

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **“Дослідження профільної прохідності автомобіля”**

Виконав: студент
Спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"
(шифр і назва)
Хабровський Ростислав Романович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Паславський Р. І.
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: _____
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2022

УДК 631.358.1: 78

Хабровський Р. Р. Дослідження профільної прохідності автомобіля: Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2022. 77 с.

Табл. 10; бібліогр. джерел 19.

На основі науково-технічної літератури вивчено класифікацію вертикальних перешкод по висоті та профілю, що дозволяє систематизувати умови подолання перешкод. Виявлені всі значущі параметри автотранспортного засобу і опорної поверхні, що впливають на прохідність через перешкоду у вигляді порогу. В результаті чого обґрунтовано розрахунковий режим подолання порогу заввишки h_A , не перевищуючої величини радіусу r колеса ($h_A < r$), дозволяючий зв'язати функціональною залежністю максимальну висоту порогу і всі значущі для прохідності параметри автомобіля і опорної поверхні.

В процесі досліджень застосовано аналітичні залежності для визначення уповільнень при динамічному подоланні невисоких порогів різнопривідними автомобілями. Ці залежності дозволили розрахувати безпечну швидкість подолання конкретного порогу.

Подолання вертикальних перешкод автомобілем з ходу допустимо тільки з мінімальними швидкостями, щоб уникнути виникнення великих ударних та інерційних навантажень, що зумовлює виникнення поломок у підвісці.

З М І С Т

ВСТУП	6
1. СТАН РОЗВИТКУ ТЕОРІЇ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ	7
1.1. Огляд науково-технічної літератури з теорії руху автомобіля	7
Висновки до розділу	21
2. СИЛИ ТА МОМЕНТИ, ДІЮЧІ НА ЕЛАСТИЧНЕ КОЛЕСО	22
2.1. Радіуси еластичного колеса та швидкість руху автомобіля	22
2.2. Сили та моменти, діючі на привідне еластичне колесо при подоланні вертикальної перешкоди	25
2.3. Зчеплення шин з опорною поверхнею	30
Висновки за розділом	33
3. ПРОФІЛЬНА ПРОХІДНІСТЬ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ	34
3.1. Геометрична прохідність двовісного автомобіля	34
3.2. Подолання автомобілем вертикальних перешкод	36
3.3. Умова подолання вертикальної перешкоди з місця	38
3.4. Подолання вертикальної перешкоди повнопривідним автомобілем з місця	41
3.5. Подолання вертикальної перешкоди задньопривідним автомобілем з місця	43
3.6. Алгоритм розрахунку максимальної висоти подоланого автомобілем порогу з місця	45
3.7. Подолання порогу автомобілем з ходу	47
Висновки за розділом	52
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ЧЕРЕЗ ПОРОГИ	54
4.1. Державні стандарти про методи випробувань автомобілів	54
4.2. Методика проведення дорожніх випробувань автомобіля на прохідність через перешкоди у вигляді порогу	55
4.3. Результати дорожніх випробувань автомобіля на прохідність через	

пороги	55
4.4. Обробка результатів дорожніх випробувань автомобіля на прохідність через пороги	60
Висновки за розділом	62
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	63
5.1. Моделювання процесів формування та виникнення травмонебезпечних ситуацій під час виконання транспортних операцій автомобілем	63
5.2. Пропозиції з покращення умов праці	68
5.3 Шляхи захисту навколишнього середовища від впливу автотранспорту.	69
5.4. Захист населення у надзвичайних ситуаціях	72
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	76

ВСТУП

Однією з основних експлуатаційних властивостей автомобіля є прохідність, яка визначає можливість ефективного використання автотранспорту у важких дорожніх умовах або в умовах бездоріжжя.

Прийнято вважати, що для автомобілів спеціального призначення першочерговою вимогою до прохідності є подолання вертикальних перешкод і ровів. В науковій літературі є багато висловлювань, що «теоретичні питання, пов'язані з можливістю подолання автомобілем ровів, вертикальних стінок і т.п. розроблені ще не в достатній мірі». Зокрема професор А. І. Грішкевич вважав, що: "Теорія автомобіля є відносно молодою наукою, і багато її розділів потребують подальшої розробки та уточнення".

Теоретичні проблеми, пов'язані з подоланням двовісним повноприводним автомобілем вертикальної перешкоди, дотепер не отримали задовільного рішення, не дивлячись на актуальність проблеми для теорії руху транспортних засобів і, отже, проектування машин та достовірної оцінки можливостей їх застосування в різних умовах експлуатації.

Рішення цієї проблеми для двовісних транспортних засобів, виробництво яких багато разів перевершує по кількості всі інші автомобілі, дасть можливість визначити оптимальний розподіл мас по осях задньопривідної, передньопривідної та повнопривідної, колісних машин для заданих умов експлуатації і тим самим забезпечити в процесі проектування максимально можливу їх потенційну профільну прохідність.

Метою магістерської роботи є вивчення та вдосконалення методів розрахунку параметрів профільної прохідності двовісних автомобілів, і тим самим забезпечення можливості формування на стадії проектування максимально можливої їх потенційної прохідності, за рахунок оптимального розподілу мас по їх осях.

1 СТАН РОЗВИТКУ ТЕОРІЇ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

1.1. Огляд науково-технічної літератури з теорії руху автомобіля

Необхідно відзначити, що література, присвячена профільній прохідності колісних машин, нечисленна і відображена розділами або параграфами в книгах, де викладається теорія руху колісних машин (автомобіля, трактора і ін.).

З огляду найвідоміших робіт по теорії руху автомобіля [1-4] видно, що під прохідністю автомобіля розуміють таку його якість, що забезпечує йому можливість працювати по бездоріжжі та поганих дорогах. В цьому відношенні до автомобіля може бути пред'явлено декілька вимог відповідно до різних дорожніх умов. Ці вимоги можна розподілити на дві групи:

- 1) здатність автомобіля працювати по дорогах з твердою, але нерівною поверхнею;
- 2) здатність автомобіля проходити через бездоріжжя (пісок, торф, заболочена місцевість, сніг).

Крім того, для автомобілів спеціального призначення можуть бути поставлені ще додаткові вимоги відносно їх прохідності, а саме: подолання вертикальних перешкод; подолання водних перешкод; подолання ровів заданої глибини та довільної ширини.

Автомобіль високої прохідності повинен не тільки мати можливість проїжджати по вказаних вище дорогах, але і мати при цьому достатньо високу середню швидкість руху, оскільки тільки при такій умові він може виконувати свої функції. Деякі відхилення від цієї вимоги можуть бути допущені тільки відносно подолання водних перешкод та частково вертикальних перешкод і ровів, що становлять відносно малу частину загального шляху.

Теоретичні питання, пов'язані з можливістю подолання автомобілем вертикальних стінок, ровів і т.п., в даний час розроблені з великою кількістю припущень.

Зокрема максимальна висота порогу h з вертикальною передньою стінкою різна для автомобілів обмеженої та підвищеної прохідності. Під час подолання порогової нерівності переднім веденим колесом (рис. 1.1., а) [1] на нього у момент відриву від горизонтальної поверхні діє вертикальна сила P_z від передньої частини автомобіля, штовхаюча сила P_x і реакція дороги R_d , лінія дії якої проходить через центр колеса.

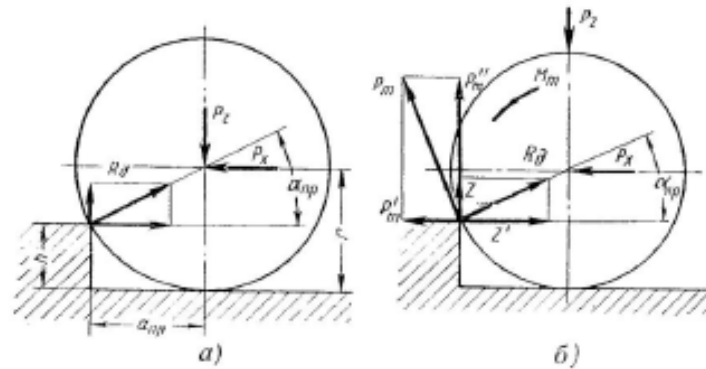


Рисунок 1.1. Переїзд через перешкоду у вигляді порогу [1]

Виходячи з умови рівноваги колеса записано вираз:

$$P_z = \frac{P_x (r - h)}{a_{np}}; \quad \operatorname{tg} \alpha_{np} = \frac{P_z}{P_x}. \quad (1.1)$$

Також:

$$h = r (1 - \sin \alpha_{np}) = r \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_{np}}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{np}}} \right) = r \left(1 - \frac{P_z}{\sqrt{P_z^2 + P_x^2}} \right). \quad (1.2)$$

З останньої рівності виходить, що максимальна висота порогу, подоланого веденими колесами, не може бути більше їх радіусу, оскільки навіть якщо $h = r$ необхідна нескінченно велика штовхаюча сила. Зазвичай сила P_x виникає в результаті дії тягової сили на привідних колесах та обмежена умовами зчеплення шин з дорогою, та потужністю двигуна. Практично максимальна висота порогу, подоланого веденими колесами, становить $(0,35 - 0,65) r$.

Під час подолання порогової перешкоди переднім привідним колесом на нього діють штовхаюча сила P_x задніх коліс та тяговий момент M_m (рис. 1.1., б). Під дією моменту M_m виникає тягова сила P_t , яку можна розкласти на дві

складові: горизонтальну P'_m та вертикальну P''_m , яка сприяє підйому колеса. Завдяки дії сили P'_m зменшується опір руху, що створюється силою Z' . В цьому випадку подолання максимальна висота перешкоди, може бути більша і часто обмежується не зчепленням привідних коліс з дорогою або тяговими можливостями автомобіля, а малою величиною кліренсу або кутів прохідності.

Максимальна висота порогу залежить від форми його кромки. Приведені формули справедливі для прямокутної кромки. Якщо кромка має заокруглену форму або деформується в процесі подолання нерівності колесом, то гранична висота порогу збільшується.

Представлені розрахунки дійсні для рівномірного руху автомобіля. У зв'язку з тим, що подолання нерівності є короткочасним процесом, то для точніших досліджень необхідно враховувати кінетичну енергію автомобіля, яка звільняється в процесі його уповільненні перед зіткненням з порогом та викликає збільшення штовхальної сили на осі передніх коліс. Максимальна висота порогу, подоланого автомобілем «з ходу», може бути більше, ніж за рівномірного руху. Але виникаючі динамічні навантаження можуть привести до поломки деталей трансмісії та ходової частини автомобіля, тому такий режим руху не можна рекомендувати.

Немає формул для розрахунку радіусів повздожньої та поперечної прохідності і максимальної висоти вертикальної перешкоди, подоланої передніми колесами повнопривідного автомобіля.

Подолання автомобілем перешкоди у вигляді порогу, по суті полягає в послідовному подоланні цієї перешкоди окремими колесами. Тому розглянемо подолання порогу окремим колесом, узявши узагальнений випадок: привідне колесо, на яке діє штовхаюче зусилля з боку рами автомобіля [2]. Вважаємо рух сталим та нехтуємо опорами повітря і кочення зважаючи на їх мізерність порівняно з основним опором перекочуванню колеса через поріг. Колесо і перешкоду приймаємо жорсткими та на рис. 1.2. показана схема сил, діючих на колесо на початку подолання порогу висотою h .

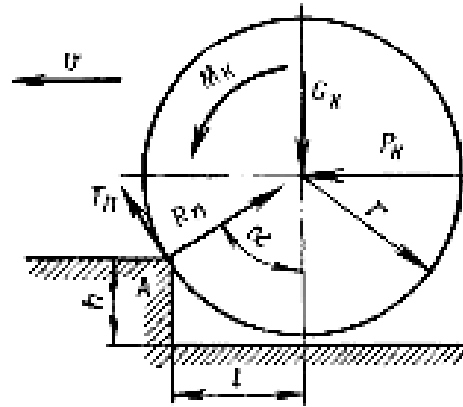


Рисунок 1.2. Схема сил, діючих на провідне колесо на початку подолання порогу [2]

На колесо діє обертовий момент M_k , штовхаюча сила P_k , навантаження на вісь G_k (розглядаємо задачу в площині) і реакції порогу в точці А - нормальна R_n і дотична T_n .

Оскільки в процесі подолання порогу колесо проковзує, то:

$$T_n = \varphi_n \times R_n, \quad (1.3)$$

де φ_n - коефіцієнт зчеплення на порозі.

Складемо рівняння моментів сил по відношенню до точки А:

$$M_k + P_k (r - h) - G_k l = 0. \quad (1.4)$$

Також

$$M_k = T_n r = \varphi_n R_n r, \quad (1.5)$$

$$l = \sqrt{r^2 - (r - h)^2}. \quad (1.6)$$

Нормальну реакцію порогу записана у вигляді:

$$R_n = P_k \sin \alpha + G_k \cos \alpha; \quad (1.7)$$

де: $\sin \alpha = \frac{l}{r}; \cos \alpha = \frac{r - h}{r}$.

Тоді з виразу 1.4 розраховано:

$$h = \left(1 - \frac{1 - \varphi_n \frac{P_k}{G_k}}{\sqrt{(1 + \varphi_n^2) \left(1 + \frac{P_k^2}{G_k^2} \right)}} \right) r. \quad (1.8)$$

Розглянемо подолання перешкоди у вигляді порогу автомобілями з колісними формулами 4×2, 4×4 та 8×8, вважаючи, що навантаження по осях рівномірно розподілене.

Для автомобіля з колісною формулою 4×2 матимемо:

$$\varphi_n = 0; \quad G_k = \frac{1}{2} G, \quad (1.9)$$

де G – вага автомобіля;

$$P_k = \varphi G_k = \frac{1}{2} \varphi G;$$

φ – коефіцієнт зчеплення задніх коліс з ґрунтом.

Згідно формули (1.8) отримаємо:

$$h_{\max} = \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi^2}} \right) r. \quad (1.10)$$

Якщо $\varphi = 0,6$, тоді $h_{\max} = 0,15 r$, або максимальна висота порогу, подоланого автомобілем з колісною формулою 4×2, становить приблизно 15% радіусу колеса.

Для автомобіля з двома ведучими мостами матимемо:

$$P_k = \frac{1}{2} \varphi G; \quad G_k = \frac{1}{2} G. \quad (1.11)$$

Тоді:

$$h_{\max} = \left(1 - \frac{1 - \varphi_n \varphi}{\sqrt{(1 + \varphi_n^2)(1 + \varphi^2)}} \right) r. \quad (1.12)$$

Якщо прийняти $\varphi = \varphi_n = 0,6$, тоді $h_{\max} = 0,53 r$, що приблизно в три рази вище ніж у автомобіля з колісною формулою 4×2.

Для автомобіля з колісною формулою 8×8 матимемо:

$$P_k = \frac{3\varphi}{4} G. \quad (1.13)$$

Тоді:

$$\frac{P_k}{G_k} = 3\varphi. \quad (1.14)$$

Максимальна висота порогу, подоланого автомобілем визначається з виразу:

$$h_{\max} = \left(1 - \frac{1 - 3\varphi_n \varphi}{\sqrt{(1 + \varphi_n^2)(1 + 9\varphi^2)}} \right) r. \quad (1.15)$$

Якщо прийняти $\varphi = \varphi_n = 0,6$, тоді максимальна висота порогу, подоланого повнопривідним чотиривісним автомобілем, рівна приблизно радіусу колеса, $h_{\max} = 1,07 r$.

Потрібно врахувати, що у повнопривідних автомобілів силова передача повинна бути диференціальною. Бо блокування силової передачі викликає значне зниження висоти подоланого порогу. Оскільки з'являється циркуляція потужності, то у формулі (1.8) φ_n в цьому випадку треба приймати із знаком «мінус».

Подолання порогу колесом з пневматичною шиною має свої особливості. Деформація шини на ребрі порогу полегшує подолання перешкоди, оскільки вісь колеса підіймається над порогом на меншу висоту. Щоб врахувати вплив цих чинників аналітично, застосовують складні перетворення.

Досліди з подолання порогових перешкод показали [5], що на висоту подоланого порогу значний вплив має округлення ребра порогу або зминання його колесами. В цьому випадку висота подоланого порогу збільшується. На жорсткому порозі кромка його врізається в протектор, і коефіцієнт зчеплення з порогом φ_n збільшується до 1,0-1,2. Величина φ_n залежить також від тиску

повітря в шинах, діючих зусиль та, відношення h/r . Якщо це відношення дорівнює 0,5, то величина ϕ_n досягає максимального значення.

Максимальна висота подоланого порогу для автомобіля з колісною формулою 4×2 може змінюватись в межах 0,3-0,6 радіуса колеса, а для автомобіля з колісовою формулою 4×4 відповідно 0,5-1,0 радіуса колеса.

Переїжджаючи через нерівності (канава, насип), довжина яких співмірна з базою автомобіля, можливість проїзду визначається не тільки величиною просвіту в середній частині транспортного засобу, але і положенням нижчої точки осей коліс. В цьому випадку геометричним чинником прохідності буде повздовжній радіус прохідності R_1 , визначуваний як радіус кола, що стосується задніх і передніх коліс та найнижчого розташування середньої частини автомобіля (рис. 1.3 а) [8]. Можна сказати, що це радіус умовної циліндрової нерівності, через яку автомобіль може переїхати, не зачіпаючи її нижчою частиною конструкції, розташованою в середній частині автомобіля. За меншого значення R_1 , автомобіль може подолати більш круті нерівності.

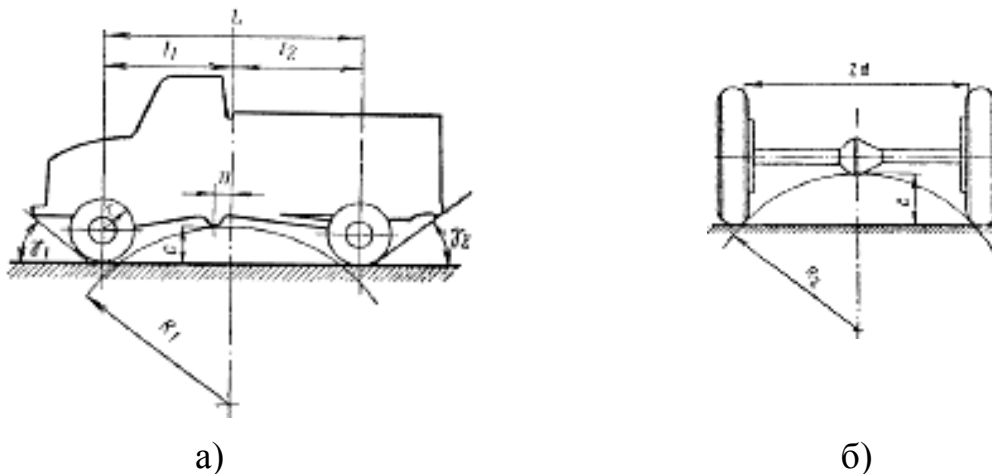


Рисунок 1.3. Геометричні параметри прохідності автомобіля [8]

Повздовжній радіус R_1 можна визначити графічно або за формулою:

$$R_1 = \frac{E}{2} + \sqrt{\left(\frac{E}{2}\right)^2 + H}, \quad (1.16)$$

$$E = \frac{l^2 + c^2 - n^2 - 2rc}{2c}; \quad H = \frac{n^2(c-r)}{2c}.$$

де:

З формули (1,16) виходить, що максимальне значення R_1 за інших рівних умов відповідає $n = 0$, тобто розташуванню нижчої точки посередині опорної бази. В даному випадку повздовжня прохідність буде найгіршою. Тому якщо в середній частині автомобіля є дві низько розташовані частини конструкції, потрібно визначити R_1 для кожної з них та врахувати найбільше значення.

Повздовжній радіус тривісного автомобіля з балансною підвіскою середнього та заднього мостів визначається за умови упору середнього моста в обмежувач ходу. У чотиривісних автомобілів R_1 визначається для найвіддаленіших один від одного сусідніх осей за тієї же умови.

Прохідність через нерівності, ширина яких співмірна з колією автомобіля, визначається поперечним радіусом прохідності R_2 , визначення якого видно з рис. 1.3, б. За розташування нижчої точки посередині колії R_2 можна визначити з виразу:

$$R_2 = \frac{d^2 + c^2}{2c}. \quad (1.17)$$

Чим менше R_2 , тим вище прохідність через перешкоди такого типу.

Характерні радіуси повздовжньої прохідності та кути просвіту транспортних засобів приведені в табл. 1.1 [3].

Таблиця 1.1. Кути просвіту та радіуси повздовжньої прохідності транспортних засобів

Тип автомобіля	Кут просвіту передній, град.	Кут просвіту задній, град.	Радіус прохідності, м.
Легкові	20 - 30	15 - 20	3 - 8
Вантажні	40 - 60	25 - 45	2,5 - 6
Автобуси	10 - 40	6 - 20	4 - 9

У науковій літературі [3-4] вказано, що гранична величина виступу порогу, подоланого автомобілем, визначається або геометричними параметрами транспортного засобу, або тягово-зчіпними властивостями.

Визначено граничну висоту h_n подоланого порогу, обмежувану тягово-зчіпними властивостями (рис. 1.4). Вважають, що на колесо, яке є частиною багатокісного рушія, діє реакції виступу: нормальна R_N та тангенціальна R_T , нормальне навантаження колеса R_z , і рушійна сила P_k , передавана від задніх коліс, завдяки крутного моменту M_k .

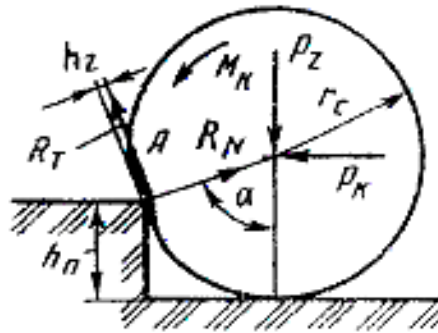


Рисунок 1.4. Сили, діючі на колесо під час подолання порогу [3]

Проектуючи сили на напрямки реакцій R_N та R_T , отримаємо рівняння:

$$\begin{aligned} R_N &= P_z \cos \alpha + P_k \sin \alpha; \\ R_T &= P_z \sin \alpha - P_k \cos \alpha. \end{aligned} \quad (1.18)$$

Відповідно до схеми

$$\cos \alpha = (r_c - h_n) / (r_c - h_z) = (1 - h_n / r_c) / (1 - h_z / r_c), \quad (1.19)$$

де h_z – радіальна деформація шини.

Оскільки відношення h_z / r_c для реальних шин відносно невелике, останній вираз можна спростити, прийнявши $\cos \alpha = 1 - h_n / r_c$.

Граничним випадком для привідного колеса є

$$R_T = \varphi_n R_N, \quad (1.20)$$

де φ_n – коефіцієнт зчеплення колеса з порогом.

Для веденого колеса складено окремо рівняння моментів щодо точки А:

$$P_k (r_c - h_n) - P_z l = 0, \quad (1.21)$$

$l = \sqrt{h_n (2r_c - h_n)}$, якщо нехтувати величиною h_z , тоді:

$$h_n = \left(1 - P_z / \sqrt{P_z^2 + P_k^2}\right) r_c. \quad (1.22)$$

Підставивши вираз (1.18) в (1.20) і розділивши чисельник та знаменник на $\cos\alpha$, отримано нерівність:

$$(P_z \operatorname{tg}\alpha - P_k) / (P_z + P_k \operatorname{tg}\alpha) \leq \varphi. \quad (1.23)$$

Замінивши величину $\operatorname{tg}\alpha$ його значенням через $\cos\alpha$ та розв'язавши відносно h_n , знайдено:

$$h_n \leq \left(1 - 1 / \sqrt{\left[\frac{(\varphi_n P_z + P_k) / (P_z - \varphi_n P_k)}{\right]^2 + 1}\right) r_c. \quad (1.24)$$

Цей вираз може бути використане для визначення висоти подоланого порогу веденим колесом за умови, що $\varphi_n = 0$.

Аналізуючи представлені формули (1.8), (1.12) і (1.24) можна стверджувати, що висота подоланої еластичним колесом вертикальної стінки прямо пропорційна величині його вільного радіусу r_c , тяговому моменту M_k . (на привідному колесі), штовхаючій силі P_k та коефіцієнтам зчеплення провідних коліс з перешкодою (φ_n) і опорною поверхнею (φ_x), радіальному прогинанню шини h_z на уступі нерівності і обернено пропорційна величині, вертикального навантаження G_1 на це колесо.

Вплив обліку втрат на опір каченню коліс автомобіля, які не беруть участь в переїзді стінки, вважається дуже незначним, тому ним нехтують. В табл. 1.2 і табл. 1.3 приведені значення h_n^{\max} для автомобілів різної компоновки та з різним розподілом навантаження на осях, розраховані за повними виразами (1.8), (1.12) і (1.24) та по їх спрощених варіантах, в яких з причини малого коефіцієнта f , ним нехтують.

В табл. 1.2 та 1.3 в окремих стовпцях присутні також розрахункові величини, визначені по відповідних формулах, запропонованих в підручнику Віковича І.А. [2]. Якщо для неповнопривідних автомобілів результати повністю співпадають з одержаними по виведених в даній книзі спрощених формулах (115'), (117') і (119'), то для повноприводних автомобілів спостерігається істотна відмінність. Швидше за все, в написанні формули

підручника [7] допущена помилка, оскільки самі автори в тексті книги підкреслюють, що для повнопривідного автомобіля 4×4 максимальна висота подоланої вертикальної стінки не перевищує половини радіусу колеса, в той час, як підрахунок по їх формулі дає результат $0,802r_c$. Також викликає сумнів заява про те, що для звичайних вантажних автомобілів висота подоланої вертикальної стінки не перевищує $0,15r_c$. Результати табл. 1.2 показують, що для вантажівок з колісною формулою 4x2 цілком переборними є вертикальні виступи-стілки як мінімум в два рази більшої величини.

Таблиця 1.2. Розрахункова висота вертикальної стінки, подоланої колесами не повнопривідних автомобілів різних компоновок ($\varphi_n = 0,8$)

Колісна формула, схема приводу	Розподіл ваги, G_1 / G_2	h_n^{\max} для передніх коліс, (у частках r_c)			h_n^{\max} для задніх коліс, (у частках r_c)	
		Точний розрахунок	Спрощений розрахунок	[2]	Точний розрахунок	Спрощений розрахунок
4×2 передній	0,55/0,45	0,292	0,297	0,297	0,352	0,356
4×2 задній	0,48/0,52	0,317	0,320	0,320	0,292	0,297
4×2 задній	0,33/0,67	0,524	0,528	0,528	0,295	0,297
6×4 задній	0,28/0,72	0,602	0,606	0,606	0,517	0,523
6×4 задній	0,2 / 0,8	0,728	0,732	0,732	0,517	0,523
8×4 задній	0,15 / 0,7	0,764	0,767	0,767	0,516	0,523

Таблиця 1.3. Розрахункова висота вертикальної стінки, подоланої колесами повнопривідних автомобілів різних компоновок ($\varphi_n = 0,8$)

Колісна формула, схема приводу	Розподіл ваги, G_1 / G_2	h_n^{\max} для передніх коліс, (у частках r_c)			h_n^{\max} для задніх коліс, (у частках r_c)	
		Точний розрахунок	Спрощений розрахунок	[2]	Точний розрахунок	Спрощений розрахунок
4×4	0,45/0,55	0,554	0,559	0,891	0,485	0,490
4×4	0,5 / 0,5	0,518	0,523	0,802	0,518	0,523
6×6	0,3 / 0,7	0,676	0,684	0,836	0,634	0,642
6×6	0,2 / 0,8	0,773	0,782	0,673	0,593	0,601
8×8	0,25/0,75	0,723	0,732	0,751	0,723	0,732

Для отримання корисних практичних висновків необхідно проаналізувати розрахункові дані зведені в табл. 1.2 та 1.3.

Вертикальне навантаження, що припадає на колесо або вісь, робить вирішальний вплив на пристосованість цього колеса (осі) автомобіля до подолання вертикальної перешкоди (за інших рівних умов). Як у неповнопривідних, так і у повнопривідних автомобілів найбільшу висоту стінки долають колеса (осі), які мають за розподілом мінімальне вертикальне навантаження G_1 .

Саме привідна вісь показує якнайгірші результати з подолання стінки у автомобілів з однією привідною віссю. При цьому зміною розподілу ваги автомобіля можна поліпшити рівень подолання перешкоди веденою віссю (за рахунок зменшення діючого на неї вертикального навантаження), але можливості привідної осі при цьому практично не змінюються. Цей факт результатом відсутності силових параметрів у формулі (117'). Збільшення коефіцієнта зчеплення φ_n колеса на перешкоді, наприклад, за рахунок властивості малюнка протектора шини або за рахунок її більшої еластичності (податливості), залишається єдиною можливістю поліпшення ситуації для привідної осі.

З розрахункових даних табл. 1.2 та 1.3 можна стверджувати, що автомобілі з колісними формулами бх4 та бхб мають вищі показники з подолання вертикальної стінки. Це абсолютно справедливо лише для їх передніх коліс (осей). Що стосується задніх коліс (осей), то необхідна додаткова перевірка можливості балансірних підвісок цих коліс здійснювати безперешкодні вертикальні переміщення кожної із задніх осей в діапазоні $\pm (0,5 - 0,6) r_c$ (приблизно $\pm 250 - 300$ мм) без упору коліс в кузов автомобіля або мостів в його раму. Тільки за цих умов представлені розрахункові величини відповідають дійсності.

Саме через неможливість забезпечення таких переміщень задніх осей у спеціалізованих автомобілів, що рухаються по розбитих дорогах з безліччю перешкод, відмовляються від стандартної для цих машин колісної формули

6×6 на користь формули 4×4. Такі автомобілі з розподілом ваги 50/50 мають достатньо хороший та однаковий показник висоти подоланої вертикальної стінки для задніх і передніх коліс (0,518 г_c) та не накладають додаткових обмежень на нього вимогами по кінематиці переміщень задніх привідних мостів.

Автомобілі з колісними формулами 8×8, 10×10 потенційно володіють вищими властивостями з подолання перешкоди у вигляді вертикальної стінки (ескарпа), граничні значення якого для них можуть складати 0,7-0,8 г_c. Завершальний висновок про їх можливості з подолання таких перешкод можна зробити лише після ретельного аналізу та обліку перерозподілу вертикального навантаження по осях автомобіля, який може досягати 1,5-2,5 кратного її збільшення на долаючій перешкоду осі за рахунок вивішування сусідніх осей автомобіля.

Отримані розрахункові дані з одночасного подолання двома колесами вертикальної стінки дозволяють також зробити оцінку можливості подолання колесом рову (ями) з міцними прямокутними краями.

Деякі автори: М. G. Bekker, Th. D. Gillespie, R. N. Jazan, Н. В. Рачејка [8-11] вказують, що в процесі подолання вертикального порогу передніми веденими колесами тягове зусилля створюється задніми провідними колесами. До центру передніх не привідних коліс передається зусилля (F_T) задніх привідних коліс через підвіску задніх коліс, несучу систему автомобіля, підвіску передніх коліс. Схема взаємодії колеса з перешкодою відображено на рис. 1.5.

Сума моментів щодо точки контакту колеса з порогом:

$$F_T \cdot (r_k - h) - G \cdot d = 0. \quad (1.25)$$

З подібності трикутників маємо:

$$\frac{d}{r_k} = \frac{F_T}{N}, \quad \text{звідки} \quad d = r_k \cdot \frac{F_T}{N}, \quad \text{та} \quad N = \sqrt{G_k^2 + F_T^2}. \quad (1.26)$$

Після перетворень отримано рівність:

$$F_T \cdot r_k - F_T \cdot h - G_k \cdot r_k \cdot \frac{F_T}{\sqrt{F_T^2 + G_k^2}} = 0. \quad (1.27)$$

де G_k – нормальне навантаження на колесах передньої осі.

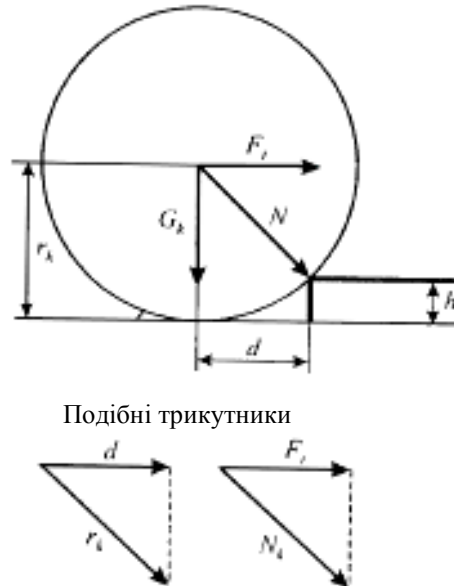


Рисунок 1.5. Сили, діючі на ведене колесо під час подолання порогу

Скоротивши F_T , отримано:

$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{G_a \cdot (1 - k_{сц})}{\sqrt{F_T^2 + G_k^2}} \right), \quad (1.28)$$

де: $k_{сц}$ – коефіцієнт зчпної ваги (частка ваги автомобіля на провідних колесах).

Після підстановки значень G_k та F_T в рівняння 1.28, що визначає висоту порогу, отримано:

$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{1 - k_{сц}}{\sqrt{k_{сц}^2 \cdot \varphi^2 + (1 - k_{сц})^2}} \right). \quad (1.29)$$

Наприклад, якщо автомобіль 4×2, $k_{сц} = 0,5$, $\varphi = 0,8$, тоді висота порогу $h = 0,22r_c$.

Висновки до розділу

Виконаний огляд літератури показав, що формули для розрахунку радіусів повздожньої та поперечної прохідності приводяться в роботах Волкова В.П., Вільського Г.Б., Віковича І.А., Солтус А.П. формули для визначення максимальної висоти подоланого автомобілем порогу (але не вищі за радіус колеса) в остаточному вигляді для повнопривідної (4×4) транспортних засобів.

Тим часом задача визначення радіусів прохідності зводиться до відомої тригонометричної задачі, а проблема визначення максимальної висоти вертикальної перешкоди, подоланої повнопривідним автомобілем, не розв'язана задовільно. Наприклад формули, приведені Ю. А. Кононовичем, В. В. Ларінім та ін., не враховують всіх чинників, які впливають на прохідність.

На даний час залишається невирішеною проблема аналітичного визначення максимальної висоти вертикальної стінки, на яку можуть підійнятися передні колеса спеціального повнопривідного автомобіля. Вирішення цієї проблеми дозволить одночасно знайти оптимальне співвідношення ваги по осях автомобіля, забезпечуючи його максимально можливу прохідність.

З аналізу науково-технічної літератури можна стверджувати про необхідність обліку всіх опорів коченню коліс та помилковості твердження про нібито неможливості подолання передніми колесами повнопривідного автомобіля вертикальної стінки, яка перевищує по висоті радіус коліс, що обґрунтовує актуальність магістерської роботи.

2. СИЛИ І МОМЕНТИ, ДІЮЧІ НА ЕЛАСТИЧНЕ КОЛЕСО

2.1. Радіуси еластичного колеса та швидкість руху автомобіля

Еластичне колесо складається з пневматичної шини, обода з диском або із спицями, який кріпиться до маточини.

Робота пневматичної шини дуже напружена та складна. Вона повинна володіти великою міцністю, еластичністю та зносостійкістю, оскільки сприймає нормальне, тангенціальне і бічне навантаження, піддається стиранню та багатократним складним деформаціям, пом'якшує поштовхи і удари.

Пневматична шина є тонкостінною оболонкою, наповненою стислим повітрям. В процесі кочення колеса по дорозі відбувається деформація цієї оболонки та прослизання елементів протектора шини по поверхні дороги.

Розмір автомобільного колеса в ненавантаженому стані характеризується вільним радіусом колеса $r_0 = D/2$, де D - зовнішній діаметр шини, значення якого при номінальному тиску повітря вказано в стандарті.

Розрізняють наступні радіуси еластичного колеса, яке знаходиться під навантаженням: статичний r_c - відстань від осі нерухомого колеса до поверхні дороги; динамічний r_d - відстань від осі колеса, що котиться, до поверхні дороги; кочення - радіус умовно не деформується колеса, що має з даним еластичним колесом однакові кутову ω та лінійну V швидкості, $r_k = V/\omega$.

У колеса, яке котиться під дією тягового моменту, елементи протектора, що входять в контакт з дорогою, стиснуті, та колесо за рівної кутової швидкості проходить менший шлях, ніж під час вільного кочення. І навпаки в колеса, що гальмується, елементи протектора розтягнуті, і відповідно воно проходить більший шлях. Таким чином, під дією тягового моменту радіус кочення зменшується, а під дією гальмівного моменту, навпаки, збільшується (рис 2.1).

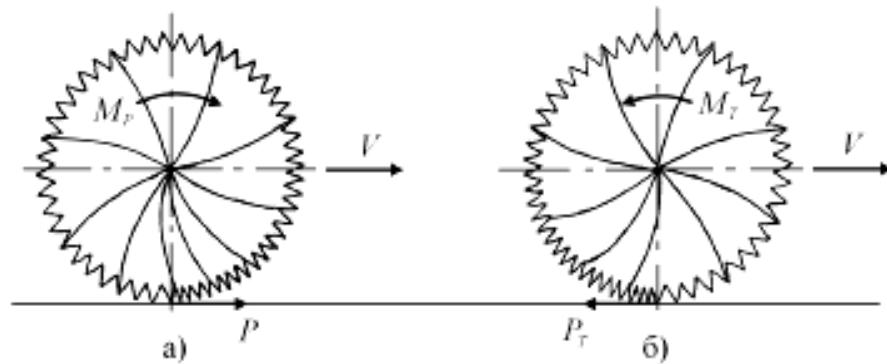


Рисунок 2.1. Схеми, що показують зміну радіусу кочення колеса при передачі через нього тягового (а) або гальмівного (б) моменту обертання [6]

Піл час експериментального визначення величини радіусу кочення r_k на дорозі наносять поперечну лінію, на яку накручується колесо автомобіля, а потім залишає на дорозі відбитки. Змірявши відстань l між крайніми відбитками, знаходять радіус кочення з виразу:

$$r_k = l / 2\pi n, \quad (2.1)$$

де n - число обертів колеса, відповідне відстані l .

Зміна радіусу кочення еластичного колеса, яке знаходиться під дією тягового та гальмівного моментів можна показати кількісно і якісно так (рис 2.2).



Рисунок 2.2 Схема зміни радіусу кочення колеса під час розгону, рівномірного руху та гальмування [7]

За вільного кочення, коли до колеса не підводиться обертовий момент, в набігаючій зоні контакту довжина елемента протектора, відповідно куту γ , буде рівна:

$$\Delta = r \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.2)$$

де r - радіус вільного кочення колеса.

В режимі розгону автомобіля елемент шини з кутом γ стиснеться до величини:

$$\Delta_p = r_p \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.2)$$

де r_p - радіус кочення колеса під час розгону автомобіля.

Якщо виконується гальмування, то даний елемент розтягнеться до:

$$\Delta_T = r_T \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.3)$$

де r_T - радіус кочення колеса при гальмуванні автомобіля.

Оскільки $D_p < D < D_T$, то і $r_p < r < r_T$. Отже, чим більша тангенціальна еластичність шини, тим менший шлях розгону автомобіля, але більший шлях гальмування.

Різниця між радіусами r_d та r_k викликана в основному проковзуванням в контакт шини з дорогою. Якщо ковзання немає (ведене колесо), то радіуси r_d та r_k приблизно рівні. За повного буксування колеса радіус $r_k = 0$, а під час ковзання загальмованих коліс, величина радіусу кочення стає нескінченно великою.

Динамічний радіус r_d кочення колеса залежить від реалізованої через контакт шини з дорогою рушійної сили та від кутової швидкості колеса (здуття шини в наслідок впливу відцентрових сил інерції), тиску в шині та її еластичності, величини діючого на колесо вертикального навантаження.

Радіус кочення r_k також залежить від перерахованих чинників, що впливають на динамічний радіус, причому особливо великий вплив робить обертовий момент, або передавана через колесо рушійна сила. На рис. 2.3 показано залежність радіусу кочення колеса від крутного моменту, що підводиться до нього. На ділянці 2-3 радіус кочення лінійно залежить від передаваного моменту, а його зміна визначається пружним проковзуванням колеса, пов'язаним з обертовою (тангенціальною) еластичністю шини.

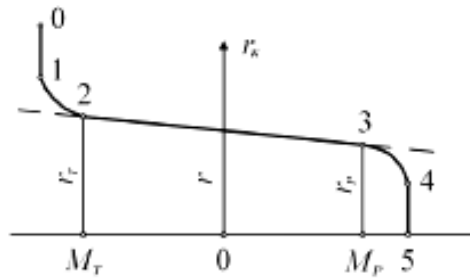


Рисунок 2.3 - Залежність радіусу кочення від величини крутного моменту [7]

На ділянках 1-2 та 3-4 зміна радіусу кочення викликається як ковзанням колеса, так і пружним проковзуванням. Пунктирною лінією на графіку показано, як би змінювався радіус кочення без ковзання. На ділянках 0-1 та 4-5 відбувається повне ковзання елементів шини по опорній поверхні. Точка 5 відповідає буксуючому колесу нерухомого автомобіля, а в точці 0 колесо, рухається юзом.

Пружним проковзуванням колеса вважаємо переміщення частини точок колеса, які знаходяться у контакті з дорогою, по опорній поверхні, коли в зоні контакту є точки, нерухомі щодо цієї поверхні. Ковзанням колеса, це одночасне переміщення всіх точок колеса, які знаходяться в контакті. Якщо у автомобіля ковзають всі колеса, то відбувається рух юзом.

Застосування змінних значень радіусу в розрахунках значно їх ускладнює. На дорогах з твердим покриттям привідні колеса дуже мало пробуксовують, і зміни радіусу кочення r_k невеликі. Тому як правило чисельні значення радіусів r_k , r_d і r_c вважають однаковими та позначають літерою r .

2.2. Сили та моменти, діючі на привідне еластичне колесо при подоланні вертикальної перешкоди

Розглянемо нерівномірне кочення привідного колеса, на яке діють вертикальна G_2 та поздовжня P_2 сили, тяговий момент M , реакції дороги Z_2 та X_2 і момент опору коченню M_{f2} . Через нерівномірне обертання колеса

виникає також інерційний момент, направлений протилежно кутовому прискоренню колеса ϵ :

$$M_{\epsilon} = J_{\kappa} \cdot \epsilon, \quad (2.4)$$

де J_{κ} - момент інерції колеса та пов'язаних з ним деталей трансмісії, що обертаються.

Крутний момент M_{ϵ} від двигуна автомобіля передається трансмісією до осей привідних коліс, утворюючи тяговий момент:

$$M = (M_{\epsilon} - J_{\text{м}} \epsilon_{\text{м}}) i \eta, \quad (2.5)$$

де i та η - передавальне число та коефіцієнт корисної дії трансмісії;

$J_{\text{м}}$ і $\epsilon_{\text{м}}$ - момент інерції і кутове прискорення маховика.

Тяговий момент M , підведений до колеса, викликає в контактї шини з дорогою рушійну силу тяги P . Очевидно, що її величина обмежена максимально можливою силою зчеплення шин з дорогою, яку визначають як:

$$P_{\text{в}} = \varphi Z_2, \quad (2.6)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення шини з дорогою;

Z_2 - нормальна реакція дороги, діюча на привідне колесо.

Коефіцієнт зчеплення φ враховує тертя і механічне зчеплення тіл при взаємодії шини та опорної поверхні. Цей коефіцієнт рівний відношенню сили, яка викликає рівномірне ковзання колеса, до нормальної реакції дороги. Залежно від напрямку ковзання розрізняють коефіцієнти повздовжнього φ_x та поперечного φ_y зчеплення. Який би обертовий момент не розвивався двигуном або гальмами автомобіля, максимально можливий момент, який може бути реалізований за умов зчеплення шин з дорогою, рівний:

$$M_{\text{max}} = \varphi Z_2 r, \quad (2.7)$$

де r - радіус кочення колеса автомобіля.

Відповідно результуюча дотична реакція дороги, діюча на привідне колесо при розгоні (рис. 2.4) знаходиться з виразу:

$$X_2 = (M - M_k - M_{f2}) / r - P_2 = M / r - J_{k2} \varepsilon / r - f Z_2 - P_2. \quad (2.8)$$

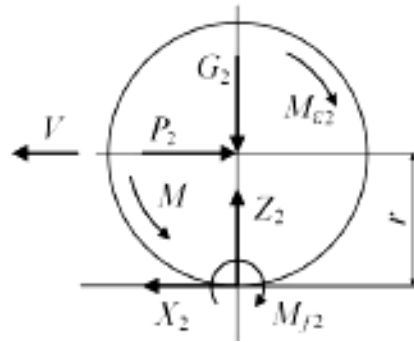


Рисунок 2.4. Сили та моменти, діючі на ведуче колесо

Під час розгону дотична реакція дороги на веденому колесі буде рівна:

$$X_1 = (-M_k - M_{f1}) / r + P_1 = -J_{k1} \varepsilon / r - f Z_1 + P_1. \quad (2.9)$$

Результуюча всіх дотичних реакцій, діючих на колеса заднього привідного автомобіля з урахуванням рівності $P_1 = P_2$ визначиться як:

$$X_2 - X_1 = M / r - J_k \varepsilon / r - f G, \quad (2.10)$$

де J_k - сумарний момент інерції всіх коліс автомобіля;

G - вага автомобіля.

Для повнопривідного автомобіля крутний момент, що розвивається двигуном, M_e передається трансмісією до осей привідних коліс, утворюючи тяговий момент:

$$M = (M_e - J_M \varepsilon_M) i \eta = M_1 + M_2, \quad (2.11)$$

де M_e - ефективний крутний момент двигуна;

$J_M \varepsilon_M$ - інерційний момент протидії прискореному обертанню маховика;

i - передавальне число трансмісії;

η - коефіцієнт корисної дії трансмісії;

M_1, M_2 - тягові моменти на передніх та задніх колесах автомобіля.

З боку дороги до коліс транспортного засобу будуть прикладені результуючі нормальних Z_1 та Z_2 і дотичних X_1 та X_2 реакцій:

$$X_1 = M_1 / r - J_{k1} \varepsilon_k / r - M_{f1} / r; \quad (2.12)$$

$$X_2 = M_2 / r - J_{k2} \varepsilon_k / r - M_{f2} / r, \quad (2.13)$$

де r - радіус кочення колеса;

J_{k1}, J_{k2} - моменти інерції передніх та задніх коліс автомобіля;

ε_k - кутове прискорення коліс автомобіля;

M_{f1}, M_{f2} - моменти опору коченню передніх і задніх коліс автомобіля.

Для задньопривідного (4×2) та передньопривідного (2×4) транспортних засобів виразу (2.12) і (2.13) записуються у вигляді:

$$X_1 = -J_{k1}\varepsilon_k/r - M_{f1}/r; \quad (2.14)$$

$$X_2 = (M_e - J_M\varepsilon_M) i \eta / r - J_{k2}\varepsilon_k/r - M_{f2}/r; \quad (2.15)$$

для передньопривідного (2×4)

$$X_1 = (M_e - J_M\varepsilon_M) i \eta / r - J_{k1}\varepsilon_k/r - M_{f1}/r; \quad (2.16)$$

$$X_2 = -J_{k2}\varepsilon_k/r - M_{f2}/r. \quad (2.17)$$

Результуючі всіх дотичних реакцій (2.12) - (2.17) опорної поверхні визначені без урахування сил опору повітря P_w та інерції P_J (рис. 2.5, а) поступально рухомих мас автомобіля, що допустимо, оскільки для уникнення поломок автомобіля, подолання вертикальних перешкод відбувається з місця або з ходу з мінімальною швидкістю.

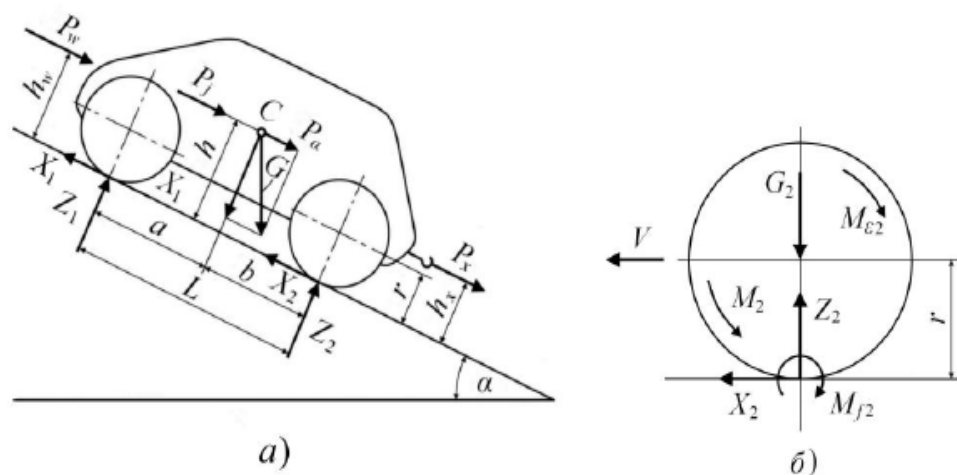


Рисунок 2.5. Сили, діючі на повно привідний автомобіль при розгоні на підйомі (а) та сили і моменти, діючі на заднє колесо (б)

Формули (2.12) - (2.17) справедливі для руху по опорній поверхні без перешкод.

У випадках подолання автомобілем вертикальної перешкоди з місця матимемо вирази: для повно приводного

$$X_1 = M_e i \eta / 2r - M_{f1} / r; \quad (2.18)$$

$$X_2 = M_e i \eta / 2r - M_{f2} / r; \quad (2.19)$$

відповідно задньо привідного

$$X_1 = -M_{f1} / r; \quad (2.20)$$

$$X_2 = M_e i \eta / r - M_{f2} / r; \quad (2.21)$$

і передньо привідного

$$X_1 = M_e i \eta / r - M_{f1} / r; \quad (2.22)$$

$$X_2 = -M_{f2} / r. \quad (2.23)$$

У формулах (2.18) - (2.27) знехтувано кутовими прискореннями.

Для привідних коліс, в зоні контакту з дорожнім покриттям, величина сили тяги обмежена максимально можливою силою зчеплення шин P_ϕ з дорогою:

$$X_2 \leq P_\phi = \phi_x Z_2, \quad (2.24)$$

де ϕ_x - коефіцієнт повздовжнього зчеплення шини з дорогою;

Z_2 - нормальна реакція дороги, діюча на привідне заднє колесо.

У роботах [1-2] обґрунтована нова розрахункова силова схема автомобіля та рівняння руху. На основі законів механіки, показано як впливають на рух автомобіля сили опору повітря та інерції. Але ці сили за невеликої швидкості руху по площині дуже малі та не впливають на отримані нами результати.

2.3. Зчеплення шин з опорною поверхнею

Сила тяги виникає в контактї шини з дорогою при підводі до колеса тягового моменту. Протектор шини в передній частині та всередині плями контакту стискається, також деформуються і бічні стінки шини.

У зв'язку з тим, що елементи протектора стиснуті ще до входу в зону контакту, відстань, на яку переміщається шина під дією тягового моменту, буде менша, ніж при вільному коченні. Це явище за звичай відносять до проковзування при деформації. Пружним проковзуванням колеса називається переміщення частини точок шини, які контактують з дорожнім покриттям, коли в зоні контакту є точки, рухомі щодо цієї поверхні. Ковзанням коліс називається одночасне переміщення всіх точок протектора, що знаходяться в контактї.

Позначивши швидкість поступального руху осі колеса без проковзування або ковзання через V_0 (швидкість веденого колеса), отримаємо:

$$V_o = r_o \omega_o, \quad (2.25)$$

де r_o , ω_o - радіус кочення та кутова швидкість веденого колеса.

Реальна швидкість V_x поступального руху осі колеса знаходиться як:

$$V_x = V_0 \pm V_s \quad (2.26)$$

де V_s - швидкість ковзання елементів шини в повздовжньому напрямі щодо опорної поверхні; знаки плюс або мінус відповідають колесам, які загальмовуються або привідним.

Процес ковзання зручно характеризувати коефіцієнтами ковзання в гальмівному режимі:

$$S = V_s / V_x = (V_x - V_o) / V_x = (r_k - r_o) / r_k, \quad (2.27)$$

та привідному режимі

$$S_1 = V_s / V_o = (V_o - V_x) / V_o = (r_o - r_k) / r_o \quad (2.28)$$

За відсутності ковзання ($r_k = r_0$) коефіцієнт ковзання рівний нулю, а при повному ковзанні - одиниці. У привідному режимі повне ковзання буде за умови буксування коліс та нерухомому автомобілі ($r_k = 0$), а в режимі гальмування - при русі колеса юзом ($r_k = \infty$).

Використовуючи співвідношення (2.27) та (2.28), побудовано графік залежності коефіцієнта зчеплення від ковзання (рис. 2.6).

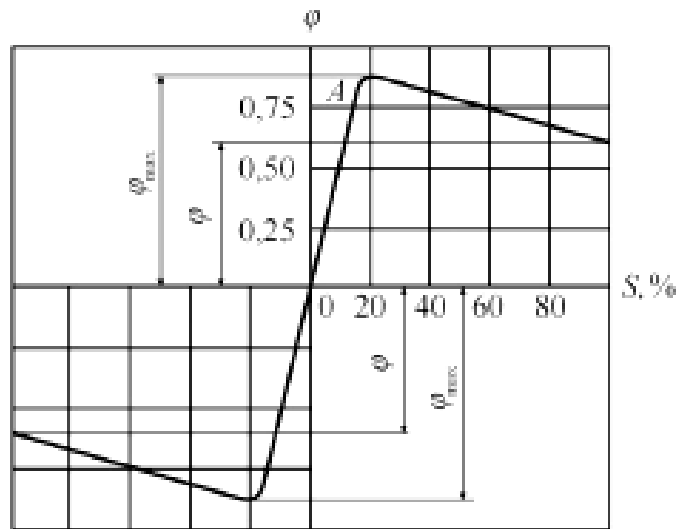


Рисунок 2.6 - Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання (буксування)

Проковзування в умовах сталого руху є функцією сили тяги. Спочатку тяговий або гальмівний момент на колесі та відповідно тягова (гальмівна) сила зростають лінійно залежно від ковзання, що відбувається, в основному, через пружні деформації шини. Це відповідає ділянці OA. максимальна сила тяги на твердій опорній поверхні згідно експериментальних даних досягається при коефіцієнті ковзання 0,15 - 0,20. Робота колеса на цій ділянці є стійкою - тяговий момент та сила тяги знаходяться в пропорційній залежності. В міру збільшення крутного моменту на цій ділянці пропорційно збільшується тангенціальна деформація шини та зростає число ковзаючих елементів по опорній поверхні.

За подальшого збільшення крутного моменту починають ковзати всі точки колеса в зоні контакту шини з дорогою, що супроводжується

зменшенням поздовжньої складової реакції дороги та коефіцієнта зчеплення шин з дорогою. В результаті матимемо роботу колеса на даній ділянці нестабільною.

Коефіцієнт зчеплення характеризує той крутний момент, який може бути реалізований колесом за умов зчеплення шини з дорогою. В процесі переходу від проковзування шини до повного ковзання колеса, його значення знижується від φ_{\max} до φ , яке відповідає ковзанню заблокованого колеса. Максимальний реалізований колесом момент визначає максимальне значення коефіцієнта зчеплення.

Прикладаючи до шини гальмівну силу, що забезпечується гальмівним моментом на колесі, елементи протектора перед їх входом в зону контакту розтягнуті. За час дії гальмівного моменту відстань переміщення буде більшою, ніж при вільному коченні колеса. Для заблокованого колеса, кутова швидкість рівна нулю та поступальний рух колеса відбувається за повного ковзання. Взаємозв'язок між ковзанням та гальмівною силою аналогічний зв'язку між ковзанням і силою тяги.

Конструктивні особливості шини та дорожні умови є головними чинниками, які впливають на коефіцієнт зчеплення шини з дорогою. швидкість руху та вертикальне навантаження також вагомо впливають на залежність тягової (гальмівної) сили від проковзування (буксування).

для сухих доріг з асфальто- або цементобетонним покриттям характерні найбільші значення коефіцієнта зчеплення. У цих умовах коефіцієнт зчеплення визначається в основному тертям між шиною та покриттям дороги. Під час кочення колеса по дорозі з твердим покриттям протектор деформується набагато більше, ніж опорна поверхня. Тверді виступи покриття втілюються в контактуючу з ними поверхню шини. Тому, для забезпечення хорошого зчеплення оптимальна висота мікронерівностей становить 2.5 мм. За наявності на покриттях плівки забруднення або вологи глибина втискання нерівностей в гуму протектора значно зменшується, і чим

товший шар бруду на покритті дороги, тим більше знижується коефіцієнт зчеплення.

Конструкції протектора також впливає на коефіцієнт зчеплення. На всіх дорогах шини з гладким протектором мають мінімальне зчеплення. Шини з поперечним малюнком протектора забезпечують максимальний коефіцієнт зчеплення, проте вони інтенсивно зношуються при русі по сухих твердих дорогах. Для забезпечення високих середніх коефіцієнтів зчеплення і зносостійкості найбільш доцільний є протектор з повздовжніми ребрами, розчленований надрізами різної форми під кутом 45° . За такого малюнка протектора плівка рідини на дорожньому покритті витискається в прорізі, що забезпечує відновлення контакту гуми протектора з опорною поверхнею.

Висновки за розділом

Розглянута механіка еластичного колеса автомобіля при зіткненні з вертикальною перешкодою, коли силами інерції та опору повітря, прикладеними до центру мас автомобіля нехтуємо, оскільки перешкода долається з місця або з гранично малою швидкістю для уникнення поломок.

Основними силовими чинниками при цьому є крутний момент двигуна, підведений до привідних коліс, реалізований в контактні коліс з дорогою у вигляді дотичної реакції опорної поверхні (сили тяги), залежної від ваги автомобіля, яка припадає на привідні колеса. Коефіцієнтів зчеплення шин з дорогою, та момент опору кочення коліс, також залежний від ваги, що припадає на колеса.

В аналітичних виразах для визначення максимальної висоти подоланого порогу повинні враховуватись: вид приводу; розподіл ваги автомобіля по осях; коефіцієнти повздовжнього зчеплення та опору кочення; радіус колеса; радіальна деформація (прогинання) колеса.

3. ПРОФІЛЬНА ПРОХІДНІСТЬ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

Через зачіпання виступаючими частинами за нерівності дорожньої поверхні автомобіль може втратити рухливість. Також це відбувається у випадках неможливості подолання підйомів через недостатню рушійну силу на ведучих колесах для подолання опору руху на поверхнях із слабкою несучою здатністю або небезпеки перекидання.

Відповідно до цього розрізняють перешкоди викликані слабкою несучою здатністю опорної поверхні та обумовлені профілем місцевості. Здатність транспортних засобів долати ці перешкоди оцінюється опорною та профільною прохідністю.

3.1. Геометрична прохідність двовісного автомобіля

Профільна прохідність оцінюється геометричними параметрами прохідності, які визначаються шляхом вимірювання натурних зразків або по компоувальних кресленнях і залежить від компоновки автомобіля. Всі вимірювання проводяться на горизонтальному майданчику з твердим рівним покриттям та повним навантаженням автомобіля. Геометричні параметри прохідності показані на рис. 3.1.

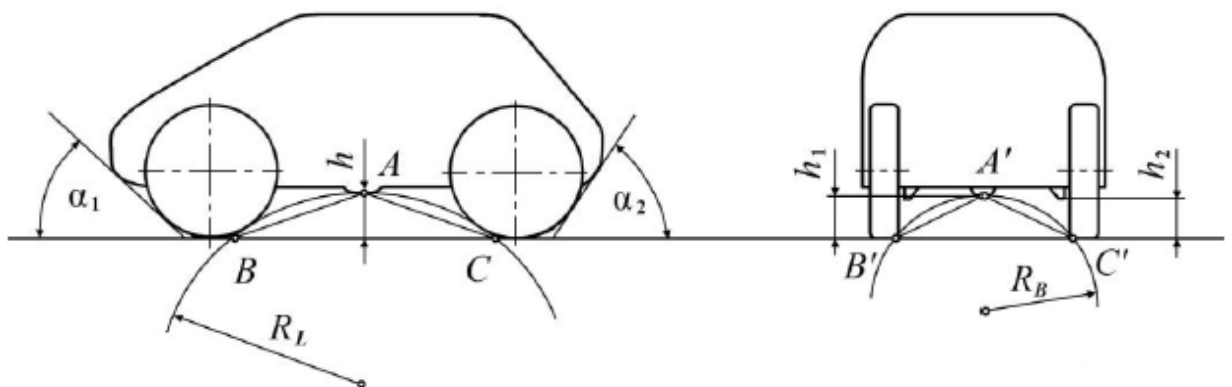


Рисунок 3.1. Геометричні параметри прохідності колісної машини

Відстань від опорної поверхні до найнижчої точки автомобіля, розташованої між колесами прийнято називати дорожнім просвітом h (кліренсом). Зазвичай цю відстань вимірюють під картерами головних передач провідних мостів h_1 та в місцях розташування ресор h_2 . У технічних характеристиках автомобіля можуть вказувати декілька значень дорожнього просвіту. В загальному у вантажних автомобілів кліренс складає 240 - 300 мм, легкових – 150 - 220 мм. В транспортних засобах високої прохідності завдяки застосування великорозмірних шин та колісних передач кліренс досягає 400 - 500 мм.

Кути між площиною опорної поверхні та площиною, що стосується коліс і найбільш виступаючої точки автомобіля називають кутами прохідності. Переднім a_1 та заднім a_2 кутами прохідності обмежується прохідність автомобіля через пороги, канави з крутими відкосами. Найбільші кути прохідності мають автомобілі високої прохідності – передній 60 - 70°, задній 50 - 60°.

Повздожній R_L і поперечний R_B радіуси прохідності можна визначити за компоувальним кресленням або експериментально. Це радіуси умовних циліндрових нерівностей, через які автомобіль може проїхати не зачіпаючи її нижніми точками, розташованими в його середній частині. Чим менше R_L та R_B , тим більше круті нерівності може подолати транспортний засіб.

У багатьох роботах запропоновані формули для розрахунку радіусів подовжньої і поперечної прохідності [2], [3], [12], [14].

Тим часом, задача визначення радіусів повздожньої R_L та поперечної R_B прохідності зводиться до визначення радіусу описаного кола [12, 14], що проходить через вершини трикутника (рис 3.2) зі сторонами a , b та c :

$$R = abc / 4\sqrt{p(p-a)(p-b)(p-c)}, \quad (3.1)$$

де $p = (a+b+c) / 2$;

Вершина A є нижньою точкою поблизу середини повздожнього або поперечного перетину автомобіля.

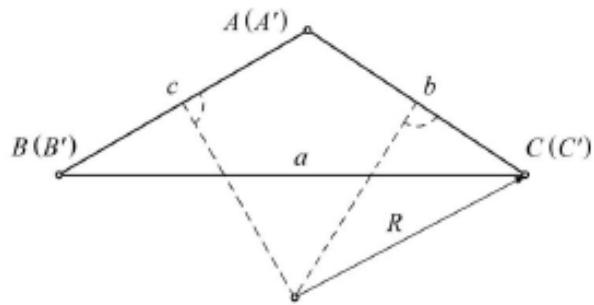


Рисунок 3.2. Трикутник для визначення радіусів повздожньої R_L та поперечної прохідності R_B

3.2. Подолання автомобілем вертикальних перешкод

Рух транспортного засобу по нерівних дорогах зумовлює збільшення опору руху через збільшення коливань автомобіля та деформацій шин, що супроводжується динамічними навантаженнями на трансмісію і ходову частину.

Значні вертикальні переміщення коліс і перекося мостів виникають на дорогах з великими нерівностями, що обмежує швидкість руху автомобіля. Можливе зачіпання нижчих точок автомобіля за різного роду перешкоди.

Досліджуючи максимальну висоту порогу h з вертикальною передньою стінкою, яка може бути подолана автомобілем, визначено, що вона різна для повнопривідного, задньопривідного, та передньопривідного автомобіля.

Можливість подолання порогових (бар'єрних) перешкод обмежується геометричними параметрами автомобіля та перешкоди, допустимими динамічними навантаженнями на елементи конструкції і тягово-зчіпними властивостями машини.

Геометричні обмеження прохідності виникають при упорі нижніх виступаючих елементів автомобіля або лобової частини в перешкоди. Також можливе вивішування автомобіля на бар'єрних перешкодах, внаслідок чого знижується нормальне навантаження на колеса, що викликає зменшення повздожньої реакції по зчепленню.

В основному визначення можливості вивішування автомобіля на перешкодах є геометричною задачею, яку вирішують графічно або аналітично. Необхідно відзначити, що не кожне зачіпання елементів автомобіля за перешкоду викликає втрату рухливості. Ймовірно, що створювана колесами зчіпного зусилля, буде достатньою для подолання опорів, які створюються бар'єрними перешкодами. Для переїзду уступу необхідно з'ясувати здатність його подолання одиночним колесом та відсутність при цьому перекидання автомобіля.

Вертикальну стінку автомобіль може переїхати двома способами - з місця та при під'їзді до стінки з малою швидкістю. Другий спосіб називають динамічним подоланням стінки.

В технічній літературі вважається найскладнішою проблемою подолання вертикальної перешкоди. Для виконання робіт х вдосконалення методів розрахунку профільної прохідності автомобіля потрібно класифікувати вертикальні перешкоди з погляду їх подолання транспортним засобом.

Вертикальні перешкоди іменуються в літературі по-різному - поріг, стінка, бордюр, ескарп. Останні два терміни французькі, означають відповідно «край» та «стінка земляного рову».

Виходячи з наших досліджень вертикальні перешкоди, подоланні з місця, можна розділити по висоті та профілю наступним чином:

- максимальна висота h_{\max} вертикальної стінки, на яку може наїхати повнопривідний автомобіль передніми колесами, після чого перекинеться [15];

- пороги та бордюри заввишки $h_{\max} = r$, не можуть переїхати не повнопривідні автомобілів, де r - радіус колеса;

- пороги та бордюри заввишки $h_{\max} < r$, подоланні різнопривідними автомобілями, якщо дозволяє конструкція коліс а також кліренс база автомобіля.

3.3. Умова подолання вертикальної перешкоди з місця

Розгляд взаємодії колеса з вертикальною перешкодою та визначенням максимальної висоти, яка може бути подолана автомобілем, вважають найскладнішою проблемою теорії прохідності.

Проведений нами аналіз вітчизняної та зарубіжної літератури присвяченій динаміці та випробуванням транспортних засобів показав, що теоретичні проблеми, пов'язані з подоланням повнопривідним автомобілем вертикальної перешкоди дотепер не отримали задовільного рішення. Це зумовлює закладання недоліків в процесі проектування автомобілів і достовірної оцінки можливостей їх використання в різних умовах експлуатації.

Розглянемо загальний випадок процесу подолання передніми колесами автомобіля вертикальної перешкоди (бордюру, порогу і ін.) висотою $h < r$.

Для повнопривідного автомобіля на передні колеса діятимуть (рис 3.3): G_1 - частина сили тяжіння, що припадає на передню вісь; P_2 - рушійна сила, створювана силами тяги задніх коліс; $P_{\phi 2}$ - сила опору кочення задніх коліс; M_1 – крутний момент підведений до передньої осі автомобіля від двигуна; R - радіальна реакція кромки (грані) А перешкоди в мить, коли нормальна реакція опорної поверхні, направлена по вертикальному діаметру, стає рівною нулю; P - сила тяги, що розвивається передніми колесами на грані А моментом M_1 . Індокси 1 і 2 відносяться до силових чинників, пов'язаних з передньою та задньою осями автомобіля. Якщо розглядається передньопривідний автомобіль, то з схеми сил рис. 3.3 слід виключити P_2 , якщо задньопривідний - то M_1 і P .

Як правило вирішуючи проблеми, пов'язаних з подоланням вертикальних перешкод, спочатку розглядають жорсткі колеса, а потім еластичні колеса автомобіля, тобто від простого до складного. Опираючись на попередні здобутки науковців можна одразу почати з розгляду еластичного колеса.

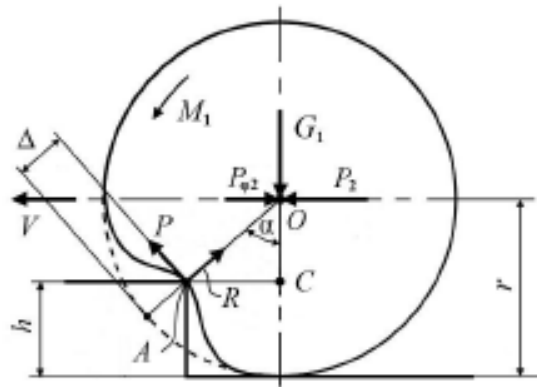


Рисунок 3.3. Сили, діючі на передні колеса повнопривідного автомобіля для подолання вертикальної перешкоди

В процесі подолання вертикальної перешкоди заввишки h передніми колесами автомобіля настає момент, коли нормальна реакція опорної поверхні дорівнює нулю і єдиною опорою передніх коліс стає грань A перешкоди, в якій концентрується зовнішня реакція R , направлена по радіусу колеса.

Для цього, відносно найважчого режиму подолання перешкоди з трикутника AOC знайдемо:

$$\cos \alpha = \frac{r - h}{r - \Delta}, \quad (3.2)$$

звідки висота подоланої перешкоди визначиться як:

$$h = r - (r - \Delta) \cos \alpha, \quad (3.3)$$

де r - вільний радіус колеса;

Δ - радіальна пружна деформація колеса;

α - кут між напрямками реакції R та сили тяжіння G_1 .

Розв'язуючи задачу подолання вертикальної перешкоди деякі автори, зображають колеса у відриві від горизонтальної опорної поверхні дороги, передуючої вертикальній перешкоді. Якщо вони застосовують виразом (3.2), це в корінні не вірно, оскільки він вірний тільки для початку подолання перешкоди, коли колеса ще торкаються поверхні дороги, а нормальна реакція стає рівною нулю.

Значення кута a у рівнянні (3.3) можна визначити з розгляду сил, діючих на колеса, залежно від схеми приводу автомобіля.

У міру подолання вертикальної перешкоди висотою h , колеса в якійсь момент зависають на грані A , відірвавшись від горизонтальної опорної поверхні. Звернемо увагу, що кут a між нормаллю (вертикальною віссю колеса) і реакцією грані R (рис. 3.3 і 3.4) зменшується до величини a' (рис. 3.4), а потім і до нуля, коли колеса повністю підіймуться на поріг, тобто зі зменшенням кута a зменшується протидія переміщенню коліс.

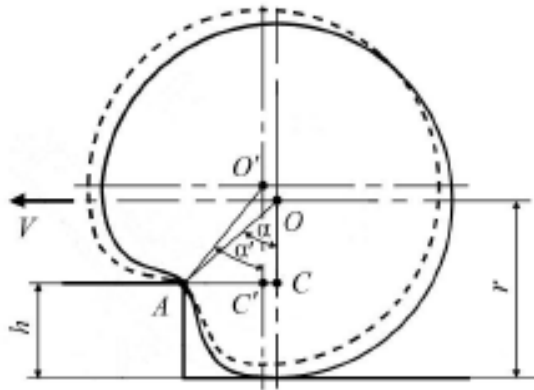


Рисунок 3.4. Схеми, що показує зміну кута a в процесі подолання вертикальної перешкоди

Умовою подолання перешкоди є дотримання рівності (3.3), де величина кута a відповідає моменту, коли колеса, вже не мають нормального навантаження (реакції) від опорної поверхні, та ще не відірвалися від неї. Оскільки при цьому кут a має максимальне значення, то це і є найважчий режим подолання перешкоди.

Таким чином, найважчим режимом подолання вертикальної перешкоди є початок подолання порогу за максимального значення кута a , коли передні колеса автомобіля ще не відірвалися від горизонтальної поверхні, але і не спираються на неї, а умовою подолання перешкоди є дотримання рівності (3.3).

3.4. Подолання вертикальної перешкоди повнопривідним автомобілем з місця

У повнопривідному транспортному засобі на передні колеса діятимуть частина сили тяжіння автомобіля G_1 , що припадає на передню вісь, сила опору коченню задніх коліс $P_{\varphi 2}$, штовхаюча сила P_1 , створювана силою тяги задніх коліс та крутним момент M_1 , підведеним до передніх коліс від двигуна автомобіля (рис. 3.3). Вважаємо початком процесу подолання порогу момент, коли нормальні реакції на передні колеса стають рівними нулю.

Враховуємо, що сила опору коченню задніх коліс рівна:

$$P_{\varphi 2} = f G_2, \quad (3.4)$$

де f - коефіцієнт опору коченню.

Відповідно штовхаюча сила, створювана силою тяги задніх коліс, яка передається на вісь передніх коліс знаходиться з виразу:

$$P_2 = \varphi_x G_2, \quad (3.5)$$

де φ_x - коефіцієнт зчеплення задніх коліс з опорною поверхнею.

Тоді їх суму запишемо, як:

$$P_2 - P_{\varphi 2} = (\varphi_x - f) G_2. \quad (3.6)$$

Склавши суму проекцій діючих на передні колеса автомобіля сил на напрям реакції R отримаємо вираз:

$$R - G_1 \cos \alpha - (\varphi_x - f) G_2 \sin \alpha = 0,$$

З якого знайдемо:

$$R = G_1 \cos \alpha + (\varphi_x - f) G_2 \sin \alpha, \quad (3.7)$$

де α - кут між напрямками реакції R та сили тяжіння G_1 .

Запишемо суму моментів відносно точки A кромки порогу:

$$\Sigma M_A = 0; \quad M_1 - G_1 r \sin \alpha + (\varphi_x - f) G_2 r \cos \alpha = 0. \quad (3.8)$$

Максимальна величина моменту M_1 не може бути більша:

$$M_{1\max} \leq \varphi_A R r, \quad (3.9)$$

де φ_A - коефіцієнт зчеплення колеса з кромкою вертикальної перешкоди;

r - вільний радіус колеса.

Підставивши в рівняння (3.8) вирази (3.9) та (3.7), отримаємо:

$$\varphi_A r [G_1 \cos \alpha + (\varphi_x - f) G_2 \sin \alpha] = G_1 r \sin \alpha - (\varphi_x - f) G_2 r \cos \alpha. \quad (3.10)$$

Розділивши рівність (3.10) на $r \cos \alpha$, знайдемо співвідношення:

$$\varphi_A G_1 + \varphi_A (\varphi_x - f) G_2 \operatorname{tg} \alpha = G_1 \operatorname{tg} \alpha - (\varphi_x - f) G_2,$$

з якого визначимо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2}. \quad (3.11)$$

З трикутника АОС (рис. 3.4.) запишемо вираз:

$$\cos \alpha = \frac{r - h}{r},$$

з якого висота подоланої перешкоди колесами визначиться як:

$$h = r(1 - \cos \alpha), \quad (3.12)$$

де кут α визначається з рівняння (3.11):

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2}. \quad (3.13)$$

Під час переїзду вертикальної перешкоди передніми еластичними колесами повнопривідним автомобілем (рис 3.3) точка А грані порогу заввишки h виявиться ближче до вертикальної осі колеса, завдяки радіальному прогинанню Δ шин. У зв'язку з цим плече прикладання сили тяжіння G_1 щодо точки А зменшиться на величину $\Delta \sin \alpha$ і завдяки цьому зменшиться опір подоланню перешкоди. Зауважимо, що плече прикладання сил P_2 та $P_{\varphi 2}$ також зменшиться на величину $\Delta \cos \alpha$. На величину радіальної деформації шини Δ вирішальне значення має зменшення плеча прикладання крутного моменту M_1 , завдяки чому підвищується прохідність автомобіля за рахунок збільшення сили тяги P в контактні коліс з вертикальною перешкодою.

За умов зчеплення шин з кромкою перешкоди максимально можливий крутний момент дорівнює:

$$M_1 = \varphi_A R(r - \Delta). \quad (3.14)$$

Склавши суму моментів щодо точки А (рис 3.3) отримаємо рівність:

$$M_1 - G_1(r - \Delta) \sin \alpha + (\varphi_x - f)G_2(r - \Delta) \cos \alpha = 0 \quad (3.15)$$

Підставивши в неї вирази (3.14) та (3.7) отримаємо співвідношення:

$$\begin{aligned} \varphi_A(r - \Delta)[G_1 \cos \alpha + (\varphi_x - f)G_2 \sin \alpha] = \\ = (r - \Delta)[G_1 \sin \alpha - (\varphi_x - f)G_2 \cos \alpha]. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Розділимо його на $(r - \Delta) \cos \alpha$, та отримаємо:

$$\varphi_A G_1 + \varphi_A (\varphi_x - f) G_2 \operatorname{tg} \alpha = G_1 \operatorname{tg} \alpha - (\varphi_x - f) G_2, \quad (3.17)$$

звідки визначимо

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2} \quad (3.18)$$

Це рівняння співпадає з колишнім результатом (3.11), що підтверджує незалежність величини кута α від жорсткості коліс, за інших рівних умов.

З розгляду трикутника АОС (рис. 3.3) можна стверджувати, що:

$$\cos \alpha = \frac{r - h}{r - \Delta}, \quad (3.19)$$

звідки висота порогу, подоланого передніми еластичними колесами повнопривідного автомобіля становить:

$$h = r - (r - \Delta) \cos \alpha, \quad (3.20)$$

де кут α визначається з рівняння (3.13).

3.5. Подолання вертикальної перешкоди задньопривідним автомобілем з місця

Розглянемо тепер подолання вертикальної перешкоди передніми веденими еластичними колесами (рис 3.5).

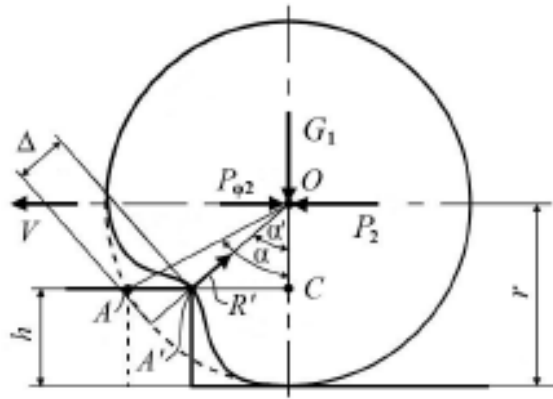


Рисунок 3.5. Схема подолання веденим еластичним колесом перешкоди задньопривідного автомобіля

У зв'язку з деформацією колеса точка А грані порогу висотою h переміститься в точку A' . Тому плече прикладання сили G_1 щодо цієї точки зменшиться, а плече прикладання рушійної сили P_2 залишиться без змін, рівним $r - h$.

Згідно схеми рис. 3.5 видно, що кут α недеформованого колеса більший кута α' деформованого. Тому перешкоди легше долаються еластичними колесами, за рахунок зменшення плеча прикладання сили G_1 , що створює момент, перешкоджаючий руху коліс у напрямі V .

Суму моментів діючих сил відносно точки A' деформованих коліс запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} \sum M_{A'} = 0; \quad & P_2(r - \Delta)\cos\alpha' - P_{\phi 2}(r - \Delta)\cos\alpha' - G_1(r - \Delta)\sin\alpha' = \\ & = (\varphi_x - f)G_2(r - \Delta)\cos\alpha' - G_1(r - \Delta)\sin\alpha' = 0, \end{aligned} \quad (3.21)$$

Розділивши цей вираз на $(r - \Delta)\cos\alpha'$, визначено:

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{(\varphi_x - f)G_2}{G_1}. \quad (3.22)$$

Розглянувши трикутник $A'OC$ (рис 3.5) запишемо вираз:

$$\cos\alpha' = \frac{r - h}{r - \Delta}, \quad (3.23)$$

з якого максимальна висота перешкоди h визначиться за формулою:

$$h = r - (r - \Delta)\cos\alpha', \quad (3.24)$$

де кут α' розраховано згідно формули (3.22) як:

$$\alpha' = \operatorname{arctg} \frac{(\varphi_x - f)G_2}{G_1}. \quad (3.25)$$

3.6. Алгоритм розрахунку максимальної висоти подоланого автомобілем порогу з місця

Якщо автомобіль повнопривідний, то на передні колеса діятимуть сили та моменти, як описано в пр. 3.4 магістерської роботи.

Відповідно для задньопривідного автомобіля з схеми сил рис. 3.3 потрібно забрати M_1 та P , якщо передньопривідний - то P_2 .

Згідно запропонованого алгоритму всі рішення з визначенням максимальної висоти подоланої вертикальної перешкоди можна представити в найкомпактнішому вигляді, однаковому для всіх варіантів автомобілів:

$$h = r - (r - \Delta) \cos \alpha, \quad (3.26)$$

В цьому рівнянні кут α між напрямками реакції R кромки перешкоди і частини сили тяжіння G_1 , що діє на передню вісь автомобіля, залежить від схеми приводу провідних коліс, і рівний для транспортних засобів:

- повнопривідних

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f)G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f)G_2}; \quad (3.27)$$

передньопривідних

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_A G_1 - f G_2}{G_1 + \varphi_A f G_2}; \quad (3.28)$$

задньопривідних

$$\alpha = \operatorname{arctg} (\varphi_x - f) \frac{G_2}{G_1}, \quad (3.29)$$

де φ_x та φ_A – відповідно коефіцієнти зчеплення шин задньої осі автомобіля з опорною поверхнею та передньої осі з ребром A перешкоди;

f - коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля;

G_1 та G_2 - сили тяжіння, що діють на передню і задню осі автомобіля;

Запишемо формули (3.27) - (3.29) в зручнішому для розрахунку вигляді, якщо тригонометричну функцію $\cos\alpha$ виразити як:

$$\cos\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1 + k^2}}. \quad (3.30)$$

Тоді рівняння 3.26 матиме наступний вигляд:

$$h = r \left[1 - (1 - \Delta/r) / \sqrt{1 + k^2} \right], \quad (3.31)$$

де для автомобіля:

- повнопривідного

$$k = \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2}; \quad (3.32)$$

- передньопривідного

$$k = \frac{\varphi_A G_1 - f G_2}{G_1 + \varphi_A f G_2}; \quad (3.33)$$

- задньопривідного

$$k = \frac{(\varphi_x - f) G_2}{G_1}. \quad (3.34)$$

Представлені формули дозволяють обґрунтовано, точно та просто визначити висоту h подоланої вертикальної перешкоди і розрахувати можливості подолання порогів, бордюрів, сходинок, ескарпів і ін.) з тим, щоб оцінити можливості використання різних транспортних засобів в певних умовах експлуатації.

Виконавши розрахунки за розглянутим алгоритмом ми можемо стверджувати, що найменша висота подоланого порогу характерна для автомобілів з переднім приводом а найбільша у повнопривідних.

3.7. Подолання порогу автомобілем з ходу

Навіть у повнопривідних автомобілів не завжди вистачає сили тяги для подолання різних видів перешкод. Тому часто використовують наперед запасену кінетичну енергію, яка потім витрачається на подолання коротких підйомів у вигляді виникаючих при уповільненні руху сил інерції (динамічне подолання підйому).

В теорії руху автомобіля [1-3] прийнято вважати, що після в'їзду на перешкоду задньої осі, автомобіль зупиниться ($V = 0$). Тоді з умови рівності кінетичної енергії, набутої автомобілем до наїзду на перешкоду, потенційної енергії при його підйомі на висоту h , отримаємо:

$$\frac{GV^2}{2g} = Gh, \quad (3.35)$$

де G – вага автомобіля;

g - прискорення вільного падіння.

Враховуючи, що в процесі подолання порогу швидкість руху автомобіля зменшуватиметься та відповідно, швидкості передньої V_1 і задньої V_2 осей відрізнятимуться ($V_1 > V_2$), визначимо поки швидкість задньої осі.

Для цього перетворимо рівність (3.35), пам'ятаючи про те, що на перешкоду підніметься спершу передня, а потім задня вісь:

$$\frac{GV_2^2}{2g} = G_2 h, \quad (3.36)$$

звідки швидкість, з якою до перешкоди повинна підїхати задня вісь, визначиться як:

$$V_2 = \sqrt{2gG_2 h/G}, \quad (3.37)$$

де G_2 - частина ваги автомобіля, що припадає на колеса задньої осі.

Враховуючи, що швидкість V_1 в'їзду на перешкоду передньої осі автомобіля більша, то з умови рівності кінетичної та потенційної енергій запишемо рівність:

$$\frac{G(V_1^2 - V_2^2)}{2g} = Gh, \quad (3.38)$$

з якої знайдемо швидкість під'їзду до перешкоди коліс передньої осі:

$$V_1 = \sqrt{2gh + V_2^2}. \quad (3.39)$$

Необхідно відзначити, що динамічне подолання перешкоди (наприклад виступаючі рейки трамвайних колій), яка зустрічається на хорошій дорозі (асфальтобетон, цементобетон), може викликати пошкодження шин, поломки підвіски автомобіля. Це зумовлюється ударною дією на перешкоду, виникненням та різким зростанням величини інерційної сили, перешкоджаючої прискореному вертикальному переміщенню передньої осі автомобіля. Тому для подолання невисоких бордюрів потрібно під'їжджати до них з мінімально можливою швидкістю, за якої незначні інерційні сили, які перешкоджають прискореному підйому коліс передньої осі.

Розглянемо в магістерській роботі наступний спосіб визначення уповільнень під час подолання низьких порогів і тим самим знаходження безпечних швидкостей для їх подолання.

Оскільки динамічне подолання перешкоди супроводжується ударними навантаженнями, тому вважаємо, щоб уникнути катастрофічних наслідків, максимальна висота подоланого порогу навіть з мінімальною швидкістю не повинна перевищувати величини визначеної з рівняння:

$$h_{\max} = (r + r_o) / 2, \quad (3.40)$$

де r_0 - радіус обода колеса.

Навіть переїзд автомобілем цієї висоти повинне відбуватися з невеликою швидкістю. Тому можна нехтувати аеродинамічним опором руху автомобіля.

Вважаючи уповільнення постійним, розглянемо сили, діючі на автомобіль у момент початку подолання вертикальної перешкоди у вигляді невисокого порогу повнопривідним автомобілем (рис. 3.6).

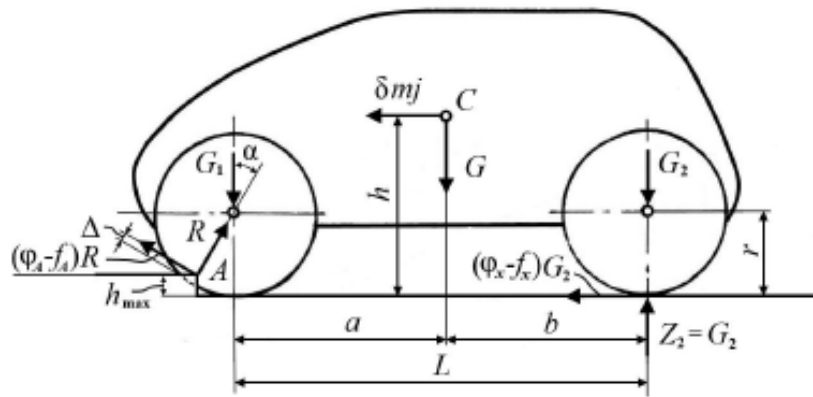


Рисунок 3.6. Сили діючі на повнопривідний автомобіль за динамічного подолання порогу

На рис. 3.6 позначено: a , b , h - координати центру ваги автомобіля; L - база автомобіля; G - вага автомобіля, яка розподіляється на вагу передньої G_1 і задньої G_2 осей автомобіля; Z_2 - нормальна реакція дороги на колеса задньої осі автомобіля; $(\varphi_x - f_x)G_2$ - результуюча всіх дотичних сил, діючих в контактї задніх коліс з дорогою; φ_x , f_x - коефіцієнти повздовжнього зчеплення та опору коченню; R - радіальна сила протидії подоланню порогу; $(\varphi_A - f_A)R$ - результуюча всіх дотичних сил, діюча на грані A перешкоди; φ_A , f_A - коефіцієнти зчеплення і опору коченню на межі перешкоди; δmj - приведена сила інерції автомобіля; δ - коефіцієнт обліку обертових мас; m - маса автомобіля; j - уповільнення автомобіля; α - кут між напрямом сили тяжіння G_1 і радіальної сили R ; r - радіус колеса автомобіля; h_{\max} - максимально допустима висота подоланого порогу; Δ - радіальна деформація шин на межі порогу.

Скористаємося відомим способом приведення сил, прикладених до корпусу автомобіля, до контакту коліс з опорною поверхнею, при складанні рівняння руху транспортних засобів [2, 3, 14] і зведемо всі сили, діючі на повнопривідний автомобіль (рис. 3.6) до грані A порогу та до осі O передніх коліс (рис. 3.7).

Склавши суму проєкцій діючих сил на передні колеса автомобіля з повним приводом за напрямом реакції R знайдемо її значення:

$$R = G_1 \cos \alpha + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj] \sin \alpha. \quad (3.41)$$

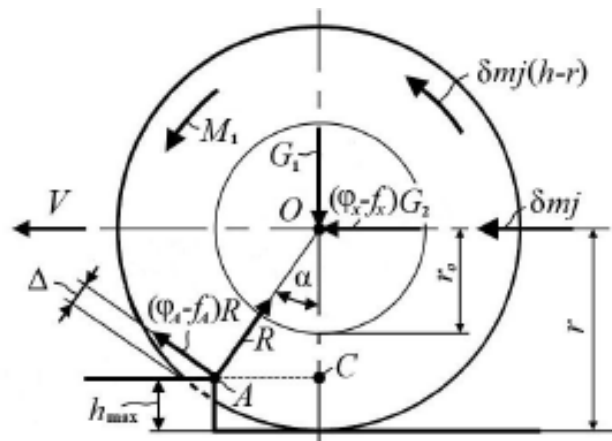


Рисунок 3.7. Сили діючі на переднє колесо автомобіля з повним приводом за умови динамічного подолання порогу

Суму моментів відносно кромки перешкоди (точки A) запишемо у вигляді:

$$M_1 - G_1(r - \Delta) \cdot \sin \alpha + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj](r - \Delta) \cdot \cos \alpha + \delta mj(h - r) = 0. \quad (3.41)$$

Максимальне значення суми моментів $M_1 + \delta mj(h - r)$ не може перевищувати згідно співвідношення:

$$M_1 + \delta mj(h - r) \leq \varphi_A R(r - \Delta), \quad (3.42)$$

де M_1 - момент, підведений від двигуна до передніх коліс автомобіля.

Підставивши в рівняння (3.41) виразу (3.40) і (3.42), отримаємо:

$$\begin{aligned} \varphi_A(r - \Delta) \{ G_1 \cos \alpha + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj] \sin \alpha \} = \\ = G_1(r - \Delta) \sin \alpha - [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj](r - \Delta) \cos \alpha. \end{aligned} \quad (3.43)$$

Розділивши цю рівність на $(r - \Delta) \cos \alpha$, отримаємо вираз:

$$\varphi_A \{ G_1 + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj] \operatorname{tg} \alpha \} = G_1 \operatorname{tg} \alpha - (\varphi_x - f_x)G_2 - \delta mj, \quad (3.44)$$

з якого визначимо уповільнення автомобіля під час подолання порогу:

$$j = \frac{[G_1(\operatorname{tg} \alpha - \varphi_A)/(1 + \varphi_A \operatorname{tg} \alpha)] - (\varphi_x - f_x)G_2}{\delta m}. \quad (3.45)$$

Інтегруючи формулу (3.45) за часом t знайдемо вираз для визначення безпечної швидкості подолання вертикальної перешкоди:

$$v_k = v_0 - jt. \quad (3.46)$$

Розглядаючи трикутника AOC (рис. 21) запишемо вираз:

$$\cos \alpha = \frac{r - h_{\max}}{r - \Delta}, \quad (3.47)$$

з якого кут α визначимо як:

$$\alpha = \arccos \frac{r - h_{\max}}{r - \Delta}. \quad (3.48)$$

Функціональна залежність (3.45) дозволяє оцінити можливість подолання невисокого порогу без виникнення поломок автомобіля та неприємних відчуттів для людей.

Розрахункова схема, показана на рис. 21, придатна і для не повнопривідних автомобілів. Для передньопривідного автомобіля в схемі відсутня штовхаюча сила $(\varphi_x - f_x) G_2$, замість якої залишиться сила опору коченню $(-f_x G_2)$, а у разі задньопривідного транспортного засобу відсутній момент M_1 , що підводиться від двигуна. В такому разі для автомобіля з переднім приводом знайдемо уповільнення під час подолання порогу:

$$j = \frac{[G_1(\operatorname{tg} \alpha - \varphi_A)/1 + \varphi_A \operatorname{tg} \alpha] + f_x G_2}{\delta m}. \quad (3.49)$$

Для прикладу розрахуємо уповільнення автомобіля з повним приводом за динамічного подолання порогу заввишки $h_{\max} = 0,05$ м з наступними даними: $m = 2150$ кг; $m_1 = 920$ кг; $m_2 = 1230$ кг; $\varphi_x = 0,8$; $\varphi_A = 0,9$; $f_x = 0,014$; $f_A = 0,02$; $\Delta/r = 0,1$; $r = 0,37$ м; i_1 - передавальне відношення трансмісії на першій передачі, $i_1 = 3,78$.

За формулою (3.38) визначимо α , $\operatorname{tg} \alpha$ і коефіцієнт обертових мас δ :

$$\alpha = \arccos \frac{r - h_{\max}}{r - \Delta} = \arccos \frac{0,37 - 0,05}{0,37 - 0,1 \cdot 0,37} = 21,1014^\circ; \quad \operatorname{tg} \alpha = 0,3859;$$

$$\delta = 1 + 0,04 \cdot i_1^2 + 0,05 = 1 + 0,04 \cdot 3,78^2 + 0,05 = 1,62,$$

Тоді уповільнення автомобіля під час подолання вказаного порогу визначиться як:

$$j = \frac{[920 \cdot (0,3859 - 0,9)/(1 + 0,9 \cdot 0,3859)] - (0,8 - 0,014) \cdot 1230}{1,62 \cdot 2150} = -0,3784 \text{ м/с}^2.$$

Вважається, що за інтенсивного гальмування, уповільнення становить:

$$-0,4 \cdot g = -0,4 \cdot 9,80665 = -3,9 \text{ м/с}^2.$$

Хоча уповільнення за інтенсивного гальмування автомобіля ($-0,3784 \text{ м/с}^2$) в 10,3 рази менше від допустимого значення, не слід забувати, що в нашому випадку подолання перешкоди відбувається з ударом, тому слід під'їжджати до порогу з мінімально можливою швидкістю, щоб уникнути поломок.

Висновки до розділу

Обґрунтований розрахунковий режим подолання порогу висотою h , не перевищуючої величини радіусу r колеса ($h < r$), дозволяючий зв'язати функціональною залежністю максимальну висоту порогу та всі значущі для прохідності по перешкодах параметри автомобіля і опорної поверхні.

Отримані аналітичні залежності між обмеженою висотою ($h < r$) порогу, подоланого автомобілями з різними видами приводу, та всіма значущими параметрами транспортного засобу і опорної поверхні, що впливають на прохідність. Ці залежності дозволяють розрахувати максимальну висоту порогу, прийняту за основний критерій прохідності. Також вони дозволяють на стадії проектування достовірно оцінювати можливості автомобіля з метою продуктивного використання в надзвичайних ситуаціях.

На основі отриманих аналітичних залежностей проведені дослідження впливу різних параметрів на величину максимальної висоти подоланого порогу показало:

- висота можливого подолання перешкоди збільшується зі зростанням радіальної деформації Δ шини на межі порогу;
- для автомобілів з переднім або заднім приводом оптимальний розподіл ваги (G_1/G_2) повинен бути таким, щоб центр ваги C знаходився найближче до привідної осі, але не ближчі відстані, знайденої з умови недопущення перекидання під час гальмування ($a = h_c$) або розгону ($b = h_c$), де h_c - висота центру мас;

- автомобіль з повним приводом максимальну висоту порогу долає в 2 рази більшу, ніж задньопривідний, та в 3,4 рази більшу, ніж з переднім приводом.

Тільки з мінімальною швидкістю допустимий переїзд порогів ($h_A < \gamma$) автомобілем з ходу, щоб уникнути виникнення великих динамічних навантажень, що зумовлюють пошкодження транспортного засобу.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ЧЕРЕЗ ПОРОГИ

4.1. Державні стандарти про методи випробувань автомобілів

Для з'ясування стану питання розглянемо існуючі державні стандарти по методах випробувань автомобілів та наукову літературу.

У ДСТУ 22653-94 «Автомобілі. Параметри прохідності» [5] описані наступні терміни: буксування автомобіля; кліренс; коефіцієнт вільної тяги автомобіля; коефіцієнт зчіпної маси автомобіля; тягова потужність автомобіля; питома потужність автомобіля; дорожній просвіт автомобіля; радіус повздожньої прохідності; переднє (заднє) зависання автомобіля; сила тяги автомобіля; кут прохідності передній (задній); кут подоланого автомобілем найбільшого підйому (з'їзду); юз автомобіля.

- Література з випробування автомобілів не описує методів випробувань на подолання вертикальних перешкод. Так в роботі [5] представлена глава «Випробування автомобілів в цілому», де розділ «Випробування на прохідність» описує характеристики дороги і ґрунтових ділянок для випробувань та визначення параметрів прохідності. У роботі [19] в розділі XII «Випробування на прохідність» розглянуті наступні питання:

- Загальний порядок проведення випробувань на прохідність;
- Геометричні параметри прохідності;
- Кінематика візка тривісних автомобілів;
- Елементи конструкції автомобіля, що впливають на прохідність;
- Питомий тиск шин на опорну поверхню;
- Пристосування для підвищення прохідності;
- Ходові випробування;
- Визначення глибини подоланого броду.

В літературних джерелах дуже обмежено розглядаються методи випробувань на прохідність через вертикальні перешкоди, як в полігонних, так і в дорожніх умовах.

4.2. Методика проведення дорожніх випробувань автомобіля на прохідність через перешкоди у вигляді порогу

У магістерській роботі застосовано оригінальну методику проведення дорожніх випробувань автомобіля на подолання вертикальних перешкод.

Зауважимо, що випробування транспортних засобів розрізняються за цільовим призначенням, способом та умовами проведення, досліджуваними експлуатаційними властивостями і ін.

У нашому випадку метою випробувань є визначення прохідності автомобілів з повним, заднім і переднім приводами через вертикальну перешкоду для перевірки результатів отриманих теоретичним методом.

Умови проведення експериментів повинні відповідати експлуатаційним.

З метою забезпечення чистоти експерименту і отримання порівнянних даних, вважаємо за необхідне використовувати як об'єкти випробувань тільки автомобіль з колісною формулою 4×4 та відповідно з повним приводом. Тобто провівши експеримент з подолання автомобілем порогу зі всіма провідними колесами (4×4), цей же автомобіль використовувати як задньопривідний (4×2) та передньопривідний.

4.3. Результати дорожніх випробувань автомобіля на прохідність через пороги

У деяких навчальних посібниках та підручників з теорії руху автомобіля вказано формули для розрахунку максимальної величини вертикальної перешкоди, яку може подолати транспортний засіб з різною схемою приводу.

Подані результати розрахунку максимальної величини подоланої вертикальної перешкоди ніде не порівнюються з експериментальними

даними. Тому можна зробити висновок, що випробування з подолання вертикальних перешкод проводилися в обмеженій кількості. Власне, з виконаного нами аналізу державних стандартів видно, що випробування на прохідність по порогах не передбачені.

Випробування проведені з метою перевірки теоретичних формул, представлених в магістерській роботі.

Застосована методика і програма проведення дорожніх випробувань автомобіля з повним приводом на подолання вертикальних перешкод висотою, яка не перевищує радіусу колеса, полягає у тому, що випробуванням піддається один автомобіль. Такий спосіб експериментального дослідження дозволяє забезпечити «інші рівні умови» для об'єкту випробувань, і тим самим, за однакових дорожніх умов, отримати відносно достовірні дані.

Згідно теоретичних досліджень з'ясувалося, що основними параметрами автомобіля та дороги, що впливають на величину максимальної висоти вертикальної перешкоди, подоланої передніми колесами є:

- вид приводу до коліс автомобіля, відображений колісною формулою
- повний привід до всіх чотирьох коліс 4×4, привід тільки до задніх коліс 4×2, відповідно до передніх коліс 2×4;
- розподіл ваги автомобіля (G_1/G_2) на передні та задні колеса;
- коефіцієнт зчеплення шин з опорною поверхнею коліс (дорогою) φ_x та з гранню порогу (вертикальної стінки) φ_A ;
- коефіцієнт опору коченню f_x під задніми колесами і на межі f_A порогу;
- радіальна деформація шин Δ в місці контакту з гранню вертикальної перешкоди, виражена в частках Δ/r вільного радіусу r колеса;

Отже, програма експериментальних досліджень повинна містити відомості про вид приводу і максимальну висоту подоланого порогу та інші параметри, які визначаються - G_1/G_2 , φ_x , φ_A , Δ/r , r .

Підсумкова таблиця 4.1 результатів досліджень складається з перерахованих параметрів.

Таблиця 4.1. Результати експериментальних та теоретичних досліджень максимальної висоти вертикальної перешкоди (порогу) подоланої передніми колесами автомобіля

G_1/G_2	φ_x	φ_A	f_x	f_A	Δ/Γ	Γ	Висота порогу h , м.					
							4*4		4*2		2*4	
							експ.	теор.	експ.	теор.	експ.	теор.
41 / 59	0,8	0,9	0,014	0,02	0,1	0,37	0,35	0,36	0,17	0,14	0,15	0,12

В точці А (рис. 4.1), контакту колеса з гранню порогу визначаємо коефіцієнт зчеплення φ_A за формулою:

$$\varphi_A = \varphi_x + 0,1, \quad (4.1)$$

за умови коли вертикальна перешкода складаються з одного і того ж матеріалу, наприклад цементобетону, як і опорна поверхня коліс з коефіцієнтом зчеплення φ_x . Тут додатково береться до уваги деяке збільшення коефіцієнта зчеплення грані порогу φ_A завдяки радіальній деформації шин.

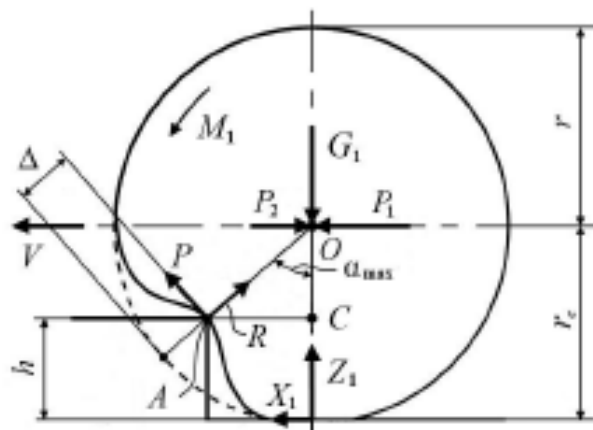


Рисунок 4.1. Сили, діючі на передні колеса автомобіля з повним приводом під час подолання порогу висотою h

Коефіцієнти зчеплення шин з дорогою та опору коченню випробовуваного транспортного засобу найпростіше визначити методом буксирування як описано в роботі [5].

Коефіцієнтом опору коченню f називають відношення сили опору коченню автомобіля P_f до ваги автомобіля $G = mg$

$$f = P_f / G = P_f / mg \quad (4.2)$$

Під час визначення коефіцієнта опору коченню, автомобіль знаходиться на рівній горизонтальній ділянці дороги (рис 4.2). Транспортний засіб з'єднують через динамометр тросом з електричною або механічною лебідкою так, щоб точки кріплення знаходилися паралельно дорогі. У вертикальній площині точки кріплення повинні проходити через повздовжню вісь симетрії автомобіля і площину намотування троса лебідки. Рівномірно обертаючи барабан лебідки, заміряють динамометром силу опору коченню P_f і згідно виразу (4.2) визначають коефіцієнт опору коченню f .

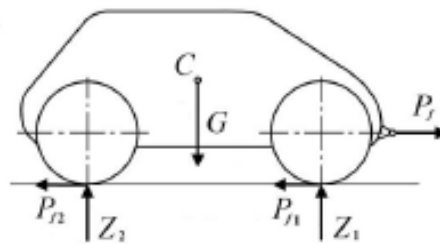


Рисунок 4.2. Схема для визначення коефіцієнта опору кочення автомобіля

Для дослідження гальмівних та тягових якостей автомобіля необхідно знати величину коефіцієнта зчеплення шин з дорожнім покриттям φ_x , який визначають через відношення сили P_φ , що викликає рівномірне ковзання коліс, до ваги автомобіля G :

$$\varphi_x = P_\varphi / G = P_\varphi / mg. \quad (4.3)$$

Розрізняють коефіцієнти повздовжнього φ_x і поперечного φ_y зчеплення залежно від напрямку ковзання.

Конструктивні особливості шини та дорожні умови вважають основними чинниками, що впливають на коефіцієнт зчеплення. Його часто ототожнюють з коефіцієнтом тертя ковзання, що зумовлює похибку, оскільки під час взаємодії колеса з дорогою виникає не тільки тертя, але і механічне з'єднання тіл.

Визначення коефіцієнт зчеплення експериментальним методом виконуємо за аналогією дослідження коефіцієнта опору кочення але із заблокованими колесами автомобіля та за допомогою формули (4.3).

Вільний радіус r та статичний радіус колеса r_c з номінальним тиском в шинах потрібно визначити по вертикалі, як вказано на рис. 4.1. Ці параметри не доцільно вибирати з літературних джерел, оскільки вони описують суперечні величини вказаних радіусів, що зумовлено використанням шин різних виробників.

Після визначення величин G_1/G_2 , φ_x , φ_A , Δ/r , r виконуємо аналітичні розрахунки за отриманими формулами та заповнюємо відповідні графі таблиці теоретично знайденими величинами максимальних висот порогів.

На рис. 4.3 проілюстровано фрагменти дорожніх випробувань автомобіля під час подолання вертикальної перешкоди з місця.



а)

б)

Рисунок 4.3. Процес переїзду автомобілем порогу з місця: а) – початок; б) – завершення

Порівняння результатів теоретичного та експериментального визначення максимальних висот вертикальних перешкод, подоланих автомобілями з різними колісними формулами показало, що результати

розрахунку за отриманими формулами підтверджуються експериментальними даними, як відображено в таблиці 4.1.

4.4. Обробка результатів дорожніх випробувань автомобіля на прохідність через вертикальні перешкоди

За критерієм Фішера виконаємо оцінку адекватності теоретичних рішень проблем подолання порогів (вертикальних перешкод) для автомобіля з повним приводом. Вважаємо, якщо вірність рішення підтвердиться для нього, то результати для передньопривідного та задньопривідного автомобілів теж будуть вірними, оскільки отримані на основі однієї і тієї ж початкової гіпотези.

Розрахуємо значення критерію Фішера F_o для результатів отриманих дослідним шляхом і порівняємо його з теоретичним F_T , що приймається за необхідної довірчої вірогідності $p_0 = 0,95$. Якщо $F_o < F_T$, то вважають модель адекватною, якщо $F_o > F_T$ - модель неадекватна [13].

Експериментальний критерій Фішера розраховуємо з виразу:

$$F_o = D_a / D_{cp}, \quad (4.4)$$

де D_a - дисперсія адекватності;

$$D_a = \left[\sum_1^n (y_{Ti} - \bar{y}_{0i})^2 \right] : (n - d); \quad (4.5)$$

D_{cp} - середня дисперсія всього експерименту:

$$D_{cp} = \left[\sum_1^m \sum_1^n (y_{Ti} - \bar{y}_{0i})^2 \right] : mn, \quad (4.6)$$

де n - кількість дослідів або кількість вимірювань в одному досліді;

d - число коефіцієнтів рівняння теоретичної регресії;

y_{Ti} - теоретичне значення функції для кожного вимірювання;

y_{0i} - експериментальне значення функції;

\tilde{y}_{0i} - середнє експериментальне значення функції з m серії вимірювань.

З таблиці критерію Фішера приймається значення F_T для довірчої вірогідності 0,95 і числа ступенів свободи $q_1 = n - d$, $q_2 = n(m - 1)$.

У формулі (4.5) y_{ti} обчислюють по теоретичній регресії для чинника x_i , \bar{y}_{0i} - як середнє з m серій вимірювань, тобто:

$$\bar{y}_{0i} = (y_{01} + y_{02} \dots y_{0m}) : m. \quad (4.7)$$

У табл. 4.2 записані результати експерименту та параметри для оцінки відповідності теоретичним значенням.

Таблиця 4.2 - Максимальна висота h подоланого автомобілем порогу та параметри для оцінки адекватності експериментальних результатів теоретичним

Число дослідів n	x_i	Максимальна висота порогу h , м			$\frac{\sum_i y_{0i}}{m}$	y_{ti}	$y_{ti} - \bar{y}_{0i}$	$(y_{ti} - \bar{y}_{0i})^2$	$\sum_1^m (y_{ti} - y_{0i})^2$
		y_{01}	y_{02}	y_{03}					
1	4x4	0,36	0,35	0,34	0,35	0,369	0,019	0,000361	0,001283
2	4x2	0,17	0,18	0,16	0,17	0,142	0,028	0,000784	0,002552
3	2x4	0,14	0,15	0,16	0,15	0,125	0,025	0,000625	0,002075
Разом								0,001770	0,00591

Розрахуємо дисперсію адекватності скориставшись результатами таблиці 4.2 та формулою (4.5):

$$D_a = 0,001770 : (3 - 1) = 0,000885.$$

Відповідно за формулою (4.6) визначимо середню дисперсію всього експерименту:

$$D_{cp} = 0,00591 : 3 = 0,00197.$$

Дослідний критерій Фішера підрахуємо за формулою (4.4):

$$F_{\sigma} = 0,000885 : 0,00197 = 0,45.$$

Теоретичне значення критерію Фішера приймаємо за даними відповідної таблиці [13] при $q_1 = n - d, = 3 - 1 = 2$, $q_2 = n(m - 1) = 3(3 - 1) = 6$, звідки знаходимо $F_T = 19$.

Виконані аналітичні рішення адекватні експериментальним, Оскільки $F_0 = 0,45 < = 19$ з довірчою вірогідністю 95 %, тобто добре описують процес, що вивчався.

Висновки до розділу

Діючі в Україні державні стандарти не передбачають випробування на прохідність по перешкодах у вигляді порогів або бордюрів.

В опрацьованій нами літературі немає відомостей про методики та програми випробувань транспортних засобів на прохідність по порогах. Відповідно немає результатів експериментальних випробувань з визначення їх максимальних висот.

Застосовано методику та програму дорожніх випробувань автомобілів з різною схемою приводу на подолання вертикальних перешкод, що дозволяє забезпечити в процесі випробувань рівні умови шляхом використання як об'єкт випробувань тільки повнопривідний автомобіль, як автомобілів з колісними формулами 4x4, 4x2 та 2x4. Адекватність отриманих теоретичних та експериментальних результатів підтверджена перевіркою по критерію Фішера.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Моделювання процесів формування та виникнення травмонебезпечних ситуацій під час виконання транспортних операцій автомобілем

Кожний небезпечний виробничий фактор незалежно від його виду, рівня та інших властивостей має певну зону своєї дії. Якщо розміри цієї зони мають чітко фіксовані значення. То її можна вважати постійною. Якщо в процесі роботи така зона може змінюватися внаслідок зміни рівня небезпечного фактора, його переміщень у просторі, то вона буде змінною.

У деяких випадках (аварійна ситуація) небезпечний виробничий фактор може значно виходити за межі визначеної (фіксованої) зони. При цьому небезпека травмування працюючого виникає уже за межами небезпечної зони, що була встановлена заздалегідь. Ось чому кожний працюючий на конкретній машині чи на певному робочому місці завжди повинен добре знати про таку небезпеку.

Під час транспортування с.-г. культур постійні небезпечні зони виникають в процесі агрегування машин з трактором, комбайном тощо, їх регулювання, безпосередньо під час експлуатації тощо.

У процесі роботи внаслідок порушення нормативних вимог охорони праці, допущення помилок, виникає можливість потрапляння людини в небезпечну зону. Дія, внаслідок якої людина потрапляє до небезпечної зони, вважається небезпечною. Під час транспортування с.-г. культур попадання в небезпечну зону може бути внаслідок відсутності попереджувальних знаків небезпечних місць, відсутності страхувальних ланцюгів, несправностей гідравлічної системи, порушення відповідних правил експлуатації машинно-тракторного агрегату. Робота МТА може супроводжуватися небезпечними

умовами, яка визначається недоліками конструкцій машин, технологічного обладнання, низьким рівнем організації праці.

Вищенаведені явища, що формують небезпечну, ситуацію мають певну достовірність виникнення, а це означає, що небезпечні умови (НУ), небезпечні дії (НД), небезпечні ситуації (НС) і їх наслідки – аварія (А), травма (Т) належать до випадкових явищ. Виявити їх завчасно і попередити ці наслідки вдається не завжди.

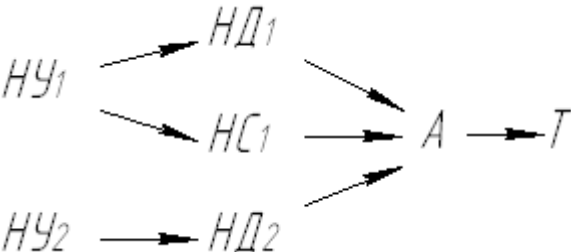
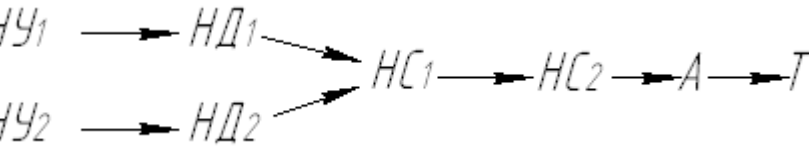
У зв'язку з цим необхідно моделювати процеси формування, виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків, і на підставі їхнього аналізу попереджувати існуючі і потенційні небезпеки.

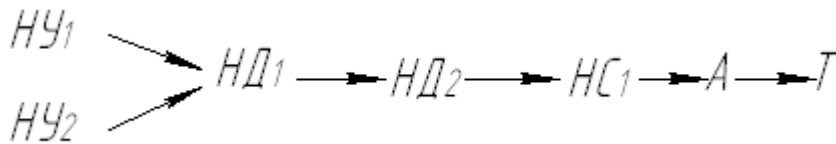
Моделювання процесів формування та виникнення травмонебезпечних ситуацій під час транспортування с.-г. культур автотранспортним засобом мобілем та визначення заходів щодо їх запобігання наведено у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1.

Моделювання процесів формування та виникнення травмонебезпечних ситуацій
під час транспортування с.-г. культур

Вид робіт, склад агрегату	Виробнича безпека			Можливі наслідки	Заходи запобігання небезпечним ситуаціям
	небезпечна умова (НУ)	небезпечна дія (НД)	небезпечна ситуація (НС)		
Транспортні роботи (автомобіль)	Кузов автомобіля завантажений масою більшою за номінальну вантажопідйомність НУ ₁ Швидкість руху автомобіля більша 60 км/год	Різне натискання педалі гальм НД ₁ Керування автомобілем в умовах поганої видимості НД ₂	Зіткнення з перешкодою НС ₁	Аварія Травма	Встановлення травмобезпечної рульової колонки.

<p>Модель процесу</p>	 <pre> graph LR NU1 --> HD1 NU2 --> HD2 HD1 --> NS1 HD2 --> NS1 HD2 --> A NS1 --> A A --> T </pre>				
<p>Дорога, по якій рухається автомобіль має ями, вибоїни, $НУ_1$</p> <p>Механізм приводу керованих коліс у технічно несправному стані $НУ_2$</p>	<p>Об'їжджаючи дорожні перешкоди, водій різко повернув руля $НД_1$</p> <p>Автомобіль рухається з підвищеною швидкістю $НД_2$</p>	<p>Від вібрації порушується зв'язок між деталями конструкції і автомобіль втрачає керованість $НС_1$</p> <p>Зіткнення із зустрічним транспортом $НС_2$</p>	<p>Аварія Травма</p>	<p>Організувати систематичний контроль за технічним станом органів керування.</p>	
<p>Модель процесу</p>	 <pre> graph LR NU1 --> HD1 NU2 --> HD2 HD1 --> NS1 HD2 --> NS1 NS1 --> NS2 NS2 --> A A --> T </pre>				

<p>Ширина проїжджої частини не дозволяє одночасного руху в дві сторони НУ₁</p> <p>Видимість на поворотах обмежена НУ₂</p>	<p>Водій скеровує автомобіль на осьову лінію дороги НД₁</p> <p>Здійснює маневрування створюючи перешкоди іншим транспортним засобам НД₂.</p>	<p>Поява інших транспортних засобів, пішоходів або перешкод на проїжджій частині у місцях з обмеженою видимістю НС₁</p>	<p>Аварія. Травма</p>	<p>Водії повинні регулярно проходити інструктажі з правил дорожнього руху</p>
<p>Модель процесу</p>	 <pre> graph LR NU1[НУ₁] --> ND1[НД₁] NU2[НУ₂] --> ND1 ND1 --> ND2[НД₂] ND2 --> NS1[НС₁] NS1 --> A[А] A --> T[T] </pre>			

5.2. Пропозиції з покращення умов праці

Проведений аналіз стану охорони праці під час виконання операції транспортування с.-г. культур автомобілем показав, що ще не відповідає повністю вимогам, які ставляться в галузевих нормах. Для його покращення необхідно провести ряд заходів, зокрема:

1. При підготовці автомобіля до виїзду водій зобов'язаний перевірити:

- технічний стан автомобіля, справність гальмової системи, рульового управління, приладів освітлення і сигналізації, склоочисників, установку дзеркал, чистоту і видимість номерних знаків, а також відсутність підтікання палива, масла, води;
- тиск повітря в шинах;
- наявність інструмента та інвентарю;
- заправку автомобіля паливом, маслом, водою, гальмовою рідиною, антифризом і рівень електроліту в акумуляторній батареї;
- наявність запасного колеса, буксирного троса, аптечки першої допомоги, домкрата, вогнегасника.

2. Заправлення автомобіля паливом проводити при непрацюючому двигуні. Заправлення автомобіля етилованим бензином потрібно проводити з бензоколонки зі шлангом, забезпеченим роздавальним пістолетом. Забороняється заправляти автомобілі етилованим бензином за допомогою відер, лійок і т. п., а також відпускати етилований бензин в тару (каністри). Заправник і водій повинні знаходитися при заправленні з навітряного боку автомобіля.

3. Перед заправкою системи охолодження двигуна антифризом необхідно:

- перевірити, чи немає в системі охолодження (в з'єднувальних шлангах, радіаторі, сальниках водяного насоса) течі, а при наявності – необхідно її ліквідувати;
- промити систему охолодження чистою гарячою водою.

Ця рідина містить в собі сильнодіючий яд – етилен-гліколь, попадання якого в організм призводить до тяжкого отравлення. Тара в якій зберігається й перевозиться антифриз, повинна мати надпис «Яд» і бути обпломбованою. Категорично забороняється переливати низькозамерзаючі рідини за допомогою шланга шляхом всмоктування ротом. Заправка автомобіля антифризом проводиться безпосередньо в систему охолодження. Після обслуговування системи охолодження, необхідно уважно помити руки. При випадковому попаданню антифризу в організм постраждавший повинний бути швидко доставленим в медичний пункт для надання допомоги.

4. Водій зобов'язаний перевірити, щоб автомобіль був забезпечений упорними колодками (не менше двох штук) для підкладення під колеса, широкою підкладкою під п'яту домкрата, а також медичною аптечкою, знаком аварійної зупинки або миготливим червоним ліхтарем та вогнегасником. Працюючий персонал необхідно бути забезпечений спецодягом, взуттям та засобами індивідуального захисту в залежності від виду транспортування.

5.3. Шляхи захисту навколишнього середовища від впливу автомобільного транспорту

Сучасний транспорт зробив для людини доступними колосальні швидкості для транспортування. Водночас він спричинив і багато негативних явищ: з відпрацьованими газами в атмосферу викидаються сотні мільйонів тон шкідливих речовин щорічно. В усіх великих містах України автомобільний транспорт є основним джерелом забруднення повітря. Це становить 70–90% від загального забруднення. Автомобіль також один із головних чинників шумового забруднення. В результаті погіршується здоров'я людей, отруюються ґрунти і водоймища, втрачається рослинний і тваринний світ. Визначено, що один автомобіль щорічно поглинає з

атмосфери понад чотири тони кисню, викидаючи з відпрацьованими газами приблизно 800 кілограм оксиду вуглецю, 40 кілограм оксидів азоту і оксиди вуглеводів.

Забруднення навколишнього середовища токсичними компонентами відпрацьованих газів, в основному вантажними автомобілями, приводить до великих економічних втрат. Головною причиною забруднення повітря є неповне, нерівномірне згорання палива. Автомобіль всього 55–60% витрачає його на рух, а 40% є непродуктивними витратами. Багато шкідливих речовин утворюються під час роботи двигуна на холостому ходу та під час гальмування двигуном. Коли управління паливною апаратурою налагоджене неправильно система холостого ходу дає дуже збагачену суміш через недостатню подачу повітря в циліндрі суміш згорає не до кінця. В цьому разі вихід шкідливих речовин з відпрацьованими газами можна зменшити регулюванням системи холостого ходу. Паливну дозуючу апаратуру регулюють так, щоб при початкових навантаженнях двигун працював на збіднених сумішах, це знижує витрати палива і забезпечує повне його згорання. Однак і в цьому випадку можливе утворення токсичних речовин через недостатньо рівномірний розподіл паливної суміші в циліндрах (не однакова довжина впускних патрубків). Рівномірного розподілу пальної суміші в циліндрах можна досягнути, якщо застосувати сучасні системи впорскування бензину в зону перед впускним клапаном за допомогою насосу з електронним керуванням. Дуже перспективний напрям – це оснащення надійною електронною системою керування.

Токсичні продукти неповного згорання палива можна нейтралізувати у впускному трубопроводі двигуна, допалюванням їх, або введенням окислювальних каталізаторів. Найпростіший спосіб допалювання, це подача додаткового повітря у впускну трубу, в зону впускного клапана де температура газів дуже висока. Під час змішування відпрацьованих газів з повітрям незгорілі вуглеводні взаємодіють з киснем. Відбувається їх окислення і утворюється нешкідливий вуглекислий газ і пари води.

Окислення незгорілих компонентів відпрацьованих газів відбувається повніше при використанні каталізатора вміщеного у випускний трубопровід, або у так званих спеціальних реакторах для безкаталітичного допалювання, які представляють собою ізольовану камеру достатнього об'єму для затримання в ній на певний період – часу відпрацювання газів, в котру насосом подається свіже повітря. У досконаліших каталітичних допалювачах відпрацьовані гази, спочатку (I-ша камера) обробляються каталізатором, який відновлює оксиди азоту, потім (II-га камера) вони змішуються з чистим повітрям, що подається насосом і обробляється окиснювальним каталізатором для допалювання. Найкращі каталізатори – це благородні метали (платина, паладій), а також оксиди алюмінію та сплави нікелю. Їх тонким шаром наносять на поверхню керамічних гранул, які знаходяться в камерах допалювачів.

Ефективний спосіб захисту водоймищ від шкідливих викидів автомобілів – це зведення споруд для очищення зливних вод на АЗС. Велике значення має очищення стоків, які утворюються під час миття машини на АТП. Хлористі сполуки, які застосовуються для видалення снігу і льоду з дорожніх покриттів шкідливо впливають, як наслідок прямого контакту так і через ґрунт. Цей вплив можна звести до мінімуму влаштуванням водовідведення.

Дуже важлива проблема – це зниження шуму в містах. Акустична характеристика транспортних потоків визначається показником шумності автомобіля. Одним із напрямків боротьби з шумом є дотримання державних стандартів на засоби пересування. Рівень транспортного шуму також залежить від якості дороги. Існують також технологічні засоби зниження рівня шуму. Застосовують глушник шуму на впуску, або повітряний фільтр. Рівень шуму, який створюється колесами автомобіля, залежить від рисунку протектора та типу шин. Рівень шуму в цілому автомобілі залежить від типу кузова, конструкції підвісок двигуна та кузова.

5.4. Захист населення у надзвичайних ситуаціях

Цивільна оборона організовується з метою завчасної підготовки її до захисту від наслідків надзвичайних ситуацій, зниження втрат, створення умов для підвищення стійкості роботи підприємства та своєчасного проведення рятувальних та інших невідкладних робіт.

Відповідальність за організацію цивільної оборони у сільськогосподарських підприємствах згідно із Законом України “Про цивільну оборону” несуть керівники підприємств. Керівництво підприємств повинно забезпечувати працівників засобами індивідуального і колективного захисту, організовує здійснення евакуаційних заходів, створює сили для ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій та забезпечує їх готовність до практичних дій, виконує інші заходи з цивільної оборони і несе, пов’язані з цим матеріальні та фінансові витрати в порядку та обсягах, які передбачені законодавством України.

У системі цивільної оборони передбачається захист населення такими способами:

- укриття населення в захисних спорудах;
- евакуація населення із крупних місць і важливих об’єктів, які мають оборонне значення;
- використання засобів індивідуального і медичного захисту.

На території району немає потенційно-небезпечних об’єктів. Основними небезпеками є природні лиха. Це такі як грози, повені, урагани. Також під впливом людини можливі пожежі.

Згідно із вимогами пожежної охорони кожне виробництво, технологічний процес і кожний вид роботи повинен забезпечувати пожежну безпеку. У кожному виробничому підрозділі повинні бути встановлені вогнегасники. При пожежах потрібно остерігатися високої температури, задимленості і загазованості вибухів, провалів у прогорілий ґрунт. Небезпечно входити в зону задимлення, якщо видимість менше 10

м. Перед тим, якщо пройти палаюче місце, треба накритися з головою мокрим простиралом, плащем, шматком тканини. В дуже задимлених місцях потрібно плазувати, дихати через вологу тканину, а виходити із пожежі треба проти вітру.

У разі виникнення стихійних лих та надзвичайних ситуацій необхідно своєчасно оповістити населення, провести комплекс заходів, які повинні забезпечити укриття населення в захисних спорудах, його евакуацію, медичний, радіаційний та хімічний захисти, а також захисти від впливу біологічних засобів ураження.

При ліквідації наслідків аварій, стихійних лих проводяться рятувальні та інші роботи, пов'язані з усуненням загрози життю та здоров'ю людей. Необхідними є також проведення захисту сільськогосподарських тварин, тобто укриття їх у герметичних приміщеннях.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Представлена класифікація вертикальних перешкод по висоті та профілю дозволяє систематизувати умови подолання перешкод.

Виявлені всі основні параметри автомобіля та опорної поверхні, що впливають на прохідність по порогах.

Обґрунтований розрахунковий режим подолання вертикальної перешкоди заввишки h , не перевищуючої величини радіусу r колеса, дозволяючий зв'язати функціональною залежністю максимальну висоту порогу та всі значущі для прохідності параметри автомобіля і опорної поверхні.

Отримані аналітичні залежності дозволяють достовірно оцінювати можливості існуючого парку автотранспортних засобів з метою продуктивного їх використання в надзвичайних ситуаціях для ухвалення правильних рішень в конкретних умовах експлуатації.

Дослідження впливу різних параметрів на величину максимальної висоти подоланого порогу на основі представлених аналітичних залежностей показало:

для автомобілів з переднім або заднім приводом коліс оптимальний розподіл ваги (G_1/G_2) буде за умови коли центр мас C знаходиться найближче до привідної осі, але не ближчі відстані, знайденого з умови недопущення перекидання при гальмуванні ($a = h_c$) та розгоні ($b = h_c$), де h_c - висота центру мас;

підтверджено збільшення висота подоланої вертикальної перешкоди, зі збільшенням радіальної деформації Δ шини на межі порогу;

якщо співвіднести один до одного максимальні висоти подоланих порогів, то автомобіль з повним приводом долає в 2 рази більшу висоту, ніж задньопривідний, та відповідно в 3,4 рази ніж передньопривідний;

під час розрахунку максимальної висоти подоланого порогу повноприводним і задньопривідним автомобілями необхідно враховувати коефіцієнт опору коченню залежно від дорожнього покриття.

В процесі досліджень застосовано аналітичні залежності для визначення уповільнень при динамічному подоланні невисоких порогів автотранспортними засобами з різними способами приводу коліс. Ці залежності дозволили розрахувати безпечну швидкість подолання конкретного порогу.

Подолання порогів ($h_A < r$) колісними машинами з ходу допустимо тільки з мінімальними швидкостями, щоб уникнути виникнення великих ударних та інерційних навантажень, що зумовлює виникнення поломок у підвісці.

Застосовані методика та програма дорожніх випробувань різнопривідних автомобілів на подолання вертикальних перешкод висотою, не перевищуючих радіус коліс, дозволили забезпечити під час випробувань «інші рівні умови» шляхом використання за об'єкт випробувань тільки повнопривідний автомобіль, а для задньопривідного та передньопривідного за умови руху заднім ходом.

Адекватність отриманих теоретичних та експериментальних результатів підтверджена перевіркою по критерію Фішера.

Список використаних джерел

1. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
2. Вікович І.А. Теорія руху транспортних засобів. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. 672 с.
3. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ: Арістей, 2006. 176 с.
4. Бутылин В. Г., Высоцкий М. С., Иванов В. Г. и др. Активная безопасность автомобиля. Основы теории Минск: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2002. 184 с.
5. Безверхий, С. Ф., Яценко Н. Н. Основы технологии полигонных испытаний и сертификация автомобилей. Харьков: ХГАДТУ, 1996. 600 с..
6. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. Харьков: ХГАДТУ, 2004. 504 с.
7. Сазонов, И. С., Амельченко П. А., Ким В. А., и др. Динамика колесных машин. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2006. 462 с.
8. Jazan, R.N. Vehicle Dynamics: Theore and Applications // Springer Science+Business Media, LLC, 2008. 1015 p.
9. Mamiti, G.I. Equation of Motion of Wheeled Vehicles. – Russian Engineering Research, Vol. 35, No. 7, pp 493-495.
10. Расејка, Н.В. Tyre and Vehicle Dynamics // SAE International, 2005. 642 p.
11. Rill, G. Vehicle Dynamics // Lecture Notes. 2006. 157 p.
12. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. Харьков: ХГАДТУ, 2001. 642 с.
13. Гащук П.М., Дубно М.В., Нефьодов О.Ф. Ідентифікація і нормування потенціалу автомобіля. Львів: Тріада ПЛЮС, 2007. 240 с.
14. Гащук П.М., Мирський Т.Г. Теорія автомобіля: Колесо. Львів: Українські технології, 2010, 254 с.

15. Гащук П.М. Автомобіль: Теорія колісного рушія. Київ: Видавництво дім «Кондор», 2018. 328 с.
16. Лобос Л.Г., Вербицкий В.Г., Качественный и аналитический методи в динамике кольосних машин. Харьков: Основа, 1990. 196 с.
17. Шенеленко Г.И. Основи теорії Самоходних машин. Харьков: Основа, 1993. 216 с.
18. Пістун І.П., Хом'як Й. В., Хом'як В. В. Охорона праці на автомобільному транспорті: навчальний посібник. Суми: Університетська книга. 2006. 374 с.
19. Балабін, И. В. Випробування автомобілів. Київ: Видавництво дім «Кондор», 2020. 192 с.