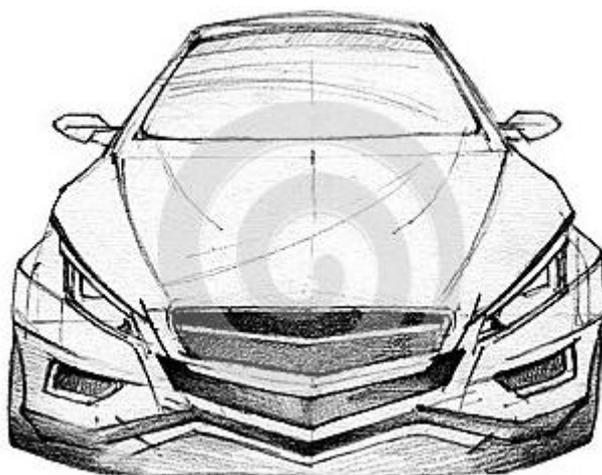


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ**

М.А. Подригало, В.В. Шелудченко

**«НОВЕ В ТЕОРІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ»**



Суми - 2015

УДК 629.3.016

П44

Рекомендовано, як навчальний посібник Вченою Радою Сумського національного аграрного університету (протокол № 13 від 30 червня 2015р.), та Вченою Радою Національної Академії Національної гвардії України (протокол № 23 від 01 жовтня 2015р.)

УСВ № 978-966-8671-45-6

ВБК 34,41

Рецензенти:

Є.М. Гецович, доктор технічних наук, професор, (Харківський національний автомобільно-дорожній університет).

А.Т. Лебедев, доктор технічних наук, професор, (Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка).

«Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів[текст]: П44 Навч. посібн. / М.А. Подригало, В.В. Шелудченко – Суми.: Сумський національний аграрний університет, 2015.– 213с.

У навчальному посібнику, розрахованому на студентів магістрантів та аспірантів автомобільної та тракторної спеціальностей вищих навчальних закладів, викладені нові сучасні погляди на теорію експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів. У навчальному посібнику використані результати наукових досліджень наукових дослідників авторів та вчених у галузі проектування та розрахунку автомобілів та тракторів.

Автори:

М.А.Подригало, провідний науковий співробітник наукового центру Національної Академії Національної гвардії України;

В.В. Шелудченко, кандидат технічних наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин Сумського НАУ.

© М.А. Подригало, 2015

© В.В. Шелудченко, 2015

© Сумський національний аграрний університет, 2015

© Національна Академія Національної гвардії України, 2015

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. КОЧЕННЯ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ	7
1.1 Кочення колеса й визначення поняття тягової сили	7
1.1.1 Визначення точки прикладення тягової сили	15
1.2 Раціональне керування процесом кочення колеса	19
1.2.1 Рух одиночного колеса в гальмовому режимі	21
1.2.2 Рух одиночного колеса в тяговому режимі	27
1.3 Радіус кочення й оцінка взаємодії колеса з дорогою	32
1.4 Модель нелінійного відведення еластичного колеса автомобіля	39
1.4.1 Аналіз існуючих моделей бічного відведення еластичного колеса	39
1.4.2 Нелінійна модель бічного відведення еластичного колеса	45
1.4.3 Аналіз отриманої математичної моделі	48
1.5 Бічна стійкість колеса автомобіля	50
1.5.1 Оцінка стійкості нерухомого колеса проти бічного ковзання	50
1.5.1.1 Визначення корисного нормального навантаження на колесо	60
1.5.2 Оцінка стійкості проти бічного ковзання колеса, навантажено-го крутним моментом	63
1.5.2.1 Моделювання бічного коефіцієнта зчеплення ведучого колеса автомобіля з дорогою	69
1.5.2.2 Моделювання бічного коефіцієнта зчеплення веденого колеса автомобіля з дорогою	70
<i>Питання для самоперевірки</i>	72
РОЗДІЛ 2. НОРМАЛЬНІ РЕАКЦІЇ НА КОЛЕСАХ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ	73
2.1 Визначення нормальних реакцій на передніх і задніх колесах автомобіля (трактора) при прискореному русі на підйомі	73

2.2 Вплив гальмових моментів на величини динамічних нормальних реакцій на осях автомобіля	79
2.3 Розподіл реакцій дороги між колесами однієї осі автомобіля при русі на поперечному ухилі дороги та на повороті	84
2.3.1 Рух на поперечному ухилі	85
2.3.2 Визначення реакцій дороги при русі на повороті	89
2.4 Новий методичний підхід до визначення нормальних реакцій на вісях автомобіля	91
<i>Питання для самоперевірки</i>	98
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ	99
3.1 Загальні положення	99
3.2 Керованість і стійкість автомобілів і тракторів. Визначення понять	101
3.3 Маневреність автомобілів і тракторів	112
3.4 Оцінка стійкості й керованості за критерієм власної частоти коливань автомобілів і тракторів у площині дороги	117
3.5 Оцінка стійкості автомобіля проти замету в тяговому режимі руху за коефіцієнтом стійкості	125
<i>Питання для самоперевірки</i>	136
РОЗДІЛ 4. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ	137
4.1 Помилки, що допускають у теорії автомобіля й трактора при використанні принципу Д'Аламбера	137
4.2 Визначення поняття тягового (силового) балансу автомобіля	141
4.3 Використання тягового балансу при оцінці динамічних властивостей автомобілів	143
4.4 Аналіз втрат енергії в моторно-трансмісійних установках	151

4.4.1	Аналіз механічних втрат у двигуні	151
4.4.2	Аналіз механічних втрат при передачі енергії від двигуна до ведучих коліс	154
4.4.3	Аналіз втрат енергії в моторно-трансмісійних установках тягових машин	156
4.5	Коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобілів і тракторів	157
4.5.1	Визначення залежності для розрахунку загального коефіцієнту корисної дії трансмісії	158
	<i>Питання для самоперевірки</i>	161
	РОЗДІЛ 5. ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ	162
5.1	Фази процесу гальмування автомобіля	162
5.2	Визначення коефіцієнта розподілу загальної гальмової сили на передню вісь при блокуванні коліс однієї з осей	167
5.3	Вибір раціонального постійного значення коефіцієнта розподілу загальної гальмової сили на передню вісь автомобіля	172
5.4	Дослідження черговості блокування коліс у різних фазах процесу гальмування автомобіля	175
5.4.1	Визначення сумарних нормальних реакцій дороги на передніх і задніх осях	177
5.4.2	Визначення черговості блокування коліс автомобіля	181
5.5	Вплив блокування коліс на ефективність гальмування колісних тракторів класичного компонування	185
5.6	Особливості вибору розподілу гальмових сил між осями колісних тракторів	193
5.6.1	Визначення законів розподілу гальмових сил між осями	193
5.6.2	Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмових сил між осями на прикладі колісних тракторів класичного компонування	200
	<i>Питання для самоперевірки</i>	204

ВСТУП

Початок ХХІ століття супроводжується бурхливим зростанням кількості транспортних засобів на дорогах, розвитком конструкції машин і методів дослідження їхніх експлуатаційних властивостей.

Так склалося історично, що автомобіль своєю появою на світло зобов'язаний винахідникам - одиначкам. Роль вчених на початку ХХ століття зводилася до дослідження й вибору раціональних параметрів існуючих машин. Інженери випереджали вчених у розвитку конструкцій автомобілів. Розвиток фундаментальних наук, поява високих технологій в автотракторобудуванні й суміжних галузях машинобудування дозволило перетворити автомобілі й трактори в один з найбільш зроблених продуктів людської праці. У зв'язку із цим, на перший план при вдосконалюванні конструкцій автомобілів і тракторів виходять наукові дослідження в області теорії їхніх експлуатаційних властивостей.

Розвиток конструкцій автомобілів і тракторів, перетворення їх у мехатронні системи (що поєднують у собі механічні елементи, електронні й інформаційні системи) викликає необхідність перегляду деяких положень теорії експлуатаційних властивостей автомобілів і тракторів.

РОЗДІЛ 1. КОЧЕННЯ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ

Кочення автомобільного колеса є найбільш важливим процесом, що розглядається у теорії автомобіля та є ключовим при розгляді експлуатаційних властивостей автомобілів і тракторів.

Поняття тягової сили формується в процесі розгляду параметрів кочення колеса й визначається в класичній літературі [1,4,5,6,7,8,9,10,11,12,18] як сумарна дотична реакція на ведучих колесах автомобіля. Разом з тим, це суперечить положенням класичної механіки, оскільки реакція не може виконувати роботу з переміщення автомобіля.

Значний внесок у розвиток теорії автомобіля, дослідження процесу кочення колеса, вніс академік Є.А. Чудаков. Його фундаментальна праця «Теорія автомобіля» перетерпіла кілька послідовних видань [1,4,5], у процесі підготовки яких розвивалися й уточнювалися основні положення класичної науки про експлуатаційні властивості автомобілів.

1.1 Кочення колеса й визначення поняття тягової сили

У класичній теорії автомобіля, що запропонована Є.А. Чудаковим [1,2] визначені п'ять основних режимів кочення колеса автомобіля:

- ведуче колесо – крутний момент M_k на колесі перевершує момент опору коченню, і дотична реакція R_x має позитивне значення;
- вільне колесо – крутний момент на колесі дорівнює моменту опору, а дотична реакція дороги на колесо $R_x = 0$;
- нейтральне колесо – кочення колеса здійснюється під дією моменту M_k (меншим моменту опору коченню) і силою P_k , підведеної до колеса від осі;
- ведене колесо – крутний момент $M_k = 0$, а кочення колеса здійснюється під дією сили P_k , рівній силі опору коченню;

– гальмуюче колесо – момент M_k має напрямок зворотне напрямку обертання колеса, тобто є гальмовим моментом M_T .

У випадках веденого й гальмуючого коліс дотична реакція дороги R_x має негативне значення, тобто спрямована убік протилежну напрямку кочення.

Для нейтрального колеса дотична реакція дороги змінюється від нуля до величини, рівній силі опору коченню [2]. На рисунку 1.1 представлені схеми, що ілюструють три найбільше що часто зустрічаються режиму кочення колеса.

У теорії кочення колеса використовують чотири категорії радіусів: вільний радіус колеса r_{cv} , що відповідає повністю розвантаженій від всіх навантажень шині; статичний радіус колеса r_{cm} , рівний $r_0 - P_z/C_z$ (C_z - радіальна твердість шини); динамічний радіус шини $r_d = M_k/P_k$; кінематичний радіус колеса $r_k = V_o/\omega_k$. Динамічний радіус дорівнює відношенню динамічних параметрів, а кінематичний - кінематичних. Статичний радіус залежить від нормальної деформації шини нерухомого колеса.

Слід зазначити, що важко визначити конкретний випадок, при якому реалізується нейтральний режим кочення колеса. У той же час у відомих роботах по теорії автомобіля не розглянутий режим руху колеса при одночасній дії крутного моменту й сили, що штовхає, при відсутності яких-небудь обмежень на їхні величини (рисунк 1.2).

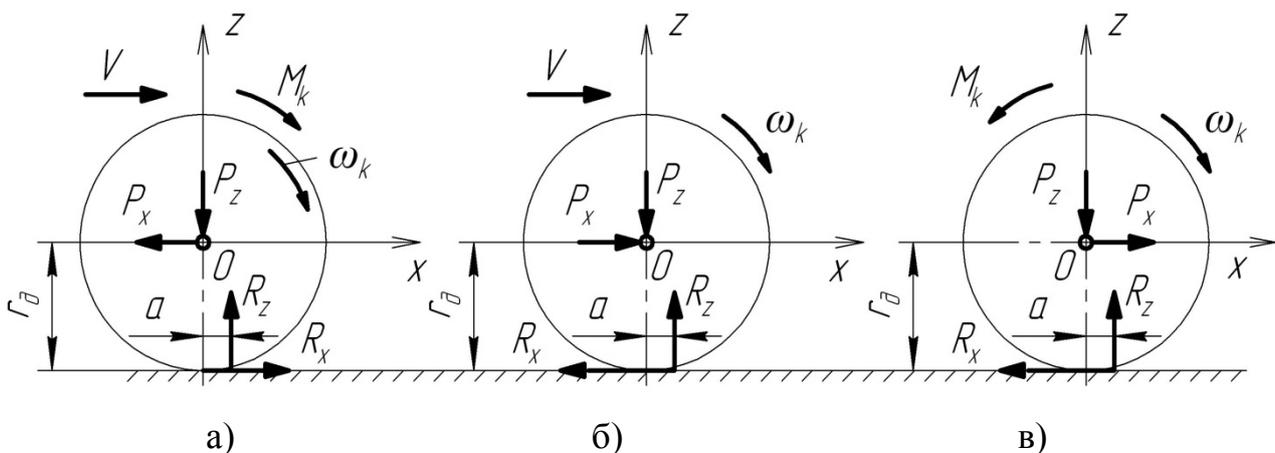


Рисунок 1.1 - Схема сил і моментів, що діють на:

а - ведуче колесо; б - ведене колесо; в - гальмуюче колесо.

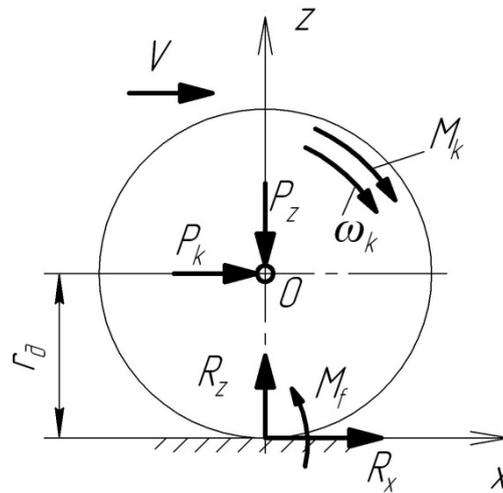


Рисунок 1.2 – Схема навантаження одиночного колеса крутним моментом M_k і штовхаючою силою P_k

Рівняння плоскопаралельного руху колеса

$$\begin{cases} m_k \cdot \dot{V} = P_k + R_x; \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_k - M_f - R_x \cdot r_\delta, \end{cases} \quad (1.1)$$

(1.2)

де $m_k; J_k$ – маса й момент інерції колеса;

\dot{V} – лінійне прискорення точки O колеса;

$\dot{\omega}_k$ – кутове прискорення колеса;

R_x – дотична реакція дороги на колесо;

r_δ – динамічний радіус колеса;

$P_k; M_k$ – активна штовхаюча сила, і крутний момент на колесі;

M_f – момент опору коченню колеса,

$$M_f = R_z \cdot f \cdot r_\delta; \quad (1.3)$$

R_z – нормальна реакція дороги на колесі;

f – коефіцієнт опору коченню.

З рівняння (1.2), після підстановки в нього виразу (1.3), визначимо дотичну реакцію дороги

$$R_x = \frac{M_k}{r_\delta} - R_z \cdot f - \frac{J_k}{r_\delta} \cdot \dot{\omega}_k. \quad (1.4)$$

При допущенні того, що колесо тверде й у контакті його з дорогою відсутнє буксування або ковзання, визначимо

$$\dot{\omega}_k = \frac{\dot{V}}{r_\delta}. \quad (1.5)$$

З урахуванням (1.5), після підстановки виразу (1.4) у рівняння (1.1), одержимо

$$m_k \cdot \left(1 + \frac{J_k}{m_k \cdot r_\delta^2} \right) \cdot \dot{V} = P_k + \frac{M_k}{r_\delta} - R_z \cdot f. \quad (1.6)$$

У рівнянні (1.6), у його лівій частині

$$m_k \cdot \left(1 + \frac{J_k}{m_k \cdot r_\delta^2} \right) = m_{кпр}, \quad (1.7)$$

де $m_{кпр}$ – наведена маса колеса.

Тут слід зазначити, що у виразі (1.7) величина J_k може бути власне моментом інерції колеса, а може враховувати приведення до колеса моментів інерції обертових мас двигуна й трансмісії. В останньому випадку крутний момент приводиться до колеса без врахування втрат енергії двигуна на розгін

оберткових мас двигуна й трансмісії. У противному випадку ці втрати при визначенні M_k необхідно враховувати.

Момент інерції колеса можна представити у вигляді

$$J_k = m_k \cdot i_k^2, \quad (1.8)$$

де i_k – радіус інерції колеса.

З виразу (1.6) з урахуванням (1.8) визначимо лінійне прискорення осі колеса

$$\dot{V} = \frac{P_k + \frac{M_k}{r_\partial} - R_z \cdot f}{m_k \left(1 + \frac{i_k^2}{r_\partial^2} \right)}. \quad (1.9)$$

Підставляючи вираз (1.9) у рівняння (1.5), а останнє в (1.4) одержимо після перетворень

$$R_x = \frac{\frac{M_k}{r_\partial} - P_k \cdot \frac{i_k^2}{r_\partial^2}}{1 + \frac{i_k^2}{r_\partial^2}} - R_z \cdot \frac{f}{1 + \frac{i_k^2}{r_\partial^2}}. \quad (1.10)$$

При рівномірному русі колеса $\dot{V} = 0$ й $\dot{\omega}_k = 0$. У цьому випадку з рівняння (1.2) одержимо

$$M_k - M_f - R_x \cdot r_\partial = 0. \quad (1.11)$$

Звідси визначимо, використовуючи рівняння (1.1)

$$R_x = \frac{M_k}{r_o} - \frac{M_f}{r_o} = \frac{M_k}{r_o} - R_z \cdot f = -P_k. \quad (1.12)$$

Перетворимо вираз (1.12) до виду

$$\frac{M_k}{r_o} + P_k = R_z \cdot f. \quad (1.13)$$

Звідси стає зрозумілим нейтральний режим руху колеса автомобіля. При рівномірному русі колеса в цьому випадку R_x змінюється від нуля ($M_k = M_f$) до $R_x = -R_z \cdot f$ ($M_k = 0$), тобто від вільного режиму до веденого.

У режимі нерівномірного руху дотична реакція на колесі може приймати як додатні, так і від'ємні значення напрямку.

Дотична реакція має додатне значення напрямку ($R_x > 0$) з рівняння (1.12) у випадку

$$M_k - P_k \cdot \frac{i_k^2}{r_o^2} > R_z \cdot f. \quad (1.14)$$

Має від'ємне значення напрямку ($R_x < 0$) при

$$M_k - P_k \cdot \frac{i_k^2}{r_o^2} < R_z \cdot f \quad (1.15)$$

та дорівнює нулю при

$$M_k - P_k \cdot \frac{i_k^2}{r_o^2} = R_z \cdot f. \quad (1.16)$$

Такий режим руху колеса може виникнути в повнопривідного автомобіля із блокованим приводом ведучих коліс. Ми назвали такий режим руху колеса змушеним. Змушений режим руху колеса при $\dot{V} = 0$ є нейтральним режимом.

Тягова сила автомобіля або трактора створюється ведучими колесами й для її визначення необхідно більш докладно розглядати динаміку ведучого колеса (рисунок 1.3 а)

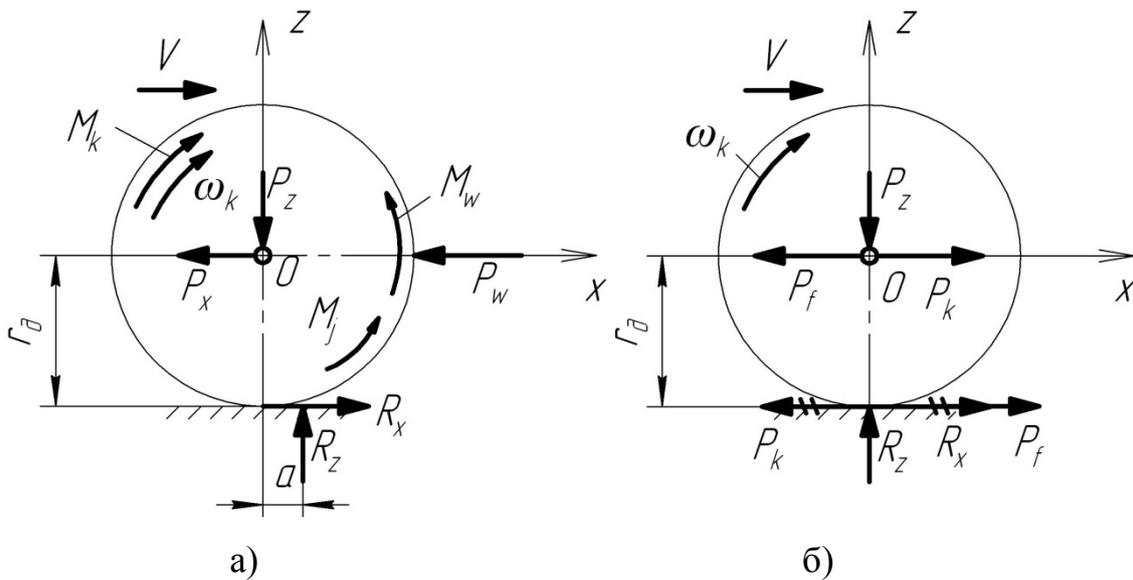


Рисунок 1.3 – Схема сил, моментів і реакцій, що діють на ведуче колесо автомобіля (трактора) при коченні його по твердій горизонтальній поверхні[1]: а – до приведення моментів; б – після приведення моментів ($M_w = 0$) .

У ведучого колеса крутний (обертаючий) момент перевершує момент опору коченню $M_k > M_f$,

$$M_f = a \cdot R_z . \quad (1.17)$$

При цьому тангенціальна (дотична) реакція на колесі R_x має додатне значення напрямку, тобто збігається по напрямку з вектором швидкості \bar{V} .

Момент M_w опору повітря обертанню колеса й сила P_w опору повітря поступальному переміщенню досить малі й ними звичайно нехтують.

У роботах [4,5] Є.А. Диваків позначає дотичну реакцію на колесі від дороги через P_k , а силу опору руху на осі колеса через P_B . При цьому сила P_k (реакція дороги на колесо) названа тяговою силою. У роботі Є.А. Чудакова [1], що вийшла пізніше, через P_k позначена сила опору на осі колеса, а дотична реакція в контактi з дорогою – через R_x .

Дотична реакція на ведучому колесі

$$R_x = \frac{M_k - a \cdot R_z}{r_\partial} = \frac{M_k}{r_\partial} - f \cdot R_z = P_{окр} - f \cdot R_z. \quad (1.18)$$

В.О. Іларіонов [13] увів поняття окружної сили, що визначається як відношення крутного моменту M_k до динамічного радіуса колеса

$$P_{окр} = \frac{M_k}{r_\partial} \quad (1.19)$$

Оскільки $f \cdot R_z = P_f$ – сила опору коченню, те R_x завжди менше $P_{окр}$ на величину цієї сили, тобто

$$R_x = P_{окр} - P_f. \quad (1.20)$$

У зв'язку з тим, що тангенціальна (дотична) реакція ведучого колеса спрямована убік руху, то в роботах [1-12] прийнято вважати її стосовно колеса що штовхає або тяговою силою. Тому в роботі [6] робиться висновок про те, що тангенціальна (дотична) реакція на колесі являє собою ту тягову силу, що передається від ведучого колеса до рами автомобіля або трактора.

Більш обережно, на наш погляд, до проблеми підійшли автори роботи [13]. Як ми вже відзначали, ними уведене поняття окружної сили на колесі (див. залежність (1.19)). Ототожнення тягової сили на колесі автомобіля (трактора) з дотичними реакціями на ведучих колесах приводить до протиріччя із класичними положеннями теоретичної механіки, оскільки реакції вторинні стосовно активних сил і роботу не виконують.

При наявності ідеальних зв'язків робота сил реакції дорівнює нулю. Це чітко показано в курсі теоретичної механіки на прикладі ведучого колеса, що котиться без ковзання. Навіть при наявності проковзування в контактні колеса з дорогою (зв'язок не ідеальний) корисна робота відбувається активною силою.

У теорії автомобіля й трактора визначається тягова потужність як добуток тягової сили на швидкість руху машини, проте швидкість у плямі контакту колеса з дорогою навіть при наявності проковзування (не ідеальний зв'язок) не дорівнює швидкості автомобіля (трактора). Тому для забезпечення коректності з фізичної точки зору потрібно правильно визначати точку прикладання тягової сили до колеса.

Сумарні дотичні реакції на ведучих колесах автомобіля (трактора) менше сумарних окружних сил і тому вважати, що вони створюють тягову потужність некоректно (або тягову потужність потрібно визначати як потужність на колесах, через окружні сили на ведучих колесах). У цьому випадку виходить, що моменти опору коченню ведучих коліс автомобіля є внутрішнім зусиллям у системі, утвореною ходовим візком. Як бути з моментами опору коченню на ведених колесах?

Отже, у наявності протиріччя між положеннями класичної механіки й класичної теорії автомобіля (трактора).

1.1.1 Визначення точки прикладання тягової сили.

Передумова того, що крутний момент на ведучому колесі є внутрішнім зусиллям, прийнята в роботах [1,4,5,6,13,7,8,9,12], послужила причиною

виниклого протиріччя. Відповідно до положень динаміки механічних систем геометрична сума (головний вектор) всіх внутрішніх сил (моментів) системи дорівнює нулю. У такому випадку й всі інші моменти (див. рис. 1.3а), що діють на ведуче колесо, також є внутрішніми зусиллями. У цьому випадку виходить, що й момент опору коченню, обумовлений зовнішніми змінюваними умовами, також є внутрішнім зусиллям.

На наш погляд, для виключення зазначеного протиріччя потрібно вважати крутний момент зовнішнім зусиллям стосовно колеса й автомобіля (трактору), оскільки він підводиться ззовні до чотириланкового механізму, складеному із трьох рухливих ланок, до яких відносяться ведучі, ведені колеса й жорсткий корпус автомобіля. Четвертою, замикаючою механізм ланкою - стійкою, є дорога. Крутний момент вважають внутрішнім зусиллям через те, що джерело його виникнення перебуває усередині автомобіля як виробу. Проте, теоретично можна припустити, що крутний момент може підводити ззовні, наприклад, через блок і канат від нерухомої лебідки.

Аналогом механізму ходового візка автомобіля, відповідно до принципу заміни вищих кінематичних пар нижчими, що застосовується у теорії механізмів і машин, є двокривошипний механізм (див. рис. 1.4). Для побудови механізму, що заміняє, необхідно паралельно вищій парі (колес-опорна поверхня) включити пасивний зв'язок, тобто додати дві ланки, які спрямовані по нормалі до кривих, що утворюють вищу пару (рисунок 1.4). Замінюючий механізм має ведучий кривошип 1, ведений кривошип 2 і шатун 3, роль якого виконує рама (корпус) автомобіля або трактора. На ведучий кривошип 1 (ведуче колесо) діє зовнішній крутний момент M_k і момент сил зовнішнього опору M_{f_2} . Іншими моментами нехтуємо, вважаючи рух машини рівномірним ($V=const$). Крутний момент M_k можна представити як пари сил P_{k_2} із плечем r_{o_2} , а момент сил зовнішнього опору M_{f_2} як пари сил P_{f_2} , що діє з тим же плечем r_{o_2} .

Таким чином, тягова сила P_{k_2} , як і сили опору коченню коліс, що є зовнішніми силами, прикладені до вісей коліс. У цьому випадку буде коректна математична модель визначення тягової потужності автомобіля (трактора) і потужності сил опору коченню як добуток відповідних сил на лінійну швидкість машини. Оскільки єдиною точкою на колесі, швидкість якої дорівнює швидкості автомобіля, є вісь обертання.

При заміні зв'язків реакціями цих зв'язків на колеса автомобіля останні дійсно є зовнішніми силами стосовно розглянутої системи. Їх необхідно враховувати при аналізі статичної (кінетостатичної) рівноваги автомобіля як механічної системи. При цьому зовнішнім зусиллям, що приводить динамічну систему в рух, є сумарний крутний момент на ведучих колесах автомобіля. Дотична реакція на ведучих колесах є лише непрямою характеристикою тягових можливостей автомобіля, оскільки відрізняється від тягової сили на величину сили опору коченню на цих колесах. Тягові можливості автомобіля визначаються сумарною окружною силою на ведучих колесах, що визначається як

$$\sum P_{окр_2} = \frac{\sum M_{k_2}}{r_{\partial_2}} \quad (1.21)$$

і дорівнює сумарній тяговій силі P_{k_2} на ведучих колесах.

Тому в роботі [12] зовсім логічно здійснювалося визначення потужності на колесах автомобіля через окружну силу, позначувану як P_{k_2} .

Тепер повернемося до рисунка 1.3б. Якщо представити крутний момент M_k як пари сил P_k із плечем r_{∂} і момент M_f як пари сил із плечем r_{∂} (вважаємо, що $M_w = 0$; $P_w = 0$ і M_j враховано при визначенні M_k), то дві пари сил і реакція R_x приводяться до сил P_f й P_k , прикладеним на осі колеса, але спрямованими у протилежні сторони.

Таким чином, можна зробити наступні висновки, що стосуються коректування уявлень про тягову силу та точку її прикладення. Нижче сформульовані наші пропозиції.

1. Існуюче в теорії автомобіля ототожнення тягової сили із сумарною дотичною реакцією на ведучих колесах некоректно, оскільки рушійні (активні) сили не можуть діяти в точках, швидкості яких дорівнюють нулю (у миттєвих центрах швидкостей). Крім того, величина дотичної реакції відрізняється від тягової сили на величину сили опору коченню ведучих коліс. Зазначена реакція є лише непрямою характеристикою тягової сили, її математичним аналогом, позбавленим фізичного змісту.

2. Зовнішнім зусиллям, що приводить автомобіль у рух, є сумарний крутний момент на ведучих колесах, який варто було б назвати тяговим моментом автомобіля. Для аналізу динаміки лінійного переміщення автомобіля зручніше використати тягову силу, що визначена як частка від ділення тягового моменту на динамічний радіус ведучих коліс. Точкою прикладення тягової сили є вісь ведучих коліс.

3. Реакції на колесах автомобіля є зовнішніми силами, врахування яких необхідне при аналізі статичної рівноваги системи або при використанні принципу Германа – Д'аламбера - Ейлера. При аналізі динаміки автомобіля їх використовувати не можна.

1.2 Раціональне керування процесом кочення колеса

Забезпечення потенційних динамічних характеристик колісних машин у тяговому та гальмовому режимах можливо при максимальній реалізації граничних сил по зчепленню в контактні коліс із дорогою. Відзначається багатьма дослідниками, що в цьому випадку підвищується стійкість руху машин. Останнє здійснено при відносному буксуванні (проковзуванні) коліс, що відповідає одержанню максимуму функції $\varphi_x(S_x)$ (дотичного коефіцієнта зчеплення φ_x коліс із дорогою у функції відносного поздовжнього буксування або ковзання S_x). Графік функції $\varphi_x(S_x)$ має вигляд (рис. 1.5.).

Варто звернути увагу на той факт, що поняття тертя й зчеплення різні [14]. Коефіцієнт тертя - відношення сили тертя до нормальної складової

зовнішніх сил, що діють на поверхні тіл. Сила тертя - сила опору при відносному переміщенні одного тіла по поверхні іншого під дією зовнішньої сили, тангенціально спрямована до загальної межі між двома тілами.

Коефіцієнт зчеплення - відношення неповної сили тертя спокою до нормальної складової зовнішніх сил, що діють на поверхню тертя. Неповна сила тертя спокою - сила тертя спокою до початку відносного руху. Використовується для обчислення коефіцієнта зчеплення.

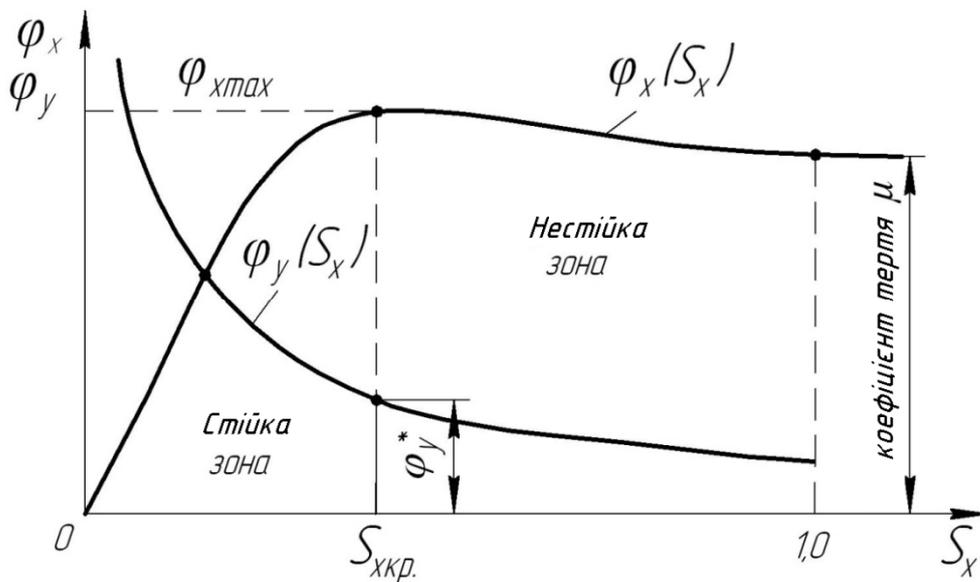


Рисунок 1.5 – Залежності $\varphi_x(S_x)$ й $\varphi_y(S_x)$:

$S_{xкр.}$ - критичне відносне поздовжнє ковзання (буксування);

$\varphi_y(S_x)$ – функція бічного коефіцієнта зчеплення від відносного поздовжнього ковзання (буксування).

При незаблокованому та небуксуючому колесі, у плямі контакту з дорогою діють як повна, так і неповні сили тертя. Тому для оцінки контакту шини з дорогою обчислюють коефіцієнт зчеплення. При блокуванні колеса реалізується сила тертя й потрібно говорити про коефіцієнт тертя μ (реалізується при $S_x = 1$ на рис 1.5.)

Керування процесом кочення автомобільного колеса може здійснюватися в гальмовому й тяговому режимах з метою запобігання ковзання або буксування. Для запобігання блокування коліс у процесі гальмування використовуються антиблокувальні системи (АБС), а для запобігання буксування ведучих коліс - протибуксовочні системи (ПБС).

Дослідженню й створенню АБС і ПБС присвячена значна кількість робіт як в Україні, так і за рубежом. Сьогодні ці системи стали штатним обладнанням автомобіля. Однак, через складність математичного опису фрикційного контакту колеса з дорогою, рішення здійснюють чисельними методами шляхом математичного моделювання на ЕОМ. Алгоритм роботи системи екстремального регулювання (до якої належать АБС і ПБС) містить у собі пошук максимуму коефіцієнта зчеплення φ_x , що є функцією відносного проковзування (буксування) колеса. Знаючи точку максимуму зазначеної залежності можна завжди визначити взаємозв'язок між динамічними параметрами колеса й побудувати алгоритм роботи системи автоматичного керування.

1.2.1 Рух одиночного колеса в гальмовому режимі.

Схема сил і моментів, що діють на одиночне колесо автомобіля в гальмовому режимі представлена на рис. 1.6.

Рівняння руху одиночного колеса

$$\left\{ \begin{array}{l} I_K \frac{d\omega_K}{dt} = R_X \cdot r_0 - M_f - M_T; \\ m_K \frac{dV_0}{dt} = -R_X, \end{array} \right. \quad (1.22)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I_K \frac{d\omega_K}{dt} = R_X \cdot r_0 - M_f - M_T; \\ m_K \frac{dV_0}{dt} = -R_X, \end{array} \right. \quad (1.23)$$

де I_K, m_K – момент інерції й маса колеса;

$\frac{d\omega_K}{dt}; \frac{dV_0}{dt}$ – кутове прискорення колеса й лінійне прискорення крапки O .

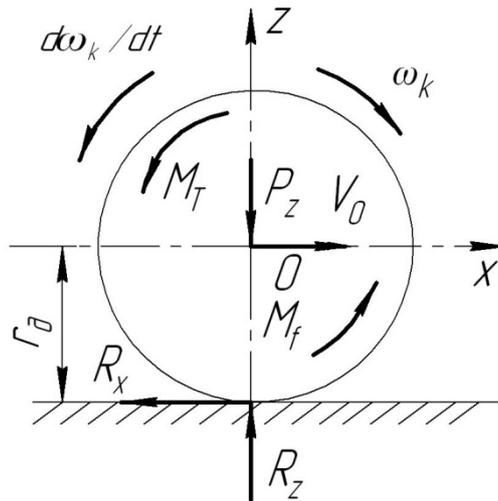


Рисунок 1.6 – Кочення колеса в гальмовому режимі: V_0 – лінійна швидкість осі колеса (точки O); R_x – дотична реакція в плямі контакту колеса з дорогою; R_z – нормальна реакція дороги на колесо; P_z – нормальне навантаження на колесо; M_T – гальмовий момент на колесі; ω_k – кутова швидкість колеса; M_f – момент опору коченню колеса.

Відносне ковзання в плямі контакту слід визначати з виразу

$$S_x = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_0}{V_0}. \quad (1.24)$$

Слід зазначити, що до моменту блокування (буксування) колеса при $S_x \leq 1$ варто говорити про псевдоковзання та псевдобуксування, оскільки в плямі контакту колеса з дорогою є зони відносного ковзання та відносного спокою. Різниця

$$\Delta\omega_k = \frac{V_0}{r_0} - \omega_k \quad (1.25)$$

обумовлена деформацією шини при контакті з опорною поверхнею.

З виразу (1.24) визначимо кутову швидкість колеса

$$\omega_K = V_0 \frac{1 - S_X}{r_\delta}. \quad (1.26)$$

Провівши диференціювання рівняння (1.26), визначимо кутове прискорення колеса

$$\frac{d\omega_K}{dt} = \frac{1 - S_X}{r_\delta} \cdot \frac{dV_0}{dt} - \frac{V_0}{r_\delta} \cdot \frac{dS_X}{dt} = \frac{1}{r_\delta} \left[(1 - S_X) \frac{dV_0}{dt} - V_0 \frac{dS_X}{dt} \right]. \quad (1.27)$$

Дотичну реакцію R_X на колесі знаходимо з рівняння (1.22)

$$R_X = \frac{1}{r_\delta} (I_K \frac{d\omega_K}{dt} + M_f + M_T). \quad (1.28)$$

З огляду на, що момент опору коченню дорівнює

$$M_f = R_z \cdot f \cdot r_\delta \quad (1.29)$$

і після підстановки в (1.28) рівняння (1.27) для $\frac{d\omega_K}{dt}$, одержимо

$$R_X = \frac{I_K}{r_\delta^2} \left[\frac{dV_0}{dt} (1 - S_X) - V_0 \frac{dS_X}{dt} \right] + R_z \cdot f + \frac{M_T}{r_\delta} = \varphi_X(S_X) R_z. \quad (1.30)$$

З огляду на, що мова йде про неповну силу тертя, то ми вправі ввести рівність

$$R_X = \varphi_X(S_X) \cdot R_z. \quad (1.30a)$$

Для запобігання блокуванню колеса (при цьому $\omega_K = 0$) необхідно, щоб дотична реакція R_X на колесі не перевищувала граничного значення $\varphi_{X \max} \cdot R_Z$, а для одержання максимального значення гальмової сили повинна бути рівною

$$R_{X \max} = \varphi_{X \max} \cdot R_Z. \quad (1.31)$$

Варто зазначити, що одиночне колесо, що котиться по опорній поверхні, не можна заблокувати через відсутність необертової опори (статора). Тому поняття «одиночне колесо» при розгляді даного завдання є умовним.

У зв'язку із цим, колесо розглядається як окрема ланка механізму ходової частини автомобіля. У цьому випадку, говорячи про масу й момент інерції колеса, ми маємо на увазі частину маси автомобіля й частина моменту інерції трансмісії, приведені до колеса, тобто приведені масу та момент інерції колеса.

При роботі АБС прагнуть забезпечити значення S_x близьке до $S_{x_{кр}}$. У цьому випадку реалізується величина $\varphi_x = \varphi_{x \max}$ й досить високе значення $\varphi_y = \varphi_y^*$ (див.рис.1.5). Остання обставина, крім високої ефективності гальмування, дає можливість забезпечити стійкість колеса проти бічного зсуву.

Припустимо, що АБС забезпечує відхилення відносного ковзання S_x від критичної величини $S_{x_{кр}}$ на максимальну величину $\Delta S_{x \max}$. Допускаємо, що це викликає відхилення φ_x від $\varphi_{x \max}$ на величину $\Delta \varphi_{x \max}$. Нехай процес регулювання, тобто зміни S_x й φ_x описується випадковими періодичними функціями. Допустимо, що це гармонійні функції. При ідеальному регулюванні математичні очікування параметрів рівні $S_{x_{кр}}$ й $\varphi_{x \max}$.

Припустимо, що в процесі регулювання відхилення ΔS_x й $\varphi_{x \max}$ змінюються за законами

$$\Delta \varphi_x = 0.5 \Delta \varphi_{x \max} [1 - \cos(\Omega t)]; \quad (32)$$

$$\Delta S_x = 0.5 \Delta S_{x_{\max}} \cdot \sin(\Omega t), \quad (1.33)$$

де Ω – кругова частота коливань регульованих величин.

Час реакції системи регулювання (АБС) на появу та ліквідацію відхилення $S_{x_{\max}}$ дорівнює τ_p .

У цьому випадку

$$\Omega = \frac{\pi}{\tau_p}. \quad (1.34)$$

Вираз (1.30) з урахуванням (1.32) і (1.33) прийме вид

$$\begin{aligned} R_x = & \frac{I_\kappa}{r_\delta^2} \left\{ \frac{dV_0}{dt} (1 - S_{x_{kp}}) - \Delta S_{x_{\max}} \left[\frac{dV_0}{dt} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) + V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) \right] \right\} + \\ & + f \cdot R_z + \frac{M_T}{r_\delta} = R_z \left\{ \varphi_{x_{\max}} - 0.5 \Delta \varphi_{x_{\max}} \left[1 - \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (1.35)$$

З виразу (1.35) визначимо величину M_T , що забезпечує оптимальне протікання процесу гальмування (з максимальною ефективністю при відсутності блокування колеса).

$$\begin{aligned} M_T = & R_z \cdot r_\delta \left\{ \varphi_{x_{\max}} - f - 0.5 \Delta \varphi_{x_{\max}} \left[1 - \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) \right] \right\} - \\ & - \frac{I_\kappa}{r_\delta^2} \left\{ \frac{dV_0}{dt} (1 - S_{x_{kp}}) - \Delta S_{x_{\max}} \sqrt{\left(\frac{dV_0}{dt}\right)^2 + V_0^2 \frac{\pi^2}{\tau_p^2}} \cdot \cos\left(\gamma_0 - \frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) \right\}, \end{aligned} \quad (1.36)$$

де γ_0 – кут зрушення по фазі,

$$\gamma_0 = \arccos \left[1 + \frac{\pi^2}{\tau_p^2} \left(\frac{V_0}{dV_0/dt} \right) \right]^{-0.5}, \quad (1.37)$$

Розглянемо тепер рівняння (1.23), підставляючи в нього величину R_x зі співвідношення (1.35)

$$m_\kappa \frac{dV_0}{dt} = -f \cdot R_z - \frac{M_T}{r_\partial} - \frac{I_\kappa}{r_\partial^2} \left\{ \frac{dV_0}{dt} (1 - S_{x_{kp}}) - \Delta S_{x_{\max}} \left[\frac{dV_0}{dt} \sin \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) + V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) \right] \right\}. \quad (1.38)$$

З виразу (1.38) визначимо лінійне прискорення осі колеса

$$\frac{dV_0}{dt} = - \frac{f \cdot R_z + \frac{M_T}{r_\partial} - \frac{I_\kappa}{r_\partial^2} \Delta S_{x_{\max}} V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right)}{m_\kappa + \frac{I_\kappa}{r_\partial^2} \left[1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \cdot \sin \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) \right]}. \quad (1.39)$$

Підставляючи рівняння (1.39) в (1.36), одержимо з урахуванням кута γ_0 зрушення по фазі

$$\begin{aligned} M_T = R_z \cdot r_\partial \left\{ \varphi_{x_{\max}} - 0.5 \Delta \varphi_{x_{\max}} \left[1 - \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) \right] \right\} \times \\ \times \left\{ 1 + \frac{I_\kappa}{m_\kappa \cdot r_\partial^2} \left[1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \cdot \sin \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) \right] - \frac{f}{\varphi_{x_{\max}} - 0.5 \Delta \varphi_{x_{\max}} \left[1 - \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) \right]} \right\} + \\ + \frac{I_\kappa}{r_\partial} \Delta S_{x_{\max}} V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right). \end{aligned} \quad (1.41)$$

Якщо АБС має датчики лінійного сповільнення автомобіля, то для здійснення процесу керування можна скористатися рівняннями (1.35) і (1.36).

При цьому необхідно знати величини $S_{x_{кр}}$ й $\varphi_{x_{\max}}$ для конкретного фрикційного контакту колеса з дорогою. Рівняння (1.40) дозволяє здійснювати керування гальмуванням колеса по заданій програмі.

При ідеальному керуванні можливо «затягти процес у точку», тобто забезпечити одержання постійних значень $S_x = S_{x_{кр}}$ й $\varphi_x = \varphi_{x_{\max}}$. У цьому випадку $\Delta\varphi_{x_{\max}} = 0$ й $\Delta S_{x_{\max}} = 0$, а вирази (1.36) і (1.40) приймуть вид, відповідно

$$M_T = R_z \cdot r_{\partial} (\varphi_{x_{\max}} - f) - \frac{I_{\kappa}}{r_{\partial}} (1 - S_{x_{кр}}) \frac{dV_0}{dt}; \quad (1.41)$$

$$M_T = \varphi_{x_{\max}} \cdot R_z \cdot r_{\partial} \left[1 - \frac{f}{\varphi_{x_{\max}}} + \frac{I_{\kappa}}{m_{\kappa} \cdot r_{\partial}^2} (1 - S_{x_{кр}}) \right]. \quad (1.42)$$

Рівняння (1.41) і (1.42) визначають обмеження величини гальмового моменту на колесі при роботі ідеальної АБС.

1.2.2 Рух одиночного колеса в тяговому режимі.

Схема сил і моментів, що діють на одиночне колесо в тяговому режимі руху, представлена на рисунку 1.7. Якщо, як й у попередньому випадку (гальмовий режим руху колеса), ми приводимо всю масу автомобіля, що поступально рухається до маси колеса, а момент інерції обертових мас трансмісії - до моменту інерції колеса, те горизонтальну реакцію рами автомобіля на вісь колеса ми можемо не прикладати (у цьому випадку це внутрішнє зусилля в системі)

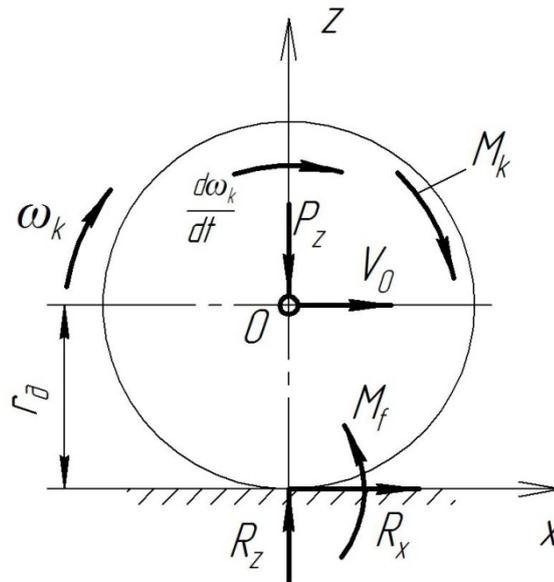


Рисунок 1.7 - Кочення колеса автомобіля в тяговому режимі

$$\begin{cases} I_K \frac{d\omega_K}{dt} = M_k - M_f - R_x \cdot r_0; \\ m_K \frac{dV_0}{dt} = R_x. \end{cases} \quad (1.43)$$

$$m_K \frac{dV_0}{dt} = R_x. \quad (1.44)$$

Кутова швидкість колеса в тяговому режимі визначається з виразу

$$\omega_k = \frac{V_0}{r_0(1 - S_x)}. \quad (1.45)$$

У цьому випадку S_x - це відносне буксування. Провівши диференціювання рівняння (1.45), визначимо кутове прискорення колеса

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{1}{r_0(1 - S_x)^2} \left[\frac{dV_0}{dt} (1 - S_x) + V_0 \frac{dS_x}{dt} \right]. \quad (1.46)$$

З виразу (1.43) визначимо дотичну реакцію на колесі автомобіля

$$R_x = \frac{M_T}{r_\partial} - f \cdot R_z - \frac{I_\kappa}{r_\partial^2 (1 - S_x)^2} \left[\frac{dV_0}{dt} (1 - S_x) + V_0 \frac{dS_x}{dt} \right] = \varphi_x(S_x) R_z. \quad (1.47)$$

Приймаючи ті ж допущення, що й у попередньому випадку, одержимо з урахуванням (1.32), (1.35) і (1.34)

$$R_x = \frac{M_T}{r_\partial} - f \cdot R_z - \frac{I_\kappa / r_\partial^2}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{max}} \cdot \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)} \left[\frac{dV_0}{dt} - V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \times \frac{\Delta S_{x_{max}} \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{max}} \cdot \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)} \right] = \quad (1.48)$$

$$= R_z \left\{ \varphi_{x_{max}} - 0,5 \Delta \varphi_{x_{max}} \left[1 - \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) \right] \right\}.$$

З виразу (1.48) визначимо умову відсутності повного буксування колеса

$$M_\kappa = R_z \cdot r_\partial \left\{ f + \varphi_{x_{max}} - 0,5 \Delta \varphi_{x_{max}} \left[1 - \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) \right] \right\} +$$

$$+ \frac{I_\kappa / r_\partial}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)} \left[\frac{dV_0}{dt} - V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cdot \frac{\Delta S_{x_{max}} \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)} \right]. \quad (1.49)$$

Тепер повернемося до рівняння (1.44), підставивши в нього рівняння (1.49)

$$\begin{aligned}
m_{\kappa} \frac{dV_0}{dt} = & \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial}} - fR_z - \frac{I_{\kappa}/r_{\partial}}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)} \times \\
& \times \left[\frac{dV_0}{dt} - V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cdot \frac{\Delta S_{x_{\max}} \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)} \right].
\end{aligned} \tag{1.50}$$

Із цього рівняння визначимо лінійне прискорення коліс

$$\begin{aligned}
\frac{dV_0}{dt} = & \frac{\frac{M_{\kappa}}{r_{\partial}} - fR_z + \frac{I_{\kappa}}{r_{\partial}^2} \Delta S_{x_{\max}} V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)}{\left[1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)\right]^2} \cdot \\
& \frac{I_{\kappa}/r_{\partial}^2}{m_{\kappa} + \frac{I_{\kappa}/r_{\partial}^2}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)}}.
\end{aligned} \tag{1.51}$$

Після підстановки отриманого рівняння (1.51) у рівняння (1.49) для крутного моменту M_{κ} , одержимо

$$\begin{aligned}
M_{\kappa} = R_z \cdot r_{\partial} \left\{ f + \left[\varphi_{x_{\max}} - 0.5 \Delta \varphi_{x_{\max}} \left(1 - \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right) \right) \right] \times \left[1 + \frac{I_{\kappa}/(m_{\kappa} r_{\partial}^2)}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)} \right] \right\} - \\
- \frac{I_{\kappa}}{r_{\partial}} V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \cdot \frac{\Delta S_{x_{\max}} \cos\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)}{\left[1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \sin\left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi\right)\right]^2}.
\end{aligned} \tag{1.52}$$

При ідеальному регулюванні крутного моменту на колесі $\Delta S_{x_{\max}} = 0$ та $\Delta \varphi_{x_{\max}} = 0$. У цьому випадку вирази (1.49) і (1.52) приймуть вид

$$M_{\kappa} = R_z \cdot r_{\partial} (\varphi_{x_{\max}} + f) + \frac{I_{\kappa}}{r_{\partial}} \cdot \frac{1}{1 - S_{x_{kp}}} \cdot \frac{dV_0}{dt}; \quad (1.53)$$

$$M_{\kappa} = \varphi_{x_{\max}} \cdot R_z \cdot r_{\partial} \left[1 + \frac{f}{\varphi_{x_{\max}}} + \frac{I_{\kappa}}{m_{\kappa} \cdot r_{\partial}^2} \cdot \frac{1}{1 - S_{x_{kp}}} \right]. \quad (1.54)$$

Якщо для регулювання крутного моменту на колесі використовується гальмовий механізм, то крутний момент на колесі при гальмуванні буде дорівнює

$$M'_{\kappa} = M_{\kappa} - M_T. \quad (1.55)$$

Підставляючи замість M_{κ} вираження для M'_{κ} в отримані співвідношення (1.49), (1.52), (1.53), (1.54), визначимо умови для формування гальмового моменту

$$M_T = M_{\kappa} - R_z r_{\partial} \left\{ f + \varphi_{x_{\max}} - 0,5 \Delta \varphi_{x_{\max}} \left[1 - \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) \right] \right\} - \frac{I_{\kappa} / r_{\partial}}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \cdot \sin \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right)} \times \left[\frac{dV_0}{dt} - V_0 \frac{\pi}{\tau_p} \frac{\Delta S_{x_{\max}} \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right)}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \cdot \sin \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right)} \right]. \quad (1.56)$$

$$M_T = M_k - R_z r_{\partial} \left\{ f + \left[\varphi_{x_{\max}} - 0,5 \Delta \varphi_{x_{\max}} \left(1 - \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right) \right) \right] \times \left[1 + \frac{I_k / (m_k r_{\partial}^2)}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \cdot \sin \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right)} \right] \right\} + \frac{I_k V_0 \pi}{r_{\partial} \tau_p} \frac{\Delta S_{x_{\max}} \cos \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right)}{1 - S_{x_{kp}} - \Delta S_{x_{\max}} \cdot \sin \left(\frac{t}{\tau_p} \cdot \pi \right)}; \quad (1.57)$$

При $\Delta \varphi_{x_{\max}} = 0$ й $\Delta S_{x_{\max}} = 0$

$$M_T = M_k - R_z \cdot r_{\partial} (\varphi_{x_{\max}} + f) - \frac{I_k}{r_{\partial}} \cdot \frac{1}{1 - S_{x_{kp}}} \cdot \frac{dV_0}{dt}; \quad (1.58)$$

$$M_T = M_k - \varphi_{x_{\max}} \cdot R_z \cdot r_{\partial} \left[1 + \frac{f}{\varphi_{x_{\max}}} + \frac{I_k}{m_k \cdot r_{\partial}^2} \cdot \frac{1}{1 - S_{x_{kp}}} \right]. \quad (1.59)$$

Умови (1.53), (1.54), (1.58), (1.59) визначають обмеження величини крутних або гальмових моментів при роботі ідеальної ПБС.

1.3 Радіус кочення та оцінка взаємодії колеса з дорогою

Радіус кочення пневматичного колеса мобільної машини являє собою відношення лінійної швидкості осі колеса до кутової швидкості його обертання. Відмінність величини радіуса кочення (кінематичного радіуса) від вільного радіуса колеса обумовлено наявністю окружних, радіальної деформацій шини й пружного проковзування в плямі контакту з дорогою.

Кочення будь якого тіла, що деформується наприклад, по площині, як правило, супроводжується ковзанням частини крапок цього тіла щодо опорної поверхні [16, 17].

У площі контакту zdeформованого тіла (еластичного колеса) одночасно існує як зона, у якій діють сили зчеплення (точніше сили тертя спокою), так й зона або зони, у яких діють сили тертя ковзання [17].

У цьому випадку мова йде про часткове або різночасне проковзування [18]. Пружним проковзуванням М.Є. Жуковський [19] назвав переміщення частини точок колеса, що перебувають у контакті, щодо опорної поверхні при одночасній наявності точок, нерухомих щодо цієї поверхні.

Ковзанням колеса [17] називається одночасне переміщення всіх точок, що перебувають у контакті, колеса щодо опорної поверхні. Поздовжнє ковзання колеса, напрямком якого збігається з напрямком тангенціальних швидкостей точок колеса в контакті можна назвати буксуванням колеса, а при розбіжності напрямку - юзом [17]. Коченням без ковзання колеса з еластичною шиною по твердій опорній поверхні (окремий випадок) варто називати такий рух колеса, при якому в площі його контакту з опорною площиною існує хоча б одна нековзна точка (нековзний відрізок прямої, паралельний осі колеса) [17].

При коченні колеса без ковзання радіус кочення (кінематичний радіус) відрізняється від динамічного. Співвідношення між радіусом кочення веденого колеса і його динамічним радіусом залежно від конструкції шини, навантаження й тиску повітря може бути різним. У веденого колеса радіус кочення може бути більше й менше динамічного радіуса, а також дорівнює йому [20].

При відсутності проковзування й пробуксовування колеса радіус кочення визначається окружною деформацією шини [17,20,21].

Окружний стиск елементів шини у відсотках стосовно довжини окружності вільного радіуса становить [20]

$$\Delta = \left(1 - \frac{r_k}{r_0}\right) \cdot 100\%, \quad (1.60)$$

де r_k – радіус кочення колеса;

r_0 – вільний радіус колеса.

Звідки радіус кочення колеса

$$r_k = r_0 \left(1 - \frac{\Delta}{100}\right).$$

Проведені експериментальні дослідження показали [20], що для діагональної шини основний вплив на окружну деформацію натискає повітря й нормальне навантаження. Радіус кочення може бути представлений у вигляді двох складних функцій, одна з яких залежить від окружної деформації шини, викликаною нормальним навантаженням, а друга - від окружної деформації, викликаної прикладеним до колеса моментом [20]

$$r_k = f(\Delta G_k) + \varphi(\Delta M_k), \quad (1.61)$$

де G_k - нормальне навантаження на колесо;

M_k - крутний момент, прикладений до колеса.

За даними досліджень [20] радіус кочення ведучого колеса виражається наступною залежністю.

$$r_k = r_0 (1 + \varepsilon \lambda) \left(1 - \frac{2 \cdot P_k \cdot h}{G_p \cdot b \cdot K \cdot L_k^2}\right), \quad (1.62)$$

де $\varepsilon\lambda$ – окружна відносна деформація каркаса від нормального навантаження;
 P_k – дотична сила в контакті;
 h – висота протектора шини;
 G_p – модуль зсуву гуми протектора;
 b – ширина протектора;
 K – коефіцієнт насиченості рисунку протектора;
 L_k – довжина плями контакту.

Як показали результати експериментального дослідження, наведені в роботі [20], дія окружної сили приводить до незначної зміни окружної деформації шини, викликаною нормальним навантаженням.

У тракторобудуванні [22] при оцінці тягових властивостей використовується показник – залежність відносного буксування ведучих коліс S_x від безрозмірного показника навантаження на гаку $\varphi_{кр} = P_{кр} / G_T$, ($P_{кр}$ – зусилля на гаку, G_T – загальна вага трактора). Відносне буксування ведучих коліс визначається наступною залежністю [17]

$$S_x = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_\partial}, \quad (1.63)$$

де V_0 – лінійна швидкість осі автомобіля;

ω_k – кутова швидкість колеса;

r_∂ – динамічний радіус колеса.

У формулу (1.63) необхідно вводити динамічний радіус колеса r_∂ , а не кінематичний r_k (характерна помилка окремих авторів), оскільки останній визначається залежністю [17,18]

$$r_k = \frac{V_0}{\omega_k}. \quad (1.64)$$

Після підстановки (1.64) в (1.63) одержимо $S_x = 0$, що суперечить здоровому глузду.

Таким чином, при наявності в площі контакту еластичного колеса з опорною поверхнею хоча б однієї нековзної точки між веденою та ведучою координатами колеса дотримується зв'язок, що підкоряється рівнянню нерозривності суцільного середовища, внаслідок чого швидкісні втрати при русі колеса в цих умовах відсутні [17]. При цьому тангенціальна деформація в зоні нековзних точок постійна [17].

При наявності в площі контакту еластичного колеса з опорною поверхнею нековзних точок швидкісні втрати відбуваються через наявність пружного ковзання (буксування). Таке ковзання в літературі [17 - 21] прийнято називати псевдоковзанням або явищем крипу. Однак у відомій літературі [17 - 21] відсутні залежності, що дозволяють зв'язати між собою швидкісні втрати із псевдоковзанням (пружним ковзанням) і окружною швидкістю колеса (або лінійною швидкістю осі колеса).

З виразу (1.63) визначимо

$$\frac{V_0}{\omega_k \cdot r_0} = 1 - S_x. \quad (1.65)$$

Припустимо, що динамічний радіус колеса дорівнює статичному, тобто

$$r_0 \cong r_{cm} = r_0 - z = r_0 - \frac{P_z}{C_z} = r_0 \left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0} \right), \quad (1.66)$$

де r_{cm} – статичний радіус колеса;

z – радіальна деформація шини;

P_z – нормальне навантаження на колесо;

C_z – радіальна твердість шини.

Після підстановки (1.66) в (1.65), визначимо з останнього

$$\omega_k = \frac{V_0}{(1 - S_x) \cdot r_0 \left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0} \right)}. \quad (1.67)$$

При зіставленні рівнянь (1.67) і (1.64) визначається радіус кочення (кінематичний радіус) колеса

$$r_k = (1 - S_x) \left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0} \right) r_0. \quad (1.68)$$

Уведемо поняття про кінематичний параметр колеса K , який маємо визначити з (1.67)

$$K = \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_0} = (1 - S_x) \left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0} \right) = (1 - S_x)(1 - \lambda_z), \quad (1.69)$$

де λ_z – параметр радіальної деформації колеса,

$$\lambda_z = \frac{P_z}{C_z \cdot r_0}. \quad (1.70)$$

Таким чином, радіус кочення колеса можна визначити через вільний радіус колеса r_0 та кінематичний параметр колеса K

$$r_k = K \cdot r_0, \quad (1.71)$$

а лінійна швидкість осі колеса

$$V_0 = \omega_k \cdot r_k = \omega_k \cdot K \cdot r_0. \quad (1.72)$$

Втрата швидкості осі колеса

$$\Delta V_0 = \omega_k \cdot r_0 - \omega_k \cdot K \cdot r_0 = \omega_k \cdot r_0 (1 - K). \quad (1.73)$$

Відносні втрати швидкості

$$\frac{\Delta V_0}{\omega_k \cdot r_0} = 1 - K. \quad (1.74)$$

Таким чином, запропонований новий показник - кінематичний параметр колеса, що дозволяє врахувати швидкісні втрати при його коченні. Зазначені втрати обумовлені як радіальною деформацією колеса, так і пружним ковзанням у плямі контакту із твердою опорною поверхнею.

Визначимо лінійне прискорення осі колеса, диференціюючи вираз (1.72)

$$\frac{dV_0}{dt} = r_0 \left(\omega_k \frac{dK}{dt} + K \frac{d\omega_k}{dt} \right). \quad (1.75)$$

Диференціюючи вираз (1.69) визначимо

$$\frac{dK}{dt} = - \left[\frac{dS_x}{dt} \left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0} \right) + (1 - S_x) \frac{1}{C_z \cdot r_0} \cdot \frac{dP_z}{dt} \right]. \quad (1.76)$$

Підставляючи (1.76) у рівняння (1.75), одержимо

$$\frac{dV_0}{dt} = \frac{d\omega_k}{dt} \cdot r_0 (1 - S_x) \left(1 - \frac{P_Z}{C_Z \cdot r_0} \right) - \omega_k \left[\frac{1 - S_x}{C_Z \cdot r_0} \cdot \frac{dP_Z}{dt} + \left(1 - \frac{P_Z}{C_Z \cdot r_0} \right) r_0 \frac{dS_x}{dt} \right]. \quad (1.77)$$

Використовуюючи вираз (1.77) можна надалі здійснювати моделювання руху колеса при змінних нормальній реакції P_Z й при буксуванні S_x . Наприклад, при $\omega_k = const$ ($d\omega_k / dt = 0$) вираз (1.77) матиме вигляд:

$$\frac{dV_0}{dt} = -\omega_k r_0 \left[\frac{1 - S_x}{C_Z \cdot r_0} \cdot \frac{dP_Z}{dt} + \left(1 - \frac{P_Z}{C_Z \cdot r_0} \right) \frac{dS_x}{dt} \right]. \quad (1.78)$$

Таким чином, вираз (1.78) дозволяє врахувати вплив дорожніх нерівностей на колесо й зміну буксування S_x на величину лінійного горизонтального прискорення осі колеса, що проявляється навіть при $\omega_k = const$ ($d\omega_k / dt = 0$).

1.4 Модель нелінійного відведення еластичного колеса автомобіля

1.4.1 Аналіз існуючих моделей бічного відведення еластичного колеса.

Явищу бічного відведення шин коліс автомобіля присвячена значна кількість науково-дослідних робіт. У результаті було визначено, що залежність між кутами відведення й бічних сил нелінійна. Відношення бічної сили до кута відведення одержало назву коефіцієнта опору бічному відведенню шини (коефіцієнта відведення шини). Коефіцієнт опору відведенню залежить від великої кількості факторів, основними з яких є: розміри й конструкція колеса; тиск повітря в шині; величини сил, що діють на колесо; швидкість руху; тип і стан дорожнього покриття; форма траєкторії руху центра колеса (прямолінійна,

криволінійна, кривизна траєкторії й швидкість її зміни за часом або шляхом); характер додатка сил, що діють на колесо й швидкість зміни цих сил.

Традиційно, при малих кутах відведення, приймалося, що коефіцієнт відведення шини – величина постійна. Це відповідало лінійній частині залежності бічної сили від кута відведення шини. Для оцінки впливу різних факторів на величину коефіцієнта відведення поруч авторів запропонована система поправочних (коригувальних) коефіцієнтів. Однак це значно ускладнювало математичну модель руху автомобіля з відведенням.

Явище відведення колеса із пневматичною шиною в 1925 р. визначив Г. Брульє [23], а результати першого експериментального дослідження явища відведення були опубліковані в роботі Г. Беккера, Х. Фрома, Х. Маруна в 1931 р. [24]. Серйозний огляд й аналіз робіт з дослідження явища відведення колеса із пневматичною шиною був виконаний О.С. Литвиновим [25]. Кількісна оцінка бічного відведення еластичного колеса у вигляді залежності між бічною силою P_y й кутом відведення δ була запропонована Я. М. Певзнером [26]. Ця залежність має вигляд

$$P_y = K_y \cdot \delta, \quad (1.79)$$

де K_y – коефіцієнт опору бічному відведенню шин (коефіцієнт відведення).

Залежність (1.79) справедлива для малих значень кутів відведення δ . Спрощений вид залежності бічної сили від кута бічного відведення наведений на мал. 1.8 [33].

Цю криву можна розбити на три ділянки: похилий лінійний, криволінійний і лінійний горизонтальний. Похила лінійна ділянка (OA) (рис. 1.8) відповідає відведенню без ковзання, криволінійна ділянка (AB) – коченню з відведенням і частковим проковзуванням. Лінійна горизонтальна ділянка (BC) – чистому ковзанню.

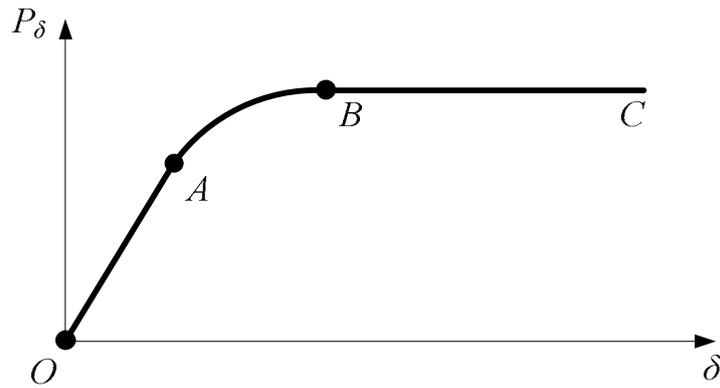


Рисунок 1.8 - Спрощений вид залежності бічної сили від кута бічного відведення [33]

Залежність (1.79) справедлива для похилої горизонтальної ділянки OA , тобто для відносно невеликих кутів відведення δ . У цьому випадку

$$K_y = K_{y_0} = \partial P_y / \partial \delta, \quad (1.80)$$

де K_{y_0} – тангенс кута нахилу кривій $K_y(\delta)$ на початку координат.

На ділянках (AB) і (BC) коефіцієнт відведення K_y змінний, оскільки $\partial P_y / \partial \delta = \text{var}$.

У відомих роботах [25,27] визначено, що коефіцієнт опору бічному відведенню шини залежить від великої кількості факторів. Вплив різних факторів не дозволяє використати лінійну теорію відведення. У роботі Д. А. Антонова [27] пропонується використати нелінійну теорію відведення. Сутність її полягає в тім, що залежність бічної сили від кута відведення описується рівнянням

$$P_y = K_y \cdot \delta = q \cdot K_{y_{0\delta}} \cdot \delta = q_N \cdot q_T \cdot q_\phi \cdot q_V \cdot q_\approx \cdot q_{ш} \cdot q_{зр} \cdot q_{зy} \cdot q_{ny} \cdot K_{y_{0\delta}}, \quad (1.81)$$

де q – загальний коефіцієнт корекції коефіцієнта відведення;

q_N – коефіцієнт корекції, що враховує перерозподіл нормальних реакцій між колесами;

q_T – коефіцієнт корекції, що враховує вплив дотичних (тягових і гальмових) сил;

q_φ – коефіцієнт корекції, що враховує зміна зчіпних властивостей колеса з дорогою;

q_V – коефіцієнт корекції, що враховує зміна нахилу коліс до опорної поверхні при крені;

q_w – коефіцієнт корекції, що враховує вплив тиску повітря в шині;

q_{zy} – коефіцієнт корекції, що враховує вплив задніх напрямних коліс;

q_{ny} – коефіцієнт корекції, що враховує нелінійність залежності бічної сили від кута відведення;

q_{\approx} – коефіцієнт корекції, що враховує коливання непідресореної маси автомобіля;

q_{ep} – коефіцієнт корекції, що використовується при моделюванні руху автомобіля по ґрунтовій поверхні:

K_{yoz} – коефіцієнт відведення шини при лінійній теорії.

Нелінійна теорія відведення еластичного колеса автомобіля використовувалася в роботах [25, 27, 28, 29, 30, 31, 32]. Найбільш істотними факторами, що чинять вплив на коефіцієнт опору бічному відведенню еластичних шин автомобіля є

– нормальне навантаження R_z ;

– дотична реакція на колесі R_x ;

– вплив кута відведення на нелінійній частині залежності бічної сили P_6

від кута відведення;

- тиск повітря в шині.

Тому в більшості досліджень автори обмежуються введенням тільки коригувальних коефіцієнтів $q_N, q_T, q_{ny}, q_{ш}$.

В 1958 році О.С. Литвиновим [25] була запропонована емпірична формула для визначення коефіцієнта відведення залежно від нормального навантаження на колесо

$$K_y = K_{y_{\max}} - A_y \left(R_{Z_{opt}} - R_Z \right)^n, \quad (1.82)$$

де $K_{y_{\max}}$ – максимальне значення коефіцієнта відведення;

$R_{Z_{opt}}$ – нормальна реакція на колесі, що відповідає одержанню $K_{y_{\max}}$;

A_y – коефіцієнт пропорційності;

n – показник ступеня, що визначають дослідним шляхом.

Залежність (1.82) у роботі [25] представляють у вигляді

$$K_y = \frac{K_{y_{\max}}}{R_{Z_{opt}}^n} \left[R_{Z_{opt}}^n - \left(R_{Z_{opt}} - R_Z \right)^n \right]. \quad (1.83)$$

Перетворимо (1.83) до виду

$$K_y = K_{y_{\max}} \left[1 - \left(1 - \frac{R_Z}{R_{Z_{opt}}} \right)^n \right] = K_{y_{\max}} \cdot q_N. \quad (1.84)$$

Зі структури формули (1.84) видно, що вона дає симетричні значення K_y відносно $R_{Z_{opt}}$ й, отже, недостатньо точно відбиває реальну залежність K_y від R_Z . Для висхідної гілки в багатьох випадках досить точна залежність запропонована в роботі [25] при $n = 2$

$$K_y = K_{y_{\max}} \frac{R_Z}{R_{Z_{opt}}} \left(2 - \frac{R_Z}{R_{Z_{opt}}} \right) = K_{y_{\max}} \cdot q_N. \quad (1.85)$$

У роботі [25] також пропонується залежність, що дає гарне наближення до реальних значень коефіцієнта відведення

$$K_y = K_{y_{\max}} \left[2,4 \cdot \frac{R_Z}{R_{Z_{opt}}} - 1,8 \cdot \left(\frac{R_Z}{R_{Z_{opt}}} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{R_Z}{R_{Z_{opt}}} \right)^3 \right] = K_{y_{\max}} \cdot q_N. \quad (1.86)$$

У роботі [25] з посиланням на роботи Р. Смілея й В. Горна наведена формула, що дозволяє визначати коефіцієнт відведення залежно від внутрішнього тиску повітря в шині P_w

$$K_y = C_c \cdot \left(A - \frac{E}{P_w} \right), \quad (1.87)$$

де C_c – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від конструкції шини;

$$A = 0,714 \cdot R_Z \cdot \sqrt{\frac{B_{ш}^2}{D_O^3}}; \quad (1.88)$$

$$E = 2,2 \cdot \frac{R_Z^2 \cdot B_{ш}}{D_O^3}; \quad (1.89)$$

$B_{ш}$ – ширина профілю недеформованої шини;

D_O – вільний діаметр шини.

У роботі [25] також з посиланням на роботу В. О. Іларионова наведена залежність

$$K_y = K_l(P_W + 1), \quad (1.90)$$

де K_l – коефіцієнт, що залежить тільки від розмірів шини.

У роботі [27] запропонована залежність для визначення коефіцієнта відведення при дії дотичної реакції на колесо

$$K_y = K_{y_0} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_X}{\varphi \cdot R_Z} \right)^2} = K_{y_0} \cdot q_T, \quad (1.91)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

Використання системи коефіцієнтів корекції ускладнює моделювання процесу руху автомобіля при використанні нелінійної теорії кочення еластичного колеса з відведенням.

1.4.2 Нелінійна модель бічного відведення еластичного колеса.

Аналізуючи характер протікання кривій на рис. 1.8, можна зробити висновок про те, що математично зазначена крива може бути представлена наступною залежністю:

$$P_y = P_{y_{\max}} \cdot \frac{\delta}{K + \delta}, \quad (1.92)$$

де $P_{y_{\max}}$ – максимальне значення бічної сили, що відповідає лінійній горизонтальній ділянці (BC) на рис. 1.8;

K – постійний коефіцієнт для конкретної конструкції шини при заданих значеннях внутрішнього тиску в ній.

При $\delta = 0$ на ділянці (OA) справедливе співвідношення (1.8). Для цього випадку з рівняння (1.92) визначимо, застосувавши правила Лопітала

$$P_y = P_{y_{\max}} \lim_{\delta \rightarrow 0} \frac{\delta}{K + \delta} = \frac{P_{y_{\max}}}{K} \quad (1.93)$$

звідки одержимо

$$K = \frac{P_{y_{\max}}}{P_y}. \quad (1.94)$$

Для ділянки (OA) можна скористатися лінійною теорією відведення. З урахуванням вираз (1.79), рівняння (1.94) прийме при $K_y = K_{y_o}$ наступний вигляд:

$$K = \frac{P_{y_{\max}}}{K_{y_o} \cdot \delta}. \quad (1.95)$$

Підставляючи (1.95) в (1.92), остаточно одержимо

$$P_y = P_{y_{\max}} \cdot \frac{\delta}{\frac{P_{y_{\max}}}{K_{y_o} \delta} + \delta} = \frac{K_{y_o} \cdot \delta^2}{1 + \frac{K_{y_o} \cdot \delta^2}{P_{y_{\max}}}}. \quad (1.96)$$

Величина $P_{y_{\max}}$ визначається граничними зчіпними можливостями шини в бічному напрямку. При відсутності дотичної реакції на колесі

$$P_{y_{\max}} = \varphi \cdot R_Z. \quad (1.97)$$

При виникненні дотичної реакції на колесі

$$P_{y_{\max}} = \sqrt{\varphi^2 R_Z^2 - R_X^2}. \quad (1.98)$$

На рис. 1.9 суцільною лінією наведені графіки залежності бічної сили від кута відведення для трьох шин, узяті з роботи [25]. На цьому ж рисунку наведені графіки апроксимуючих залежностей (1.92). Визначено, що для шини типу P з металевим кордом при експерименті було: $P_{y_{\max}} = 7223\text{Н}$ и $K = 0,2$. Для шини типу P з текстильним кордом: $P_{y_{\max}} = 3006\text{Н}$ и $K = 0,0914$. Звичайна шина з текстильним кордом мала: $P_{y_{\max}} = 4572\text{Н}$ и $K = 0,261$.

Таким чином, запропонований аналітичний вираз (1.92) дозволяє з достатньою точністю описати нелінійний зв'язок кута відведення з діючою на еластичне колесо бічною силою.

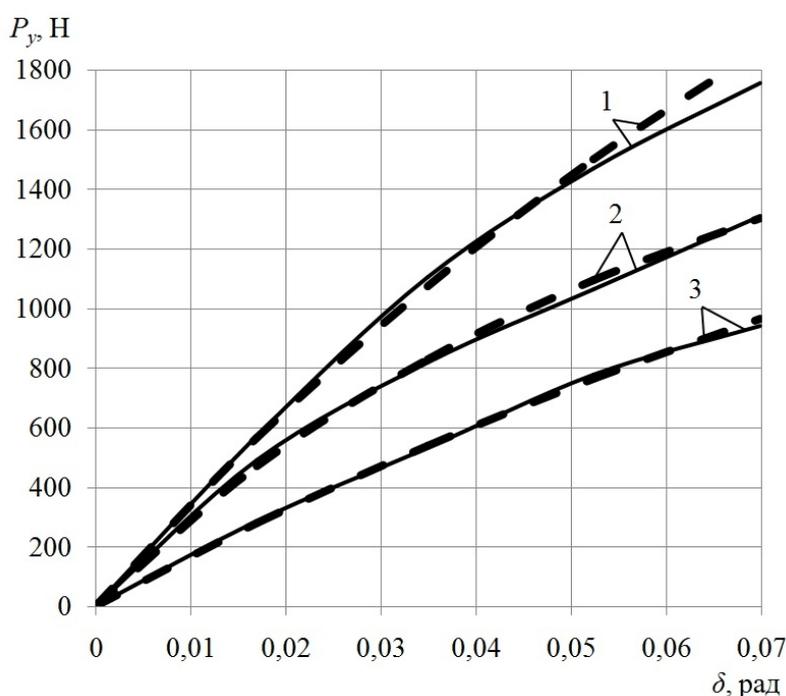


Рисунок 1.9 – Залежність бічної сили, що діє на колесо від кута відведення: 1 – шина типу P з металевим кордом; 2 – шина типу P з текстильним кордом; 3 – звичайна шина з текстильним кордом; – експериментальні дані [25]; - - - апроксимуючі залежності (1.92).

1.4.3 Аналіз отриманої математичної моделі.

Очевидно, що коефіцієнт опору бічному відведенню еластичного колеса можна розглядати як частинну похідну бічної сили по куті відведення не тільки на лінійній ділянці (OA) (рис. 1.8), але й у всьому діапазоні зміни бічної сили P_y й кута відведення δ .

Продиференціювавши рівняння (1.92) по δ , одержимо

$$K_y = \frac{\partial P_y}{\partial \delta} = P_{y_{\max}} \cdot \frac{K}{(K + \delta)^2}. \quad (1.99)$$

Аналізуючи вираз (1.99), можна зробити висновок про те, що зі збільшенням кута δ відбувається зменшення коефіцієнта відведення K_y .

Причому величини δ й K_y зв'язані гіперболічною залежністю, що відповідає результатам експериментальних досліджень, наведеним у роботі [25]. Підставляючи вираз для $P_{y_{\max}}$ з рівняння (1.98) у співвідношення (1.99), одержимо

$$K_y = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_Z^2 - R_X^2} \cdot \frac{K}{(K + \delta)^2}. \quad (1.100)$$

Підставляючи вираз (1.95) в (1.99), одержимо після перетворень

$$K_y = \frac{K_{y_0} \cdot \delta}{\left(1 + \frac{K_{y_0} \cdot \delta^2}{P_{y_{\max}}}\right)^2}. \quad (1.101)$$

Вираз (1.101) з урахуванням (1.98) матиме вигляд

$$K_y = \frac{K_{y_0} \cdot \delta}{\left[1 + \frac{K_{y_0} \cdot \delta^2}{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_Z^2 - R_X^2}} \right]^2}. \quad (1.102)$$

Аналіз виразу (1.102) показує, що зі зростанням нормальної реакції R_Z на колесі коефіцієнт опору бічному відведенню зростає, а зі збільшенням дотичної реакції R_X – зменшується. Це відповідає результатам, наведеним у роботі [25].

При проведенні розрахунків потрібне визначення кутів відведення шин передніх і задніх коліс при відомих бічних силах, що діють на них. З виразу (1.92) визначимо кут відведення

$$\delta = \frac{K}{\frac{P_{y_{\max}}}{P_y} - 1}. \quad (1.103)$$

Підставляючи вираз (1.95) у рівняння (1.103), одержимо після перетворень

$$\delta = \left[K_{y_0} \left(\frac{1}{P_y} - \frac{1}{P_{y_{\max}}} \right) \right]^{-\frac{1}{2}}. \quad (1.104)$$

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- при використанні теорії нелінійного відведення еластичного колеса застосування системи коефіцієнтів корекції ускладнює моделювання процесу руху автомобіля при дії бічної сили;

- отриманий аналітичний вираз залежності кута відведення від діючих на колесо сил дозволяє значно спростити моделювання процесу руху автомобіля й проведення аналізу впливу різних факторів на цей процес при використанні теорії нелінійного відведення.

1.5 Бічна стійкість колеса автомобіля

Стійкість автомобіля проти бічного ковзання (бічна стійкість) є важливою властивістю, що забезпечує безпеку руху.

1.5.1 Оцінка стійкості нерухомого колеса проти бічного ковзання.

При оцінці стійкості автомобіля проти бічного ковзання необхідно визначати граничні бічні реакції на колесах. Для зазначеної оцінки традиційно використалися кругові поляри тертя або кола Камма. При використанні антиблокувальних систем (ABS) і протибуксовочних систем (ПБС) уведено поняття поздовжнього φ_x й бічного φ_y коефіцієнтів зчеплення колеса з дорогою, що дозволяють визначити максимальні дотичну й бічну реакції дороги на колесі, реалізовані без його блокування (буксування) і бічного ковзання. При аналізі значень φ_x і φ_y використовувалися результати експериментальних досліджень. У більшості робіт, присвячених взаємодії коліс автомобіля з дорогою, традиційно використовується так зване коло Камма (рис.1.10) [80].

Сумарна реакція в площині дорівнює радіусу кола й може бути визначена зі співвідношення

$$R = \varphi \cdot R_z \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad (1. 105)$$

де R - сумарна реакція на колесі в площині дороги;

$R_x; R_y$ - дотична й бічна реакції дороги на колесо;

φ - коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

R_z - нормальна реакція дороги на колесі.

Коло Камма широко використовувалося в роботах Є.А.Чудакова [52,81,82], Я.М. Певзнера [83], Б.Б. Генбома [33] та інших авторів при дослідженні стійкості й керованості колісних екіпажів в тяговому та гальмовому режимах. У роботі [84] розглянута функція (діаграма) навантаження для колеса із пружною шиною при наявності ортотропії властивостей опори (замість кола Камма - еліпс).

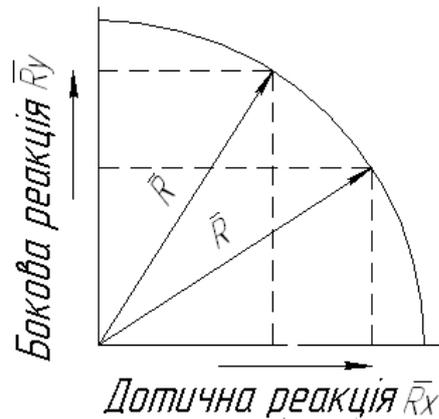


Рисунок 1.10 - Коло Камма.

Для опису характеристик фрикційного контакту колеса з дорогою використовується так звана $\varphi-S$ діаграма [85,86] (рис. 1.11)

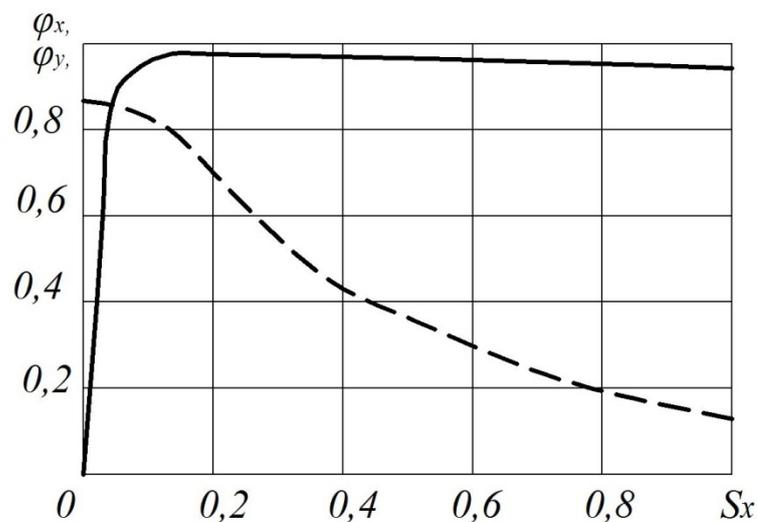


Рисунок 1.11 – Залежність поздовжнього φ_x й поперечного φ_y коефіцієнтів зчеплення від коефіцієнта ковзання S_x .

На рис. 1.11 відносно проковзування S_x визначається з наступної залежності

$$S_x = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_{\partial}}{V_o}; \quad (1. 106)$$

де V_o - лінійна швидкість осі колеса;

ω_k - кутова швидкість колеса;

r_{∂} - динамічний радіус колеса.

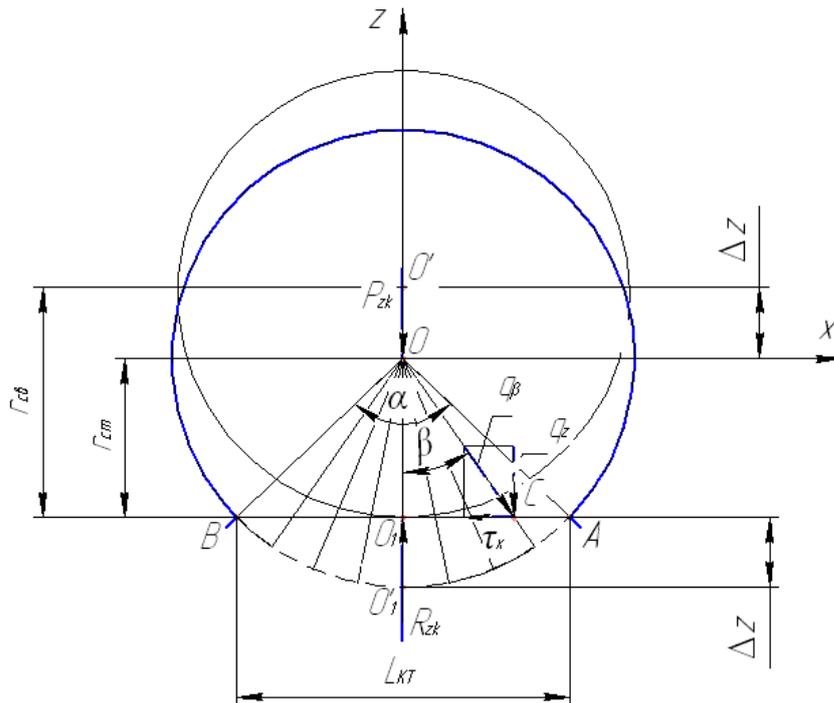


Рисунок 1.12 - Схема статичного навантажування нерухомого автомобільного колеса в поздовжній площині

Відносно проковзування колеса визначається в гальмовому режимі, а в тяговому режимі використовується відносно буксування

$$S_x = 1 - \frac{V_o}{\omega_k \cdot r_{\partial}}; \quad (1. 107)$$

Криві, зображені на рис. 1.12, і, аналогічні їм, отримані в результаті експериментального дослідження [86]. Аналітичного рішення в цей час немає.

У роботі [21] запропонована феноменологічна модель фрикційного контакту шини з дорогою. Схема статичного навантаження нерухомого автомобільного колеса представлена на рис.1.12.

У процесі деформації шини відбувається стиск її периферичної частини, що при моделюванні представили у вигляді пружної стрічки, навантаженої з однієї сторони силами пружності шини, а з іншого боку - розподіленим навантаженням від опорної поверхні.

При даному моделюванні з боку дороги на стрічку діє розподілене нормальне погонне навантаження q_z й розподілена сила тертя τ_x .

У кожній точці (наприклад у точці 3 - рис.1.12) між зазначеними параметрами існує зв'язок

$$\tau_x = \mu \cdot q_z, \quad (1. 108)$$

де μ - коефіцієнт тертя між шиною й опорною поверхнею.

Визначені [21] вертикальної q_z й горизонтальна q_x складової погонної сили пружності q_β (рис. 1.12)

$$q_z = C_z \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left(\frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right)}, \quad (1. 109)$$

$$q_x = C_z \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta \left(\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1 \right)}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}; \quad (1.110)$$

де C_z - радіальна твердість шини;

α - центральний кут окружності радіусом r_{ce} , що відповідає теоретичній довжині плями контакту L_{km} (рис. 1.12);

r_{ce} - вільний радіус колеса;

β - кутова координата точки З (поточна координата).

У плямі контакту колеса з дорогою виділена [21] зона із граничною кутовою координатою β , у якій відсутнє пружне ковзання елементів шини

$$\beta \leq \pm \operatorname{arctg} \mu = \frac{\alpha_0}{2}. \quad (1.111)$$

На рисунку 1.13 зображена дана зона із граничною кутовою координатою.

У зазначеному дослідженні [21] не визначена здатність нерухомого автомобільного колеса протистояти бічному зсуву при статичному навантаженні.

Опір бічному зсуву колеса створюється у плямі контакту на ділянці, обмеженій координатами, обумовленими з умови (1.111). Бічне погонне навантаження, що може витримати нерухоме автомобільне колесо без бічного зсуву визначаються як

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - q_x^2}. \quad (1.112)$$

де r - поточне значення радіуса елемента в плямі контакту,

$$r = r_{ce} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}. \quad (1.115)$$

Підставляючи вираз (1.115) в (1.114), одержимо

$$R_{y\max} = C_z \cdot r_{ce} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{\int_{-\arctg \mu}^{+\arctg \mu} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - \operatorname{tg}^2 \beta} d\beta}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (1.116)$$

Якщо виконується умова

$$\frac{\alpha}{2} \leq \arctg \mu, \quad (1.117)$$

то в плямі контакту відсутні зони пружного ковзання. У цьому випадку опір бічному зсуву колеса створюється по всій довжині плями контакту й інтегрування необхідно проводити в межах $\left[-\frac{\alpha}{2}; +\frac{\alpha}{2}\right]$. Тоді

$$R_{y\max} = C_z \cdot r_{ce} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{\int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - \operatorname{tg}^2 \beta} d\beta}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (1.118)$$

Для оцінки стійкості автомобільного колеса проти бічного зсуву доцільно використовувати бічний коефіцієнт зчеплення, що представлений у виразі

$$\varphi_y = \frac{R_{y \max}}{R_{zk}} = \frac{R_{y \max}}{C_z r_{cb} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right)} =$$

$$= \begin{cases} \frac{\int_{-\alpha/2}^{+\alpha/2} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - \operatorname{tg}^2 \beta} d\beta}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} & - \text{ при } \frac{\alpha}{2} \leq \operatorname{arctg} \mu; \quad (1.119) \\ \frac{\int_{-\operatorname{arctg} \mu}^{+\operatorname{arctg} \mu} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - \operatorname{tg}^2 \beta} d\beta}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} & - \text{ при } \frac{\alpha}{2} > \operatorname{arctg} \mu, \quad (1.120) \end{cases}$$

де R_{zk} – нормальна реакція на колесі, обумовлена, через радіальну твердість шини й радіальну деформацію,

$$R_{zk} = C_z \cdot r_{cb} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right). \quad (1.121)$$

Узяття інтегралів у рівняннях (1.119) і (1.120) аналітичним шляхом складно. У таблиці 1.1 наведені результати комп'ютерного розрахунку величини φ_y .

На рис. 1.14 і рис. 1.15 наведені графіки, що ілюструють залежності $\varphi_y(\alpha)$ й $\varphi_y/\mu(\alpha)$ при різних значеннях μ .

Таблиця 1.1 – Значення φ_y

$\mu \backslash \alpha$, град	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
10	0,196	0,2973	0,398	0,4985	0,5988	0,6986	0,7992
20	0,1828	0,2892	0,392	0,494	0,5946	0,6958	0,796
30	0,1524	0,2739	0,3816	0,4855	0,588	0,6895	0,7912
40	0,1222	0,2442	0,3644	0,473	0,5778	0,6811	0,784
50	0,1002	0,2094	0,3344	0,454	0,5634	0,6692	0,7736
60	0,0842	0,18	0,2972	0,4225	0,5418	0,6524	0,7592

У табл. 1.2 наведені відношення φ_e/μ , що характеризують ступінь використання коефіцієнта тертя μ шини з опорною поверхнею.

Таблиця 1.2 – Значення φ_e/μ

$\mu \backslash \alpha$, град	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
10	0,98	0,991	0,995	0,997	0,998	0,998	0,999
20	0,914	0,964	0,98	0,988	0,991	0,994	0,995
30	0,762	0,913	0,954	0,971	0,98	0,985	0,989
40	0,611	0,814	0,911	0,946	0,963	0,973	0,98
50	0,501	0,698	0,836	0,908	0,939	0,956	0,967
60	0,421	0,6	0,743	0,845	0,903	0,932	0,949

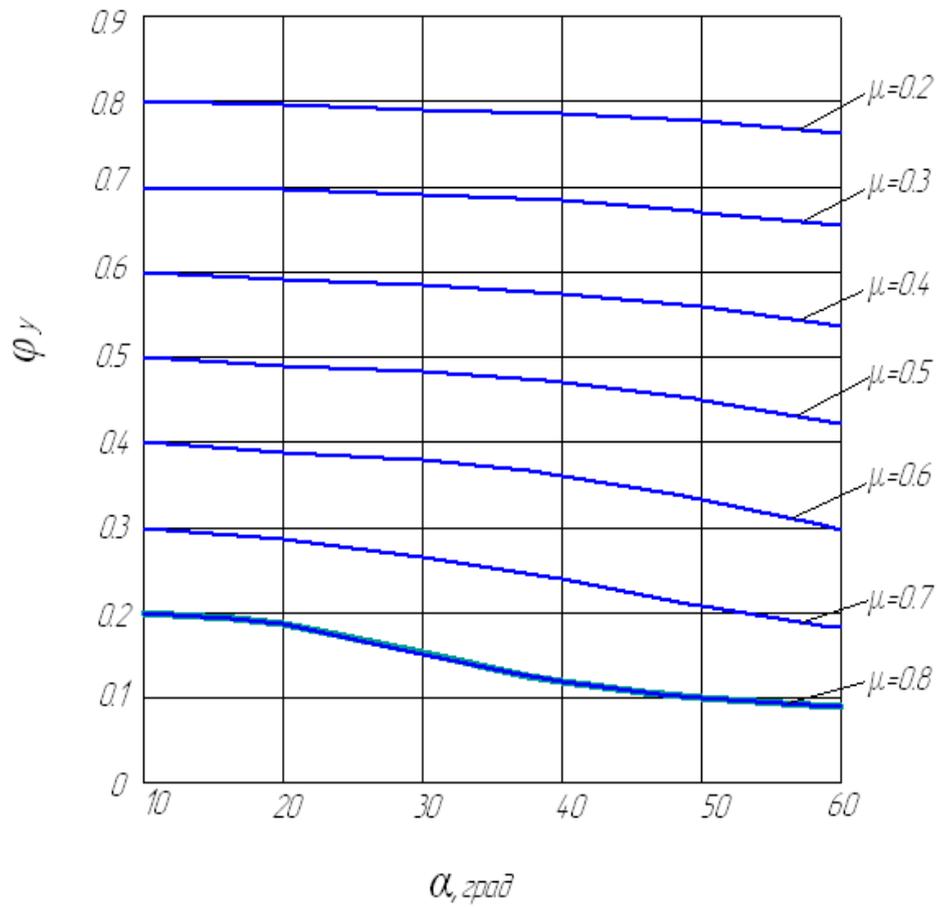


Рисунок 1.14 – Залежність $\varphi_y(\alpha)$ при різних значеннях μ

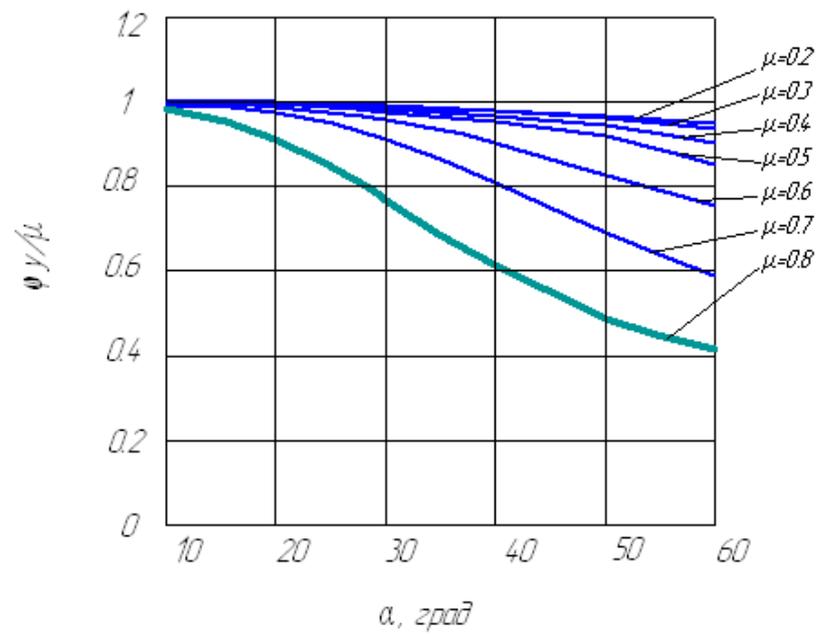


Рисунок 1.15 – Залежність $\frac{\varphi_y}{\mu} = f(\alpha)$, при різних значеннях μ

Визначення φ_y проведене з використанням теорії подоби (теорії узагальненого змінного) і тому отримані результати можуть бути використані для будь-яких шин і будь-яких навантажень на них. Узагальненими змінними в цьому випадку є бічний коефіцієнт зчеплення φ_y і секторний кут α . Останній визначається з рівняння (1.121) при $P_{zk} = R_{zk}$

$$\alpha = 2 \arccos \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{c\phi}} \right), \quad (1.122)$$

де P_{zk} – нормальне навантаження на колесо.

Аналіз результатів, наведених у таблиці 1.1 і на рис. 1.14, показує, що зі збільшенням кута α відбувається зменшення φ_y . Це означає (див. вираз (1.122)), що зі збільшенням навантаження на колесо необхідно збільшувати C_z за рахунок підвищення внутрішнього тиску в шині. Зниження φ_y в цьому випадку тим значніше, чим більше μ .

Такої ж тенденції має й ступінь корисного використання φ_y / μ коефіцієнта тертя μ (див. табл. 1.2 і рис. 1.15)

1.5.1.1 Визначення корисного нормального навантаження на колесо.

Під корисним нормальним навантаженням на колесо ми розуміємо ту частину зазначеного навантаження, що створює опір бічному зсуву колеса. Корисне нормальне навантаження на колесо розподіляються на частини довжини плями контакту, що обмежена координатами $\left[-\frac{\alpha_0}{2}; +\frac{\alpha_0}{2} \right]$ або $[-\arctg\mu; +\arctg\mu]$.

$$R_{zo} = \begin{cases} R_{zk} & -npu \frac{\alpha}{2} \leq \arctg \mu; \\ \int_{-\arctg \mu}^{+\arctg \mu} q_z \cdot r d\beta - npu \frac{\alpha}{2} & > \arctg \mu. \end{cases} \quad (1.123)$$

$$R_{zo} = \begin{cases} R_{zk} & -npu \frac{\alpha}{2} \leq \arctg \mu; \\ \int_{-\arctg \mu}^{+\arctg \mu} q_z \cdot r d\beta - npu \frac{\alpha}{2} & > \arctg \mu. \end{cases} \quad (1.124)$$

Підставляючи вирази (1.109) і (1.115) у рівняння (1.124), одержимо після інтегрування

$$R_{zo} = \begin{cases} R_{zk} - npu \frac{\alpha}{2} \leq \arctg \mu; \\ C_z \cdot r_{c\theta} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{2\arctg \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1+\mu^2} + \mu}{\sqrt{1+\mu^2} - \mu} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} - npu \frac{\alpha}{2} & > \arctg \mu. \end{cases} \quad (1.125)$$

Уведемо коефіцієнт використання нормального навантаження на колесо (з урахуванням (1.121))

$$K_{rz} = \frac{R_{zo}}{R_{zk}} = \begin{cases} 1 - npu \frac{\alpha}{2} \leq \arctg \mu; \\ \frac{2\arctg \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1+\mu^2} + \mu}{\sqrt{1+\mu^2} - \mu} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} - npu \frac{\alpha}{2} & > \arctg \mu. \end{cases} \quad (1.127)$$

$$K_{rz} = \frac{R_{zo}}{R_{zk}} = \begin{cases} 1 - npu \frac{\alpha}{2} \leq \arctg \mu; \\ \frac{2\arctg \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1+\mu^2} + \mu}{\sqrt{1+\mu^2} - \mu} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} - npu \frac{\alpha}{2} & > \arctg \mu. \end{cases} \quad (1.128)$$

У таблиці 1.3 наведені результати розрахунку показника K_{rz} , які можуть бути використані для будь-яких шин і будь-яких нормальних навантажень.

Таблиця 1.3 – Коефіцієнт використання нормального навантаження на колесо K_{rz} ,

α , град \ μ	0	0,2	0,4	0,6	0,8
10	0	1	1	1	1
20	0	1	1	1	1
30	0	0,943	1	1	1
40	0	0,768	1	1	1
50	0	0,636	0,983	1	1
60	0	0,537	0,900	1	1

Аналіз результатів, наведених у таблиці 1.3, показує, що зі збільшенням кута α відбувається зменшення коефіцієнта використання нормального навантаження на колесо, а зі збільшенням μ , навпаки, відбувається збільшення зазначеного показника. При виконанні умови (1.117) відбувається реалізація $K_{rz}=1$, до чого необхідно прагнути, здійснюючи регулювання тиску повітря в шині у відповідність із нормальним навантаженням на колесо (рис. 1.16).

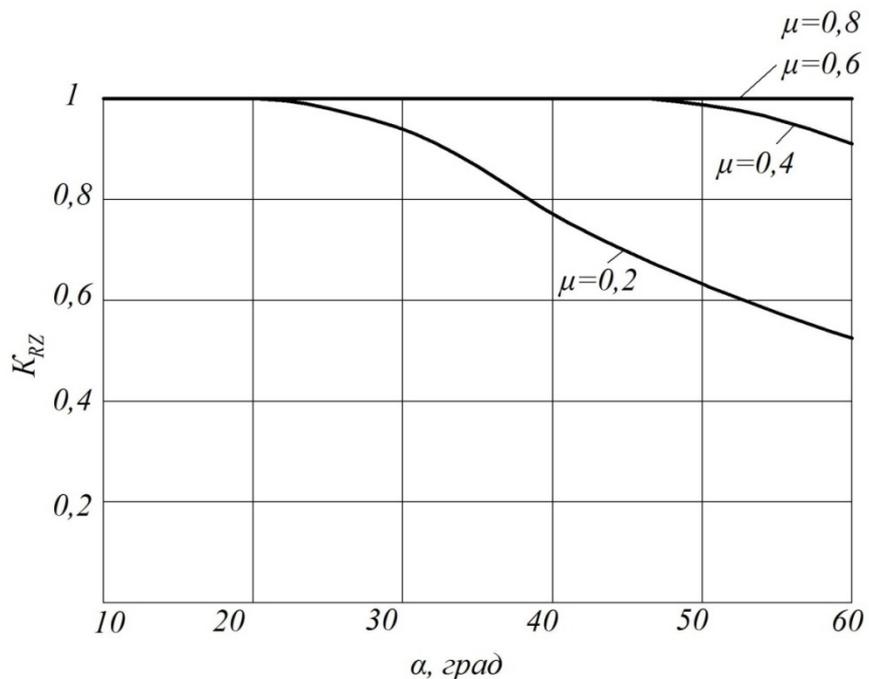


Рисунок 1.16 – Залежність K_{rz} при різних значеннях μ

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- отримані за допомогою теорії подоби залежності бічного коефіцієнта зчеплення φ_y колеса від коефіцієнта тертя в контакті його з дорогою, навантажувальних та жорсткісних характеристик шини, дозволяють здійснювати оцінку стійкості нерухомого автомобільного колеса проти бічного ковзання; зазначені результати можуть бути використані для будь-яких шин і навантажень;

- стійкість колеса проти бічного ковзання підвищується, якщо при збільшенні нормального навантаження робити збільшення радіальної жорсткості шини C_z шляхом підвищення в ній внутрішнього тиску повітря. Зі зменшенням μ також необхідно збільшувати C_z за рахунок підвищення внутрішнього тиску повітря.

1.5.2 Оцінка стійкості проти бічного ковзання колеса, навантаженого крутним моментом.

Як ми вже відзначали, з використанням феноменологічного підходу й $\varphi-S$ діаграм (див. рис. 1.5 і рис 1.11) нами була [57] побудована залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y від поздовжнього φ_x (рис. 1.17).

Аналізуючи залежності (1.109) і (1.110), визначимо

$$q_x = q_z \cdot \operatorname{tg} \beta . \quad (1.129)$$

Допускаючи, що на зміну характеру взаємодії колеса з дорогою впливає не кутова швидкість колеса, а крутний момент, визначимо граничну по зчепленню погонну бічну реакцію дороги

$$q_y = \sqrt{\mu^2 \cdot q_z^2 - (q_x - q_M)^2} , \quad (1.130)$$

де μ - коефіцієнт тертя матеріалу шини об дорожню поверхню;

q_M - додаткове погонне навантаження в плямі контакту шини з дорогою, обумовлена дією крутного моменту.

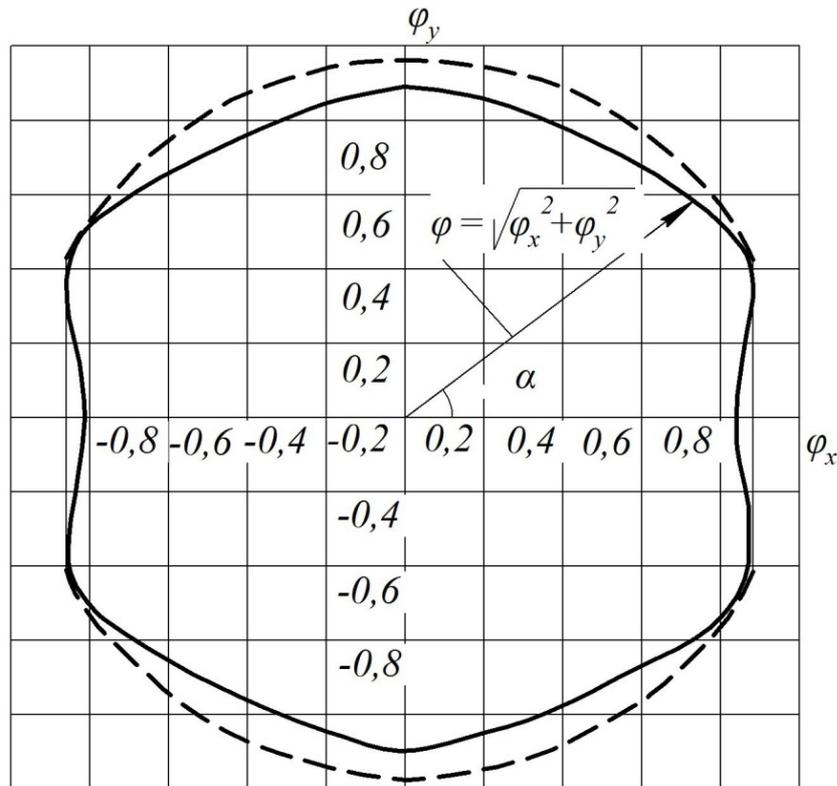


Рисунок 1.17 – Залежність бічного коефіцієнта φ_y зчеплення від
 поздовжнього φ_x

Крутний момент, прикладений до колеса, можна представити у вигляді
 (рис.1.18)

$$M_K = \int_{-L_1}^{+L_2} q_M \cdot r_\delta \cdot dL = \int_{-\beta_1}^{\beta_2} q_M \cdot r_\delta \cdot r d\beta, \quad (1.131)$$

де r, β - лінійні й кутова полярні координати розглянутого елемента плями контакту dL ;

$r_\delta, r_{c\delta}$ - динамічний і вільний радіуси колеса,

$$r_{\delta} = r_{ce} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \quad (1.132)$$

α - центральний кут відповідній довжині плями контакту L_K ;

$-L_1, +L_2$ - лінійні координати границь ділянки довжини плями контакту, на якому шина здатна витримувати бічну силу без бічного ковзання;

$-\beta_1, \beta_2$ - кутові координати границь ділянки довжини плями контакту, на якому шина здатна витримувати бічну силу без бічного ковзання.

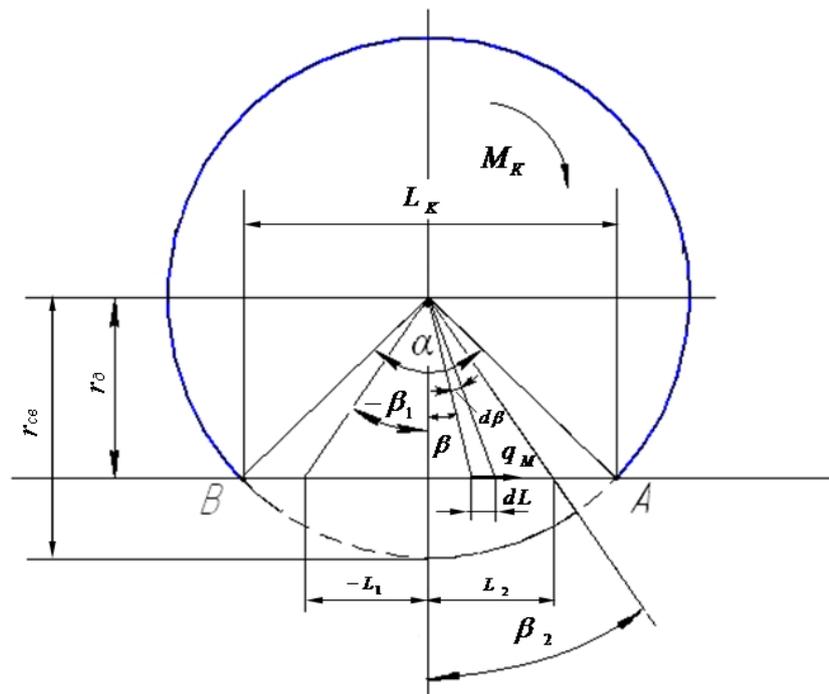


Рисунок 1.18 – Розрахункова схема для визначення q_M

Очевидно (рис. 1.18), що

$$r = \frac{r_{\delta}}{\cos \beta} = r_{ce} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}. \quad (1.133)$$

Вираз (1.131) з урахуванням (1.132) і (1.133) матиме вигляд

$$M_K = r_{cb}^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} \int_{-\beta_1}^{\beta_2} \frac{q_M}{\cos \beta} \cdot d\beta. \quad (1.134)$$

Припустимо, що погонне навантаження q_M в кожній точці пропорційна нормальному погонному навантаженню q_z . У цьому випадку

$$q_M = \varphi_x \cdot q_z, \quad (1.135)$$

де φ_x - поздовжній (тангенціальний) коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

Підставляючи вирази (1.135), (1.109) в (1.134), одержимо після перетворення

$$M_K = C_z \cdot \varphi_x r_{cb}^2 \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \frac{\beta_2 + \beta_1 - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta_2}{1 - \sin \beta_2} \cdot \frac{1 + \sin \beta_1}{1 - \sin \beta_1} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (1.136)$$

Звідки визначимо

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{cb}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{1}{\beta_2 + \beta_1 - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta_2}{1 - \sin \beta_2} \cdot \frac{1 + \sin \beta_1}{1 - \sin \beta_1} \right|}. \quad (1.137)$$

У роботах [21] визначено, що в межах плями контакту нерухомого колеса з дорогою існує зона $\left(|\beta| < \left|\frac{\alpha_0}{2}\right|\right)$, у якій відсутнє поздовжнє ковзання колеса.

Границя цієї зони

$$\frac{\alpha_0}{2} = \arctg \mu. \quad (1.138)$$

При $\alpha_0 < \alpha$ межі інтегрування в рівнянні (1.134) потрібно приймати рівними

$$-\beta_1 = -\arctg \mu; \quad (1.139)$$

$$\beta_2 = \arctg \mu. \quad (1.140)$$

У цьому випадку вираз (1.137) матиме вигляд

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{cg}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})} \cdot \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{2 \arctg \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1 + \mu^2} + \mu}{\sqrt{1 + \mu^2} - \mu} \right|}. \quad (1.141)$$

При $\alpha_0 \geq \alpha$ величини $\beta_1 = -\frac{\alpha}{2}$ й $\beta_2 = \frac{\alpha}{2}$

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{cg}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})}. \quad (1.142)$$

Вираз (1.130) з урахуванням (1.129) і (1.135) матиме вигляд

$$q_y = q_z \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta - \varphi_x)^2} \quad (1.143)$$

Шина здатна витримувати бічну силу в точках, для яких підкореневий вираз в правій частині (1.143) буде більше нуля. Це можливо у випадку

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \beta < \mu + \varphi_x; \\ \operatorname{tg} \beta > -(\mu - \varphi_x). \end{cases} \quad (1.144)$$

Кутові координати

$$-\beta_3 = -\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x); \quad (1.145)$$

$$\beta_4 = \operatorname{arctg}(\mu + \varphi_x) \quad (1.146)$$

обмежують ділянку довжини контакту ведучого колеса з дорогою, на якому шина здатна витримувати бічну силу без бічного ковзання.

Таким чином, граничну бічну силу, що здатна витримати колесо без бічного ковзання можна визначити по наступній залежності

$$P_{\text{ук max}} = R_{\text{зк}} \cdot \varphi_y \int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu + \varphi_x)} = q_y \cdot r \, d\beta. \quad (1.147)$$

Підставляючи вирази (1.109), (1.133), (1.143) у рівняння (1.147), одержимо

$$P_{\text{ук max}} = R_{\text{зк}} \cdot \varphi_y \frac{C_z \cdot r_{\text{сб}} \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu + \varphi_x)} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} \, d\beta. \quad (1.148)$$

З огляду на те, що

$$R_{zk} = C_z \cdot r_{cb} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right), \quad (1.149)$$

З рівняння (1.148) визначимо

$$\varphi_y = \frac{\int_{-\arctg(\mu - \varphi_x)}^{\arctg(\mu + \varphi_x)} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} d\beta}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (1.150)$$

1.5.2.1 Моделювання бічного коефіцієнта зчеплення ведучого колеса автомобіля з дорогою.

За допомогою залежності (1.150) виконаємо моделювання бічного коефіцієнта зчеплення при різних коефіцієнтах тертя матеріалу шини об опорну поверхню й розмірах плями контакту.

Для еластичної шини прийемо зміну центрального кута α , що відповідає довжині плями контакту, у межах $\alpha = 45^\circ \dots 60^\circ$ ($\pi/4 \dots \pi/3$ радий). Згідно рис. 1.12, кутова полярна координата розглянутого елемента плями контакту β може змінюватися в межах $\beta = 0 \dots \alpha/2$. Припустимо, що коефіцієнт тертя матеріалу шини об опорну поверхню змінюється в межах $\mu = 0,8 \dots 0,2$, а поздовжній (тангенціальний) коефіцієнт зчеплення $\varphi_x \leq \mu$. Інтегрування виконуємо в межах $-\arctg(\mu - \varphi_x) \dots \arctg(\mu + \varphi_x)$ у випадку, якщо $\arctg(\mu - \varphi_x) < \alpha/2$ й у межах $-\alpha/2 \dots \alpha/2$ у випадку, якщо $\arctg(\mu - \varphi_x) \geq \alpha/2$. Результати моделювання бічного коефіцієнта зчеплення наведені на рис. 1.19.

Аналіз залежностей, наведених на рис. 1.19 показує, що в міру зростання поздовжнього коефіцієнта зчеплення бічний коефіцієнт зчеплення знижується. При більших значеннях φ_y колесо витримує максимальну бічну силу без

бічного ковзання, однак можлива втрата стійкості руху в поздовжній площині через низькі значення φ_x . Збільшення центрального кута α приводить до зменшення бічного коефіцієнта зчеплення при тих же значеннях φ_x . Кут α характеризує співвідношення між нормальним навантаженням на колесо й радіальну твердість шини.

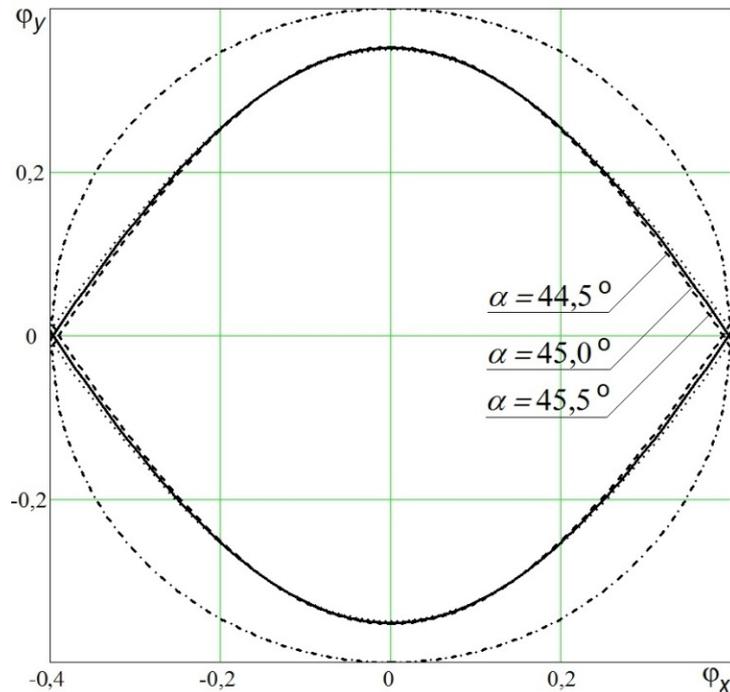


Рисунок 1.19 – Залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y від поздовжнього φ_x ведучого колеса з дорогою при різних значеннях центрального кута α й коефіцієнті тертя матеріалу шини об опорну поверхню $\mu = 0,4$

1.5.2.2 Моделювання бічного коефіцієнта зчеплення веденого колеса автомобіля з дорогою.

Кочення веденого колеса є окремим випадком ведучого колеса. Для побудови залежності бокового коефіцієнта зчеплення φ_y від поздовжнього φ_x у вираз (1.135), а також в (1.150) замість φ_x треба підставляти коефіцієнт опору коченню f . Прийmemo $f = 0,013$. Залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y веденого колеса з дорогою від центрального кута α наведена на рис. 1.20.

Аналіз рис. 1.19 показує, що при зниженні центрального кута бічний коефіцієнт зчеплення φ_y веденого колеса з дорогою збільшується. Цей результат справедливий для різних коефіцієнтів тертя матеріалу шини об опорну поверхню. Збільшення коефіцієнта опору коченню приводить до незначного зниження бічного коефіцієнта зчеплення φ_y (див. табл. 1.4).

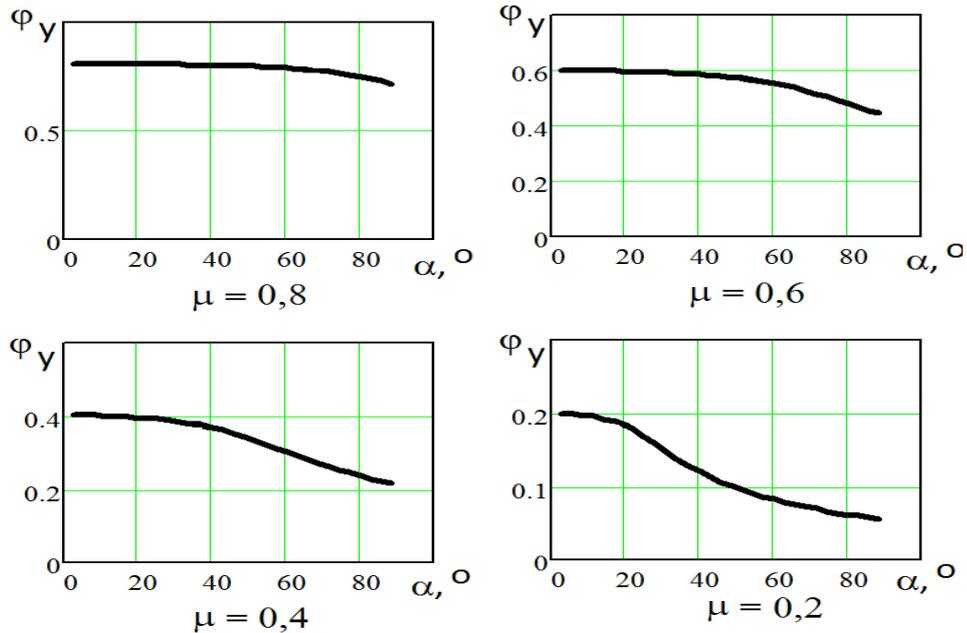


Рисунок 1.20 – Залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y веденого колеса з дорогою від центрального кута α

Таблиця 1.4 – Зміна бічного коефіцієнта зчеплення φ_y залежно від коефіцієнта опору коченню

Центральний кут α°	$f = 0,013$	$f = 0,023$	$f = 0,033$
$\mu = 0,8$			
3	0,79987	0,799964	0,79929
60	0,7800	0,7797	0,7793
$\mu = 0,2$			
3	0,19927	0,19837	0,19694
60	0,082314	0,079456	0,075934

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- у відомій літературі відсутні аналітичні вирази, що дозволять визначити бічний коефіцієнт зчеплення ведучого колеса з дорогою. У даному підрозділі визначена залежність бічного коефіцієнта зчеплення ведучого колеса автомобіля від радіальної жорсткості шини, нормального навантаження на колесо, коефіцієнта тертя матеріалу шини об дорогу та коефіцієнта опору коченню; отримані залежності можуть бути використані для оцінки бокового коефіцієнту зчеплення веденого колеса, для чого слід замість поздовжнього коефіцієнту зчеплення φ_x у відповідні залежності підставити коефіцієнт опору коченню f ;

- зі збільшенням нормального навантаження та крутного моменту відбувається зменшення бічного коефіцієнта зчеплення; ці результати були визначені після моделювання бічного коефіцієнта зчеплення за допомогою отриманої залежності (1.150);

- отримані залежності надалі можуть бути використані при оцінці показників стійкості та керованості автомобіля.

Питання для самоперевірки

1. Основні режими кочення колеса автомобіля.
2. Рівняння плоскопаралельного руху ведучого колеса.
3. Рівняння плоскопаралельного руху гальмуючого колеса.
4. Вимушений режим руху колеса.
5. Точка прикладення тягової сили на ведучому колесі.
6. Радіуси колеса та їх характеристики.
7. Кінематичний параметр колеса.
8. Нелінійна теорія зсуву еластичного колеса. Аналіз залежностей.
9. Бічна стійкість колеса автомобіля. Коло Камма.

РОЗДІЛ 2. НОРМАЛЬНІ РЕАКЦІЇ НА КОЛЕСАХ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

Величини нормальних реакцій дороги на колесах впливають на такі експлуатаційні властивості автомобілів і тракторів:

- тягово-швидкісні;
- керованість і стійкість;
- прохідність.

Як відомо, нормальні реакції (що діють по нормалі до опорної поверхні) розділяють на статичні й динамічні. Статичні нормальні реакції діють на колеса нерухомого автомобіля або трактора, що перебуває на горизонтальній опорній поверхні. Нормальні реакції в цьому випадку є вертикальними (по напрямку дії вектора сили).

Динамічні нормальні реакції дороги виникають при русі автомобіля (трактора) по дорогах з різним поздовжнім і поперечним профілями, з різною кривизною траєкторії. Ведучи розмову про динамічні нормальні реакції, мають на увазі їх динамічний розподіл (перерозподіл), зумовлений дією зовнішніх сил і моментів.

Через те, що традиційно тягові та гальмові моменти автомобіля вважалися внутрішніми зусиллями на колесах, їх дія не враховувалася при визначенні динамічних нормальних реакцій на колесах передньої й задньої осей. При цьому обов'язково враховувалися (як зовнішні) сумарні моменти опору коченню коліс та інерційні моменти, приведені до цих коліс.

2.1 Визначення нормальних реакцій на передніх і задніх колесах автомобіля (трактора) при прискореному русі на підйомі.

Таким чином, з огляду на те, що крутні моменти на ведучих колесах є зовнішніми зусиллями, одержимо розрахункову схему сил і моментів повнопривідного автомобіля (рис 2.1).

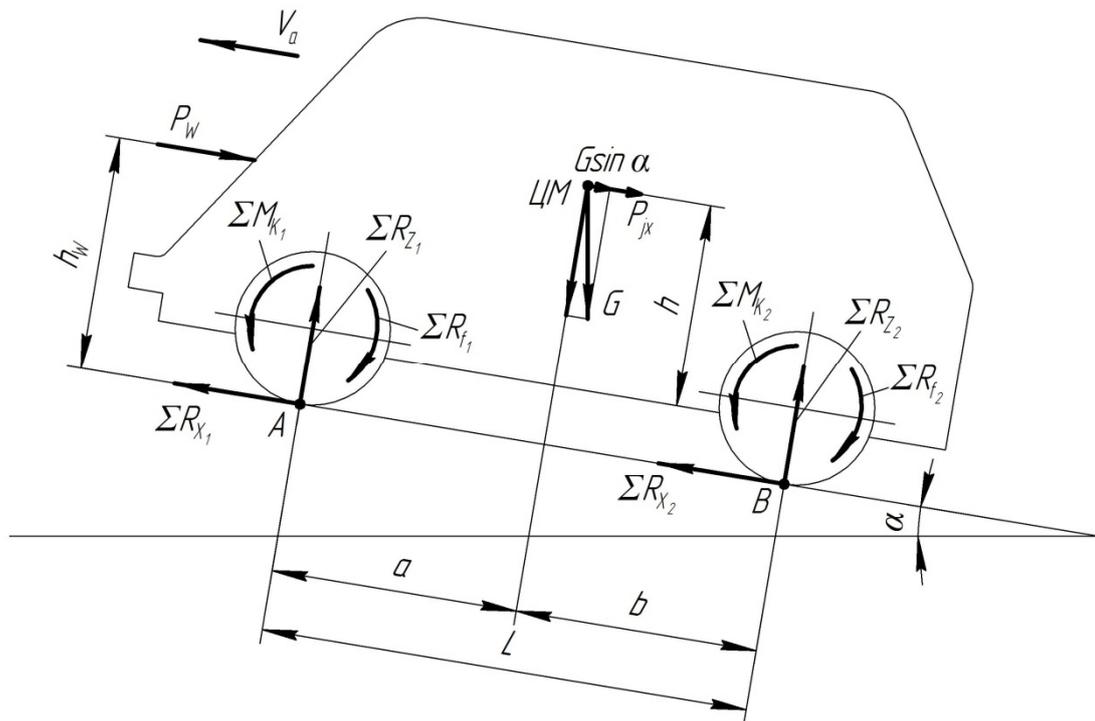


Рисунок 2.1 - Схема сил, що враховує зовнішні крутні моменти, що діють на повнопривідний автомобіль у загальному випадку руху.

У класичній теорії автомобіля прийнято вважати крутні (гальмові) моменти на колесах внутрішніми зусиллями, а дотичні реакції на колесах - зовнішніми. Однак, як ми це вже з'ясували, це неправильно. Крутні моменти на колесах можуть значно перевершувати враховують моменти, що, опору коченню і їхня відсутність у розрахунках дає відчутну похибку.

З умови рівноваги моментів щодо точок А и В (рис 2.1) визначимо

$$\sum R_{z_1} = G \frac{b}{L} \cos \alpha - G \frac{h}{L} \sin \alpha - P_{jx} \frac{h}{L} - P_w \frac{h_w}{L} + \frac{\sum M_{k_1} + \sum M_{k_2}}{L} - \frac{\sum M_{f_1} + \sum M_{f_2}}{L}; \quad (2.1)$$

$$\sum R_{z_2} = G \frac{a}{L} \cos \alpha + G \frac{h}{L} \sin \alpha + P_{jx} \frac{h}{L} + P_w \frac{h_w}{L} - \frac{\sum M_{k_1} + \sum M_{k_2}}{L} + \frac{\sum M_{f_1} + \sum M_{f_2}}{L}, \quad (2.2)$$

де G – загальна вага автомобіля;

a, b – відстань від проекції центра мас автомобіля на опорну площину до точок А и В (рис 2.1).

L – поздовжня колісна база автомобіля;

α – кут поздовжнього нахилу дороги;

P_{jx} – сила інерції поступального руху автомобіля,

$$P_{jx} = \frac{G}{g} \cdot \frac{dV_a}{dt}; \quad (2.3)$$

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²;

V_a – лінійна швидкість автомобіля;

P_w – аеродинамічна сила опору руху,

$$P_w = KFV_a^2; \quad (2.4)$$

KF – фактор опору повітря (K – коефіцієнт опору повітря, F – мідель);

h_w – вертикальна координата центра парусності автомобіля;

$M_{k_1}; M_{k_2}$ – сумарні крутні моменти на колесах передньої й задньої осей автомобіля.

У рівняннях (2.1) і (2.2) не наведені інерційні моменти коліс. Оскільки вважається, що вони враховані у величинах крутних моментів.

У рівняннях (2.1) і (2.2)

$$\frac{\sum M_{f_1} + \sum M_{f_2}}{L} = f \frac{\sum R_{z_1} \cdot r_{\partial_1} + \sum R_{z_2} \cdot r_{\partial_2}}{L}, \quad (2.5)$$

де $r_{\partial_1}; r_{\partial_2}$ – динамічні радіуси передніх і задніх коліс (у загальному випадку може бути $r_{\partial_1} \neq r_{\partial_2}$);

$$\frac{\sum M_{K_1} + \sum M_{K_2}}{L} = \frac{\sum P_{K_1} \cdot r_{\partial_1} + \sum P_{K_2} \cdot r_{\partial_2}}{L} \cong \frac{P_K}{L} [K_M \cdot r_{\partial_1} + (1 - K_M) \cdot r_{\partial_2}], \quad (2.6)$$

де $\sum P_{K_1}; \sum P_{K_2}$ – сумарні тягові сили на передніх і задніх колесах;

$$P_K = \sum P_{K_1} + \sum P_{K_2} \quad (2.7)$$

K_M – коефіцієнт розподілу сумарного крутного моменту на передню вісь автомобіля,

$$K_M = \frac{\sum M_{K_1}}{\sum M_{K_1} + \sum M_{K_2}}. \quad (2.8)$$

Коефіцієнт розподілу сумарного крутного моменту на передню вісь K_M трохи відрізняється від аналогічного коефіцієнта розподілу тягових сил K_P (враховуючого інерційні моменти на колесах) і тому в правій частині рівняння (2.6) показаний знак \cong .

Сумарна тягова сила автомобіля може бути визначена як

$$P_K = f \cdot G \cos \alpha + G \sin \alpha + P_w + \frac{G}{g} \cdot \frac{dV_a}{dt}. \quad (2.9)$$

Після підстановки в рівняння (2.1) і (2.2) виразів (2.3), (2.4), (2.5), (2.6), з урахуванням (2.7), (2.9) і проведення перетворень, одержимо

$$\sum R_{Z_1} = \frac{G \cdot \left(\frac{b}{L} \cos \alpha - \frac{h}{L} \sin \alpha - \frac{1}{g} \frac{dV_a}{dt} \left[\frac{h - K_M \cdot r_{\partial_1} - \{1 - K_M\} r_{\partial_2}}{L} \right] \right)}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}} - \frac{K F V_a^2 \cdot \left(\frac{h_w - K_M \cdot r_{\partial_1} - [1 - K_M] r_{\partial_2}}{L} \right) - G \cdot \left(K_M \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L} [f \cos \alpha - \sin \alpha] + \frac{r_{\partial_2}}{L} \sin \alpha \right)}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}; \quad (2.10)$$

$$\sum R_{Z_2} = \frac{G \cdot \left(\frac{a}{L} \cos \alpha + \frac{h}{L} \sin \alpha + \frac{1}{g} \frac{dV_a}{dt} \left[\frac{h - K_M \cdot r_{\partial_1} - \{1 - K_M\} r_{\partial_2}}{L} \right] \right)}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}} + \frac{K F V_a^2 \cdot \left(\frac{h_w - K_M \cdot r_{\partial_1} - [1 - K_M] r_{\partial_2}}{L} \right) + \frac{G \cdot [r_{\partial_1} - r_{\partial_2}]}{L} (f [1 - K_M] \cos \alpha + K_M \sin \alpha)}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}} - \frac{\frac{G \cdot r_{\partial_2}}{L} \sin \alpha}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}. \quad (2.11)$$

Залежності (2.10), (2.11) можуть бути використані для визначення нормальних реакцій на колесах тракторів, що мають шини різних розмірів на передніх і задніх колесах.

При русі по горизонтальній поверхні $\alpha = 0$, вирази (2.10), (2.11) набудуть вигляду

$$\sum R_{Z_1} = \frac{G \cdot \left(\frac{b}{L} - \frac{1}{g} \frac{dV_a}{dt} \left[\frac{h - K_M \cdot r_{\partial_1} - \{1 - K_M\} r_{\partial_2}}{L} \right] \right)}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}} - \frac{KFV_a^2 \cdot \left(\frac{h_w - K_M \cdot r_{\partial_1} - [1 - K_M] \cdot r_{\partial_2}}{L} \right) - G \cdot f \cdot K_M \cdot \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}, \quad (2.12)$$

$$\sum R_{Z_2} = \frac{G \cdot \left(\frac{a}{L} + \frac{1}{g} \frac{dV_a}{dt} \left[\frac{h - K_M \cdot r_{\partial_1} - \{1 - K_M\} r_{\partial_2}}{L} \right] \right)}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}} + \frac{KFV_a^2 \cdot \left(\frac{h_w - K_M \cdot r_{\partial_1} - [1 - K_M] r_{\partial_2}}{L} \right) + \frac{G \cdot f \cdot [1 - K_M] \cdot [r_{\partial_1} - r_{\partial_2}]}{L}}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}. \quad (2.13)$$

При рівномірному русі автомобіля $\frac{dV_a}{dt} = 0$ й рівняння (2.12), (2.13)

спростяться

$$\sum R_{Z_1} = G \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{KF}{G} V_a^2 \cdot \left(\frac{h_w - K_M \cdot r_{\partial_1} - [1 - K_M] \cdot r_{\partial_2}}{L} \right) + f \cdot K_M \cdot \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}; \quad (2.14)$$

$$\sum R_{Z_2} = G \cdot \frac{\frac{a}{L} + \frac{KF}{G} V_a^2 \cdot \left(\frac{h_w - K_M \cdot r_{\partial_1} - [1 - K_M] r_{\partial_2}}{L} \right) + (1 - K_M) \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L} \cdot f}{1 + f \frac{r_{\partial_1} - r_{\partial_2}}{L}}. \quad (2.15)$$

Для задньопривідних автомобілів (тракторів) варто приймати $K_M = 0$, а передньопривідних – $K_M = 1$.

Аналіз отриманих рівнянь показує, що при визначенні моментів, що викликають динамічний перерозподіл нормальних реакцій між осями, плече необхідно брати як різницю між h й r_o або h_w й r_o . Якщо приводити сили й моменти, що діють на колесо, до їхніх осей (фактично до кістяка автомобіля), то будуть отримані такі ж залежності (2.10), (2.11).

2.2 Вплив гальмових моментів на величини динамічних нормальних реакцій на осях автомобіля

Традиційно нормальні реакції на осях гальмуючого автомобіля визначаються по формулі

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + P_T \cdot \frac{h}{L}, \quad (2.16)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h}{L}, \quad (2.17)$$

де P_T – загальна (сумарна) гальмова сила автомобіля.

Залежності (2.16) і (2.17) отримані для одномасової моделі автомобіля, тобто для випадку гальмування з усіма заблокованими колесами. У цьому випадку справедливі співвідношення

$$P_{T_1} = \xi \cdot \varphi_x \cdot R_{Z_1}; \quad (2.18)$$

$$P_{T_2} = \xi \cdot \varphi_x \cdot R_{Z_2}; \quad (2.19)$$

$$P_T = P_{T_1} + P_{T_2} = \xi \cdot \varphi_x \cdot G, \quad (2.20)$$

де φ_x – поздовжній коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою;

ξ – коефіцієнт, що враховує зниження поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x при блокуванні колеса.

Розподіл гальмових сил між осями, що характеризується коефіцієнтом розподілу гальмової сили на передню вісь, буде визначатися наступною залежністю

$$\beta_{\text{бл}} = \frac{P_{T1}}{P_T} = \frac{R_{Z1}}{G} = \frac{b}{L} + \xi \cdot \varphi_x \cdot \frac{h}{L}. \quad (2.21)$$

У розділі теорії автомобіля, присвяченій динаміці гальмування, справедливо прийнято вважати, що найбільша ефективність гальмування автомобіля реалізується при знаходженні коліс на межі блокування. Цьому випадку (при якому колеса не заблоковані й $\xi = 1$) відповідає закон розподілу гальмових сил між осями, названий ідеальним

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}. \quad (2.22)$$

Необхідність одержання співвідношення (2.22) була обумовлена проблемою запобігання різночасного блокування передніх і задніх коліс, що впливає на стійкість і керуваність автомобіля при гальмуванні.

Для більш точного рішення варто розглянути тримасову динамічну модель автомобіля, що відповідає гальмуванню з незаблокованими колісьми (рисунок 2.2).

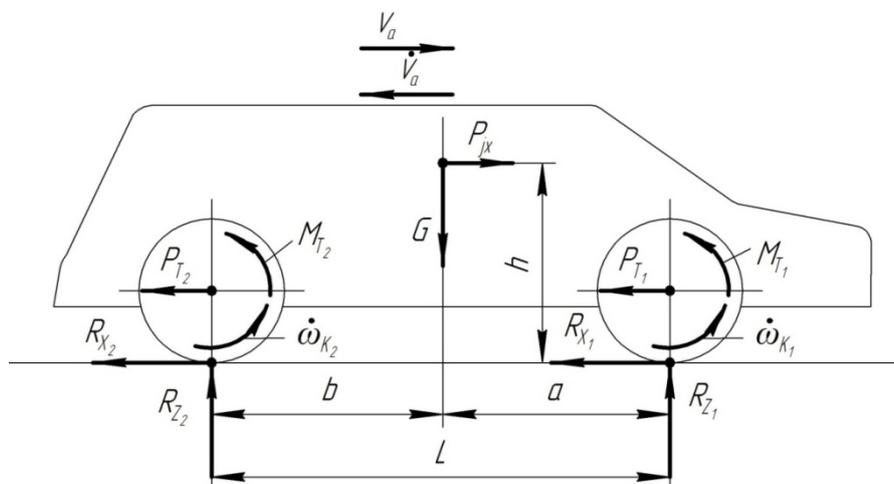


Рисунок 2.2 - Тримасова динамічна модель автомобіля при гальмуванні

Сумарні динамічні нормальні реакції на осях автомобіля можуть бути визначені з урахуванням дії гальмових моментів (рис. 2.2).

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + P_{jx} \cdot \frac{h}{L} - \frac{M_{T_1} - J_{K_1} \cdot \dot{\omega}_{K_1}}{L} - \frac{M_{T_2} - J_{K_2} \cdot \dot{\omega}_{K_2}}{L}; \quad (2.23)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - P_{jx} \cdot \frac{h}{L} + \frac{M_{T_1} - J_{K_1} \cdot \dot{\omega}_{K_1}}{L} + \frac{M_{T_2} - J_{K_2} \cdot \dot{\omega}_{K_2}}{L}, \quad (2.24)$$

де P_{jx} – сила інерції поступального руху автомобіля,

$$P_{jx} = -m_a \cdot \dot{V}_a = -P_T; \quad (2.25)$$

m_a – загальна маса автомобіля;

\dot{V}_a – лінійне прискорення автомобіля (при гальмуванні $\dot{V}_a < 0$);

$M_{T_1}; M_{T_2}$ – сумарні гальмові моменти на колесах передньої й задньої осей, відповідно;

$J_{K_1}; J_{K_2}$ – сумарні наведені моменти інерції коліс передньої й задньої осей автомобіля;

$\dot{\omega}_{K_1}; \dot{\omega}_{K_2}$ – кутові прискорення передніх і задніх коліс (при гальмуванні $\dot{\omega}_{K_1} < 0$ й $\dot{\omega}_{K_2} < 0$); приймається допущення того, що для лівих і правих коліс однієї осі зазначені кутові прискорення однакові.

Розглядаючи динаміку передніх і задніх коліс окремо, визначимо

$$R_{X_1} = P_{T_1} = \frac{M_{T_1} - J_{K_1} \cdot \dot{\omega}_{K_1}}{r_{\delta_1}} \quad (2.26)$$

та

$$R_{X_2} = P_{T_2} = \frac{M_{T_2} - J_{K_2} \cdot \dot{\omega}_{K_2}}{r_{\delta_2}} \quad (2.27)$$

Підставляючи вираз (2.26) у рівняння (2.23), а співвідношення (2.27) - в (2.24), одержимо

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{\partial_1}}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{\partial_2}}{L}; \quad (2.28)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{\partial_1}}{L} - P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{\partial_2}}{L}. \quad (2.29)$$

При підтримці передніх і задніх коліс на межі блокування реалізується ідеальний за умовою одночасного доведення до грані блокування закон розподілу гальмових сил між осями

$$\beta'_{u\partial} = \frac{R_{Z_1}}{G} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h - r_{\partial_2}}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{\partial_2} - r_{\partial_1}}{L}}. \quad (2.30)$$

Як ми бачимо, отриманий вираз для $\beta'_{u\partial}$ відрізняється від аналогічного для $\beta_{u\partial}$. Отриманий вираз (2.30) може бути використаним для колісних тракторів з усіма гальмовими колесами й шинами різного діаметра на передніх і задніх колесах.

Для еластичних у радіальному напрямку коліс справедливі співвідношення

$$r_{\partial_1} = r_{c\partial_1} - \frac{R_{Z_1}}{C_{Z_1}}; \quad (2.31)$$

$$r_{\partial_2} = r_{c\partial_2} - \frac{R_{Z_2}}{C_{Z_2}}, \quad (2.32)$$

де $r_{c\partial_1}$; $r_{c\partial_2}$ – вільні радіуси передніх і задніх коліс;

C_{Z_1} ; C_{Z_2} – радіальні жорсткості шин передніх і задніх коліс.

Для автомобілів розходження $r_{c\theta_1}$ та $r_{c\theta_2}$ може визначатися точністю виготовлення шин і нерівномірністю їхнього зношування, а C_{Z_1} й C_{Z_2} – неоднорідністю матеріалу й різницею внутрішнього тиску в шинах. Таким чином, навіть при $r_{c\theta_1} = r_{c\theta_2} = r_{c\theta}$ й $C_{Z_1} = C_{Z_2} = C_Z$ у процесі гальмування, зі збільшенням R_{Z_1} і зменшенням R_{Z_2} відбувається збільшення r_{θ_2} й зменшення r_{θ_1} . Це, у свою чергу приводить до додаткового збільшення β'_{ud} (див. залежність (2.30)).

При допущенні того, що в розрахунковій моделі використовуються жорсткі колеса справедливі співвідношення

$$r_{\theta_1} = r_{\theta_2} = r_{c\theta}. \quad (2.33)$$

У цьому випадку вирази (2.28), (2.29) і (2.30) набудуть вигляд

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + P_T \cdot \frac{h - r_{c\theta}}{L}; \quad (2.34)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h - r_{c\theta}}{L}; \quad (2.35)$$

$$\beta'_{ud} = \frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h - r_{c\theta}}{L}. \quad (2.36)$$

Аналіз виразу (2.36) показує, що автомобілі, що мають $h = r_{c\theta}$ (наприклад, гоночні), не вимагають регулювання розподілу гальмових сил між осями в залежності від коефіцієнта зчеплення φ_x , тобто для них $\beta'_{ud} = \frac{b}{L}$, а динамічні нормальні реакції на осях рівні статичним

$$R_{Z_1} = R_{Z_{1cm}} = G \cdot \frac{b}{L}; \quad (2.37)$$

$$R_{Z_2} = R_{Z_{2cm}} = G \cdot \frac{a}{L}. \quad (2.38)$$

Отримані результати дозволяють запропонувати змінену розрахункову схему для визначення сумарних нормальних динамічних реакцій дороги на осях автомобіля при гальмуванні (рис. 2.3)

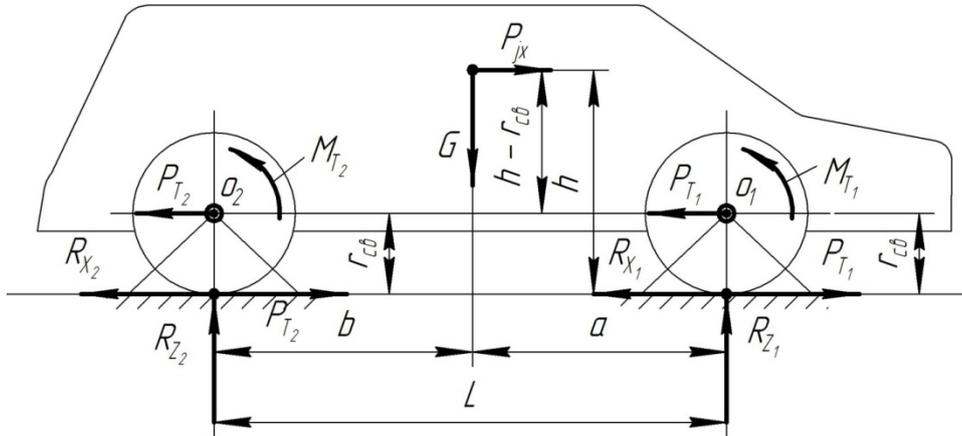


Рисунок 2.3 – Запропонована розрахункова схема для визначення сумарних динамічних нормальних реакцій R_{z_1} і R_{z_2} на колесах передньої та задньої осей автомобіля при гальмуванні без блокування коліс.

При складанні розрахункової схеми, представленої на рисунку 2.3, урахувалося, що гальмовий момент зупиняє колесо, а гальмова сила – автомобіль. Представивши гальмові моменти M_{T_1} й M_{T_2} у вигляді пар сил P_{T_1} і P_{T_2} із плечима r_{cb} , прикладаємо гальмові сили на осях автомобіля O_1 й O_2 . У цьому випадку, складаючи рівняння моментів з використанням принципу Германа – Д’аламбера - Ейлера для поступально рухливої маси автомобіля, одержимо вирази (2.34) і (2.35). Слід зазначити, що аналогічний підхід до визначення динамічних реакцій уперше використався в роботі[13].

2.3 Розподіл реакцій дороги між колесами однієї осі автомобіля при русі на поперечному нахилі дороги та на повороті

Розподіл нормальних і бічних реакцій дороги між колесами однієї осі впливає на стійкість і керованість автомобіля (трактора). Існуючі методики дозволяють, при дії на машину бічної сили, визначати нормальні (стосовно опорної поверхні) реакції дороги. Завдання визначення бічних реакцій дороги на колесах при відомих підходах є статично невизначеною й вимагає складання додатково рівняння спільності бічних деформацій шин лівих і правих коліс однієї осі автомобіля.

2.3.1 Рух на поперечному ухилі.

При визначенні поперечної стійкості по перекиданню (поперечної стійкості положення автомобіля) використовується розрахункова схема наведена на рисунку 2.4 а. Ця розрахункова схема була задіяна практично всіма авторами протягом багатьох років і використовується зараз.

Відповідно до зазначеної розрахункової схеми (рис. 2.4 а), при розгляді якої сила ваги G , прикладена в центрі мас C , розкладається на дві складові – $G \cdot \cos \beta$ (нормальну стосовно опорної поверхні) і $G \cdot \sin \beta$ (бічну силу). Нормальні реакції на колесах

$$R'_z = 0,5G \cdot \left(1 - 2 \frac{h}{B} \operatorname{tg} \beta\right) \cos \beta; \quad (2.39)$$

$$R''_z = 0,5G \cdot \left(1 + 2 \frac{h}{B} \operatorname{tg} \beta\right) \cos \beta, \quad (2.40)$$

де R'_z ; R''_z – нормальні реакції дороги на внутрішньому (менш навантаженому) і зовнішньому (більше навантаженому) колесах;

β – кут поперечного нахилу дороги;

h – висота центра мас автомобіля (трактора);

B – колія коліс.

Інваріантні вирази для визначення нормальних реакцій на колесах мають вигляд

$$R'_z = 0,5G \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin \alpha}; \quad (2.41)$$

$$R''_z = 0,5G \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \alpha}, \quad (2.42)$$

де α – кут поперечної стійкості машини,

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{B}{2h}. \quad (2.43)$$

Однак при зазначеній розрахунковій схемі не представляється можливим визначення бічних реакцій R'_y й R''_y (рис 2.4 а). У векторному багатокутнику визначається тільки сума бічних реакцій на колесах осі автомобіля

$$R_y = R'_y + R''_y. \quad (2.44)$$

Положення точки А (рис 2.5 а) невідомо. Для визначення положення точки А необхідно розкрити статичну невизначеність шляхом складання рівнянь спільності деформацій. А як діяти у випадку жорстких коліс?

Таким чином існуюча розрахункова схема не дозволяє одержати аналітичні вирази для розрахунку бічних реакцій на колесах шляхом складання рівнянь статички.

Вирішення поставленого завдання з використанням тільки рівнянь статички можливо, якщо не розкладати силу ваги, що припадає на вісь, на дві зазначені вище складові $G \cdot \cos \beta$ й $G \cdot \sin \beta$. У цьому випадку розрахункова схема буде мати вигляд, представлений на рисунку 2.4 б.

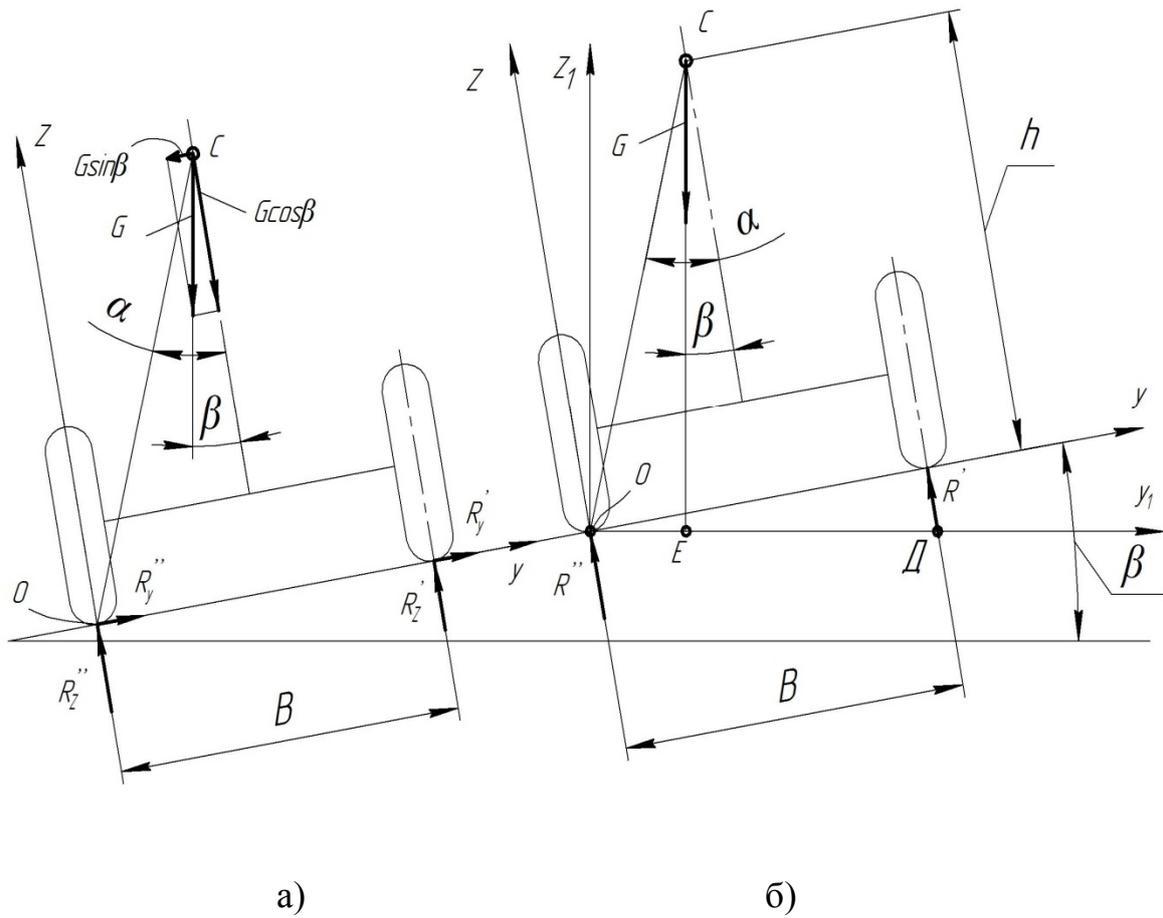


Рисунок 2.4 - Розрахункові схеми сил: а - відома; б - запропонована.

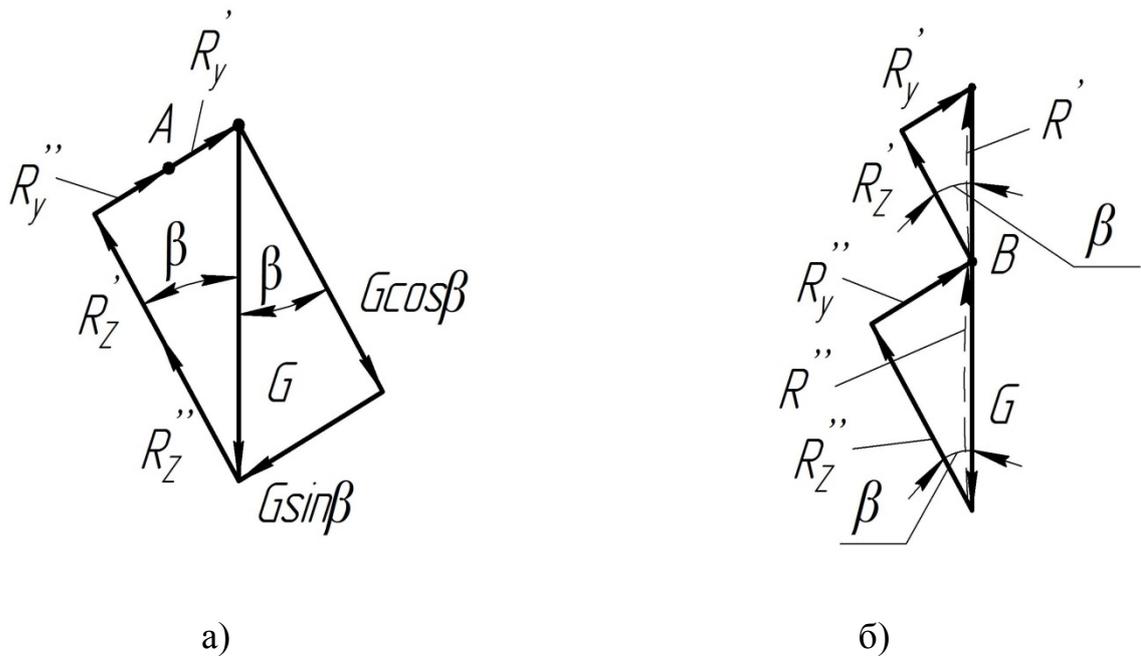


Рисунок 2.5 - Векторні багатокутники сил: а - при відомій розрахунковій схемі; б - при запропонованій розрахунковій схемі.

Вертикальні (сумарні) реакції на колесах осі (рис. 2.4 б) визначаються наступними залежностями.

$$R' = \frac{\overline{OE}}{\overline{OD}} G = \frac{h \sin(\alpha - \beta)}{B \cos \alpha \cdot \cos \beta} G = \frac{h}{B} (tg \alpha - tg \beta) G = 0,5 \left(1 - \frac{tg \beta}{tg \alpha} \right) G; \quad (2.45)$$

$$R'' = \left[1 - \frac{\overline{OE}}{\overline{OD}} \right] G = \left[1 - \frac{h}{B} (tg \alpha - tg \beta) \right] G = \left[1 - 0,5 \left(1 - \frac{tg \beta}{tg \alpha} \right) \right] G. \quad (2.46)$$

Нормальні реакції на колесах (див. рис. 2.4 б.)

$$R'_z = R' \cos \beta = \frac{h}{B} (tg \alpha - tg \beta) G \cos \beta = 0,5 \left(1 - \frac{tg \beta}{tg \alpha} \right) G \cdot \cos \beta; \quad (2.47)$$

$$R''_z = R'' \cos \beta = \left[1 - \frac{h}{B} (tg \alpha - tg \beta) \right] G \cos \beta = \left[1 - 0,5 \left(1 - \frac{tg \beta}{tg \alpha} \right) \right] G \cdot \cos \beta. \quad (2.48)$$

Бічні реакції на колесах осі (див. рис. 2.4 б.)

$$R'_y = R' \sin \beta = \frac{h}{B} (tg \alpha - tg \beta) G \sin \beta = 0,5 \left(1 - \frac{tg \beta}{tg \alpha} \right) G \cdot \sin \beta; \quad (2.49)$$

$$R''_y = R'' \sin \beta = \left[1 - \frac{h}{B} (tg \alpha - tg \beta) \right] G \sin \beta = \left[1 - 0,5 \left(1 - \frac{tg \beta}{tg \alpha} \right) \right] G \cdot \sin \beta. \quad (2.50)$$

Положення точки В, що ділить вектор сили ваги G на відрізки пропорційні векторам R' й R'', дозволяє однозначно визначити вектори сил R'_y й R''_y (див. рис. 2.5 б), тобто відношення бічних реакцій на колесах дорівнює відношенню нормальних реакцій R'_z й R''_z.

Таким чином, запропонована розрахункова схема (рис. 2.4 б) дозволяє визначити не тільки нормальні, але й бічні реакції дороги на колесах при русі автомобіля (трактора) на бічному нахилі. При цьому завдання вирішується тільки за допомогою рівнянь статички.

2.3.2 Визначення реакцій дороги при русі на повороті.

При русі на повороті (див. рис 2.6) необхідно знайти величину й напрямок сумарного вектора сил P_{Σ}

$$P_{\Sigma} = \sqrt{G^2 + \frac{m^2 V_a^2}{R^2}} = G \cdot \sqrt{1 + \frac{V_a^2}{g^2 R^2}}, \quad (2.51)$$

де m – маса автомобіля, що припадає на вісь;

V_a – лінійна швидкість автомобіля;

R – радіус повороту автомобіля.

Кут відхилення β вектора сумарної сили P_{Σ} від вертикалі

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{V_a}{Rg}. \quad (2.52)$$

Реакції R' й R'' на колесах визначимо, використовуючи розрахункову схему, наведену на рисунку 2.6.

$$R' = \frac{(\overline{OE})}{(\overline{OD})} P_{\Sigma} = \frac{(\overline{OC}) \sin(\alpha - \beta)}{B \cdot \cos \beta} P_{\Sigma} = \frac{h \sin(\alpha - \beta)}{B \cos \alpha \cdot \cos \beta} P_{\Sigma} = \frac{h}{B} (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta) P_{\Sigma} \quad (2.53)$$

Підставляючи вирази (2.51) і (2.52) в (2.53), одержимо

$$R' = \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \cdot \sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}} \cdot G. \quad (2.54)$$

Реакцію R'' знаходимо з виразу

$$R'' = P_{\Sigma} - R' = \left[1 - \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \right] \cdot \sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}} \cdot G. \quad (2.55)$$

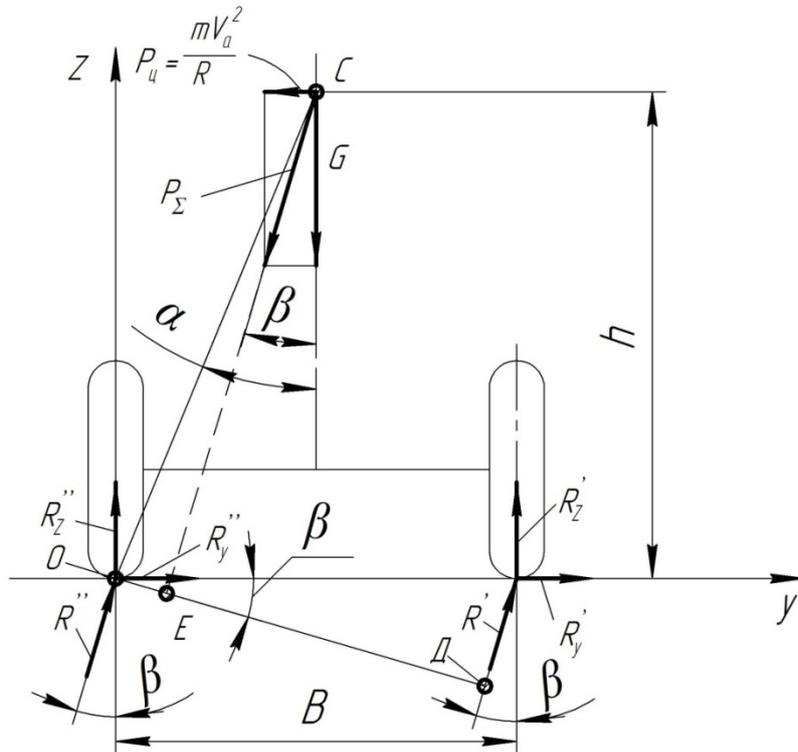


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема сил, що діють на автомобіль при русі на повороті.

Нормальні реакції на колесах (рис.2.6)

$$R'_z = R' \cos \beta = \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \cdot \sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}} \cdot G \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{V_a^2}{gR} \right); \quad (2.56)$$

$$R''_z = R'' \cos \beta = \left[1 - \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \right] \cdot \sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}} \cdot G \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{V_a^2}{gR} \right). \quad (2.57)$$

Бічні реакції дороги на колесах

$$R'_y = R' \sin \beta = \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \cdot \sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}} \cdot G \sin \left(\operatorname{arctg} \frac{V_a^2}{gR} \right); \quad (2.58)$$

$$R''_y = R'' \sin \beta = \left[1 - \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \right] \cdot \sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}} \cdot G \sin \left(\operatorname{arctg} \frac{V_a^2}{gR} \right). \quad (2.59)$$

У виразах (2.56) - (2.59)

$$\cos \beta = \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{V_a^2}{gR} \right) = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}}}; \quad (2.60)$$

$$\sin \beta = \sin \left(\operatorname{arctg} \frac{V_a^2}{gR} \right) = \frac{\frac{V_a^2}{Rg}}{\sqrt{1 + \frac{V_a^4}{g^2 R^2}}}. \quad (2.61)$$

Вирази (2.56) - (2.59) з урахуванням (2.60) і (2.61) набудуть вигляду

$$R'_z = \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \cdot G; \quad (2.62)$$

$$R''_z = \left[1 - \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \right] \cdot G; \quad (2.63)$$

$$R'_y = \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \cdot \frac{mV_a^2}{R}; \quad (2.64)$$

$$R''_y = \left[1 - \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \right] \cdot \frac{mV_a^2}{R}. \quad (2.65)$$

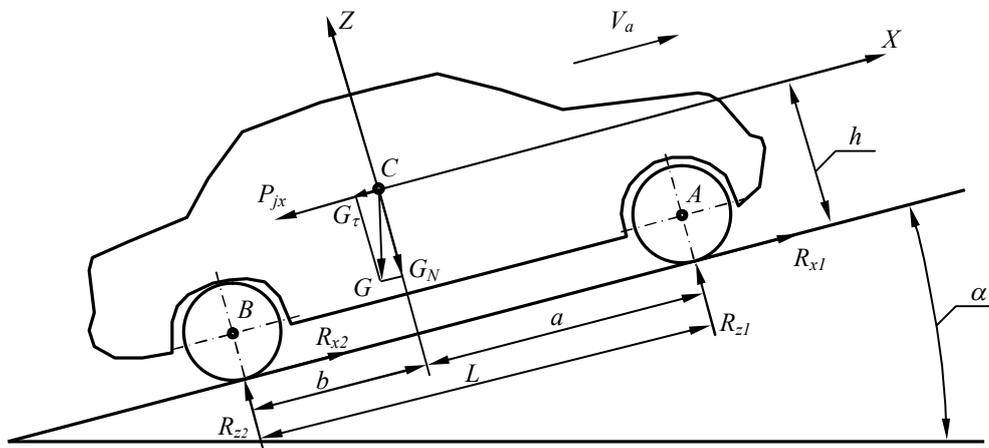
Таким чином, отримані вирази (2.62) - (2.65) дозволяють визначити не тільки нормальні, але й бічні реакції на колесах автомобіля при русі на повороті.

2.4. Новий методичний підхід до визначення нормальних реакцій на вісях автомобіля

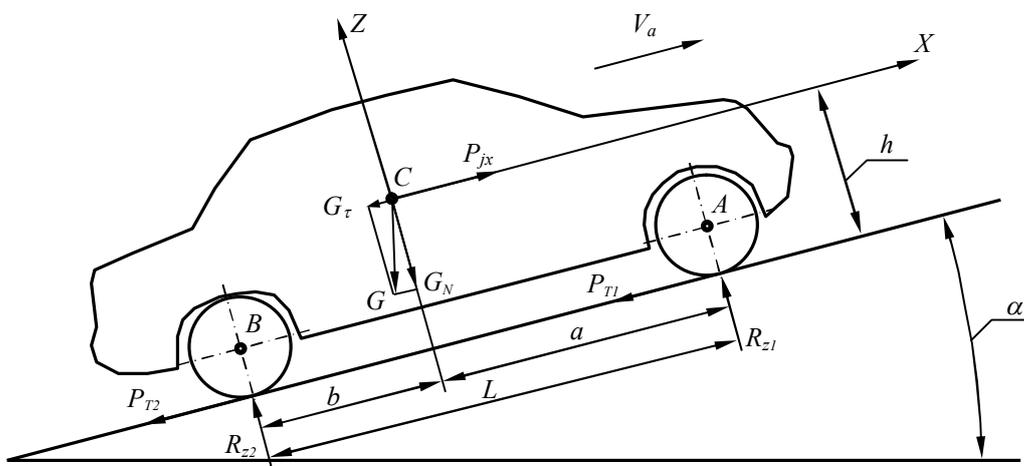
Принцип Германа - Д'Аламбера - Ейлера одержав широке поширення при вирішенні завдань динаміки автомобіля. Однак при розгляді поступального руху автомобіля можна визначати сумарні нормальні реакції дороги на передній і задній осях, використовуючи рівняння статички, оскільки автомобіль

має тільки один ступінь волі (у напрямку своєї поздовжньої осі). У напрямку осі, перпендикулярної опорної поверхні дороги, автомобіль перебуває в рівновазі (при допущенні абсолютно жорсткої підвіски). В обертовому русі в поздовжній площині він також перебуває в рівновазі. Авторами запропонований новий методичний підхід, що дозволяє вирішувати поставлене завдання шляхом складання рівнянь статки.

У класичній літературі по теорії експлуатаційних властивостей автомобілів при визначенні сумарних нормальних реакцій на передніх і задніх колесах у тяговому й гальмовому режимах використовується принцип Германа - Д'Аламбера - Ейлера (рис. 2.7).



а



б

Рисунок 2.7– Класичне подання схеми сил, що діють на автомобіль: а - у тяговому режимі; б - у гальмовому режимі

Для визначення нормальних реакцій у роботах Чудакова Є.А., Фалькевича Б.С. та ін., прикладаючи в центрі мас I_3 силу інерції P поступального руху автомобіля в напрямку осі CX , складають рівняння кінетостатики. З умови квазістатичної рівноваги щодо точок A и B одержують рівняння в тяговому режимі:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_A &= G_N \cdot a + (P_{jx} + G_\tau)h - R_{z2} \cdot L \neq 0 \\ \sum M_B &= R_{z1} \cdot L + (P_{jx} + G_\tau)h - G_N \cdot b = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.66)$$

в гальмовому режимі

$$\left. \begin{aligned} \sum M_A &= G_N \cdot a - (P_{jx} - G_\tau)h - R_{z2} \cdot L \neq 0 \\ \sum M_B &= R_{z1} \cdot L - (P_{jx} - G_\tau)h - G_N \cdot b = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.67)$$

де a й b – відстань від передньої й задньої осей автомобіля до проекції центра мас на горизонтальну площину, що проходить через ці осі (рис. 2.7);

G_N й G_τ – нормальна й дотична компоненти сили ваги G автомобіля (рис. 2.7);

h й L – висота центра мас і поздовжня колісна база автомобіля;

P_{jx} – сила інерції автомобіля,

$$P_{jx} = -m_a \frac{dV_a}{dt}, \quad (2.68)$$

де V_a – лінійна швидкість автомобіля в напрямку осі CX ;

$\frac{dV_a}{dt}$ – прискорення автомобіля в напрямку осі CX ;

m_a – загальна маса автомобіля.

З огляду на співвідношення

$$G_N = G \cos \alpha ; \quad (2.69)$$

$$G_\tau = G \sin \alpha ; \quad (2.70)$$

у тяговому режимі

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = R_{x1} + R_{x2} - G \sin \alpha ; \quad (2.71)$$

у гальмовому режимі

$$P_{jx} = P_{T1} + P_{T2} = P_T , \quad (2.72)$$

з рівнянь (2.66),(2.67) визначають сумарні нормальні реакції дороги на передніх і задніх колесах у тяговому режимі

$$\left. \begin{aligned} R_{z1} &= G \left(\frac{b}{L} \cos \alpha - \frac{R_{x1} + R_{x2}}{G} \right) \frac{h}{L} \\ R_{z2} &= G \left(\frac{a}{L} \cos \alpha + \frac{R_{x1} + R_{x2}}{G} \right) \frac{h}{L} \end{aligned} \right\} , \quad (2.73)$$

і в гальмовому режимі

$$\left. \begin{aligned} R_{z1} &= G \left(\frac{b}{L} \cos \alpha + \frac{P_T}{G} \frac{h}{L} \right) \\ R_{z2} &= G \left(\frac{a}{L} \cos \alpha - \frac{P_T}{G} \frac{h}{L} \right) \end{aligned} \right\} , \quad (2.74)$$

де P_T – загальна гальмова сила автомобіля.

Такий підхід до визначення сумарних нормальних реакцій на осях автомобіля припускає використання рівнянь кінетостатики, що невиправдано ускладнює процес рішення завдання. Крім того, це може приводити до помилок при рішенні рівнянь. Наприклад, при підстановці рівняння (2.68) у вирази (2.66)

– (2.67) зберігається знак «мінус» у його правій частині, хоча на розрахунковій схемі (рис. 2.7) цей знак уже врахований при виборі напрямку сили P_{jx} .

Авторами після багатьох досліджень показано, що тягові сили на ведучих колесах і гальмові сили на незаблокованих колесах необхідно прикладати не в плямі контакту з дорогою, а на осі. Це приводить до результатів, що відрізняється від відомих [1-6,12,18].

Визначення сумарних нормальних реакцій на передніх і задніх колесах автомобіля в тяговому й гальмовому режимах можна здійснити більше простим способом, шляхом складання рівнянь статки.

Схема сил, що діють на автомобіль у тяговому й гальмовому режимах з урахуванням зміни точки прикладення тягових і гальмових сил, представлена на рис. 2.8.

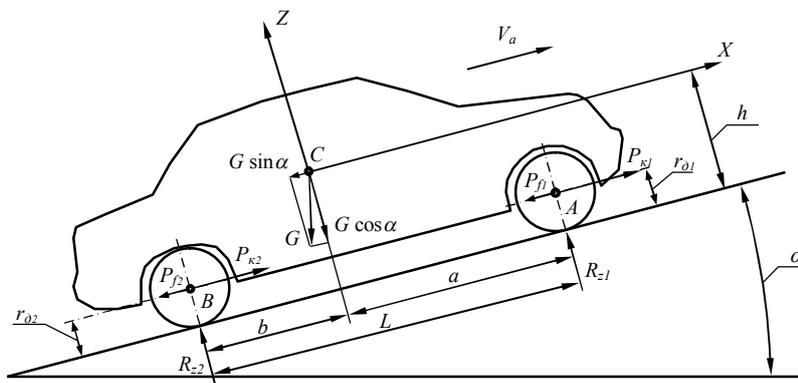
Автомобіль перебуває в статичній рівновазі по двох із трьох можливих ступенів рухливості при плоскому русі (рис.2.8).

Рівняння рівноваги автомобіля в обертовому русі в поздовжній площині, виражено рівністю нулю моментів всіх сил щодо центра мас:

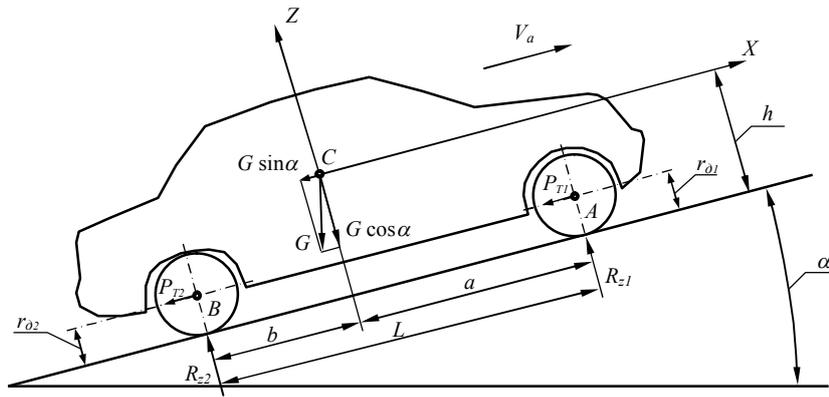
$$\sum M_C = (P_{K2} - P_{f2})(h - r_{o2}) - R_{z2} \cdot b + R_{z1} \cdot a + (P_{K1} - P_{f1})(h - r_{o1}) = 0 \quad (2.75)$$

Рівняння рівноваги автомобіля при поступальному русі уздовж осі CZ виражається рівністю нулю суми проекцій всіх сил на цю вісь

$$\sum P_{iz} = R_{z1} + R_{z2} - G \cos \alpha \quad (2.76)$$



a



б

Рисунок – 2.8 Схема сил, що діють на автомобіль:

а - у тяговому режимі; б - у гальмовому режимі при незаблокованих колесах

Рішення системи рівнянь (2.75) і (2.76), отримане з урахуванням співвідношень

$$P_{f1} = f \cdot R_{z1}; \quad (2.77)$$

$$P_{f2} = f \cdot R_{z2}, \quad (2.78)$$

виглядає в такий спосіб

$$R_{z1} = \frac{G \cos \alpha \left(\frac{b}{L} + f \frac{h - r_{d2}}{L} \right) - P_{K1} \frac{h - r_{d1}}{L} + P_{K2} \frac{h - r_{d2}}{L}}{1 + f \frac{r_{d1} - r_{d2}}{L}}, \quad (2.79)$$

$$R_{z2} = \frac{G \cos \alpha \left(\frac{a}{L} - f \frac{h - r_{d1}}{L} \right) + P_{K1} \frac{h - r_{d1}}{L} + P_{K2} \frac{h - r_{d2}}{L}}{1 + f \frac{r_{d1} - r_{d2}}{L}}. \quad (2.80)$$

При $r_{d2} = r_{d1} = r_d$ рівняння (2.79) і (2.80) матимуть вигляд

$$R_{z1} = G \cos \alpha \left(\frac{b}{L} + f \frac{h - r_d}{L} \right) - P_K \frac{h - r_d}{L}; \quad (2.81)$$

$$R_{z2} = G \cos \alpha \left(\frac{a}{L} - f \frac{h - r_{\delta}}{L} \right) + P_K \frac{h - r_{\delta}}{L}, \quad (2.82)$$

де P_K – загальна тягова сила автомобіля,

$$P_K = P_{K1} + P_{K2}. \quad (2.83)$$

У гальмовому режимі при відсутності блокування коліс рівняння (2.75) набуде вигляду:

$$\sum M_C = R_{z1} \cdot a - P_{T2} (h - r_{\delta 2}) - R_{z2} \cdot b - P_{T1} (h - r_{\delta 1}) = 0. \quad (2.84)$$

Вирішуючи систему рівнянь (2.76) і (2.84), одержимо

$$R_{z1} = \frac{b}{L} G \cos \alpha + P_{T1} \frac{h - r_{\delta 1}}{L} + P_{T2} \frac{h - r_{\delta 2}}{L}; \quad (2.85)$$

$$R_{z2} = \frac{a}{L} G \cos \alpha - P_{T1} \frac{h - r_{\delta 1}}{L} - P_{T2} \frac{h - r_{\delta 2}}{L}. \quad (2.86)$$

При $r_{\delta 2} = r_{\delta 1} = r_{\delta}$ рівняння (2.85) і (2.86) матимуть вигляд

$$R_{z1} = \frac{b}{L} G \cos \alpha + P_T \frac{h - r_{\delta}}{L}; \quad (2.87)$$

$$R_{z2} = \frac{a}{L} G \cos \alpha - P_T \frac{h - r_{\delta}}{L}, \quad (2.88)$$

де P_T – загальна гальмова сила

$$P_T = P_{T1} + P_{T2}. \quad (2.89)$$

Отримані аналітичні рівняння дозволяють визначати сумарні нормальні реакції на передніх і задніх осях автомобіля в тяговому й гальмовому режимах шляхом з рівнянь статки. Методичний підхід, застосований при складанні рівнянь статичної рівноваги дозволяє уникнути помилок, що нерідко виникають при використанні принципу Германа-Д'Аламбера-Ейлера.

Представлені аналітичні вираження отримані з урахуванням додатка гальмових і тягових сил автомобіля до його осей і дозволяють урахувувати різницю динамічних радіусів передніх і задніх коліс.

Питання для самоперевірки

- 1. Схема сил, що діють на повнопривідний автомобіль в загальному випадку руху.*
- 2. Визначення сумарних нормальних реакцій дороги на передні та задні колеса автомобіля.*
- 3. Розподіл нормальних реакцій між осями автомобіля при незаблокованих в процесі гальмування колесах.*
- 4. Розподіл сумарних нормальних реакцій між осями автомобіля при гальмуванні із заблокованими колесами.*
- 5. Розподіл нормальних реакцій дороги між колесами однієї осі автомобіля при русі на поперечному схилі.*
- 6. Розподіл нормальних реакцій дороги між колесами однієї осі автомобіля при русі на повороті.*

РОЗДІЛ 3 ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

3.1 Загальні положення

Динаміка [34] (від грецького слова dynamics - сила) - розділ механіки, у якому вивчається рух тіл під дією прикладених до них сил. Динаміка машин і механізмів - розділ теорії машин і механізмів, у якому вивчається рух тіл, що входять до складу машин і механізмів, з урахуванням діючих у них сил. Автомобіль або трактор є механічними системами, що володіють безліччю ступенів свободи. Динамічні властивості проявляються при їхньому русі, а також при русі окремих їхніх частин під дією прикладених сил.

Уперше поняття динамічних якостей автомобіля ввів Є. А. Диваків [5]. Під динамічними якостями він розумів тягово-швидкісні властивості машин. Відомо, що якість – це найбільш загальна наукова категорія, зміст якого виражає визначеність сутності або сутнісну визначеність будь-якого об'єкта. Якість характеризується сукупною оцінкою всіх його властивостей, ознак і відносин з іншими об'єктами [35]. Якість характеризує об'єкт у цілому й не може визначатися тільки показниками окремих властивостей або групи властивостей. Термін «експлуатаційні якості», на жаль, широко використовується в публікаціях по автомобільній тематиці. Більше коректним є визначення «експлуатаційні властивості автомобілів». Зазначене визначення використав професор В. О. Іларіонов у своїй роботі «Експлуатаційні властивості автомобілів» [36].

Якість будь-якої наземної транспортно-тягової машини визначається сукупністю її споживчих й експлуатаційних властивостей [5,37]:

- динамічних або тягово-швидкісних;
- керованістю;
- стійкістю;

- маневреністю;
- плавністю ходу;
- прохідністю;
- паливною економічністю;
- ергономічністю;
- надійністю;
- екологічною безпекою;
- естетичністю.

Перші сім властивостей належать до експлуатаційних, а інші - до споживчих властивостей. Удосконалювання цих властивостей вважалося та вважається одним з найважливіших завдань теорії й практики [37].

Динамічні властивості проявляються в реакції автомобіля на керуючий вплив [38]. У зазначеній роботі [38] запропоновано як критерій керованості використовувати величину прискорення (лінійного або кутового) автомобіля, що виникає при створенні керуючого впливу. Пропонується оцінювати за допомогою зазначеного критерію динамічні властивості не тільки на повороті, але також і при розгоні, гальмуванні, русі «крабом» і заднім ходом [38]. На наш погляд, керованість характеризує точність зміни параметрів руху у відповідності із бажанням водія. Таким чином, керованість – це здатність автомобіля адекватно реагувати на керуючий вплив. У цьому проявляються динамічні властивості автомобілів (тракторів).

Таким чином, можна зробити висновок про те, що тягово-швидкісні, гальмові властивості автомобілів і тракторів, а також їхня керованість, стійкість, маневреність, плавність ходу й прохідність є як експлуатаційними, так і динамічними властивостями, оскільки характеризують рух машин і складових їхніх частин з урахуванням діючих на них сил. Динамічні властивості автомобілів (тракторів) - це властивості, які проявляються при русі з урахуванням прикладених сил.

3.2 Керованість і стійкість автомобілів і тракторів. Визначення понять

У теорії автомобіля й трактора поняття керованості трактується обмежено. При цьому різні автори трактують це поняття по-різному. У таблиці 3.1 наведені з посиланнями формулювання поняття «керованість», запропоновані в різних роботах.

Слід зазначити, що більшість авторів (див. табл. 3.1) розглядають визначення керованості вузько, стосовно до повороту автомобіля (трактора). У той же час теорія автоматичного керування визначає керованість як здатність технічної системи із заданою точністю й швидкістю виконати керуючі дії, що задають оператором або іншим автоматичним керуючим пристроєм. Тому поняття керованості автомобіля або трактора необхідно трактувати значно ширше, ніж керованість при повороті.

Таблиця 3.1 - Визначення поняття керованість у роботах різних авторів

Автор	Формулювання	Примітка
Литвинов О.С. [25]	Керованість автомобіля – сукупність його властивостей, що характеризують можливість змінювати у відповідність із бажанням водія напрямок і траєкторію руху напрямної точки.	Під напрямною точкою розуміється точка, положення якої в заданий момент часу визначає оптимальний характер руху.
Смирнов Г.А. [39]	Під керованістю розуміється властивість машини, що визначає її здатність підкорятися керуючому впливу.	
Гуськов В.В. Ксеневич І.П. Бочаров М.Ф. [10]	Керованість – властивість машини підкорятися діям водія по збереженню заданого напрямку руху або змінювати	

	його у відповідність із впливом на рульове керування.	
--	---	--

Продовження таблиці 3.1

Автор	Формулювання	Примітка
Аксьонов П.О. [40]	Розуміє під керованістю й стійкістю властивості автомобіля як об'єкта регулювання, що забезпечують виконання керуючого впливу від людини з необхідною точністю, швидкодією й малою стомлюваністю водія й збереження заданого режиму й параметрів руху при різних зовнішніх впливах.	
Цимбалін В.Б. Кравець В.Н. Кудрявцев С. М. [41]	Керованість системи «Водій - автомобіль - дорожнє середовище» (ВАДС) – здатність автомобіля, керованого водієм, зберігати заданий напрямок руху або змінювати його за бажанням водія впливом на рульове керування в певних умовах.	
Закін Я.Х. [42]	Керованість – властивість рухливого складу рухатися по траєкторіях різної кривизни в результаті дії водія на органи керування – кермове колесо й через кермовий привод – на керовані колеса.	Керованість проявляється незалежно від компонування, габаритних розмірів рухливого складу й геометричних параметрів доріг.
Яковлев Н. В. Диваков Н.В. [43]	Під керованістю автомобіля розуміється сукупність властивостей, що забезпечують йому збереження прямолінійного руху й відповідність дійсного напрямку руху напрямку, заданому керованими колісьми.	У цьому формулюванні висувається вимога збереження тільки прямолінійного руху.

Автор	Формулювання	Примітка
Литвинов О. С. [25]	Сукупність властивостей системи автомобіль-водій, що визначають ступінь можливості зближення бажаних і фактичних змін параметрів руху, можна назвати керованістю цієї системи.	Друге формулювання, дане О.С. Литвиновим, що носить більш загальний характер. Литвинов О.С. використав поняття ідеального по керованості автомобіля (автомобіля з ідеальною керованістю).
Диваков Є.О. [1]	Під керованістю автомобіля розуміється його здатність при русі точно додержуватися повороту керованих коліс. Погана керованість автомобіля характеризується прагненням автомобіля мимовільно змінювати напрям руху (виляння), а при повороті кермового колеса рухатися по кривій, що не точно відповідає повороту керованих коліс.	Недоліком такого формулювання є невизначеність вимоги «точно додержуватися повороту керованих коліс»
Фалькевич Б. С. [12]	Керованість - якість, що забезпечує рух у напрямку, заданому водієм.	

В енциклопедичному словнику, випущеному в 1955р. за редакцією Б. А. Введенського [44], під керованістю транспортних засобів (автомобіля, літака, судна) призначених для руху по довільній траєкторії, розуміється здатність змінювати напрямок руху під впливом органів керування. Керованість характеризується конкретними відхиленнями цих органів і зусиллями, необхідними для їхнього відхилення. Із всіх формулювань, наведених у таблиці

3.1, найбільш загальними і точними є визначення, дані Г. А. Смирновим [39] і П. О. Аксьоновим [40].

Роботи, що з'явилися останнім часом, [38,45] по дослідженню маневрування колісних машин пропонують розширити поняття маневреності таким чином, щоб включати в нього не тільки оцінку поведження автомобіля при русі на повороті, але й при русі «крабом» (при повороті передніх і задніх напрямних коліс в одну сторону). Слід зазначити, що термін «керовані колеса» не зовсім коректне. З погляду теорії автоматичного керування якщо до коліс підводять крутні або гальмові моменти, то вони також є керованими. Тому, якщо колеса використовують для зміни напрямку руху автомобіля або трактора за рахунок зміни положення площини їхнього обертання, то їх варто називати «напрямні колеса». Цей термін використовується низкою авторів. Таким чином, у більшості колісних машин всі колеса є керованими в тому або іншому режимі руху.

У роботі Я. Х. Закіна [42] керованість розглядається як складна експлуатаційна властивість, що включає в себе три більше простих властивості:

- стійкість;
- ступінь здатності повертатися;
- легкість керування.

При русі автомобіля (трактора) по прямій з постійною лінійною швидкістю або на сталій стадії повороту стійкість розглядається як самостійна експлуатаційна властивість. У зазначеному режимі руху ця властивість також є складним, що включає в себе керованість як більше проста властивість. Очевидно, що стійкість руху колісної машини (збереження заданого курсового кута) забезпечується водієм шляхом впливу на органи керування. Під курсовим кутом розуміється кут між напрямком вектора швидкості контрольної точки машини і її поздовжньою віссю. Як контрольна точка може бути точка розташування центра мас або полюс повороту (проекція центра повороту на поздовжню вісь машини).

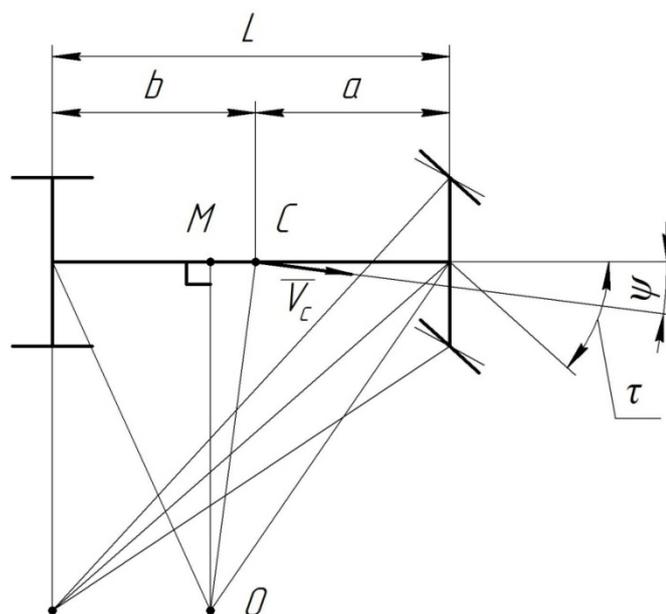


Рисунок 3.1 - Схема руху автомобіля (трактора) при сталому повороті: Z - центр мас машини, M - полюс повороту, τ - середній кут повороту напрямних коліс, O - центр повороту; ψ - курсовий кут; L - поздовжня колісна база машини; a, b - відстань від передньої й задньої осей до проекції центра мас на горизонтальну площину.

Завдання забезпечення курсової стійкості при сталому прямолінійному русі зводиться до забезпечення нульового відхилення вектора лінійної швидкості автомобіля або трактора від напрямку поздовжньої осі. При русі на сталому повороті (див. рис. 3.1) це завдання зводиться до підтримки постійного курсового кута ψ (у випадку якщо контрольною точкою є центр мас). Якщо контрольною точкою є полюс повороту M , то завдання стає аналогічним завданню забезпечення стійкості при сталому прямолінійному русі, оскільки в цьому випадку $\psi = 0$ (див. рис. 3.1).

Як завдання забезпечення керованості, так і завдання забезпечення стійкості зводяться до забезпечення рівноваги. Тільки в першому випадку ми маємо дві рівноважні точки (з першої по керуючому сигналі система переходить у другу точку), а в другому - одну, задану водієм. Стійкість характеризує як протікання перехідного процесу при керуванні, так і протікання сталого процесу.

Поняття стійкості й керованості колісних машин зв'язані між собою діалектично як єдність і боротьба протилежностей. Чим краще керованість машини, тим гірше її стійкість і навпаки. Використання систем автоматичного керування, у тому числі систем змінної структури, дозволяє одночасно поліпшити показники як керованості, так і стійкості.

При керуючому впливі стійкість дозволяє перейти з одного рівноважного стану системи в інше за мінімальний час із мінімальним відхиленням параметрів від оптимальних величин, що поліпшує керованість цієї системи.

У відомій літературі також відсутнє єдина думка відносно визначення поняття стійкості колісної машини. У таблиці 3.2. наведені формулювання визначення стійкості автомобілів і тракторів, запропоновані різними авторами.

Стійкість колісних машин підрозділяється на стійкість руху й стійкість положення. Стійкість положення (проти перекидання в поздовжній і поперечній площинах) є одним із властивостей стійкості руху, оскільки при втраті стійкості положення рух автомобіля або трактора неможливий. Стійкість також може бути курсовою та траекторною. Курсова стійкість - здатність зберігати орієнтацію поздовжньої осі машини. Траекторна стійкість - здатність зберігати заданий напрямок руху центра мас машини. Іншими словами, траекторна стійкість - це властивість машини з достатньою точністю рухатися (прямувати) по заданій криволінійній траєкторії (повертати), а курсова стійкість - прямувати по прямій (не змінювати напрямки руху).

Таблиця 3.2 - Визначення поняття стійкості в роботах різних авторів

Автор	Формулювання	Примітка
Ляпунов А.М. [46]	Рух механічної системи стійко, якщо із часом відхилення від необуреного руху зменшуються.	Рух хитливий, якщо із часом відхилення ростуть і різниця між обуреним і необуреним рухами збільшується.

Автор	Формулювання	Примітка
Косолапов А.М. [47]	Стійкість це здатність автомобіля без участі водія зберігати заданий напрямок руху й протистояти дії зовнішніх сил, що обурюють, прагнучих змінити цей напрямок.	
Таборек Я. [48]	Стійкість руху автомобіля – здатність зберігати заданий напрямок при дії збурювань і створювати нові умови рівноваги після припинення дії цих сил.	
Зимелев Г.В. [6]	Стійкість – здатність автомобіля рухатися в різних умовах без поздовжнього або поперечного перекидання й без бічного ковзання.	
Петров М.А. [49]	Під стійкістю автомобіля розуміється його властивість зберігати в заданих межах напрямок швидкості руху й орієнтацію своїх поздовжньої й поперечної осі.	
Литвинов О.С. [25]	Під стійкістю автомобіля мається на увазі сукупність параметрів, що характеризують стійкість його руху по всіх ступенях волі незакріпленого твердого тіла, за винятком руху в напрямку поздовжньої осі, і в напрямку перпендикулярному опорної площини.	

Автор	Формулювання	Примітка
Смирнов Т.А. [39]	Стійкість – це властивість машини зберігати в припустимих межах, незалежно від швидкості руху й дії зовнішніх сил, напрямом руху й орієнтацію поздовжньої й вертикальної осей при відсутності керуючих впливів з боку водія.	Це визначення стосується власної стійкості автомобіля, тобто стійкості, закладеної в конструкцію машини без необхідної корекції його руху водієм через нестійкість.

Професор Г.А. Смирнов [39] (див. табл. 3.2) пропонує розглядати власну стійкість автомобіля, тобто стійкість, закладену в конструкцію машини й забезпечувану без участі водія.

Стійкість варто також підрозділяти на статичну й динамічну. Статична стійкість проявляється у відсутності збуреного руху об'єкта. Динамічна стійкість проявляється з появою збуреного руху й характеризує можливість повернення об'єкта до руху без збурення.

Стійкість може розглядатися при сталому й несталому русі. Стійкість при усталеному русі - здатність об'єкта зберігати всі параметри й траєкторію руху об'єкта при дії зовнішніх і внутрішніх збурювань. Стійкість при несталому русі - здатність об'єкта підкорятися керуючим впливам із заданою точністю реалізації параметрів і траєкторії руху. Характеризує швидкість і точність переходу об'єкта з одного стану усталеного руху в інше (з одного рівноважного стану в інше).

Нестійкість у сталому режимі руху - результат дії зовнішніх і внутрішніх збурювань. Нестійкість у несталому русі проявляється в появі обуреного руху як результату дії збурювань, так і керуючих впливів. Проявляється у вигляді перерегулювання та коливань в період протікання перехідного процесу.

Для сталого режиму руху нестійкість складається в появі збуреного руху.

Як ми вже відзначали, у несталому режимі руху колісної машини стійкість є одним із властивостей комплексної властивості - керованості.

Під стійкістю в сталому режимі руху варто розуміти здатність автомобіля (трактора) мимовільно не відхилятися від траєкторії й параметрів усталеного руху під дією зовнішніх і внутрішніх збурювань, не контрольованих водієм або автоматичним керуючим пристроєм.

Якщо стійкість руху забезпечується при виникненні зовнішніх і внутрішніх збурювань без відхилення автомобіля або трактора від задані траєкторії й кінематичні параметри руху, то машина має статичну стійкість. Якщо задана траєкторія й кінематичні параметри руху автомобіля відновлюються після появи відхилень під впливом зовнішніх і внутрішніх збурювань, то автомобіль (трактор) має динамічну стійкість.

Втрата стійкості при сталому прямолінійному русі - замет задньої осі, відведення передньої осі, буксування ведучих коліс або наїзд на перешкоду. У цьому випадку прохідність і плавність ходу машини також є експлуатаційними властивостями, що впливають на стійкість руху.

Під маневруванням у вузькому змісті слова, на наш погляд, варто розуміти зміну напрямку вектора швидкості центра мас автомобіля або трактора (напрямок руху), а в широкому змісті ще й зміна вектора швидкості (при розгоні й гальмуванні). Якщо розглядати маневреність у вузькому змісті слова, то це відповідає руху на повороті, «крабом» і заднім ходом.

Рух «крабом» і поворот супроводжуються переміщенням автомобіля або трактора в площині, перпендикулярній первісному напрямку руху, тобто в поперечній площині. Рух заднім ходом (якщо в машини відсутній повний реверс) здійснюється на малих швидкостях, тому з позицій втрати стійкості небезпеки не представляє й не розглядається в спеціальній літературі. Структура властивостей стійкості руху колісної машини представлена на рис. 3.2.

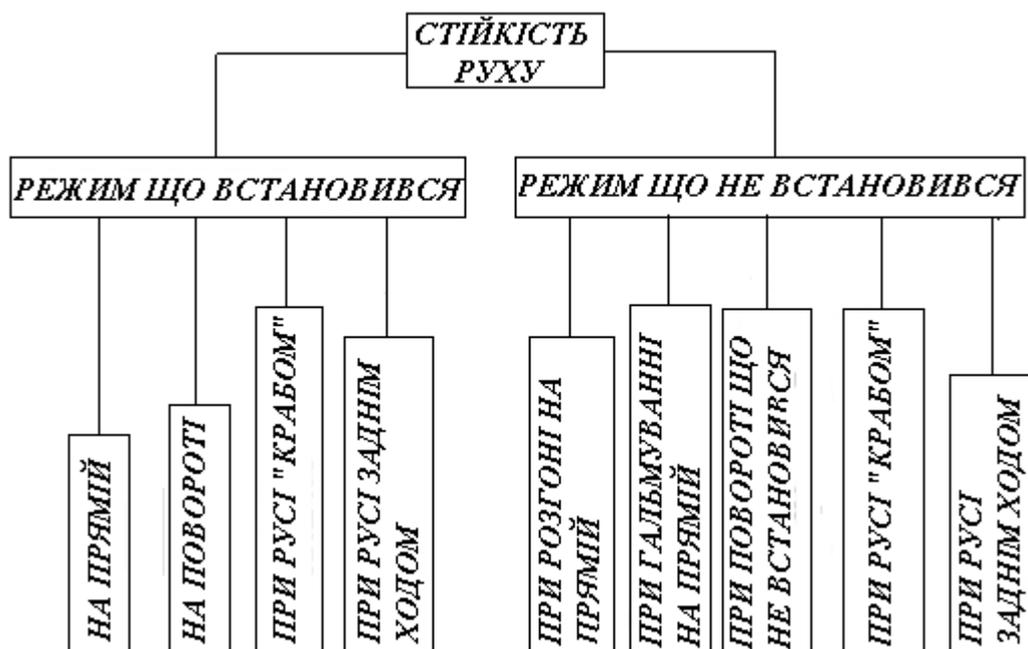


Рисунок 3.2 - Структура властивостей стійкості автомобіля й трактора

Несталий режим повороту або руху «крабом» характеризується не тільки несталим положенням напрямних коліс, але також і зміною величини (модуля) вектора швидкості, тобто наявністю розгону або гальмування.

Кількісно стійкість руху можна оцінювати по максимальній величині зовнішнього або внутрішнього збурювання, при впливі якого зберігається стійкий рух автомобіля.

Одним з таких оцінних параметрів може бути лінійне або кутове прискорення, лінійна або кутова швидкість машини, або її лінійне або кутове переміщення. Прискорення виникає раніше швидкості переміщення, а швидкість переміщення - раніше переміщення. Тому як критерій стійкості руху варто використати прискорення автомобіля або трактора (лінійне або кутове).

На наш погляд, найбільш чітким визначенням керованості автомобілів і тракторів буде наступне: «Керованість автомобілів і тракторів - здатність цих машин змінювати вектор швидкості руху з точністю, що задає водієм або автоматичним керуючим пристроєм». Під зміною вектора швидкості варто розуміти зміна його модуля або напрямку (або того й іншого одночасно).

Зміна вектора швидкості в заданий час характеризується прискоренням автомобіля (трактора). При розгоні або гальмуванні величина прискорення (α) повинна бути критерієм керованості при заданому рівні керуючого впливу. При повороті машини таким критерієм повинне бути кутове прискорення.

Таким чином, структуру властивостей керованості автомобіля або трактора можна представити у вигляді, наведеному на мал. 3.3.

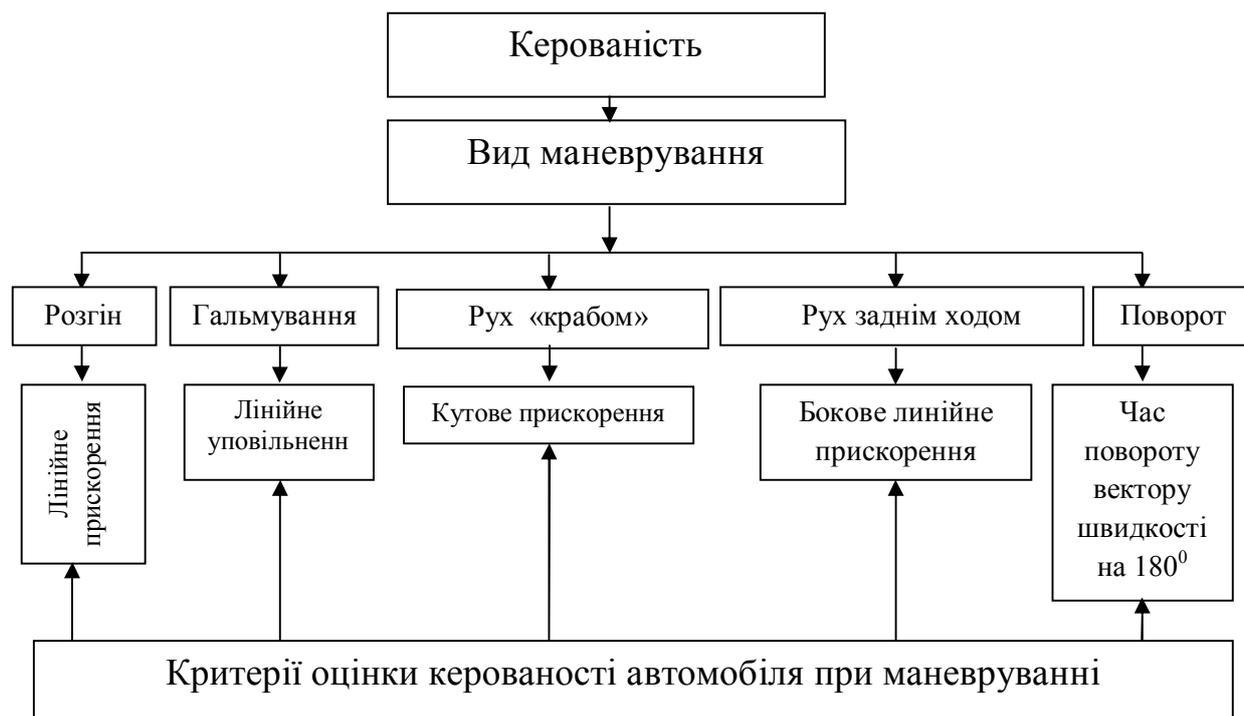


Рисунок 3.3 - Структура властивостей керованості автомобіля й трактора, пропоновані критерії оцінки

Принципово слід зазначити, що керованість автомобіля (трактора) проявляється в несталому режимі руху. Нестійкість проявляється в цьому випадку у вигляді перерегулювання та коливальності перехідного процесу. Останнє викликає відхилення траєкторії й параметрів руху автомобіля (трактора) від заданих водієм.

Перехід від руху на прямому ході до руху на задньому ході супроводжується зміною напрямку вектора швидкості на 180° . Час цієї зміни

визначає лінійне прискорення, що виникає в машини в процесі перемикання передач. Цей вид маневрування повинен містити в собі гальмування й розгін.

3.3 Маневреність автомобілів і тракторів

В енциклопедичній літературі [44] поняття маневреність формулюється як сукупність основних навігаційних якостей судна (або літака), що забезпечують швидку зміну напрямку (траєкторії) і швидкості руху під дією керма та інших органів керування. Також у [44], щодо залізничного транспорту, дане визначення поняття «маневр». Маневр - це пересування локомотива й вагонів по станційних коліях. Відповідно до автомобілів та інших колісних машин зазначене визначення не приводиться.

У роботі [42] проф. Я. Х. Закінім дане наступне визначення маневреності: «Маневреність автомобіля та автопоїзда являє собою сукупність таких властивостей, які забезпечують можливість безперешкодного поступального криволінійного руху їх по опорній поверхні, що має обмеження в розмірах своєї вільної (проїзної) площі та її форми».

Маневрування можна також розглядати як перехідний процес від одного режиму усталеного руху до іншого. Маневр може бути простим і складним. Простий маневр здійснюється при одному або декількох одночасних (паралельних) керуючих впливах. Складний маневр являє собою сукупність послідовних сталих і несталих режимів руху, реалізованих при сукупності декількох послідовних керуючих впливів. Простий маневр – розгін, гальмування й рух по замкнутій круговій траєкторії з постійною кутовою швидкістю ω_z . Складний маневр - поворот на заданий кут, маневрування в умовах обмеженого простору, перехід з режиму руху на прямому ході до режиму руху на задньому й т.д.

Варто розрізнити й термінологію. Маневрування - це процес, а маневр - закінчена дія. Таким чином, можна дати визначення процесу маневрування: «Маневрування - це макроперехідний процес колісної машини, що перебуває в

системі ВАДС (водій - автомобіль - дорожнє середовище), що супроводжується зміною вектора швидкості за рахунок виконання керуючих впливів водієм або автоматичним керуючим пристроєм». При складному маневрі відбувається багаторазова послідовна зміна вектора швидкості.

Керованим параметром $y(t)$ при маневруванні є курсовий кут $\varphi(t)$. Під курсовим кутом розуміється кут між напрямками векторів швидкості центра мас і напрямної крапки колісної машини. У роботі О. С. Литвинова [25] під напрямною розуміється точка, положення якої в заданий момент визначає оптимальний характер руху автомобіля. Якщо як напрямна точка прийнята полюс повороту M (проекція центра повороту O_1 на поздовжню вісь машини – рис. 3.1), то курсовий кут – це кут між напрямком вектора швидкості центра мас і поздовжньою віссю машини. У розглянутий момент часу курсовий кут - це кут між напрямками поздовжньої осі й напрямком швидкості центра мас колісної машини. При повороті машини зміна курсового кута - це кут між напрямками поздовжньої осі колісної машини в початковий і кінцевий моменти здійснення маневру.

У процесі маневрування значення курсового кута колісної машини в момент часу t_0

$$\psi(t) = \int_{t_0}^t \omega_z(t) dt, \quad (3.1)$$

де ω_z – кутова швидкість машини в площині дороги.

При $\omega_z = const$

$$\psi(t) = \omega_z \cdot t, \quad (3.2)$$

Розглянемо як приклад маневр колісної машини - поворот. Поворот являє собою складний маневр, оскільки здійснюється за рахунок двох послідовних керуючих впливів.

Перехідний процес для напрямних коліс відбувається при вході машини в поворот і виході з нього – це процес їхнього повороту від початкового

положення до положення, що відповідає сталому повороту. Керованим параметром $y(t)$ у цьому випадку є середній (по лівому й правому колесам) кут повороту $\bar{\alpha}(t)$

$$\bar{\alpha}(t) = \int_0^{t_p} \omega_{k_z}(t) dt, \quad (3.3)$$

де $\omega_{k_z}(t)$ - кутова швидкість напрямних коліс у площині дороги.

Рух, що встановився на повороті характеризується постійною середньою лінійною швидкістю \bar{V} й постійним середнім радіусом повороту \bar{R} (постійною середньою кривизною траєкторії руху $\bar{K} = 1/\bar{R}$). Якщо ці параметри є сталими, то сталою є й середня кутова швидкість машини в площині дороги

$$\bar{\omega}_z = \bar{V} \cdot \bar{K} \quad \bar{V} \cdot \bar{K} = const, \quad (3.4)$$

є критерієм поворотності машини [38].

Поворотність може бути миттєва й середня по куті повороту або часу здійснення маневру машиною. Миттєва поворотність машини

$$\omega_z = \frac{d\psi}{dt}. \quad (3.5)$$

У сталій стадії процесу повороту $\omega_z = const$ й $\omega_z = d\psi / dt = 0$, а в несталій стадії $\omega_z = var$ й $\frac{d\psi}{dt} \neq 0$.

Середня поворотність колісної машини може бути критерієм маневреності

$$\bar{\omega}_z = \frac{\Delta\psi}{t_{ман}}, \quad (3.6)$$

де $\Delta\psi$ - зміна курсового кута за час повороту (маневру) машини;
 $t_{ман}$ - час здійснення складного маневру,

$$t_{ман} = t_{вх} + t_{уст} + t_{вых} \quad (3.7)$$

$t_{вх}, t_{уст}, t_{вых}$ - тривалість часів входу в поворот, що встановився повороту й виходу з нього, відповідно.

Аналогічно

$$\Delta\psi = \Delta\psi_{вх} + \Delta\psi_{уст} + \Delta\psi_{вых} \quad (3.8)$$

де $\Delta\psi_{вх}, \Delta\psi_{уст}, \Delta\psi_{вых}$ - зміни курсового кута машини на етапах входу в поворот, що встановився повороту й виходу з нього.

Після підстановки виразів (3.7) і (3.8) у рівняння (3.6) одержимо

$$\overline{\omega_z} = \frac{\Delta\psi_{вх} + \Delta\psi_{уст} + \Delta\psi_{вых}}{t_{вх} + t_{уст} + t_{вых}} = \frac{\omega_{z_{уст}} \cdot t_{уст} + \Delta\psi_{пер}}{t_{ман}} \quad (3.9)$$

де $\omega_{z_{уст}}$ - кутова швидкість машини в сталій стадії повороту,

$$\omega_{z_{уст}} = \frac{\Delta\psi_{уст}}{t_{уст}} = const \quad (3.10)$$

$\Delta\psi_{пер}$ - сумарна зміна курсового кута машини за час $t_{пер}$ протікання перехідних процесів,

$$\Delta\psi_{пер} = \Delta\psi_{вх} + \Delta\psi_{вых} \quad (3.11)$$

$$t_{пер} = t_{вх} + t_{вых} \quad (3.12)$$

Вираз (3.9) показує взаємозв'язок показника повороткості $\omega_{z_{уст}}$ й показника маневреності $\overline{\omega_z}$. Припустимо, що $\omega_{z_{уст}} = \overline{\omega_z}$. Вираз (3.9) у цьому випадку набуде вигляду

$$\omega_{z_{уст}} = \omega_{z_{уст}} \frac{t_{уст}}{t_{ман}} + \frac{\Delta\psi_{пер}}{t_{ман}} \quad (3.13)$$

$$\omega_{z_{уст}} = \frac{\Delta\psi_{пер}}{t_{ман} - t_{уст}} = \frac{\Delta\psi_{вх} + \Delta\psi_{вых}}{t_{вх} + t_{вых}} \quad (3.14)$$

Таким чином, час здійснення маневру $t_{ман}$ й середня кутова швидкість здійснення маневру $\overline{\omega_z}$ можуть бути критеріями маневреності (її кількісною

характеристикою). Це дає можливість дати визначення рівню маневреності (маневреності) автомобілів і тракторів. Маневреність - це складна (комплексна) експлуатаційна властивість, що характеризує здатність колісної машини здійснювати маневр (маневрування) на обмеженому просторі з необхідною точністю й швидкістю.

При більш складному, чим одинарний (простий) поворот, маневрі необхідно розглядати сумарний час маневру й середню швидкість здійснення маневру

$$t_{\text{ман}\Sigma} = \sum_{i=1}^n t_{\text{ман}_i}, \quad (3.15)$$

де $t_{\text{ман}_i}$ - час здійснення i -го складового простого маневру;

n – число складових етапів процесу маневрування.

Середня кутова швидкість здійснення маневру в цьому випадку

$$\overline{\omega_z^{\text{общ}}} = \frac{\Delta\psi_{\Sigma}}{t_{\text{ман}\Sigma}}, \quad (3.16)$$

де $\Delta\psi_{\Sigma}$ - сумарна зміна курсового кута машини при складному маневрі.

Поворот – це маневр, що супроводжується зміною $\Delta\psi$ курсового кута машини. При інших видах маневру (розгін, гальмування, перехід із прямого ходу на задній хід руху машини, рух «крабом») варто також використати як критерій час маневру $t_{\text{ман}}$ й середню лінійну швидкість здійснення маневру

$$\overline{V} = \frac{S_{\text{ман}}}{t_{\text{ман}}}, \quad (3.17)$$

де $S_{\text{ман}}$ - шлях, прохідний машиною за час маневру.

При складному маневрі необхідно розглядати сумарну довжину шляху маневрування $S_{\text{ман}\Sigma}$, що визначається як

$$S_{\text{ман}\Sigma} = \sum_{i=1}^n S_{\text{ман}_i}, \quad (3.18)$$

де $S_{ман_i}$ - довжина шляху i -го етапу маневрування.

3.4 Оцінка стійкості й керованості за критерієм власної частоти коливань автомобілів і тракторів у площині дороги

Існуючі методи оцінки стійкості й керованості автомобілів передбачають аналіз диференціальних рівнянь руху й визначення умов їхньої стійкості. Однак здійснити оцінку стійкості й керованості автомобілів в усталеному русі можна й більше простими методами.

Забезпечення постійного курсового кута й заданого радіуса повороту автомобіля при усталеному русі здійснюється водієм (або автоматичним керуючим пристроєм) шляхом постійного впливу на кермове колесо. Зазначений вплив має коливальний характер із частотою, що досягає 0,7 Гц. Частота власних коливань автомобілів у площині дороги може мати значення, близькі до зазначеного, що створює умови для виникнення резонансу й зрушення коливань по фазі на 180^0 . Це приводить до порушення керованості й стійкості автомобілів.

У роботі [76] наведені результати експериментальних досліджень керованості автомобілів, що показали, що частота синусоїдальної кривої, використовуваної для здійснення маневру по траєкторії усіченої синусоїди за рахунок відповідного повороту кермового колеса становить 0,7 Гц. Використання цієї частоти приводить до того, що час від завершення першого повороту кермового колеса (перший пік) до завершення повороту у зворотному напрямку (другий пік) становить приблизно 714 мілісекунд незалежно від заданої величини кута повороту кермового колеса [76]. Ці результати були отримані [76] на підставі численних досліджень верхньої межі здатності людини робити поворот при маневрах з подвійним переходом з однієї смуги на іншу. Результати зазначених досліджень використані в міжнародному стандарті [77] при визначенні умов проведення випробувань автомобілів на стійкість.

Раніше авторами статті [78] визначені залежності для розрахунку частоти власних коливань автомобіля в площині дороги. Для сталого прямолінійного руху автомобіля зазначена частота може бути визначена по формулі

$$v_{\text{собств}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{\text{угл}}}{J_{ZM}}}, \quad (3.19)$$

де $C_{\text{угл}}$ – кутова жорсткість автомобіля в площині дороги, обумовлена бічною жорсткістю шин,

$$C_{\text{угл}} = \frac{M_{\text{ПОВ}}}{\Delta\psi}, \quad (3.20)$$

де $M_{\text{ПОВ}}$ – момент, що повертає автомобіль у площині дороги;

$\Delta\psi$ - зміна курсового кута машини, обумовлена бічною жорсткістю шин і дією моменту, що повертає, $M_{\text{ПОВ}}$;

J_{ZM} – момент інерції автомобіля в площині дороги щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас.

На рис. 3.4 наведена схема навантаження автомобіля моментом, що повертає, при сталому прямолінійному русі.

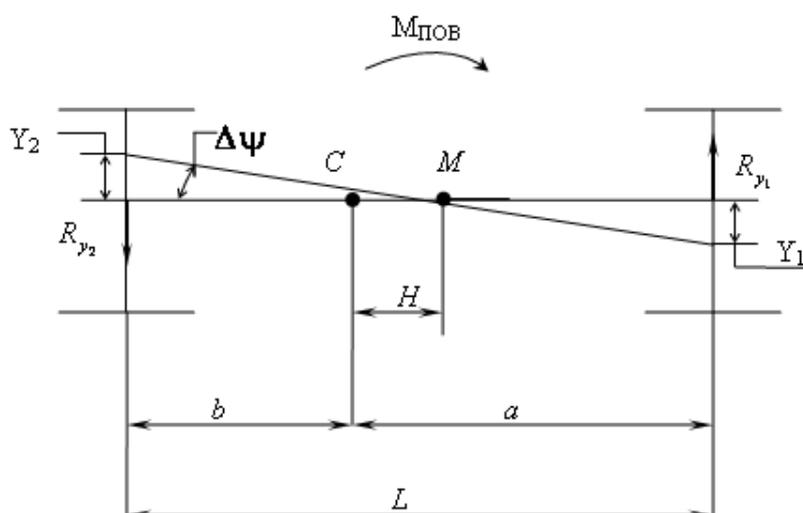


Рисунок 3.4 – Схема навантаження автомобіля моментом, що повертає:

С - центр мас автомобіля; М - центр пружності автомобіля в площині дороги R_{y1} ; R_{y2} - сумарні бічні реакції дороги на передніх і задніх колесах

З рис. 3.4 визначимо

$$\Delta\psi = \frac{Y_2}{b+H} = \frac{Y_1}{a-H}, \quad (3.21)$$

де Y_1, Y_2 - бічні деформації шин, обумовлені дією бічних реакцій дороги R_{y1} й R_{y2} ,

$$Y_1 = \frac{R_{y1}}{C_{y1}}; \quad (3.22)$$

$$Y_2 = \frac{R_{y2}}{C_{y2}}; \quad (3.23)$$

C_{y1}, C_{y2} - сумарні бічні жорсткості передніх і задніх коліс автомобіля.

Підставляючи (3.22) і (3.23) в (3.21), одержимо

$$\Delta\psi = \frac{R_{y2}}{C_{y2}(b+H)} = \frac{R_{y1}}{C_{y1}(a-H)}. \quad (3.24)$$

Сумарні бічні реакції дороги на передніх і задніх колесах

$$R_{y1} = R_{y2} = R_y = \frac{M_{\text{ПОВ}}}{L}. \quad (3.25)$$

Кутова жорсткість автомобіля в площині дороги

$$C_{\text{угл}} = \frac{M_{\text{ПОВ}}}{\Delta\psi}. \quad (3.26)$$

Підставляючи вирази (3.24) і (3.25) в (3.26), одержимо

$$C_{\text{угл}} = L(b+H)C_{y2} = L(a-H)C_{y1}. \quad (3.27)$$

Координату центра пружності H знаходимо з виразу (3.24)

$$H = \frac{aC_{y1} - bC_{y2}}{C_{y1} + C_{y2}}. \quad (3.28)$$

Власна частота коливань автомобіля в площині дороги при сталому прямолінійному русі може бути визначена з урахуванням (3.20), (3.21) і рівняння

$$Y_{ZM} = Y_{ZC} + m_a H^2 = m_a (i_z^2 + H^2), \quad (3.29)$$

де m_a – загальна маса автомобіля; i_z – радіус інерції автомобіля щодо центральної вертикальної осі.

Вираз (3.19) з урахуванням (3.27), (3.28), (3.29) прийме вид

$$v_{\text{собств}} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{y1}/m_a}{\left(1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y1} - b}{C_{y2}}}{1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}} \right)^2 \right]}}}. \quad (3.30)$$

Аналіз виразу (3.30) показує, що з ростом поздовжньої колісної бази L відбувається зростання $v_{\text{собств}}$ за лінійним законом. Зі збільшенням загальної маси автомобіля m_a відбувається зменшення частоти власних коливань $v_{\text{собств}}$ автомобіля в площині дороги.

Керованість і стійкість прямолінійного усталеного руху автомобіля буде забезпечена при виконанні наступної умови

$$v_{\text{возм}}^{\text{max}} < v_{\text{собств}}. \quad (3.31)$$

З виразу (3.30) визначимо зону значень C_{y1} , що забезпечують виконання умови (3.31)

$$C_{y1} > \frac{4\pi^2 (v_{\text{возм}}^{\text{max}})^2 \cdot m_a}{L^2} \cdot \left(1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}\right) \cdot \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y1} - b}{C_{y2}}}{1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}} \right)^2 \right]. \quad (3.32)$$

Перетворимо (3.32) до виду

$$C_{y_1} > \frac{4\pi^2 m_a (v_{\text{ВОЗМ}}^{\text{max}})^2}{L^2} F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right), \quad (3.33)$$

де $F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)$ - функція відносини $\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}$,

$$F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) = i_Z^2 \left(1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) + a^2 \frac{\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} - \frac{b}{a}\right)^2}{1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}}. \quad (3.34)$$

Функція $F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)$ має мінімум. Точка мінімуму

$$\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)^* = \frac{L}{\sqrt{i_Z^2 + a^2}} - 1. \quad (3.35)$$

Мінімальне значення функції $F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)$ одержимо після підстановки (3.35) в

(3.34)

$$\left[F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)\right]_{\min} = L \frac{i_Z^2 + \left(a - \sqrt{i_Z^2 + a^2}\right)^2}{\sqrt{i_Z^2 + a^2}}. \quad (3.36)$$

Мінімальне значення $C_{y_1 \min}$, що відповідає $\left[F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)\right]_{\min}$

$$C_{y_1 \min} = \frac{4\pi^2 m_a (v_{\text{ВОЗМ}}^{\text{max}})^2}{L} \cdot \frac{i_Z^2 + \left(a - \sqrt{i_Z^2 + a^2}\right)^2}{\sqrt{i_Z^2 + a^2}}. \quad (3.37)$$

Необхідна сумарна бічна жорсткість коліс задньої осі в цьому випадку знаходиться з умови

$$C_{y_2} > \frac{C_{y_1 \min}}{\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)^*}. \quad (3.38)$$

Після підстановки (3.35) і (3.37) в (3.38) одержимо

$$C_{y_2} > \frac{4\pi^2 m_a (v_{\text{ВОЗМ}}^{\text{max}})^2}{L} \cdot \frac{i_z^2 + (a - \sqrt{i_z^2 + a^2})^2}{L - \sqrt{i_z^2 + a^2}}. \quad (3.39)$$

На рис. 3.5 наведені графіки залежності $v_{\text{собств}} \left(\frac{C_{y_2}}{C_{y_1}} \right)$, побудовані для спорядженого й навантаженого автомобіля Урал-4320 при різних значеннях C_{y_1} . Вихідні розрахункові параметри автомобіля Урал-4320 наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Геометричні параметри автомобіля Урал – 4320

Стан автомобіля	m_a , кг	a , м	b , м	L , м	B , м
Споряджений	8100	2,39	1,81	4,2	2,0
Повністю навантажений	13025	2,97	1,23	4,2	2,0

На рис. 3.6 наведена схема навантаження автомобіля моментом, що повертає, при усталеному русі на повороті.

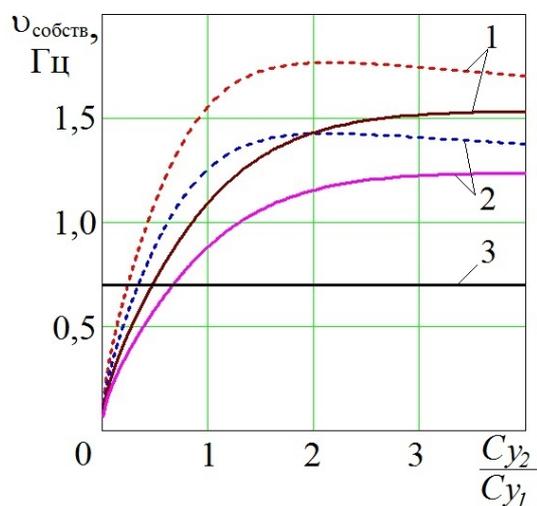


Рисунок 3.5 – Графіки залежності $v_{\text{собств}} \left(\frac{C_{y_2}}{C_{y_1}} \right)$ для автомобіля

Урал - 4320 при прямолінійному усталеному русі: — повністю навантажений автомобіль, --- споряджений автомобіль;

1 - $p_{\text{ш}} = 350$ кПа ($C_{y_1} = 2,264 \times 10^5$ Н/м);

2 - $p_{\text{ш}} = 70$ кПа ($C_{y_1} = 1,475 \times 10^5$ Н/м);

3 - $v_{\text{собств}} = 0,7$ Гц.

Кут повороту поздовжньої осі автомобіля під дією моменту, що повертає, $M_{\text{ПОВ}}$ можна визначити в такий спосіб (рис. 3.6):

$$\Delta\psi = \frac{Y_2}{b+H} = \frac{Y_1 \cdot \sec \bar{\alpha}}{a-H}, \quad (3.40)$$

де $\bar{\alpha}$ - середній кут повороту напрямних коліс

З огляду на залежності (3.22), (3.23) і співвідношення

$$M_{\text{ПОВ}} = R_{y_2} \cdot L = R_{y_1} \cdot L \cdot \cos \bar{\alpha}, \quad (3.41)$$

визначимо

$$\Delta\psi = \frac{M_{\text{ПОВ}}}{LC_{y_2}(b+H)} = \frac{M_{\text{ПОВ}}}{LC_{y_1}(a-H)\cos^2 \bar{\alpha}}. \quad (3.42)$$

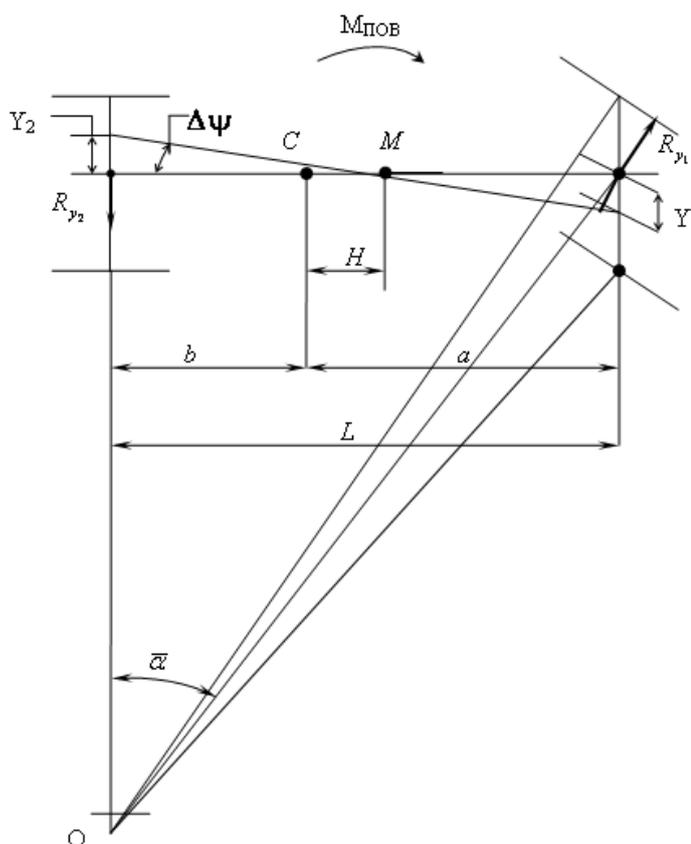


Рисунок 3.6 – Схема навантаження автомобіля моментом, що повертає, при усталеному русі на повороті $\bar{\alpha}$ -: середній кут повороту напрямних коліс

З рівняння (3.42) визначимо кутову жорсткість автомобіля в площині дороги $C_{кут}$ та координату центра пружності H

$$C_{кут} = LC_{y_2}(b+H) - L\frac{C_{y_1}}{a}(a-H)\cos^2\bar{\alpha}; \quad (3.43)$$

$$H = \frac{C_{y_1}a\cos^2\bar{\alpha} - C_{y_1} \cdot b}{C_{y_2} + C_{y_1}\cos^2\bar{\alpha}}. \quad (3.44)$$

Підставляючи вирази (3.43) і (3.44) у залежність (3.19), одержимо враховуючи (3.29) після перетворень

$$v_{собств} = \frac{L \cdot \cos\bar{\alpha}}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{y_1}/m_a}{\left(1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\cos^2\bar{\alpha}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\cos^2\bar{\alpha} - \frac{b}{a}}{1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\cos^2\bar{\alpha}} \right)^2 \right]}}}. \quad (3.45)$$

На рис. 3.7 наведені графіки залежності $v_{собств}(C_{y_2}/C_{y_1})$ для автомобіля Урал-4320 при русі на сталому повороті в навантаженому та спорядженому станах при різному тиску повітря в шинах передніх коліс і середніх кутів повороту напрямних коліс.

Аналіз графіків, наведених на рис. 3.5 й і рис. 3.7 показує, що з ростом відношення C_{y_2}/C_{y_1} відбувається збільшення $V_{собств}$. При $C_{y_2}/C_{y_1} > 1$ величина $V_{собств} > 0,7 \text{ Гц}$, що забезпечує виконання умови стійкості. При $V_{собств} = V_{возм}$ відбувається резонанс коливань, що супроводжується різким збільшенням амплітуди коливань, а при $V_{возм} > V_{собств}$ відбувається зрушення фази коливань автомобіля в площині дороги на 180° відносно керуючих коливань, створюваних водієм на кермовому колесі. Це приводить до порушення керованості й стійкості руху автомобіля.

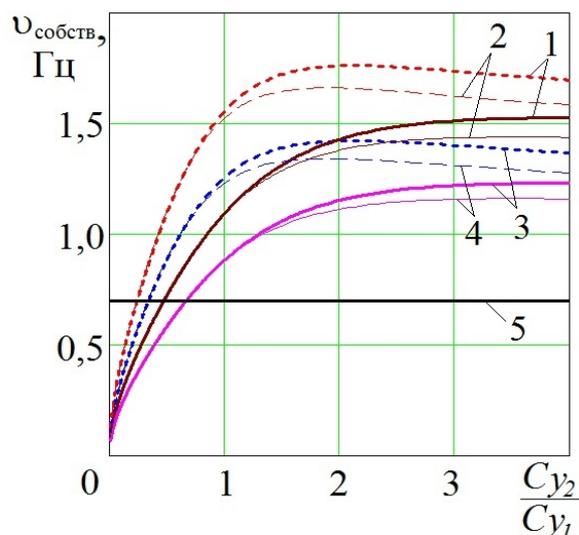


Рисунок 3.7 – Графіки залежності $V_{\text{собств}}(C_{y_2}/C_{y_1})$ автомобіля Урал – 4320 у площині дороги від відношення C_{y_2}/C_{y_1} при сталому повороті: — повністю навантажений автомобіль, --- споряджений автомобіль;

$$1 - p_{\text{ш}} = 350 \text{ кПа } (C_{y_1} = 2,264 \times 10^5 \text{ Н/м}) \text{ і } \bar{\alpha} = 5^\circ;$$

$$2 - p_{\text{ш}} = 350 \text{ кПа } (C_{y_1} = 2,264 \times 10^5 \text{ Н/м}) \text{ і } \bar{\alpha} = 20^\circ;$$

$$3 - p_{\text{ш}} = 70 \text{ кПа } (C_{y_1} = 1,475 \times 10^5 \text{ Н/м}) \text{ і } \bar{\alpha} = 5^\circ;$$

$$4 - p_{\text{ш}} = 70 \text{ кПа } (C_{y_1} = 1,475 \times 10^5 \text{ Н/м}) \text{ і } \bar{\alpha} = 20^\circ;$$

$$5 - v_{\text{собств}} = 0,7 \text{ Гц.}$$

3.5 Оцінка стійкості автомобіля проти заносу в тяговому режимі руху за коефіцієнтом стійкості

Стійкість розглядається як властивість автомобіля забезпечувати задане водієм напрямком руху, що порушує дією бічних сил. Поліпшення стійкості автомобіля сприяє підвищенню безпеки руху. Під аеродинамічною стійкістю розуміють стійкість у таких випадках, коли зовнішні сили, що обурюють, викликані впливом на автомобіль повітряних потоків.

При наявності твердих у бічному напрямку коліс дія на автомобіль бічних сил не викликає зміни напрямку руху доти, поки їхня величина не перевищить

сил зчеплення коліс із дорогою. В автомобіля, колеса якого мають пневматичні шини, піддані бічному відведенню, навіть невелика по величині бічна сила може викликати зміну параметрів руху. Дія на автомобіль постійних по величині й напрямку сил може бути компенсовано відповідним поворотом керованих коліс.

Стійкість автомобіля розглядається у двох аспектах - стійкість проти замету й стійкість при заметі. У першому випадку розглядаються умови, що приводять до появи замету, а в другому - поводження автомобіля при бічному ковзанні, що почалося, якої-небудь із осей.

Дослідженню загальних питань стійкості руху колісних машин присвячена значна кількість робіт [25,83,88,89]. Велика кількість робіт спрямована на дослідження стійкості автомобіля при русі по криволінійній траєкторії [27,42], а також при гальмуванні [79,87].

У монографії Є.А. Чудакова, що присвячена питанням стійкості автомобіля проти заносу [81], розглянутий вплив на стійкість руху конструктивних й експлуатаційних факторів (колії, бази, швидкості руху, кутовий швидкості повороту керованих коліс, прискорення й т.п.).

Ряд публікацій присвячується залежності стійкості й керованості від деяких конструктивних параметрів автомобіля й конструкції підвіски - праці Я. М. Певзнера [83].

У роботі В.П. Волкова [53] говориться про залежності стійкості від колії, бази, поперечного крену кузова або вантажної платформи, швидкості автомобіля, кута повороту керованих коліс, а також технічного стану шин. У міру зношування протектора шин погіршується зчеплення коліс із дорогою й збільшується ймовірність бічного заносу. Коефіцієнт зчеплення шини, протектор якої зношений до повного зникнення малюнка, майже вдвічі менше коефіцієнта зчеплення нової шини.

Останнім часом для забезпечення стійкості автомобіля в гальмовому режимі руху всі частіше застосовується антиблокувальна система (АБС), а в тяговому протибуксовочна система (ПБС).

Закордонні фірми застосовують різні назви до подібним до систем. Система активної безпеки компанії Даймлер-Крайслер і Фольксваген називається «Electronic Stability Program» (ESP), концерн БМВ установлює на свої автомобілі систему «Dynamic Stability Control» (DSC), на автомобілях марок «Тойота» й «Хонда» застосовуються системи Vehicle Stability Control (VSC) і Vehicle Stability Assist (VSA), відповідно.

Система динамічної стабілізації (СДС) належить до нового покоління систем активної безпеки. Вона використає вузли й функції АБС і ПБС для можливості контролю кутової швидкості автомобіля ω_a і його курсового кута ψ в тяговому й гальмовому режимах руху. Це підвищує надійність керування автомобілем, оскільки він зберігає курсову стійкість і задану траєкторію руху (запас власної стійкості), що наскільки можливо, відповідає куту повороту кермового колеса.

У США в 2001 р. в «Програму оцінки нових автомобілів» (NCAP), що розробила й веде Національна адміністрація безпеки дорожнього руху (NHTSA), включена частина, присвячена забезпеченню стійкості автомобілів при їхньому русі. Однак в умовах росту споживчого попиту на потужні автомобілі багатоцільового призначення, у яких, як правило, більші кліренс і висота положення центра мас, прийнятих у зв'язку із програмою NCAP мер по зниженню числа перекидань автомобілів виявилось недостатньо. Це змусило NHTSA організувати (разом із Союзом споживачів автомобілів) дослідження можливостей застосування ESC - електронних систем контролю стійкості АТЗ.

Результатом цих досліджень, став статус, що має, закону федеральний стандарт FMVSS 126 «Електронні системи контролю стійкості» [91], що говорить, що на легкових, багатоцільових і вантажних автомобілях й автобусах повною масою до 4536 кг потрібна установка систем ESC, «які відповідають вимогам даного стандарту й після динамічних випробувань».

У цей час за кордоном іде розвиток даного способу забезпечення стійкості руху в напрямку вдосконалювання алгоритмів роботи систем, надійності вимірів й обробки сигналів джерел первинної інформації. У

вітчизняній літературі ця проблема не розкрита й вимагає додаткових досліджень.

При дослідженні руху автомобіля по прямій стійкість розглядається як самостійна експлуатаційна властивість. Тому ряд авторів [79,89] пропонують розглядати окремо курсову та траекторну стійкість. Курсова стійкість характеризує здатність автомобіля зберігати орієнтацію поздовжньої осі (рухатися по прямій), а траекторна стійкість - здатність машини рухатися (впливати) по заданій криволінійній траекторії (повертати). Оскільки при русі на повороті стійкість не розглядається як самостійна експлуатаційна властивість, то в літературі розрізняють курсову стійкість і траекторну керованість. На наш погляд це не правильно, оскільки в сталому режимі повороту (при постійних лінійних швидкостях руху й положенні керованих коліс) керуючих впливів немає, проте автомобіль може втратити траекторну стійкість.

Таким чином, у цей час відсутні рекомендації з оцінки стійкості прямолінійного руху автомобіля в тяговому режимі. Існуючі методи оцінки стійкості автомобіля або розглядають стійкість при заметі, або по запасу зчеплення з дорогою на задній осі, що не дає точної оцінки. По запасу зчеплення на задній осі при однаковому зовнішньому збурюванні можливо лише порівнювати стійкість автомобілів. Питання вибору адаптивного критерію стійкості руху автомобіля вимагають додаткових досліджень.

У несталому режимі руху автомобіля стійкість є одним із властивостей комплексної властивості - керованості.

Під стійкістю руху в сталому режимі варто розуміти здатність автомобіля мимовільно не відхилятися від траекторії й параметрів усталеного руху під впливом зовнішніх і внутрішніх збурювань, не контрольованих водієм або автоматичним керуючим пристроєм.

Якщо стійкість руху забезпечується при виникненні зовнішніх і внутрішніх збурювань без відхилення автомобіля від задані траекторії й кінематичні параметри руху, то автомобіль має статичну стійкість. Якщо задана траекторія й кінематичні параметри руху автомобіля відновлюються після

появи відхилень під впливом зовнішніх і внутрішніх збурювань, то автомобіль має динамічну стійкість.

Втрата стійкості при сталому прямолінійному русі - замет задньої осі, відведення передньої осі, буксування ведучих коліс або наїзд на перешкоду. У цьому випадку прохідність і плавність ходу автомобіля є також експлуатаційними властивостями, що впливають на стійкість руху.

Стійкість положення (проти перекидання в поздовжній і поперечній площинах) є одним із властивостей стійкості руху, оскільки при втраті стійкості положення рух автомобіля неможливо.

Кількісно стійкість руху можна оцінювати по максимальній величині зовнішнього або внутрішнього збурювання, при впливі якого зберігається стійкий рух автомобіля.

Одним з таких оцінюваних параметрів може бути лінійне або кутове прискорення, лінійна або кутова швидкість автомобіля, або його лінійне або кутове переміщення.

Прискорення виникає раніше швидкості переміщення, а швидкість переміщення - раніше переміщення.

Тому як критерій стійкості руху варто використати прискорення (лінійне або кутове). На сьогоднішній день відсутні рекомендації з визначення на стадії проектування експлуатаційних і конструктивних параметрів автомобіля, що забезпечують виконання вимог його стійкості в тяговому режимі й при русі накатом, що пояснюється недостатньою теоретичною дослідженістю даного питання. Існуючі методи оцінки стійкості практично зводяться до оцінки при заметі. Насправді замет не повинен з'являтися, оскільки цей стан, що створює непевність у водія. Найбільш детальні дослідження стійкості автомобіля проти заносу проведені в роботах Є. А. Чудакова та Я. М. Певзнера[81,83]. Є. А. Чудаков проводив оцінку стійкості по величині бічної реакції на задній осі. Однак, щоб оцінити стійкість, необхідно знати не тільки запас по бічній силі на осі, але й момент, що обурює, що створюється бічною силою на передній осі. Критерій Є. А. Чудакова не дозволяє абсолютно оцінити стійкість автомобіля

проти замету, з його допомогою можна лише сказати – більш-менш стійкий автомобіль. Таким чином, питання вибору адаптивного критерію стійкості проти замету вимагають додаткових досліджень.

У тяговому режимі й при вільному вибігу оцінку стійкості робити на сьогоднішній день не можна. Ні взаємозв'язку між тяговими характеристиками, геометричними, вагарнями й показниками стійкості проти замету. Не існує критеріїв, що зв'язують показники курсової стійкості автомобілів у тяговому режимі й вільному вибігу з геометричними параметрами автомобілів й умовами зчеплення коліс із дорогою.

Авторами запропонований коефіцієнт стійкості, який дорівнює відношенню моменту, що стабілізує занос до моменту, що збурює, який визначається з наступного співвідношення

$$I_z \cdot \ddot{\omega} = M_{\text{возм}} - M_{\text{стаб}} = M_{\text{возм}} \cdot \left(1 - \frac{M_{\text{стаб}}}{M_{\text{возм}}} \right) = M_{\text{возм}} \cdot (1 - K_{\text{вст}}), \quad (3.46)$$

де I_z – момент інерції автомобіля щодо вертикальної осі;

$M_{\text{возм}}$ – момент, що збурює;

$M_{\text{стаб}}$ – стабілізуючий момент;

$\ddot{\omega}$ – кутове прискорення автомобіля щодо вертикальної осі;

$K_{\text{вст}}$ – коефіцієнт стійкості.

При $K_{\text{вст}} > 1$ рух автомобіля стійко, при $K_{\text{вст}} < 1$ – хитливо, при $K_{\text{вст}} = 1$ автомобіль перебуває на грані виходу із зони стійкого руху.

Запропонований коефіцієнт дозволяє проводити оцінку стійкості автомобілів різного компонування в різних режимах руху й перейти до визначення зони стійкого руху автомобіля.

У тяговому режимі на ведучих колесах автомобіля виникають дотичні реакції, спрямовані убік руху, а на ведених колесах – у протилежну сторону. На ведучих колесах дотична реакція визначається різницею між тяговою (рушійною) силою й силою опору коченню на ведучих колесах. Зазначена дотична реакція дорівнює сумі сил опору повітряного середовища P_w й опору

коченню ведених коліс (рівних дотичним реакціям на ведених колесах). Якщо є запас по зчепленню на ведучих колесах, то виникає можливість створення надлишкової тягової сили, що йде на розгін автомобіля.

На рис. 3.8 наведена схема сил, що діють на повнопривідний автомобіль при русі в тяговому режимі. Найбільш загальним випадком руху в тяговому режимі є розгін автомобіля.

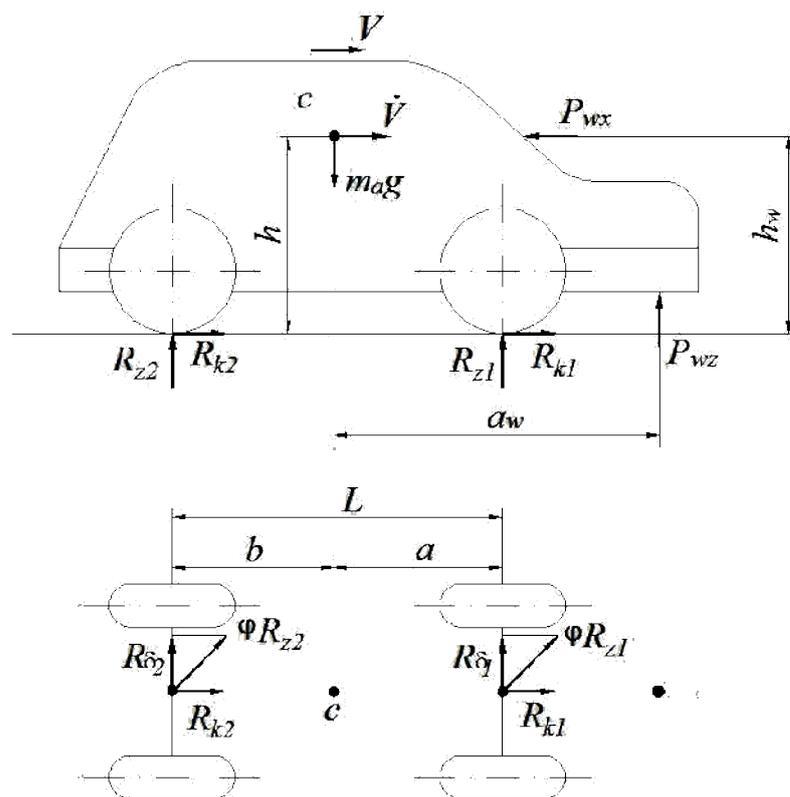


Рисунок 3.8 – Схема сил, що діють на повнопривідний автомобіль при русі в тяговому режимі:

L – база автомобіля; a , b – координати проекції центра мас C автомобіля на горизонтальну площину; $R_{\delta 1}$, $R_{\delta 2}$ – бічні реакції дороги на колесах передньої й задньої осей; R_{z1} , R_{z2} – нормальні реакції на колесах передньої й задньої осей; V – лінійна швидкість автомобіля; \dot{V} – лінійне прискорення автомобіля; h – висота центра мас автомобіля; h_w – висота центра аеродинамічного тиску, $h_w \approx h$; P_{wx} й

P_{wz} – відповідно сила лобового опору повітря й піднімальна сила, що діє на автомобіль; a_w – відстань від проекції центра мас на горизонтальну площину до крапки додатка піднімальної сили.

Коефіцієнт стійкості автомобіля в розглянутому випадку [88]

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta_2}}{R_{\delta_1}}. \quad (3.47)$$

Дотичні реакції в контакті передніх і задніх коліс із дорогою визначаються конструкцією трансмісії, тобто розподілом загальної тягової сили між передніми й задніми колесами

$$R_{x_1} = K_R \cdot R_K; \quad (3.48)$$

$$R_{x_2} = (1 - K_R) \cdot R_K, \quad (3.49)$$

де R_{x_1} , R_{x_2} – дотичні реакції на передніх і задніх колесах (відрізняються від відповідних тягових сил на величини сил опору коченню);

K_R – коефіцієнт розподілу тягового моменту між мостами автомобіля,

R_k – сумарна дотична реакція на колесах автомобіля.

При $K_R = 1$, сумарна дотична реакція на ведучих колесах автомобіля визначається з умови

$$R_x = P_{вх} + m_a \cdot \dot{V} = (1 - K_{cy}) \cdot m_a \cdot g \cdot f + k_x \cdot F_x \cdot V^2 + m_a \cdot \dot{V}, \quad (3.50)$$

де K_{cy} – коефіцієнт використання зчіпної ваги автомобіля в тяговому режимі руху (для повнопривідного автомобіля $K_{cy} = 1$).

$k_x \cdot F_x$ – фактор обтікання в горизонтальній площині;

f – коефіцієнт опору коченню коліс.

Якщо взяти за основу полярну тертя при описі зчіпних властивостей коліс, то бічні реакції дороги на осях можна визначити як

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - R_{x_1}^2} = \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{z_1}^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}; \quad (3.51)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - R_{x_2}^2} = \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{z_2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2}. \quad (3.52)$$

Нормальні реакції дороги на передній і задній осях автомобіля (див. мал. 2) з урахуванням перерозподілу вертикального навантаження

$$\begin{aligned} R_{z_1} &= m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - P_{wx} \cdot \frac{h_w}{L} - \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} - P_{wz} \cdot \frac{a_w + L}{L} \\ &= m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - k_x \cdot F_x \cdot V^2 \cdot \frac{h_w}{L} - \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} - k_z \cdot F_z \cdot V^2 \cdot \frac{a_w + L}{L}; \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned} R_{z_2} &= m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + P_{wx} \cdot \frac{h_w}{L} + \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} + P_{wz} \cdot \frac{a_w}{L} = \\ &= m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + k_x \cdot F_x \cdot V^2 \cdot \frac{h_w}{L} + \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} + k_z \cdot F_z \cdot V^2 \cdot \frac{a_w}{L}; \end{aligned} \quad (3.54)$$

де $k_z \cdot F_z$ – фактор обтікання у вертикальній площині.

При виводі формул (3.53) і (3.54) прийняте допущення того, що $h_w \approx h$.

Після підстановки отриманих виразів у співвідношення (3.47) і перетворень, одержимо для повнопривідного автомобіля

$$K_{y_{cm}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{z_2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2}}{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{z_1}^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}}. \quad (13.55)$$

З виразу (3.55) визначимо зону стійкого руху автомобіля

$$\dot{V} \leq \frac{\varphi_x^2 \cdot g \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{b}{a}}{0,5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \cdot \left(K_R^2 - \varphi_x^2 \cdot \frac{h^2}{L^2} \right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0,5)} - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 = \dot{V}_{y_{cm}}^{\max}. \quad (3.56)$$

Максимально можливе прискорення автомобіля

$$\dot{V}_{\text{перед}} = K_{\text{ци}} \cdot \varphi_x \cdot g - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2. \quad (3.57)$$

На рис. 3.9 представлені графіки прискорень повнопривідних автомобілів виробництва Росії й Західної Європи.

Таким чином, повнопривідні автомобілі при більших лінійних прискореннях менш стійкі проти замету, чим при малих прискореннях.

Аналізуючи отримані графіки, можна зробити вивід про те, що з ростом φ_x збільшується $\dot{V}_{\text{уст}}^{\text{max}}$ (див.рис.3.9).

Для задньоприводного автомобіля $K_R = 0$ і вираз (3.56) матиме вигляд

$$\dot{V} \leq \frac{2 \cdot \varphi_x^2 \cdot g \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{b}{a}}{1 - \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \cdot \varphi_x^2 \cdot \frac{h^2}{L^2}} - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 = \dot{V}_{\text{уст}}^{\text{max}}. \quad (3.58)$$

На рис. 3.10 представлені графіки прискорень задньопривідних автомобілів виробництва Росії й Західної Європи.

Досліджувані задньопривідні автомобілі мають гіршу стійкість у порівнянні з повнопривідними.

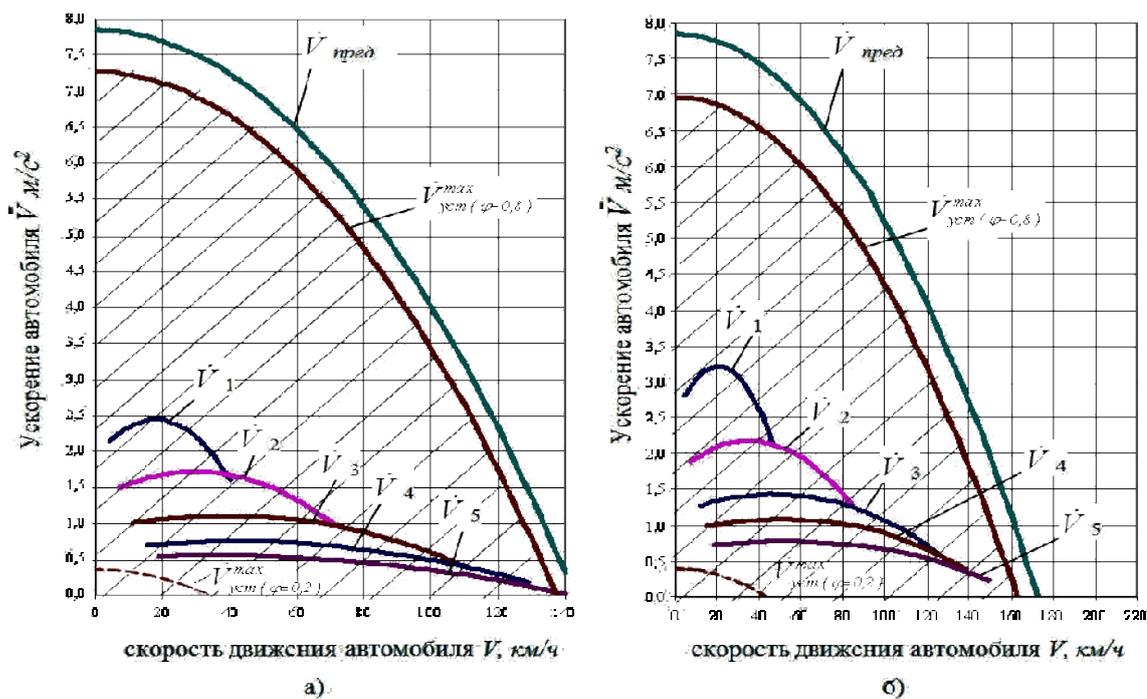


Рисунок 3.9 – Графіки прискорень повнопривідних автомобілів:

а) VAZ-21213; б) Audi 6 1.8TQuattro при $\varphi_x = 0,8$ й $\varphi_x = 0,2$;

зона стійкого руху заштрихована

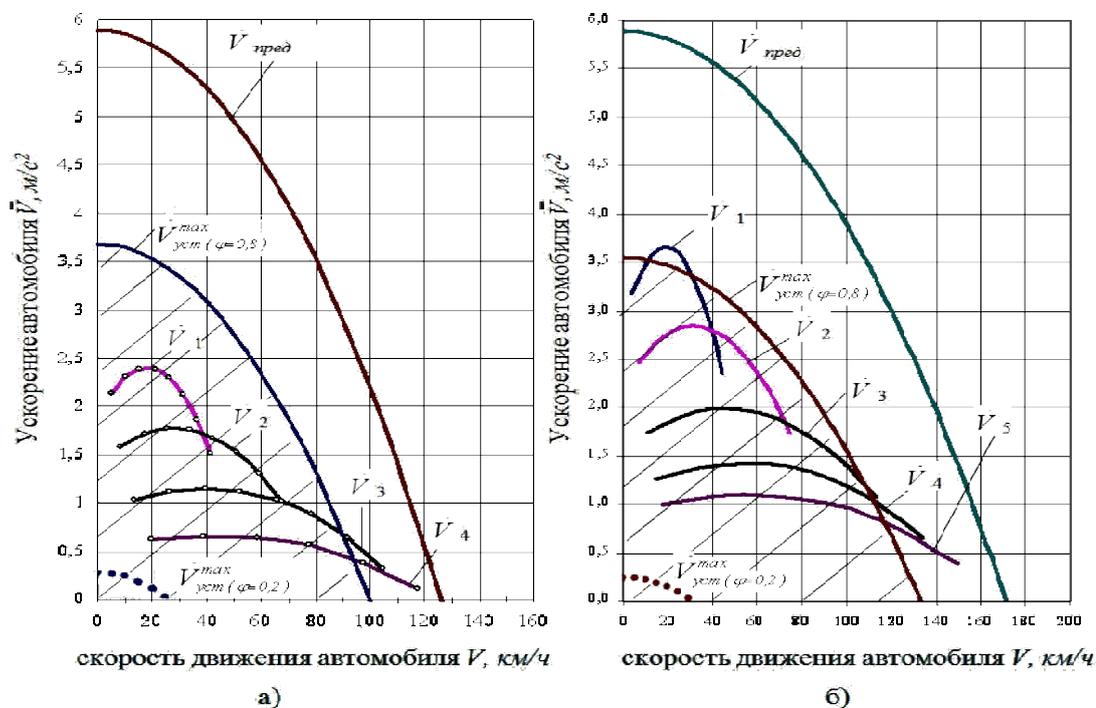


Рисунок 3.10 - Графіки прискорень задньопривідних автомобілів:

а) VAZ-2101; б) BMW-320i при $\varphi_x=0,8$ й $\varphi_x = 0,2$;

зона стійкого руху заштрихована.

Для передньоприводного автомобіля $K_R = 1$ і вираз (3.56) набуде вигляд

$$V \leq \varphi_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{m_a}{k \cdot F}}{\left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \cdot \left(1 - \varphi_x^2 \cdot \frac{h^2}{L^2}\right) - 1}} = V_{уст}^{max}. \quad (3.59)$$

При $a = b$ співвідношення (26) матиме вигляд

$$V \leq \varphi_x \cdot \sqrt{-2 \cdot g \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{m_a}{k \cdot F}} = V_{уст}^{max}. \quad (3.60)$$

Негативний знак підкореневого виразу в залежності (3.60) свідчить про стійкий рух передньоприводного автомобіля в тяговому режимі.

Питання для самоперевірки

1. *Споживчі та експлуатаційні властивості автомобіля.*
2. *Динамічні властивості автомобілів та їх характеристики.*
3. *Визначення поняття керованості колісних машин.*
4. *Визначення поняття стійкості колісної машини.*
5. *Структура властивостей стійкості автомобілів та тракторів.*
6. *Структура властивостей керованості автомобілів та тракторів.*
7. *Поняття маневрування автомобілів та тракторів.*
8. *Критерії маневрування автомобілів та тракторів.*
9. *Власна частота коливань автомобіля у площині дороги як критерій оцінки стійкості та керованості.*
10. *Коефіцієнт стійкості автомобіля проти заносу та його фізичний зміст.*

РОЗДІЛ 4 ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

4.1 Помилки, що допускаються у теорії автомобіля та трактора при використанні принципу Д'Аламбера

Теорія автомобіля й трактора є прикладною наукою, основу якої становить класична механіка. При формуванні прикладної науки дуже важливо, щоб її положення не суперечили законам механіки. Одне із ключових положень теорії автомобіля й трактора - поняття тягового балансу по своєму змісті не коректно, оскільки суперечить законам класичної механіки.

Уперше поняття й тягового балансу та балансу потужностей автомобіля ввів Е. А. Диваків [5]. Баланс потужностей характеризує структуру витрати енергії двигуна на подолання сил дорожнього й аеродинамічного опору. Запас потужності двигуна використовується для розгону автомобіля, тобто йде на нагромадження його кінетичної енергії. Запас потужності двигуна також необхідний для збереження автомобілем сталої швидкості руху (сталого рівня кінетичної енергії) при різкій зміні сил опору руху. Усталений рух - це рух з постійною середньою швидкістю на відміну від рівномірного руху, чиненого з постійною миттєвою швидкістю. Тому рівняння балансу потужностей має наступний вигляд

$$\eta_{mp} \cdot N_e = N_f + N_i + N_w + N_p, \quad (4.1)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна;

η_{mp} – ККД трансмісії;

N_f – витрати потужності двигуна на подолання сил опору руху;

N_i – витрати потужності двигуна на подолання підйому;

N_w – витрати потужності двигуна на подолання аеродинамічного опору;

N_p – запас потужності двигуна, що використовується для розгону автомобіля.

Рівняння балансу потужностей є основою для оцінки тягово-швидкісних властивостей й енергетичних показників автомобіля.

Слід зазначити, що якщо компоненти потужності N_f , N_i , N_w не залежать від водія, то запасом потужності N_p водій може керувати за своїм розсудом. Іншими словами, N_p можна вважати начебто «вільною потужністю». Чим вище значення вільної потужності N_p , тим динамічніше автомобіль, тим вища його прийомистість.

Енциклопедичний словник [34] визначає зміст слова «баланс» (від французького слова *balance*, у буквальному значенні - ваги) як рівновага, зрівноважування. Якщо для енергетичного балансу справедливе чисто математичне «зрівноважування» величин (див. формулу (4.1)), то рівновага сил (баланс) повинне забезпечувати автомобілю або спокій, або стан рівномірного прямолінійного руху (виконання першого закону Ньютона - закону інерції).

При складанні рівняння тягового або силового балансу Є. А. Чудаковим [5] застосований принцип д'Аламбера [50], тобто принцип кінетостатики, при якому рівняння динаміки вирішуються за допомогою рівнянь статички. У цьому випадку добуток маси автомобіля на його прискорення (має розмірність сили) із протилежним знаком входить у рівняння квазістатички. Рівняння називається квазістатичним, оскільки зрівноважу вальна сила інерції є фіктивною реактивною силою. Використання рівнянь квазістатички дозволяє легко визначити компоненти рівнянь динаміки, особливо при аналізі складних механічних систем.

У роботах Є.А. Чудакова [5] вперше отримане рівняння силового (тягового) балансу автомобіля, що має наступний вид

$$P_k = P_f + P_w \pm P_i \pm P_j, \quad (4.2)$$

де P_k – сумарне тягове зусилля на ведучих колесах автомобіля;

P_f – сила опору коченню коліс автомобіля;

P_w – сила аеродинамічного опору;

P_i – сила опору при русі автомобіля на нахилі має додатне значення при русі на підйомі та від’ємне – на спуску;

P_j – сила інерції поступального руху автомобіля (зрівноважувальна сила – має додатне значення при розгоні автомобіля та від’ємне – при гальмуванні).

У роботі М.А. Яковлева [43] сила інерції навіть названа «силою опору розгону». Виникає питання про те, що відбудеться з автомобілем якщо «сила опору розгону» стане рівною нулю? Ця точка зору була відбита й у наступних виданнях книг, присвячених теорії експлуатаційних властивостей автомобілів. Зокрема, у довіднику фірми BOSCH [51] тяговий баланс визначений як «рівняння рівноваги між рушійною силою й силами опору руху».

Класична механіка [50] нагадує про те, що, застосовуючи метод д’Аламбера, варто мати на увазі – він як й основний закон динаміки, належить до руху, розглянутому стосовно інерційної системи відліку. При цьому на точку механічної системи, рух якої вивчається, діють тільки зовнішні й внутрішні сили, що виникають у результаті взаємодії точок системи один з одним і із точками, що не входять у систему. Під дією цих сил точки системи й рухаються з відповідними прискореннями. Сили ж інерції, про які говориться в принципі д’Аламбера, на точки, що рухаються, не діють, інакше ці точки перебували б у спокої або рухалися без прискорень і тоді б не було й самих сил інерції. Введення сил інерції - це лише прийом, що дозволяє становити рівняння динаміки за допомогою більше простих методів статички.

Таким чином, хоча відомі рівняння тягового балансу дозволяють визначати діючі на автомобіль сили, але при цьому зникає фізичний зміст рівнянь динаміки машин.

Крім того, багатьма авторами сила інерції автомобіля P_j сприймається як активна сила (забувають, що фіктивна сила інерції – реактивна сила). Наприклад, при поясненні механізму замету автомобіля в процесі гальмування сила інерції представляється збурюючою силою (збільшуючою кут повороту поздовжньої осі автомобіля при заблокованих задніх колесах та такою, що зменшує кут при заблокованих передніх колесах [52]). Сила інерції - це фіктивна сила й рушійна сила бути не може.

Слід зазначити, що тяговий (силовий) баланс автомобіля або трактора можливий при русі з постійною швидкістю. Але ця рівновага (баланс) динамічна (нестійка), оскільки при будь-якій незначній зміні кожної з компонентів рівняння рівноваги баланс порушується. Рівняння (4.2) варто записувати у вигляді

$$m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} = P_k - P_f - P_w \pm P_i, \quad (4.3)$$

де m_a – загальна маса автомобіля;

$\frac{dV_a}{dt}$ – лінійне прискорення автомобіля.

Рівняння (4.3) варто називати рівнянням тягової динаміки автомобіля. Ліва частина рівняння (4.3) являє собою миттєву зміну кількості руху. Для машин, у процесі експлуатації яких загальна маса m_a змінюється (поливальна машина, тракторний поїзд при роботі зі збиральним комбайном і т.д.) рівняння тягової динаміки має більш строгий вигляд

$$\frac{d(m_a V_a)}{dt} = P_k - P_f - P_w \pm P_i. \quad (4.4)$$

4.2 Визначення поняття тягового (силового) балансу автомобіля

На наш погляд, тяговий (силовий) баланс автомобіля виникає при рівності рушійної (тягової) сили сумарній силі опору руху. Сила інерції автомобіля в цьому балансі не враховується. Тому силовий баланс відповідає або стану спокою, або рівномірного прямолінійного руху автомобіля. Одержання силового балансу забезпечує водій, здійснюючи педалью подачі палива й перемиканням передач регулювання тягової сили на ведучих колесах. Режим тягового (силового) балансу характеризується точкою M на силовій характеристиці автомобіля (див. рис. 4.1).

Стан силового балансу автомобіля хитливо, оскільки як тягова сила, так і сили опору P_f й P_w нестабільні по величині. Тому якщо необхідно підтримувати постійну швидкість руху автомобіля, те варто постійно регулювати величину тягової сили автомобіля за допомогою регулювання подачі палива й перемикання передач. Ділянка кривої $P_f + P_w = F(V_a)$ від точки M' до точки M це лінія силового балансу при заданих силах опору руху. При різних силах опору руху автомобіля одержимо сімейство кривих (рис. 4.2) силового балансу.

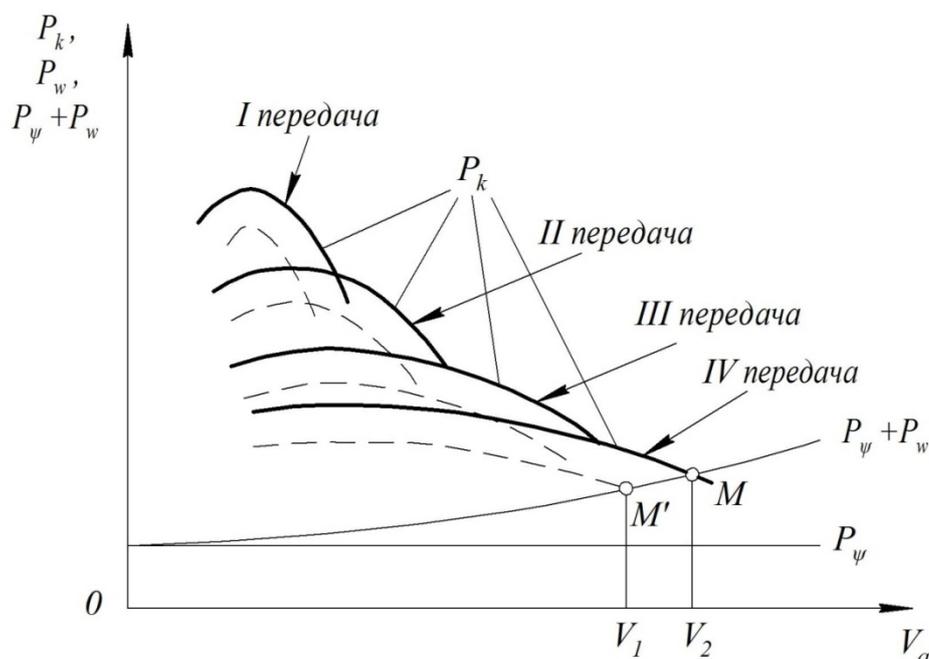


Рисунок 4.1 - Силова характеристика автомобіля:

— при роботі двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці;

- - - при роботі двигуна на частковій швидкісній характеристиці;

M , M' – точки, у яких реалізується силовий (тяговий) баланс автомобіля при повній подачі палива й роботі на частковій швидкісній характеристиці; P_{ψ} – сила сумарного дорожнього опору, $P_{\psi} = P_f \pm P_i V_a$ – швидкість автомобіля.

Варто звернути увагу на те, що в напрямку осі Ozy автомобіля завжди забезпечується силовий баланс оскільки сума проєкцій всіх сил на цю вісь завжди дорівнює нулю. При відсутності бічного ковзання коліс передньої або задньої осі автомобіля так само забезпечується силовий баланс у напрямку осі Oy . При відсутності перекидання автомобіля в поздовжній і поперечній площинах так само забезпечується силовий (моментний) баланс у зазначених площинах (щодо центральних осей автомобіля Ox та Oy). Функція $F(V_a)$ є функцією від швидкості й сумарного опору руху автомобіля ΣP_c .

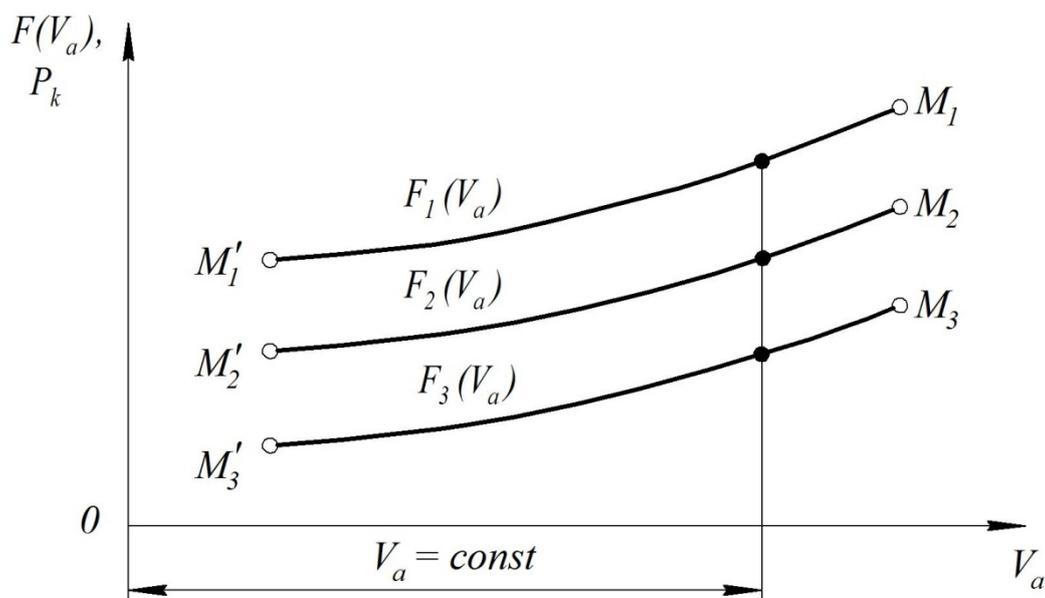


Рисунок 4.2 - Лінії силового балансу при різних значеннях сил опору руху.

4.3 Використання тягового балансу при оцінці динамічних властивостей автомобілів

Прискорення автомобіля при розгоні можна визначити як

$$\dot{V}_a = \frac{(P_k - \sum P_c)}{m_a \delta_{ep}}, \quad (4.5)$$

де δ_{ep} – коефіцієнт, що враховує обертові маси двигуна й трансмісії;

$\sum P_c$ – сумарна сила опору руху автомобіля,

$$\sum P_c = P_\psi + P_w \quad (4.6)$$

Слід зазначити, що якщо ми визначаємо тягову силу на колесах P_k без обліку втрат, пов'язаних з розгоном обертючих мас двигуна й трансмісії, те

правомірним буде введення коефіцієнта δ_{ep} врахування обертових мас (коефіцієнта обертових мас), який визначається по формулі [53]

$$\delta_{ep} = 1 + \frac{I_{np}}{m_a \cdot r_o^2} \approx 1 + A_1 + A_2 \cdot u_k^2 \approx 1,03 + 0,05 \cdot u_k^2, \quad (4.7)$$

де I_{np} – наведений до ведучих коліс момент інерції обертових мас двигуна й трансмісії;

r_o – динамічний радіус ведучих коліс;

A_1 ; A_2 – коефіцієнти, пропорційні наведеним обертовим масам, пов'язаним з ведучими колесами, відповідно до постійних і змінних передатних відношень, $A_1 \approx 0,03$; $A_2 \approx 0,05$;

u_k – передаточне число коробки передач автомобіля.

Якщо ж ми хочемо врахувати втрати тягової сили на розгін обертових мас двигуна й трансмісії, то формула для визначення P_k повинна мати вигляд

$$P_k = \frac{M_e \cdot \eta_{mp}^{ст} \cdot \eta_{mp}^{кин} \cdot \eta_{mp}^{дин}}{r_o} \cdot u_0 \cdot u_k, \quad (4.8)$$

де M_e – ефективний крутний момент двигуна;

u_0 – передаточне число головної передачі;

$\eta_{mp}^{ст}$ – статичний ККД трансмісії, що враховує втрати тягової сили на подолання сил сухого тертя;

$\eta_{mp}^{кин}$ – кінематичний ККД трансмісії, що враховує залежні від швидкості V_a автомобіля втрати тягової сили на подолання грузлого тертя (втрат на опір масла в картерах агрегатів трансмісії);

$\eta_{mp}^{дин}$ – динамічний ККД трансмісії, що враховує втрати тягової сили на розгін обертових мас двигуна й трансмісії.

Для визначення $\eta_{mp}^{дин}$ в рівняння динаміки автомобіля

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k - P_f - P_i - P_w \quad (4.9)$$

необхідно підставити вираження для P_k , отримане з урахуванням моментів інерції обертових мас [5]

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{cm} \cdot \eta_{mp}^{кин}}{r_\delta} - \frac{J_e \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{cm} \cdot \eta_{mp}^{кин}}{r_\delta} \frac{d\omega_e}{dt} - \frac{\sum J_k}{r_\delta} \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (4.10)$$

де ω_e ; ω_k – кутові швидкості колінчатого вала двигуна й коліс відповідно.

З огляду на співвідношення

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{dV_a/dt}{r_\delta} \quad (4.11)$$

та

$$\frac{d\omega_e}{dt} = u_o \cdot u_k \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{u_o \cdot u_k}{r_\delta} \frac{dV_a}{dt}, \quad (4.12)$$

а також, виносячи перший член правої частини рівняння (4.10) за дужки, одержимо

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{cm} \cdot \eta_{mp}^{кин}}{r_\delta} \left[1 - \frac{dV_a/dt}{M_e} \left(\frac{J_e}{r_\delta} u_o \cdot u_k + \frac{\sum J_k}{r_\delta \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{cm} \cdot \eta_{mp}^{кин}} \right) \right], \quad (4.13)$$

де I_e – момент інерції обертових мас двигуна (умовно вважаємо, що до нього приведені всі обертові маси трансмісії до коробки передач, включно);

$\sum I_k$ – сумарний момент інерції всіх коліс (ведучих та ведених) автомобіля; умовно вважаємо, що до них приведені всі обертові маси трансмісії від коробки передач до ведучих коліс.

Вираз в дужках, поділений на M_e , наведений в правій частині рівняння (4.13), є динамічним ККД трансмісії

$$\eta_{mp}^{\text{дин}} = 1 - \frac{dV_a/dt}{M_e} \left(\frac{J_e}{r_\partial} u_o \cdot u_k + \frac{\sum J_k}{r_\partial \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{cm} \cdot \eta_{mp}^{\text{кин}}} \right). \quad (4.14)$$

З виразу (4.14) видно, що при рівномірному русі автомобіля $dV_a/dt = 0$ й $\eta_{mp}^{\text{дин}} = 1$. При усталеному русі автомобіля прискорення dV_a/dt змінюється за законом періодичної функції, період коливань якої буде дорівнювати періоду коливань $\eta_{mp}^{\text{дин}}$. Останню обставину необхідно враховувати при визначенні енергії, що витрачається на рух автомобіля та витрати палива.

Визначимо взаємозв'язок між коефіцієнтом обертових мас δ_{ep} і динамічним ККД трансмісії. Для цього перетворимо вираз (4.9) з урахуванням (4.10) - (4.12) до виду [5]

$$\begin{aligned} & \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{cm} \cdot \eta_{mp}^{\text{кин}}}{r_\partial} - P_f - P_i - P_w = \\ & = \left(m_a + \frac{J_e \cdot u_k^2 \cdot u_o^2 \cdot \eta_{mp}^{cm} \cdot \eta_{mp}^{\text{кин}}}{r_\partial^2} + \frac{\sum J_k}{r_\partial^2} \right) \frac{dV_a}{dt}. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Вираз в правій частині рівняння (4.15) являє собою наведену масу автомобіля [5]

$$m_{np} = m_a \cdot \delta_{ep}, \quad (4.16)$$

де

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + \frac{J_e \cdot u_k^2 \cdot u_o^2 \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{кин}}}{m_a \cdot r_\partial^2} + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_\partial^2}. \quad (4.17)$$

З виразу (4.17) визначимо

$$A_1 = \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_\partial^2} \cong 0,03; \quad (4.18)$$

$$A_2 = \frac{J_e \cdot u_o^2 \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{кин}}}{m_a \cdot r_\partial^2} \cong 0,05. \quad (4.19)$$

Визначимо з виразу (4.17) величину $\sum J_k$

$$\begin{aligned} \sum J_k &= m_a \cdot r_\partial^2 \left(\delta_{\text{вр}} - 1 - \frac{J_e \cdot u_k^2 \cdot u_o^2 \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{кин}}}{m_a \cdot r_\partial^2} \right) = \\ &= m_a \cdot r_\partial^2 (\delta_{\text{вр}} - 1) - J_e \cdot u_k^2 \cdot u_o^2 \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{кин}}. \end{aligned} \quad (4.20)$$

Підставляючи (4.20) в (4.14), одержимо

$$\eta_{\text{тп}}^{\text{дин}} = 1 - \frac{dV_a}{dt} \cdot \frac{m_a \cdot r_\partial (\delta_{\text{вр}} - 1)}{M_e \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{кин}}} \quad (4.21)$$

або з урахуванням (4.7)

$$\eta_{\text{тп}}^{\text{дин}} = 1 - \frac{dV_a}{dt} \cdot \frac{m_a \cdot r_\partial (0,03 + 0,05 \cdot u_k^2)}{M_e \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{кин}}} \quad (4.22)$$

Якщо у вираженні (4.5) силу $\sum P_c$ винести за дужки, будемо мати

$$\dot{V}_a = \frac{\sum P_c \left(\frac{P_k}{\sum P_c} - 1 \right)}{(m_a \delta_{ep})}. \quad (4.23)$$

Відношення величин $\frac{P_k}{\sum P_c}$ нами запропоновано в роботах [15,54]

називати коефіцієнтом динамічності автомобіля K_D , тобто

$$K_D = \frac{P_k}{\sum P_c}. \quad (4.24)$$

Значення $K_D = 1$ відповідає одержанню тягового (силового) балансу автомобіля. Перевищення цієї величини над одиницею характеризує динамічність автомобіля, тобто наявність вільної потужності N_p , що водій може використати для розгону машини. Отже, при $K_D > 1$ автомобіль має керованість. При $K_D < 1$ рух сповільнюється, оскільки потужності двигуна N_e недостатньо для подолання сил дорожнього опору при заданій лінійній швидкості руху V_a . Це означає, що при $K_D < 1$ автомобіль губить стійкість поступального руху із заданою швидкістю V_a . Водій повинен або збільшити потужність двигуна в можливих межах до $N_{e\max}$, або погодитися зі зміною режиму руху.

Традиційні методики вибору потужності двигуна автомобіля на стадії проектування використовують у якості одного з основних розрахункових параметрів максимальну швидкість руху автомобіля, тобто умова силового (тягового) балансу на максимальній швидкості руху. Такий підхід характерний для автомобілів, експлуатованих на міжнародних трасах, на яких можливо реалізувати сталий режим руху. Сучасні автомобілі, що беруть участь у

напруженому міському циклі руху, який характеризується більшою кількістю маневрів і частою зміною, що супроводжується, швидкості руху, необхідно розраховувати з урахуванням коефіцієнта K_D динамічності. Інакше кажучи, потужність проектованого двигуна повинна мати дві складові: зв'язану потужність, що забезпечує силовий баланс автомобіля при русі по місту із середньою можливою швидкістю й вільною потужністю N_p , що дозволяє реалізувати необхідний коефіцієнт динамічності K_D й прискорення автомобіля при розгоні.

Визначимо залежність динамічного ККД $\eta_{mp}^{дин}$ трансмісії від коефіцієнта динамічності автомобіля K_D , приймаючи, що при визначенні тягової сили автомобіля вже враховані втрати на розгін обертових мас трансмісії. У цьому випадку вираження (4.23) з обліком (4.24) матиме вигляд

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{\sum P_c (K_D - 1)}{m_a}. \quad (4.25)$$

Підставляючи (4.25) в (4.21), матимемо

$$\eta_{mp}^{дин} = 1 - \frac{\sum P_c \cdot r_\delta}{M_e \cdot u_k \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{ст} \cdot \eta_{mp}^{кин}} \cdot (\delta_{вр} - 1) \cdot (K_D - 1). \quad (4.26)$$

Помноживши чисельник і знаменник дробу на $\eta_{mp}^{дин}$, отримаємо

$$\eta_{mp}^{дин} = 1 - \frac{\eta_{mp}^{дин}}{K_D} \cdot (\delta_{вр} - 1) \cdot (K_D - 1). \quad (4.27)$$

Дозволивши рівняння (4.27) відносно $\eta_{mp}^{дин}$, остаточно отримаємо

$$\eta_{mp}^{дин} = \frac{1}{\delta_{ep} \left(1 - \frac{1}{K_D} \right) + \frac{1}{K_D}}. \quad (4.28)$$

Зі зростанням K_D відбувається зменшення $\eta_{mp}^{дин}$. Це означає, що з ростом питомої потужності автомобіля й, отже, вільної потужності N_p , що йде на розгін, відбувається зменшення динамічного ККД трансмісії при розгоні машини. Межа зміни динамічного ККД трансмісії

$$\lim_{K_D \rightarrow \infty} \eta_{mp}^{дин} = \lim_{K_D \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{\delta_{ep} \left(1 - \frac{1}{K_D} \right) + \frac{1}{K_D}} \right] = \frac{1}{\delta_{ep}}. \quad (4.29)$$

Мінімальне значення динамічного ККД трансмісії

$$\eta_{mp \min}^{дин} = \frac{1}{\delta_{ep}} \quad (4.30)$$

може використовуватися при наближених розрахунках динаміки автомобіля. На рисунку 4.3 наведений графік залежності $\eta_{mp}^{дин} = f(K_D)$ для умовного автомобіля що має $u_{K \max} = 3,5$. Розрахунок виконаний з урахуванням залежностей (4.17) – (4.19). На цьому ж малюнку представлений графік залежності (4.30).

Коефіцієнт прийомистості автомобіля [55] або коефіцієнт корисної дії легкового автомобіля [15,54]

$$\eta_a = \frac{N_p}{N_e} = \frac{N_e - V_a \sum P_c / \eta_{mp}}{N_e} = 1 - \frac{V_a \sum P_c}{N_e \cdot \eta_{mp}}, \quad (4.31)$$

де η_{mp} – загальний ККД трансмісії,

$$\eta_{mp} = \eta_{mp}^{ст} \cdot \eta_{mp}^{кин} \cdot \eta_{mp}^{дин} . \quad (4.32)$$

Відношення $N_e \cdot \eta_{mp} / (V_a \sum P_c)$ являє собою коефіцієнт динамічності автомобіля K_D . З урахуванням цього, вираз (4.31) матиме вигляд

$$\eta_a = 1 - \frac{1}{K_D} . \quad (4.33)$$

Вираз (4.28) з урахуванням (4.33) набуде вигляду

$$\eta_{mp}^{дин} = \frac{1}{1 - \eta_a (1 - \delta_{вр})} . \quad (4.34)$$

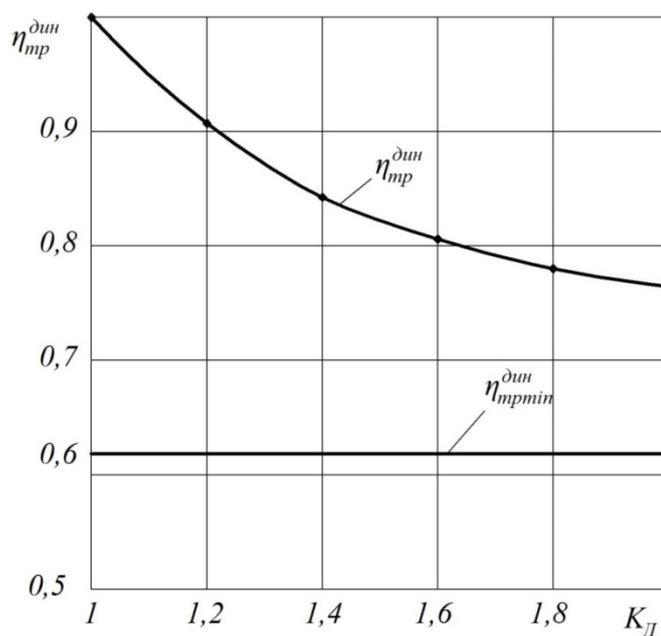


Рисунок 4.3 – Залежність динамічного ККД трансмісії від коефіцієнта динамічності автомобіля при $U_K = 3,5$

Звідси коефіцієнт приємності (коефіцієнт корисної дії) легкового автомобіля

$$\eta_a = \frac{\frac{1}{\eta_{mp}^{дин}} - 1}{\delta_{вр} - 1}. \quad (4.35)$$

Таким чином, нами отримані аналітичні залежності (4.28), (4.33), (4.35), що зв'язують між собою параметри, що визначають динамічні властивості автомобілів.

4.4 Аналіз втрат енергії в моторно-трансмісійних установках

4.4.1 Аналіз механічних втрат у двигуні.

Досконалість двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) оцінюють таким важливим показником як ККД, що, у свою чергу, залежить від значної кількості параметрів ДВЗ, у тому числі й параметрів механічних втрат. Як відомо, механічні втрати ДВЗ із шатунно-поршневою групою значні по величині й досягають 25-30% індикаторної потужності [64, 65].

Проведені автором роботи [65] дослідження виявили, що з ростом числа обертів ефективна потужність ДВЗ збільшується по статичній залежності, а розрахункові значення механічних втрат - по лінійній (див. рис. 4.4 [64, 65]).

Звідси видно, що розрахункові механічні втрати N_{mp} під час роботи циліндрів значно відрізняються від втрат N_{xp} , одержуваних при методі холодного прокручування [65].

Втрати потужності N_{xp} при холодному прокручуванні ДВЗ після перевищення частоти обертання 5000 хв^{-1} переходять із зони лінійної в зону статичної залежності з високою інтенсивністю росту. Отримані результати порозуміваються збільшенням сил тертя в рухливих з'єднаннях «гільз-компресійне кільце» [65].

Поведений аналіз дозволяє зробити вивід про те, що визначення потужності механічних втрат методом вибігу потрібно робити при «гарячому» ДВЗ, тобто після певного часу роботи під навантаженням [65].

Механічний ККД відбиває співвідношення між індикаторною й ефективною потужностями двигуна. Розходження цих величин викликано втратами, пов'язаними з передачею газових сил від днища поршня до маховика й із приводом допоміжного устаткування двигуна. Всі ці втрати потрібно досліджувати при пошуку рішень по поліпшенню паливної економічності двигуна й автомобіля [66]. Найбільш значна частина втрат викликана тертям у циліндрі, менша - тертям у підшипниках, що змазують добре, і приводом необхідного для роботи двигуна устаткування. Втрати, пов'язані з надходженням повітря у двигун (насосні втрати) досить важливі, тому що вони зростають пропорційно квадрату частоти обертання вала двигуна [66].

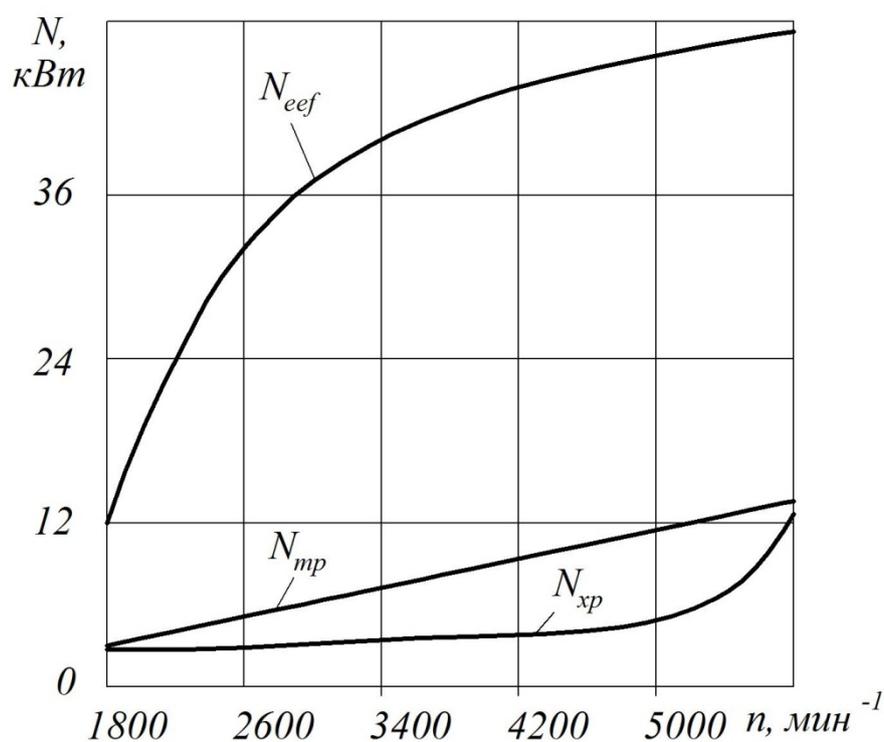


Рис. 4.4. Графік залежності ефективної потужності N_{eef} , розрахункових механічних втрат під час роботи циліндрів N_{mp} і втрат, одержаних методом холодного прокручування N_{xp} від частоти обертів ДВЗ [65].

Втрати потужності, необхідні для привода устаткування, що забезпечує роботу двигуна, включають потужність на привод механізму газорозподілу, масляного водяного й паливного насосів, вентилятора системи охолодження [66]. Інші втрати на привод устаткування пов'язані з генератором, пневмокомпресором, гідронасосами, необхідними витратами енергії для висвітлення, забезпечення роботи приладів, гальмової системи, рульового керування автомобіля [66].

При зменшенні навантаження двигуна його механічний ККД погіршується, тому що абсолютна величина більшості втрат не залежить від навантаження. Наочним прикладом служить робота двигуна без навантаження, тобто на холостому ходу, коли механічний ККД дорівнює нулю й всій індикаторній потужності двигуна витрачається на подолання його втрат. При навантаженні двигуна 50% або менш питома витрата палива в порівнянні з повним навантаженням значно зростає й тому використати для привода двигун, що має більшу, ніж це потрібно потужність, зовсім неекономічно [66]. Останнє твердження входить у суперечність із твердженням авторів статті [67] про те, що необхідно створення запасу потужності автотракторних двигунів за умовою забезпечення необхідного рівня надійності.

Механічний ККД двигуна залежить від типу використовуваного масла. Застосування в зимовий час масел підвищеної в'язкості приводить до росту витрати палива. Потужність двигуна при більших висотах над рівнем моря падає внаслідок зменшення тиску атмосферного повітря. Однак втрати практично не міняються, внаслідок чого питома витрата палива зростає аналогічно тому, як це має місце при частковому навантаженні двигуна [66].

4.4.2 Аналіз механічних втрат при передачі енергії від двигуна до ведучих коліс.

Передача потужності від маховика двигуна до ведучих коліс супроводжується втратами. Спочатку відбувається втрата потужності за

рахунок пробуксовки зчеплення. У фрикційному зчепленні вони, однак, незначні й ними можна зневажити, у той час як при використанні гідродинамічних муфт і трансформаторів ці втрати досягають досить більших величин [66].

Втрати в коробці передач залежать від того, яка передача включена. Якщо використовується чотириступенева коробка передач із прямою передачею (звичайно це 4-я передача), то у випадку її включення втрати обмежуються витратою потужності на перемішування масла в картері коробки передач при обертанні проміжного вала й на привод масляного насоса у випадку, якщо він з'єднаний з коробкою передач. На інших передачах втрати залежать, головним чином, від загального числа зачеплень шестірень, через які передається крутний момент. Крім цього, на втрати впливають в'язкість і температура масла, відстань від шестірень до стінок картера коробки передач. Муфти синхронізаторів в окремих випадках також можуть бути причиною значних втрат потужності [66].

Температура масла в картері коробки передач часто досягає 100°C і є в певному змісті показником втрат. В автоматичних коробках передач втрати зростають, і головним джерелом цих втрат є гідромуфти й гідротрансформатори. Гідродинамічна муфта не змінює переданий крутний момент, і тому її пробуксовка свідчить про прямі втрати потужності; 10%-е буксування викликає зниження ККД гідромуфти до 90% [66]. Для відводу теплоти від гідромуфти її корпус виконують із оребрением. Варто помітити, що гідродинамічна муфта не може передавати крутний момент без пробуксовки, і тому використання такого зчеплення завжди пов'язане з відомими втратами потужності. У зв'язку із цим, іноді його функції дублюються паралельно підключеним фрикційним зчепленням.

У гідродинамічного трансформатора крутного моменту втрати ще більше [66].

Іншим джерелом втрат є шарніри й головна передача. Якщо автомобіль має незалежну підвіску коліс, то для передачі моменту на ведучі колеса

необхідні шарніри рівних кутових швидкостей. У тому випадку, коли ведучими є передні колеса, ці шарніри часто працюють із більшими кутовими переміщеннями і є причиною значних втрат. На щастя, при великій амплітуді коливань коліс швидкість автомобіля невелика, та й переданий момент менше по величині й досить короткий за часом [66].

Ведучі колеса встановлені на підшипниках кочення, у яких втрати на тертя дуже малі. Досить важливою є регулювання зазорів між фрикційними поверхнями гальмових механізмів після їхнього вимикання. При відсутності цих зазорів виникають більші втрати потужності, що ведуть до перегріву й порушення функціональної стабільності гальм [66].

У вантажних, спеціальних автомобілів, іноді, практично у всіх колісних тракторів і дорожньо-будівельних машин у маточині коліс розміщуються понижуючі передачі (кінцеві або бортові передачі), що також викликає більші втрати потужності, особливо взимку, при загустінні мастильного матеріалу. Для повнопривідних транспортно-тягових машин втрати ще вище. Причиною росту втрат є збільшення числа зубчастих коліс у зачепленні, наявність диференціалів і шарнірів. При відсутності міжосьових диференціалів втрати зростають за рахунок кінематичної неузгодженості коліс різних осей [66].

З вимиканням одного із провідних мостів (наприклад, переднього) обертання зубчастих коліс у роздавальній коробці й шарнірів у півосях не припиняється, тому що вони приводяться в рух обертовими колісьми. Втрати в передачі від передніх коліс усуваються лише шляхом від'єднання провідного вала в маточині колеса, оскільки в цьому випадку припиняється обертання всього привода передніх коліс. Однак розміщення в маточинах коліс спеціальних муфт відключення й керування ними являє собою складне й дороге завдання [66].

4.4.3 Аналіз втрат енергії в моторно-трансмісійних установках тягових машин.

Особливістю конструкції тягових машин є наявність валів відбору потужності (ВВП), від яких приводяться в дію різної начіпної й причіпні (технологічні) машини. Відбір потужності може здійснюватися від двигуна (через муфту ВВП), від валів коробки передач і від вала привода ведучого колеса. У першому випадку технологічне встаткування може працювати й при нерухомій машині, такий ВВП називається незалежним, або асинхронним. В інших двох випадках швидкість обертання ВВП пропорційна лінійній швидкості тягових машин, такий ВВП називається залежним, або синхронним. Важливою проблемою, що коштує перед конструкторами й експлуатаційниками, є визначення потужності на ВВП і втрат при її передачі до робочого механізму.

При наявності гусеничного рушія втрати потужності вище, ніж при колісному рушії. Як правило, трансмісії тягових машин складніше, ніж автомобільні, оскільки мають більше складні кінематичні схеми, з більшою кількістю зубчастих коліс, що перебувають у зачепленні. Крім того, зазначені трансмісії більше навантажені, оскільки призначені для передачі більших потужностей. Зі збільшенням переданої потужності зростають і втрати в трансмісії.

Поряд із проблемою зниження втрат у моторно-трансмісійних установках транспортно-тягових машин існує проблема підвищення стабільності їхніх показників, обумовлена мінливістю цих втрат у процесі експлуатації. Для оцінки функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин доцільно використати показник - коефіцієнт корисної дії й визначати динаміку його зміни в процесі експлуатації.

4.5 Коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобілів і тракторів

Нами раніше, у роботах [68,69,70,71] визначене поняття динамічного ККД машини й трансмісії як складового загального ККД, що дозволило визначити вплив схеми й параметрів трансмісії на техніко-економічні

показники землерійно-транспортних і навантажувальних машин. Аналогічним образом нами раніше визначений динамічний ККД для транспортних машин (автомобілів) у роботах [68,69,72,73,74]. У зазначених роботах загальний ККД трансмісії транспортно-тягових машин розглядається як добуток трьох компонентів

$$\eta'_{тр} = \eta_{тр}^{ст} \cdot \eta_{тр}^{кин} \cdot \eta_{тр}^{дин}, \quad (4.36)$$

де $\eta_{ст}$ – статичний ККД, що враховує втрати на сухе тертя;

$\eta_{кин}$ – кінематичний ККД, величина якого залежить від швидкості обертання валів трансмісії, що враховують втрати на збовтування мастила в агрегатах трансмісії;

$\eta_{дин}$ – динамічний ККД трансмісії, що враховує втрати на розгін і гальмування обертових мас трансмісії.

Визначення загального ККД трансмісії шляхом перемножування компонентів $\eta_{тр}^{ст}$, $\eta_{тр}^{кин}$, $\eta_{тр}^{дин}$ (див. залежність (4.36)) правомірно у випадку послідовного подолання сухого, потім грузлого тертя й, наступного за цим, утворення втрат на розгін обертових мас трансмісії. Це характерно для систем із зосередженими параметрами. Трансмісія ж є системою з розподіленими параметрами, у якій всі види втрат енергії відбуваються одночасно й паралельно в кожній окремій ланці. Тому для розглянутого випадку компонента загального ККД трансмісії необхідно не перемножувати, а складати, що відповідає випадку паралельного розташування елементів [75], у яких відбуваються втрати потужності.

4.5.1 Визначення залежності для розрахунку загального коефіцієнту корисної дії трансмісії.

Розглянемо баланс потужностей у трансмісії транспортно-тягової машини

$$N_k = N_e - N_{cm} - N_{\text{вт}} - N_{\text{ер}}, \quad (4.37)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна;

N_{cm} – витрати потужності двигуна на подолання сухого тертя;

$N_{\text{вт}}$ – витрати потужності двигуна на подолання грузлого тертя;

$N_{\text{ер}}$ – витрати потужності двигуна на розгін обертових мас трансмісії;

N_k – потужність на ведучих колесах транспортно-тягової машини.

Розділивши ліву й праву частини рівняння (4.37) на N_e , одержимо загальний ККД трансмісії:

$$\eta''_{mp} = \frac{N_k}{N_e} = 1 - \frac{N_{cm}}{N_e} - \frac{N_{\text{вт}}}{N_e} - \frac{N_{\text{ер}}}{N_e}. \quad (4.38)$$

Коефіцієнти втрат у трансмісії [75]

$$\psi_{cm} = \frac{N_{cm}}{N_e} = 1 - \eta_{mp}^{cm} \quad \text{– на сухе тертя}; \quad (4.39)$$

$$\psi_{\text{кин}} = \frac{N_{\text{вт}}}{N_e} = 1 - \eta_{mp}^{\text{кин}} \quad \text{– на грузле тертя}; \quad (4.40)$$

$$\psi_{\text{дин}} = \frac{N_{\text{ер}}}{N_e} = 1 - \eta_{mp}^{\text{дин}} \quad \text{– на розгін обертових мас}. \quad (4.41)$$

Таким чином, сума коефіцієнтів втрат на сухе, грузле тертя й на розгін обертових мас повинна бути менше 1. У противному випадку потужність корисно не використається й рух машини неможливо.

Підставляючи вираження (4.39), (4.40) і (4.41) у рівняння (4.38), після перетворень одержимо

$$\eta''_{тр} = \eta_{тр}^{ст} + \eta_{тр}^{кин} + \eta_{тр}^{дин} - 2. \quad (4.42)$$

Зрівняємо точність визначення ККД трансмісії при використанні залежності (4.36) замість (4.42). Вираження (4.36) з обліком (4.39), (4.40) і (4.41) прийме вид

$$\eta'_{тр} = (1 - \psi_{ст})(1 - \psi_{кин})(1 - \psi_{дин}). \quad (4.43)$$

Розкривши дужки, після перетворень одержимо

$$\eta'_{тр} = \eta_{тр}^{ст} + \eta_{тр}^{кин} + \eta_{тр}^{дин} - 2 - \psi_{ст}\psi_{кин}\psi_{дин} + (\psi_{ст}\psi_{кин} + \psi_{ст}\psi_{дин} + \psi_{кин}\psi_{дин}). \quad (4.44)$$

Таким чином, погрішність визначення загального ККД трансмісії при використанні співвідношення (4.36) становить

$$\begin{aligned} \Delta \eta_{тр} &= \eta'_{тр} - \eta''_{тр} = \psi_{ст}\psi_{кин} + \psi_{ст}\psi_{дин} + \psi_{кин}\psi_{дин} - \psi_{ст}\psi_{кин}\psi_{дин} \\ &= \psi_{ст}\psi_{кин}\psi_{дин} \left(\frac{1}{\psi_{дин}} + \frac{1}{\psi_{кин}} + \frac{1}{\psi_{ст}} - 1 \right). \end{aligned} \quad (4.45)$$

Отже, результати розрахунків по формулах (4.36) і (4.42) збіжаться у випадку виконанні наступної умови

$$\frac{1}{\psi_{дин}} + \frac{1}{\psi_{кин}} + \frac{1}{\psi_{ст}} = 1, \quad (4.46)$$

ЩО НЕМОЖЛИВО.

У реальних випадках розрахунок по формулі (4.36) буде давати погрішність. Чим вище значення компонентів загального ККД трансмісії (менше значення коефіцієнтів втрат), тим менша похибка розрахунку по формулі (4.36).

Таким чином, трансмісії транспортно-тягових машин з погляду втрат енергії являють собою системи з розподіленими параметрами. Тому загальний ККД трансмісії повинен визначатися шляхом підсумовування, а не перемножування компонентів, що враховують втрати на сухе й грузле тертя, а також витрат енергії на розгін обертових мас трансмісії. Розрахунок загального ККД трансмісії в цьому випадку варто здійснювати по формулі (4.42). Визначення загального ККД трансмісії шляхом перемножування компонентів, що враховують втрати на сухе й грузле тертя й на розгін обертових мас дає малу погрішність при малих значеннях коефіцієнтів втрат (див. формулу (4.45)).

Питання для самоперевірки

- 1. Тяговий баланс автомобіля і принцип Д'Аламбера.*
- 2. Енергетичний баланс автомобіля.*
- 3. Рівняння тягової динаміки та умова рівноваги автомобіля.*
- 4. Коефіцієнт врахування обертових мас та динамічний ККД трансмісії.*
- 5. Коефіцієнт динамічності автомобіля.*
- 6. Коефіцієнт корисної дії автомобілів та тракторів.*

РОЗДІЛ 5 ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

5.1 Фази процесу гальмування автомобіля

У роботі А.Б. Гредескула, С.И. Кривляки, Н.А. Булгакова [56] уперше визначили наступні три фази процесу гальмування одиночного двохосьового автомобіля: 1-я фаза - без блокування коліс; 2-я фаза - при заблокованих колесах однієї з осей; 3-я фаза - при заблокованих колесах обох осей автомобіля.

Черговість блокування коліс передньої й задньої осей автомобіля визначається вибором величини коефіцієнта розподілу гальмової сили на передню вісь, що відрізняється від ідеального (2.22). Дійсне значення коефіцієнта розподілу гальмової сили на передню вісь визначається по наступній залежності

$$\beta_{\delta} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (5.1)$$

де P_{T1} , P_{T2} – гальмові сили на передній і задній осях автомобіля, одночасно створювані водієм[56].

При одночасному доведенні до грані блокування передніх і задніх коліс раніше вважалося [56], що 2-а фаза процесу гальмування відсутня. При $\beta_g = const$ одночасне доведення передніх і задніх коліс до грані блокування й, як вважалося раніше [56], їхнє одночасне блокування можливо тільки при одному, розрахунковому φ_0 значенні коефіцієнта зчеплення коліс із дорогою. Приймаючи $\beta_{уг} = \beta_g$ у рівнянні (2.22), визначимо з нього $\varphi_x = \varphi_0$

$$\varphi_0 = \frac{\beta_0 \cdot L - b}{h}. \quad (5.2)$$

Як раніше вважалося [56], при $\varphi_x < \varphi_0$ відбувається випереджальне блокування коліс передньої осі, а при $\varphi_x > \varphi_0$ задньої. Вважається, що при випереджальному блокуванні передніх коліс автомобіль губить керованість, а при випереджальному блокуванні задніх коліс - стійкість.

У роботі А.Б. Гредескула [56], відповідно до фаз блокування коліс, отримані графіки залежності гальмових сил від зусилля на педалі (див. рис. 5.1). На рис. 5.1 показані приблизні графіки загальної гальмової сили та гальмових сил на осях залежно від зусилля на педалі гальм. У межах 1-ої фази гальмові сили на окремих осях і загальній гальмовій силі наростають пропорційно зусиллю на педалі (ділянки 0-а на рис. 5.1).

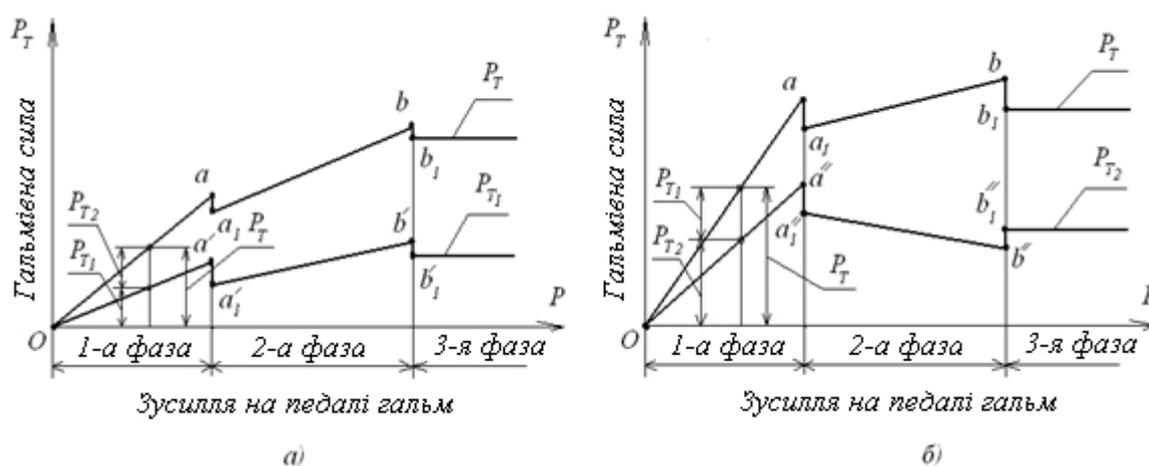


Рисунок 5.1 - Графіки залежності гальмових сил від зусилля педалі:

а) – при $\varphi_x < \varphi_0$, б) – при $\varphi_x > \varphi_0$ [56]

При цьому співвідношення між гальмовими силами P_{T1} і P_{T2} визначається співвідношенням

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{\beta_0}{1 - \beta_0}. \quad (5.3)$$

Наприкінці 1-й фази гальмова сила на одній з осей досягає межі по зчепленню (точки a' й a'' на рис. 5.1, б), після чого колеса цієї осі блокуються [56]. При блокуванні коліс різко зменшується коефіцієнт зчеплення в площадках контакту шин з дорогою. При цьому зменшується гальмова сила на блокуваній осі (ділянки $a'' - a_1''$ й $a' - a_1'$ на мал. 5.1) і загальна гальмова сила (ділянка $a - a_1$) [56].

Подальше збільшення зусилля на педалі викликає збільшення гальмової сили на неблокуваній осі й загальній гальмовій силі. У той же час гальмова сила на блокуваній осі змінюється у зв'язку зі зміною перерозподілу навантаження між осями: при $\varphi_x > \varphi_0$ у другій фазі P_{T2} зменшується (ділянка $a_1'' - b''$ на мал. 5.1), а при $\varphi_x < \varphi_0$ сила P_{T1} збільшується ($a_1'' - b'$ на мал.5.1, а) [56].

Наприкінці 2-й фази (точка б) гальмова сила на другій неблокуваній осі теж досягає межі по зчепленню. Потім блокується друга вісь, гальмова сила на ній зменшується у зв'язку зі зменшенням коефіцієнта зчеплення при блокуванні й відповідно зменшується загальна гальмова сила (ділянка $b - b_1$). Зменшення P_{T1} змінює перерозподіл навантаження, що викликає зміну гальмової сили на раніше блокуваній осі: збільшення P_{T2} при $\varphi_x > \varphi_0$ (ділянка $b'' - b_1''$ рис. 5.1, б) або зменшення P_{T1} при $\varphi_x < \varphi_0$ ($b' - b_1'$ рис. 5.1, а) [56].

В 3-й фазі колеса обох осей заблоковані у зв'язку зі зміною коефіцієнта зчеплення при різній швидкості ковзання. На рис. 1 це не враховується - гальмові сили постійні.

У роботах [1,56] при аналізі динамічного розподілу нормальних реакцій дороги між осями використовувалася одномасова модель автомобіля. При цьому плече перекидаючого моменту приймалося рівним висоті центра мас автомобіля. Це справедливо для гальмування автомобіля з усіма заблокованими колесами (в 3-й фазі). При гальмуванні в 1-й фазі процесу колеса обох осей не заблоковані, у наявності тримасова динамічна модель, і плече перекидаючого моменту - це відстань від центра мас автомобіля до площини, що проходить

через осі передніх і задніх коліс [92]. При гальмуванні в 2-й фазі процесу перекидаючі моменти від гальмових сил заблокованих і незаблокованих коліс будуть мати різні плечі.

У відомій літературі [1,56] ідеальному процесу гальмування (при одномасовій розрахунковій схемі) з одночасним доведенням до грані блокування всіх коліс відповідає рівняння (2.22). Для гальмування в 3-й фазі (з усіма заблокованими колесами) рівняння (2.22) трансформується в рівняння (2.21).

Таким чином, можна зробити висновок про те, що існуючі способи регулювання гальмових сил між осями автомобіля в якості ідеального (до якого прагнули наблизити дійсні закони регулювання) приймали закон, що описується співвідношенням (2.22), тобто закон, при якому колеса вже заблоковані.

При гальмуванні в 3-й фазі (з усіма заблоковані колесами) сумарні гальмові сили на осях автомобіля можуть бути визначені з урахуванням рівнянь (2.16), (2.17), (2.20)

$$P_{T1} = \varphi_x \cdot R_{z1} = \varphi_x \cdot G_a \cdot \left(\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L} \right); \quad (5.4)$$

$$P_{T2} = \varphi_x \cdot R_{z2} = \varphi_x \cdot G_a \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi_x \cdot \frac{h}{L} \right). \quad (5.5)$$

У роботі [56] запропонована залежність для визначення раціонального значення розрахункового коефіцієнта зчеплення

$$\varphi_{0\text{рац.}} = \frac{a}{L} \cdot \varphi'_x + \frac{b}{L} \cdot \varphi''_x, \quad (5.6)$$

де φ'_x і φ''_x – мінімальні й максимальне можливі коефіцієнти зчеплення коліс із дорогою $\varphi'_x = 0,2$; $\varphi''_x = 0,8$ [56].

Приймаючи в рівнянні (2.22)

$$\beta_{\text{ид}} = \beta_{\text{д.рац}}, \quad (5.7)$$

та

$$\varphi_x = \varphi_{\text{орац}}, \quad (5.8)$$

одержимо для одномасової розрахункової моделі

$$\beta_{\text{д.рац.}} = \frac{b}{L} + \left(\frac{a}{L} \cdot \varphi'_x + \frac{b}{L} \cdot \varphi''_x \right) \cdot \frac{h}{L}. \quad (5.9)$$

Співвідношення P_{T1}/P_{T2} , при раціональному значенні $\beta_{\text{д.рац}}$ буде дорівнює

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \frac{(1 - \beta_{\text{д.рац.}}) \cdot \varphi_x \cdot G_a}{\beta_{\text{д.рац.}} \cdot \varphi_x \cdot G_a} = \frac{1}{\beta_{\text{д.рац.}}} - 1 = \frac{\frac{a}{L} - \left(\frac{a}{L} \cdot \varphi'_x + \frac{b}{L} \cdot \varphi''_x \right) \cdot \frac{h}{L}}{\frac{b}{L} + \left(\frac{a}{L} \cdot \varphi'_x + \frac{b}{L} \cdot \varphi''_x \right) \cdot \frac{h}{L}}. \quad (5.10)$$

На рис. 5.2 наведені залежності $P_{T2} = f(P_{T1})$, побудовані при $\beta = \beta'_{\text{ид}}$ (залежність (2.36)) і при $\beta = \beta_{\text{ид}}$ (залежність (2.22)). На мал. 5.2 пряма 3 відповідає раціональному постійному $\beta_{\text{д}} = \beta_{\text{драц}}$ розподілу гальмових сил між осями. Крива 3 на рис. 5.2 відповідає при тримасовій розрахунковій моделі гальмуванню з усіма заблокованими колесами, а при традиційному розгляді вважається, що вона відповідає ідеальному гальмуванню при знаходженні всіх коліс на межі блокування. Тому точка А перетинання кривої 2 та прямої 3 відповідає коефіцієнту зчеплення коліс із дорогою $\varphi_x = \varphi_0 = \varphi_{\text{орац}}$, при якому вважалося, що мало б відбутися одночасне блокування всіх коліс автомобіля при $\beta_{\text{д}} = \beta_{\text{драц}}$. Однак, як показали проведені нами дослідження, точка одночасного доведення до грані блокування всіх коліс повинна перебувати на перетинанні кривої 1 та прямої 3. Ця точка перебуває за межами графіка, тобто за межею максимально можливого коефіцієнта зчеплення $\varphi_x = \varphi''_x = 0,8$, що

означає в розглянутому випадку (рис. 5.2 - крива) випереджальне доведення до грані блокування передніх коліс.

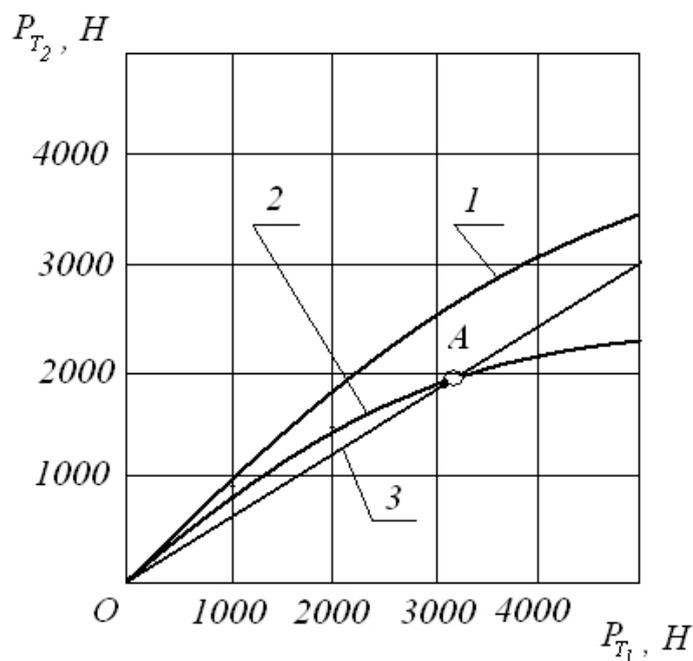


Рисунок 5.2 – Залежності $P_{T2} = f(P_{T1})$ при різному розподілі гальмових сил між осями для легкового автомобіля ($a=b=1$ м, $h=0,5$ м, $L=2$ м, $r_2 = 0,3$ м, $G_a=10000$ Н):

- 1 - при гальмуванні на межі блокування всіх коліс;
- 2 - при всіх заблокованих колесах;
- 3 - при раціональному постійному розподілі гальмових сил між осями (залежність(5.9)).

5.2 Визначення коефіцієнта розподілу загальної гальмової сили на передню вісь при блокуванні коліс однієї з осей

Запропонуємо, що, маючи ідеальний регулятор розподілу гальмових сил між осями, можливо одночасне доведення передніх і задніх коліс до грані блокування. У цьому випадку гальмові сили на осях будуть відповідати рівнянням

$$P_{T1} = \varphi_x \cdot R_{z1} = \varphi_x \cdot G_a \cdot \left(\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h-r_{\partial}}{L} \right), \quad (5.11)$$

$$P_{T2} = \varphi_x \cdot R_{z2} = \varphi_x \cdot G_a \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi_x \cdot \frac{h-r_{\partial}}{L} \right). \quad (5.12)$$

Рівняння (5.11) і (5.12) отримані з урахуванням співвідношень (2.34), (2.35) і $P_T = \varphi_x G$. Коефіцієнт розподілу гальмової сили на передню вісь у цьому випадку буде визначатися рівнянням (2.36).

Через нестабільність параметрів гальмової системи або при випадковій зміні коефіцієнта зчеплення φ_x у процесі гальмування може відбутися блокування або всі колеса, або коліс однієї з осей.

У цьому випадку відбудеться стрибкоподібне збільшення нормального навантаження на передні колеса й зменшення зазначеного навантаження на задні колеса. Виникає ситуація, при якій задні колеса заблокуються, що може привести до замету автомобіля. При блокуванні передніх коліс ця небезпека значно менше.

Визначимо коефіцієнт розподілу гальмової сили на передню вісь, що виникає при блокуванні коліс однієї осі, і колесах іншої осі, що перебувають на межі блокування. При аналізі приймемо допущення про те, що при блокуванні коліс залишаються незмінними значення коефіцієнта зчеплення φ_x .

При випадковому блокуванні передніх коліс вирази (2.28) і (2.29) матимуть наступний вигляд

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h-r_{\partial 1}}{L}; \quad (5.13)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h-r_{\partial 2}}{L}, \quad (5.14)$$

де $r_{\partial 2}$ – динамічний радіус задніх коліс автомобіля.

При випадковому блокуванні задніх коліс вирази (2.28) і (2.29) перетворяться

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h}{L}; \quad (5.15)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h}{L}, \quad (5.16)$$

де $r_{\partial 1}$ – динамічний радіус передніх коліс автомобіля.

З огляду на, що $P_{T1} = \varphi_x R_{z1}$ й $P_{T2} = \varphi_x R_{z2}$ і допускаючи, що $r_{\partial 1} = r_{\partial 2} = r_{\partial}$, перетворимо рівняння (5.13) – (5.16). При випадковому блокуванні передніх коліс рівняння (5.13) і (5.14) набудуть вигляду

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{\partial}}{L}}; \quad (5.17)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \left(1 - \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{\partial}}{L}} \right). \quad (5.18)$$

При випадковому блокуванні задніх коліс рівняння (5.15) і (5.16) перетворяться

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{\partial}}{L}}; \quad (5.19)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \left(1 - \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{\partial}}{L}} \right). \quad (5.20)$$

Коефіцієнти розподілу сумарних дотичних реакцій між осями, що відповідають отриманим нормальним реакціям:

- при випадковому блокуванні передніх коліс

$$\beta'_x = \frac{R_{z1}}{G_a} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h-r_\partial}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_\partial}{L}}; \quad (5.21)$$

- при випадковому блокуванні задніх коліс

$$\beta''_x = \frac{R_{z1}}{G_a} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{r_\partial}{L}}. \quad (5.22)$$

На рис. 5.3 наведені залежності коефіцієнтів розподілу сумарної гальмової сили на передню вісь від коефіцієнта зчеплення φ_x коліс із дорогою.

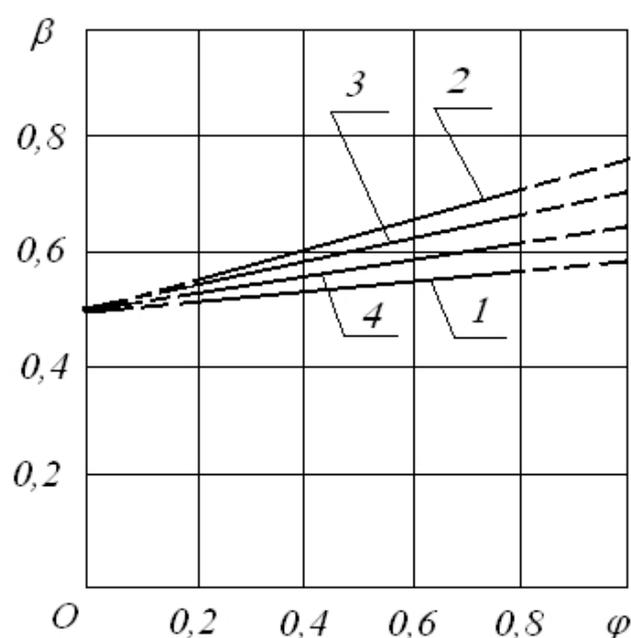


Рисунок 5.3 – Розподіл гальмових сил між осями легкового автомобіля

($a=b=1\text{м}$; $L=2\text{м}$; $h=0,5\text{м}$; $r_{\text{св}}=0,3\text{м}$):

- 1 - при гальмуванні на межі блокування передніх і задніх коліс;
- 2 - при всіх заблокованих колесах;
- 3 - при передніх заблокованих колесах і задніх на межі блокування;
- 4 - при задніх заблокованих і передніх на межі блокування колесах.

Аналіз кривих, наведених на рис.5.3 для легкового автомобіля, із центром мас, розташованим посередині бази показує, що на передніх заблокованих колесах і задніх, що перебувають на межі блокування, величина коефіцієнту β вище, ніж при заблокованих задніх і передніх, що перебувають на межі блокування, тобто $\beta'_x > \beta''_x$ у всьому діапазоні значень коефіцієнта зчеплення ($0,2 \leq \varphi_x \leq 0,8$).

Визначимо можливість одержання $\beta'_x < \beta''_x$. Це можливо у випадку

$$\frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{r_\partial}{L}} \geq \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h - r_\partial}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_\partial}{L}}. \quad (5.23)$$

Рішення нерівності (5.23) дає результат

$$\beta'' = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{r_\partial}{L}} \leq 0,5. \quad (5.24)$$

Ілюстрацією отриманого результату є графіки, наведені на рис. 5.4 для умовного автомобіля, що має зміщений до задньої осі центр мас. Перетинання кривих 3 й 4 відбувається в точці, що відповідає $\beta'_x = \beta''_x = 0,5$.

- 1 - гальмування на межі блокування всіх коліс;
- 2 - при всіх заблокованих колесах;
- 3 - при передніх заблокованих і задніх колесах, що перебувають на межі блокування;
- 4 - при задніх заблокованих колесах і передніх, що перебувають на межі блокування.

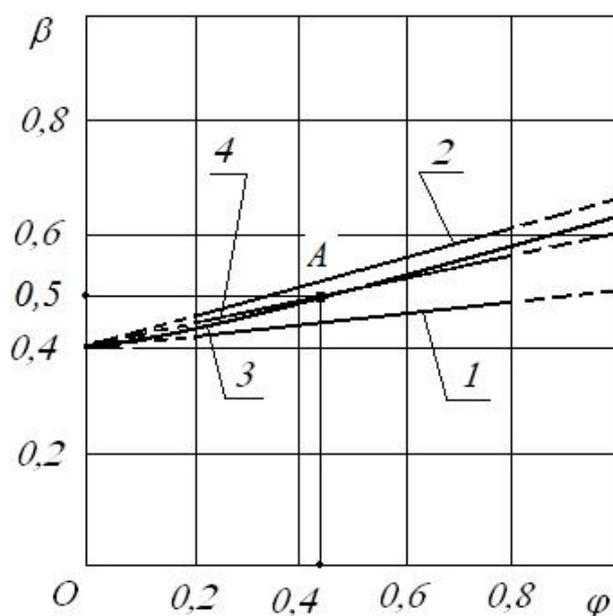


Рисунок 5.4 – Розподіл гальмових сил між осями легкового автомобіля зі зміщеним до задньої осі центром мас при: ($a=1,2\text{м}$; $b=0,8\text{м}$; $h=0,5\text{м}$; $L=2\text{м}$; $r_{\text{св}}=0,3\text{м}$)

5.3 Вибір раціонального постійного значення коефіцієнту розподілу загальної гальмової сили на передню вісь автомобіля

У роботі [56] вираз (5.6) був отриманий з умови рівності коефіцієнтів використання зчпної ваги автомобіля при мінімальному φ_x' і максимальному φ_x'' коефіцієнтах зчеплення коліс із дорогою. При традиційному підході [1, 56] до динаміки гальмування автомобіля з використанням одномасової розрахункової моделі коефіцієнт використання зчпної ваги визначався по формулах [56]

- при $\varphi_x \leq \varphi_0$

$$m_x = \frac{b/L}{b/L - (\varphi_x - \varphi_0) \cdot h/L}; \quad (5.25)$$

- при $\varphi_x \geq \varphi_0$

$$m_x = \frac{a/L}{a/L + (\varphi_x - \varphi_0) \cdot h/L}. \quad (5.26)$$

При $\varphi_x = \varphi_0$ величина коефіцієнту використання зчіпної ваги дорівнює одиниці. Співвідношення (5.25) і (5.26) отримані з умови, що ідеальний закон розподілу гальмових сил між осями відповідає рівнянню (2.22).

При тримасовій розрахунковій моделі з використанням рівняння (2.36) перетворимо рівняння (5.25) і (5.26)

- при $\varphi_x \leq \varphi_0$

$$m_x = \frac{b/L}{b/L - (\varphi_x - \varphi_0) \cdot \frac{h - r_\delta}{L}}, \quad (5.27)$$

- при $\varphi_x \geq \varphi_0$

$$m_x = \frac{a/L}{a/L + (\varphi_x - \varphi_0) \cdot \frac{h - r_\delta}{L}}. \quad (5.28)$$

Приймаючи $\varphi_x = \varphi_x'$ у рівнянні (5.27) і $\varphi = \varphi''$ – у рівнянні (5.28) і дорівнявши їхні праві частини між собою, визначаємо $\varphi_0 = \varphi_{0\text{рац}}$. У результаті одержимо співвідношення (5.6). Однак величина раціонального розрахункового коефіцієнту розподілу гальмової сили на передню вісь відповідно до рівняння (2.36) зменшиться й буде дорівнює

$$\beta_{\text{д.рац.}} = \frac{b}{L} + \left(\frac{a}{L} \cdot \varphi_x' + \frac{b}{L} \cdot \varphi_x'' \right) \cdot \frac{h - r_\delta}{L}. \quad (5.29)$$

Такий розподіл, у порівнянні з (5.9), буде забезпечувати більш рівномірну енергонавантаженість передніх і задніх гальм при службових гальмуваннях. Наприклад, для умовного автомобіля, параметри якого наведені на рис. 5.2 і рис. 5.3., при традиційній методиці $\beta_{\text{буд. рац}}=0,625$, а при уточненій - $\beta_{\text{буд. рац}}=0,550$.

На деяких моделях легкових автомобілів малих класів, прагнучи уникнути установки регуляторів розподілу гальмових сил між осями, вибирають $\varphi_0=\varphi_x''$ для мінімального завантаження (спорядженого) автомобіля. Це забезпечує випереджальне блокування передніх коліс у всьому діапазоні завантажувальних і дорожніх умов. Однак при цьому збільшується β_∂ , що приводить до перевантаження передніх і недовантаженню задніх гальм при серії службових гальмувань і традиційній методиці їхнього розрахунку.

Аналізуючи криві, наведені на рис. 5.3, можна внести пропозицію приймати $\beta_\partial=\beta_x'$ при $\varphi_x=\varphi_x''$. Використовуючи вираз (5.21), одержимо

$$\beta_\partial = \beta'(\varphi_x'') = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x'' \cdot \frac{h - r_\partial}{L}}{1 - \varphi_x'' \cdot \frac{r_\partial}{L}}. \quad (5.30)$$

Підставляючи вираз (5.30) у рівняння (5.2), одержимо для традиційного вибору постійного розподілу гальмових сил між осями автомобіля

$$\varphi = \varphi_x'' \cdot \frac{1 - \frac{a}{h} \cdot \frac{r_\partial}{L}}{1 - \varphi_x'' \cdot \frac{r_\partial}{L}}. \quad (5.31)$$

Для розглянутого легкового автомобіля (рис 5.2 і рис. 5.3) $\varphi_0=0,636$, а $\beta_\partial=0,659$. Таким чином, при зазначених значеннях величин забезпечується не тільки стійкість руху автомобіля, але й більш рівномірний розподіл кінетичної енергії, що розсіюється між передніми та задніми гальмовими механізмами.

Отримані в результаті проведеного дослідження уточнення стосуються й характеру протікання графіків залежностей, наведених на рис 5.1. Якщо при $\varphi_x < \varphi_0$ існуючий характер протікання не зміниться (рис. 5.1,а), те при $\varphi > \varphi_0$ на межі 2-ої та 3-ої фаз відбудеться не збільшення P_{T2} на ділянці $b'' - b_1''$, а зменшення (див. рис. 5.5), обумовлене блокуванням задніх коліс і збільшенням перекидаючого моменту в поздовжній площині автомобіля.

Це приводить до зниження сумарного нормального навантаження на задню вісь автомобіля.

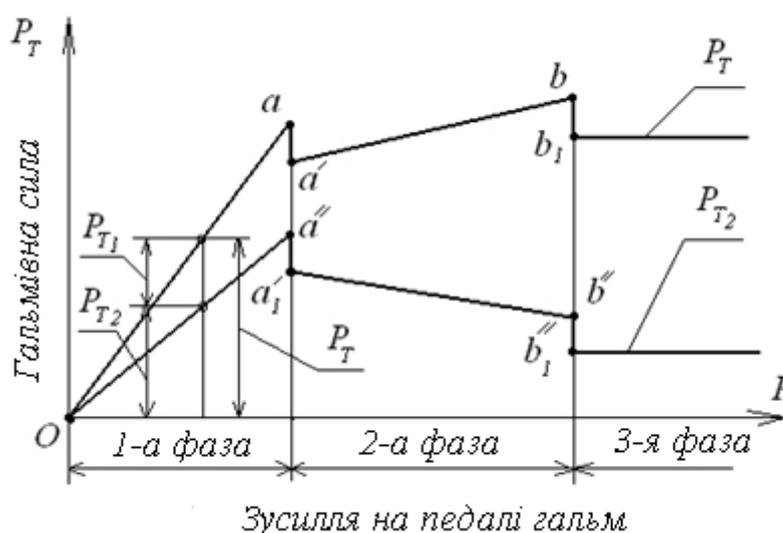


Рисунок 5.5 – Графік залежності гальмових сил від зусилля на педаль при $\varphi_x > \varphi_0$ [56], уточнений за результатами наведених досліджень

5.4 Дослідження черговості блокування коліс у різних фазах процесу гальмування автомобіля.

У роботі [56] визначені три фази процесу гальмування двохосьового автомобіля.

При одночасному блокуванні всіх коліс 2-а фаза відсутня. Найкращим з позиції забезпечення високої ефективності гальмування, стійкості й керованості автомобіля є режим гальмування в 1-ій фазі.

В ідеальному випадку гальмування повинне відбуватися на межі 1-ої та 2-ої фаз при одночасному доведенні до грані блокування всіх коліс. У цьому випадку гальмування відбувається з максимальною ефективністю, оскільки повністю реалізується зчїпна вага автомобіля при максимальному значенні коефіцієнта зчеплення коліс із дорогою на всіх колесах (незаблокованих).

Нами визначено, що поняття «одночасне доведення до грані блокування» й «одночасне блокування всіх коліс» автомобіля не є ідентичними. Їх необхідно розділяти. При жорстких у радіальному напрямку колесах одночасне їхнє доведення до грані блокування у двовісного автомобіля можливе при регулюванні розподілу гальмових сил між осями за законом (2.36). Графіки залежності (2.22) і (2.36), що характеризують розподіл гальмових сил між осями при заблокованих і колесах, що перебувають на грані блокування, наведені на рис. 5.6.

Зона А на рис. 5.6 відповідає масиву значень дійсного коефіцієнта β_d розподілу гальмової сили на передню вісь, при яких першими будуть доведені до грані блокування задні колеса автомобіля. У зонах В і С значення β_d першими до грані блокування будуть доведені передні колеса.

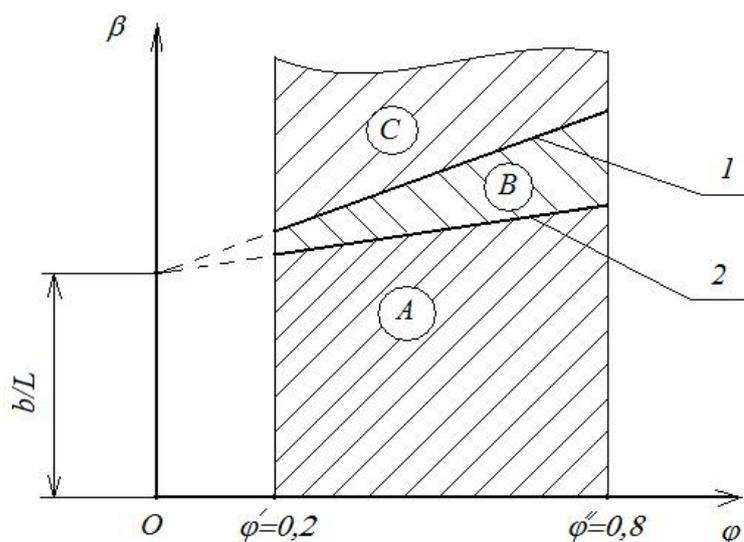


Рисунок 5.6 – Залежності $\beta(\varphi_x)$:

1-залежність (2.22); 2- залежність (2.36);

А – зона випереджального доведення до грані блокування задніх коліс;

B та *C* – зони випереджального доведення до грані блокування передніх коліс.

5.4.1 Визначення сумарних нормальних реакцій дороги на передніх і задніх осях.

Дослідження виконаємо при різному поєднанні заблокованих і незаблокованих коліс автомобіля. Припустимо, що передні й задні колеса одночасно досягли межі блокування. Сумарні нормальні реакції на осях у цьому випадку з урахуванням (2.36) для жорстких коліс ($r_d = r_{св}$)

$$R_{z1} = G_a \cdot \beta'_{уд} = G_a \cdot \left(\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h - r_{св}}{L} \right); \quad (5.32)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot (1 - \beta'_{уд}) = G_a \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi_x \cdot \frac{h - r_{св}}{L} \right). \quad (5.33)$$

При блокуванні будь-яких коліс (передніх або задніх) нормальне навантаження на передню вісь стрибкоподібно зростає, а на задню вісь - падає. У цьому випадку можлива ситуація, при якій передні колеса розблоковуються. Це можливо при

$$\varphi_x R_{z1} > P_{T1}, \quad (5.34)$$

а задні залишаються заблокованими внаслідок того, що

$$\varphi_x R_{z2} < P_{T2}. \quad (5.35)$$

При блокуванні передніх коліс $P_{T1} = \varphi_x R_{z1}$ і вирази (2.28) і (2.29) набудуть вигляд

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + \varphi_x \cdot R_{z1} \cdot \frac{h}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h - r_{c\delta}}{L}; \quad (5.36)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - \varphi_x \cdot R_{z1} \cdot \frac{h}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h - r_{c\delta}}{L}, \quad (5.37)$$

З огляду на, те що

$$R_{z1} = G_a - R_{z2}, \quad (5.38)$$

перетворимо вирази (5.36) і (5.37)

$$R_{z1} = \frac{G_a \frac{b}{L} + P_{T2} \frac{h - r_{c\delta}}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}; \quad (5.39)$$

$$R_{z2} = \frac{G_a \left(\frac{a}{L} - \varphi_x \cdot \frac{h}{L} \right) - P_{T2} \frac{h - r_{c\delta}}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}. \quad (5.40)$$

При заблокованих передніх колесах і доведенні задніх коліс до грані блокування справедливе відношення

$$P_{T2} = \varphi_x R_{z2}. \quad (5.41)$$

Після підстановки (5.41) в (5.39) і (5.40) одержимо, з урахуванням співвідношення (5.38)

$$R_{z1} = G_a \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h - r_{c\delta}}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{c\delta}}{L}}; \quad (5.42)$$

$$R_{z_2} = G_a \frac{\frac{a}{L} - \varphi_x \frac{h}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{cв}}{L}}. \quad (5.43)$$

Очевидно, що відношення R_{z_1}/G_a й R_{z_2}/G_a будуть рівні, відповідно, коефіцієнти розподілу сумарних дотичних реакцій (у цьому випадку – гальмових сил) між передніми й задніми осями автомобіля (див. залежність (5.21))

$$\beta'_x = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h - r_{cв}}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{cв}}{L}}; \quad (5.44)$$

$$1 - \beta' = \frac{\frac{a}{L} - \varphi_x \frac{h}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{r_{cв}}{L}}. \quad (5.45)$$

Залежності (5.44) і (5.45) відповідають гальмуванню автомобіля з передніми заблокованими колесами та задніми колесами, що перебувають на грані блокування.

При заблокованих задніх колесах і незаблокованих передніх вирази (2.28) і (2.29) враховуючи (5.41) матимуть вигляд

$$R_{z_1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{cв}}{L} + \varphi_x R_{z_2} \cdot \frac{h}{L}; \quad (5.46)$$

$$R_{z_2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{cв}}{L} - \varphi_x R_{z_2} \cdot \frac{h}{L}. \quad (5.47)$$

Враховуючи (5.38) вирази (5.46) і (5.47) перетворюються до вигляду

$$R_{z_1} = \frac{G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h}{L} \right) + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{c\delta}}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}; \quad (5.48)$$

$$R_{z_2} = \frac{G_a \frac{a}{L} - P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{c\delta}}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{h}{L}}. \quad (5.49)$$

При доведенні передніх коліс до грані блокування $P_{T_1} = \varphi_x R_{z_1}$, вирази (5.48) і (5.49) перетворюються в такий спосіб

$$R_{z_1} = G_a \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{r_{c\delta}}{L}}; \quad (5.50)$$

$$R_{z_2} = G_a \frac{\frac{a}{L} - \varphi_x \cdot \frac{h - r_{c\delta}}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{r_{c\delta}}{L}}. \quad (5.51)$$

Очевидно, що $R_{z_1}/G_a = v_x''$ і $R_{z_2}/G_a = 1 - v_x''$ (див. залежність (5.22)).

При всіх заблокованих колесах сумарні динамічні нормальні реакції на осях автомобіля визначаються відомими [1, 56] залежностями (2.16) і (2.17).

При $P_T = \varphi_x G_a$ зазначені залежності перетворюються в

$$R_{z_1} = G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi_x \cdot \frac{h}{L} \right); \quad (5.52)$$

$$R_{z_2} = G_a \left(\frac{a}{L} - \varphi_x \frac{h}{L} \right). \quad (5.53)$$

Коефіцієнт розподілу дотичних реакцій (гальмових сил) між осями в цьому випадку $\beta_x''' = \beta_{ид}$ і визначається зі співвідношення (2.22).

5.4.2 Визначення черговості блокування коліс автомобіля.

На рис. 5.7 наведені графіки залежності $\beta_{ид}(\varphi_x)$; $\beta'_{ид}(\varphi_x)$; $\beta'_x(\varphi_x)$; $\beta''_x(\varphi_x)$.

Як ми вже відзначали, слід розрізнити поняття «одночасне доведення коліс до грані блокування» й «одночасне блокування коліс». На рис. 5.6 показані закони випереджального доведення до грані блокування задніх коліс (зона *A*) і випереджального доведення до грані блокування передніх коліс (зони *B* та *C*). Зона випереджального блокування задніх коліс на рис. 5.7 перебуває нижче кривої $\beta'_x(\varphi_x)$ (зона *D*). При $\beta_d > \beta'_x$ (зона *E*) відбувається випереджальне блокування передніх коліс.

Блокування коліс однієї з осей означає початок 2-ої фази процесу гальмування. Друга фаза характеризує гальмування автомобіля із заблокованими колесами однієї осі й незаблокованих коліс іншої. При досягненні межі 2-ої та 3-ої фаз гальмування відбувається блокування коліс другої осі, колеса якої раніше були незаблокованими. Як вже зазначалося, при блокуванні коліс будь-якої осі (передньої або задньої) відбувається різке (стрибкоподібне) зменшення сумарної нормальної динамічної реакції на колесах задньої осі й відповідне збільшення зазначеної реакції на колесах передньої осі.

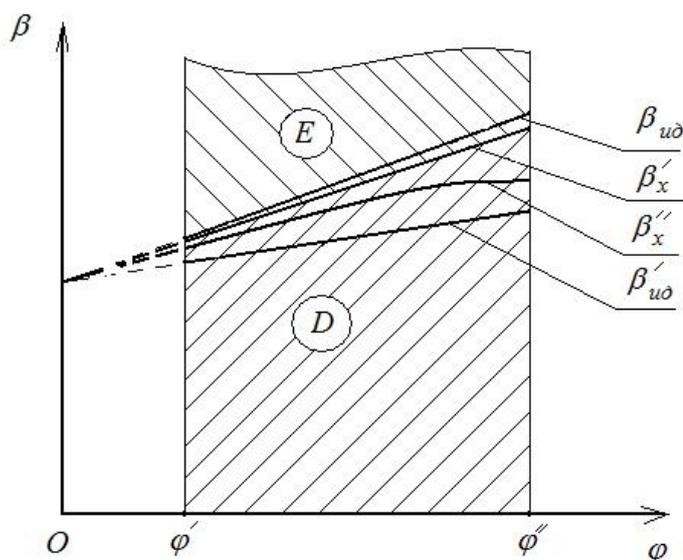


Рисунок 5.7 - Залежність коефіцієнтів розподілу гальмової сили на передню вісь автомобіля від коефіцієнта зчеплення коліс із дорогою:

D – зона випереджального блокування задніх коліс;

E – зона випереджального блокування передніх коліс.

При випереджальному блокуванні задніх коліс на межі 1-ої й 2-ої фаз і після блокування передніх коліс на межі 2-ої та 3-ої фаз відбувається ще більше зменшення нормального навантаження на задні колеса. Тому в 3-ій фазі відбувається гальмування автомобіля з усіма заблокованими колесами.

При випереджальному блокуванні передніх коліс на межі 1-ої й 2-ої фаз після блокування задніх коліс відбувається різке зменшення нормального навантаження на останні та збільшення зазначеного навантаження на передні колеса.

Розблокування передніх коліс після блокування задніх коліс можливо у випадку

$$\Delta R_{z1} > 0, \quad (5.54)$$

де ΔR_{z1} – зміна сумарної нормальної реакції на передніх колесах після блокування задніх коліс автомобіля,

$$\Delta R_{z_1} = R_{z_1}^* - R_{z_1}^{**}, \quad (5.55)$$

де $R_{z_1}^*$; $R_{z_1}^{**}$ - сумарні динамічні нормальні реакції на колесах передньої осі автомобіля при заблокованих задніх і незаблокованих передніх колесах й, відповідно, при заблокованих передніх і незаблокованих задніх колесах автомобіля,

$$R_{z_1}^* = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{cs}}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h}{L}; \quad (5.56)$$

$$R_{z_1}^{**} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{cs}}{L}. \quad (5.57)$$

Після підстановки (5.56) і (5.57) в (5.55), одержимо

$$\Delta R_{z_1} = \frac{r_{cs}}{L} (P_{T_2} - P_{T_1}) > 0. \quad (5.58)$$

На межі 2-ої та 3-ої фаз при розблокуванні передніх коліс справедливі співвідношення (при $P_T = \varphi_x G_a$)

$$P_{T_1} = \beta_x'' \cdot P_T = \beta_x'' \cdot \varphi_x G_a, \quad (5.59)$$

$$P_{T_2} = (1 - \beta_x'') \cdot P_T = (1 - \beta_x'') \cdot \varphi_x G_a. \quad (5.60)$$

Підставляючи вирази (5.59) і (5.60) в (5.58) при $P_T = \varphi_x G_a$, одержимо

$$G_a \varphi_x \frac{r_{cs}}{L} (1 - 2\beta_x'') > 0. \quad (5.61)$$

Нерівність (5.61) справедливо при $\beta_x'' < 0,5$. Раніше (див. залежність (5.24)) нами доведено, що $\beta_x'' > \beta_x'$ при $\beta_x' < 0,5$. Таким чином, у цьому випадку на границі 2-ої та 3-ої фаз після блокування задніх коліс відбудеться розблокування передніх коліс. У цьому випадку межа 3-ої фази за часом буде досягнута пізніше. Можна сказати про те, що 2-я фаза буде складатися із двох тимчасових проміжків - 2а та 2б (рис.5.8). У проміжку 2а гальмування буде відбуватися із заблокованими передніми й незаблокованими задніми колесами. У проміжку часу 2б гальмування буде відбуватися із заблокованими задніми й незаблокованими передніми колесами.

При невиконанні умови (5.61) на межі 2-ої та 3-ої фаз після блокування задніх коліс передні колеса залишаться заблокованими.

Враховуючи вираз (5.22)

$$\beta_x'' = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{r_{ce}}{L}} < 0,5. \quad (5.62)$$

Із цієї нерівності одержимо

$$\frac{b}{L} < 0,5(1 + \varphi_x \cdot \frac{r_{ce}}{L}). \quad (5.63)$$

При виконанні умови (5.63) можливий поділ 2-ої фази на фазу 2а й фазу 2б. На рис. 5.8 показана зона, у якій можливий поділ фази 2. Ця зона з'являється в автомобілів, що мають $b/L < 0,5$ (див. рис.5.8).

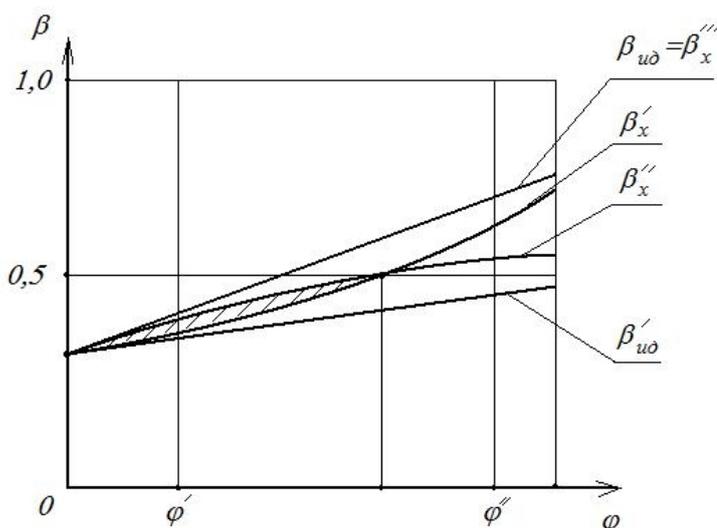


Рисунок 5.8 - Зона, у якій можливий поділ фази 2 на тимчасові проміжки 2а й 2б (зона заштрихована)

Слід звернути увагу на те, що при блокуванні коліс кожної з осей (передньої або задньої) відбувається стрибкоподібне зменшення нормального навантаження на колеса задньої осі автомобіля. Відповідно, при розблокуванні коліс це навантаження зростає.

Чи не є збільшення сумарного нормального динамічного навантаження на колеса задньої осі при розблокуванні коліс (будь-якої осі) самою причиною, що викликає підвищення стійкості при гальмуванні автомобіля з антиблокувальною системою (АБС)?

5.5 Вплив блокування коліс на ефективність гальмування колісних тракторів класичного компоновання

Більшість моделей тракторів класичного компоновання класів 6-14 кН мають гальмові механізми тільки на колесах задньої, найбільш навантаженої осі. При гальмуванні нормальна реакція опорної поверхні на задніх колесах зменшується, що спричиняє зменшення граничної по зчепленню гальмової сили й зниження ефективності гальмування. Причиною зниження нормального

навантаження на вісь трактора є дія перекидаючого моменту, що діє в процесі гальмування в поздовжній площині.

Для аналізу динаміки гальмування колісного трактора з однією задньою гальмовою віссю використовується розрахункова схема, наведена на рис. 5.9.

Гранична по зчепленню гальмова сила, яку здатен реалізувати трактор, визначається наступною залежністю

$$P_T = \varphi R_{z2}. \quad (5.64)$$

Для визначення сумарної нормальної реакції R_{z2} опорної поверхні на задню вісь складається рівняння рівноваги моментів у поздовжній площині симетрії трактора [56]. При гальмуванні із заблокованими задніми колесами

$$\sum M_A = R_{z2} \cdot L - G_T \cdot a + P_{jx} \cdot h = 0, \quad (5.65)$$

де G_T - загальна вага трактора;

P_{jx} - сила інерції поступального руху машини,

$$P_{jx} = -\frac{G_T}{g} \dot{V}_T = \frac{G_T}{g} j_x, \quad (5.66)$$

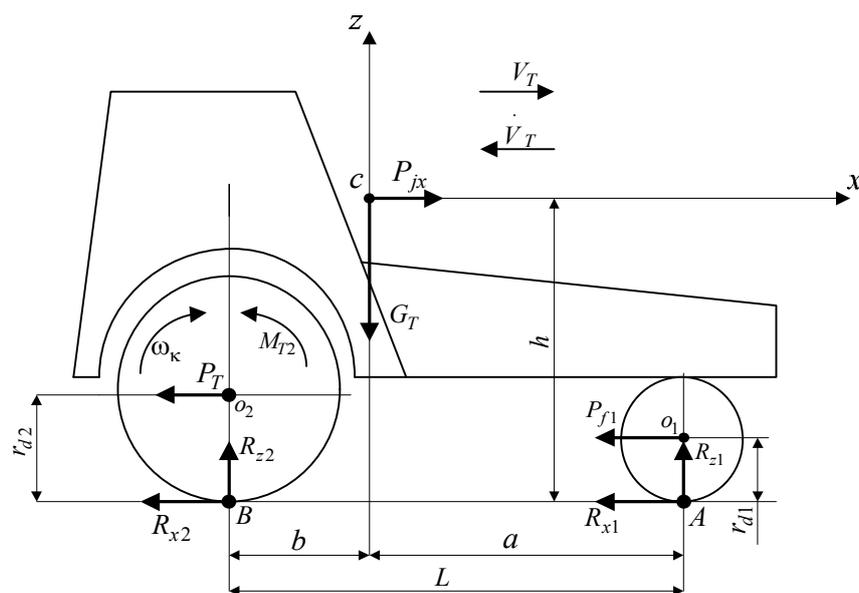


Рисунок 5.9 - Схема сил, що діють на трактор при гальмуванні.

Із (5.65) враховуючи (5.66) визначимо сумарну нормальну реакцію опорної поверхні на задню вісь трактора при заблокованих задніх колесах

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_{jx} \cdot \frac{h}{L} = G_T \cdot \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \right). \quad (5.67)$$

З огляду на вираз (5.64), а також відоме [56] співвідношення

$$j_x = m_x \varphi_x g, \quad (5.68)$$

одержимо після перетворень рівняння (5) вираз для дотичного коефіцієнту використання зчпної ваги трактора при гальмуванні [92] із заблокованими задніми колесами

$$m_x = \frac{P_T}{\varphi_x G_T} = \frac{R_{z2}}{G_T} \frac{a/L}{1 + \varphi_x h/L}. \quad (5.69)$$

Після підстановки (5.69) в (5.68), одержимо рівняння для максимально можливої із трактора при гальмуванні тільки задніми колесами, що перебувають у заблокованому стані

$$j_x' = \varphi_x g \frac{a/L}{1 + \varphi_x h/L}. \quad (5.70)$$

Умовою достатності установки гальм тільки на колесах задньої осі трактора є [58]

$$j_x \geq [j_x], \quad (5.71)$$

де $[j_x]$ - нормативне значення середнього сталої із трактора; $[j_x] = 3,5$ м/с² – у відповідності зі стандартами СНД [58] й $[j_x] = 2,5$ м/с² – за міжнародними стандартами [60].

Невиконання умови (5.71) для певних моделей тракторів, а також зростання транспортних швидкостей руху V_T до 40 км/год і вище змусив багато фірм-виробників встановлювати гальма не тільки на задніх, але й на передніх колесах тракторів класичного компонування [61,62]. Це спричинило збільшення собівартості продукції й ускладнення конструкції тракторів.

Однак при складанні рівняння (5.65) авторами робіт [1,56,58,62] розглядалася одномасова розрахункова схема, характерна для руху трактора із заблокованими колесами при гальмуванні. При використанні двомасової моделі (рис. 5.9) сумарна нормальна реакція на колесах задньої осі буде більше при знаходженні цих коліс на грані блокування. Це можливо тому, що при незаблокованих колесах гальмова сила P_T прикладена не в плямах контакту їх з дорогою, а на осях коліс (рис. 5.9). У цьому випадку буде більше й сама гальмова P_T сила та сповільнення j_x трактора.

При незаблокованих задніх колесах рівняння рівноваги можна записати в такий спосіб (рис. 5.9)

$$\sum M_c = R_{z1} \cdot a - R_{x1} \cdot h - R_{z2} \cdot b - P_T(h - r_{\partial 2}) = 0, \quad (5.72)$$

де $\sum M_c$ - сума моментів сил щодо центра мас трактора.

З рівняння (5.72) визначимо

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} - R_{x1} \cdot \frac{h}{L}. \quad (5.73)$$

Сумарна дотична реакція на передніх колесах трактора

$$R_x = f \cdot R_{z1}. \quad (5.74)$$

Після підстановки (5.74) в (5.73) одержуємо з урахуванням співвідношення (5.38)

$$R_{z2} = \frac{G_T \left(\frac{a}{L} - f \frac{h}{L} \right) - P_T \frac{h - r_{d2}}{L}}{1 + f \frac{h}{L}}. \quad (5.75)$$

Нехтуючи величиною $f \frac{h}{L}$ (через її відносну малість) спростимо вираз (5.75)

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_T \frac{h - r_{d2}}{L}. \quad (5.76)$$

При гальмуванні на межі блокування задніх коліс припустимо використовувати співвідношення (5.64). Рівняння (5.76) враховуючи (5.64)

$$R_{z2} = G_T \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi_x \frac{h - r_{d2}}{L}}. \quad (5.77)$$

Максимально можлива гальмова сила, реалізована на межі блокування задніх коліс трактора, визначається після підстановки (5.77) в (5.64)

$$P_T = G_T \varphi_x \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi_x \frac{h - r_{d2}}{L}}. \quad (5.78)$$

Сповільнення трактора при гальмуванні

$$j_x'' = \frac{P_T}{G_T} g = \varphi_x g \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi_x \frac{h - r_{d2}}{L}} = m_x \varphi_x g. \quad (5.79)$$

Тангенціальний коефіцієнт використання зчпної ваги трактора при гальмуванні задніми колесами, що перебувають на межі блокування

$$m_x = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi_x \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi_x \frac{h}{L} \left(1 - \frac{r_{\partial 2}}{h}\right)}. \quad (5.80)$$

Порівнюючи між собою вирази (5.70) і (5.79), а також (5.69) і (5.80), можна зробити висновок про те, що при підтримці задніх коліс трактора на межі блокування відбувається збільшення m_x й j_x у порівнянні з режимом гальмування трактора при заблокованих задніх колесах.

Відносне збільшення сповільнення трактора при підтримці задніх коліс трактора на межі блокування в порівнянні з варіантом блокованих задніх коліс

$$\delta j_x = \left(\frac{j_x''}{j_x'} - 1 \right) 100\% = \frac{\frac{\varphi_x r_{\partial 2}}{L}}{1 + \varphi_x \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} 100\%. \quad (5.81)$$

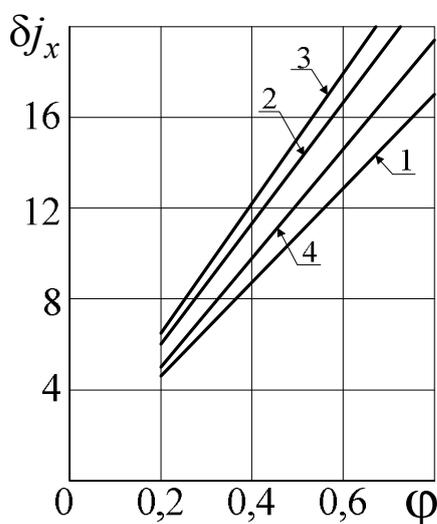


Рисунок 5.10- Відносне збільшення з одиночного трактора при підтримці задніх коліс на межі блокування:

- 1 - самохідне шасі Т-16МГ (шини 9,5-32);
- 2 - трактор МТЗ-80/МТЗ-80Л (шини 15,5 R38);
- 3 - трактор МТЗ-80/МТЗ-80Л (шини 18,4 L38);
- 4 - трактор ХТЗ-6021(шини 12,4 R28).

На рис. 5.10 наведені графіки залежностей $\delta j_x(\varphi_x)$ для декількох моделей колісних тракторів класичного компонування, випущених у різні роки. Аналіз цих графіків показує, що підтримка задніх коліс зазначених тракторів на межі блокування дозволяє підвищити ефективність гальмування (величину сповільнення, що встановилося) на 10-20% залежно від геометричних параметрів тракторів і коефіцієнта ϕ_x зчеплення коліс із дорогою. У таблиці 5.1 наведені геометричні параметри тракторів, використані при розрахунку характеристик, наведених на рис. 5.10.

Таблиця 5.1 - Геометричні параметри аналізованих моделей тракторів

Модель трактора	Шини задніх коліс	h , м	L , м	$r_{o2} = r_{cm2}^*$, м
Т-16МГ	9,5-32	0,954	2,5	0,590
МТЗ-80/МТЗ-80Л	15,5 R38	0,805	2,37	0,730
МТЗ-80/МТЗ-80Л	18,4 L38	0,758	2,37	0,693
ХТЗ-6021	12,4 R28	0,852	2,175	0,578

*) При розрахунках динамічний радіус заднього колеса r_{o2} приймався рівним статичному радіусу r_{cm2} .

При одержанні залежності (5.70) приймалося допущення про те, що значення коефіцієнтів ϕ_x зчеплення з дорогою коліс, що перебувають на грані блокування й заблокованих, однакові. Однак відомо, при блокуванні коліс відбувається зменшення коефіцієнта зчеплення останнього з дорогою. У цьому випадку рівняння (5.70) матиме вигляд

$$j_x''' = \xi \phi_x g \frac{\frac{a}{L}}{1 + \xi \frac{\phi_x h}{L}}. \quad (5.82)$$

Для сухого асфальтобетону коефіцієнт $\xi = 0,8$. Відносне збільшення сповільнення трактора при підтримці задніх коліс на межі блокування в цьому випадку

$$\delta j_x = \left(\frac{j_x''}{j_x'''} - 1 \right) 100\% = \frac{1 - \xi + \xi \varphi_x \frac{r_{\partial 2}}{L}}{\xi \left(1 + \varphi_x \frac{h - r_{\partial 2}}{L} \right)} 100\%. \quad (5.83)$$

У таблиці 5.2 наведені результати розрахунку δj_x з урахуванням параметра ξ для сухого асфальтобетону (приймаємо $\varphi_x = 0,8$).

Таблиця 5.2 - Відносне збільшення сповільнення трактора при підтримці задніх коліс на межі блокування.

Модель трактора	$r_{\partial 2} = r_{cm2}, \text{м}$	$h, \text{м}$	$L, \text{м}$	$\delta j_x, 100\%$
Т-16МГ	0,590	0,954	2,5	39
МТЗ-80/МТЗ-80Л	0,730	0,805	2,37	48,4
МТЗ-80/МТЗ-80Л	0,693	0,758	2,37	47,3
ХТЗ-6021	0,578	0,852	2,175	42

Аналіз результатів розрахунку, наведених, у таблиці 5.2 показує, що гальмування трактора класичного компоновання задніми колісьми, що перебувають на грані блокування, у порівнянні з варіантом гальмування при блокованих колесах дозволяє збільшити середню сталу δj_x з на сухому асфальтобетоні від 39% до 49%

Отримані результати дозволяють зробити висновок про необхідність поліпшення керованості гальмових механізмів трактора, що повинне забезпечити водієві можливість більше плавного підведення задніх коліс до межі блокування. У цей час на колісних тракторах класичного компоновання класів 6-14 кН одержали поширення закриті дискові гальма, що мають високу

серводію і погану керованість. Це означає, що гальмування тракторів відбуваються із блокуванням задніх коліс і низкою ефективністю. Резервом підвищення ефективності гальмування зазначених тракторів (без установки гальмових механізмів на передні колеса) є застосування на задніх колесах гальмових механізмів прямої дії (без серводії). Для компенсації підвищення необхідного приводного зусилля в цей час не становить проблем застосування підсилювачів у гальмовому приводі. Як гальмові механізми прямої дії найкраще використовувати дискові гальмові механізми відкритого типу.

5.6 Особливості вибору розподілу гальмових сил між осями колісних тракторів

Для колісних тракторів класичного компоновання, що мають гальмуючими тільки задні колеса, проблеми вибору розподілу гальмових сил між осями не існує. Однак при блокуванні задніх коліс відбувається різке (стрибкоподібне) зменшення навантаження на задню вісь і зниження ефективності гальмування трактора [63]. До певного часу необхідності установки гальмових механізмів на колеса передньої осі не було, через відносно малі транспортні швидкості руху й зміщеного до задньої осі центра мас тракторів класичного компоновання.

Проведені авторами теоретичні й статистичні дослідження [61,62] показали, що, у зв'язку зі зростанням максимальних транспортних, що має місце, швидкостей до $VT = 40$ км/год і вище, а також зсувом ближче до передньої осі центром мас тракторів, значно збільшилося число моделей машин, що мають гальмові механізми на всіх колесах.

5.6.1 Визначення законів розподілу гальмових сил між осями.

На рис. 5.11 і рис. 5.12 наведені схеми сил, що діють на колісний трактор при різному сполученні заблокованих і незаблокованих коліс.

Для колісних тракторів при визначенні сумарних нормальних реакцій R_{Z_1} і R_{Z_2} необхідно використовувати рівняння (2.28) і (2.29), оскільки в більшості їх $r_{\partial_2} > r_{\partial_1}$. Колісні трактори з однаковими шинами на передніх і задніх колесах становлять відносно невелику групу моделей.

При підтримці передніх і задніх коліс на межі блокування

$$P_{T_1} = \varphi_x R_{Z_1}; \quad (5.84)$$

$$P_{T_2} = \varphi_x R_{Z_2}. \quad (5.85)$$

Вирішуючи спільно рівняння (2.28), (2.29), (5.84), (5.85) визначимо сумарні нормальні реакції на передніх і задніх колесах

$$R_{Z_1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h - r_{\partial_2}}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{\partial_2} - r_{\partial_1}}{L}}; \quad (5.86)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi_x \frac{h - r_{\partial_1}}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{\partial_2} - r_{\partial_1}}{L}}. \quad (5.87)$$

Ідеальний коефіцієнт розподілу гальмових сил між осями, що забезпечує одночасне доведення до грані блокування передніх і задніх коліс

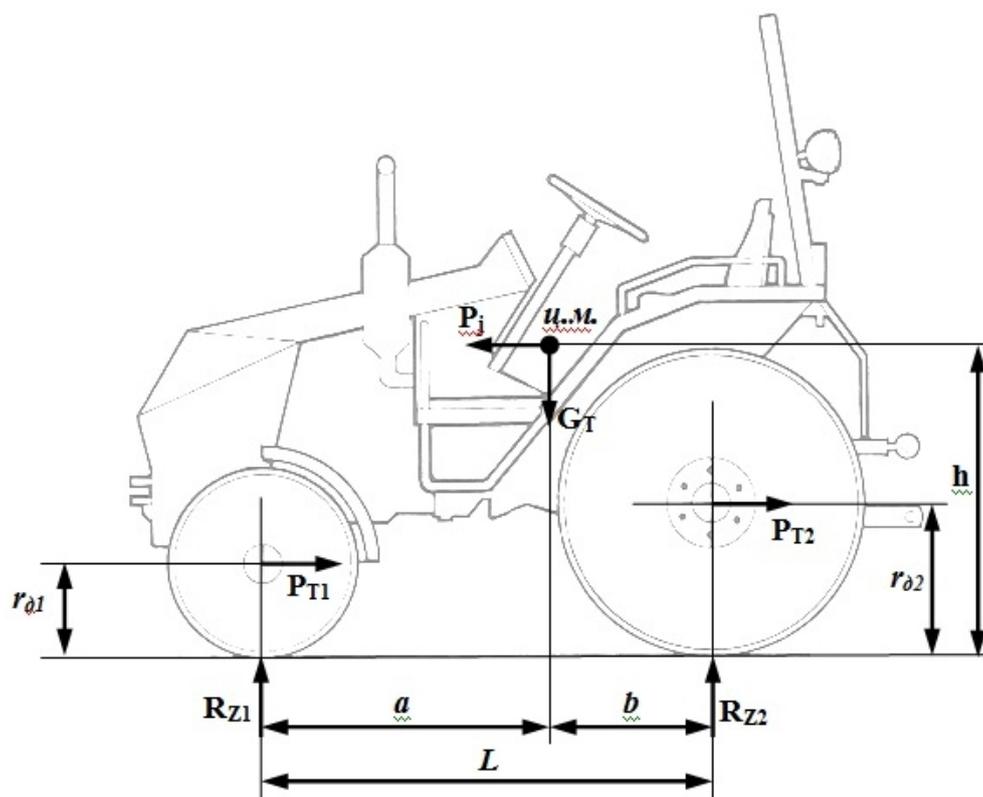
$$\beta_{уд} = \frac{R_{Z_1}}{G_T} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h - r_{\partial_2}}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{\partial_2} - r_{\partial_1}}{L}}. \quad (5.88)$$

Підтримка передніх і задніх коліс на межі блокування є нестійким процесом. Якщо відбудеться випадкове блокування передніх або задніх коліс, то відбудеться різке (стрибкоподібне) зменшення нормальної реакції на задніх колесах і збільшення нормальної реакції на передні на цю же величину. Якщо передні колеса були заблоковані, то вони розблоковуються, а задні колеса залишаються заблокованими. Якщо були заблоковані задні колеса, то вони залишаються заблоковані, а передні колеса розблоковуються. Причому в останньому випадку на передніх колесах збільшується запас по зчепленню.

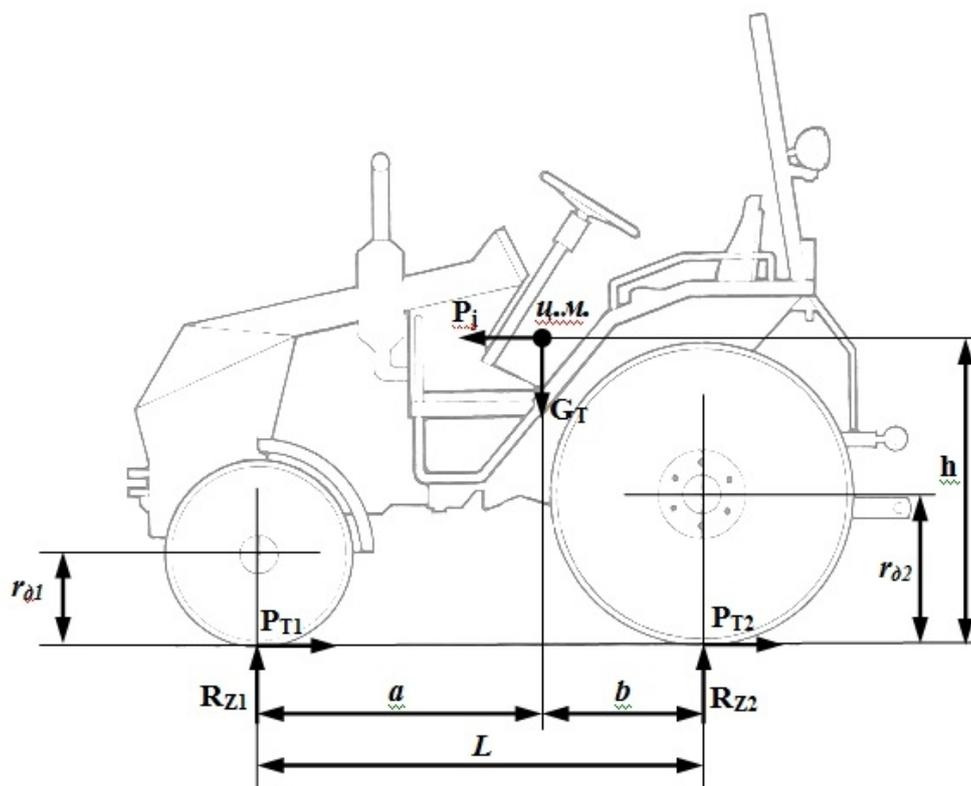
Припустимо, що передні колеса заблоковані, а задні перебувають на межі блокування. У цьому випадку залишаються справедливі рівності (5.84) і (5.85), а сумарні нормальні реакції на передніх і задніх колесах визначаються з рівнянь (див. рис. 5.12а)

$$R_{Z_1} = G_T \frac{b}{L} + P_{T_1} \frac{h}{L} + P_{T_2} \frac{h - r_{\delta_2}}{L}; \quad (5.89)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{a}{L} - P_{T_1} \frac{h}{L} - P_{T_2} \frac{h - r_{\delta_2}}{L}. \quad (5.90)$$

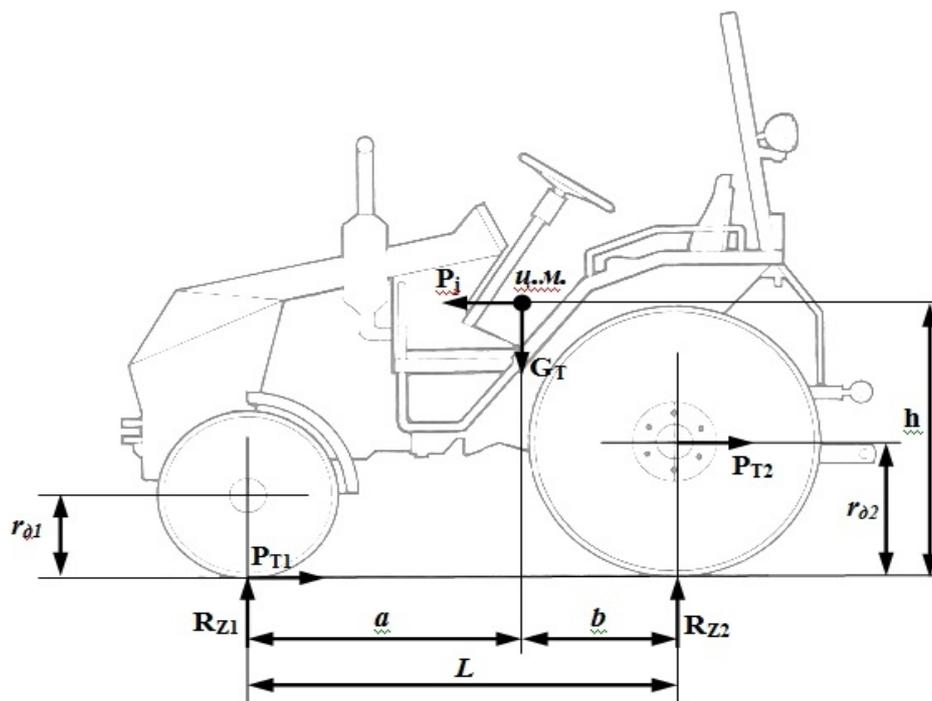


а)

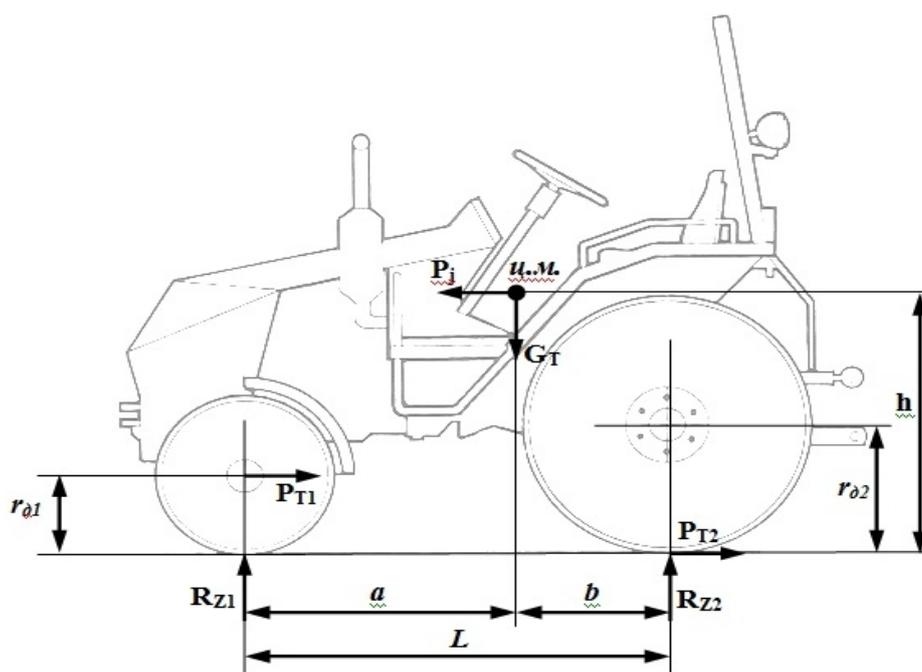


б)

Рисунок 5.11 - Схема сил, що діють на трактор при гальмуванні:
 а - з незаблокованими колесами; б - з усіма заблокованими колесами.



а)



б)

Рисунок 5.12 - Схема сил, що діють на трактор при гальмуванні:
 а - із заблокованими передніми й незаблокованими задніми колесами;
 б - з незаблокованими передніми й заблокованими задніми колесами.

Вирішуючи спільно рівняння (5.84), (5.85), (5.89) і (5.90) одержимо

$$R_{Z_1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h-r_{\partial_2}}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{\partial_2}}{L}}; \quad (5.91)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi_x \frac{h}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{\partial_2}}{L}}. \quad (5.92)$$

Коефіцієнт розподілу гальмових сил між осями, що відповідає розглянутому випадку

$$\beta'_x = \frac{R_{Z_1}}{G_T} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h-r_{\partial_2}}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{\partial_2}}{L}}. \quad (5.93)$$

При заблокованих задніх колесах і передніх колесах, що перебувають на грані блокування справедливі рівняння (рис. 5.12б)

$$R_{Z_1} = G_T \frac{b}{L} + P_{T_1} \frac{h-r_{\partial_1}}{L} + P_{T_2} \frac{h}{L}; \quad (5.94)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{a}{L} - P_{T_1} \frac{h-r_{\partial_1}}{L} - P_{T_2} \frac{h}{L}. \quad (5.95)$$

Після спільного рішення рівнянь (5.84), (5.85), (5.94) і (5.95) одержимо

$$R_{Z_1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h}{L}}{1 + \varphi_x \frac{r_{\partial_1}}{L}}; \quad (5.96)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi_x \frac{h - r_{\partial_1}}{L}}{1 + \varphi_x \frac{r_{\partial_1}}{L}}. \quad (5.97)$$

Коефіцієнт розподілу гальмових сил між осями в цьому випадку

$$\beta_x'' = \frac{R_{Z_1}}{G_T} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h}{L}}{1 + \varphi_x \frac{r_{\partial_1}}{L}}. \quad (5.98)$$

Таким чином, узагальнюючи, вираз (5.88) можна записати у вигляді

$$\beta_{uo} = \frac{A_0 - A_2}{1 - A_2 + A_1}, \quad (5.99)$$

де

$$A_0 = \beta_{\partial_1}, \quad (5.100)$$

$$A_1 = \varphi_x \frac{r_{\partial_1}}{L}, \quad (5.101)$$

$$A_2 = \varphi_x \frac{r_{\partial_2}}{L}. \quad (5.102)$$

Очевидно, що при $A_1 = 0$.

$$\beta_x' = \frac{A_0 - A_2}{1 - A_2}, \quad (5.103)$$

а при $A_2 = 0$.

$$\beta_x'' = \frac{A_0}{1 + A_1}. \quad (5.104)$$

5.6.2 Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмових сил між осями на прикладі колісних тракторів класичного компоновання.

На рис. 5.13 наведені фотографії колісних тракторів ХТЗ-6021 і ХТЗ-18040, для яких у таблиці 5.3 наведені вихідні параметри для розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмових сил між осями

Таблиця 5.3 - Вихідні розрахункові параметри тракторів

Модель трактора	Шини		$r_{\partial_2} = r_{cm_2}, \text{ м}$	$r_{\partial_1} = r_{cm_1}, \text{ м}$	$h, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	$L, \text{ м}$
	задні	передні					
ХТЗ-6021	12,4R28	11,2-20	0,578	0,460	0,852	0,902	2,175
ХТЗ-18040	620/70R42	16,9R30	0,885	0,735	1,124	1,847	2,935

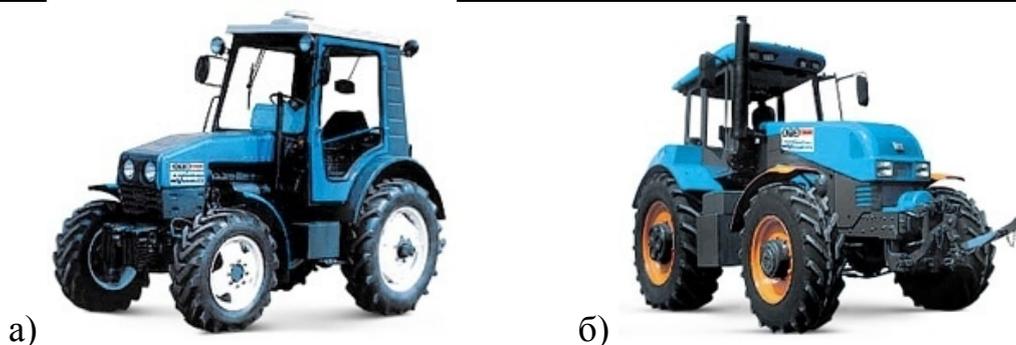


Рисунок 5.13 - Колісні трактори класичного компоновання:

а - ХТЗ-6021; б - ХТЗ-18040

У таблиці 5.4 наведені результати розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмових сил між осями.

Таблиця 5.4 – Розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмових сил між осями

Модель трактора	β	φ_x						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ХТЗ-6021	$\beta_{уд}$	0,444	0,459	0,473	0,489	0,506	0,522	0,538
	$\beta_{бл}$	0,492	0,531	0,570	0,609	0,649	0,688	0,727
	β_x'	0,464	0,490	0,519	0,549	0,583	0,617	0,653
	β_x''	0,472	0,500	0,525	0,551	0,565	0,599	0,622
ХТЗ-18040	$\beta_{уд}$	0,652	0,664	0,675	0,688	0,700	0,712	0,724
	$\beta_{бл}$	0,706	0,744	0,782	0,821	0,859	0,897	0,935
	β_x'	0,687	0,719	0,752	0,789	0,828	0,869	0,914
	β_x''	0,672	0,692	0,711	0,729	0,747	0,763	0,779

На рис. 5.14 і рис. 5.15 наведені графіки залежностей $\beta(\varphi_x)$, побудовані для тракторів ХТЗ-6021 і ХТЗ-18040.

Аналіз графіків, наведених на рис. 5.14 і рис. 5.15 дозволяє здійснити вибір розподілу гальмових сил між осями за умовами:

- випереджального блокування передніх коліс трактора у всьому діапазоні коефіцієнта зчеплення від $\varphi_x = 0,2$ до $\varphi_x = 0,8$;

- за умовою рівної енергонавантаженості передніх і задніх коліс (постійне значення коефіцієнта розподілу гальмових сил між осями $\beta_0 = 0,5$).

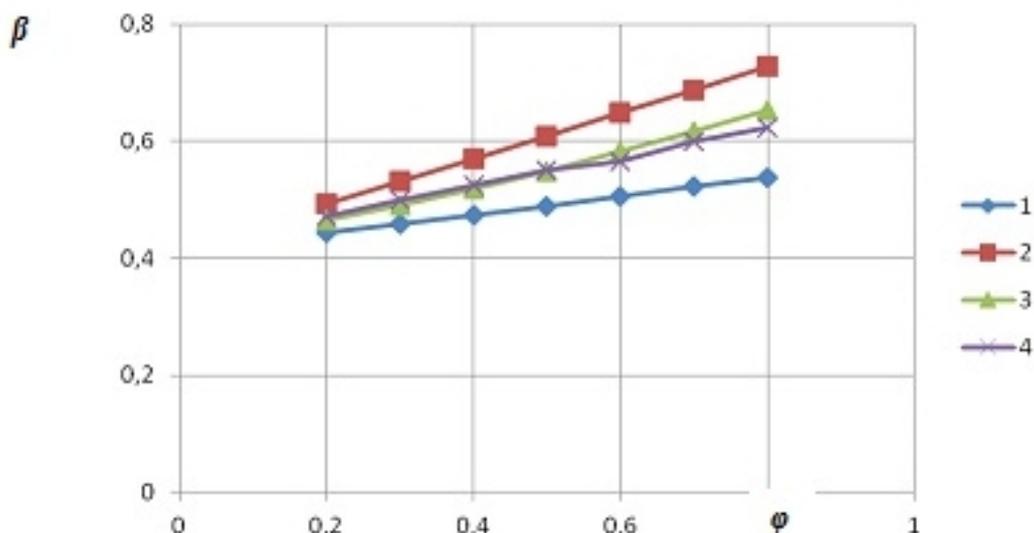


Рисунок 5.14 – Залежності коефіцієнта β розподілу гальмових сил на передню вісь трактора ХТЗ-6021 від коефіцієнта зчеплення φ_x :

$$1-\beta = \beta_{\text{бл}}(\varphi_x) ; 2-\beta = \beta_{\text{уд}}(\varphi_x) ; 3-\beta = \beta'_x(\varphi_x) ; 4-\beta = \beta''_x(\varphi_x) .$$

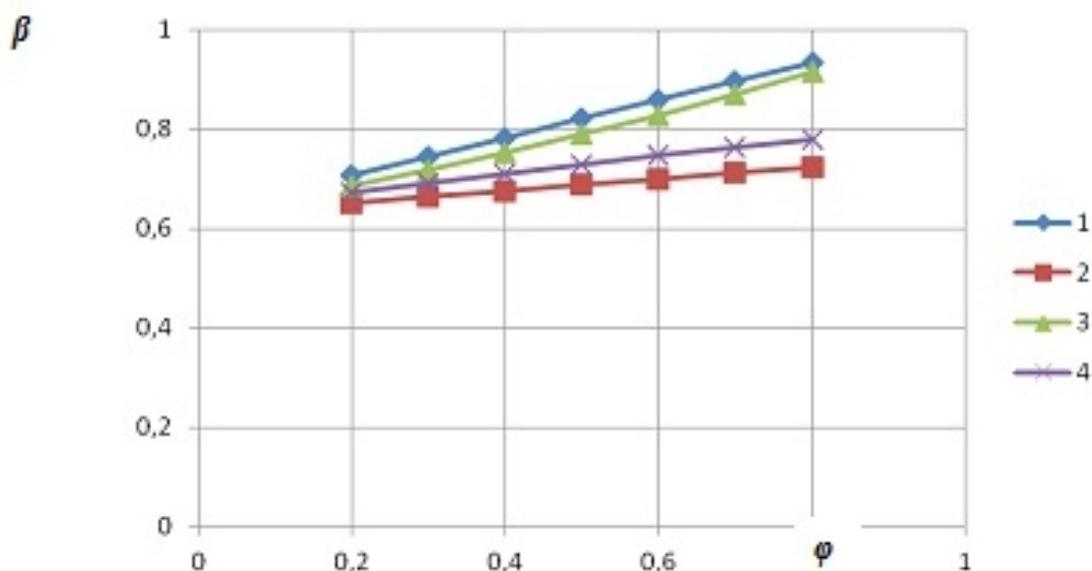


Рисунок 5.15 - залежності коефіцієнта β розподілу гальмових сил на передню вісь трактора ХТЗ-18040 від коефіцієнта зчеплення φ_x :

$$1-\beta = \beta_{\text{бл}}(\varphi_x) ; 2-\beta = \beta_{\text{уд}}(\varphi_x) ; 3-\beta = \beta'_x(\varphi_x) ; 4-\beta = \beta''_x(\varphi_x) .$$

При розрахунку по першій умові значення $\beta_0 = \beta'_x = 0,653$ забезпечує випереджальне блокування передніх коліс трактора ХТЗ-6021 при коефіцієнті зчеплення φ_x , що перебуває в межах від 0,2 до 0,8. Це значення β_0 незначно

перевищує величину 0,5, що забезпечує рівну енергонавантаженість передніх і задніх гальмових механізмів. Для трактора ХТЗ-18040, при розрахунку по першій умові, одержимо $\beta_{\delta} = \beta'_x = 0,914$, що значно перевищує величину 0,5. При зниженні β_{δ} до величини 0,5 у трактора ХТЗ-18040 виникнуть проблеми із забезпеченням курсової стійкості. У цьому випадку потрібне додаткове дослідження. Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- отримані результати дозволяють визначити коефіцієнт розподілу гальмових сил між осями колісних тракторів класичного компоновання. Значення цього коефіцієнта, отримані з умови відсутності випереджального блокування задніх коліс у всьому діапазоні коефіцієнтів зчеплення від $\varphi_x=0,2$ до $\varphi_x=0,8$ становлять:

- $\beta_{\delta} = 0,653$ – для трактора ХТЗ-6021;

- $\beta_{\delta} = 0,914$ – для трактора ХТЗ-18040;

- значення зазначеного коефіцієнта, отримані з умови відсутності випереджального блокування задніх коліс за традиційною методикою розрахунку становили б: $\beta_{\delta} = 0,727$ для трактора ХТЗ-6021 і $\beta_{\delta} = 0,935$ для трактора ХТЗ-18040. Такий розподіл гальмових сил між осями ще більше збільшило б нерівномірність енергонавантаженості передніх і задніх гальмових механізмів, приводячи до перевантаження передніх гальм при службових гальмуваннях;

- прагнення одержати рівну енергонавантаженість передніх і задніх гальм ($\beta_{\delta}=0,5$) для розглянутих тракторів може привести до втрати курсової стійкості, тому для остаточного рішення питання необхідно провести дослідження впливу коефіцієнта розподілу β_{δ} на курсову стійкість зазначених тракторів при гальмуванні, а також оцінити можливість застосування регуляторів розподілу гальмових сил між осями.

Питання для самоперевірки

- 1. Процес гальмування автомобіля та його характеристики.*
- 2. Коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь при блокуванні однієї з осей.*
- 3. Вибір раціонального розподілу гальмівної сили між осями.*
- 4. Блокування колес автомобіля.*
- 5. Особливості динаміки гальмування колісних тракторів класичного компонування*

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков – М.: Машгиз, 1950. -343с.
2. Чудаков Е.А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля / Е.А. Чудаков – М.: Машгиз, 1950. -79с.
3. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» (В порядке обсуждения)/ М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2007. №1. – с. 25-26.
4. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков – М.: ОНТИ–НКТПСССР, 1935. -392с.
5. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков – М.: Машгиз, 1940. -396с.
6. Зимелев Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелев – М.: Машгиз, 1959. - 312с.
7. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков – М.: Изд-во сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1962. - 312с.
8. Михайловский Е. Теория трактора и автомобиля / Е. Михайловский, В. Цимбалин. – М.: Сельхозиздат 1960. -336 с.
9. Скотников В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Мащенский, А.С. Солонский – М.: Агропромиздат, 1986. -383с.
10. Тракторы. Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е., Бочаров Н.Ф., Ксеневиц И.П., Солонский А.С.]; под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. -376с.
11. Платонов В.Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В.Ф. Платонов, Г.Р. Ленашвили. – М.: Машиностроение, 1956. -296с.

12. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. -239с.
13. Иванов В.В. Основы теории автомобиля и трактора / В.В. Иванов, В.А. Иларионов, М.М. Морин. – М.: Высшая школа, 1977. -245с.
14. Словарь-справочник по трению, износу и смазке / [В.Д.Зозуля, Е.Л. Шведков, Д.Я. Ровинский, Э.Д. Браун; отв. ред. И.М. Федорченко] – К.: Наукова думка, 1990. – 264с.
15. Динамика автомобиля / [М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко и др.; под ред. М.А. Подригало] – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424с.
16. Крагельский И.В. Развитие науки и техники / И.В. Крагельский, В.С. Кедров. – М.: АН СССР, 1956. – 236с.
17. Петрушов В.А. Соппротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В.В. Московкин. – М.: Машиностроение, 1975.– 225 с.
18. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса / Е.А. Чудаков.– М.: Машгиз, 1947.– 72 с.
19. Жуковский Н.Е. О скольжении ремня на шкивах / Н.Е. Жуковский // Полное собрание сочинений, Т.8. – М.–Л.: ОНТИ НКТП СССР, 1937.– с. 19–36.
20. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев / под ред. В.И. Кнороза.– М.: Транспорт, 1976.– 236 с.
21. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [У.А.Абдулгазис, А.У. Абдулгазис, Д.М. Клец, М.А. Подригало] /; под ред. У.А. Абдулгазиса. – Симферополь: ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.
22. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие / [В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолажченко]/; под ред. Б.П. Кашубы. – М.: Машиностроение, 1966.– 520 с.

23. 1. Broulhiet G. La Suspension de la direction de la voiture automobile. Schimmi et dandinement. «Societe des Ingeniers Civils de France», 1925, Bulletin 78.
24. Becker G., Fromm H., und Marunu H. Schwingungen in Automobillenkunden, Berlin, 1931.
25. Литвинов А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971.– 416 с.
26. Певзнер Я. М. Боковой увод автомобиля / Я. М. Певзнер // Автомобильный мотор, 1939. – № 4. – с. 51.
27. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
28. Завьялова Л.И. Повышение устойчивости движения многоосного автомобиля за счёт рационального выбора числа колесных осей и схемы рулевого управления: автореф. дис. на соиск. учёной степени канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – Автомобили и тракторы / Л.И. Завьялова – К., 1997. – 27 с.
29. Стельмашук В.В. Поліпшення показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – Автомобілі та трактори / В.В. Стельмашук. – К., 2005. – 18 с.
30. Банніков В.О. Покращення показників маневреності та стійкості руху мікроавтомобіля: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – Автомобілі та трактори / В.О. Банніков. – К., 2011. – 20 с.
31. Макаров В.А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості руху легкового автомобіля: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – Автомобілі та трактори / В.А Макаров – К., 2011. – 38 с.
32. Григоращенко О.В. Підвищення керованості та стійкості руху автомобілів категорії М1: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – Автомобілі та трактори / О.В. Григоращенко – К., 2009. – 20 с.

33. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк и др.]; под ред. Б.Б. Генбома. – Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
34. Энциклопедический словарь / [Прохоров А.М., Гиляров М.С., Жуков Е.М. и др.].– М.: Советская энциклопедия, 1980.-1600с.
35. Федюкин В.К. Основы квалиметрии. Управление качеством продукции:[Учебное пособие]/ В.К. Федюкин – М.: Издательство стандартов, 1990.–160с.
36. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобилей/ В.А. Иларионов, – М.: Машиностроение, 1996.–280с.
37. Бурдаков В.Д. Квалиметрия транспортных средств / В.Д. Бурдаков.– М.: Издательство стандартов, 1990. –160с.
38. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий/ М.А. Подригало// Автомобильная промышленность.– 2008.–№11.–с.22–23.
39. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин/ Г.А. Смирнов.– М.: Машиностроение,1990. –352с.
40. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили/ П.В. Аксёнов. – М. Машиностроение, 1989. –280с.
41. Цимбалин В.Б. Испытания автомобилей/ В.Б. Цимбалин, В.Н. Кравец, С.М. Кудрявцев, – М.: Машиностроение, 1978. –199с.
42. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. –136с.
43. Яковлев Н.А. Теория автомобиля/ Н.А. Яковлев, Н.В. Диваков. – М.: Высшая школа, 1962. – 184 с
44. Энциклопедический словарь/ Под ред. Б.А. Введенского том3.– М.: Изд-во БСЭ, 1955. – 516 с
45. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин / А.А. Бобошко.– Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006.–172с.

46. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. Собрание сочинений. т.2 – М.–Л: Изд-во АН СССР, 1956. –384с.
47. Косолапов Г.М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении; Автореф.дис... д-ра техн. наук: 05.05.03/ Волгоград политехн. ин-т.– Волгоград, 1973. –40с.
48. Таборек Я. Механика автомобиля / Я. Таборек.–М.: Машгиз,1960.–252с.
49. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров.– Омск: Западносибирское книжное изд-во, 1973.–224с.
50. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1968. – 480 с.
51. BOSCH. Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Изд-во “За рулем”, 2000. – 896 с.
52. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля при заносе. – М.: Изд-во АН СССР, 1945. – 144 с.
53. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник /В.П. Волков. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
54. Подригало М.А.,Файст В.Л. Коэффициент динамичности автомобиля // Проблеми надійності машини та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Сборник научных трудов ХНТУСХ им. П.Василенко, 2008. Вып.69 –с. 375 – 380.
55. Токарев А.А. Приемистость автомобиля / А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 1979. –№5. –с. 11-15.
56. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение №18. – Харьков: Изд-во Харьковского госуниверситета, 1962. – 36с.
57. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с.

58. Тормозные свойства и тормозные механизмы колесных тракторов / [Подригало М.А., Волков В.П., Павленко В.А., Бобров Я.А., Абрамов Д.В.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 507 с.

59. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.019-86. – [Введен 01.07.87]. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 25с.

60. Правила проверки тормозных устройств сельскохозяйственных механизмов и критерии их эффективности. ASAES365. JT (SAEJ 1041). Перевод Р.Н. 70996. – Ростов на Дону, 1987. – 15 с.

61. Лысов А.М. Развитие тормозных систем зарубежных тракторов при повышении транспортных скоростей / А.М. Лысов, С.Е. Либцис // Тракторы и сельхозмашины. – 1989. – №10. – с. 48-49.

62. Либцис С.Е. Требования к тормозным системам тракторов при повышении транспортных скоростей / С.Е. Либцис, М.А. Подригало // Тракторы и сельхоз. машины. – 1990. – №11. – с. 20-21.

63. Подригало М.А. Влияние блокировки колес на эффективность торможения колесных тракторов классической компоновки / М.А. Подригало, Б.В. Саченков, М.П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2011. – Вип. 107. – с. 22 – 30.

64. Абдулгасис У.А. Снижение механического импеданса ДВС при резонансных режимах / Абдулгасис У.А., Мевлют Ш.Т., Халилов В. // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь, 2012. – Вып. 35. с. 10 – 15.

65. Загайко С.А. Механические потери в двигателях внутреннего сгорания: автореф. дис. ... канд. техн. наук / С.А. Загайко. – Уфа, 1993. – 23 с.

66. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль / Ю. Мацкерле; пер. с чешск. В.Б. Иванова; под ред. А.Р. Бендикова. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.

67. Анилович В.Я. Модель оптимизации стратегии эксплуатационной надежности сельскохозяйственной техники (на примере двигателя СМД-62) / Анилович В.Я., Строков А.П., Полянский А.С. // Збірка наукових праць УкрНДУПВТ «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України». Вип. 1. –СМТ Дослідницьке. – 1998. – С. 192-210.

68. Подригало Н.М. Обоснование и выбор структуры и основных параметров трансмиссии модульных землеройно-транспортных и погрузочных машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 /Подригало Надежда Михайловна. – Харьков, 2001. – 222 с.

69. Подригало Н.М. Оценка коэффициента полезного действия колесных машин на транспортных операциях. /Н.М. Подригало, И.Г. Кириченко //Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХГАДТУ. – Харьков: ХГАДТУ. – 1998. – №1. – с. 26-28.

70. Подригало Н.М. Коэффициент полезного действия дорожно-строительной машины. /Н.М. Подригало, И.Г. Кириченко// Тракторная энергетика в растениеводстве, серия “Тракторостроение”. Сборник научных трудов ХГТУСХ. – Харьков: ХГТУСХ. – 1999. – с. 293-300.

71. Подригало Н.М. Выбор параметров трансмиссии дорожных машин по критерию КПД. / Н.М. Подригало, И.Г. Кириченко //Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Сборник научных трудов ПГАСА. – Днепрпетровск: ПГАСА. – 2000. – с.29-35.

72. Подригало М.А. Полезная работа и КПД автомобиля. Одно уточнение. /М.А. Подригало, Н.М. Подригало //Автомобильная промышленность. – 2007. – №8. – с. 19-21.

73. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин. /М.А. Подригало, В.П. Волков, Д.В. Абрамов, М.В. Байцур, В.А. Павленко, Ю.В. Тарасов, В.Л. Файст /Под ред. М.А. Подригало. Харьков: изд-во ХНАДУ. – 2007. – 446 с.

74. Подригало М.А. Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне. /М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст //Автомобильная промышленность. – 2008. – №8. – с. 12-16.

75. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин /И.И. Артоболевский. – М.: Наука. – 1975. – 639 с.

76. Forkenbrock G., Devin E. An Assessment of Human Driver Steering Capability [Электронный ресурс] / G. Forkenbrock, E. Devin // NHTSA Technical Report, DOT HS 809875, – 2005. – Режим доступа жур.: http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/vrtc/ca/capubs/HTSA_forkenbrock_driversteeringcapabilityrpt.pdf.

77. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8 – [Введены в Глобальный регистр. 2008 – 06 – 26] – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с.

78. Подригало М.А. Управляемость колесных машин при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М., Клец, В.И. Гацько // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: ХНАДУ. – 2011. – Вып. 29. – с. 117 – 125.

79. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.

80. Kamm W. Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechsel wirpung (Motor vehicle and Road in their Internation); VDI – Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934.

81. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса. - М.: Машгиз, 1949. - 143 с.

82. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении. – М.: Машгиз, 1952. – 183 с.

83. Певзнер Я.М. теория устойчивости автомобиля. – М.: машгиз, 1947. – 156 с.

84. Бережной И.А. О применении функции нагружения в некоторых задачах движения экипажа // Механика твердого тела. Инженерный журнал. – М.: Наука, 1967, №5. – С. 47 – 49.
85. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. – М.: транспорт, 1978. – 151 с.
86. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. – Омск: Западносибирское книжное изд-во, Омское отделение, 1973. – 224 с.
87. Байцур М.В. Оценка устойчивости автомобиля против заноса в процессе торможения // Автомобіле- та тракторобудування. Вісник НТУ «ХП», 2006. – №6, с. 119 – 124.
88. Подригало М.А., Клец Д.М. Определение устойчивости автомобиля против заноса при движении в тяговом режиме // Вісник НТУ «ХП». – Вип. 12 «Автомобіле- та тракторобудування», 2007. – с. 127-136.
89. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н. / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614с.
90. Аэродинамика автомобиля / Под ред. В.-Г. Гухо; Пер. с нем. Н.А. Юниковой; под ред. С.П. Загородникова. – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с.
91. Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 126 “Electronic Stability Control Systems”, Office of Regulatory Analysis and Evaluation, National Center for Statistics and Analysis, 2006. – 142 p.
92. Лебедев А.Т. Радиус качения и оценка взаимодействия колеса мобильной машины с дорогой / А.Т. Лебедев, Н.П. Артемов, М.А. Подригало, А.В. Кот // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенко. Технічні науки. – 2012, Вип 124, Том 2. – с. 43-48.

93. Подригало М.А. Модель нелінійного відведення еластичного колеса автомобіля / М.А. Подригало, Д.М. Клец // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – 2013. – №1 (21). – с. 57-62.

94. Назарько О.А. Совершенствование методов оценки устойчивости легковых автомобилей в тяговом режиме движения: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Назарько Ольга Александровна. – Харьков, 2013. – 123с.

95. Подригало М.А. Влияние тяговых моментов на динамическое распределение вертикальных реакций между колесами автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько, Н.Н. Потапов // Вестник национального технического университета «ХПИ», 2010. – №39 – с. 64-74.