомобілем порогової перешкоди (рис. 8.5) залежить здебільшого від розмірів колеса і твердості краю порогу. Максимальна висота подоланого неповноприводним автомобілем порогу становить 0,3-0,5 радіуса колеса, а повноприводними 0,5-0,8.

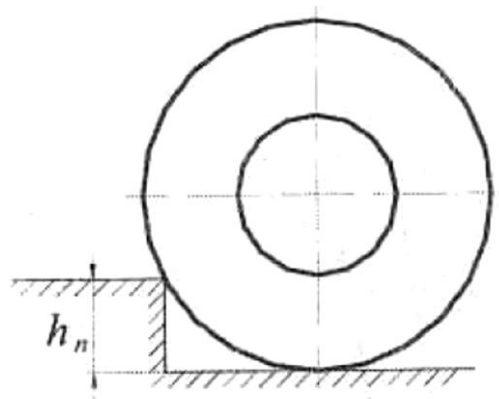


Рисунок 8.5 - Схема подолання колесом порогової перешкоди

Для автомобілів підвищеної і високої прохідності обов'язковим є такий параметр, як глибина подоланого броду, що залежить від конструкції автомобіля. При відповідному конструктивному виконанні глибина подоланого броду досягає 1,6-1,8 м.

8.3 Опорно-зчіпна прохідність

Опорно-зчіпні параметри автомобіля характеризують його прохідність під час руху деформованими ґрунтами (пісок, рілля, заболочена місцевість та ін.).

Для оцінки опорно-зчіпних параметрів скористаємося умовами можливості руху (2.22) і (2.24), припустивши що автомобіль здійснює рівномірний рух з невеликою швидкістю ($P_w \approx 0$) по горизонтальній дорозі:

$$P_f \leq P_k \leq P_\varphi$$

Підставивши у вираз (8.1) значення сил P_f , P_k , і P_φ , одержимо

$$G \cdot f \leq \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_\delta} \leq G_{зч} \cdot \varphi,$$

де $G_{зч}$ - вага, що припадає на ведучі колеса автомобіля.

Поділивши всі складові виразу (8.2) на G , одержимо:

$$f \leq \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_\delta \cdot G} \leq K_{зч} \cdot \varphi,$$

де $K_{зч} = G_{зч} / G$ - коефіцієнт зчіпної ваги, що вважається найважливішим показником опорно-зчіпної прохідності автомобіля (табл. 9.2).

$$\frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_\delta \cdot G} = \frac{P_k}{G} = D$$

Якщо $P_w = 0$, то , що дозволяє (8.3) записати в остаточному вигляді:

$$f \leq D \leq K_{зч} \cdot \varphi$$

Отримана формула дозволяє оцінити дію різних факторів на опорно-зчипну прохідність автомобіля.

З метою підвищення коефіцієнта $K_{зч}$ і, отже, поліпшення прохідності, на задню ведучу вісь вантажного автомобіля розподіляють велику частину ваги (для автомобілів 4×2 - 2/3 на ведучі колеса, для автомобілів 6×4 - 3/4) порівняно з передньою віссю і застосовують двосхилі колеса.

Таблиця 8.2 - Значення коефіцієнта зчипної ваги для різних автомобілів і різного навантаження

Тип автомобіля		$K_{зч}$
Легковий, задньоприводний, класичного компонування при навантаженні:	2 особи на передньому сидінні + багаж 160 кг	0,46-0,47
	5 осіб + багаж 40 кг	0,53-0,57
Легковий, передньоприводний, при навантаженні:	2 особи на передньому сидінні + багаж 160 кг	0,56-0,64
	5 осіб + багаж 40 кг	0,50-0,54
Вантажний 4×2 і 6×4 з осьовим навантаженням менше 60 кН:	порожній	0,50-0,55
	при повному навантаженні	0,72-0,76
Автопоїзд:	з осьовим навантаженням 60 кН повністю вантажений	0,40-0,43
	з осьовим навантаженням 100 кН повністю вантажений	0,27-0,31
Повноприводний		1,00

З цією самою метою автомобілі підвищеної прохідності виконуються повноприводними, причому часто з однаковим навантаженням на всі осі за відсутності двоскатних коліс.

Очевидно (8.4), що при підвищенні φ_x прохідність поліпшується, тому для цього застосовуються шини зі спеціальним рисунком протектора, на колеса надіваються ланцюги протиокочування, браслети і т.п.

При підвищенні динамічного фактора (питомого тягового зусилля) прохідність поліпшується за трьома причинами:

1) збільшення динамічного фактора забезпечує можливість руху важкопрохідною ділянкою з більш високою швидкістю, за якої час дії навантаження на ґрунт менший і менша деформація ґрунту й опір руху;

2) при більш високому питомому тяговому зусиллі скорочується кількість переключень передач, рідше відбувається розрив силового потоку і виникають пікові навантаження на ґрунт;

3) більш високі тягово-швидкісні властивості підвищують ефективність використання кінетичної енергії для подолання особливо важких ділянок.

Діапазон динамічного фактора дорожніх автомобілів становить близько 0,3-0,45, автомобілів підвищеної прохідності 0,6-0,9 і високої прохідності до 1,0.

Найбільш поширеним для оцінки опорно-зчіпних параметрів додатковим показником є середній тиск колеса в контакті, що дорівнює відношенню нормальної реакції опорної поверхні до контурної площі контакту $p_k = R_z / F_k$

Чим менший тиск, тим менший майже для всіх випадків руху опір рухові.

Інші показники опорно-зчіпної прохідності за змістом збігаються з показниками і параметрами тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Безпека дорожнього руху та автотранспортне право. Конспект лекцій для студентів спеціальності "Автомобілі та автомобільне господарство" усіх форм навчання / Уклад. В. Кищун. Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2006. - 155с.
2. Коноплянко В.И. Организация и безопасность дорожного движения: Учеб. для вузов.-М.: Транспорт, 1991.-183 с.
3. Зеркалов Д. В. та ін. Безпека руху автомобільного транспорту: Довідник. - К.: Основа, 2002. - 360 с.
4. Безмертний В.О. і ін. Основи керування автомобілем і безпека руху: Підручник / В. О. Безмертний, З. Д. Дерех, В. В. Іщенко.- К.: Вища шк., 1996.- 202 с.
5. Гатаса ТІ. В. і ін. Експертний аналіз дорожньо-транспортних пригод. - К.: Український центр післяаварійного захисту "Експерт-сервіс", 1995.-192 с.
6. Кременец Ю. А. Технические средства организации дорожного движения: Учеб. для вузов.-М.: Транспорт, 1990.-255 с.
7. Юридичний довідник автомобіліста / Упор. М. І. Мельник, М. І. Хавронюк.-К.: Оранта-прес, 1998.-300с.
8. Автомобільний транспорт в Україні. Нормативна база. - К.: КНТ, АТІКА, 2004.-504 с.
9. Плани та методичні рекомендації до семінарських занять з курсу "Правознавство" для студентів всіх форм навчання / Упор. Думало П. Г. - Луцьк: ЛП, 1996.-55 с.