

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування
Автотранспортний технікум

Навчальний посібник з предмету «Теорія і конструкція автомобілів» розділ теорія автомобіля



Укладач:

Кундеус О.В., викладач спеціальних дисциплін, автотранспортного технікуму НУВГП

Сердобінцев С.І. , викладач спеціальних дисциплін, вищої категорії автотранспортного технікуму НУВГП

Відповідальний за випуск:

Ничипуренко Н.В. , завідуючий видавничим центром автотранспортного технікуму НУВГП

Програму розглянуто і схвалено на засіданні циклової комісії «Автомобілі»
Протокол № __ від _____ р.

Голова комісії

В.В.Ємельянов.

Зміст

Вступ	6
Тема 1. Сили, які діють на автомобіль при його русі	
§ 1. Експлуатаційні властивості автомобіля	7
§ 2. Зовнішня швидкісна характеристика автомобільного двигуна	8
§ 3. Гальмівна характеристика двигуна	10
§ 4. Тягова сила на ведучих колесах, тягова характеристика автомобіля	11
§ 5. Радіуси колеса	14
§ 6. Коефіцієнт корисної дії трансмісії	14
§ 7. Сила опору кочення	15
§ 8. Сила опору підйому	16
§ 9. Сила опору дороги	17
§ 10. Сила опору повітря	17
§ 11. Сила опору розгону	17
§ 12. Рівняння руху автомобіля	18
§ 13. Сили зчеплення коліс з дорогою	18
§ 14. Нормальні реакції дороги	19
Тема 2. Тягова динамічність автомобіля	
§ 15. Силовий баланс автомобіля та його графік	22
§ 16. Потужний баланс автомобіля та його графік	23
§ 17. Динамічний фактор автомобіля	25
§ 18. Динамічний фактор по зчепленню	26
§ 19. Динамічний паспорт автомобіля	26
§ 20. Використання динамічного паспорта для визначення динамічних властивостей автомобіля	28
§ 21. Прискорення автомобіля та його графік	29
§ 22. Рух автомобіля накатом	30
§ 23. Динамічне подолання підйомів	31
§ 24. Вплив конструктивних факторів на тягову динамічність ав-ля	31
§ 25. Тягові можливості автопоїзда	32
Тема 3. Випробування автомобіля на динамічність.	
§ 26. Мета тягових досліджень	34
§ 27. Визначення тягової сили при стендових дослідженнях	34
§ 28. Визначення тягової сили при дорожніх дослідженнях	36
§ 29. Визначення коефіцієнта опору кочення і повітря при дорожніх дослідженнях	36

§ 30. Визначення коефіцієнт зчеплення в стендових і дорожніх дослідженнях	37
§ 31. Визначення прискорення і сповільнення автомобіля	38

Тема 4. Гальмівна динамічність автомобіля

§ 32. Вплив гальмівних властивостей на безпеку руху	39
§ 33. Схема сил, які діють на автомобіль при гальмуванні	39
§ 34. Гальмівна сила і гальмівний момент на колесах ав-ля	40
§ 35. Рівняння руху автомобіля при гальмуванні	40
§ 36. Сповільнення автомобіля при гальмуванні	41
§ 37. Зупиночний час автомобіля при гальмуванні	42
§ 38. Зупиночний шлях автомобіля при гальмуванні	43
§ 39. Нормальні реакції дороги при гальмуванні	44
§ 40. Розподіл гальмівної сили між мостами автомобіля	45
§ 41. Способи гальмування автомобіля	46
§ 42. Поняття про авто технічну експертизу, ДТП	47

Тема 5. Стійкість автомобіля

§ 43. Поняття про поперечну стійкість автомобіля	50
§ 44. Стійкість автомобіля при русі автомобіля з поперечним нахилом ..	50
§ 45. Стійкість автомобіля при русі на повороті	52
§ 46. Критична швидкість за умовою стійкості	53
§ 47. Занос автомобіля	54
§ 48. Занос передньої осі автомобіля	55
§ 49. Занос задньої осі автомобіля	56
§ 50. Стійкість автомобіля при русі на підйомі	57

Тема 6. Керованість автомобіля

§ 51. Вимоги до керованості, вимірювачі керованості	61
§ 52. Критична швидкість при умові керованості	61
§ 53. Бічне відведення коліс	62
§ 54. Критична швидкість при умові відведення	64
§ 55. Повертання автомобіля	64
§ 56. Рух автомобіля з недостатнім і надлишковим повертанням під дією бічної сили	66
§ 57. Стабілізація керованих коліс	67
§ 58. Кути встановлення керованих коліс	68
§ 59. Кутові коливання керованих коліс	69

Тема 7. Паливна економічність автомобіля

§ 60. Значення паливної економічності автомобіля для народного господарства	71
§ 61. Вимірювачі паливної економічності автомобіля	71
§ 62. Паливно-економічна характеристика	72
§ 63. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на витрату палива	73
§ 64. Паливна економічність автопоїзда	73
§ 65. Методи водіння автомобіля які зменшують витрату палива	74

Тема 8. Прохідність автомобіля

§ 66. Класифікація автомобілів по прохідності	76
§ 67. Геометричні показники прохідності	76
§ 68. Тягові і опорно зчіпні показники прохідності	77
§ 69. Вплив конструкції автомобіля на його прохідність	79

Тема 9. Плавність руху автомобіля

§ 70. Вплив конструкції автомобіля на його прохідність	82
§ 71. Вимірювання плавності руху	82
§ 72. Визначення частоти коливань	82
§ 73. Вплив коливань на організм людини	83
§ 74. Приведена жорсткість підвіски	85
§ 76. Засоби підвищення плавності руху автомобіля	86
§ 75. Коливання автомобіля	88

Вступ

Широка програма прискореного і гармонійного розвитку народного господарства України, ставить великі завдання перед автомобільним транспортом, що займає перше місце по масі перевезених вантажів серед інших видів транспорту. Рішення цих завдань неможливе без знання конструкції рухомого складу, уміння правильно оцінювати і аналізувати його експлуатаційні властивості.

При підготовці техніків-механіків по технічному обслуговуванню і ремонту автомобілів дисципліна «Автомобілі» є базовою і служить основою для вивчення інших предметів спеціального циклу. Метою курсу «Теорія і конструкція автомобіля» є вивчення експлуатаційних властивостей автомобілів, а також особливостей їх конструкції.

Теорія автомобіля вивчає його експлуатаційні властивості, що забезпечують перевезення вантажів і пасажирів з максимальними продуктивністю, безпекою і комфортабельністю при мінімальних трудових і матеріальних витратах. Теоретичний аналіз експлуатаційних властивостей допомагає з'ясувати граничні можливості автомобіля і реалізувати в експлуатаційних умовах переваги, якими володіє дана конструкція автомобіля.

Теорія автомобіля формувалася і розвивалася в результаті діяльності наукових організацій і учених багатьох країн.

Обов'язковою умовою успішного розвитку автомобільної техніки є відповідність її конструкції вимогам експлуатації. У соціалістичному плановому господарстві зміна конструкції і експлуатаційних властивостей рухомого складу повинно забезпечувати перевезення пасажирів і вантажів з максимальною безпекою при найменших витратах праці і засобів. У нашій країні розробка нових конструкцій автомобілів проводиться на основі перспективного типажу, який разом з потребами автомобільного транспорту враховує виробничі можливості автомобільної промисловості.

Над удосконаленням конструкції автомобілів працюють великі колективи наукових і учбових інститутів і конструкторських бюро автомобільних заводів, очолювані провідними фахівцями галузі.

Науково-дослідні інститути автомобільного транспорту вивчають характерні умови експлуатації автомобілів в нашій країні, узагальнюють досвід передових автотранспортних підприємств і водіїв, розробляють вимоги до новостворюваних транспортних засобів, що модернізуються, працюють над конкретизацією основних положень теорії автомобіля і додатком їх до рішення реальних завдань експлуатації.

Тема 1: Сили, які діють на автомобіль при його русі

§1. Експлуатаційні властивості автомобіля

Теорія автомобіля — це наука про його експлуатаційні властивості, які характеризують можливість ефективного використання автомобіля в певних умовах і дозволяють оцінити, якою мірою його конструкція відповідає цим умовам. Знання теорії автомобіля необхідно при проектуванні нових моделей, а також при виборі типів автомобілів відповідно до різних умов експлуатації. Реалізація досягнень теорії на практиці дає можливість підвищити продуктивність автомобіля й знизити собівартість перевезень. Для цього слід збільшити середню швидкість руху й зменшити витрати палива при одночасному збереженні безпеки руху й забезпеченні зручностей для водія й пасажирів.

У теорії автомобіля розглядають експлуатаційні властивості, безпосередньо пов'язані з рухом автомобіля. До них відносять динамічність, паливну економічність, керованість, стійкість, прохідність і плавність ходу автомобіля. Решт експлуатаційні властивості

Під динамічністю автомобіля розуміють його властивість перевозити вантажі й пасажирів з максимально можливою середньою швидкістю. Чим вище динамічність автомобіля, тим більше його продуктивність. Динамічність автомобіля залежить насамперед від його тягових і гальмових властивостей.

Паливна економічність — раціональне використання енергії палива при русі автомобіля. Витрати на паливо становлять значну частину вартості перевезень, тому чим менше витрати палива, тим нижче експлуатаційні витрати.

Керованість — властивість автомобіля змінювати напрямок руху при зміні положення керованих коліс.

Стійкість — властивість автомобіля, що забезпечує збереження напрямку руху й протидія силам, що прагнуть викликати замет і перекидання автомобіля. Особливо високі вимоги до стійкості автомобіля пред'являються при його роботі на слизьких дорогах і при русі з більшими швидкостями. Стійкість автомобіля разом з його керованістю й гальмовою динамічністю обумовлюють безпеку руху.

Прохідність — властивість автомобіля впевнено рухатися по погіршених (мокрим, слизьким) і поганим дорогам, пересіченій місцевості поза дорогами й переборювати природні й штучні перешкоди (канави, рови, пороги) без допоміжних пристроїв. Прохідність має велике значення для автомобілів, що працюють у сільському господарстві, лісовій промисловості, на будівництві, у кар'єрах.

Плавність ходу — властивість автомобіля рухатися по нерівних дорогах без сильних струсів кузова. Від плавності ходу залежать швидкість руху, витрата палива, схоронність вантажів і комфортабельність автомобіля.

Надійність — властивість автомобіля безвідмовно перевозити вантажі й пасажирів протягом певного строку без погіршення основних експлуатаційних показників.

Довговічність — властивість автомобіля зберігати працездатність до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування й ремонту.

Ремонтпридатність — властивість автомобіля, що визначає пристосованість до попередження й виявлення причин виникнення відмов, ушкоджень і усуненню їхніх наслідків шляхом проведення ремонтів і технічного обслуговування.

Експлуатаційні властивості автомобіля оцінюють за допомогою системи вимірників і показників.

Вимірник — це одиниця виміру експлуатаційної властивості автомобіля. Наприклад, вимірником динамічності автомобіля служать швидкість і прискорення. Вимірник характеризує експлуатаційна властивість із якісної сторони, іноді для повної оцінки властивості необхідно кілька вимірників.

Показник — це число, що характеризує величину вимірника, його кількісне значення. Показник дозволяє оцінити експлуатаційна властивість автомобіля за певних умов роботи. Звичайно показник використовують для встановлення граничних можливостей автомобіля в конкретних умовах експлуатації. Так, одним з показників тягової динамічності автомобіля є максимальна швидкість, що розвивається їм на горизонтальній ділянці дороги з гарним покриттям.

§2. Зовнішня швидкісна характеристика автомобільного двигуна.

Зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна називають графічну залежність ефективної потужності і ефективного крутного моменту від частоти обертання колінчатого валу при повному відкритті дросельної заслінки.

Є два методи побудови швидкісної характеристики двигуна.

1) По стендовим випробуванням двигуна.

Двигун встановлюють на стенд і його колінчастий вал з'єднують з гальмівним механізмом. (механічний, гідравлічний, електричний).

Перші показники, потужність, крутний момент, знімають при мінімальних обертах двигуна. Для цього колінчастий вал двигуна

загальмовують до мінімальних обертів. Поступово розгальмовуємо колінчастий вал двигуна і знімаємо 6...8 показників. Останнє зняття показника роблять при повному розгальмованому колінчастому валу.

Зняті показники заносяться до таблиці 1.

Таблиця 1.

n_e , рад/с						
N_e , кВт						
Me , Н·м						

По даних таблиці 1 будують графік швидкісної характеристики двигуна.

При отриманні стендових даних слід мати на увазі, що двигун на стенді випробовують без глушника, а також без генератора та інших споживачів потужності. В наслідок цього потужність і момент, вказані в заводських характеристиках, на 10...20% більше відповідних параметрів двигуна, встановлених на автомобілі.

Методика випробування експлуатаційних властивостей автомобіля з карбюраторним двигуном і дизельним не мають великих відмінностей.

2) Розрахунковий, по формулам Лейдермана.

Дано: $N_{e \max}$ – максимальна потужність двигуна;

ω_N – частота обертання колінчастого валу при максимальній потужності;

ω_e – проміжні значення частоти обертання колінчастого валу двигуна вибирають в межах (0,2; 0,4; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,2;) від ω_N .

Для прийнятих до розрахунку значень ω_e , потужність розраховуємо за формулою:

$$N_e = N_{e \max} \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \text{ кВт; (1)}$$

Де a, b, c – емпіричні коефіцієнти, які залежать від типу двигуна.

- для чотирьохтактного карбюраторного двигуна

$$a = b = c = 1,0$$

- для чотирьохтактного дизельного двигуна

$$a = 0,53 \quad b = 1,56 \quad c = 1,09$$

- для двохтактного карбюраторного двигуна

$$a = 0,87 \quad b = 1,13 \quad c = 1,00$$

Крутний момент, для прийнятих до розрахунку значення ω_e , розраховуємо за формулою:

$$M_e = \frac{10^3 \cdot N_e}{\omega_e}, \text{ Н м; } (2)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 1 і по її даним будуємо швидкісну характеристику двигуна.

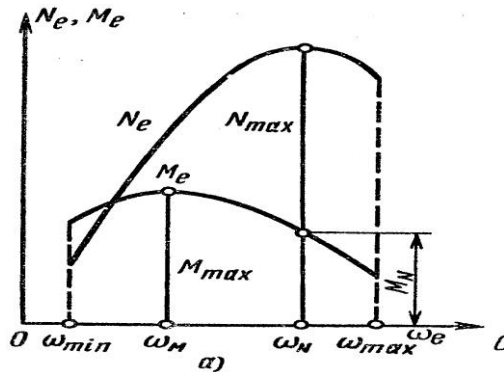


рис 1. Зовнішньо швидкісна характеристика двигуна

§ 3. Гальмівна характеристика двигуна.

Гальмівна характеристика двигуна – це залежність моменту $M_{т.д}$ і потужності $N_{т.д}$ тертя в двигуні від кутової швидкості ω_e .

Зовнішньою гальмівною характеристикою двигуна називають криві, які характеризують $M_{т.д}$ і $N_{т.д}$ при вимкнутому запаленні і повністю прикритій дросельній заслінці. Ця крива (крива 1) визначає максимальні значення гальмівного моменту в експлуатаційних умовах при гальмуванні автомобіля двигуном останній працює частіше всього на режимі примусового холостого ходу з включеним запаленням (крива 2).

Гальмівний момент двигуна (в Н м), який відповідає цьому режиму, в діапазоні кутових швидкостей 200...400 рад/с, більш точно описується формулою:

$$M_{т.д} = V_l (a_M \omega_e - b_M), \text{ Н м; } (3)$$

де: V_l – робочий об'єм двигуна, л;

ω_e – кутова швидкість, рад/с;

a_M і b_M – емпіричні коефіцієнти (для карбюраторного двигуна $a_M = 0,007...0,001$ і $b_M = 0,12...0,17$; для дизельного двигуна $a_M = 0,01...0,012$ і $b_M = 0,08...0,12$).

Внутрішнє тертя в двигуні часто використовують для плавного зниження швидкості автомобіля або підтримання його в заданих межах (при спуску). При цьому інколи штучно підвищують $M_{т.д}$, наприклад, перекривають на деякий час випускну трубу двигуна (гальмування двигуном).

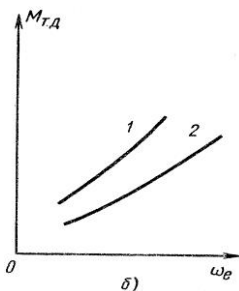


рис 2. Гальмівна характеристика двигуна

§ 4. Тягова сила на ведучих колесах, тягова характеристика автомобіля.

При русі автомобіля на нього діють наступні сили і моменти:

P_T – тягова сила на ведучих колесах; P_f – сила опору кочення;

P_a – сила опору підйому;

P_w – сила опору повітря; P_j – сила опору підйому;

G_a – сила маси автомобіля.

z_{k1} – нормальна реакція дороги на передніх колесах;

z_{k2} – нормальна реакція дороги на задніх колесах;

M_k – крутний момент на ведучих колесах;

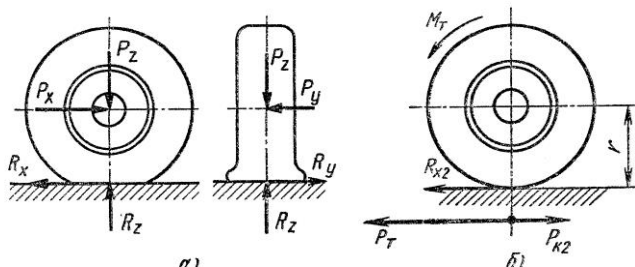


Рис.3. Реакції дороги, що діють на колесо

Рівнодійну всіх сил, що діють із боку дороги на колесо в області контакту, називають реакцією дороги. Її можна представити у вигляді трьох складових: нормальної R_z , перпендикулярній дорозі (Рис 3.а), дотичній R_x діючої в площині дороги й у площині колеса, і поперечної R_y дороги, що лежить у площині, і перпендикулярної колесу. Виникнення реакцій R_x і R_y можливо лише при наявності реакції R_z .

При русі автомобіля колесо, обертаючись під дією прикладеного до нього крутного моменту M_T (Рис 3.б), прагне зрушити назад верхній шар дорожнього покриття. З боку дороги на ведуче колесо в зоні контакту діє протилежно спрямована сила - дотична реакція дороги R_{x2} . При коченні колеса неминучі необоротні втрати в шинах, тому для автомобіля використовується не весь момент, підведений до ведучих коліс, а лише деяка його частина. Як вказувалося вище, усі сили, діючі на автомобіль, для зручності вивчення ділять на сили рушійні й сили, що чинять опір руху. Відповідно до цього поділу дійсну R_{x2} , прикладену до колеса з боку дороги, умовно представляють у вигляді різниці двох сил: сили тяги P_T і сили, що враховує втрати енергії в шинах ведучих коліс P_{K2} :

$$R_{x2} = P_T - P_{K2}$$

Тягова сила на ведучих колесах залежить від крутного моменту на них. Крутний момент на ведучих колесах розраховують за формулою:

$$M_T = M_e \cdot U_k \cdot U_p \cdot U_{гп} \cdot \eta_{тр}; \quad H \cdot m \quad (4)$$

Де: M_e – крутний момент двигуна;

U_k – передаточне число коробки передач;

U_p – передаточне число роздавальної коробки передач;

$U_{гп}$ – передаточне число головної передачі;

$\eta_{тр}$ – ккд трансмісії.

Тягову силу на ведучих колесах розраховують за формулою:

$$P_T = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_p \cdot U_{гп} \cdot \eta_{тр}}{r_k}; \quad H \quad (5)$$

Тяговою характеристикою автомобіля називають графічну залежність тягової сили від швидкості руху на всіх передачах.

Швидкість руху автомобіля розраховують за формулою:

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_k}{U_k \cdot U_p \cdot U_{гп}}; \quad m/c \quad (6)$$

Де: ω_e – частота обертання колінчастого валу, для розрахунку беремо з таблиці 1.

Розрахунок швидкості руху найкраще починати з прямої передачі, де передаточне число $U_k = 1,0$.

Всі отримані результати заносимо до таблиці 2, а швидкість руху на інших передачах розраховуємо табличним методом, за формулами:

$$\text{для } I \text{ передачі: } V_{a1} = \frac{V_{a4}}{U_{k1}}; \quad m/c \quad (7)$$

для II передачі:
$$V_{a2} = \frac{V_{a4}}{U_{k2}}; \text{ м/с } (8)$$

для III передачі:
$$V_{a3} = \frac{V_{a4}}{U_{k3}}; \text{ м/с } (9)$$

Таблиця 2.

$V_{a1}, \text{ м/с}$					
$P_{T1}, \text{ Н}$					
$P_{w1}, \text{ Н}$					
D_{a1}					
.....					
$V_{a4}, \text{ м/с}$					
$P_{T4}, \text{ Н}$					
$P_{w4}, \text{ Н}$					
D_{a4}					

Розрахунок тягової сили ведеться для прямої передачі за формулою.

$$P_T = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_p \cdot U_{zn} \cdot \eta_{mp}}{r_k}; \text{ Н } (10)$$

Отримані результати розрахунків заносимо до таблиці 2, а тягову силу на інших передачах розраховуємо табличним методом, за формулами:

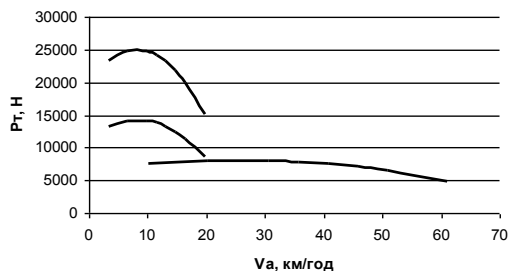
для I передачі $P_{T1} = P_{T4} \cdot U_{k1}; (11)$

для II передачі $P_{T2} = P_{T4} \cdot U_{k2}; (12)$

для III передачі $P_{T3} = P_{T4} \cdot U_{k3}; (13)$

За даними таблиці 2 будуємо графік тягової характеристики автомобіля.

Графік тягової характеристики



§ 5. Радіуси колеса

Колеса сучасних автомобілів обладнують пневматичними шинами, які забезпечують їм велику еластичність по всім напрямках: радіальному, тангенціальному, боковому.

Тому радіус автомобільного колеса не є постійною величиною, а змінюється під дією сил, які діють на нього.

Розрізняють наступні радіуси колеса:

ВІЛЬНИЙ – відстань від вісі колеса до нижньої його точки, при чому колесо не спирається на опорну поверхню.

Залежить від тиску повітря в шинах.

СТАТИЧНИЙ – відстань від вісі нерухомого колеса до опорної поверхні.

Залежить від тиску повітря в шинах і маси автомобіля, що діє на колесо.

ДИНАМІЧНИЙ – відстань від осі рухомого колеса до опорної поверхні.

Залежить від тиску повітря в шинах і маси автомобіля, яка діє на колесо і лінійної та кутової швидкості.

РАДІУС КОЧЕСА – це радіус рухомого колеса, яке умовно не деформоване, але має з дійсним колесом однакову лінійну і кутову швидкість.

Розраховують за формулою:

$$r_k = \frac{d}{2} + 0,85 \cdot B, \text{ м (13)}$$

де d – посадочний діаметр обода колеса;

B – ширина профілю шини.

Так як розміри дають в різних величинах вимірювання, то необхідно в розрахункову формулу входить перевідний коефіцієнт: 1 дюйм = 25,4 мм.

ПРИКЛАД:

Розмір шини 160-330 $d = 330 \text{ мм}, B = 160 \text{ мм}.$

Розмір шини 175-13 $d = 13 \text{ дюйм}, B = 175 \text{ мм}. r_k = (25,4 \cdot 13)/2 + 0,85 \cdot 175, \text{ мм}$

Розмір шини 7,35-14 $d = 14 \text{ дюйм}, B = 7,35 \text{ дюйм}. r_k = 25,4(14/2 + 0,85 \cdot 7,35) \text{ мм}$

Розмір радіус кочення колеса отримують в мм якщо необхідно то переводимо його в метри.

§ 6. Коефіцієнт корисної дії трансмісії

Потужність від двигуна до ведучих коліс передається агрегатами трансмісії. Частина потужності при цьому втрачається на подолання тертя в зачепленні зубчастих коліс коробки передач і головної передачі ведучого

моста, в карданних шарнірах, підшипниках та сальниках, на подолання тертя зубчастих коліс о мастило та на його розкидання.

ККД трансмісії можна визначити за формулою:

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_e} = \frac{N_e - N_{\text{тр}}}{N_e} \cdot (14)$$

де $N_{\text{к}}$ – потужність на ведучих колесах автомобіля;

N_e – ефективна потужність двигуна;

$N_{\text{тр}}$ – втрата потужності в трансмісії.

Приблизні значення прямого (при роботі двигуна з повним навантаженням) і оберненого (при примусовому холостому ході) ККД наведено нижче.

ККД трансмісії	$\eta_{\text{тр}}$	$\eta_{\text{обр}}$
- спортивні, гоночні	0,90...0,95	0,80...0,85
- легкові	0,90...0,92	0,80...0,82
- вантажні і автобуси	0,82...0,85	0,75...0,78
- підвищеної прохідності	0,80...0,85	0,73...0,76

§ 7. Сила опору кочення

Під дією на колесах маси $G_{\text{к}}$, із сторони дороги виникає нормальна реакція $Z_{\text{к}}$. Так як по ходу руху колеса деформація в передній частині шини більша, ніж в задній, то нормальна реакція дороги $Z_{\text{к}}$ – зміщується на відстань a по ходу руху автомобіля.

Так як реакція $Z_{\text{к}}$, це сила, а вона має плече - a -, то виникає момент опору кочення для одного колеса - $Z_{\text{к}} \cdot a$;

З умови рівноваги колеса

$$Z_{\text{к}} \cdot a = P_{\text{f}} \cdot r_{\text{к}}, H \quad (15)$$

де $r_{\text{к}}$ – радіус кочення колеса

Знаходимо силу опору кочення для одного колеса

$$P_{\text{f}} = Z_{\text{к}} \cdot a / r_{\text{к}}, H \quad (16)$$

$a / r_{\text{к}} = f$ – коефіцієнт опору кочення.

Нижче приведено значення коефіцієнту опору кочення.

Коефіцієнт опору кочення	f при $V < 15$ м/с	f при $V > 15$ м/с
Асфальтобетон або цементобетонне покриття	0,014	0,014...0,018
Бруківка	0,025	0,023...0,030
Дорога з гравійним покриттям	0,02	0,020...0,025
Грунтова дорога: суха в катана	---	0,025...0,035
після дощу	---	0,050...0,150
Пісок	---	0,10 ... 0,30
вкатаний сніг	---	0,07 ... 0,10

Сила опору кочення, для автомобіля, розраховується за формулою.

$$P_f = G_a \cdot f, H \quad (17)$$

Потужність яка необхідна для подолання сили опору кочення, розраховується за формулою:

$$N_f = P_f \cdot V_a = G_a \cdot f \cdot V_a, \text{ кВт} \quad (18)$$

де V_a – швидкість руху автомобіля.

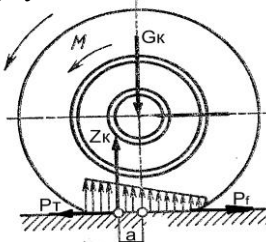


Рис 4. Опір коченню колеса по твердій поверхні.

§ 8. Сила опору підйому

Автомобільні дороги мають багато підйомів та спусків. Крутизна підйому характеризується кутом „ α - альфа” в градусах або нахилом дороги i , який являє собою відношення підйому H до довжини B

При русі автомобіля на підйомі його повна маса G_a розкладається на дві складових, які діють паралельно площині дороги $G_a \sin \alpha$ і перпендикулярно площині дороги $G_a \cos \alpha$.

Складова маси ваги автомобіля, яка діє паралельно площині дороги і є силою опору підйому, розраховується за формулою:

$$P_a = G_a \cdot \sin \alpha, H \quad (19)$$

Потужність, яка необхідна для подолання сили опору підйому, розраховують за формулою.

$$N_a = P_a \cdot V_a = G_a \cdot \sin \alpha \cdot V_a, \text{ кВт} \quad (20)$$

При русі автомобіля на спуску сила P_a направлена в сторону руху автомобіля і являється рухомою силою. Тому кут „ α - альфа” і нахил дороги i рахують додатній при русі автомобіля і від’ємним при русі на спуску.

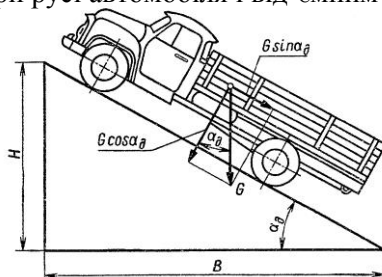


Рис 5. Сила опору підйому

§ 9. Сила опору дороги

Так як, сила опору кочення P_f і сила опору підйому P_a діють із сторони дороги, то можна їх поєднати і отримати одну силу, яка діє із сторони дороги.

$$P_{\Psi} = P_f \pm P_a, H \quad (21)$$

+ - на підйомі - - на спуску.

Підставивши значення сил

$$P_{\Psi} = G_a \cdot f \pm G_a \cdot \sin \alpha = G_a \cdot (f \pm \sin \alpha), H \quad (22)$$

$f \pm \sin \alpha = \Psi$ – сумарний коефіцієнт опору дороги

$$P_{\Psi} = \Psi \cdot G_a, H \quad (23)$$

Потужність, яка необхідна для подолання сили опору дороги, розраховують за формулою.

$$N_{\Psi} = P_{\Psi} \cdot V_a = \Psi \cdot G_a \cdot V_a, \kappa Bm \quad (24)$$

§ 10. Сила опору повітря

При русі автомобіля повітря в наслідок зіткнення з лобовою площиною автомобіля, починає стискатися і обтікати його. В наслідок цього, за автомобілем виникає зона розрідження, а потім зона завихрення.

Силу опору повітря встановлюють експериментальним шляхом, в аеродинамічній трубі і розраховують за формулою:

$$P_w = K \cdot F \cdot V_a^2, H \quad (25)$$

де: K – коефіцієнт опору повітря;

F – лобова площа автомобіля.

$$F = 0,78 \cdot B \cdot H, m^2 \text{ – для легкового автомобіля; } \quad (26)$$

$$F = B \cdot H, m^2 \text{ – для вантажного автомобіля і автобусів. } \quad (27)$$

де: B – колія передніх коліс (ширина автомобіля);

H – габаритна висота автомобіля.

$$K \cdot F = W, \text{ н с}^2/\text{м}^2 \text{ – фактор обтічності автомобіля. } \quad (28)$$

$$P_w = W \cdot V_a^2, H \quad (29)$$

Потужність, яка необхідна для подолання сили опору повітря, розраховують за формулою.

$$N_w = P_w \cdot V_a = K \cdot F \cdot V_a^3, \kappa Bm \quad (30)$$

§ 11. Сила опору розгону

При русі автомобіля з місця та при його розгоні виникає сила опору розгону, яка розраховується за формулою.

$$P_j = \frac{G_a \cdot J \cdot \delta}{g}; H \quad (31)$$

де: G_a – повна маса автомобіля;

j – прискорення автомобіля;

δ – коефіцієнт важких обертових мас автомобіля (маховик, колеса), який враховує втрати потужності на їх розгін.

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Потужність, яка необхідна для подолання сили опору розгону, розраховується за формулою:

$$N_j = P_j \cdot V = \frac{G_a \cdot j \cdot \delta \cdot V_a}{g}; \text{ кВт (32)}$$

§ 12. Рівняння руху автомобіля

При русі автомобіля, його тягова сила витрачається на подолання сил опору руху.

$$P_T - P_f - P_{\dot{a}} - P_w - P_j = 0 \quad (33)$$

Де: P_T – тягова сила на ведучих колесах;

P_f – сила опору кочення;

$P_{\dot{a}}$ – сила опору підйому;

P_w – сила опору повітря;

P_j – сила опору підйому.

Якщо підставити значення сил, то отримаємо наступне рівняння:

$$M_e \cdot U_k \cdot U_p \cdot U_{гп} \cdot \eta_{тр} / r_k - f \cdot G_a - G_a \cdot \sin \alpha - K \cdot F \cdot V_a^2 - G_a \cdot j \cdot \delta / g = 0 \quad (34)$$

§ 13. Сили зчеплення коліс з дорогою

Умова можливості руху автомобіля

$$P_{\phi} \geq P_T \quad (35)$$

Сила зчеплення коліс з дорогою залежить від коефіцієнта зчеплення ϕ і маси автомобіля яка притискає колеса до дороги.

Сила зчеплення, для одного колеса розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = \phi \cdot z_k; H \quad (36)$$

Де: z_k – нормальна реакція дороги;

ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Сила зчеплення, для передньої осі розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = \phi \cdot 2z_{k1} = \phi \cdot G_1; H \quad (37)$$

Сила зчеплення, для задньої осі розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = \phi \cdot 2z_{k2} = \phi \cdot G_2; H \quad (38)$$

Сила зчеплення, для автомобіля розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = \phi \cdot G_1 + \phi \cdot G_2 = \phi \cdot (G_1 + G_2) = \phi \cdot G_a; \quad (39)$$

На дорогах з твердим покриттям коефіцієнт зчеплення залежить в першу чергу від тертя ковзання між гумою і покриттям. При попаданні води коефіцієнт зменшується, із-за утворення плівки з частин ґрунту та води.

Великий вплив на коефіцієнт зчеплення має малюнок протектора. На легкових автомобілях наносять мілкий малюнок. На вантажних автомобілях крупний малюнок з широкими і глибокими впадинами, що дає змогу врізатися в ґрунт.

Із збільшенням швидкості коефіцієнт зчеплення зменшується.

Нижче приведені значення коефіцієнту зчеплення.

Таблиця 4

Стан поверхні	Суха	Мокра	Стан поверхні	Суха	Мокра
Асфальтобетон	0,7 ..0,8	0,35 ..0,45	Цементобетонне	0,7 ..0,8	0,35 ..0,45
Щебінь	0,6.. 0,7	0,3 ... 0,4	Лід	0,1 ... 0,2	
Ґрунт	0,5.. 0,6	0,2 ... 0,4	Сніг	0,2 ... 0,3	

§ 14. Нормальні реакції дороги

Нормальні реакції дороги на колесах нерухомого автомобіля, розраховують за формулою:

Для передньої осі автомобіля

$$z_{k1} = G_1 = Ga \cdot \frac{b}{L}; H \quad (40)$$

Для задньої осі автомобіля

$$z_{k1} = G_2 = Ga \cdot \frac{a}{L}; H \quad (41)$$

де: a – відстань від центру ваги автомобіля до передньої осі;

b – відстань від центру ваги автомобіля до задньої осі;

L – база автомобіля. $L = a + b$, м

При рівномірному русі автомобіля:

Для передньої осі автомобіля

$$z_{k1} = \frac{Ga \cdot (b - \varphi \cdot h_c)}{L - \varphi \cdot h_c}; H \quad (42)$$

Для задньої осі автомобіля

$$z_{k2} = \frac{G_a \cdot a}{L - \varphi \cdot h_c}; H \quad (43)$$

де: h_c – висота центру ваги автомобіля.

При розгоні автомобіля навантаження на передню вісь зменшується, на задню – збільшується. В цьому випадку нормальні реакції дороги розраховують через коефіцієнт зміни нормальних реакцій.

Якщо відомо тягова сила, то коефіцієнт змін нормальних реакцій розраховують за формулами:

Для передньої осі автомобіля

$$m_{p1} = 1 - \frac{P_T \cdot h_c}{G_a \cdot b}; \quad (44)$$

Для задньої осі автомобіля

$$m_{p2} = 1 + \frac{P_T \cdot h_c}{G_a \cdot a}; \quad (45)$$

Якщо тягова сила невідома, то дані коефіцієнт змін нормальних реакцій визначаємо за формулами:

Для передньої осі автомобіля

$$m_{p1} = \frac{L(b - \phi h_c)}{b(L - \phi h_c)} \quad (46)$$

Для задньої осі автомобіля

$$m_{p1} = \frac{L}{L - \phi h_c} \quad (47)$$

По відомим коефіцієнтам нормальні реакції розраховують за формулами:

Для передньої осі автомобіля

$$Z_{k1} = m_{p1} \cdot G_1; \quad H \quad (48)$$

Для задньої осі автомобіля

$$Z_{k2} = m_{p2} \cdot G_2; \quad H \quad (49)$$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Що таке швидкісна характеристика двигуна і як вона визначається?
2. Від яких чинників залежить ККД трансмісії і які його середні значення для автомобілів різних типів?
3. Які причини викликають опір коченню, опір підйому і опір дорогі?
4. Назвіть середні значення коефіцієнта опору коченню для доріг різних типів?
5. Від чого залежить сила опору повітря?
6. Що таке коефіцієнт оберткових мас? Чому він рівний?
7. Від яких чинників залежить коефіцієнт зчеплення і які його середні значення для доріг різних типів?
8. Напишіть умова можливості руху автомобіля
9. Що таке коефіцієнт зміни реакції і як його визначити?
10. Навіщо потрібне рівняння руху автомобіля і які величини в нього входять?

ЗАВДАННЯ.

1. Визначити, використовуючи емпіричну формулу, як змінюються ефективна потужність і момент карбюраторного двигуна при збільшенні кутової швидкості колінчастого валу від 100 до 150 рад/с, якщо $N_{\max} = 120$ кВт, $\omega_N = 200$ рад/с.
2. Визначити ККД трансмісії автомобіля при русі його на прямій передачі із швидкістю 10 м/с по ділянках дороги з малим і великим опором. На першій ділянці момент двигуна, що крутить, рівний 25 Н м, а на другому 100 Н м. Номінальна

повна вага автомобіля 15 кН. Автомобіль має одинарну головну передачу ($u_0 = 4,5$) і карданну передачу з трьома карданными шарнірами. Радіус коліс 0,35 м.

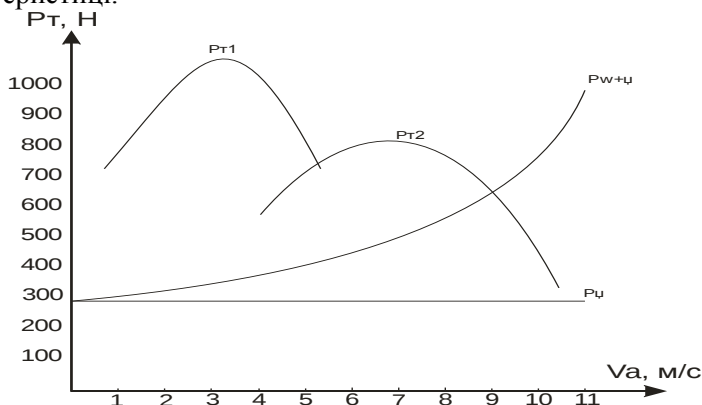
3. Вага вантажного автомобіля рівна 55 кН, а база 4 м. Центр тяжіння знаходиться на відстані 1,2 м від заднього моста на висоті 0,9 м від площини дороги. Визначити нормальні реакції на передній і задній мости в статичному стані і при рівномірному русі автомобіля з малою швидкістю по горизонтальній дорозі, якщо сила тяги рівна 1100Н.

4. Обчислити коефіцієнти зміни нормальних реакцій автомобіля за даними попереднього завдання для випадку руху його по сухому асфальтобетонному шосе з повним використанням зчеплення привідними колесами.

Тема 2: Тягова динамічність автомобіля

§ 15. Силовий баланс автомобіля та його графік.

Силовий баланс автомобіля вирішується графічним методом на його тяговій характеристиці.



Силовий баланс розраховується за формулою:

$$P_T = P_\Psi + P_w + P_j = \Psi \cdot G_a + K \cdot F \cdot V_a^2 + \frac{G_a \cdot J \cdot \delta}{g}; \quad (50)$$

де: P_T – тягова сила на ведучих колесах;

P_Ψ – сумарна сила опору дороги;

P_w – сила опору повітря;

P_j – сила опору розгону;

Ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

G_a – повна маса автомобіля;

K – коефіцієнт опору повітря;

F – лобова площа автомобіля;

V_a – швидкість руху автомобіля;

j – прискорення автомобіля;

δ – коефіцієнт важких обертових мас автомобіля;

g – прискорення вільного падіння.

Приклад 1: Дано $\Psi = 0,03$; $G_a = 10000$ Н

$P_\Psi = \Psi \cdot G_a = 0,03 \cdot 10000 = 300$ Н

Отримане значення сили – P_Ψ – відкладаємо по шкалі – P_T – і через відкладену точку, проводимо пряму лінію, паралельно осі швидкості.

Для побудови сили опору повітря, до розрахунків приймаємо 6...8 значень швидкості від $V_{a\min}$ до $V_{a\max}$

Провівши розрахунки, для кожного значення швидкості відкладаємо їх значення від лінії – P_{Ψ} –, відкладені точки, з'єднуємо плавною кривою лінією.

Так як, кожна точка графіка відповідає сталій швидкості, то прискорення, в цьому випадку рівне нулю, відповідно і сила опору розгону теж буде рівна нулю $P_j = 0$, тобто воно не розраховується і на графіку не будується.

Приклад 2: В заданих дорожніх умовах $\Psi = 0,03$, визначити максимальну швидкість руху автомобіля?

Так як в точці перетину кривої тягова сила на третій передачі з кривою сили опору повітря, тягова сила рівна нулю, то з даної точки перетину опускаємо перпендикуляр на вісь швидкості, в даному випадку $V_{a_{\max}} = 9$ м/с.

Приклад 3: Визначити запас тягової сили при русі автомобіля на третій передачі з швидкістю 7 м/с ?

Запас тягової сили розраховується за формулою:

$$P_3 = P_T - P_{\Psi} - P_w, \text{ Н (51)}$$

З точки $V_a = 7$ м/с проводимо вертикальну лінію до перетину з кривою тягової сили третій передачі, знаходимо $P_{T3} = 650$ Н, спроектувавши цю точку перетину на шкалу тягової сили.

Спроектувавши точку перетину вертикальної лінії, встановленої з точки $V_a = 7$ м/с, з кривою лінією – P_w – знаходимо

$$P_w = 425 - 300 = 125 \text{ Н}$$

$$\text{Тоді } P_3 = P_T - P_{\Psi} - P_w = 650 - 300 - 125 = 225 \text{ Н}$$

Запас тягової сили використовується при русі автомобіля з місця, а також для подолання додаткового опору руху (наприклад підйому), без переключення на понижену передачу.

§ 16. Потужний баланс автомобіля та його графік.

Потужний баланс автомобіля являє собою витрату потужності на подолання сил опору руху і розраховується за формулою.

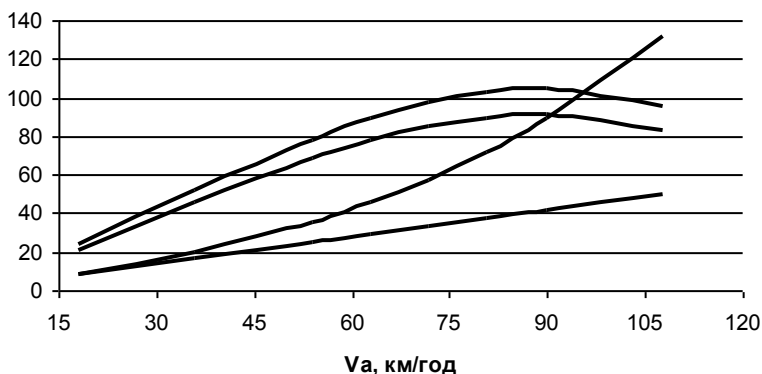
$$N_e = N_f + N_a + N_w + N_j; \text{ кВт (52)}$$

$$N_e = f \cdot G_a \cdot V_a + G_a \cdot \sin \alpha \cdot V_a + K \cdot F \cdot V_a^3 + (G_a \cdot j \cdot \delta \cdot V_a / g) \text{ (53)}$$

де: N_f – потужність, яка витрачається на подолання сили опору кочення;

N_a – потужність, яка витрачається на подолання сили опору підйому;

N_w – потужність, яка витрачається на подолання сили опору повітря;
 N_j – потужність, яка витрачається на подолання сили опору розгону;
 f – коефіцієнт опору кочення;
 G_a – повна маса автомобіля;
 V_a – швидкість руху автомобіля;
 K – коефіцієнт опору повітря;
 F – лобова площа автомобіля;
 j – прискорення руху автомобіля;
 δ – коефіцієнт тяжких обертових мас автомобіля;
 g – прискорення вільного падіння.



Потужність, яка витрачається на подолання сили опору кочення, N_f розраховуємо при максимальній швидкості. Отримане значення відкладаємо від осі швидкості і відкладену точку з'єднуємо з початком координат.

Потужність, яка витрачається на подолання сил опору підйому N_a , також розраховуємо при максимальній швидкості, отримане значення відкладаємо від лінії – N_f – і відкладену точку з'єднуємо з початком координат.

Потужність, яка витрачається на подолання сил опору повітря N_w , розраховується для декількох значень швидкості від $V_{a_{min}}$ до $V_{a_{max}}$ отримані значення відкладаємо від лінії N_a і відкладені точки з'єднуємо плавною кривою.

В кожній точці графіка швидкість стала, тобто прискорення рівне нулю, відповідно і потужність $N_j = 0$.

Далі будуємо криву ефективності потужності, використовуючи методику розрахунку і побудови графіка швидкісної характеристики двигуна.

Будуємо криву потужності на ведучих колесах, розрахунок ведемо за формулою:

$$N_k = N_e \cdot \eta_{тр}, \text{ кВт} \quad (54)$$

Значення N_e , для розрахунків, беремо з графіку потужного балансу автомобіля.

Задачі які вирішують по потужному балансу автомобіля, аналогічні задачам, які вирішують по силовому балансу автомобіля.

§ 17. Динамічний фактор автомобіля.

Розрахунковою формулою динамічного фактору автомобіля виводимо з силового балансу автомобіля.

$$P_T = P_\Psi + P_w + P_j, \text{ Н} \quad (55)$$

Для цього сили, які не залежать від маси автомобіля записуємо з лівої частини рівняння, які залежать – в правій.

$$P_T - P_w = P_\Psi + P_j \quad (56)$$

$$\text{або} \quad P_T - P_w = \Psi \cdot G_a + \frac{G_a \cdot J \cdot \delta}{g}; \quad (57)$$

де P_T – тягова сила на ведучих колесах автомобіля;

P_w – сила опору повітря;

P_Ψ – сумарна сила опору дороги;

P_j – сила опору розгону;

Ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

G_a – повна маса автомобіля;

j – прискорення автомобіля;

δ – коефіцієнт тяжких обертових мас автомобіля.

g – прискорення вільного падіння.

Поділимо обидві частини рівняння на повну масу автомобіля

$$P_T - P_w / G_a = \Psi + \frac{J \cdot \delta}{g}; \quad (58)$$

Відношення надлишкової тягової сили ($P_T - P_w$) до повної маси автомобіля позначаємо через – D_a – і називаємо динамічним фактором автомобіля.

$$D_a = P_T - P_w / G_a; \quad (59)$$

Так як, права частина рівняння рівна лівій, то динамічний фактор можна розрахувати і через коефіцієнти:

$$D_a = \Psi + \frac{J \cdot \delta}{g}; \quad (60)$$

§ 18. Динамічний фактор по зчепленню.

Розрахункову формулу динамічного фактору по зчепленню виводимо з розрахункової формули динамічного фактору (59).

$$D_a = P_T - P_w / G_a$$

Для цього в розрахункову формулу динамічного фактору підставляємо максимальне значення тягової сили при умові зчеплення шин з дорогою

$$P_{Tmax} = P_\phi = \phi \cdot G_a, H$$

де P_ϕ – сила зчеплення шин з дорогою;

ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Так як буксувати можуть лише ведучі колеса, то

$$P_\phi = \phi \cdot G_2, H$$

де G_2 – маса автомобіля на ведучих колесах;

При буксуванні ведучих коліс і малої швидкості, сила опору повітря, практично рівна нулю $P_w = 0$.

Динамічний фактор по зчепленню для завантаженого автомобіля розраховуємо за формулою:

$$D_{\phi 100} = \phi \cdot G_2 / G_a, H \quad (61)$$

Для порожнього автомобіля:

$$D_{\phi 0} = \phi \cdot G_{02} / G_0, H \quad (62)$$

де G_0 – власна маса автомобіля;

G_{02} – власна маса на ведучих колесах.

§ 19. Динамічний паспорт автомобіля

Динамічний паспорт автомобіля складається з динамічної характеристики, номограми навантажень і графіка контролю буксування.

Динамічною характеристикою називають графічну залежність динамічного фактору від швидкості руху на всіх передачах.

Розрахунок динамічного фактору, для всіх передач, ведемо табличним методом за формулою:

$$D_a = P_T - P_w / G_a ;$$

Таблиця 5

$V_{a4},$							
P_{T4}, H							
P_{w4}, H							
D_{a4}							

За даними таблиці 5 будуюмо графік динамічної характеристики автомобіля.

Для побудови графіка приймаємо масштаб:

- для шкали динамічного фактору

$$a_{100} = 40 \text{ мм} = 0,1$$

- для шкали швидкості

$$\text{в } 1 \text{ мм} - 0,1 \text{ м/с}$$

Для побудови номограми навантажень вісь швидкості, динамічної характеристики, продовжуємо вліво і будемо на ній відкладати навантаження автомобіля в відсотках.

Масштаб: в 1 мм – 1% завантаження

З нульового завантаження проводимо вертикальну лінію і починаємо на ній відкладати динамічний фактор порожнього автомобіля.

Масштаб динамічного фактору порожнього автомобіля розраховуємо за формулою:

$$a_0 = \frac{a_{100} \cdot G_0}{G_a}; \text{ мм} \quad \text{для ГАЗ-66} \quad a_0 = \frac{40 \cdot 3440}{5620} = 25 \text{ ò } ;$$

де G_0 – власна маса автомобіля;

G_a – повна маса автомобіля;

Знайдені значення – a_0 – відкладаємо по шкалі – D_0 – і одно імені значення шкал – D_a – і – D_0 – з'єднуємо суцільною прямою лінією.

Графік контролю буксування поєднуємо з номограмою навантажень.

Масштаб динамічного фактору по зчепленню розраховуємо за формулами

- для завантажено автомобіля

$$b_{100} = \frac{a_{100} \cdot G_2}{G_a}; \quad \text{для ГАЗ-66} \quad b_{100} = \frac{40 \cdot 3091}{5620} = 22 \text{ ò } ;$$

де G_2 – маса автомобіля, з повним завантаженням, на ведучих колесах.

- для порожнього автомобіля

$$b_0 = \frac{a_0 \cdot G_{02}}{G_0}; \quad \text{для ГАЗ-66} \quad b_0 = \frac{40 \cdot 1315}{3440} = 10 \text{ ò } ;$$

де G_{02} – власна маса автомобіля, на ведучих колесах.

Знайдене значення – b_{100} – відкладаємо по шкалі – D_a –, значення – b_0 – відкладаємо по шкалі – D_0 – і одно імені значення шкал – D_a – і – D_0 – з'єднуємо пунктирною лінією з позначенням над кожною коефіцієнта зчеплення.

§ 20. Використання динамічного паспорту для визначення динамічних властивостей автомобіля.

19.1 Визначити, яку динамічну швидкість може розвинути автомобіль при: - коефіцієнт сумарного опору дороги, $\Psi = 0,12$
- навантаження автомобіля 50%

По умові задачі швидкість стала, тому прискорення автомобіля рівне нулю. З розрахункової формули динамічного фактору

$$D_a = \Psi + \frac{J \cdot \delta}{g}; \quad (63)$$

Де: Ψ – коефіцієнт сумарного опору дороги;

j – прискорення автомобіля;

δ – коефіцієнт важких обертових мас автомобіля;

g – прискорення вільного падіння.

Так як прискорення j рівне нулю то $D_a = \Psi$, тобто мають один масштаб.

Склавши пропорцію, знайдемо:

$$a_{100} = 40 \text{ мм} - 0,1$$

$$a_0 = 25 \text{ мм} - 0,1$$

$$X_1 \text{ мм} - 0,12$$

$$X_2 \text{ мм} - 0,12$$

$$X_1 = 40 \cdot 0,12 / 0,1 = 48 \text{ мм.} \quad X_2 = 25 \cdot 0,12 / 0,1 = 30 \text{ мм.}$$

Знайдене значення X_1 відкладаємо по шкалі D_a , а значення X_2 відкладаємо по шкалі D_0 і відкладені точки з'єднуємо суцільною прямою.

З 50% завантаження автомобіля проводимо вертикальну лінію, до перетину з лінією $\Psi = 0,12$. З даної точки перетину проводимо горизонтальну лінію, паралельно осі швидкості, до перетину з кривою динамічного і з даної точки опускаємо перпендикуляр на вісь швидкості.

$$V_{a\max} = 53 \text{ км/год.}$$

19.2 Визначити максимальну коефіцієнт опору дороги при:

- швидкість автомобіля - 53 км/год.

- навантаження автомобіля 100%

Так як швидкість автомобіля $V_a = \text{const}$, то прискорення рівне нулю $j=0$, тобто $D_a = \Psi$

З точки $V_a = 10 \text{ м/с}$ проводимо вертикальну лінію до перетину з кривою динамічного фактору самої нижчої передачі. Дану точку перетину спроекуємо на вертикальну лінію, яка проведена з 50 % навантаженням автомобіля.

Склавши пропорцію, знайдемо

$$\begin{aligned}
 &40 \text{ мм} - 0,1 \\
 &43 \text{ мм} - \Psi_{\max} \\
 &\Psi_{\max} = 43 \cdot 0,1 / 0,40 = 0,1075 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

19.3 Визначити максимальне завантаження автомобіля при:

- швидкість автомобіля - 50 км/год.
- коефіцієнт сумарного опору дороги, $\Psi = 0,12$

Так як швидкість автомобіля $V_a = \text{const}$, то прискорення рівне нулю $j = 0$, тобто $D_a = \Psi$

Склавши пропорцію, знайдемо:

$$\begin{aligned}
 a_{100} &= 40 \text{ мм} - 0,1 & a_0 &= 25 \text{ мм} - 0,1 \\
 X_1 &\text{ мм} - 0,12 & X_2 &\text{ мм} - 0,12 \\
 X_1 &= 40 \cdot 0,12 / 0,1 = 48 \text{ мм.} & X_2 &= 25 \cdot 0,12 / 0,1 = 30 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

Знайдемо значення X_1 відкладаємо по шкалі D_a , а значення X_2 відкладаємо по шкалі D_0 і відкладені точки з'єднуємо суцільною прямою лінією. З точки $V_a = 50 \text{ км/год.}$ проведемо вертикальну лінію до перетину з кривою динамічного фактору і дану точку перетину спроекуємо на лінію $\Psi = 0,12$. З даної точки перетину опускаємо перпендикуляр на вісь завантаження автомобіля. В заданих умовах автомобіль може рухатися на третій передачі з 70% завантаженням.

§ 21. Прискорення автомобіля та його графік.

З розрахункової формули динамічного фактору знайдемо прискорення автомобіля:

$$D_a = \Psi + \frac{j \cdot \delta}{g}; \Rightarrow j = \frac{D_a - \Psi}{\delta} \cdot g; \quad (64)$$

Де: D_a – динамічний фактор автомобіля;

Ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

g – прискорення вільного падіння;

j – прискорення автомобіля.

δ – коефіцієнт тяжких оберткових мас автомобіля, для кожної передачі розраховується за формулою:

$$\delta = 1,05 + 0,07 U_k^2 \quad (65)$$

U_k – передаточне число коробки передач.

Значення Ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги задають.

Значення - D_a – для кожної передачі беремо з таблиці 5 а також з тієї таблиці 5 беремо значення швидкості руху автомобіля.

Розрахунок прискорення автомобіля, для кожної передачі, ведемо табличним методом.

Таблиця 6

V_{a4}							
D_{a4}							
j , м/с ²							

Для спрощення розрахунків розраховуємо постійний числовий коефіцієнт, для кожної передачі за формулою.

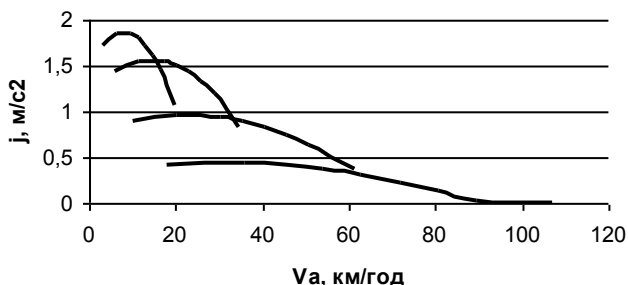
$$K = g / \delta;$$

Тоді розрахункова формула приймає вид

$$j = (D_a - \Psi) \cdot K, \text{ м/с}^2 \quad (66)$$

По даним таблиці 3 будемо графік прискорення автомобіля. Точки перетину кривих, показують швидкість автомобіля, при якій слід включати наступну передачу.

Графік прискорення автомобіля



§ 22. Рух автомобіля накатом

Під час експлуатації автомобіля рух накатом використовують досить часто. Особливе значення цей режим руху має в тих випадках, коли необхідно регулярно зупинятися, потім знову розганятися, а також при русі по дорозі, коли підйоми та спуски слідує один за іншим. При русі накатом двигун роз'єднано від трансмісії, крутний момент до ведучих коліс не підводиться і сила тяги відсутня. Потужність, яка втрачається при цьому на подолання тертя в трансмісії, незначна, так як всі її агрегати працюють в холосту.

На практиці для оцінки динамічності автомобіля при накаті широко використовують довжину шляху до зупинки автомобіля (вибіг) – показник, який дозволяє оцінювати також і технічний стан шасі автомобіля. Чим кращий технічний стан шасі тим більший шлях вибігу. Середнє значення шляху вибігу автомобіля при швидкості $V_a = 14$ м/с на горизонтальній ділянці дороги з твердим покриттям приведено в таблиці 4

Таблиці 7

АВТОМОБІЛЬ	ШЛЯХ ВИБІГУ	АВТОМОБІЛЬ	ШЛЯХ ВИБІГУ
ЗАЗ-968 „Запорожець”	300	ГАЗ-53А	550
„Москвич – 2140 ”	450	ЗИЛ-130	600
ГАЗ 24 „Волга”	650	ЛАЗ-695	650
ЗИЛ-114	650	ПАЗ-652	550

При рух автомобіля накатом покращується паливна економічність автомобіля і зменшується знос його агрегатів і деталей.

§ 23. Динамічне подолання підйомів.

Якщо довжина підйому досить велика, то його долають, рухаючись рівномірно, за рахунок сили тяги. Короткі підйоми можна подолати, використовуючи кінетичну енергію, яку автомобіль накопичує при розгоні. Тому підйом, який автомобіль долає з розгону, більший за підйом, який він подолає при рівномірному русі.

Якщо коефіцієнт опору дороги на підйомі рівний або менший максимального динамічного фактору на даній передачі, то автомобіль може подолати підйом рухаючись із рівномірною швидкістю.

Якщо коефіцієнт опору дороги на підйомі більше максимального значення динамічного фактору і дорівнює сумарному коефіцієнту опору дороги, то швидкість зменшується і стане менше критичної і подальше її зниження супроводжується значним зменшенням динамічного фактору. Щоб уникнути зупинки автомобіля, необхідно включити нижчу передачу.

§24. Вплив конструктивних факторів на тягову динамічність автомобіля

Вплив конструктивних факторів автомобілем на його тягову динамічність, розглянемо по розрахунковій формулі тягової сили на ведучих колесах:

$$P_0 = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_p \cdot U_{ai} \cdot \eta_{od}}{r_k}; \quad H \quad (67)$$

Де: M_e – крутний момент двигуна;

U_k – передаточне число коробки передач;

U_p – передаточне число роздавальної коробки передач;

U_{ai} – передаточне число головної передачі;

η_{tr} – ккд трансмісії.

r_k – радіус кочення колеса.

Крутний момент двигуна залежить від його потужності. Сучасні автомобілі, як вантажні так і легкові, мають потужні двигуни, що позитивно впливають на тягову силу.

Для збільшення тягової сили на автомобілі встановлюють багатоступінчасті коробки передач, які мають велике передаточне число на понижених передачах, що збільшує тягову силу і малі передаточні числа на підвищених передачах, що збільшує швидкість руху автомобіля.

Якщо автомобіль призначений для роботи в тяжких дорожніх умовах, то в трансмісію автомобіля вводять двох і трьохступінчасті роздавальні коробки, з пониженими передачами, що дозволяє збільшити тягову силу.

З зростанням вантажопідйомності автомобіля, на нього встановлюють подвійні, подвійні двоступінчасті і рознесені головні передачі, в яких велике передаточне число, що також дозволяє збільшити тягову силу.

Зменшення ККД трансмісії позитивно впливає на тягову силу. Для покращення динамічності автомобіля і збільшення його тягової сили, необхідно зменшити його власну масу і покращити аеродинаміку.

§ 25. Тягові можливості автопоїзда.

Для того, щоб грамотно експлуатувати автопоїзда, необхідно правильно вибирати його повну масу.

Підбір повної маси автопоїзда по динамічному фактору.

Визначаємо коефіцієнт завантаження:

$$K_{\text{ап}} = \frac{G_a + G_n \cdot n}{G_a} = \frac{G_{\text{ап}}}{G_a}; \quad (68)$$

де G_a – повна маса автомобіля;

G_n – повна маса причепа;

n – кількість причепі;

$G_{\text{ап}}$ – повна маса автопоїзду.

Визначаємо динамічний фактор автопоїзду:

$$D_a = \frac{P_{\dot{\phi}} - D_w}{G_{\ddot{a}i}} = \frac{P_{\dot{\phi}} - D_w}{G_{\ddot{a}i}} \cdot \frac{1}{\hat{E}_{\ddot{a}i}} = \frac{D_a}{\hat{E}_{\ddot{a}i}}; \quad (69)$$

Так як роботу автопоїздів планують на дорогах з твердим покриттям де $\Psi=0,015$ і $D_a = 0,05$, середнє значення на прямій передачі, то коефіцієнт завантаження визначають за формулою:

$$K_{\ddot{a}i} = \frac{D_{\dot{a}}}{D_{\ddot{a}i}};$$

Умова руху автопоїзду

$$D_{ap} \geq \Psi$$

Отже

$$K_{ai} = \frac{D_{ai}}{D_{ai}} = \frac{0,05}{0,015} = 3;$$

Можна зробити висновок, що повна маса автопоїзду не повинна перевищувати повну масу автомобіля, більш ніж в три рази.

Підбір маси автопоїзда по питомій потужності.

$$N_n = 5...6 \text{ к.с./т}$$

$$G_{ap} = N_{e \max} / N_n$$

Приклад: $G_{ap \text{ зіл-130}} = 150 / 5 = 30 \text{ т}$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Опишіть методи силового і потужного балансів і динамічної характеристики.
2. Від чого залежать величини динамічних чинників, визначені по умовах тягу і зчеплення?
3. Що таке динамічний паспорт автомобіля і як його використовують для вирішення експлуатаційних завдань?
4. Як визначити прискорення автомобіля, час і шлях його розгону? Які зразкові максимальні прискорення для автомобілів різних типів?
5. Які способи розрахунку показників динамічності автомобіля при накаті і динамічному подоланні підйому?
6. Охарактеризуйте вплив конструктивних чинників на тягову динамічність автомобіля.
7. Які переваги і недоліки автопоїздів?

ЗАВДАННЯ.

1. Визначити потужність, що розвивається двигуном автомобіля вагою 40 кН, при рівномірному русі із швидкістю 20 м/с по дорозі, коефіцієнтом опору $\Psi = 0,035$. Коефіцієнт обтичності автомобіля $K_v = 0,75 \text{ Н-с}^2/\text{м}$, втрати потужності в трансмісії $N_{tp} = 7 \text{ кВт}$, лобова площа $F_v = 4 \text{ м}^2$.
2. Яку потужність повинен розвинути двигун автомобіля (дані завдання 1), щоб в тих же умовах автомобіль міг рухатися з прискоренням $j = 0,5 \text{ м/с}^2$? Коефіцієнт $\delta = 1,1$.
3. Автобус на дорозі з асфальтобетонним покриттям хорошої якості ($f = 0,018$) розвиває прискорення $0,3 \text{ м/с}^2$. Визначити кут підйому дороги, що може бути подоланий автомобілем, якщо його динамічний чинник $D = 0,05$, а коефіцієнт $\delta = 1,07$.

Тема 3: Випробовування автомобіля на динамічність

§ 26. Мета тягових досліджень

Тягові дослідження проводять для визначення експлуатаційних властивостей і характеристик автомобіля, тобто визначають мінімальну стійкість автомобіля і максимальну швидкість руху, максимальне прискорення, час і шлях розгону і вибігу, а також тягову силу на колесах.

Результати дослідження використовують:

- для порівняльної оцінки конструкції автомобіля, як в цілому, так і для окремих його агрегатів та вузлів;
- для дослідження впливу окремих конструктивних змін;
- для вибору типу рухомого складу, найбільш раціонального для відповідних умов експлуатації.

Тягові дослідження автомобіля проводять як в стаціонарних, так і в дорожніх умовах.

Стаціонарні (лабораторні) дослідження проводять на стендах, які обладнані відповідними приладами. Дослідження того або іншого явища в таких умовах можливе з високою точністю з усуненням впливу факторів, які в даний момент не вивчають.

Недоліком лабораторних досліджень є те, що неможливо створити умови при яких експлуатується автомобіль.

Дорожні дослідження проводять на автодорогах або на вибраних ділянках дороги загального призначення на відповідно обладнаних автомобілях.

Результати таких досліджень відповідають результатами, які отримали в дійсних умовах експлуатації, а точність отриманих даних, при якісному проведенні досліджень, може бути досить точними.

§ 27. Визначення тягової сили при стендових дослідженнях

В лабораторних умовах визначення запасу тягової сили проводять на стенді з біговими барабанами. Автомобіль встановлюють, нерухомо, ведучими колесами на бігові барабани. Вал барабана з'єднано з гальмівним пристроєм, при допомозі якого створюють опір обертання коліс і регулюється швидкісний режим досліджень.

Автомобіль утримується від зміщення на стенді тросами, на якому встановлюють динамометр.

Ведені колеса автомобіля встановлюємо на вагу.

Величину тягової сили на ведучих колесах визначають одним з наступних методів:

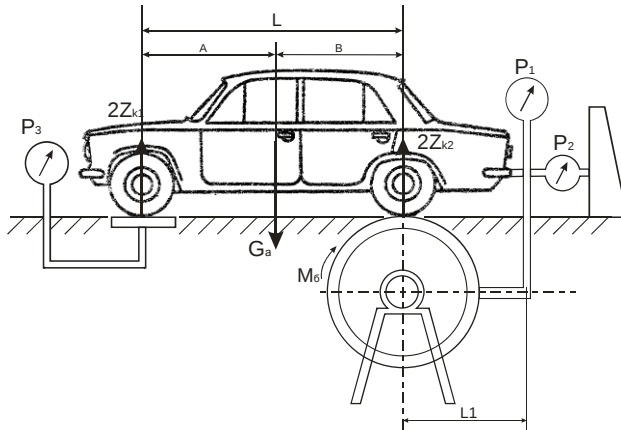


Рис 6. Стенд для випробовування автомобіля на динамічність

- по крутному моменту на ведучих колесах:

$$M_{\delta} = P_1 \cdot l$$

де: P_1 – величина зусилля на динамометрі, який зв’язаний з гальмівним пристроєм;

l – довжина важеля гальмівного пристрою.

Тягову силу на ведучих колесах визначають за формулою:

$$P_T = \frac{M_{\delta}}{r_{\delta}} + 2Z_{k2} \cdot f \cdot \frac{r_{\delta}}{r_{\delta} + r_{\delta}} \quad (70)$$

де r_{δ} – радіус барабана;

Z_{k2} – нормальні реакції на ведучих колесах;

f – коефіцієнт опору кочення;

r_{δ} – динамічний радіус колеса.

- по силі яка сприймається утримуючим тросом:

$$P_T = P_2 + 2Z_{k2} \cdot f \cdot \frac{r_{\delta}}{r_{\delta} + r_{\delta}} \quad (71)$$

де P_2 – показник динамометра, який встановлений на утримуючих тросах;

- по зміні навантаження, яке діє на передніх колесах автомобіля:

Складемо рівняння моментів сил які діють на автомобіль відносно осі ведучих коліс.

$$2Z_{k1} \cdot L + P_T \cdot r_d - G_a \cdot b = 0 \quad (72)$$

де: Z_{k1} – нормальна реакція дороги на ведених колесах;

L – база автомобіля;

G_a – повна маса автомобіля;

b – відстань від центру ваги автомобіля до осі ведучих коліс.

Тоді:

$$P_T = \frac{G_a \cdot b - 2Z_{kl} \cdot L}{r_D}, H \quad (73)$$

§ 28. Визначення тягової сили при дорожніх дослідженнях

Тягову силу на фуркопі (зчіпному пристрої), при дорожніх дослідженнях, визначають при допомозі манометра.

При дорожніх дослідженнях один автомобіль буксирують іншим, з допомогою троса на якому встановлено динамометр. При цьому знімають кілька показників, в основному 6...8, динамометра від мінімальної швидкості руху $V_{a \min}$ до максимальної швидкості $V_{a \max}$. При цьому колеса автомобіля, який буксируємо, загальмовуємо з різними ступенями.

Тоді

$$P_T = P_f + P_w + P_{кр}, H \quad (74)$$

де: P_f – сила опору кочення;

P_w – сила опору повітря;

$P_{кр}$ – сила тяги на фуркопі (показник динамометра).

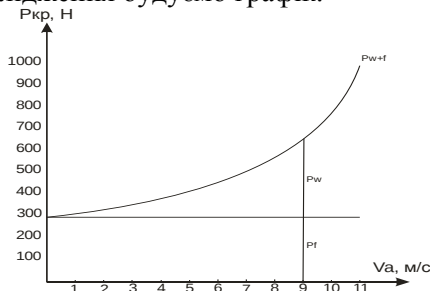
Показник динамометра знімаємо при сталій швидкості, а також під час дослідження знімаємо ступінь загальмовування коліс, що впливає на показник динамометра.

§ 29. Визначення коефіцієнта опору кочення і повітря при дорожніх дослідженнях

При сумісному дослідженні для визначення коефіцієнтів опору кочення і коефіцієнту опору повітря, автомобіль буксирують, через динамометр, з різними швидкостями, від мінімальної швидкості руху $V_{a \min}$ до максимальної швидкості $V_{a \max}$. Довжина троса повинна бути не менше 15м, так щоб під час буксирування автомобіль мав опір повітря.

$$P_{кр} = P_f + P_w, H \quad (75)$$

По даним дослідження будуємо графік.



Отримані показники динамометру, переносимо на графік, і отримані точки з'єднуємо плавною кривою лінією.

Так як при малих швидкостях руху, сила опору повітря, практично рівна нулю $P_w = 0$, тоді

$$P_{кр} = P_f \quad (76)$$

де: P_f – сила опору кочення;

$P_{кр}$ – показник динамометра, який встановлено на трасі.

Відклавши значення сили – $P_{кр}$ – на осі тягової сили, проводимо горизонтальну пряму, паралельну осі швидкості.

Знаючи, що

$$P_{кр} = P_f = f \cdot G_a, H \quad (77)$$

Знаходимо коефіцієнт опору кочення $f = P_f / G_a$,

Силу опору повітря розраховуємо за формулою:

$$P_w = K \cdot F \cdot V_a^2, H$$

Знаходимо коефіцієнт опору повітря $K = P_w / F \cdot V_a^2$,

P_w – беремо з графіка, при певній швидкості;

$F = B \cdot H, m^2$ – лобова площа автомобіля

B – колія (ширина) автомобіля;

H – висота автомобіля.

§30. Визначення коефіцієнт зчеплення в стендових і дорожніх дослідженнях

Коефіцієнт зчеплення з дорогою можна визначити за допомогою буксирування автомобіля або візка (динамометричного) при загальмованих колесах, а також дослідженням окремого колеса на стенді.

При буксируванні автомобіля або динамометричного візка, з постійною швидкістю, колеса яких котяться з проковзуванням, в залежності від інтенсивності гальмування, заміряють, з допомогою динамометра, встановленого на трасі, силу на фуркопі або момент тертя на загальмованих колесах. Відношення величини сили на фуркопі або колової сили на загальмованих колесах до сили ваги, яка припадає на колеса, дає значення коефіцієнта зчеплення.

$$\phi = P_{кр} / G_a, \quad (78)$$

В лабораторних умовах для визначення коефіцієнта зчеплення використовують стенди з біговими барабанами. Колесо автомобіля встановлюють на біговий барабан, який обертається від електродвигуна. Колесо загальмовують. При цьому знаходять максимальний крутний момент, який передається через колеса автомобіля при його рівномірному пробуксовуванні по біговому барабану.

Коефіцієнт зчеплення в поздовжньому напрямку може бути розрахований за формулою:

$$\phi_x = M_{k \max} / r_d \cdot G_k, \quad (79)$$

де $M_{k \max}$ – максимальний крутний момент;

r_d – динамічний радіус колеса;

G_k – маса автомобіля що припадає на колесо.

При прикладанні до колеса поперечної сили, коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямку розраховується за формулою:

$$\phi_y = P_{y \max} / G_k, \quad (80)$$

де $P_{y \max}$ – максимальна поперечна сила;

G_k – маса автомобіля що припадає на колесо.

§31. Визначення прискорення і сповільнення автомобіля

Прискорення автомобіля визначаємо в дорожніх умовах на спеціально побудованих автополігонах. Розгін автомобіля проводять з мінімально стійкої швидкості різким і повним відкриттям дросельної заслінки.

Показники, які оцінюють здібність автомобіля до розгону, визначають з допомогою спеціальних приладів, таких як „шлях – швидкість - час”, акселерометр.

Гальмівна якість автомобіля, оцінюється величиною шляху гальмування, часом гальмування. Такі дослідження проводять в дорожніх умовах на спеціальних полігонах. Автомобіль при сталому русі з певною швидкістю різко загальмовують з максимальною інтенсивністю, до повної зупинки. Прилади які використовують при замірі сповільнення – „шлях – швидкість - час” і деселерометр.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які повинні бути умови випробувань на динамічність?
2. Поясніть методи вимірювання і реєстрації швидкості, прискорення при динамічних випробуваннях автомобіля.
3. Як і за допомогою яких технічних засобів вимірюється крутний момент, при динамічних випробуваннях автомобіля?
4. Як експериментально визначається коефіцієнт опору кочення і зчеплення колеса з дорожнім покриттям?
5. Поясніть принцип дії стенду з біговими барабанами з автоматичним відтворенням сил сумарного дорожнього опору.

Тема 4: Гальмівна динамічність автомобіля

§32. Вплив гальмівних властивостей на безпеку руху

Більше половини всіх аварій, що виникають із-за технічних причин, проходять із-за несправності гальмівної системи. Особливо тяжкі наслідки викликає не вірне регулювання або вихід із ладу одного з механізмів. В такому випадку при гальмуванні автомобіль заносить, і він втрачає контроль.

Тягові та гальмівні властивості автомобіля зв'язані між собою. Чим вища швидкість руху автомобіля, тим більше слід приділяти увагу безпеці руху, і відповідно, тим кращі повинен бути гальмівні якості.

Є декілька способів гальмування автомобіля: без використання гальмівної системи (рух накатом), лише гальмівною системою, разом гальмівною системою і двигуном (комбіноване), лише двигуном, періодичним вмиканням гальмівної системи. При довготривалому гальмуванні, на великих спусках, проходить великий зніс накладок і барабанів. Для їх збереження в гальмівну систему включають сповільнювачі, які дозволяють плавно понижувати швидкість і тримати в потрібному діапазоні.

§33. Схема сил, які діють на автомобіль при гальмуванні

- | | |
|--|--|
| P_w – сила опору повітря; | $P_{г1}, P_{г2}$ – гальмівна сила; |
| P_{f1}, P_{f2} – сила опору кочення; | Z_{k1}, Z_{k2} – нормальні реакції дороги; |
| P_a – сила опору підйому; | $P_{г.д}$ – гальмівна сила двигуна; |
| P_j – сила опору підйому; | h_c – висота центру ваги; |
| a – відстань від центру ваги до передньої осі. | |
| b – відстань від центру ваги до задньої осі. | |

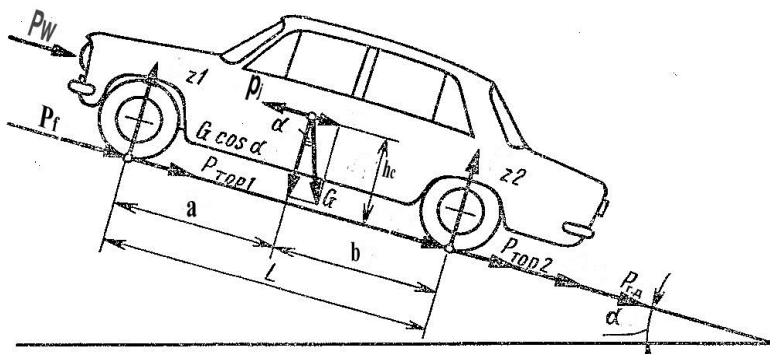


Рис 7. Схема сил, які діють на автомобіль при гальмуванні на підйомі

§34. Гальмівна сила і гальмівний момент на колесах ав-ля

При русі автомобіль володіє запасом кінетичної енергії. Величина кінетичної енергії розраховується за формулою:

$$E_k = \frac{G_a \cdot V_a^2}{2 \cdot g}; \quad (80)$$

При гальмуванні кінетична енергія поглинається і перетворюється в тепло. Поглинена енергія розраховується за формулою:

$$E_n = P_r \cdot S_r \quad (81)$$

де: G_a – повна маса автомобіля;

V_a – швидкість автомобіля;

P_r – гальмівна сила;

S_r – гальмівний шлях;

g – прискорення вільного падіння;

З попередньої формули визначимо гальмівну силу:

$$P_r = E_n / S_r \quad (82)$$

З закону збереження енергії

$$E_k = E_n \quad (83)$$

Підставивши значення в попередню формулу, отримаємо:

$$P_r = \frac{G_a \cdot V_a^2}{2 \cdot g \cdot S_r}, \quad H \quad (84)$$

При гальмуванні зберігається умова

$$P_{r \max} = P_\phi = \phi \cdot G_a, \quad H \quad (85)$$

де P_ϕ – сила зчеплення шин з дорогою;

ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Гальмівний момент розраховується за формулою:

$$M_r = P_r \cdot r_k \quad (86)$$

r_k – радіус кочення колеса.

§35. Рівняння руху автомобіля при гальмуванні

При дослідженні процесу гальмування зручно користуватися рівнянням тягового балансу автомобіля. При гальмуванні автомобіля силою, яка рухає автомобіль, буде сила інерції, так як тягова сила при гальмуванні автомобіля, завжди рівна нулю. При гальмуванні до сили опору руху автомобіля додається ще сила гальмування.

Рівняння руху автомобіля при гальмуванні, лише гальмівною системою має наступний вигляд:

$$P_r + P_\psi + P_w - P_j = 0 \quad (87)$$

Де: P_r – гальмівна сила; P_ψ – сила опору дороги;

P_w – сила опору повітря; P_j – сила опору підйому.

Так як при гальмуванні швидкість руху автомобіля різко зменшується, то сила опору повітря, практично, рівна нулю.

Підставивши значення сил, отримаємо:

$$\varphi \cdot G_a + \psi \cdot G_a - (G_a \cdot j \cdot \delta) / g = 0 \quad (88)$$

φ – коефіцієнт зчеплення;

G_a – повна маса автомобіля;

ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

j – сповільнення автомобіля;

δ – коефіцієнт важких обертових мас автомобіля;

g – прискорення вільного падіння автомобіля;

Скоротивши рівняння на повну масу автомобіля отримаємо:

$$\varphi + \psi - (j \cdot \delta) / g = 0 \quad (89)$$

§36. Сповільнення автомобіля при гальмуванні

Дослідження автомобіля на сповільнення проводять на спеціальних полігонах на дорогах з твердим покриттям, в сухому стані, ділянка дороги – горизонтальна.

В даних умовах:

$\alpha = 0$ – кут підйому дороги;

$f = 0,012 \dots 0,018$ – коефіцієнт опору кочення;

$\varphi = 0,7$ – коефіцієнт зчеплення.

З рівняння руху автомобіля при гальмуванні знаходимо сповільнення:

$$\begin{aligned} \varphi + \psi - (j \cdot \delta) / g &= 0 \\ j_c &= (\varphi + \psi / \delta) \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (90) \end{aligned}$$

Порівнявши коефіцієнти опору кочення і зчеплення, бачимо, що коефіцієнт зчеплення значно більше коефіцієнта опору кочення і їм можна знехтувати.

Так як: $\psi = f \pm \sin \alpha$, то $\psi = 0$

Коефіцієнт важких обертових мас автомобіля розраховується за формулою:

$$\delta = 1,05 + 0,07 U_k^2 \quad (91)$$

U_k – передаточне число коробки передач.

При гальмуванні з відключеним двигуном від трансмісії коефіцієнт

$$\delta = 1,05$$

Для спрощення розрахунків приймаємо

$$\delta = 1,00$$

Тоді, сповільнення автомобіля розраховують за формулою:

$$j_c = \varphi \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (92)$$

По величині сповільнення гальмування може буди:

- екстреним, сповільнення досягає $8,0 \dots 8,5 \text{ м/с}^2$
- службовим, сповільнення досягає $1,5 \dots 4,0 \text{ м/с}^2$

§37. Зупиночний час автомобіля при гальмуванні

При гальмуванні автомобіля загальний час, який витрачається на процес гальмування, складається з декількох величин:

$$t_r = t_1 + t_2 + t_3 + t_4; \text{ с} \quad (93)$$

де: t_1 – час, втрачений на гальмування;

$t_1 = 0,4 \dots 0,5$ – час реакції водія;

t_2 – час, спрацювання гальмівного приводу;

$t_2 = 0,4 \dots 0,5$ с – для гідравлічного приводу;

$t_2 = 0,6 \dots 0,8$ с – для пневматичного приводу;

t_3 – час наростання сповільнення;

$t_3 = 0,05 \dots 0,2$ с – для легкових автомобілів;

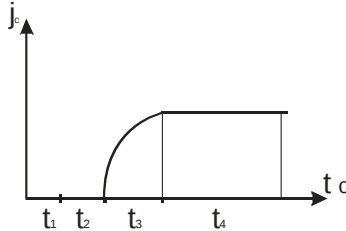
$t_3 = 0,05 \dots 0,4$ с – для вантажних автомобілів і автобусів з гідравлічним приводом;

$t_3 = 0,15 \dots 1,2$ с – для вантажних автомобілів з пневматичним приводом, вантажопідйомністю до 4500 кг.;

$t_3 = 0,2 \dots 1,5$ с – для вантажних автомобілів з пневматичним приводом, вантажопідйомністю більше 4500 кг.;

$t_3 = 0,2 \dots 1,3$ с – для автобусів з пневматичним приводом;

t_4 – час інтенсивного гальмування;



Відрізки часу t_1, t_2, t_3 визначають експериментально.

Час інтенсивного гальмування визначають за формулою:

$$t_4 = \frac{V_a}{\varphi \cdot g}, \text{ с} \quad (94)$$

де: V_a – швидкість руху автомобіля;

φ – коефіцієнт зчеплення;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Якщо автомобіль не зупиняють, а лише пригальмовують то:

$$t_4 = \frac{V_{a1} - V_{a2}}{\varphi \cdot g}, \text{с} \quad (95)$$

де; V_{a1} – швидкість руху автомобіля при початку гальмування;
 V_{a2} – швидкість руху автомобіля в кінці гальмування.

$$t_{\Gamma} = T_{\text{сум}} + \frac{V_a}{\varphi \cdot g}, \text{с} \quad (96)$$

$$T_{\text{сум}} = t_1 + t_2 + t_3 \quad (97)$$

§38. Зупиночний шлях автомобіля при гальмуванні

Для оцінки гальмівних властивостей автомобіля більш наглядно користуватися не часом гальмування, а гальмівним шляхом, який пройде автомобіль за відповідні відрізки часу.

$$S_{\Gamma} = S_{t1} + S_{t2} + S_{t3} + S_{t4}, \text{м} \quad (98)$$

S_{Γ} – зупиночний шлях автомобіля;

S_{t1} – шлях, який автомобіль пройде за час реакції водія;

S_{t2} – шлях, який автомобіль пройде за час спрацювання приводу;

S_{t3} – шлях, який автомобіль пройде за час наростання сповільнення;

S_{t4} – шлях, який автомобіль пройде за час інтенсивного гальмування;

На відрізках шлях S_{t1} , S_{t2} , S_{t3} – швидкість руху автомобіля стала, тому дані відрізки шляхів розраховують за формулою:

$$S_{t1} = V_a \cdot t_1, \text{м}$$

$$S_{t2} = V_a \cdot t_2, \text{м}$$

$$S_{t3} = V_a \cdot t_3, \text{м}$$

При інтенсивному гальмуванні швидкість різко зменшується, тому, шлях, який автомобіль пройде за час інтенсивного гальмування знаходимо з поглиненої енергії при гальмуванні автомобіля:

$$E_n = P_{\Gamma} \cdot S_{t4}$$

P_{Γ} – гальмівна сила;

Знаючи, що $E_k = E_n$, знайдемо $S_{t4} = E_n / P_{\Gamma} = E_k / P_{\Gamma}$

$$\text{Знаючи, що } E_k = \frac{G \cdot V_a^2}{2 \cdot g}, \text{ а } P_{\Gamma} = \varphi \cdot G_a, \quad (99)$$

Де: φ – коефіцієнт зчеплення;

G_a – повна маса автомобіля;

g – прискорення вільного падіння автомобіля;

V_a – швидкість руху автомобіля;

Запишемо:
$$S_{t4} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{2 \cdot g \cdot \varphi \cdot G_a} = \frac{V_a^2}{2 \cdot g \cdot \varphi}, \text{м} \quad (100)$$

В дійсності гальмівний шлях буде більший, так як в даних розрахунках не враховано стан гальмівної системи. Тому для розрахунку гальмівного шляху в експлуатаційних умовах необхідно ввести коефіцієнт ефективності гальмування: $K_e = 1,0 \dots 1,6$

При більш точних розрахунках також слід врахувати і опір дороги, тоді:

$$S_{t4} = \frac{K_e \cdot V_a^2}{2 \cdot g(\varphi + \psi)}, \text{м} \quad (101)$$

Зупиночний шлях розраховуємо за формулою:

$$S_{\Gamma} = V_a \cdot T_{\text{сум}} + \frac{K_e \cdot V_a^2}{2 \cdot g(\varphi + \psi)}, \text{м} \quad (102)$$

Якщо автомобіль не зупиняємо а лише пригальмовуємо:

$$S_{t4} = \frac{V_{a1}^2 - V_{a2}^2}{2 \cdot g \cdot \varphi}, \text{м} \quad (103)$$

де; V_{a1} – швидкість руху автомобіля при початку гальмування;

V_{a2} – швидкість руху автомобіля в кінці гальмування.

§39. Нормальні реакції дороги при гальмуванні

При гальмуванні автомобіля навантаження на передню вісь збільшується, на задню – зменшується. Якщо відома гальмівна сила, то нормальні реакції дороги розраховуються за формулами:

на передню вісь:

$$Z_{k1} = G_1 = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{\Gamma} \cdot h_c, \text{ Н} \quad (104)$$

на задню вісь:

$$Z_{k2} = G_2 = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{\Gamma} \cdot h_c, \text{ Н} \quad (105)$$

де: G_1 – маса автомобіля, що припадає на передню вісь автомобіля;

G_2 – маса автомобіля, що припадає на задню вісь автомобіля;

G_a – повна маса автомобіля;

b – відстань від центра ваги автомобіля до задньої осі автомобіля;

a – відстань від центра ваги автомобіля до передньої осі автомобіля;

L – база автомобіля;

h_c – висота центра ваги автомобіля;

P_r – гальмівна сила.

Якщо гальмівна сила не відома, то коефіцієнти зміни нормальної реакції розраховують за формулами:

на передню вісь:

$$m_{r1} = 1 + \frac{\varphi \cdot h_c}{b}, \quad (106)$$

на задню вісь:

$$m_{r2} = 1 - \frac{\varphi \cdot h_c}{a} \quad (107)$$

де: φ – коефіцієнт зчеплення.

По відомих коефіцієнтах зміни нормальної реакції, нормальні реакції дороги розраховуються за формулами:

на передню вісь:

$$Z_{k1} = G_1 = m_{r1} \cdot G_a, \quad H \quad (108)$$

на передню вісь:

$$Z_{k2} = G_2 = m_{r2} \cdot G_a, \quad H \quad (109)$$

де: G_1 – маса автомобіля, що припадає на передню вісь автомобіля;

G_2 – маса автомобіля, що припадає на задню вісь автомобіля;

§40. Розподіл гальмівної сили між мостами автомобіля

Максимальну інтенсивність гальмування можна забезпечити при умові повного зчепленні всіх коліс автомобіля. Коефіцієнт розподілу гальмівної сили між переднім і заднім мостами визначають за формулою:

$$\beta_0 = \frac{\varphi \cdot h_c + b}{L} \quad (110)$$

де: b – відстань від центра ваги автомобіля до задньої осі автомобіля;

L – база автомобіля;

h_c – висота центра ваги автомобіля;

φ – коефіцієнт зчеплення.

По відомому коефіцієнту розподілу гальмівної сили, гальмівну силу на колесах переднього і заднього мостів автомобіля визначають за формулами:

на передню вісь:

$$P_{r1} = \beta_0 \cdot P_r, \quad H \quad (111)$$

на задню вісь:

$$P_{r2} = (1 - \beta_0) \cdot P_r, \quad H \quad (112)$$

$$P_{r\max} = \varphi \cdot G_a, \quad H$$

де: P_r – гальмівна сила; φ – коефіцієнт зчеплення; G_a – повна маса автомобіля.

§41. Способи гальмування автомобіля

Комбіноване гальмування автомобіля, двигуном та гальмівною системою.

Такий метод гальмування застосовують з метою уникнення перегріву гальмівних механізмів і для зменшення зносу шини.

При такому методі гальмування автомобіля гальмівний момент на колесах створюється одночасно гальмівним механізмом і двигуном. Так як в цьому випадку до натискання на гальмівну педаль відпускають педаль керування подачею палива, то кутова швидкість колінчастого валу двигуна повинна була би зменшитися до швидкості холостого ходу. Але ведучі колеса через трансмісію примусово обертають колінчастий вал.

В наслідок цього виникає додаткова сила $P_{г.д}$ (гальмівна сила двигуна) опору руху, яка пропорційна силі тертя в двигуні і викликає сповільнення автомобіля.

Розглянемо, в якому випадку вигідно застосовувати комбіноване гальмування, двигуном та гальмівною системою.

Позначимо через, $j_{с.к.г}$ – сповільнення при комбінованому гальмуванні, а $j_{с.г}$ – сповільнення при гальмуванні з від'єднанням двигуна від трансмісії. Тоді рівняння автомобіля при гальмуванні можна записати в наступному вигляді:

$$j_{с.к.г} = \frac{1}{\delta_{np}} \cdot \frac{P_{г} + P_{\psi} + P_{w} + P_{г.д} + P_{тр}}{G_a}, \text{ м/с}^2 \quad (113)$$

де: δ_{np} – коефіцієнт який враховує обертові маси;

$P_{г}$ – гальмівна сила на колесах при дії гальмівної системи автомобіля;

P_{ψ} – сумарний опору дороги;

P_w – сила опору повітря;

$P_{г.д}$ – гальмівна сила двигуна;

$P_{тр}$ – сила тертя в трансмісії;

G_a – повна маса автомобіля.

При гальмуванні з від'єднанням двигуна від трансмісії коефіцієнт $\delta_{np} = \delta_n$ і тому сповільнення визначається за формулою:

$$j_{с.г} = \frac{1}{\delta_n} \cdot \frac{P_{г} + P_{\psi} + P_w + P_c}{G_a}, \text{ м/с}^2 \quad (114)$$

P_c – додаткова сила сповільнення при, від'єднанні двигуна від трансмісії сила $P_{г} = 0$;

Комбіноване гальмування більш ефективне, ніж гальмування лише гальмівною системою, якщо:

$$j_{с.к.г} > j_{с.г}$$

Гальмування автомобіля з періодичним використанням гальмівної системи.

Загальмоване колесо, яке не ковзає, сприймає більшу гальмівну силу, ніж при русі юзом, так як коефіцієнт зчеплення при проковзуванні коліс менше ніж при не ковзаючому колесі.

Гальмування з періодичним використанням дії гальмівної системи забезпечує найбільшу його інтенсивність. Однак цей спосіб можна рекомендувати лише водіям високої кваліфікації, так як для того щоб утримати колеса на межі юза, не допускаючи їх проковзування, необхідний опит і велика увага. В останній час отримали велике розповсюдження антиблокуючі пристрої, автоматично зменшують гальмівний момент при початковому ковзанні коліс і через деякий час (0,05...0,1 с.) збільшують його. Колеса автомобіля завдяки такому циклічному навантаженню гальмівним моментом котяться з частковим проковзуванням, приблизно рівному оптимальному, і коефіцієнт зчеплення залишається високим на протязі всього гальмування. Введення антиблокуючих пристроїв зменшує знос шин і дозволяє підвищити поперечну стійкість автомобіля.

§42. Поняття про авто технічну експертизу, ДТП

Дорожньо-транспортною експертизою називають науково-технічне дослідження ДТП спеціалістами автомобільного транспорту.

Метою дорожньо-транспортної експертизи є отримання науково обґрунтованої характеристики пригоди, визначення його об'єктивних причин і можливих учасників пригоди в всіх його фазах.

В результаті експертизи повинна бути відповідь на питання, чи мав місце нещасний випадок або пригода сталася наслідком невірних дій учасників, які знехтували вимогами техніки безпеки або несвоєчасно виконали необхідні дії для виключення ДТП або зниження важкості небезпечних наслідків.

Вихідними даними для проведення експертизи є результати огляду місця пригоди а також результати опитування учасників і свідків пригоди.

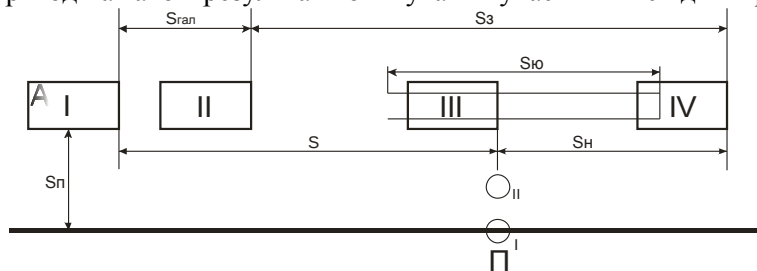


Рис 8. Положення автомобіля і пішохода під час ДТП

Розглянемо в якості прикладу ДТП, наслідком якого був наїзд автомобіля на пішохода. Автомобіль – **A** – рухався на відстані – **S_п** – від тротуару, на краю якого знаходився пішохід. Коли між автомобілем і пішоходом була відстань – **S** –, пішохід почав рух по проїзній частині перпендикулярно напрямку руху автомобіля.

На рисунку положення автомобіля і пішохода, відповідає цьому моменту цифрою – **I** –. Водій загальмував, однак уникнути наїзду не зміг. Автомобіль, вдарив пішохода (положення – **III** –), перемістився на деяку відстань і зупинився (положення – **IV** –).

На місці пригоди фіксують довжину сліду юзу шин по дорозі – **S_ю** –, а також шлях, який пройшов пішохід – **S_п** – по проїзній частині до наїзду.

Примірна послідовність аналізу при експертному дослідженні.

Замірявши довжину сліду юзу (гальмування) – **S_ю** –, визначають початкову швидкість автомобіля перед гальмуванням:

$$V_a = 0,5 \cdot j_{c.\max} \cdot t_3 + \sqrt{2S_{ю} \cdot j_{c.\max}}, \text{ м/с} \quad (115)$$

де: $j_{c.\max}$ – максимальне сповільнення автомобіля;

t_3 – час наростання сповільнення.

Визначають швидкість руху автомобіля в момент наїзду на пішохода:

$$V_H = \sqrt{2S_{ю} \cdot j_{c.\max}}, \text{ м/с} \quad (116)$$

Визначають час руху автомобіля до того моменту коли водій почав реагувати на пішохода, до моменту наїзду на нього:

$$t_H = T_{\text{сум}} + \frac{V_a - V_H}{j_{c.\max}}, \text{ с} \quad (117)$$

Визначають час рух пішохода по проїзній частині до моменту наїзду

$$t_{II} = \frac{S_n}{V_n}, \text{ с}$$

Умову своєчасного гальмування автомобіля можна записати наступним чином:

$$t_H \geq t_{II}$$

Якщо ця умова не виконується і час t_H менший за час t_{II} то водій діяв з запізненням і автомобіль встиг переміститися з положення – **I** – в положення – **II** –. Щоб встановити, чи міг водій уникнути наїзду на пішохода, якби не допустив цього запізнення, а діяв своєчасно, визначають проміжок часу, який водій проскочив.

$$t_{zan} = t_{II} - t_H, \text{ с} \quad (117)$$

За цей проміжок часу автомобіль, рухаючись з початковою швидкістю V_a переміщується на відстань.

$$S_{zan} = V_a \cdot t_{zan}, \text{ м} \quad (118)$$

Згідно рисунку відстань S між передньою частиною автомобіля і пішоходом в момент початку руху пішохода по проїзній частині.

$$S = S_3 - S_{\text{зан}} - S_{\text{п}}, \text{ м} \quad (119)$$

Зупиночний шлях визначають за формулою

$$S_3 = V_a(t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) + \frac{K_e \cdot V_a^2}{2 \cdot \varphi \cdot g}, \text{ м} \quad (120)$$

де: $S_{\text{п}}$ – відстань від лінії руху пішохода до місця наїзду (визначають заміром

t_1 – час реакції водія;

t_2 – час спрацювання гальмівного приводу;

t_3 – час наростання сповільнення;

K_e – коефіцієнт ефективності гальмування;

φ – коефіцієнт зчеплення;

g – прискорення вільного падіння.

$$T_{\text{сум}} = t_1 + t_2 + 0,5 t_3, \text{ с}$$

Якщо результаті розрахунків отримуємо що:

$$S > S_3$$

То водій мав технічну можливість, застосувавши екстрене гальмування, зупинити автомобіль до лінії руху пішохода.

Якщо $S \leq S_3$, то водій не мав технічної можливості запобігти наїзду пішохода, навіть застосувавши екстрене гальмування, так як пішохід почав рух на дуже малій відстані перед автомобілем, або рухався з великою швидкістю.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Чим пояснюється відхилення дійсних параметрів гальмування від теоретичних?
2. Як впливають опору руху на гальмування?
3. Коли виходить більший гальмівний шлях: при блокованих колесах або при гальмуванні без блокування? Чим пояснюється відмінність у величині цих двох гальмівних шляхів?
4. Від чого залежить теоретичний розподіл гальмівних сил на колеса?
5. Чому при гальмуванні автомобіля відбувається перерозподіл навантаження по осях?
6. Що таке дорожньо-транспортна експертиза дорожньо-транспортного пригод?
7. Які початкові дані повинен мати в своєму розпорядженні експерт і як він їх використовує, аналізуючи дорожньо-транспортну подію?

Тема 5: Стійкість автомобіля

§43. Поняття про поперечну стійкість автомобіля

Поперечним перекиданням називають перекидання автомобіля навколо лінії, яка з'єднує праві або ліві його колеса.

Поперечне перекидання автомобіля може виникнути:

- при русі автомобіля на повороті;
- при русі автомобіля на дорозі з поперечним нахилом;
- при різкому гальмуванні, коли одна сторона бере раніше;
- при різкому рушанні з місця (в ГАЗ-66 встановлено самоблокуючий диференціал);
- при різкому повороті керованих коліс на великій швидкості.

§44. Стійкість автомобіля при русі автомобіля з поперечним нахилом

Розглянемо рух автомобіля на дорозі з поперечним нахилом.

Якщо автомобіль буде рухатися на дорозі горизонтального профілю, то сила його маси – G_a – буде направлена перпендикулярно площині дороги.

При русі автомобіля на дорозі з поперечним нахилом сила маси розкладається на дві складових сили, які діють перпендикулярно і паралельно площині дороги.

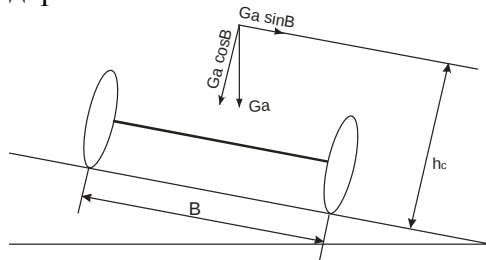


Рис. 9. Рух автомобілі на дорозі з поперечним нахилом.

Момент складової маси автомобіля – $G_a \sin \beta$ –, який діє паралельно площині дороги, намагається перекинути автомобіль, а момент складової маси автомобіля – $G_a \cos \beta$ –, який діє перпендикулярно площині дороги, намагається автомобіль утримати.

Рівноважний стан автомобіля буде тоді, коли момент сил, які намагаються перекинути автомобіль, будуть рівний моменту сили, який намагається його утримати, тобто:

$$Ga \sin \beta \cdot h_c = Ga \cos \beta \cdot B/2$$

Де G_a – повна маса автомобіля;

h_c – висота центра ваги автомобіля;

B – ширина колії автомобіля;

β – кут поперечного нахилу дороги.

Поділимо обидві частини рівняння на $G_a \cos \beta$, отримаємо:

$$\operatorname{tg} \beta \cdot h_c = B/2 \quad \Rightarrow \quad \operatorname{tg} \beta = B / 2h_c$$

Заміняємо значення

$$B/2h_c = \eta_0 \text{ – коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля}$$

Умова перекидання автомобіля

$$\operatorname{tg} \beta > \eta_0 \quad (121)$$

Знайдемо кут поперечного нахилу дороги, при якому почнеться перекидання автомобіля.

$$\beta = \arctg B / 2h_c \quad (122)$$

Однак не завжди виникає перекидання автомобіля, так як ще раніше може початися його бокове ковзання.

Сила – $G_a \sin \beta$ –, яка діє паралельно площині дороги, намагається викликати ковзання автомобіля в поперечній площині.

Сила – $\varphi G_a \cos \beta$ –, сила зчеплення коліс з дорогою, протидіє ковзанню автомобіля.

Ковзання автомобіля виникає в випадку, коли сила – $G_a \sin \beta$ – буде хоч трішки більша сили – $\varphi G_a \cos \beta$ –, тобто

$$Ga \sin \beta > \varphi Ga \cos \beta$$

Поділивши нерівність на $G_a \cos \beta$ отримаємо умову ковзання

$$\operatorname{tg} \beta > \varphi \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \beta = B/2h_c > \varphi$$

Тому для того щоб ковзання починалося раніше, в конструкцію автомобіля закладено умову:

$$B/2h_c = \eta_0 > \varphi, \quad \varphi_{\max} = 0,8$$

§45. Стійкість автомобіля при русі на повороті

Розглянемо рух автомобіля на повороті з радіусом – R –

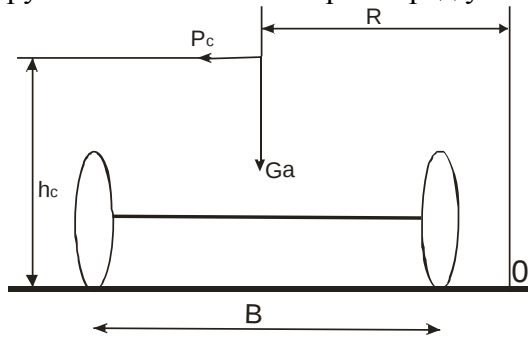


Рис. 9. Рух автомобілі на повороті..

При русі автомобіля на повороті виникає відцентрова сила, яка розраховується за формулою:

$$P_c = \frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot R}; H \quad (123)$$

Де G_a – повна маса автомобіля;

V_a – швидкість руху автомобіля;

g – прискорення вільного падіння;

R – радіус повороту.

Момент відцентрової сили намагається перекинути автомобіль, а момент маси – намагається утримати автомобіль.

При рівності моментів автомобіль знаходиться в нестійкому стані.

$$P_c \cdot h_c = G_a \cdot B/2 \quad (124)$$

В даному випадку достатньо незначного збільшення бокової сили, щоб автомобіль перекинувся.

Звідси умова перекидання автомобіля.

$$P_c = G_a \cdot B/2h_c \quad (125)$$

де h_c – висота центра ваги автомобіля;

B – ширина колії автомобіля.

ВИВІД: поперечна стійкість автомобіля при русі на дорогах з поперечним нахилом і на повороті залежить від ширини колії і висоти його центра ваги.

§46. Критична швидкість за умовою стійкості

Є два види критичної швидкості, це критична швидкість при умові перекидання і критична швидкість при умові заносу.

Критичну швидкість при умові перекидання і заносу визначаються для того, щоб визначити, що раніше відбувається перекидається або занос.

Критичну швидкість при умові перекидання знаходимо з умови нестійкого стану автомобіля при русі на повороті:

$$P_c \cdot h_c = G_a \cdot B/2$$

Тобто коли перекидаючий момент відцентрової сили дорівнює протидіючому моменту сили маси автомобіля.

Підставивши значення сили – P_c – маємо:

$$\frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot R} \cdot h_c = G_a \cdot \frac{B}{2}$$

де: G_a – повна маса автомобіля;

V_a – швидкість руху автомобіля;

g – прискорення вільного падіння;

R – радіус повороту;

h_c – висота центра ваги автомобіля;

B – ширина колії автомобіля.

Знаючи, що $B/2 = \eta_\delta$ – коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля, знаходимо

$$V_{кр.н.} = \sqrt{g \cdot R \cdot \eta_\delta} \quad (126)$$

Критичну швидкість при умові ковзання знаходимо з рівності відцентрової сили і сили зчеплення.

$$P_c = P_\phi$$

Підставивши значення сил – P_c і – P_ϕ – маємо

$$\frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot R} = \varphi \cdot G_a \quad \text{звідси} \Rightarrow V_{кр.з.} = \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi} \quad (127)$$

Так як в конструкції автомобіля закладена умова – $\eta_\delta > \varphi$, то $V_{кр.н.} > V_{кр.з.}$ тобто занос автомобіля починається раніше перекидання.

§47. Занос автомобіля

Бокове ковзання автомобіля в наслідок дії поперечної сили P_b , називають занесенням автомобіля.

Розглядаючи поперечну стійкість автомобіля, ми передбачаємо, що ковзання коліс обох його осей виникає одночасно.

В дійсності ведуча вісь автомобіля більш підлягає боковому ковзанню, так як прикладання крутного моменту до ведучих коліс суттєво знижує зчеплення ведучих коліс з дорогою в поперечному напрямку

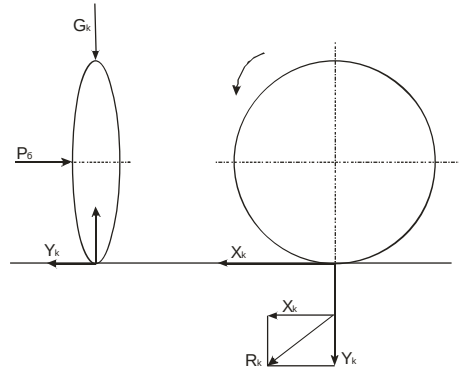


Рис. 10 Сили сил що діють на колесо при русі

На даній схемі показано ведуче колесо, на яке діють:

- вертикальне навантаження – G_k –, під дією вертикального навантаження виникає вертикальна реакція дороги – Z_k –;
- бокова сила – P_b –, під дією бічної сили виникає бічна реакція – Y_k –;
- крутний момент – M_k –, під дією крутного моменту виникає, в точці контакту колеса з дорогою, сила тертя – X_k –, дотична реакція (тягова сила)

Склавши геометричну реакцію – X_k – і – Y_k – отримаємо рівнодійну, яка розміщена в площині дороги:

$$R_k = \sqrt{X_k^2 + Y_k^2} \quad (128)$$

Для того, щоб позбутися ковзання коліс, сила їх зчеплення з дорогою повинна бути більше рівнодіючих, тобто:

$$Z_k \cdot \varphi \geq R_k \quad \text{або} \quad Z_k \cdot \varphi \geq \sqrt{X_k^2 + Y_k^2} \quad (129)$$

З даної умови визначити максимально допустиму, по умові ковзання, величину бокової реакції.

$$Y_k \leq \sqrt{Z_k^2 \cdot \varphi^2 - X_k^2} \quad (130)$$

З даної нерівності бачимо, що бокова сила, яка може бути прикладена до колеса, не викликаючи його ковзання, тим більше, чим більше сила зчеплення, повинна бути прикладена – $Z_k \varphi$ – і чим менша дотична реакція X_k .

З даної умови також випливає, що стійкість колеса знаходиться в великій залежності від величини тягової сили або гальмівної сили, і в тому випадку, коли величина тягової сили досягає свого максимального значення, тобто коли тягова сила дорівнює силі зчеплення колеса з дорогою

$$P_T = Z_k \cdot \varphi, H \quad (131)$$

Стійкість колеса може бути втрачена при прикладанні навіть малої бокової сили.

Тому на практиці більш часто спостерігається занесення ведучої осі автомобіля.

§48. Занос передньої осі автомобіля

Стійкість передньої, не ведучої, осі автомобіля протіє ковзання значно більше задньої, так як через неї не передається сила. Занесення передньої осі може виникнути при гальмуванні і на автомобілях, які мають ведучі колеса, які навантажені тяговою силою.

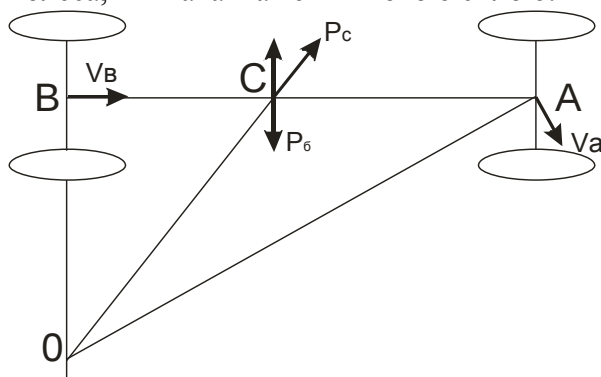


Рис. 11 Занос переднього моста автомобіля

При занесенні передньої осі автомобіля змінюється напрямок її руху, тобто рух передньої осі не співпадає з напрямком руху задньої осі. В цьому випадку автомобіль починає перевертатися.

Центр повороту знаходимо встановив перпендикуляри до напрямку руху осей, точка перетину перпендикулярів, точка – О –.

З даної схеми бачимо, що центр повороту розміщується на стороні напрямку дії бокової сили – P_6 –.

Напрямок дії відцентрової сили – P_c – завжди протилежний центру повороту.

В даному випадку бічна сила – P_6 – і відцентрова сила – P_c – направлена в протилежні сторони. В даному випадку, боковій силі – P_6 –, яка викликала занесення передньої осі, протидіє відцентрова сила. І тому занесення передньої осі буде автоматично усуватися.

§49. Занос задньої осі автомобіля

При занесенні задньої осі автомобіля, знайшовши цент повороту, бачимо, що дія боковій силі – P_6 – і відцентрової сили – P_c – направлені в одну сторону.

Таким чином, занесення задньої осі буде небезпечніше знесення передньої осі.

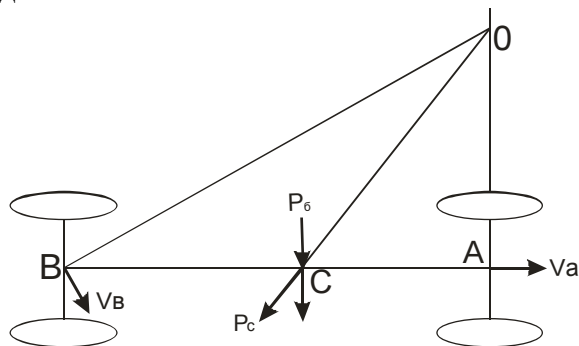


Рис. 12 Занос заднього моста автомобіля

Вивід задньої осі з занесенням знайдемо з нерівності:

$$Y_k \leq \sqrt{Z_k^2 \cdot \varphi^2 - X_k^2} \quad (132)$$

Бачимо що зменшення тягової сили, або гальмівної сили веде до збільшення стійкості автомобіля.

Тобто, щоб усунути почавше занесення задньої осі, автомобіля, необхідно в першу чергу звільнити колеса від повздовжньої сили (тягової сили), для цього припиняємо гальмувати або відпускаємо педаль подачі палива.

Якщо бокова сила – P_b – в сумі з відцентрової сили – P_c – буде більше величини сили зчеплення, то усунення заносу припиняє гальмування або розгону досягнути буде не можливо. В цьому випадку необхідно зменшити швидкість руху автомобіля або збільшити радіус повороту.

$$P_b + P_c > P_{\phi}$$

Але зниження швидкості руху автомобіля пов'язано з необхідністю гальмувати, а це не дає результату.

Для зменшення дії відцентрової сили при занесенні задньої осі необхідно збільшити радіус повороту, що бачимо з рівняння:

$$P_c = \frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot R}$$

Де G_a – повна маса автомобіля;

V_a – швидкість руху автомобіля;

g – прискорення вільного падіння;

R – радіус повороту.

Для збільшення радіусу повороту керовані колеса повертаємо в сторону заносу задньої осі.

Чим швидше виконується поворот керованих коліс в сторону заносу, тим швидше усувається занесення задньої осі.

Щоб уникнути занесення задньої осі в протилежну сторону, слід після припинення заносу повернути керовані колеса в протилежному напрямку руху

§50. Стійкість автомобіля при русі на підйомі

Повздовжнє перекидання автомобіля може виникнути при русі на підйомі і спуску.

При русі автомобіля на підйомі перекидаючий момент є складова маси автомобіля, яка діє паралельно площині дороги.

Перекидання починається з моменту, коли тиск передніх коліс, а відповідно і коефіцієнт зчеплення їх дорівнює нулю.

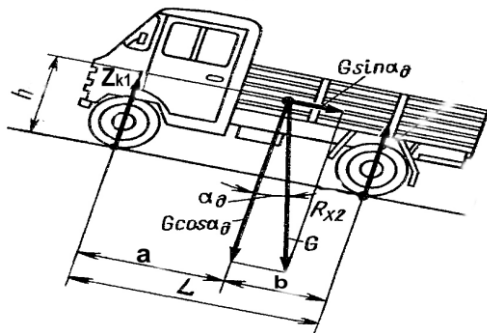


Рис. 13 Схема сил, що діють на автомобіль при русі на підйомі

Розглянемо спочатку випадок втрати автомобілем повздовжньої стійкості і перекидання його навколо задньої осі, яке може виникнути при русі автомобіля на підйомі.

Розглянемо випадок прискореного прямолінійного руху автомобіля на підйомі: приймаємо, що дорога має якісне тверде покриття, в зв'язку з чим коефіцієнт опору кочення максимальний. В цьому випадку силою опору кочення, і силою опору повітря знехтуємо.

Будемо вважати, що величини, які характеризують як дорогу (кут підйому – α , коефіцієнт зчеплення – ϕ), так і автомобіль (маса – G_a , розміщення центра ваги – h_c – , – a – , – b –) нам відомі.

Ми вже відмічали, що в момент перекидання вертикальні реакції (нормальні реакції) передніх коліс будуть рівні нулю. $2Z_{k1} = 0$

Таким чином, умова перекидання автомобіля відносно задньої осі, буде:

$$G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_c > G_a \cdot \cos \alpha \cdot b$$

Де G_a – повна маса автомобіля;

b – відстань від центра ваги автомобіля до задньої осі;

h_c – висота центра ваги.

Поділимо нерівність на – $G_a \sin \alpha$ отримаємо

$$\operatorname{tg} \alpha \cdot h_c > b \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \alpha > b / h_c$$

Знаходимо кут підйому дороги, при якому починається перекидання автомобіля. $\alpha = \arctg b / h_c$

Практично до початку перекидання починається буксування ведучих коліс на підйомі і автомобіль зсовується назад в наслідок недостатнього зчеплення коліс з дорогою.

Умовою ковзання є випадок, коли сила, яка викликає ковзання стає більше сили зчеплення, тобто

$$G_a \cdot \sin \alpha > \varphi \cdot G_a \cdot \cos \alpha \quad \Rightarrow \quad \operatorname{tg} \alpha > \varphi$$

Для того, щоб ковзання почалося раніше ніж перекидання, в конструкцію автомобіля закладено умову:

$$\operatorname{tg} \alpha = b/h_c > \varphi \quad \text{або} \quad b > h_c$$

Перекидання автомобіля навколо передньої осі майже повністю виключається, так як відстань – b – завжди більше відстані – a – , тому центр ваги автомобіля розміщений ближче до передньої осі, а відстань – h_c – порівняно мала.

Однак розглянемо автомобіль, який рухається з гірки, в процесі гальмування, при цьому всі колеса загальмовані.

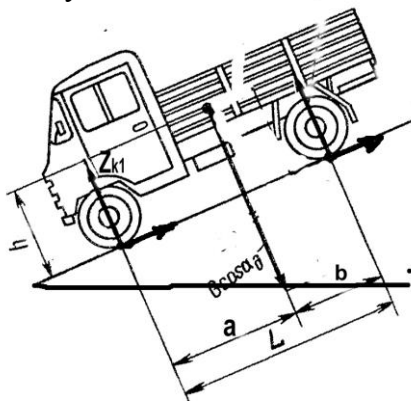


Рис. 14 Схема сил, що діють на автомобіль при русі з спуску

Знаходимо умову можливості перекидання автомобіля відносно передніх коліс.

$$(P_{Г1} + P_{Г2}) \cdot h_c + 2Z_{k2} \cdot b > 2Z_{k1} \cdot a$$

Умовою ковзання загальмованих коліс

$$(P_{Г1} + P_{Г2}) > (2Z_{k2} + 2Z_{k1}) \cdot \varphi$$

В момент перекидання відносно передньої осі $2Z_{k2} = 0$

Вирішуємо сумісно обидва рівняння:

$$(P_{Г1} + P_{Г2}) \cdot h_c > 2Z_{k1} \cdot a$$

$$(P_{Г1} + P_{Г2}) > 2Z_{к1} \cdot \varphi$$

Знаходимо, що ковзання коліс починається раніше перекидання, обмежуючи таким чином можливість перекидання, якщо:

$$h_c > a / \varphi \quad \text{або} \quad \varphi < a / h_c$$

Приведена нерівність показує, що при зустрічаючихся співвідношеннях можливість перекидання автомобіля навколо передньої осі не є реальним.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть і охарактеризуйте показники поперечної стійкості автомобіля
2. Від яких чинників залежить критична швидкість автомобіля, що визначається за умовами занесення і перекидання?
3. Від яких чинників залежить максимальний кут узгір'я, визначений за умовами занесення і перекидання?
4. Що таке коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля і які його середні значення для автомобілів різних типів?
5. Занесення якого моста небезпечніше: переднього або заднього? Чому?
6. Від чого залежить подовжня стійкість автомобіля?

ЗАВДАННЯ.

1. Як зміниться максимальна швидкість автомобіля за умовами перекидання, якщо при вантаженні на нього вантажу з малою щільністю висота центру тяжіння збільшилася в 1,5 разу?

2. Як зміниться максимальна швидкість автомобіля за умовами занесення, якщо на закруглення дороги з тим же радіусом коефіцієнт зчеплення збільшиться удвічі?

3. Колія автомобіля рівна 2,0 м, а висота центру тяжіння 0,7 м. Яка причина втрати поперечної стійкості (без урахування крену) вірогідніша: занос або перекидання, якщо коефіцієнт поперечного зчеплення шин з дорогою: а) $\varphi = 0,9$; б) $\varphi = 0,6$?

Тема 6: Керованість автомобіля

§51. Вимоги до керованості, вимірювачі керованості

Під час руху автомобіля обстановка на дорозі безперечно змінюється, що потребує від водія підвищеної уваги і постійної готовності змінити характер руху автомобіля для запобігання ДТП.

Внаслідок цього автомобіль повинен легко і швидко змінити своє положення на дорозі під дією водія.

Керованість — властивість автомобіля змінювати напрямок руху при зміні положення керованих коліс.

Погана керованість автомобіля характеризується його спрямуванням самовільно змінити напрямок руху і продовжувати рух по кривій, яка не відповідає точному повороту керованих коліс.

Для забезпечення доброї керованості автомобіль повинен відповідати наступним вимогам:

1. Керовані колеса при повороті автомобіля повинні котитися без бічного ковзання;
2. Рульовий привід повинен забезпечувати привальне співвідношення кутів повороту керованих коліс;
3. Керовані колеса повинні під час прямолінійного руху зберігати нейтральне положення і автоматично повертатися до нього при виході автомобіля з повороту;
4. Повинні бути включені самовільні кутові коливання керованих коліс.

Для оцінки керованості автомобіля застосовують слідуючи вимірювачі:

1. Критична швидкість при умові керованості;
2. повертання автомобіля;
3. співвідношення кутів повороту керованих коліс;
4. стабілізація керованих коліс;
5. кутові коливання керованих коліс.

§52. Критична швидкість при умові керованості

Критичною швидкістю при умові керованості називають швидкість, з якою автомобіль може рухатися на повороті без поперечного ковзання керованих коліс.

Критична швидкість при умові керованості розраховується за формулою:

$$V_{кр,к} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{tg\Theta} - f \right) \cdot g \cdot L \cdot \cos\Theta} \text{ м/с} \quad (133)$$

На дорогах із твердим покриттям коефіцієнт зчеплення на багато разів перевищує коефіцієнт опору кочення, тому автомобіль зберігає керованість навіть при русі по кривим малих радіусів.

При русі автомобіля по дорогам з нерівним покриттям, яке на поверхні має лід, а також по піску або снігу, значення коефіцієнтів зчеплення $-\varphi$ і $-f$ опору кочення зближуються, при цьому різниця $-\varphi^2$ і $-f^2$ зменшується, що приведе до зниження критичної швидкості.

Якщо $\varphi = f / \cos\Theta$, то підкореневий вираз дорівнює 0 і автомобіль може рухатися на повороті тільки з малою швидкістю.

Якщо вираз $\varphi < f / \cos\Theta$ то автомобіль стає некерованим, так як критична швидкість при умові керованості стає уявною величиною.

При повному ковзанні передніх керованих коліс, наприклад внаслідок їх блокування при гальмуванні, поперечна реакція дороги не виникає. В цьому випадку поворот керованих коліс не змінює напрямку їх руху і автомобіль втрачає керованість.

§53. Бічне відведення коліс

Розглянемо, як буде котитися по дорозі жорстке колесо.

Якщо бічна сила (сила повітря, відцентрова сила на повороті) менша сили зчеплення коліс з дорогою, то таке колесо продовжує рух в початковому напрямку. Коли значення бічної сили стане більше значення сили зчеплення, жорстке колесо починає ковзати в поперечному напрямку.

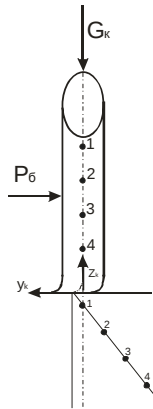


Рис. 15 Бічний відвід колеса

Зовсім інакше, під дією бічної сили, рухається колесо з еластичною шиною. Внаслідок того, що пневматична шина володіє значною еластичністю в бічному напрямку, під дією бічної сили виникає її бічна деформація і колесо автомобіля котиться під деяким кутом до своєї середньої площини.

Якщо відмітити на протекторі шини, яка котиться, точки 1, 2, 3, 4, які при прямолінійному русі колеса і відсутності бічної сили знаходилися б на лінії сліду в повздовжній середній площині колеса, то під дією бічної сили – P_b – відмітки цих точок на сліді в кожен момент часу зміщуються вправо. Внаслідок цього колесо автомобіля при дії бічної сили рухається під деяким кутом відносно своїх середньої повздовжньої площини, тобто по лінії, яка відмічена на сліді точками 1', 2', 3', 4'.

Кут – δ_b – між початковим і зміненим напрямком руху шини називають „кутом бічного відведення”. Величина цього кута тим більша, чим більше величина бічної сили і чим більша бічна еластичність шини.

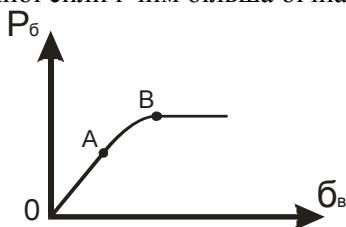


Рис. 16 Залежність між бічною силою та кутом відведення

Кут бічного відведення, при збільшенні бічної сили, зростає прямо пропорційно до деякого значення точка(точка A)

Бічна сила на ділянці – 0 A – прямо пропорційна куту відведення.

$$P_b = K_b \cdot \delta_b, H$$

де: K_b – коефіцієнт опору бічного відведення шини, який показує, яку бічну силу треба прикласти до колеса, щоб викликати його відведення на 1 радіан.

При подальшому зростанні бічної сили (до точки - B) кут відведення зростає швидше, що свідчить про початок часткового проковзування шини.

Ще більше значення бічної сили (за точкою – B) викликає ковзання колеса у поперечному напрямку.

Чисельне значення – K_b – легкових автомобілів значно менші, ніж шини вантажних автомобілів. Чим менше – K_b –, тим раніше починається ковзання шини в поперечному напрямку.

§54. Критична швидкість при умові відведення

Швидкість руху автомобіля, при якій почався поворот буде безперервно зростати за рахунок бічного відведення шин при незмінному положенні керованих коліс, називають „критичною швидкістю при умові бічного відведення”.

Критична швидкість при умові бічного відведення розраховують за формулою:

$$V_{кр.б} = \sqrt{\frac{L}{\frac{G_2}{K_{б2}} - \frac{G_1}{K_{б1}}}}, \text{ м/с } (134)$$

де: L – база автомобіля; G_1 – маса автомобіля що припадає на передню вісь; G_2 – маса автомобіля що припадає на задню вісь; $K_{б1}$ – коефіцієнт опору відведення коліс переднього моста; $K_{б2}$ – коефіцієнт опору відведення коліс заднього моста;

З даного виразу бачимо, що збільшення бази автомобіля збільшує критичну швидкість і що вона змінюється в залежності від розподілу маси по осям і коефіцієнт опору відведення передньої і задньої осей.

Якщо $G_1 / K_{б1} = G_2 / K_{б2}$

то, критична швидкість прямує до нескінченності, тобто практично може бути дуже високим.

Якщо $G_1 / K_{б1} > G_2 / K_{б2}$

то, критична швидкість уявна, тобто автомобіль при будь якій швидкості зберігає керованість.

Якщо $G_1 / K_{б1} < G_2 / K_{б2}$

то, критична швидкість має певне значення, при якій навіть незначна бічна сила викликає втрати керування.

Для збільшення критичної швидкості зменшується тиск повітря в шинах передніх коліс, в порівнянні з тиском повітря в шинах задніх коліс, тим самим знижується коефіцієнт – $K_{б}$.

Якщо швидкість руху автомобіля стане більше критичної, то для повороту автомобіля вправо передні колеса необхідно повернути вліво. В наслідок цього автомобіль втрачає керованість.

§55. Повертання автомобіля

Властивості автомобіля з еластичними шинами відхилятися в наслідок відведення коліс мостів від напрямку руху, який заданий положенням керованих коліс, називають повертанням.

Є дві причини повертання:

- відведення коліс, яке викликається поперечною еластичністю шини;

- поперечний нахил кузова, який зв'язаний з еластичною підвіскою.

В наслідок цього розрізняють шинне і кренове повертання автомобіля.

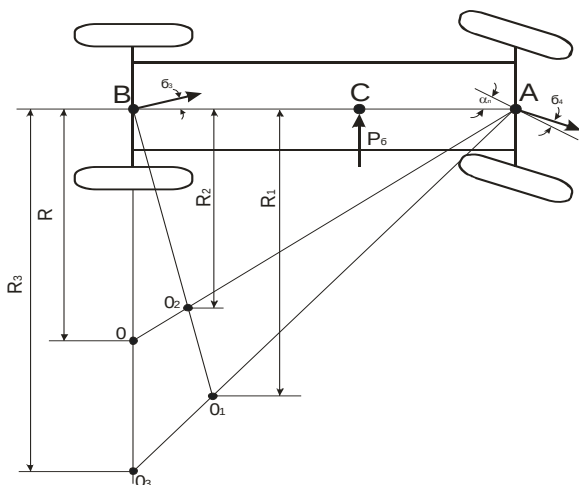


Рис. 17 Схема руху автомобіля при шинному повертанні

Раніше ми з'ясували, що бічна деформація шин викликає бічне відведення автомобіля. При відсутності бічного відведення автомобіль здійснював би поворот радіусом – $R = OB$ –, навколо центру повороту – O –, визначеного як точка перетину перпендикулярів – OB – і – OA –.

В наслідок бічного відведення задньої осі на кут – δ_3 – і передньої осі на кут – δ_4 – напрямок їх руху змінюється, і новим центром повороту буде точка – O_1 – яка визначена перпендикулярами – O_1B – і – O_1A –. Радіус повороту буде – R_1 –.

З рисунка бачимо, що – R_1 – не дорівнює – R –. Величина – R_1 – залежить від кута – α_n – повороту керованих коліс і співвідношенням кутів відведення передньої і задньої осей.

Розглянемо три приклади.

1. Під дією бічної сили, при русі автомобіля на повороті, кут відведення передньої осі – δ_4 – рівний куту відведення задньої осі – δ_3 –.

В цьому випадку автомобіль рухається по радіусу – R –, тобто по тому ж самому радіусу, по якому автомобіль рухається і без кутів відведення. В цьому випадку автомобіль володіє нейтральним повертанням.

2. Передні колеса автомобіля при його повертанні рухаються без бічного відведення, а задня вісь рухається з кутом бічного відведення – δ_3 –.

В цьому випадку центр повороту автомобіля розміститься в точці – O_2 – , і радіус повороту – R_2 – буде менше радіусу – R_1 –

Звідці бачимо, якщо кут відведення передньої осі менший кута відведення задньої осі, то автомобіль рухається по меншому радіусу, тобто він володіє надлишковим повертанням.

3. Задня вісь автомобіля при його повертанні рухається без бічного відведення, а передня вісь рухається з кутом – δ_4 – бічного відведення.

В цьому випадку центр повороту автомобіля розміститься в точці – O_3 – і радіус повороту – R_3 – буде більше радіусу – R_1 –.

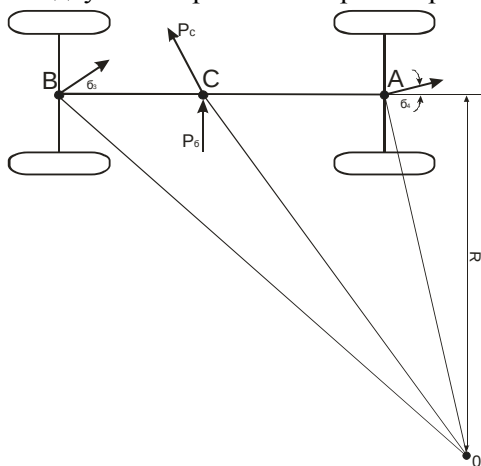
Бачимо, що кут відведення задньої осі менший кута відведення передньої осі, автомобіль рухається по більшому радіусу, тобто він володіє недостатнім повертанням.

§56. Рух автомобіля з недостатнім і надлишковим повертанням під дією бічної сили

Якщо на повороті з надлишковим повертанням, який рухається прямолінійно, починає діяти бічна сила, то характер руху з-за різних кутів відведення і задньої осі змінюється. Так як задня вісь володіє більшим кутом відведення, намагається відхилитися в сторону більше, ніж передня, то прямолінійний рух автомобіля порушується і він починає рухатися по колу з центром повороту в точці – O –. В наслідок цього виникає відцентрова сила – P_c –, яка буде направлена в ту саму сторону, що і бічна сила – P_b –.

В наслідок цього кути відведення збільшуються, радіус повороту зменшується, і відцентрова сила ще більше збільшується, що в свою чергу збільшує кути відведення.

В цьому випадку може трапитися втрата керованості і стійкості.



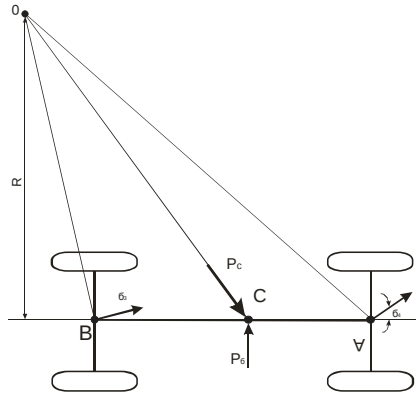


Рис. 18 Схема сил при русі автомобіля з надлишковою керованістю

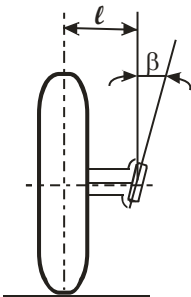
Автомобіль з недостатнім повертанням при дії на нього бічної сили внаслідок бічного відведення намагається повернутися в сторону дії бічної сили. З'явившася при цьому відцентрова сила діє в протилежну сторону дії бічної сили. Відцентрова сила зменшує кути відведення осей, тобто тим самим вирівнює рух автомобіля в прямолінійний напрям.

Таким чином, автомобіль з недостатнім повертанням автоматично зберігає прямоліній рух, що полегшує керування і покращує стійкість.

§57. Стабілізація керованих коліс

Стабілізацію керованих коліс називають їх здатність автоматично зберігати положення, яке відповідає прямолінійному руху автомобіля і автоматично повертатись до нього при виході автомобіля з повороту.

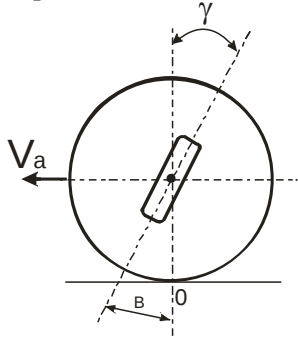
Стабілізація керованих коліс забезпечується поперечним і повздовжнім нахилом шкворня і бічною еластичністю шини.



При поперечному нахилі шкворней керованих коліс автомобіля (кут β) їх поворот в ту або іншу сторону від нейтрального положення супроводжується підняттям балки передньої осі. Цьому перешкоджає маса автомобіля, яка діє на балку.

Таким чином утворення стабілізуючого ефекту, в поперечному напрямку, залежить від маси, яка діє на передню вісь автомобіля, величини кута – β – і відстань – L від осі колеса до осі шкворня.

Ці фактори визначають ту роботу, яку необхідно затратити для підйому передньої частини автомобіля, яка викликається поворотом керованих коліс.



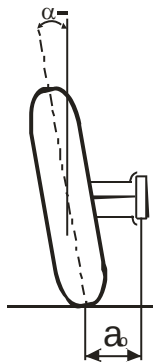
При повздовжньому нахилі шкворня (кут γ) між його віссю і точкою – О – прикладання бічної реакції, яка виникає в наслідок деформації шини при повороті коліс, утворюється плече – B –.

Стабілізуючий момент в повздовжньому напрямку, який утворюється при відхиленні колеса від нейтрального положення, залежить від плеча – B – і величини бічної реакції.

Кут – γ – повздовжнього нахилу шкворня вважається позитивним, якщо верхній кінець шкворня має нахил назад.

Сучасні шини внаслідок великої їх еластичності володіють значними стабілізуючими властивостями. Тому в деяких випадках на легкових автомобілях, щоб не ускладнити поворот керованих коліс, відмовляються від повздовжнього нахилу шкворня або роблять безшкворневе з'єднання.

§58. Кути встановлення керованих коліс



Кут розвалу – α_p – запобігає нахилу керованих коліс в випадку зносу поворотних упор і дозволяє зменшити плече обкатки – a_0 – не зменшується при цьому поперечного нахилу шкворня. Зменшення плеча обкатки знижує величину зусилля, яка необхідна для повороту керованих коліс, але значення його повинно бути оптимальним для кожного автомобіля, так як велике зменшення плеча обкатки знижує стабілізуючий ефект.

В наслідок розвалу керованих коліс створюється додаткові бічні сили і моменти, внаслідок бічної деформації шини, дія яких збільшується навантаження в рульовому приводі, а також опір кочення і знос шин.

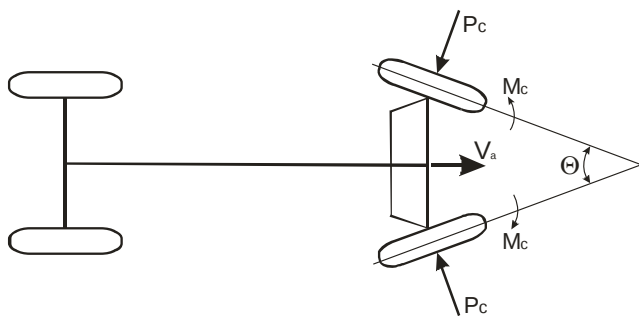


Рис. 22 Схема сходження передніх коліс автомобіля

Для зменшення бічних сил, які діють в контакті колеса з опорною поверхнею, керовані колеса встановлюють в вертикальній площині під деяким кутом – Θ – до площини симетрії автомобіля, цей кут називають „кут сходження”

Внаслідок встановлення коліс з кутом сходження керовані колеса котяться з відведенням. При цьому виникає відцентрова сила – P_c –, яка діє перпендикулярно площині колеса і на плечі – r_k – (радіус кочення колеса) створює момент, який намагається повернути колеса в сторону, протилежну сходженню.

В наслідок цього нейтралізується бічні реакції, які викликані розвалом коліс, і відповідно, негативне явище кута розвалу.

Кожному куту розвалу відповідає оптимальний кут сходження, при якому напруга в площині контакту шини з дорогою буде найменшою.

§59. Кутові коливання керованих коліс

Керовані колеса автомобіля можуть коливатися навколо шкворнів.

Коливання коліс можуть виникнути при русі по нерівній дорозі в наслідок:

- неврівноваженості коліс;
- ексцентричності коліс;
- особливостей рульового приводу.

При русі автомобіля, який має залежну підвіску, по нерівній дорозі наїзд одного з керованих коліс на перешкоду викликає бічний нахил обох коліс.

Нахил переднього колеса в бік викликає намагання колеса повернутися навколо шкворня.

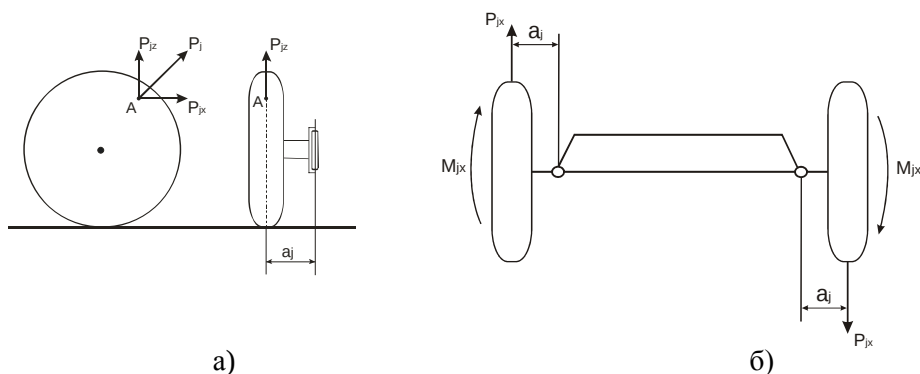


Рис. 23 Схема сили та моментів, що діють керовані колеса

Моменти керованих коліс, які діють перпендикулярно площині обертання і повертають їх навколо шкворней, носять назву „гіроскопічних моментів”

У невірноважених колесах, тобто у колеса, який має ділянку – А –, маса якого більше маси інших ділянок, відцентрова сила – P_j –, яка створюється цією невірноваженою ділянкою, створює відносно шкворня повертаючий момент, який рівний:

$$M_{jx} = P_{jx} \cdot a_j \quad \text{Н м} \quad (135)$$

Вертикальні складові – P_{jx} – відцентрових сил викликають коливання коліс в поперечно мій площині. Для вказаних моментів буде змінюватися по напрямку при кожному обертання колеса.

Таку саму дію на коливання коліс створює їх ексцентричність.

На великих швидкостях невірноважені сили зростають на стільки, що можуть викликати вильвання керованих коліс.

Застосування незалежної підвіски, стабілізаторів поперечної стійкості, амортизаторів, балансування коліс ведуть до усунення коливань керованих коліс автомобіля.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть вимірювачі керованості автомобіля.
2. Яка умова кочення передніх коліс без поперечного ковзання?
3. Що таке відведення колеса, від яких чинників залежить і як впливає на керованість автомобіля?
4. Як визначити критичні швидкості автомобіля за умовами керованості і відведення?
5. Як впливають коливання колеса на керованість автомобіля?
6. Що таке стабілізація керованих коліс і від яких чинників вона залежить?

Тема 7: Паливна економічність автомобіля

§60. Значення паливної економічності автомобіля для народного господарства і охорони навколишнього середовища.

Паливо є важливим експлуатаційним матеріалом, яке використовується на автомобільному транспорті в великій кількості. Паливо необхідно використовувати з максимальною ефективністю, не допускаючи його втрат і марних витрат.

Для зменшення витрат на паливо необхідно переводити двигуни автомобілів на природний газ і дизельне пальне, яке дешевше бензину і більш економічне, з точки зору витрат.

Слід замість карбюраторів застосовувати інжектори, які зменшують витрати палива і шкідливі викиди в навколишнє середовище.

Останнім часом в деяких країнах шукають заміну для бензину, так застосовують спирт, який позитивно впливає на навколишнє середовище. Ведуться розробки двигунів, які працюють на водороді, отриманому від розкладання води. В деяких країнах застосовують газогенераторні двигуни, які працюють на твердому паливі.

Для покращення дії вихлопних газів на навколишнє середовище, необхідно підтримувати автомобіль в справному технічному стані, особливо паливну систему.

Методи водіння автомобіля, також залежать на паливну економічність автомобіля і стан навколишнього середовища.

§61. Вимірювачі паливної економічності автомобіля

Вдосконалення конструкції автомобіля оцінюють по витраті палива – Q – (в літрах) відповідно до довжини пройденого шляху (пробігу) S^x – (км).

Шляхову витрату палива при пробігу автомобіля на 100 км, визначають:

$$g_{ш} = \frac{100 \cdot Q}{S^x}; \text{ л / 100 км} \quad (136)$$

Іноді для оцінки паливної економічності рухомого складу застосовують також витрату палива, віднесеної до одиниці транспортної роботи

$$g_{mp} = \frac{Q \cdot \rho \cdot 10^3}{m_v \cdot S^x}; \text{ г / т. Км} \quad (137)$$

де ρ = густина палива;

m_v – маса перевезеного вантажу;

S_B^x – пробіг автомобіля з вантажем.

Основним вимірювачем паливної економічності автомобільного двигуна є година витрата палива:

$$G_\Gamma = \frac{3600 \cdot Q \cdot \rho}{10^6}; \text{ кг / год.} \quad (138)$$

і питома ефективна витрата палива

$$g_e = \frac{10^6 \cdot Q_\Gamma}{Ne}; \text{ г / кВт год.} \quad (139)$$

шляхову витрату палива можна визначити

$$g_{ш} = \frac{10^3 \cdot G_\Gamma}{36 \cdot \rho \cdot V_a}; \text{ л / 100 км} \quad (140)$$

§62. Паливно-економічна характеристика

Паливно-економічна характеристика автомобіля дозволяє визначити витрату палива в залежності від зміни швидкості руху.

Паливно-економічною характеристикою називають графічну залежність шляхової витрати від швидкості руху автомобіля.

Дослідження автомобіля проводять на дорогах з різними типами покриття

Показники витрати палива знімають від мінімальної $V_{\min}$ до максимальної $V_{\max}$ швидкості руху автомобіля, роблять 6...8 замірів, як правило, при русі автомобіля на прямій передачі або підвищеній передачі.

По результатам замирювань будують графік паливно економічної характеристики.

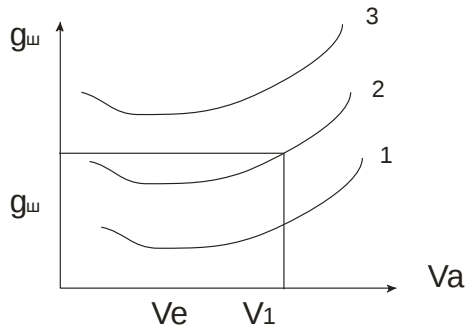


Рис 24. Графік паливної економічності

По даних характеристики визначають найбільш економічну швидкість руху автомобіля, з врахуванням дорожніх умов. А також можуть визначати витрату палива при будь якій швидкості руху, знаючи коефіцієнт опору дороги.

§63 Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на витрату палива.

Шляхову витрату палива, з врахуванням сил опору руху, можна розрахувати за формулою:

$$g_{ш} = \frac{g_e}{36000 \cdot \rho \cdot \eta_{тр}} \cdot (\psi \cdot G_a + KFV_a^2 + \frac{G_a \cdot j \cdot \delta}{g}); \text{ л / 100км} \quad (141)$$

де g_e – питома витрата палива;

ρ – питома густина палива;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії;

ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

G_a – повна маса автомобіля;

K – коефіцієнт опору повітря;

F – лобова площа автомобіля;

V_a – швидкість руху автомобіля;

J – прискорення автомобіля;

δ – коефіцієнт важких оберткових мас автомобіля.

Для покращення паливної економічності автомобіля необхідно:

- збільшити ступінь стиску двигуна, зменшує витрату палива – g_e ;
- зменшити власну масу автомобіля;
- покращити аеродинаміку автомобіля;
- збільшувати ККД трансмісії;
- покращувати дорожні умови (залежить від автодора);
- вибирати найбільш економічну швидкість руху автомобіля;
- використовувати графік розгону автомобіля своєчасного перемикавання на підвищенні передачі.

§64 Паливна економічність автопоїзда

Робота автомобіля в складі автопоїзда викликає збільшення витрати палива на одиницю пробігу. Однак збільшення витрати палива непропорційне зростанню сил опору руху, так як при буксуванні причепів або напівпричепів ступінь використання потужності двигуна вище, ніж при русі автомобіля без причепа, що зменшує питому ефективну витрату палива.

Крім того знижується витрата палива на одиницю виконаної транспортної роботи (або одиницю маси перевезеного вантажу), що зменшує вартість перевезення на дорогах з твердим покриттям, які не мають крутих і затяжних підйомів, при використанні причепа економія палива на – 1 т.км – може складати 15 – 20%.

Щоб в'яснити причину покращення паливної економічності автопоїзда визначаємо витрату палива, яка приходить на одиницю транспортної роботи.

$$g_{mp} = \frac{g_e \cdot \psi}{36000 \cdot \rho \cdot \eta_{mp}} \cdot \left(\frac{G_o}{G_e} + 1 \right); \text{ г / т км} \quad (142)$$

де g_e – питома витрата палива;

ρ – питома густина палива;

η_{mp} – ККД трансмісії;

ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

G_o – власна маса автомобіля;

G_b – маса перевезеного вантажу.

Власна маса причепа значно менше маси автомобіля тої ж вантажопідйомності. Тому у випадку застосування причепа кількість перевезеного вантажу збільшується приблизно вдвічі, а власна маса автопоїзда зростає всього на 50...60%. Крім того, ступінь використання потужності двигуна в автомобіля, що буксирує причіп, вище, чим в одиночного автомобіля, отже g_e менше. ККД трансмісії сідельного тягача вище, чим ККД бортового автомобіля, тому що більше навантаження, передане трансмісією.

У результаті витрата палива, віднесена до одиниці транспортної роботи, в автопоїзда значно менше

§65. Методи водіння автомобіля які зменшують витрату палива.

Методи водіння автомобіля впливають на витрату палива.

Так правильне рушання з місця, без пробуксовування ведучих коліс, на малих обертах двигуна, зменшує витрату палива. В міських умовах, на перехрестях, де встановлені світлофори, при зміні сигналу світлофора, необхідно використовувати накат автомобіля, так щоб при приближенні до перехрестя не застосовувати екстрене гальмування. При роботі за містом, також слід застосовувати накат.

При розгоні автомобіля слід своєчасно включити підвищену передачу. При русі на підйом, своєчасно переходити на понижену передачу. При русі на сталій швидкості використовувати найбільш економічну швидкість руху.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть основні вимірювачі і показники паливної економічності автомобіля і автопоїзда.
2. Від яких чинників залежить витрата палива?
3. Що таке паливно-економічність характеристика автомобіля, як її побудувати і які експлуатаційні завдання можна вирішити з її допомогою?
4. Навіщо потрібні норми витрати палива?

ЗАВДАННЯ.

1. Двигун вантажного автомобіля розвиває потужність 200 кВт. Знайти годинну витрату палива, якщо відомо, що питома ефективна витрата $g_e = 300 \text{ г/(кВт-год)}$.
2. Повністю навантажений автомобіль ЗІЛ-130-76 при русі із швидкістю $V = 25 \text{ м/с}$ витрачає під час 54 л палива. Визначити витрату палива на 100 км шляху і на одиницю транспортної роботи (на 1 т-км.), якщо щільність палива $\rho = 0,75 \text{ кг/л}$.

Тема 8: Прохідність автомобіля

§66. Класифікація автомобілів по прохідності.

Автомобілі по прохідності умовно поділяють на три групи:

- автомобілі обмеженої прохідності, це двох- і трьохвісні автомобілі з одною ведучою віссю (ЗІЛ-130, ЗІЛ-133);
- автомобілі підвищеної прохідності, це двох- і трьохвісні автомобілі з всіма ведучими осями (ГАЗ-66, ЗІЛ-131);
- автомобілі високої прохідності, це автомобілі, які мають спеціальну компоновку або конструкцію (багатомісні з всіма ведучими осями, гусеничні, напівгусеничні, повітряні подушки, шнекоходи)

§67. Геометричні показники прохідності

До геометричних параметрів прохідності автомобіля відносять:

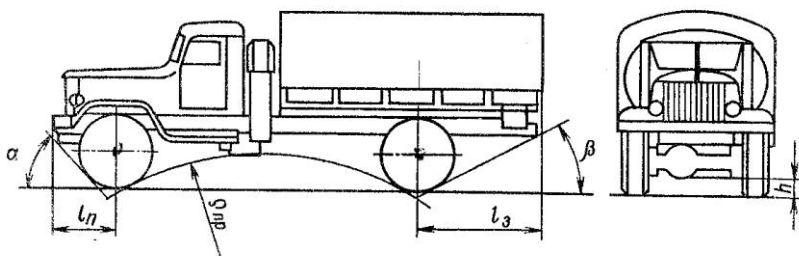


Рис 25. Геометричні показники прохідності

- кути переднього α і заднього звисів β , а також передній L_n і задній L_3 , звиси характеризують прохідність автомобіля по нерівним дорогам при виїзді на перешкоду або при з'їзді з неї, наприклад, в випадку наїзду на бугор, переїзд через канави.

- повздовжній ρ_{np} і поперечний ρ_{non} радіуси прохідності, визначають параметри перешкод яку, не торкаючись, може подолати автомобіль, наприклад, переїзд через бугор.

- дорожній просвіт, характеризує можливість руху автомобіля не торкаючись вертикальних перешкод (каміння, рух по глибокій колії)

- габаритні розміри: довжина, ширина і висота автомобіля, характеризують маневреність автомобіля на обмежених майданчиках.

- радіус повороту, характеризує ширину смуги дороги яку займає автомобіль при русі на повороті.

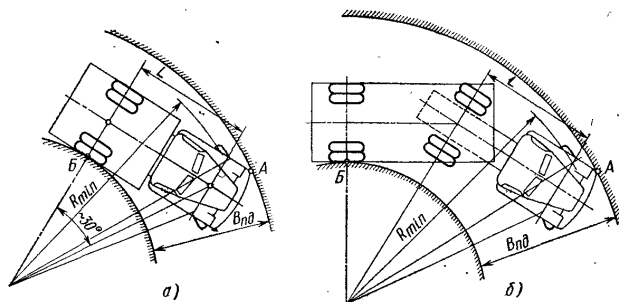


Рис 26. Показники маневреності одиночного автомобіля, тягача з напівприцепом

§68. Тягові і опорно зчіпні показники прохідності.

До тягових показників прохідності автомобіля відносять максимальну тягову силу і динамічний фактор.

Тягову силу на ведучих колесах розраховують за формулою:

$$P_{\partial} = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_p \cdot U_{\partial\partial} \cdot \eta_{\partial\partial}}{r_k}; H$$

Де: M_e – крутний момент двигуна;

U_k – передаточне число коробки передач;

U_p – передаточне число роздавальної коробки передач;

$U_{\partial\partial}$ – передаточне число головної передачі;

$\eta_{\partial\partial}$ – ккд трансмісії;

r_k – радіус кочення колеса.

Розглянемо, для прикладу сучасні вантажні автомобілі обмеженої прохідності.

На сучасні вантажні автомобілі встановлюють потужні двигуни, тому крутний момент в них достатньо великий. Крім того коробки передач мають від п'яти до вісьма ступенів, що також підвищують тягову силу, головні передачі, як правило, подвійні або рознесені і мають велике передаточне число. Отже сучасні вантажні автомобілі, по своїй тяговій силі, по прохідності не обмежені, але на автомобілях обмеженої прохідності недостатні опорно-зчепні можливості.

Динамічний фактор розраховують за формулою:

$$D_a = P_T - P_w / G_a ;$$

де P_T – тягова сила на ведучих колесах автомобіля; P_w – сила опору повітря;

G_a – повна маса автомобіля.

Так як максимальна тягова сила на автомобілях досить висока то і динамічний фактор має велике значення, тобто по динамічному фактору сучасні вантажні автомобілі також не обмежені.

Опорно-зчепні показники прохідності автомобіля.

До опорно-зчепних показників прохідності автомобіля відносять динамічний фактор по зчепленню і питомий тиск на ґрунт.

Динамічний фактор по зчепленню для завантаженого автомобіля розраховуємо за формулою:

$$D_\phi = \phi \cdot G_2 / G_a, H$$

де G_2 – маса автомобіля що припадає на задню вісь; G_a – повна маса автомобіля; ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Відношення G_2 / G_a називають коефіцієнтом зчепленої ваги.

Отже для покращення прохідності автомобіля слід збільшувати коефіцієнт зчепної ваги.

Динамічний фактор для автомобіля підвищеної прохідності (Зіл-131) розраховують за формулою:

$$D_\phi = \phi \cdot (G_1 + G_2 + G_3 / G_a), H$$

де G_1 – маса яка припадає на передній міст автомобіля;

G_2 – маса яка припадає на середню міст автомобіля;

G_3 – маса яка припадає на задній міст автомобіля.

$$G_1 + G_2 + G_3 = G_a$$

Для збільшення коефіцієнта зчепної ваги і відповідно для покращення прохідності автомобіля слід збільшувати кількість ведучих мостів.

Питомий тиск на ґрунт розраховують за формулою:

$$P_\Pi = G_K / F_K, H/cm^2 \quad (142)$$

Де G_K – маса яка припадає на колесо автомобіля;

F – площа контакту шини з опорною поверхнею.

Для покращення прохідності слід зменшувати питомий тиск. Для цього слід збільшувати площу контакту шини з опорною поверхнею.

Для збільшення площі контакту використовують спеціальні шини: широкопрофельні, аروحні, пневмокати, а також обладнують автомобілі централізованою системою регулювання тиску повітря в шинах.

§69. Вплив конструкції автомобіля на його прохідність.

– Ведені і ведучі колеса

Ведені колеса значно гірше долають вертикальні перешкоди ніж ведучі.

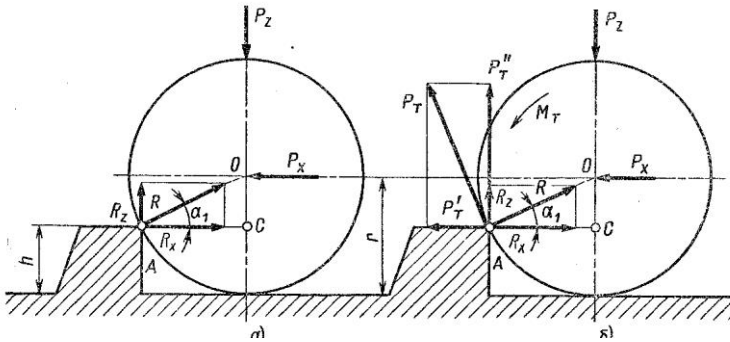


Рис 27. Схема сил, що діють на передні колеса при подоланні вертикальної перешкоди.

а) ведене колесо; б) ведуче колесо

На малюнку А показано схему сил, які діють на ведене (переднє) колесо автомобіля при подоланні ним вертикальної перешкоди висотою – h

На колесо діють штовхаюча сила – P_x – яка сприймається переднім колесом від рами автомобіля, і реакція – R – перешкоди. З умови рівноваги колеса маємо:

$$R_z = P_z; \quad R_x = P_x$$

Сили, які діють на колеса, зв'язані між собою рівностями

$$R_z = R_x \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = P_x \operatorname{tg} \alpha_1$$

$$P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha_1$$

Визначимо значення – $\operatorname{tg} \alpha_1$ – з трикутника АОС

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = OC / AC = r - h / \sqrt{2 \cdot r \cdot h - h^2}$$

де r – радіус колеса;

h – висота перешкоди.

$$P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha_1 = (P_z \cdot \sqrt{2 \cdot r \cdot h - h^2}) / r - h$$

З отриманої формули бачимо, що при – $h = r$ – сила – P_x – стає безмежно великою, тобто при наїзді ведених передніх коліс на перешкоду висотою – $h = r$ – автомобіль не має змоги його подолати навіть при значно великій сили тяги на ведучих колесах.

На ведуче переднє колесо, крім сил $-Px$ і $-Pz$ – діє також тяговий момент $-M_T$ –, в наслідок цього з'являється сила тяги $-P_T$ – на горизонтальну $-P^I_T$ – і вертикальну $-P^{II}_T$ – складові.

В наслідок дії сил $-Px$ і $-Pz$ – виникають реакції $-Rx$ і $-Rz$ –. Спроектувавши всі сили на вертикальну і горизонтальну вісь, отримаємо:

$$P_x = R_x - P^I_T; \quad P_z = R_z - P^{II}_T;$$

Виникнення додаткової сили $-P^{II}_T$ – дозволяє ведучому колесу подолати перешкоду висотою яка рівна радіусу колеса, а сила $-P^I_T$ – зменшує складову сили опору руху $-R_x$ –.

- Колія передніх і задніх коліс.

При утворенні колії під час руху автомобіля по м'яких ґрунтах виникає значний опір коченню коліс. Тому у випадку не спів падання колії задніх коліс з колією передніх опір руху більший ніж при їх спів паданні.

- Мости

Рух автомобілів 6х4, 6х6 по нерівній місцевості без відриву коліс від ґрунту може бути обмежено максимально допустимим перекосом їх мостів, який залежить від типу підвіски.

При незалежній і балансирній підвісках допускається більший перекид мостів, що покращує прохідність.

- Диференціал.

При встановленні на автомобіль симетричного диференціалу, який розподіляє крутний момент між колесами завжди порівно, при пробуксовуванні одного з коліс, яке в цьому випадку має незначний крутний момент, друге колесо також має такий самий незначний крутний момент, тому автомобіль не може зрушити з місця. Для покращення прохідності встановлюють диференціали самоблокуючі або з примусовим блокуванням, які розподіляють крутний момент між колесами, в залежності від їх зчеплення з опорною поверхнею, що значно підвищує прохідність автомобіля.

- Регулювання тиску повітря в шинах.

Автомобіля які обладнані централізованою системою регулювання тиску повітря в шинах, при інших рівних умовах мають підвищену прохідність при русі по м'яких ґрунтах. В цьому випадку при зниженні тиску повітря в шинах збільшується площа контакту шин з дорогою, тобто забезпечується зниження тиску колеса на дорогу.

- Зниження швидкості руху автомобіля.

Встановлення на автомобіль гідротрансформатора, роздавальної коробки, електромеханічної трансмісії, підвищує його прохідність по м'яким та вологим ґрунтам, так як дозволяє знизити максимальну швидкість руху до 0,5 ... 1,5 км/год і забезпечує плавну зміну швидкості.

Від цього в більшості залежить найкраще рушання автомобіля з місця в вказаних умовах.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть основні геометричні показники прохідності автомобіля і охарактеризуйте їх значення для автомобілів високої прохідності.
2. Якими додатковими засобами можна збільшити прохідність автомобіля?
3. Які конструктивні чинники впливають на прохідність автомобіля?
4. Назвіть спеціальні типи автомобілів високої прохідності.

Тема 9: Плавність руху автомобіля

§70. Вплив конструкції автомобіля на його прохідність.

Під плавністю руху розуміють здатність автомобіля рухатися по нерівностях доріг з мінімальними коливаннями кузова.

При русі автомобіля всі його деталі коливаються в просторі. Коливання виникають в наслідок дії змінних по величині і напрямку сил при наявності пружних елементів ходової частини і трансмісії автомобіля.

Коливання автомобіля викликають запаморочення голови, стомлення і інші неприємні фізіологічні відчуття у водія та пасажирів. Динамічні навантаження, які супроводжують коливання, приводять до інтенсивного зносу деталей і їх руйнування. При коливанні підвищується опір руху, що приводить до збільшенню витрати палива. При русі по нерівностям доріг, в наслідок виникнення коливань, водій змушений зменшити швидкість руху, що зменшує продуктивність автомобіля.

Таким чином, зменшення коливань мають значення не тільки для плавності руху автомобіля, але і для його експлуатаційних властивостей.

§71 Вимірювання плавності руху

В даний час немає єдиного критерію, яким можна було би виміряти плавність руху автомобіля.

Таким чином коливання кузова автомобіля характеризують в основному шістьма аналогічними вимірювачами, які приведено нижче.

1. *Період коливань* – T – час у секундах, на протязі якого кузов здійснює повний коливальний рух.

2. *Частота коливань* – ω – в герцах (Гц) це кількість коливань в секунду.

3. *Амплітуда коливань*, найбільше відхилення кузова від положення рівноваги.

4. *Швидкість коливань* – перша похідна переміщення по часу, м/с.

5. *Прискорення коливань* – друга похідна переміщення по часу або перша похідна швидкості коливань по часу, м/с².

6. *Швидкість наростання прискорень коливань* – третя похідна переміщення по часу або перша похідна прискорення коливань по часу, м/с³.

§72 Визначення частоти коливань

Частота коливань, яка виражена в герцах – ω – і кількість коливань в хвилину – n – зв'язує між собою рівність.

$$n = \frac{60}{T}; \quad (143)$$

де: T – період коливань

$$T = \frac{2\pi}{\omega}; \quad (144)$$

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}; \quad (145)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (146)$$

де: c – жорсткість пружного елемента;

m – маса вантажу.

В свою чергу жорсткість пружного елемента і маса вантажу визначається за формулами:

$$C = \frac{G_{\epsilon}}{f_0}; \quad m = \frac{G_{\epsilon}}{g}; \quad (147)$$

де: f_0 – деформація (прогин) пружного елемента;

g – прискорення вільного падіння $9,81 \text{ м/с}^2$

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad (148)$$

Так як коливання залежать тільки від параметрів самої системи – C – і – m – то такі коливання носять назву „власна частота коливань”

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{G_{\epsilon}}{f_0} \cdot \frac{g}{G_{\epsilon}}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_0}}; \quad (149)$$

Таким чином, для визначення власної частоти коливань необхідно знати лише деформацію пружного елемента.

З формули бачимо, що чим більше статичний прогин підвіски, тим менша частота власних коливань.

Використовуючи м'які підвіски, зменшують власну частоту коливань кузова і підвищують комфортабельність поїздки в автомобілі.

§73 Вплив коливань на організм людини

Якщо ми будемо розглядати автомобіль, то він буде складатись в виді системи, яка складається з трьох взаємозв'язаних частин: підресорених, непідресорених і елементів які їх з'єднують.

Підресорену частину автомобіля складає кузов з кабіною, рама, двигун, коробка передач та інші вузли і агрегати, вага яких передається на ресори.

Непідресореною частиною автомобіля будуть ті елементи, вага яких не передається на ресори, це передній і задній мости з колесами і шинами.

Частоту власних коливань автомобіля поділяють на низьку і високу.

Коливання кузова на ресорах – це низькі (основні) власні коливання автомобіля і складають приблизно до 15...18 Гц.

З низькою частотою коливаються підресорні маси автомобіля.

З високою частотою коливань непідресорені маси автомобіля.

Низькочастотні коливання

Людський організм не сприймає частоти коливань в межах 1,7...2,5 Гц, так як це його власні коливання під час руху.

Однак зниження частоти коливань нижче 1,5 Гц викликає в організмі людини неприємні фізіологічні відчуття, явище „морська хвороба”

Високочастотні коливання

З високою частотою коливаються осі між ресорами і шинами.

Вібраційна чутливість людського організму складає 15...15000 Гц, тому високочастотні коливання на людський організм, практично не впливають.

Амплітуда коливань

Амплітуда коливань впливає на організм людини менш ніж частота.

Для забезпечення нормальної роботи водія і доброго самопочуття пасажирів амплітуда коливань не повинна перевищувати 35...40 мм. Більші величини амплітуд можуть привести до неприємних відчуттів і швидкої втоми.

Швидкість коливань

Найбільш благо приємні швидкості коливань лежать в межах 0,35...0,1 м/с. При збільшенні швидкості коливань плавність руху автомобіля погіршується.

Характеристика коливань в залежності від швидкості коливань (в м/с)

- | | |
|------------------------------|---------------|
| - невідчутні | - 0,035 |
| - ледь відчутні | - 0,035...0,1 |
| - досить відчутні | - 0,1...0,2 |
| - сильно відчутні | - 0,2...0,3 |
| - неприємні і дуже неприємні | - 0,035 |

Прискорення коливань

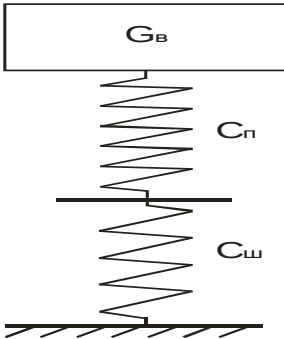
Величина прискорень коливань впливають на організм людини більше, так як в цьому випадку на тіло діють сили інерції.

Вплив знакозмінних прискорень на організм людини залежить від частоти коливань. При збільшенні частоти навіть незначні прискорення коливань можуть викликати неприємні або хворобливі відчуття.

Таблиця.8.

Частота, Гц	-1	1,5	2	3
Прискорення неприємні, м/с	-2,3	2,1	1,9	1,7
Хворобливі м/с	-2,7	2,5	2,3	2,0

§74 Приведена жорсткість підвіски.



Для зручності розгляду коливань автомобіля, пружні елементи підвіски і шин зображені у вигляді пружини.

Пружні елементи підвісок м'якше шин. Жорсткість пружних елементів підвісок сучасних автомобілів знаходиться в межах 20...60 кН/м. Менші значення жорсткостей відносяться до легкових автомобілів, а більші для вантажних автомобілів.

Маса невідресорених частин автомобіля складає 12...20% від маси відресорених частин. Тому частоти вільних коливань невідресорених частин значно вище ніж відресорених. Тому коливання осей і коліс порівняно мало впливають на переміщення відресорених частин (коливання кузова), і з невеликим припущенням можуть враховуватися.

На малюнку умовно зображено вантаж вагою – G_v – на двох пружинах: підвісках і шина з відповідними жорсткостями – $C_{ш}$ – і – C_n –.

Під дією вантажу – G_v – система буде деформуватись на величину, сумарного прогину пружини (підвіски і шини)

$$f_{o.сум} = f_{o.n} + f_{o.ш};$$

де: $f_{o.n}$ – прогин пружного елемента підвіски;

$f_{o.ш}$ – прогин шини.

Так як $f_{o.n} = G_v / C_n$; $f_{o.ш} = G_v / C_{ш}$

то можна записати що $f_{o.сум} = G_v / C_{пр}$

де: $C_{пр}$ – приведена жорсткість підвіски.

Можна записати, що

$$G_v / C_{пр} = G_v / C_n + G_v / C_{ш}$$

Або звівши до спільного знаменника

$$\frac{G_v}{C_{пр}} = \frac{G_v(C_n + C_{ш})}{C_n \cdot C_{ш}}$$

З даної формули визначимо жорсткість підвіски

$$c_{np} = \frac{c_n \cdot c_{ш}}{c_n + c_{ш}}$$

Для пом'якшення вертикальних коливань кузова використовують м'яку підвіску, яка в момент переїзду перешкоди деформується. Однак після переїзду перешкоди через перешкоду коливання кузова при наявності м'якої підвіски будуть продовжуватись, затухаючи ледь повільно. З метою погашення почавшихся коливань встановлюють амортизатори.

§75 Коливання автомобіля

Кузов автомобіля має шість ступенів вільності і може здійснювати шість різних типів коливань. Лінійні переміщення вздовж осей $-x-$, $-y-$, $-z-$, які відповідно позначаються і називаються:

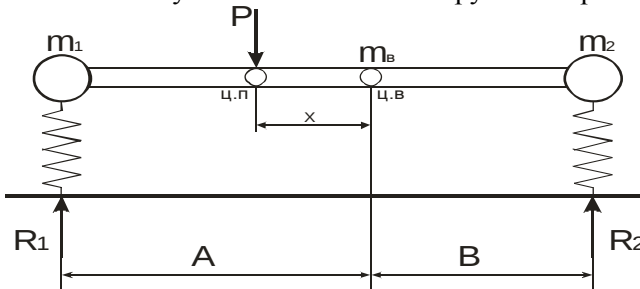
- S_x – посмикування - „подергивание”;
- S_y – хитання - „шатание”;
- S_z – підскакування - „подпрыгивание”.

Кутові переміщення навколо цих осей називають:

- α_x – покачування;
- α_y – галопування;
- α_z – виляння.

Із-за складності дослідження систем з шістьма ступенями вільності при розрахунку підвіски вивчають лише два види коливань, тобто розглядають кузов як систему з двома ступенями вільності: лінійні в здовж осі $-Z-$ і кутові навколо осі $-Y-$. Дані типи коливань мають найважливіші значення для комфортності, так як вони викликають у людини найбільш хворобливі відчуття, обумовлені в першу чергу великою амплітудою.

Розглянемо систему яка встановлена на пружні опори.



Отже, що стосується лінійного коливання вздовж осі $-Z-$ ми вже з'ясували метод їх зменшення. Це зменшення жорсткості пружних елементів підвіски і шин, а також встановлення амортизаторів на автомобіль.

Щоб мати уяву про те, яким чином можна зменшити галопування, ознайомимося з поняттям про центр пружності системи.

Центром пружності системи, яка встановлена на пружні опори, називають точку, в якій прикладання будь яких навантажень буде викликати лише лінійні переміщення системи, тобто паралельно самій собі.

Для визначення положення центру пружності системи припустимо, що вона розміщена – X – від центру ваги.

З умови рівності системи відносно центру ваги маємо:

$$R_1 \cdot a - P \cdot x - R_2 \cdot b = 0$$

Де R_1 і R_2 – реакції опор, які визначаються за формулами:

$$R_1 = C_1 \cdot f_{0.1}; \quad R_2 = C_2 \cdot f_{0.2};$$

Де C_1 і C_2 – жорсткість пружного елемента підвіски;

$f_{0.1}$ і $f_{0.2}$ – деформація пружних елементів.

Так як система має два невідомих – P – і – X –, то для її рішення складаємо рівняння сил, які діють на систему:

$$R_1 - P + R_2 = 0$$

$$\text{Або } C_1 \cdot f_{0.1} - P + C_2 \cdot f_{0.2} = 0$$

Отже з рівняння матимемо, що

$$P = C_1 \cdot f_{0.1} + C_2 \cdot f_{0.2}$$

Підставивши в рівняння моментів значення $-P$ –, отримаємо:

$$C_1 \cdot f_{0.1} \cdot a - (C_1 \cdot f_{0.1} + C_2 \cdot f_{0.2}) \cdot x - C_2 \cdot f_{0.2} \cdot b = 0$$

$$x = \frac{C_1 \cdot f_{0.1} \cdot a - C_2 \cdot f_{0.2} \cdot b}{C_1 \cdot f_{0.1} + C_2 \cdot f_{0.2}}$$

так як система коливається лінійно, то деформація пружних елементів рівна $f_{0.1}$ і $f_{0.2}$ тому можна записати:

$$x = \frac{C_1 \cdot a - C_2 \cdot b}{C_1 + C_2};$$

Застосуємо отримані вирази до коливань кузова, замінивши підресорену масу кузова – m_k – трьома масами: – m_1 – і – m_2 – і – m_3 –.

Маси – m_1 – і – m_3 – розміщені на відстанях – a – і – b – від центру ваги кузова, а маса – m_2 – знаходиться в центрі ваги.

Щоб система з трьома масами відповідала в динамічному відношенні дійсній масі підресореної частини автомобіля, необхідно використання наступних умов:

- сума всіх мас повинна дорівнювати підресореній масі автомобіля:

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_k$$

- центр ваги системи повинен співпадати з центром ваги кузова:

$$m_1 \cdot a = m_2 \cdot b$$

- момент інерції системи відносно горизонтальної осі – Y – повинен дорівнювати моменту інерції підресореної маси відповідно тій самій осі

$$m_1 \cdot a + m_2 \cdot e = m_k \cdot \rho_i^2$$

де: ρ_i – радіус інерції підресореної маси автомобіля.

З даних умов визначаємо маси

$$m_1 = \frac{m_k \cdot \rho_i^2}{a \cdot L}; \quad m_2 = \frac{m_k \cdot \rho_i^2}{b \cdot L}; \quad m_3 = m_k \cdot \left(1 - \frac{\rho_i^2}{a \cdot b}\right)$$

При коливаннях кузова наявність маси – m_3 – в центрі ваги на плечі – X – створює інерційний момент який викликає появу кутових коливань навколо осі – Y –.

$$M_i = m_3 \cdot x;$$

Розглянемо конструктивні міри по усуненню інерційного моменту.

1) $m_3 = 0$, це можливо при умові $\rho_i^2 = a \cdot b$

В цьому випадку всю масу автомобіля необхідно зосередити в двох його точках, що можливо, але конструктивно дуже складно.

2) $x = 0$, тобто суміщення центру ваги з центром пружності системи.

$$\text{Тобто } x = \frac{C_1 \cdot a - C_2 \cdot b}{C_1 + C_2} = 0$$

Це можливо при умові коли $C_1 \cdot a = C_2 \cdot b$

Звідці $C_1 / C_2 = b / a$

Отже бачимо, що для зменшення кутових коливань жорсткість пружних елементів підвіски необхідно вибирати таким чином, щоб вони були зворотно пропорційними відстаням центру ваги від передньої і задньої осей.

Тоді при однакових прогинах передньої і задньої підвіски кузов автомобіля буде переміщатися вертикально без галопування.

§76 Засоби підвищення плавності руху автомобіля

На плавність руху впливають:

1. Шини – впливають на високочастотні коливання.

Для покращення плавності руху краще встановлювати шини меншої жорсткості. Для цього необхідно зменшити в них тиск повітря і збільшити ширину профілю.

2. Застосування незалежної підвіски передніх коліс – дозволяє отримати відношення статичних прогинів передньої і задньої підвіски, близьке до одиниці. При наїзді автомобіля на перешкоду кузов переміщується паралельно самому собі і гальмування практично не відбувається.

3. Застосування в якості пружних елементів пружних, пневматичних пружних елементів і торсіонів, які володіють меншою жорсткістю.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Чим вимірюється плавність ходу автомобіля?
2. Які види коливань автомобіля?
3. Що таке центр пружності системи?
4. Як впливають шини на плавність ходу автомобіля?
5. Які переваги незалежної підвіски?

ЗАВДАННЯ.

1. Визначити жорсткість задньої підвіски вантажного автомобіля, якщо жорсткість передньої підвіски $c_{п1} = 3700 \text{ Н/см}$, а відстані центру тяжіння до переднього і заднього мостів відповідно рівні: $a = 210 \text{ см}$; $b = 120 \text{ см}$. При цьому центр тяжіння автомобіля співпадає з центром пружності.

2. Визначити статичне прогинання передньої підвіски легкового автомобіля, якщо вага, що доводиться на передні колеса, рівна 900 Н , а жорсткість $c_{п1} = 450 \text{ Н/см}$.

3. Визначити приведену жорсткість підвіски і шин вантажного автомобіля, якщо жорсткість кожного пружного елемента підвіски $c_{п} = 500 \text{ Н/см}$, а жорсткість шин $c_{ш} = 4500 \text{ Н/см}$.

Список літератури

В.А. Іларіонов, „Теорія і конструкція автомобілів. вид. „Машинобудування” 1985 р.

В.А.ИЛАРИОНОВ., ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ вид. „Машинобудування” 1979 р.

В.І.СИРОТА. м. КИЇВ, „Арістей” вид. 2006 р. „Основи конструкції автомобіля”

А.П.Солтус „Теория эксплуатационных свойств автомобиля” м. КИЇВ-2004 вид. „Арістей” 2004 р.