

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ ТА ТЕОРІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

Колективна монографія

У трьох томах

За редакцією д-ра техн. наук, професора М. А. Подригало
та д-ра техн. наук, професора О. С. Полянського

Том 1

Харків



2023

УДК 631.17
ББК 39.33-01
Д 44

Рекомендована до видання Вченою радою Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
(дозвіл № 44/22/4.7 від 08 липня 2022 р.)

Рецензенти

Е. Е. Александров – професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, доктор технічних наук, професор;

В. В. Душенко – професор кафедри «Інформаційних технологій і систем колісних і гусеничних машин» імені О. О. Морозова Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», доктор технічних наук, професор.

Авторський колектив

М. А. Подригало (розділи 1.3, 1.4, 5, 6),

О. С. Полянський (розділи 1.1, 1.2), **М. П. Холодов** (розділи 2, 3, 4),

Я. А. Бобров (розділи 7, 8, 9), **Д. В. Абрамов** (розділи 10, 11).

Д 44 **Динаміка гальмування та теорія робочих процесів гальмівних систем колісних тракторів та тракторних поїздів:** колект. монографія у 3 томах [текст] / М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов, та ін. Харків: Вид-во Естет Принт, 2023.

ISBN 978-617-95214-2-3

Том 1. 180 с.

ISBN 978-617-95214-3-0

У монографії представлені матеріали досліджень динаміки гальмування тракторів і тракторних поїздів. Запропоновано раціональні методи та методики проектування гальмівних систем тракторів та тракторних поїздів. Докладно досліджено гальмівні механізми, що застосовуються на колісних тракторах.

Для студентів, магістрів, аспірантів і фахівців, що навчаються і працюють в галузі автомобіле- і тракторобудування.

Лл. 211, табл. 78, бібліограф.: 121 назв.

УДК 631.17 ББК 39.33-01

ISBN 978-617-95214-2-3

(Повна монографія)

ISBN 978-617-95214-3-0

(Том 1)

Присвячується
ректору Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету
Анатолію Миколайовичу Туренко

ВСТУП

Збільшення потужності двигунів та максимальної швидкості руху, зумовлені появою колісних тракторів та тракторних поїздів на дорогах загального користування, має супроводжуватися покращенням гальмівних властивостей та вдосконаленням гальмівного керування.

Формування необхідних гальмівних властивостей колісних тракторів і тракторних поїздів повинно здійснюватися на стадії проектування з урахуванням широкого спектру машин і знарядь, що агрегуються. У процесі експлуатації показники гальмівних властивостей повинні контролюватися та підтримуватись на необхідному рівні.

Гальмівні механізми є найбільш важливим елементом гальмівного управління, що поглинає і розсіює енергію, яка виділяється при гальмуванні. Тому якість, ефективність та стабільність роботи гальмівних механізмів є об'єктом пильної уваги вчених та конструкторів, які працюють у галузі сільськогосподарського машинобудування. На жаль, при проблемі проектування гальмівного управління колісних тракторів і тракторних поїздів відбувається механічне перенесення технічних рішень, прийнятих в автомобілебудуванні на гальма тракторів без урахування специфіки останніх.

Таким чином виникла необхідність створення теоретичних основ проектування гальмівних систем та гальмівних механізмів колісних тракторів, що відповідають сучасним вимогам.

Монографія розрахована на студентів, магістрів, аспірантів і фахівців, що навчаються і працюють в галузі автомобіле- і тракторобудування.

М. А. Подригало написані підрозділи 1.3, 1.4., та розділи 5, 6. О. С. Полянським написані підрозділи 1.1 та 1.2. М. П. Холодовим написані розділи 2, 3, 4. Я. А. Бобровим написані розділи 7, 8, 9. Д. В. Абрамовим написані розділи 10, 11.

РОЗДІЛ 1. ПРОЦЕС ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ, ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ І ОЦІНКА ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ

1.1. Вплив ефективності гальмування на показники транспортної роботи тракторних поїздів

Гальмівні властивості тракторних поїздів впливають на продуктивність тракторів на транспортних роботах та пропускну спроможність автомобільних доріг.

Відомо [1, 2], що скорочення гальмівного шляху колісної машини дозволяє збільшити пропускну здатність дороги. Зі зменшенням інтервалу руху за рахунок скорочення гальмівного шляху відбувається відносне збільшення пропускну спроможності дороги [2], що визначається як

$$\delta N = \frac{N'' - N'}{N'} \cdot 100 = \frac{S'_T - S''_T}{S'_T + D + l_3} \cdot 100, \quad (1.1)$$

де N' , S'_T – пропускну здатність дороги та гальмівний шлях машини до удосконалення гальмівної системи;

N'' , S''_T – пропускну здатність дороги та гальмівний шлях машини після удосконалення гальмівної системи;

D – габаритна довжина машини;

l_3 – запас відстані між двома машинами, що послідовно рухаються,

$l_3 = 5$ м [3].

Можна збільшити пропускну здатність дороги при зменшенні гальмівного шляху за рахунок збільшення швидкості руху при збереженні незмінним інтервалу між двома машинами, що послідовно рухаються. У цьому випадку відносне збільшення пропускну спроможності дороги дорівнюватиме відносному збільшенню допустимої швидкості [2] руху

$$\delta N = \delta V = \frac{V'' - V'}{V'} \cdot 100, \quad (1.2)$$

де V' , V'' – швидкості, що розвиваються машиною до і після удосконалення гальмівної системи, отримані з умови рівності гальмівних шляхів $S'_T = S''_T$.

У роботі [2] показано, що збільшення швидкості руху машини після удосконалення гальмівної системи (при $S'_T = S''_T$) дозволяє підвищити продуктивність перевезень. Відносно збільшення зазначеної продуктивності дорівнюватиме

$$\delta Q = \frac{l_{z.e.} \cdot (\sqrt{k_y} - 1)}{l_{z.e.} + V' \cdot t_{n/p} \cdot \sqrt{k_y}}, \quad (1.3)$$

де $l_{z.e.}$ – довжина поїздки з вантажом;

$t_{n/p}$ – час простою під навантаженням-розвантаженням;

k_y – коефіцієнт удосконалення гальмівної системи; фактично є відношенням середнього встановленого уповільнення машини після удосконалення гальмівної системи до середнього уповільнення до удосконалення,

$$k_y = j''_{yсм} / j'_{yсм}; \quad (1.4)$$

$j'_{yсм}$; $j''_{yсм}$ – середні сталі уповільнення машини до і після вдосконалення гальмівного керування.

Гальмівні властивості колісних машин оцінюються на сухому асфальтобетоні при коефіцієнті зчеплення коліс з дорогою $\varphi \geq 0,8$. Загальновідомо, що максимально можливе уповільнення машини при всіх гальмівних колесах, доведених до грані блокування, дорівнює [4]

$$j_{\max} = \varphi \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,848 \text{ м/с}^2. \quad (1.5)$$

Нормативні вимоги щодо мінімально допустимого уповільнення автомобілів та автомобільних поїздів вже практично наблизилися до максимально можливої величини j_{\max} [5, 6] і становлять (залежно від категорії автотранспортних засобів) від $5,5 \text{ м/с}^2$ до $7,0 \text{ м/с}^2$. Для одиночних тракторів на сьогоднішній день [6] величина мінімально допустимого середнього сповільнення $[j_{\text{ср}}]$ становить $3,5 \text{ м/с}^2$, а для тракторних поїздів – $4,4 \text{ м/с}^2$ [27]. Це означає, що тракторні поїзди мають значний резерв для підвищення ефективності гальмування. Цей резерв можна реалізувати встановленням гальм на всі колеса тракторів та тракторних поїздів. У роботі [6] автор розглянув можливість збільшення максимально допустимого середнього сповільнення, що встановилося, з умови збереження гальмівного шляху при збільшенні максимальних швидкостей тракторних поїздів від 30 км/год до 40 км/год .

Питанням удосконалення гальмівного управління колісних тракторів присвячено багато наукових робіт. У відомих роботах найбільшу увагу приділяють забезпеченню стійкості тракторних поїздів у процесі гальмування. Прагненням забезпечити стійкість тракторного поїзда при гальмуванні пояснюється те, що нормативне значення середнього уповільнення тракторного поїзда становить $4,4 \text{ м/с}^2$, а одиночного трактора – $3,5 \text{ м/с}^2$ [6]. Виконання зазначених вимог забезпечує зусилля, що розтягує, в зчипці ланок тракторного поїзда. Важливим питанням є також забезпечення високої енергоємності гальмівних механізмів, що досягається як удосконаленням їх конструкцій [6, 7], так і раціональним розподілом роботи тертя між колісними гальмами [6, 8]. Для забезпечення приводу гальм причепів на тракторах встановлюються пневмо- та гідропривід [6, 8, 9]. Джерелом тиску робочого тіла в таких системах є компресори або гідронасоси, що приводяться в дію від двигуна трактора. У дослідженні [6] наголошується, що пневматичний привід є більш енергоємним, що відбирає від двигуна більшу потужність, ніж гідропривід. Робляться спроби застосування антиблокувальних гальмівних систем на тракторних поїздах.

1.2. Визначення раціональних швидкостей руху та вантажопідйомності тракторного поїзда

Як зазначалося вище, на транспортних роботах необхідно максимально реалізовувати потужність двигуна трактора. Це можливо або при збільшенні вантажопідйомності причепа (до граничної величини) або розвиваючи максимальну швидкість руху. Максимальна швидкість руху має обмеження, зумовлені плавністю ходу та збереженням вантажу, а також – гальмівними властивостями тракторного поїзда та пропускною спроможністю автомобільної дороги. Крім того, необхідно розглянути процес руху з урахуванням енергоперетворювальних властивостей гальмівних систем, що впливають на непродуктивні втрати енергії при гальмуванні. Проведемо раціональний вибір швидкості руху та вантажопідйомності тракторного поїзда за декількома критеріями.

1.2.1. За критерієм максимальної продуктивності

Розширення обсягу перевезень, які виконуються тракторами і тракторними поїздами в сільському господарстві, викликає необхідність розгляду питання про вибір їх раціональних швидкостей руху.

Показником ефективності використання рухомого складу є година продуктивність перевезень

$$P_q = \frac{V_T \cdot \beta \cdot \gamma \cdot q}{l_{ze} + V_T \cdot \beta \cdot t_{n-p}} \text{ т/год,} \quad (1.6)$$

де β – коефіцієнт використання пробігу;

γ – коефіцієнт використання вантажопідйомності;

q – вантажопідйомність тракторного поїзда, т;

l_{ze} – довжина поїздки з вантажем, км;

t_{n-p} – час простою під навантаженням чи розвантаженням, год;

V_T – середня технічна швидкість, км/год.

Повна вага причепа (напівпричепа)

$$G_{\text{пр}} = 1000 \cdot g \cdot (M + q), \quad (1.7)$$

де M – власна маса причепа (напівпричепа), т;

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

В результаті проведеного статистичного аналізу визначено, що

$$M = d \cdot q, \quad (1.8)$$

де d – коефіцієнт, що залежить від типу рухомого складу (причепа або напівпричепа):

$d = 0,5$ – для одно- та двовісних причепів;

$d = 0,3$ – для напівпричепів.

Підставляючи (1.8) у (1.7), з урахуванням класу вантажу отримаємо

$$G_{\text{пр}} = 1000 \cdot g \cdot q \cdot \gamma \cdot (d + 1), \quad (1.9)$$

Звідси

$$q = \frac{G_{\text{пр}}}{1000 \cdot g \cdot \gamma \cdot (d + 1)}. \quad (1.10)$$

Потрібна потужність двигуна

$$N_e = \frac{V_T \cdot \psi}{3,6 \cdot \eta_{\text{мп}}} \cdot (G_T + G_{\text{пр}}), \quad (1.11)$$

де $\eta_{\text{мп}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

G_T – вага трактора, Н;

ψ – сумарний коефіцієнт опору дорожнього покриття, $\psi = f \pm i$;

f – коефіцієнт опору коченню;
 i – ухил дороги.

У формулі (1.9), враховуючи, що швидкість руху тракторного поїзда визначається не умовами руху в транспортному потоці, а його тягово-швидкісними якостями, приймалася рівність миттєвої та середньої технічної швидкостей руху.

З рівняння (1.11) визначимо вагу причепа

$$G_{np} = \frac{3,6 \cdot N_e \cdot \eta_{mp}}{V_T \cdot \psi} - G_T. \quad (1.12)$$

Підставляючи (1.12) у (1.10), отримаємо

$$q = \frac{\frac{3,6 \cdot N_e \cdot \eta_{mp}}{V_T \cdot \psi} - G_T}{1000 \cdot g \cdot \gamma \cdot (d+1)}. \quad (1.13)$$

Після підстановки (1.13) у (1.6)

$$P_q = \frac{\beta \cdot (3,6 \cdot N_e \cdot \eta_{mp} / \psi - G_T \cdot V_T)}{1000 \cdot g \cdot (d+1) \cdot (l_{ze} + V_T \cdot \beta \cdot t_{n-p})}. \quad (1.14)$$

Для отримання максимальної продуктивності необхідно реалізувати максимальну потужність двигуна. Таким чином, на цьому маршруті

$$P_{q \max} = \frac{\beta \cdot (3,6 \cdot N_{e \max} \cdot \eta_{mp} / \psi - G_T \cdot V_T)}{1000 \cdot g \cdot (d+1) \cdot (l_{ze} + V_T \cdot \beta \cdot t_{n-p})}. \quad (1.15)$$

Аналіз залежності (1.15) показує, що зі зростанням V_T продуктивність тракторного поїзда зменшується. Це зумовлено непродуктивними втратами потужності двигуна для пересування власної маси трактора. Тому необхідно йти шляхом зниження швидкості руху і збільшення, відповідно до рівняння (1.12), ваги причепа (його вантажопідйомності). Зі зменшенням швидкості руху збільшуватиметься дотична сила на ведучих колесах. При цьому величина цієї сили не повинна перевищувати межі зчеплення коліс з дорогою.

Величина мінімально допустимої за умовами буксування ведучих коліс швидкості руху

$$V_{T \min} = 3,6 \frac{\frac{N_{e \max} \cdot \eta_{mp}}{\varphi \cdot G_T}}{\frac{G_{cц} + \left(K_{np} \cdot d / \gamma + K_{zp} \right)}{d + 1} \cdot \left(\frac{N_{e \max} \cdot \eta_{mp}}{\psi \cdot G_T} - 1 \right)}. \quad (1.16)$$

Вираз (1.16) отримано в результаті спільного рішення рівняння (1.13) та рівняння реалізованої потужності двигуна за умов зчеплення ведучих коліс з дорогою

$$N_{e \max} = \frac{V_T \cdot \varphi}{3,6 \cdot \eta_{mp}} \left(G_{cц} + K_{np} \cdot M \cdot 1000 \cdot g + K_{zp} \cdot 1000 \cdot q \cdot g \cdot \gamma \right), \quad (1.17)$$

де $G_{cц}$ – зчїпна вага трактора (вага, що припадає на ведучі колеса);

φ – коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою;

K_{np} ; K_{zp} – коефіцієнти, що враховують довантаження ведучих коліс трактора за рахунок наявності причепа та вантажу.

Спільне рішення рівнянь (1.16) та (1.13) дозволяє отримати залежність для визначення відносної вантажопідйомності причепа (при $\gamma = 1$)

$$\delta M = \frac{1}{d+1} \left[\frac{1}{d+1} \left[m_{cy} + \frac{K_{np} \cdot d + K_{ep}}{d+1} \left(e \cdot \frac{\eta_{mp}}{\psi} \right) \right] - 1 \right], \quad (1.18)$$

де δM – відносна вантажопідйомність причепа,

$$\delta M = \frac{1000 \cdot g \cdot q}{G_T}; \quad (1.19)$$

m_{cy} – коефіцієнт використання зчійної ваги, що враховує частку загальної ваги трактора, що припадає на ведучі колеса,

$$m_{cy} = \frac{G_{cy}}{G_T}; \quad (1.20)$$

e – питома потужність трактора,

$$e = \frac{N_{e\max}}{G_T}. \quad (1.21)$$

Залежність (1.16) дозволяє визначити раціональну швидкість руху за умов максимальної продуктивності. Ця швидкість порівняно невелика.

1.2.2. За критерієм максимальної пропускнув спроможності автомобільної дороги

Для забезпечення можливості руху трактора та тракторного поїзда в умовах напруженого транспортного потоку необхідно вибрати оптимальну максимальну швидкість, що дає отримання максимальної пропускнув спроможності дороги.

Пропускна спроможність дороги [1]

$$N = 1000 \cdot \frac{V_T}{T_V}, \text{ машин/год,} \quad (1.22)$$

де T_V – інтервал між двома машинами, що послідовно рухаються, м,

$$T_V = S_T + D + l_3, \quad (1.23)$$

де S_T – гальмівний шлях машини, м;

D – габаритна довжина поїзда (трактора), м;

l_3 – запас відстані між машинами [3], $l_3 = 5$ м.

Відповідно до чинних стандартів, максимально допустимий шлях трактора [27]

$$S_T = 0,1 \cdot V_T + \frac{V_T^2}{90}. \quad (1.24)$$

Підставляючи (1.24) у (1.22) з урахуванням (1.23), отримаємо

$$N = 1000 \cdot \frac{V_T}{0,1 \cdot V_T + \frac{V_T^2}{90} + D + l_3}. \quad (1.25)$$

Умова отримання максимуму пропускної спроможності

$$\begin{cases} \frac{\partial N}{\partial V_T} = 0 \\ \frac{\partial^2 N}{\partial V_T^2} < 0 \end{cases}. \quad (1.26)$$

Цій умові задовольняє швидкість руху

$$V_T = \sqrt{90 \cdot (D + l_3)}. \quad (1.27)$$

Розрахунок за формулою (1.27) дозволив визначити, що зі зміною габаритної довжини трактора (тракторного поїзда) від 2 до 8 м раціональна швидкість змінюється у межах від 23 до 34 км/год.

Результати проведеного дослідження дозволили зробити такі висновки:

- напрямом підвищення продуктивності тракторних поїздів на транспортних роботах є збільшення вантажопідйомності причепів, а не збільшення швидкості руху;
- раціональні швидкості руху та вантажопідйомності причепів рекомендується визначати за формулами (1.16) та (1.18);
- враховуючи, що максимальна габаритна довжина тракторних поїздів не перевищує 8...10 м, максимальну швидкість трактора необхідно обмежити величиною 34...35 км/год за умовою можливості руху в напруженому транспортному потоці за максимальної пропускної спроможності дороги.

1.2.3. За енергетичним критерієм (втрата енергії при гальмуванні)

Нами раніше [10] визначено раціональні швидкості руху тракторних поїздів за критерієм максимальної продуктивності на транспортних роботах. Крім того, визначено раціональну швидкість руху за критерієм максимальної пропускної спроможності автомобільної дороги. Однак у нашій країні актуальним завданням є підвищення економічності перевезень та зниження непродуктивних витрат палива. У роботі [11] запропоновано для оцінки економічності транспортних операцій використовувати цикловий ККД, що враховує втрати енергії машини на гальмування у процесі руху. У роботі [12] нами показано, що втрати енергії при гальмуванні складаються не тільки з втрат кіне-

тичної енергії, що розсіюється гальмами, а й з витрат енергії двигуна на управління гальмівною системою.

Найбільше енергії поглинається гальмівними механізмами при екстремому гальмуванні, тобто при гальмуванні від розрахункової швидкості до зупинки машини.

Енергія, що витрачається на включення гальм та управління гальмівним приводом [13] має кілька компонентів. Найбільш раціональним із енергетичних позицій є гідростатичний привід. Робота, що здійснюється при включенні гідростатичного приводу, може бути визначена як [14]

$$A_{\text{гп}} = k_0 \cdot p^2, \quad (1.28)$$

де k_0 – коефіцієнт пружності системи [94];

p – тиск робочого тіла.

Таким чином, сумарна енергія, що втрачається при одиничному екстремому гальмуванні, може бути визначена як

$$W = E_K + A_{\text{гп}} = 0,5 \cdot m_{II} \cdot V^2 + k_0 \cdot p^2, \quad (1.29)$$

де E_K , m_{II} – кінетична енергія та загальна маса тракторного поїзда;

V – розрахункова швидкість руху тракторного поїзда при виконанні транспортних операцій; можна прийняти рівною середній технічній швидкості V_T .

Враховуючи, що тиск робочого тіла в гальмівному приводі пропорційний загальній гальмівній силі, що розвивається, перетворимо вираз (1.29) до виду

$$W = 0,5 \cdot \frac{G_{II}}{g} \cdot V_T^2 + k_0 \cdot k^2 \cdot \varphi^2 \cdot m_{\text{сц}}^2 \cdot G_{II}^2, \quad (1.30)$$

де G_{II} – загальна вага тракторного поїзда;
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 k – коефіцієнт пропорційності між тиском на приводі та загальною гальмівною силою тракторного поїзда;
 φ – коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою;
 m_{cy} – коефіцієнт використання зчіпної ваги при гальмуванні, що враховує наявність коліс, що не загальмовуються.

Під час роботи тракторного поїзда прагнуть максимально використувати потужність двигуна. Для цього збільшують або вантажопідйомність та кількість причепів, або швидкість руху. При повному використанні потужності двигуна справедливе співвідношення (якщо нехтувати силою опору повітря)

$$N_{e \max} = \frac{f}{\eta_{mp}} \cdot G_{II} \cdot V_T, \quad (1.31)$$

де $N_{e \max}$ – максимальна потужність двигуна;
 η_{mp} – ККД трансмісії трактора;
 f – коефіцієнт опору коченню.

З виразу (1.31) можна визначити середню технічну швидкість руху тракторного поїзда

$$V_T = \frac{N_{e \max} \cdot \eta_{mp}}{f \cdot G_{II}}, \text{ м/с.} \quad (1.32)$$

Підставляючи (1.32) у (1.30), отримаємо

$$V_T = \frac{N_{e \max}^2 \cdot \eta_{mp}^2}{2g \cdot f^2 \cdot G_{II}} + k_0 \cdot k^2 \cdot \varphi^2 \cdot m_{cy}^2 \cdot G_{II}^2. \quad (1.33)$$

Вираз (1.33) є функцією мети оптимізації. Умовами мінімуму функції (1.33) є

$$\begin{cases} \frac{dW}{dG_{II}} = 0; \end{cases} \quad (1.34)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2W}{dG_{II}^2} > 0. \end{cases} \quad (1.35)$$

Умова (1.34) виконується при

$$G_{\text{Порт}} = \sqrt[3]{\frac{N_{e\text{max}}^2 \cdot \eta_{\text{мп}}^2}{4g \cdot f^2 \cdot k_0 \cdot k^2 \cdot \varphi^2 \cdot m_{\text{сц}}^2}}. \quad (1.36)$$

Підставляючи співвідношення (1.36) для другої похідної величини W ми переконаємося, що умова (1.35) також виконується. Таким чином, при підстановці (1.36) у (1.33) ми отримаємо вираз для визначення мінімальної сумарної енергії, що втрачається при гальмуванні

$$W_{\text{min}} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{e\text{max}}^4 \cdot \eta_{\text{мп}}^4 \cdot k_0 \cdot k^2 \cdot \varphi^2 \cdot m_{\text{сц}}^2}{4g \cdot f^4}}. \quad (1.37)$$

Аналізуючи залежність (1.37), можна дійти невтішного висновку про те, що із зменшенням коефіцієнта пружності системи k_0 відбувається зменшення величини W_{min} . Зменшення параметрів k і $m_{\text{сц}}$ тягне за собою погіршення ефективності гальмування. Відомо [25], що уповільнення машини при гальмуванні визначається наступною залежністю

$$j_{\text{усм}} = m_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot g \geq [j_{\text{усм}}], \quad (1.38)$$

де $j_{\text{усм}}$; $[j_{\text{усм}}]$ – нормативне середнє уповільнення, що розвивається машиною.

Приймаючи $j_{yct} \geq [j_{yct}]$ і підставляючи (1.38) в (1.37), отримаємо

$$W_{\min} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{e\max}^4 \cdot \eta_{mp}^4 \cdot k_0 \cdot k^2 \cdot [j_{yct}]^2}{2g^4 \cdot f^4}}. \quad (1.39)$$

Аналогічно, підставляючи (1.38) в (1.36), отримаємо

$$G_{\text{Opt}} = \sqrt[3]{\frac{N_{e\max}^2 \cdot \eta_{mp}^2 \cdot g}{4f^2 \cdot k_0 \cdot k^2 \cdot [j_{yct}]^2}}. \quad (1.40)$$

Таким чином, збільшення нормативних вимог до ефективності гальмування тракторного поїзда спричиняє зниження оптимального мінімуму втрат енергії загальної ваги тракторного поїзда та збільшення зазначених мінімальних втрат енергії.

Якщо вимірювати вантажопідйомність причепа в тонах, то цю величину можна визначити як [92]

$$q = \frac{G_{\Pi} - G_T}{1000 \cdot g \cdot q \cdot \gamma \cdot (d + 1)}, \quad (1.41)$$

де G_T – загальна вага трактора;

γ – коефіцієнт використання вантажопідйомності причепа;

d – коефіцієнт пропорційності між власною масою та вантажопідйомністю тракторного причепа; ця величина залежить від типу причепа або напівпричепа [10],

$d = 0,5$ – для одно- та двовісних причепів;

$d = 0,3$ – для напівпричепів.

Вираз (1.41) з урахуванням співвідношення (1.40) перетворюється на такий вид

$$q_{opt} = \frac{1}{1000 \cdot g \cdot q \cdot \gamma \cdot (d+1)} \cdot \left[\sqrt[3]{\frac{N_{e\max}^2 \cdot \eta_{mp}^2 \cdot g}{4f^2 \cdot k_0 \cdot k^2 \cdot [j_{yct}]^2}} - G_T \right]. \quad (1.42)$$

Визначимо раціональну швидкість руху тракторного поїзда за умови отримання W_{\min} . Для цього підставимо вираз (1.40) у співвідношення (1.32)

$$V_{Topt} = \sqrt[3]{\frac{N_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot k_0 \cdot k^2 \cdot [j_{yct}]^2}{f \cdot g}}. \quad (1.43)$$

Отже, зі збільшенням $N_{e\max}$, k_0 , k , $[j_{yct}]$ відбувається збільшення V_{Topt} , а зі збільшенням f – зменшення зазначеної величини.

Для отримання конкретних значень q_{opt} і V_{Topt} необхідно визначення величини k_0 , що потребує додаткового теоретичного та експериментального дослідження. Результати проведеного аналізу дозволили отримати такі висновки:

- збільшення коефіцієнта k_0 пружності гальмівної системи та нормативного значення середнього уповільненого тракторного поїзда тягне за собою збільшення втрат енергії двигуна при гальмуванні та зниження оптимальної вантажопідйомності;
- із зростанням зазначених показників відбувається збільшення оптимальної швидкості руху тракторного поїзда;
- збільшення потужності двигуна дозволяє збільшити як вантажопідйомність тракторного поїзда, так і швидкість його руху, при цьому W_{\min} зростає.

1.3. Оцінка ефективності гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів

1.3.1. Критерії оцінки ефективності гальмування

Гальмування колісної машини – це процес зменшення або підтримання постійної швидкості руху. Окремим випадком гальмування є утримання машини на місці – гальмування стояночним гальмом (швидкість руху дорівнює нулю).

На деяких типах колісних машин роздільне гальмування коліс різних бортів використовується для забезпечення повороту (силовий спосіб керування поворотом) [6], що дозволяє визначити додаткову функцію гальмівного керування, що полягає у зміні напрямку руху. Останнім часом на зарубіжних легкових автомобілях з'явилися системи, що забезпечують загальмовування коліс зовнішнього борту, що дає можливість стабілізувати стан машини на дорозі (стабілізувати курсовий кут). На рис. 1.2. наведено структуру гальмівного керування колісних машин.

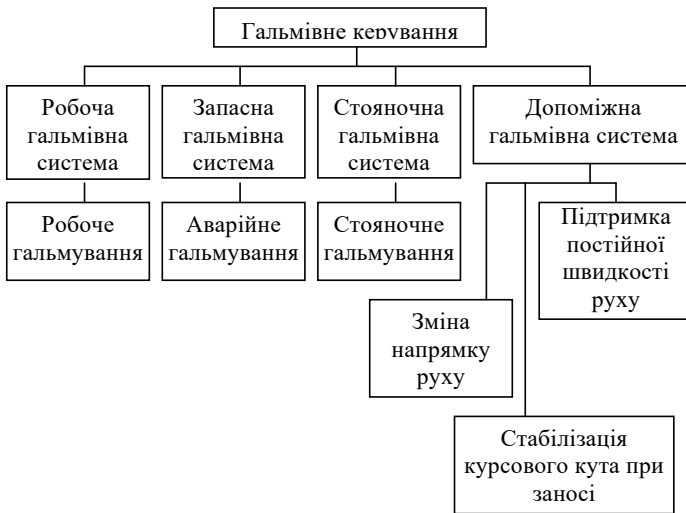


Рис. 1.2. Структура гальмівного керування колісних машин

Усі режими гальмування транспортних засобів поділяються на дві категорії [6]:

- екстрені гальмування, що відбуваються з максимально можливою інтенсивністю;
- службові гальмування.

Екстрені гальмування, які у аварійній ситуації, проводяться зазвичай до повної зупинки транспортного засобу. Цей режим насправді становить кілька відсотків від усіх випадків гальмування, але він визначає більшість вимог до ефективності гальмування. Екстрене гальмування характеризується високою динамічністю, відбувається у складних дорожніх умовах та визначає безпеку руху [6]. Службові гальмування – це один із способів регулювання швидкості руху залежно від зовнішніх умов.

Тривалість процесу гальмування є показником, що характеризує запізнення системи «місцевість - машина» на вплив, що управляє. На практиці, для оцінки гальмівних властивостей транспортних засобів використовується шлях, що проходить машина під час гальмування з максимальною ефективністю, – гальмівний шлях. Еквівалентними показниками ефективності гальмування є максимальне чи середнє уповільнення машини. У табл. 1.1 наведено основні параметри, якими контролюється технічний стан гальм у різних країнах [6].

Гальмівний шлях транспортного засобу залежить як від початкової швидкості гальмування та дорожніх умов, так і від тривалості динамічної стадії процесу (часу, що пройшов з моменту дотику людиною до педалі управління до моменту досягнення уповільненням або гальмівною силою максимальних значень). Для визначення величини гальмівного шляху на прямолінійній ділянці дороги нині використовується ряд формул.

Формула, запропонована Н. О. Бухаріним

$$S_T = \frac{V_0'}{3,6} (\tau_p + \tau_c + \tau_n) - 1,63 \cdot \varphi \cdot \tau_n^2 + \frac{(V_0' - 17,7 \cdot \varphi \cdot \tau_n)^2}{254}. \quad (1.44)$$

Таблиця 1.1. Контрольні параметри технічного стану гальм, що використовуються у різних країнах

| Країни | Вимірювачі гальмівної ефективності | | | |
|----------------|------------------------------------|--------------|---------|----------------|
| | Гальмівний шлях | Уповільнення | | Гальмівна сила |
| | | максимальне | середнє | |
| Австрія | - | - | + | - |
| Бельгія | + | + | - | - |
| Угорщина | - | + | - | - |
| Данія | - | - | + | - |
| Італія | + | - | - | - |
| СНД | + | + | - | - |
| США | + | - | + | + |
| Франція | + | + | - | - |
| ФРН | - | - | + | + |
| Чехословаччина | + | + | - | - |
| Швейцарія | - | - | + | - |
| Швеція | - | + | - | - |

Формула, запропонована Я. Табореком

$$S_T = V_0 \cdot \tau_c + \frac{V_0^2}{2 \cdot j_{cp}}. \quad (1.45)$$

Формула Д. П. Великанова

$$S_T = \frac{V_0'}{3,6} (\tau_c + \tau_n) + \frac{K_g \cdot (V_0')^2}{254 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha \pm 1)}. \quad (1.46)$$

І. Л. Крузе ввів коефіцієнт δ_{ep} , що враховує вплив мас трансмісії, що обертаються, при гальмуванні.

Формула Нормана

$$S_T = 0,19 \cdot V_0' + 0,000051 \cdot (V_0')^3. \quad (1.47)$$

Формула О. Боде

$$S_T = V_0 \cdot \tau_c + \frac{V_0 \cdot \tau_n}{2} + \frac{V_0^2}{2 \cdot j_{\text{уст}}} - \frac{j_{\text{уст}} \cdot \tau_n^2}{24}. \quad (1.48)$$

Формула, наведена у роботі М. Д. Артамонова

$$S_T = V_0 \cdot \left(\tau_p + \tau_c + \frac{\tau_i}{2} \right) + \frac{K_v \cdot V_0^2}{2 \cdot \varphi \cdot g}. \quad (1.49)$$

Формули, наведені у відомих роботах

$$S_T = V_0 \cdot \left(\tau_c + K_c \cdot \frac{\tau_n}{2} \right) + \frac{K \cdot V_0^2}{2 \cdot \varphi \cdot g \cdot K_e \cdot [1 - K_a \cdot (V_0 - 22)]}. \quad (1.50)$$

$$S_T = V_0 \cdot \left(\tau_p + \tau_c + \frac{\tau_n}{2} \right) + \frac{V_0^2}{2 \cdot j_{\text{max}}} - \frac{j_{\text{max}} \cdot \tau_n^2}{24}.$$

Формула В. Г. Розанова

$$S_T = \frac{V_0' \cdot \tau_c}{3,6} + \frac{K_g \cdot (V_0')^2 \cdot \delta_{\text{сп}}}{254}. \quad (1.51)$$

У роботі В. А. Дем'янюка запропоновано формулу

$$S_T = \left(\frac{V_0'}{3,6} - 4,9 \cdot \gamma_m' \cdot \Delta \tau \right) \cdot (\tau_1 + \Delta \tau) - 1,63 \cdot \left[\gamma_m' \cdot (\tau_1^2 - \Delta \tau^2) + \xi \cdot \varphi \cdot \Delta \tau^2 \right] + \frac{1}{254 \cdot \xi \cdot \varphi} \cdot \left[V_0' - 17,7 \cdot \left[\gamma_m' \cdot (\tau_1 + \Delta \tau) + \xi \cdot \varphi \cdot \Delta \tau \right] \right]^2. \quad (1.52)$$

У разі одночасного блокування коліс $\Delta\tau = 0$ і формула (1.52) набуде вигляду

$$S_T = \frac{V'_0 \cdot \tau_1}{3,6} \cdot \left(1 - \frac{0,5}{\xi}\right) - 1,63 \cdot \varphi \cdot \tau_1^2 \cdot \left(1 - \frac{0,75}{\xi}\right) + \frac{(V'_0)^2}{254 \cdot \xi \cdot \varphi}. \quad (1.53)$$

Формула, за якою визначається гальмівний шлях у стандартах України (ДСТУ 3649-97)

$$S_T = \frac{V'_0}{3,6} (\tau_c + 0,5 \cdot \tau_n) + \frac{(V'_0)^2}{26 \cdot j_{yem}}. \quad (1.53a)$$

У виразах (1.53) ... (1.53a) прийняті наступні позначення:

V'_0 – початкова швидкість гальмування, м/с;

V''_0 – початкова швидкість гальмування, км/год;

τ_p – час реакції водія;

τ_c – час спрацьовування приводу гальм, с;

τ_n – час наростання уповільнення, с;

j_{cp} – середня величина уповільнення у процесі гальмування, м/с²;

$j_{yem} (j_{max})$ – стала (максимальна) у процесі гальмування величина уповільнення, м/с²;

φ – коефіцієнт зчеплення шин із дорогою (максимальне значення для даного дорожнього покриття);

i – величина ухилу дороги;

K'_z – коефіцієнт, що враховує швидкість зростання гальмівної сили;

K – емпіричний поправний коефіцієнт;

K'_a – коефіцієнт відносної зміни j при швидкостях понад 22 м/с;

γ'_m – ідеальна гальмівна сила, що відповідає доведенню коліс однієї з осей до грані блокування;

τ_1 – тривалість першої фази процесу, тобто час, що минув з початку блокування коліс однієї з осей, с;

$\Delta\tau$ – тривалість другої фази процесу, протягом якої транспортний засіб рухається із заблокованими колесами однієї з осей, с;

ζ – коефіцієнт, що враховує зменшення значення внаслідок блокування коліс;

σ_{ep} – коефіцієнт обліку обертових мас трансмісії.

Відомі залежності дозволяють розраховувати гальмівний шлях колісної машини з урахуванням часу спрацьовування гальмівного приводу, фаз блокування коліс, виправлення на швидкість зростання гальмівної сили і т. п. Розмаїття робіт, присвячених дослідженню цього питання, зумовлено прагненням авторів отримати точніший результат розрахунку гальмівного шляху. Однак природний розкид значень параметрів, що входять до розрахункових формул, не дозволяє однозначно виділити адекватну залежність. Разом з тим, ці рівняння не враховують впливу гідравлічного опору в трансмісії машини та опору повітря на величину гальмівного шляху.

Відомі рівняння не дають можливості для розрахунку гальмівного шляху колісних машин при дії бічної сили (гальмування на повороті та на поперечному ухилі), а також на поздовжньому ухилі, що не дозволяє оцінювати гальмівні властивості колісних машин у різних умовах експлуатації.

Уповільнення не залежить від початкової швидкості гальмування і характеризує здатність транспортного засобу створювати максимальну гальмівну силу. Цей показник не враховує впливу динамічної стадії процесу гальмування. У роботі [6] було проведено якісний аналіз всього різноманіття критеріїв ефективності. Були сформульовані вимоги до критеріїв та показано, як відомі параметри гальмування відповідають цим вимогам. На цій основі був зроблений висновок про те, що як критерії ефективності слід вибирати гальмівний шлях, що дозволяє судити про гальмівну систему в цілому, і уповільнення, що характеризує гальмівні механізми – найбільш нестабільні елементи гальмівної системи. Запропоновано поряд з відомими критеріями використовувати також середні за часом шляхи гальмування та уповільнення транспортного засобу (j_τ та j_s), що дозволяють врахувати динамічну стадію процесу гальмування.

Особливістю колісних тракторів та самохідних шасі є нижча, у порівнянні з автомобілями, швидкість руху ($V_{\max} = 25...30$ км/год),

що стало причиною прийняття менш жорстких нормативів ефективності гальмування.

Таким чином, ефективність гальмування характеризує здатність колісних машин до швидкої зупинки. Для забезпечення необхідного рівня безпеки руху необхідно мати не тільки високі показники ефективності гальмування, але й зберігати їх протягом усього періоду експлуатації колісної машини.

Отже, можна зробити висновок про те, що критеріями ефективності робочої гальмівної системи при дорожніх випробуваннях автомобілів і тракторів є гальмівний шлях і уповільнення [6]. Крім того, як критерій оцінки ефективності гальмування може використовуватися час гальмування. Гальмівний шлях S_T і час гальмування є інтегральними показниками ефективності гальмування, оскільки враховують початкову швидкість гальмування V_0 і тривалість динамічної стадії процесу (що включає час запізнення включення гальм τ_c , час наростання τ_n уповільнення або гальмівної сили від нуля до максимуму. Уповільнення транспортного засобу є диференціальною характеристикою ефективності гальмування, що оцінює роботу гальмівних механізмів [6]. Уповільнення транспортного засобу не залежить від початкової швидкості гальмування. Уповільнення транспортного засобу при гальмуванні є перемінною величиною. Зміна уповільнення за часом характеризує, запропонована Н. А. Бухарінін, гальмівна діаграма (рис. 1.3). Параметри вказаної гальмівної діаграми регламентуються відповідними нормативними документами.

Площа гальмівної діаграми дорівнює зміні кількості руху транспортного засобу при гальмуванні (допускаючи $\tau_{расм} \approx 0$), тобто

$$m \cdot \Delta V = (0,5 \cdot \tau_n + \tau_{ycm}) \cdot P_{Tycm}, \quad (1.54)$$

де m – загальна маса машини;

ΔV – зміна швидкості руху машини за час гальмування, м/с²;

P_{Tycm} – максимальне (усталене) значення гальмівної сили.

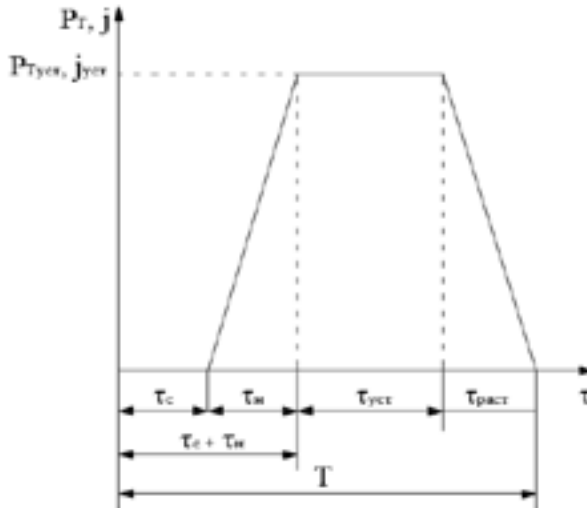


Рис. 1.3. Схема гальмівної діаграми: τ_c — час запізнення; τ_n — час наростання гальмівної сили; $\tau_c + \tau_n$ — час включення в роботу гальмівної системи; τ_{ycm} — час встановлення уповільнення; $\tau_{раст}$ — час розгальмування; T — час гальмування; P_T — загальна гальмівна сила; j_{ycm} — уповільнення гальмівного засобу

При гальмуванні до зупинки транспортного засобу $\Delta V = V_0$. Тоді час гальмування можна визначити за допомогою співвідношення (1.54).

$$T = \tau_c + \tau_n + \tau_{ycm} = \frac{m \cdot V_0}{P_{Tycm}} + \tau_c + 0,5 \cdot \tau_n. \quad (1.55)$$

Реальна гальмівна діаграма, що оцінюється в результаті випробувань (рис. 1.4) відрізняється від ідеалізованої (рис. 1.3). Стале уповільнення є критерієм ефективності гальмування і тому нормується його мінімально допустима величина, тобто має виконуватися умова $j_{ycm} \geq [j_{ycm}]$, де $[j_{ycm}]$ — нормована стандартами величина уповільнення.

При обробці реальних гальмівних діаграм проводять усереднення кривої на ділянці процесу гальмування, що встановився (рис. 1.4). Тому термін уповільнення доповнюють словом «середнє» і порівнюють отриманий результат з нормативним значенням. Гальмівний шлях транспортного засобу, що визначається за параметрами гальмівної діаграми, визначається за формулою, запропонованою О. Боде (формула (1.48)).

Для оцінки технічного стану гальмівної системи використовуються, поряд з гальмівним шляхом і середнім уповільненням, також максимальне уповільнення і гальмівна сила (табл. 1.1).



Рис. 1.4. Приклад дійсної гальмівної діаграми

1.3.2. Нормативи ефективності гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів

Особливістю колісних тракторів та самохідних шасі є нижча порівняно з автомобілями швидкість руху ($V_{\max} = 25...30$ км/год), що стало причиною прийняття менш жорстких нормативів ефективності гальмування. Порівняння нормативів ефективності гальмування

робочою гальмівною системою (табл. 1.2), регламентованих міжнародними та національними стандартами для колісних тракторів та тракторних поїздів, показав, що найжорсткіші вимоги пред'являлися у Чехословаччині ($[j_{yct}] = 5,0 \text{ м/с}^2$), а найменш жорсткі – міжнародними стандартами Європейського Економічного Співтовариства (ЄЕС) та Європейської Комісії Організації Об'єднаних Націй (ЄЕК ООН) – $[j_{yct}] = 2,5 \text{ м/с}^2$.

Таблиця 1.2. Міжнародні вимоги

| Параметр | Комплектація | Вимоги нормативних документів | | | | | | | | |
|---------------------------|-------------------|-------------------------------|--------------------|------|----------------|----------|---|-----------|--------------------------------------|-----|
| | | ЄЕК ООН (проект) | ІСО/ТК 23 (проект) | СРСР | Чехословаччина | Угорщина | Франція | Фінляндія | США | ЄЕС |
| $[S_T], \text{м}$ | одиначний трактор | - | - | - | - | - | 10 при $V_0 = V_{\max} = 20 \text{ км/год}$ | - | 7,6 при $V_0 = 24,1 \text{ км/год}$ | - |
| | тракторний поїзд | - | - | - | - | - | - | - | 15,2 при $V_0 = 24,1 \text{ км/год}$ | - |
| $[j_{yct}], \text{м/с}^2$ | одиначний трактор | 2,5 | 4,4 | 3,5 | 5,0 | 3,5 | - | 2,5 | - | 2,4 |
| | тракторний поїзд | - | 4,4 | 4,4 | - | - | - | - | - | - |

$[S_T]$ – максимально допустимий гальмівний шлях;

$[j_{yct}]$ – мінімально допустиме середнє уповільнення;

V_0 – початкова швидкість гальмування.

Аналогічне відношення складається і щодо вимог до випробувань гальм на нагрівання та до запасної гальмівної системи (табл. 1.3, 1.4). Найвищі вимоги до стоянкової гальмівної системи та зусилля на органі керування гальмами пред'являлися стандартами колишнього СРСР (табл. 1.5, 1.6).

Таким чином, вимоги національних стандартів до гальм значно вищі за міжнародні, хоча періодично міжнародні вимоги переглядаються і посилюються.

У табл. 1.3. наведено умови випробувань на нагрівання та потрібну залишкову ефективність відповідно до міжнародних та національних стандартів.

Визначимо роботу тертя, що здійснюється гальмами на попередньому (підготовчому) етапі нагрівання. Під час руху на спуску з постійною швидкістю (робота тертя дорівнює поглиненій потенційній енергії машини).

$$A_{mp} = W_n = G_{\max} \cdot \Delta H = G_{\max} \cdot l \cdot \sin \alpha, \quad (1.56)$$

де G_{\max} – максимальна (за умовами випробувань) вага машини;
 ΔH – перепад висот між початковим та кінцевим пунктами гальмування на попередньому етапі випробувань;
 l – довжина спуску;
 α – величина позовжнього ухилу дороги.

У всіх представлених у табл. 1.3 нормативах передбачена відповідно до ЕТ-4 (СРСР) величина $\alpha = 6^\circ$.

Таким чином

$$A_{mp} = W_n = G_{\max} \cdot 10^3 \cdot \sin 6 = 104 \cdot G_{\max}, \text{ Дж.} \quad (1.57)$$

У разі буксирування загальмованого трактора з постійною швидкістю

$$A_{mp} = P_T \cdot l, \quad (1.58)$$

де P_T – гальмівна сила, що створюється на колесах трактора,
 $P_T = 0,16 \cdot G_{\max}$ (див. табл. 1.3).

Тоді

$$A_{mp} = 0,1 \cdot G_{\max} \cdot 10^3 = 100 \cdot G_{\max}, \text{ Дж.} \quad (1.59)$$

Таблиця 1.3. Випробування гальм на нагрівання

| Нормативні вимоги | Гальмуванням на ухилі | | | | Буксирування загальмованої машини | | | | Необхідна залишкова ефективність | | |
|-------------------|-----------------------|----------------------------|---------------------------------|----------------------------|--|----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|--|---------------------------------|--|
| | Ухил α , град | Довжина спуску ℓ , км | Швидкість трактора V , км/год | Поглинена енергія W , Дж | Тягове зусилля в % від ваги машини, що буксирується. | Довжина буксирування ℓ , км | Швидкість буксирування V , км/год | Робота тертя гальм $A_{тр}$, Дж | Уповільнення $[j_{вуст}]$, м/с ² | у % | |
| СРСР | 6,0 | 1 | 20 ± 3 | 104·G _{max} | 10 | 1 | 20 ± 3 | 100·G _{max} | 2,8 | - | |
| ЄЕК ООН | 5,7 | 1 | (0,8 ± 0,5)·V _{max} | 99,3·G _{max} | - | - | - | - | 2,5 | 75/60 | |
| ЄЕС | 5,7 | 1 | (0,8 ± 0,5)·V _{max} | 99,3·G _{max} | Параметри вибираються із умови рівності поглиненої енергії з гальмуванням на ухилі | | | | 1,8 | 75/60 | |
| ІСО/ГК 23 | - | - | - | - | 10 | 1 | 0,8·V _{max} | 100·G _{max} | 3,54 | - | |
| США | - | - | - | - | 10 | 1 | 20 або 0,8·V _{max} | 100·G _{max} | Контролюється зусилля на педалі | | |
| Чехословаччина | 5,7 | 1 | 0,8·V _{max} | 99,3·G _{max} | Параметри вибираються із умови рівності поглиненої енергії з гальмуванням на ухилі | | | | 4,0 | 80/60 | |
| Фінляндія | - | - | - | - | 10 (від максимальної ваги) | 1 | (0,8 ± 0,5)·V _{max} | 100·G _{max} | 2,5 | Контролюється зусилля на педалі | |

* У чисельнику наведені дані порівняно з запропонованою ефективністю при випробуваннях Тип «нуль», а в знаменнику – у порівнянні з дійсною ефективністю, отриманою при випробуваннях Тип «нуль».

Таблиця 1.4. Вимоги до запасної гальмівної системи

| Параметр | Комплектація | | СРСР | ЄЕК ООН | ЄЕС | ІСО/ТК 23 | США | Чехословаччина | Угорщина | Франція | Фінляндія |
|------------------|--------------------|------------------|------|---------|-----|-----------|-------------|---------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| | Поодинокий трактор | Тракторний поїзд | | | | | | | | | |
| $[S_{гб}]_м$ | Вимоги відсутні | Вимоги відсутні | - | - | - | - | Немає даних | $0,15 \cdot V_0 + (V_0^2 / 65)$ | Немає даних | Немає даних | Немає даних |
| | Вимоги відсутні | Вимоги відсутні | 1,25 | 1,2 | 2,2 | 2,5 | Немає даних | $0,15 \cdot V_0 + (V_0^2 / 65)$ | Немає даних | Немає даних | Немає даних |
| $[J_{гвл}]_мс^2$ | Поодинокий трактор | Тракторний поїзд | - | - | - | - | Немає даних | 2,5 | Немає даних | Немає даних | Немає даних |
| | Вимоги відсутні | Вимоги відсутні | - | - | - | - | Немає даних | 2,5 | Немає даних | Немає даних | Немає даних |

Таблиця 1.5. Вимоги до стоянкової гальмівної системи

| Комплектація | Максимальний ухил α , град (відсотки) | | | | | | | | | |
|--------------------|--|---------|---------|-----------|---------|----------------|-------------|-------------|-----------|--|
| | СРСР | ЄЕК ООН | ЄЕС | ІСО/ТК 23 | США | Чехословаччина | Угорщина | Франція | Фінляндія | |
| Поодинокий трактор | 20 | 10 (18) | 10 (18) | 11 (20) | 10 (18) | 10 (18) | Немає даних | 9,1 (16) | 11 (20) | |
| Тракторний поїзд | 12 | 7 (12) | 7 (12) | 11 (20) | 7 (12) | 7 (12) | 7 | Немає даних | 11 (20) | |

Таблиця 1.6. Максимально допустимі зусилля P_{II} на органах управління гальмівними системами, Н

| | СРСР | ЄЕК ООН | ЄЕС | ІСО/ТК 23 | Чехословачина | Угорщина | Франція | Фінляндія | США |
|------------------------------|-------------------|------------|-------------------|-------------|---------------|-------------------|-------------|-------------|-------------|
| Робоча гальмівна система: | | | | | | | | | |
| Ніжнє управління | 250 | 588,5 | 588,5 | Немає даних | 588,5 | 686,7 | Немає даних | 588,5 | 890 |
| Ручне управління | 200 | 392,3 | 392,3 | | 294 | Вимога не вказано | | Немає даних | 391 |
| Стояночна гальмівна система: | | | | | | | | | |
| Ніжнє управління | 350 | 588,5 | Вимога не вказано | Немає даних | 588,5 | 686,7 | Немає даних | Немає даних | Немає даних |
| Ручне управління | 200 | 392,3 | | | 294 | 588,5 | | | |
| Запасна гальмівна система: | | | | | | | | | |
| Ніжнє управління | Вимога не вказано | | Вимога не вказано | Немає даних | 294 | Вимога не вказано | Немає даних | Немає даних | Немає даних |
| Ручне управління | | 392,3 | | | | | | | |

Отже, обидва способи попереднього нагрівання гальм еквівалентні.

У формулах (1.58) та (1.59) відсутня швидкість трактора; проте її величина регламентується під час випробувань. Швидкість руху трактора на етапі нагрівання гальм визначає потужність тертя (при заданому $l = 1$ км)

$$N_{mp} = \frac{A_{mp} \cdot V}{3,6 \cdot \ell}. \quad (1.60)$$

Швидкість трактора вибирається рівною (див. табл. 1.3)

$$V = (0,8 \pm 0,05) \cdot V_{\max}. \quad (1.61)$$

У всіх законодавствах крім колишнього СРСР (за ГОСТ 12.2.002-81 [6]) ця швидкість приймається рівною $V = (20 \pm 3)$ км/год.

Сучасні трактори мають максимальні швидкості руху до 30 км/год. Намітилася тенденція до зростання максимальних швидкостей до 40 км/год [6]. Якщо визначити швидкість трактора при випробуваннях за формулою (1.61), то отримуємо:

$$V = 0,8 \cdot 30 = 24 \text{ км/год } (V_{\max} = 30 \text{ км/год});$$

$$V = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ км/год } (V_{\max} = 40 \text{ км/год}).$$

У цьому випадку забезпечується отримання більшої потужності тертя (порівняно з умовами випробувань за ГОСТ 12.2.002.-81) на попередньому етапі випробувань гарячих гальм.

Вимоги до запасної гальмівної системи трактора стандартами СРСР не регламентувалися (див. табл. 1.4). Найбільш жорсткі вимоги до запасної гальмівної системи висунув стандарт колишньої Чехословаччини.

Вимоги до ефективності гальмування гальмівною системою, що пред'являються стандартами ЄЕК ООН, ІСО/ТК 23, СЕС, Чехосло-

ваччини, Угорщини, Франції та Фінляндії приблизно однакові (див. табл. 1.4) і відповідають утриманню на максимальному ухилі.

$$\alpha_{\max} = \begin{cases} 10^\circ (18\%) & \text{– для одиночного трактора;} \\ 7^\circ (12\%) & \text{– для тракторного поїзда.} \end{cases}$$

Найвищі вимоги до стоянкова гальмівної системи пред'являють ЕТ-IV [6]. Відповідно до цих вимог стоянкова гальмівна система повинна утримувати одиночний трактор на ухилі 20° (36 %) та тракторний поїзд – на ухилі 12° (21 %). Очевидно, що при розробці стандарту ЕТ-IV у цьому пункту, використовуючи дані міжнародних стандартів інших країн, автори записали граничні ухили не у відсотках, а у градусах, автоматично посилюючи вимоги. У ГОСТ 12.2.019-86 [6] зазначається, що «гальмівні системи повинні забезпечувати зупинку та утримання машини на ухилі, що долається нею, регламентованому нормативно-технічною документацією та неможливість мимовільного розвороту машини на зазначеному ухилі». Йде посилання на нормативно-технічну документацію, під якою мається на увазі інструкція з експлуатації конкретної машини. Це говорить про певні труднощі, що виникають у конструкторів під час виконання вимог ЕТ-IV.

У ГОСТ 10000-75 [6] для причепів та напівпричепів з повним навантаженням підтверджується максимальний ухил $\alpha_{\max} = 11,3^\circ$ (20 %), на якому вони мають утримуватися.

За останні роки набули розвитку роботи зі створення тракторів для гірського землеробства. Ці машини призначені для роботи на схилах, що досягають величини $= 30^\circ$. У зв'язку з цим є підстави припускати подальше посилення вимог до стоянкової гальмівної системи.

Є відмінності у вимогах до комплектації тракторів, причепів, напівпричепів та поїздів на їх базі під час проведення випробувань гальмівної системи. Наприклад, вимоги Франції передбачають випробування тракторного поїзда з максимальною вагою. Відповідно до нормативів ЄЕС – випробування навантаженого трактора, а при випробуванні тракторного поїзда – ненавантажений трактор та незагальмований причіп тієї ж ваги. Проект правил ЄЕК ООН [6] перед-

бачає порожній трактор та порожній причіп. Відповідно до стандартів СРСР комплектації (завантаження) одиночного трактора та тракторного поїзда не визначено. Причіп має бути завантажений.

У табл. 1.6 наведено максимальні зусилля, які допускаються на органах управління гальмівними системами тракторів. Аналіз даних табл. 1.2 показує, що найжорсткіші вимоги щодо максимально допустимих зусиль на органах управління гальмівними системами пред'являлися стандартами СРСР. Більшість міжнародних та національних стандартів допускають використання гальмівного управління трактора, що складається мінімум із двох гальмівних систем – робочої та стоянкової. За вимогами Чехословаччини – не менше двох незалежних гальмівних пристроїв із незалежними органами управління. Функції запасної гальмівної системи може виконувати стоянкова гальмівна система. Стоянкова система може впливати на гальмівні механізми робочої гальмівної системи, якщо вона має незалежний механічний привід.

1.4. Забезпечення необхідної ефективності гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів

1.4.1. Перевірка на відповідність чинним стандартам

Розподіл гальмівних сил між осями впливає на ефективність гальмування та курсову стійкість колісних машин.

Більшість вітчизняних колісних тракторів мають гальма лише на задній осі. Поява колісних тракторів із шарнірно-зчленованою рамою, що мають колісну формулу 4х4, викликала думку про доцільність загальмовування всіх коліс. Ці трактори мають, як правило, зміщений до передньої осі центр мас, і загальмовування задніх коліс при неправильно вибраному розподілі гальмівних сил між осями може призвести до занесення машини при гальмуванні. Разом з тим відсутність задніх гальм дозволяє забезпечити регламентовані [6] показники ефективності гальмування та курсової стійкості тракторів такого компонування.

Проаналізуємо доцільність установки гальмівних механізмів тільки на колесах однієї осі або необхідності їх установки на всі коле-

са в залежності від положення центру мас трактора або енерготехнологічного агрегату.

При встановленні гальм на одну вісь машини має виконуватися умова

$$[j_{ycm}] \leq m_x \cdot \varphi'' \cdot g, \quad (1.62)$$

де $[j_{ycm}]$ – регламентоване діючими стандартами [6] середнє уповільнення, $[j_{ycm}] = 3,5 \text{ м/с}^2$;

φ'' – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею, що відповідає умовам проведення випробувань [6] $\varphi'' = 0,8$.

Коефіцієнт використання зчїпної ваги при гальмуванні [6]

$$m_x = \begin{cases} \frac{e/L}{1 \mp \varphi'' \cdot h/L} & \text{– гальма тільки на передній осі;} \\ \frac{a/L}{1 \pm \varphi'' \cdot h/L} & \text{– гальма тільки на задній осі.} \end{cases} \quad (1.63)$$

$$(1.64)$$

У формулах (1.63) та (1.64) верхні знаки відносяться до випадку гальмування на прямому ході, а нижні – на задньому. Необхідність оцінки гальмівних властивостей тракторів на задньому ході пов'язана з тим, що нині багато з них мають реверсивну трансмісію*.

Нерівність (1.62), з урахуванням (1.63) і (1.64), набуде вигляду для випадку встановлення гальм тільки на передню вісь

$$e/L \geq \frac{[j_{ycm}]}{\varphi'' \cdot g} \cdot (1 \mp \varphi'' \cdot h/L). \quad (1.65)$$

Для випадку встановлення гальм лише на задню вісь

* Надалі, незалежно від напрямку руху, передню вісь визначатимемо як відповідну прямому ході машини.

$$a/L \leq 1 - \frac{[j_{y_{cm}}]}{\varphi'' \cdot g} \cdot (1 \pm \varphi'' \cdot h/L). \quad (1.66)$$

Після встановлення чисельних значень величин $[j_{y_{cm}}]$; φ'' ; g вирази (1.65) та (1.66) можна записати відповідно

$$b/L \geq 0,446 \pm 0,357 \cdot h/L; \quad (1.67)$$

$$b/L \geq 0,554 \pm 0,357 \cdot h/L. \quad (1.68)$$

Нерівності (1.67) та (1.68) інтерпретуються зонами, що лежать вище або нижче відповідних прямих на рис. 1.5а, 1.5б.

Якщо проєктований трактор має реверсивну трансмісію, то права частина виразу (1.67) має бути максимальною, а права частина виразу (1.68) – мінімальною. Тому у виразі (1.67) необхідно взяти знак плюс, а у виразі (1.68) – знак мінус. Такій умові відповідають зони, представлені на рис. 1.5а.

Якщо машина не призначена для роботи на реверсі, то вирази (1.67) та (1.68) необхідно використовувати з верхніми знаками. Цій умові відповідають зони, представлені на рис. 1.5б.

При екстремальному компонованні колісних машин (зміщеному до передньої або задньої осі центрі мас) можливий відрив задніх або передніх (при гальмуванні на задньому ході) коліс.

Умова відриву коліс

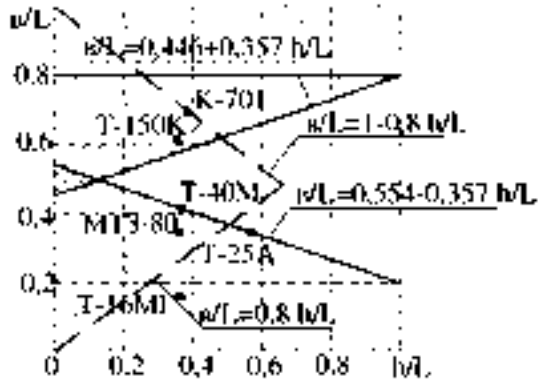
$$b/L \geq 1 - \varphi \cdot h/L - \text{на прямому ході}; \quad (1.69)$$

$$b/L \leq \varphi \cdot h/L - \text{на задньому ході}. \quad (1.70)$$

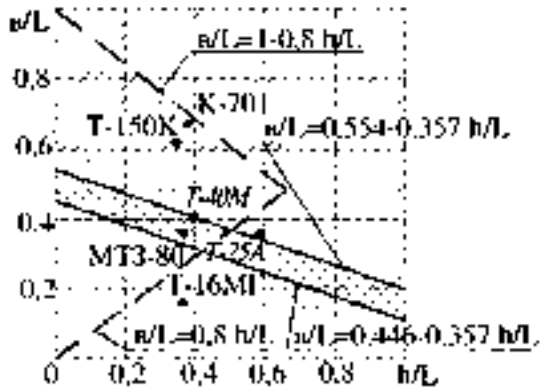
На рис. 1.5 нанесені лінії, що обмежують зони відриву передніх та задніх коліс при $\varphi = \varphi'' = 0,8$

$$b/L \geq 1 - 0,8 \cdot h/L - \text{на прямому ході}; \quad (1.71)$$



$$b/L \leq 0,8 \cdot h/L - \text{на задньому ході}. \quad (1.72)$$



а)



б)

Рис. 1.5. Зони можливої установки гальм лише на одну вісь трактора або необхідності встановлення на всі осі
 а – для тракторів, що працюють на реверсі, б – для тракторів, що не мають реверсу,  – достатньо загальмувати лише задню вісь,  – достатньо загальмувати лише передню вісь

Аналіз розташування центрів мас відомих моделей тракторів показує, що трактори Т-40М і Т-25А, мають гальма лише на задній осі, що неспроможні реалізувати уповільнення понад $3,5 \text{ м/с}^2$. Показники ефективності гальмування цих машин перебувають у межі допустимого. У трактора Т-25А та самохідного шасі Т-16МГ можливий відрив передніх коліс при гальмуванні на задньому ході.

Під час роботи трактора у складі поїзда відбувається перерозподіл вертикальних реакцій між колесами окремих ланок. У зв'язку з цим необхідно уточнити запропоновані рекомендації.

Розглянемо тракторний поїзд у складі трактора та двовісного причепа. У роботі [8] показано, що уповільнення цього поїзда буде рівним

$$j_{\Pi} = \frac{j_{\tau} + \frac{G_{np}}{G_{\tau}} \cdot j_{np}}{1 + \frac{G_{np}}{G_{\tau}}}, \quad (1.73)$$

де G_{np} , G_{τ} – вага причепа та трактора, відповідно;

j_{τ} , j_{np} – уповільнення трактора та причепа (парціальні).

Відомо [8], що для двох ланкового тракторного поїзда величина $G_{np}/G_{\tau} \approx 2$. Середнє уповільнення тракторного поїзда [6, 8] повинно становити не менше $4,4 \text{ м/с}^2$. Якщо уповільнення трактора $j_{\tau} = [j_{\text{вст}}] = 3,5 \text{ м/с}^2$, то необхідне парціальне уповільнення причепа j_{np} має бути

$$j_{np} \geq j_{\Pi} \cdot \left(1 + \frac{G_{np}}{G_{\tau}} \right) - \frac{G_{np}}{G_{\tau}} \cdot j_{\tau}. \quad (1.74)$$

Підставляючи чисельні значення величин у вираз (1.74), отримаємо $j_{np} \geq 4,85 \text{ м/с}^2$. Коефіцієнт використання зчіпної ваги двовісного причепа має бути у цьому випадку

$$m_x^{np} \geq \frac{j_{np}}{\varphi'' \cdot g}. \quad (1.75)$$

Після підстановки чисельних значень j_{np} , φ , g , отримаємо $m_x^{np} \geq 0,618$. Таким чином, забезпечуючи коефіцієнт використання зчпної ваги причепа m_x^{np} не нижче 0,618 можна виконати вимоги щодо ефективності гальмування дволанкового тракторного поїзда у складі трактора та двовісного причепа.

Крім того, підвищення коефіцієнта використання зчпної ваги причепа в порівнянні з трактором сприятиме збільшенню стійкості тракторного поїзда при гальмуванні за рахунок появи зусиль, що розтягують, в зчпці ланок. Останнє доведено під час численних досліджень багатьох авторів.

Слід розглянути окремо гальмування поїзда у складі трактора та одноосьового причепа (напівпричепа). У цьому випадку частина статичного вагового навантаження причепа приходить на колеса трактора.

Розглянемо схему сил, які діють на тракторний поїзд у такому складі (рис. 1.6).

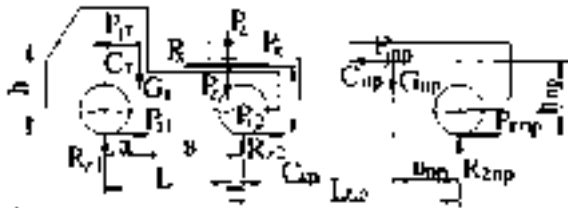


Рис. 1.6. Схема сил, що діють на трактор та напівпричіп при гальмуванні

Використовуючи метод Даламбера–Ейлера, отримаємо систему рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{z1} - G_T \cdot \delta/L - P_{j\tau} \cdot h/L - P_z \cdot C_{kp}/L + P_x \cdot h_{kp}/L = 0; \end{array} \right. \quad (1.76)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{z2} - G_T \cdot a/L + P_{j\tau} \cdot h/L - P_z \cdot (1 - C_{kp}/L) - P_x \cdot h_{kp}/L = 0; \end{array} \right. \quad (1.77)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{\tau1} + P_{\tau2} - P_{j\tau} + P_x = 0; \end{array} \right. \quad (1.78)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_z - G_{np} \cdot \delta_{np}/L_{np} - P_{jnp} \cdot h_{kp}/L_{np} - P_x \cdot h_{kp}/L_{np} = 0; \end{array} \right. \quad (1.79)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_z + R_{znp} - G_{np} = 0, \end{array} \right. \quad (1.80)$$

де R_{z1} ; R_{z2} ; R_{znp} – вертикальні реакції опорної поверхні на колеса передньої, задньої осей трактора та колеса напівпричепа відповідно;

C_{τ} ; C_{np} – центри мас трактора та напівпричепа;

P_x ; P_z – горизонтальна та вертикальна реакції у сполучному шарнірі ланок тракторного поїзда;

$P_{j\tau}$; P_{jnp} – сили інерції трактора та напівпричепа;

C_{kp} ; h_{kp} – координати центру сполучного шарніра;

δ_{np} ; h_{np} – координати центру мас напівпричепа;

L_{np} – відстань від осі напівпричепа до проекції центру сполучного шарніра на горизонтальну площину;

$P_{\tau np}$ – гальмівна сила на осі напівпричепа.

$$P_{\tau np} = P_{jnp} + P_x. \quad (1.81)$$

Реакції опор на осях трактора та напівпричепа, визначені шляхом вирішення системи рівнянь (1.76), (1.77), (1.78), (1.79), (1.80)

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{znp} = G_{np} (1 - \delta_{np}/L_{np}) - P_{\tau np} \cdot h_{kp}/L_{np} + P_{jnp} (h_{kp}/L_{np} - h_{np}/L_{np}) \end{array} \right. \quad (1.82)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{z1} = G_T \cdot \delta/L + G_{np} \cdot \delta_{np}/L_{np} \cdot (C_{kp}/L) + P_{j\tau} \cdot \{h/L + G_{np}/G_T \cdot \\ \cdot [h_{kp}/L - (h_{kp}/L_{np} - h_{np}/L_{np}) \cdot C_{kp}/L]\} + P_{\tau np} \cdot (C_{kp}/L_{np} - 1) \cdot h_{kp}/L; \end{array} \right. \quad (1.83)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{z2} = G_T \cdot a/L + G_{np} \cdot \delta_{np}/L_{np} \cdot (1 - C_{kp}/L) + P_{j\tau} \cdot \{h/L + G_{np}/G_T \cdot [(h_{kp}/L_{np} - \\ - h_{np}/L_{np}) \cdot (1 - C_{kp}/L) + h_{kp}/L]\} + P_{\tau np} \cdot [h_{kp}/L + h_{kp}/L_{np} \cdot (1 - C_{kp}/L)]. \end{array} \right. \quad (1.84)$$

При загальмовуванні коліс напівпричепи та передніх коліс трактора максимально реалізується уповільнення тракторного поїзда

$$j_{I\max} = \varphi'' \cdot g \cdot (1 - R_{z2}/G_{II}) = \varphi'' \cdot g \cdot (R_{z1} + R_{znp})/G_{II} \quad (1.85)$$

де G_{II} – загальна вага тракторного поїзда,

$$G_{II} = G_T + G_{np}. \quad (1.86)$$

При загальмовуванні коліс напівпричепи та задніх коліс трактора

$$j_{I\max} = \varphi'' \cdot g \cdot (R_{z2} + R_{znp})/G_{II} \quad (1.87)$$

Після підстановки (1.82); (1.83); (1.84) в (1.86) та (1.87) та враховуючи, що

$$j_{I\max} = \varphi'' \cdot g \cdot m_x, \quad (1.88)$$

за аналогією з одиночним трактором визначимо еквівалентні (умовні) відносні координати центру мас

$$(b/L)_{\text{усл}} = (G_T/G_{II}) \cdot (b/L) + (G_{np}/G_{II}) \cdot [(C_{кр}/L + \varphi'' \cdot h_{кр}/L) \cdot b_{np}/L_{np} - \varphi'' \cdot (1 - C_{кр}/L) \cdot h_{кр}/L]; \quad (1.89)$$

$$(h/L)_{\text{усл}} = (G_T/G_{II}) \cdot (h/L) + (G_{np}/G_{II}) \cdot [h_{кр}/L + (h_{кр}/L_{np} - h_{np}/L_{np}) \cdot (K_\beta - \varphi'' \cdot h_{кр}/L - C_{кр}/L)/(1 + \varphi'' \cdot h_{np}/L_{np})], \quad (1.90)$$

де K – постійний коефіцієнт; $K_\beta = 1$ – при відсутності загальмовування задніх коліс трактора та $K_\beta = 0$ – при відсутності загальмовування передніх коліс трактора.

Умовні відносні координати центру мас тракторного поїзда дозволяють скористатися зонами, аналогічними до зон, представлених на рис. 1.5а, 1.5б але збудованим при $[j_{\text{усл}}] = 4,4 \text{ м/с}^2$.

Рівняння (1.65) і (1.66) для випадку руху на прямому ході набудуть вигляду

$$(b/L)_{\text{усл}} \geq 0,561 - 0,448 \cdot (h/L)_{\text{усл}}; \quad (1.91)$$

$$(b/L)_{\text{усл}} \geq 0,439 - 0,448 \cdot (h/L)_{\text{усл}}. \quad (1.92)$$

Графічна інтерпретація умов (1.91) та (1.92) набуде вигляду (див. рис. 1.7). Там же точками вказано положення умовного центру мас деяких тракторних поїздів. Очевидно, що для поїздів (Т-150К + 1ПТС9 і Т-25А + 1ПТС-2Н), що розглядаються, загальмування тільки задніх коліс тракторів (при повному використанні зчіпної ваги напівпричепів) забезпечує виконання нормативів ефективності гальмування.

Таким чином, визначено умови, за яких виконання нормативних вимог ефективності гальмування тракторів та тракторних поїздів можливе при загальмуванні лише задніх ($\beta_o = 0$) або тільки передніх ($\beta_o = 1$) коліс тракторів. У тих випадках, коли для виконання вимог ефективності гальмування необхідно загальмовувати всі колеса трактора, вибір коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями набуває важливого значення.

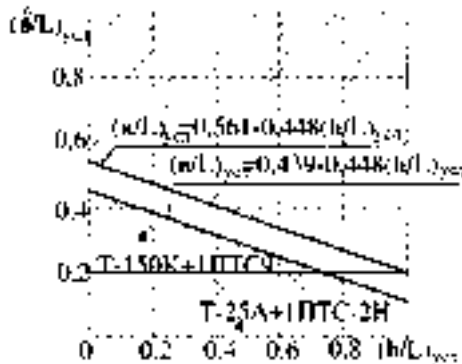


Рис. 1.7. Зони можливої установки гальм на одну вісь трактора під час роботи з напівпричепом: – на задню вісь, – на передню вісь

1.4.2. Вимоги до ефективності гальмування у разі підвищення транспортних швидкостей руху до 40 км/год

Із збільшенням транспортних швидкостей до 40 км/год у світовому тракторобудуванні намітилася тенденція загальмовування всіх коліс тракторів [6]. Це підвищує використання зчіпної ваги машини при гальмуванні, забезпечуючи скорочення гальмівного шляху S_T (збільшення середнього уповільнення j_{ycm}). Крім того, при цьому знижується енергонавантаженисть гальмівних механізмів, що сприяє виконанню нормативних вимог ефективності гальмування при гарячих гальмах. Однак у діючих вітчизняних нормативних документах [6] відсутні вимоги до гальмівних властивостей колісних тракторів та тракторних поїздів, що мають швидкість руху V , що перевищує 30 км/год.

Відповідно до чинних стандартів [6] максимально допустимий гальмівний шлях трактора або тракторного поїзда розраховують за формулою

$$[S_T] = K_T \cdot A \cdot V_0 + \frac{V_0^2}{26 \cdot [j_{ycm}]}, \quad (1.93)$$

де K_T – коефіцієнт, що враховує тип випробувань; при «холодних» гальмах $K_T = 1$; при гальмах нагрітих до температури понад 100 °С $K_T = 1,25$;

A – коефіцієнт, що залежить від часу запізнення гальмівної системи τ_c та часу τ_n наростання уповільнення (від 0 до j_{ycm}).

$$A = 3,6^{-1} \cdot (\tau_c + \tau_n / 2), \quad (1.94)$$

для одиночного трактора $A = 0,1$ м·год/км;

$$[j_{ycm}] = \begin{cases} 3,5 \text{ м/с}^2 & \text{– при «холодних» гальмах;} \\ 2,8 \text{ м/с}^2 & \text{– при «гарячих» гальмах,} \end{cases}$$

для тракторного поїзда $A = 0,15 \text{ м} \cdot \text{год/км}$, $[j_{ycm}] = 4,4 \text{ м/с}^2$.

Зі збільшенням максимальної транспортної швидкості трактора до 40 км/год збільшується і $[j_{ycm}]$. Визначимо необхідне значення цієї величини з умови рівності гальмівних шляхів машини за $V_{\max} = 30 \text{ км/год}$ і за $V'_{\max} = 40 \text{ км/год}$.

Використовуючи формулу (1.87), отримаємо

$$K_T \cdot A \cdot V_{\max} + \frac{V_{\max}^2}{26 \cdot [j_{ycm}]} = K_T \cdot A \cdot V'_{\max} + \frac{(V'_{\max})^2}{26 \cdot [j_{ycm}]'}, \quad (1.95)$$

де $[j_{ycm}]$; $[j_{ycm}]'$ – мінімально допустимі значення середнього уповільнення при $V_{\max} = 30 \text{ км/год}$ і $V'_{\max} = 40 \text{ км/год}$ відповідно.

Вирішуючи рівняння (1.98) щодо $[j_{ycm}]'$, отримаємо

$$[j_{ycm}]' = \frac{(V'_{\max})^2}{26 \cdot K_T \cdot A \cdot (V_{\max} - V'_{\max}) + V_{\max}^2 / [j_{ycm}]}. \quad (1.96)$$

Підставляючи чисельні значення при $K_T = 1$, отримаємо

$$[j_{ycm}]' = \begin{cases} 6,92 \text{ м/с}^2 & \text{– для одиночного трактора;} \\ 9,667 \text{ м/с}^2 & \text{– для тракторного поїзда.} \end{cases}$$

Максимально можливе уповільнення на сухому асфальтобетоні

$$j_{\max} = \varphi' \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,848 \text{ м/с}^2. \quad (1.97)$$

Отже, зчіпні можливості тракторного поїзда не дозволяють реалізувати $j_{ycm} = 9,667 \text{ м/с}^2$. Тому при розрахунку $[j_{ycm}]'$ орієнтуватимемося на значення $[j_{ycm}] = 2,5 \text{ м/с}^2$, що регламентується міжнародними стандартами ЄЕК ООН та ЄЕС для тракторів [6]. В цьому випадку, використовуючи (1.129), отримаємо $[j_{ycm}]' = 4,79 \approx 4,8 \text{ м/с}^2$.

Раніше проведені дослідження [6, 8] виявили, що уповільнення тракторного поїзда має бути вищим, ніж уповільнення одиночного трактора. Це забезпечує зусилля, що розтягує, в зчіпці і запобігає складання поїзда при гальмуванні. Різниця нормативних значень середнього уповільнення тракторного поїзда і одиночного трактора відповідно до чинних стандартів [6, 8] становить $0,9 \text{ м/с}^2$. Таким чином, приймаємо для тракторного поїзда $[j_{ycm}]' = 5,7 \text{ м/с}^2$.

Формула (1.93) у цьому випадку набуде вигляду (для «холодних» гальм)

$$[S_T]' = \begin{cases} 0,1 \cdot V_0 + V_0^2 / 125 & \text{– одиничний трактор;} \\ 0,15 \cdot V_0 + V_0^2 / 148 & \text{– тракторний поїзд.} \end{cases} \quad (1.98)$$

При $V_0 = 40 \text{ км/год}$ величина $[S_T]'$ однакова як для одиночного трактора, так і для тракторного поїзда і становить $16,8 \text{ м}$, що підтверджує правильність запропонованих рішень.

Проведемо оцінку впливу положення центру мас на необхідність загальмовування всіх коліс трактора за $V_{\max} = 40 \text{ км/год}$. Використовуючи залежність (1.62); (1.63); (1.64); (1.65); (1.66) (з урахуванням заміни $[j_{ycm}] = 3,5 \text{ м/с}^2$ на $[j_{ycm}]' = 4,8 \text{ м/с}^2$), отримаємо умову можливості загальмовування тільки передніх коліс трактора

$$b/L \geq 0,612 \pm 0,489 \cdot h/L. \quad (1.99)$$

Умови можливості загальмовування задніх коліс трактора

$$b/L \leq 0,389 \pm 0,489 \cdot h/L. \quad (1.100)$$

У рівняннях (1.99) і (1.100) верхні знаки відносяться до руху трактора на прямому ході, а нижні – на задньому.

На рис. 1.8 представлені зони положень центрів мас, що ілюструють умови (1.99) та (1.100).

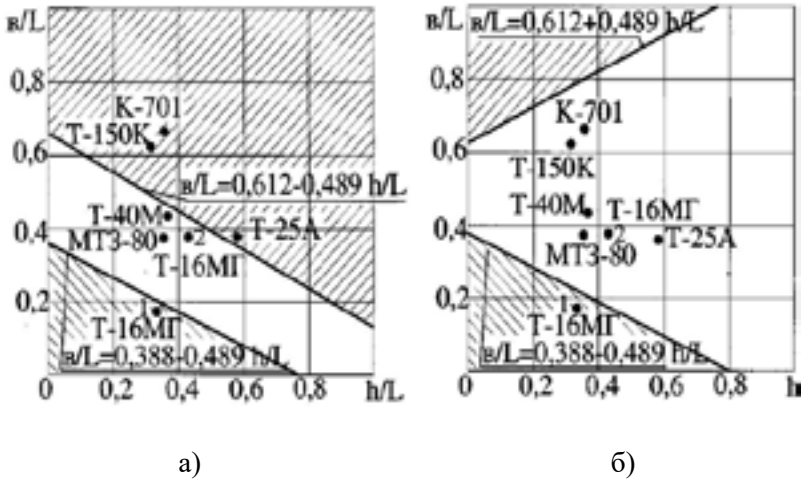




Рис. 1.8. Зони можливого загальмовування коліс однієї осі або необхідності гальмування всіх коліс трактора за $V_{\max} = 40$ км/год:

- а) – для тракторів, які не мають реверсивної трансмісії;
- б) – для тракторів, які мають реверс;

1, 2 – координати центру мас Т-16МГ без вантажу та з вантажем відповідно;

  – зони загальмовування коліс тільки однієї осі, передньої чи задньої відповідно

Аналіз положень центрів мас вітчизняних колісних тракторів показує необхідність встановлення гальм на всі колеса у разі збільшення максимальної швидкості до 40 км/год.

Аналіз конструкцій зарубіжних тракторів, представлених на ринку ФРН у 1987, 1989 роках [6] показав, що моделі Case 1Н (що не мають реверсу) з $v/L = 0,38...0,40$ при $h/L = 0,3...0,5$ можуть мати гальмівними лише передні колеса. Для тракторів моделей Fendt мож-

ливе встановлення гальм лише на колесах задньої осі. Моделі Eicher можуть мати гальма лише на передніх колесах при $h/L = 0,5 \dots 0,6$.

1.4.3. Вимоги до гальмівних систем гірських колісних тракторів

Чинний в даний час стандарт [6] не регламентує показників ефективності гальмування колісних тракторів на поздовжньому ухилі, що викликає труднощі при проектуванні гальмівних систем гірських тракторів, здатних працювати на ухилах до 30° .

Максимальний ухил, на якому можливе утримання трактора (рис. 1.9)

$$\alpha_{\max} = \arctg(m_x \cdot \varphi). \quad (1.101)$$

Коефіцієнт використання зчпної ваги при гальмуванні на поздовжньому ухилі

$$m_x = \frac{P_T}{\varphi \cdot G \cdot \cos \alpha}. \quad (1.102)$$



Рис. 1.9. Схема сил, що діють на трактор під час гальмування на спуску

При $m_x = 1$ величина максимального ухилу, на якому можливе утримання машини – $\alpha_{\max} = 38^\circ$, $\varphi = \varphi'' = 0,8^\circ$. При $\varphi = \varphi'' = 0,2$ і $m_x = 1$: $\alpha_{\max} = 11^\circ$. Цю обставину треба враховувати під час експлуата-

ції гірських тракторів. Наведені міркування відносяться до утримання трактора на місці, будучи основою для розробки вимог до стоянкової гальмівної системи.

Максимально можливе уповільнення трактора під час руху на спуску при довільному коефіцієнті зчеплення коліс з опорною поверхнею.

$$j = g \cdot \cos \alpha \cdot (m_x \cdot \varphi + \operatorname{tg} \alpha). \quad (1.103)$$

Кут α береться позитивним під час руху на підйомі і негативним – під час руху на спуску.

Визначимо вимогу, при якій гальмування трактора на спуску (найнебезпечніший випадок) має відбуватися із уповільненням $j_{\text{уст}} \geq [j_{\text{уст}}] = 3,5 \text{ м/с}^2$, регламентованим [6] для горизонтальної ділянки шляху. Враховуючи можливість руху трактора як на прямому ході, так і на задньому, визначимо умови встановлення гальм на колеса однієї осі або на всі колеса машини.

За аналогією з раніше проведеними викладками, отримаємо умову встановлення гальм на передню вісь

$$b/L \geq (1 \pm 0,8 \cdot h/L) \cdot (0,446/\cos \alpha - 1,25 \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (1.104)$$

на задню вісь

$$b/L \leq 1 - (1 \pm 0,8 \cdot h/L) \cdot (0,446/\cos \alpha - 1,25 \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (1.105)$$

На рис. 1.10 наведені зони розташування центрів мас тракторів, відповідні можливості встановлення гальм на одну вісь або необхідності загальмовування всіх коліс. Аналіз цих зон показує, що положення центрів мас гірських тракторів Т40АНМ і МТ382Н, що серійно випускаються, відповідають установці гальм на всі колеса.

На рис. 1.11 наведено графік залежності (1.103) при $m_x = 1$, що ілюструє зв'язок максимально можливого уповільнення трактора та кута поздовжнього ухилу при різних коефіцієнтах зчеплення коліс з опорною поверхнею.

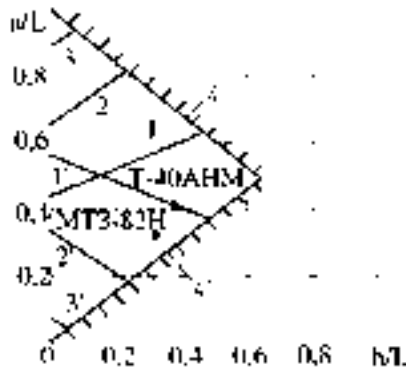


Рис. 1.10. Зони встановлення гальм на колеса однієї осі або на всі колеса гірських тракторів: 1; 2; 3 – вище цих прямих можна встановлювати гальма тільки на передні колеса при максимальних ухилах 0° ; -10° ; -20° відповідно; 1'; 2'; 3' – нижче цих прямих розташовуються аналогічні зони для встановлення гальм тільки на задні колеса; 4; 4' – лінії, що обмежують зону розташування центрів мас гірських колісних тракторів (за умови відсутності відриву коліс при гальмуванні)

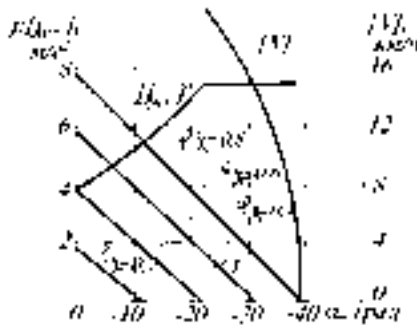


Рис. 1.11. Залежність кінематичних параметрів гірських колісних тракторів від кута поздовжнього ухилу шляху

У зв'язку з тим, що перевірка гальмівних властивостей гірських колісних тракторів на крутих схилах, особливо в заводських умовах, можлива не завжди, введемо поняття про еквівалентне мінімально допустиме уповільнення $[j_{ycm}]^e$. Уповільнення гірського трактора має бути не менше $[j_{ycm}]^e$ при гальмуванні на сухій горизонтальній дорозі. Воно має відповідати отриманню уповільнення не менше $j_{ycm} = 3,5 \text{ м/с}^2$ при гальмуванні на спуску. Зі співвідношення (1.103)

$$[j_{ycm}]^e = [j_{ycm}] / \cos \alpha - g \cdot \operatorname{tg} \alpha \leq \varphi'' \cdot g. \quad (1.106)$$

Графік залежності (1.106) наведено на рис. 1.11. Аналіз графіків на рис. 1.11 показує, що при $|\alpha| \geq 22^\circ$ забезпечити уповільнення $3,5 \text{ м/с}^2$ неможливо навіть при повному використанні зчіпної ваги. Під час роботи на таких схилах необхідно обмежувати швидкість руху машини. Припустимо, що це обмеження буде проводитися з умови отримання такого ж гальмівного шляху, як і при гальмуванні на горизонтальній опорній поверхні від максимальної швидкості. Максимально допустимий гальмівний шлях

$$[S_T] = 0,1 \cdot V_{\max} + \frac{V_{\max}^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot [j_{ycm}]} = 0,1 \cdot V_{\max} + \frac{V_{\max}^2}{90}. \quad (1.107)$$

Гальмівний шлях під час руху на спуску та при повному використанні зчіпної ваги може бути визначений при вирішенні наступного рівняння

$$\frac{d^2 S}{d\tau^2} = \begin{cases} -g \cdot \sin \alpha - \frac{P_{T\max}}{G} \cdot \frac{\tau}{\tau_n} & \text{— при } \tau < \tau_n; \\ -g \cdot \sin \alpha - \frac{P_{T\max}}{G} & \text{— при } \tau \geq \tau_n, \end{cases} \quad (1.108)$$

де $P_{T\max}$ — максимальна загальна гальмівна сила.

Вирішуючи рівняння (1.108) та враховуючи час запізнення гальмівної системи, отримуємо

$$S_T = \frac{V_0 \cdot \tau_c}{3,6} + \frac{\left(\frac{V_0}{3,6} + 0,5 \cdot g \cdot \tau_n \cdot \frac{P_{T \max}}{G} \right)^2}{2 \cdot g \cdot \left(\frac{P_{T \max}}{G} + \sin \alpha \right)} - \frac{\tau_n^2 \cdot g \cdot P_{T \max}}{6 \cdot G}. \quad (1.109)$$

При повному використанні зчіпної ваги машини $P_{T \max} = \varphi \cdot G$ вираз (1.109) набуває вигляду

$$S_T = \frac{V_0 \cdot \tau_c}{3,6} + \frac{0,5 \cdot g \cdot \cos \alpha}{\varphi + \operatorname{tg} \alpha} \cdot \left(\frac{V_0}{3,6 \cdot g \cdot \cos \alpha} + 0,5 \cdot \varphi \cdot \tau_n \right)^2 - \frac{1}{6} \tau_n^2 \cdot \varphi \cdot g \cdot \cos \alpha. \quad (1.110)$$

Прирівнюючи праві частини (1.109) і (1.110) і нехтуючи складовими гальмівного шляху, що проходить трактор за час динамічної стадії процесу гальмування, отримуємо

$$[V] = 1,683 \cdot V_{\max} \cdot \sqrt{(\varphi + \operatorname{tg} \alpha) \cdot \cos \alpha}, \quad (1.111)$$

де $[V]$ – максимально допустима швидкість руху трактора на розглянутому ухилі, км/год.

На рис. 1.11 наведено графіки залежності (1.111).

Еквівалентний максимально допустимий гальмівний шлях, який визначається при випробуваннях гірських тракторів на горизонтальній опорній поверхні

$$[S_T]^3 = 0,1 \cdot V_0 + \frac{V_0^2 \cdot \cos \alpha}{90 - 254 \cdot \sin \alpha}. \quad (1.112)$$

Залежності (1.106) і (1.107) застосовні за $|\alpha| \geq 22^\circ$ і $\varphi = \varphi'' = 0,8$.

Таким чином, можна зробити такі висновки:

- при проектуванні гірських тракторів необхідно передбачати встановлення гальм на всі колеса;
- при оцінці гальмівних властивостей гірських тракторів на горизонтальній опорній поверхні доцільно використовувати еквівалентне мінімально допустиме уповільнення, що встановилося, і максимально допустимий гальмівний шлях, що визначаються за формулами (1.106) і (1.112);
- при роботі на ухилах понад 20° необхідно обмежувати швидкість руху відповідно до співвідношення (1.111);
- стан опорної поверхні гірських схилів необхідно враховувати при експлуатації тракторів, оскільки на вологому або слизькому ґрунті при значних ухилах машину загальмувати неможливо.

У табл. 1.7 наведено результати перевірки гальмівного шляху деяких моделей колісних тракторів і самохідних шасі на відповідність вимогам, що висуваються.

Таблиця 1.7. Оцінка гальмівного шляху колісних тракторів та самохідних машин

| Модель | Клас тяги | Комплектація (завантаження) | e/L | h/L | $\beta = \frac{P_n}{P_n + P_r}$ | V_0 км/год | S_r , м | $[S_r]_b$, м | $[ST]'$, м | $\alpha = 20^\circ$ $[S_r]'$, м |
|-------------------|-----------|--|-------|-------|---------------------------------|-----------------|-----------|---------------|-------------|-------------------------------------|
| Т-16М | 0,6 | З кабіною та платформою без вантажу | 0,230 | 0,382 | 0 | 23,40 | 4,18 | 8,424 | 6,720 | 5,249 |
| СП-28 | 0,6 | З кабіною та платформою з вантажем 10 кН | 0,384 | 0,377 | 0 | 27,70 | 6,70 | 11,290 | 8,908 | 6,846 |
| СП-28Г (ТГ-28) | 0,6 | Без навісних машин | 0,346 | 0,278 | 0 | 19,65 | 4,42* | 6,255 | 5,054 | 4,016 |
| | | | | | 0,192 | | 5,57** | | | |
| ТЛ-28 | 0,6 | Без трелювального обладнання | 0,745 | 0,263 | 1 | 27,70 | 6,80 | 11,290 | 8,908 | 6,846 |
| | | З трелювальним обладнанням | 0,684 | 0,367 | 1 | | 5,80 | | | |
| | | З платформою та вантажем 15 кН | 0,452 | 0,459 | 0,5 | | 8,25 | | | |
| ЛТЗ-55А | 0,9 | Одиничний трактор | 0,415 | 0,392 | 0 | 30,00 | 7,56 | 13,00 | 10,200 | 7,780 |
| Т-150К | 3,0 | Одиничний трактор | 0,364 | 0,337 | 1 | 32,00 | 11,89 | 11,390 | 11,390 | 8,640 |
| | | Трактор + 1ПТС9 із вантажем 90 кН | 0,300 | 0,180 | 0,5 | | 10,26 | | | |

* При русі на прямому ході

** При русі на задньому ході

РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНЕ РОЗПОДІЛЕННЯ НОРМАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ МІЖ ОСЯМИ І ПОКАЗНИКИ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

2.1. Вплив блокування коліс на ефективність гальмування тракторів класичного компоновання

2.1.1. Визначення нормальних реакцій на задніх колесах

Гальмівний момент M_T на колесі, як і дотична реакція R_x в контактні колеса з опорною поверхнею є зовнішніми по відношенню до колеса і трактора зусиллями. При блокуванні колеса гальмівний момент M_T стає внутрішнім зусиллям і, для даного випадку, рівняння [1] справедливо. При незаблокованих в процесі гальмування колесах (рис. 2.1) момент M_{T2} і дотична реакція R_{x2} приводяться до гальмівної сили P_T , прикладеної до осі задніх коліс. В цьому випадку, складаючи рівняння рівноваги моментів відносно центру мас трактора, отримаємо

$$\sum M_c = R_{z1} \cdot a - R_{x1} \cdot (h - r_{\delta 1}) - R_{z2} \cdot b - P_T (h - r_{\delta 2}) = 0, \quad (2.1)$$

де R_{z1} – нормальна реакція дороги на передніх колесах.

Звідки визначимо R_{z2} , враховуючи, що $R_{z1} = G_T - R_{z2}$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} - R_{x1} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L}, \quad (2.2)$$

де $r_{\delta 1}$, $r_{\delta 2}$ – динамічні радіуси передніх і задніх коліс відповідно;

R_{x1} – дотична реакція на передніх колесах трактора, обумовлена опором коченню передніх коліс,

$$R_{x1} = f \cdot R_{z1} = P_{f1}, \quad (2.3)$$

де f – коефіцієнт опору коченню передніх коліс;
 P_{f1} – сумарний опір коченню передніх коліс.

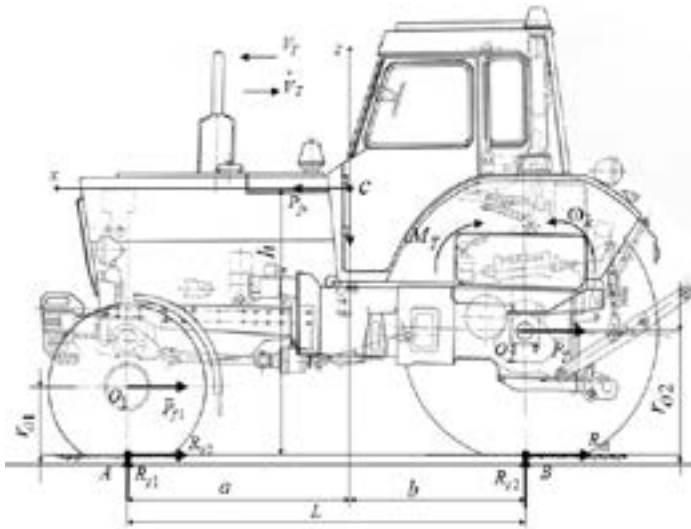


Рис. 2.1. Схема сил, що діють на трактор при гальмуванні

Підставляючи (2.2) в (2.3) і враховуючи, що $R_{z1} = G_T - R_{z2}$, отримаємо

$$R_{z2} = \frac{G_T \left(\frac{a}{L} - f \frac{h - r_{\delta 1}}{L} \right) - P_T \frac{h - r_{\delta 2}}{L}}{1 - f \frac{h - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (2.4)$$

Нехтуючи величиною $f \frac{h-r_{\partial 1}}{L}$ (з огляду на її відносну малість)

спростимо вираз (2.4)

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_T \frac{h-r_{\partial 2}}{L}. \quad (2.5)$$

При гальмуванні на межі блокування задніх коліс допустимо використовувати співвідношення [1]. У цьому випадку рівняння (2.5) набуде вигляду

$$R_{z2} = G_T \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h-r_{\partial 2}}{L}}. \quad (2.6)$$

Таким чином, отримана залежність (2.6) має одну істотну відмінність від отриманої раніше залежності [1], а саме враховується динамічний радіус колеса $r_{\partial 2}$. Це суттєво впливає на динаміку гальмування колісного трактора і колісних машин в цілому.

2.1.2. Оцінка збільшення ефективності гальмування трактора при утриманні задніх коліс на межі блокування

Максимально можлива гальмівна сила, що реалізується на межі блокування задніх коліс трактора, визначається після підстановки (2.6) в [1]

$$P_T = G_T \varphi \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}}. \quad (2.7)$$

Уповільнення трактора при гальмуванні на межі блокування задніх коліс

$$\tilde{j}_x'' = \frac{P_T}{G_T} g = \varphi g \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} = m_x \varphi g. \quad (2.8)$$

Коефіцієнт використання зчпної ваги трактора при гальмуванні на межі блокування задніх коліс

$$m_x = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h}{L} \left(1 - \frac{r_{\partial 2}}{h} \right)}. \quad (2.9)$$

Порівнюючи між собою вирази [1] і (2.8), а також – [2] і (2.9), можна зробити висновок про те, що при підтримці задніх коліс трактора на межі блокування відбувається збільшення m_x і \tilde{j}_x в порівнянні з режимом гальмування трактора при заблокованих задніх колесах.

Відносно збільшення уповільнення трактора при підтримці задніх коліс трактора на межі блокування в порівнянні з варіантом заблокованих задніх коліс

$$\delta_{j_x} = \left(\frac{j_x''}{j_x'} - 1 \right) 100\% = \frac{\frac{\Phi r_{\partial 2}}{L}}{1 + \Phi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} 100\% . \quad (2.10)$$

На рисунку 2.2 наведені графіки залежностей $\delta_{j_x}(\Phi)$ для декількох моделей колісних тракторів класичної компоновки різних років випуску. У таблиці 2.1 наведені геометричні параметри тракторів, використані при розрахунку характеристик, наведених на рисунку 2.2.

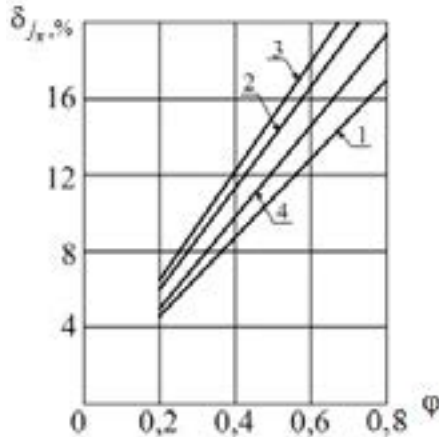


Рис. 2.2. Відносне збільшення уповільнення одиночного трактора при підтримці задніх коліс на межі блокування: 1 – самохідне шасі Т-16МГ (шини 9,5-32); 2 – трактор МТЗ-80 / МТЗ-80л (шини 15,5 R38); 3 – трактор МТЗ-80 / МТЗ-80л (шини 18,4 L38); 4 – трактор ХТЗ-6021 (шини 12,4 R28)

Аналіз графіків, наведених на рисунку 2.2, показує, що підтримка задніх коліс тракторів на межі блокування дозволяє підвищити ефективність гальмування (величину встановленого уповільнення) на 10–20 % в залежності від геометричних параметрів тракторів і коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Таблиця 2.1. Геометричні параметри аналізованих моделей тракторів

| Модель трактора | Шини задніх колес | h , м | L , м | $r_{\partial 2} = r_{cm2}^*$), 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 $r_{\partial 2}$ приймався рівним статичному радіусу r_{cm2} .

При отриманні залежності [2] приймалося допущення того, що коефіцієнти зчеплення φ з дорогою коліс, що знаходяться на межі блокування і заблокованих, однакові. Однак відомо, що при блокуванні коліс відбувається зменшення коефіцієнта зчеплення.

З урахуванням зазначеного зауваження вираз [2] набуде вигляду

$$j_x''' = \xi \varphi g \frac{\frac{a}{L}}{1 + \xi \frac{\varphi h}{L}}, \quad (2.11)$$

де ξ – коефіцієнт, що враховує зменшення коефіцієнта зчеплення при блокуванні колеса.

Для сухого асфальтобетону коефіцієнт $\xi = 0,8$. Відносно збільшення уповільнення трактора в цьому випадку

$$\delta_{j_x} = \left(\frac{j_x''}{j_x'''} - 1 \right) 100\% = \frac{1 - \xi + \xi \varphi \frac{r_{\partial 2}}{L}}{\xi \left(1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L} \right)} 100\%. \quad (2.12)$$

У таблиці 2.2 наведено розрахунок δ_{j_x} з урахуванням зменшення коефіцієнта зчеплення при блокуванні задніх коліс (для сухого асфальтобетону приймаємо $\varphi = 0,8$).

Таблиця 2.2. Відносне збільшення уповільнення трактора при підтримці задніх коліс на межі блокування з урахуванням падіння коефіцієнта зчеплення при блокуванні коліс ($\varphi=0,8$; $\xi=0,8$)

| Модель трактора | $r_{o2} = r_{cm2}$, м | h , м | L , м | δ_{jx} , % |
|-----------------|------------------------|---------|---------|-------------------|
| 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 в таблиці 2.2, показує, що гальмування трактора класичної компоновки задніми колесами, що знаходяться на межі блокування, дозволяє збільшити середнє усталене уповільнення на сухому асфальтобетоні від 39 % до 49 % (в залежності від моделі трактора), в порівнянні з випадком гальмування з блокованими колесами.

Навіть при збереженні коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою постійної величини після блокування коліс на сухому асфальтобетоні відносне збільшення уповільнення при підтримці задніх коліс на межі блокування становить від 16 % до 20 % і вище для різних моделей тракторів.

Отримані результати дозволяють зробити висновок про необхідність поліпшення керованості гальмівних механізмів трактора, що має забезпечити водієві можливість більш плавного підведення задніх коліс до межі блокування. В даний час на колісних тракторах класичної компоновки класів 0,6–1,4 кН набули поширення закриті дискові гальма з кульковим розтискним механізмом, що володіють високим серводействием і поганий керованістю. Це означає, що гальмування тракторів відбуваються з блокуванням задніх коліс і низькою ефективністю. Резервом підвищення ефективності гальмування зазначених тракторів (без установки гальмівних механізмів на передні колеса) є застосування на задніх колесах гальмівних механізмів прямої дії (без серводії). Для компенсації підвищення необхідного приводного зусилля в даний час не складає проблем застосування підсилювачів в гальмівному приводі. Як гальмівні механізми прямої дії найкраще використовувати дискові гальмівні механізми відкритого типу.

2.2. Оцінка доцільності встановлення гальмівних механізмів лише на одну вісь трактора

Підтримання задніх коліс трактора класичної компоновки на межі блокування дозволяє підвищити ефективність гальмування. В роботі [3] проведено оцінку можливості установки гальмівних механізмів на колесах лише однієї з осей трактора за умови виконання чинних нормативних вимог до ефективності гальмування [4, 5]. Проведемо оцінку можливості установки гальм на задню вісь трактора за умови відсутності їх блокування в процесі гальмування. Загальна гальмівна сила трактора при одних задніх гальмівних колесах [1] може бути визначена з використанням залежності (2.4). В цьому випадку загальна гальмівна сила трактора визначається виразом (2.7), а уповільнення трактора – рівнянням (2.8).

Умова, при якій виконуються нормативні вимоги щодо ефективності гальмування, має вигляд

$$j_x'' = \varphi g \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} \geq [j_x]. \quad (2.13)$$

З рівняння (2.13) визначимо область значень відносної поздовжньої координати центру мас трактора, при попаданні в яку можна обмежитися установкою гальм лише на колеса задньої осі

$$\frac{a}{L} \geq \frac{[j_x]}{\varphi g} \left(1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L} \right). \quad (2.14)$$

Враховуючи, що $\frac{b}{L} = 1 - \frac{a}{L}$, перетворимо (2.14) до виду

$$\frac{b}{L} \leq 1 - \frac{[j_x]}{\varphi g} \left(1 + \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \right). \quad (2.15)$$

При встановленні гальм лише на колесах передньої осі гальмівна сила трактора

$$P_T = \varphi R_{z1}. \quad (2.16)$$

Нормальну реакцію дороги R_{z1} на передніх колесах трактора визначимо з рівняння (рис. 2.1)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_T \frac{h - r_{\delta 1}}{L} + R_{x2} \frac{h - r_{\delta 2}}{L}. \quad (2.17)$$

Рівняння (2.17) з урахуванням того, що

$$R_{x2} = f \cdot R_{z2}; \quad (2.18)$$

та

$$R_{z1} = G_T - R_{z2}; \quad (2.19)$$

набуде вигляду

$$R_{z1} = G_T \frac{\left(\frac{b}{L} + f \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \right)}{1 - \varphi \frac{h - r_{\delta 1}}{L} + f \frac{h - r_{\delta 2}}{L}}. \quad (2.20)$$

Нехтуючи величиною $f \frac{h - r_{\delta 2}}{L}$ зважаючи на великий порядок малості в порівнянні з іншими членами правої частини рівняння (2.20), спростимо останнє до виду

$$R_{z1} = G_T \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \frac{h - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (2.21)$$

Підставляючи (2.21) в (2.16), отримаємо

$$P_T = \varphi G_T \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \frac{h - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (2.22)$$

Уповільнення трактора, за умови підтримки передніх коліс на межі блокування,

$$j_x'' = \frac{P_T}{\frac{G_T}{g}} = \varphi g \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \frac{h - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (2.23)$$

Умова виконання нормативних вимог до ефективності гальмування трактора при гальмуванні лише передніми колесами

$$j_x = \varphi g \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \frac{h - r_{\delta 1}}{L}} \geq [j_x]. \quad (2.24)$$

З рівняння (2.24) визначимо

$$\frac{b}{L} \geq \frac{[j_x]}{\varphi g} \left(1 - \varphi \frac{h - r_{\partial 1}}{L} \right). \quad (2.25)$$

У разі невиконання умов (2.15) і (2.25) доцільно встановлювати гальмівні механізми на всіх колесах.

Аналіз графіка, наведеного на рисунку 2.3, показує, що трактор ХТЗ-6021 з лише задніми гальмівними колесами задовольняє чинним вимогам з ефективності гальмування. У тракторів ХТЗ-18040 та ХТЗ-17221 з задніми гальмівними колесами можливо обмежитися установкою гальм лише на передній осі. Однак ці трактори мають відносно велику масу і установка гальм на всіх колесах обумовлена прагненням знизити енергонавантаженість гальм при службових гальмуваннях, що дає можливість підвищити ефективність гальмування при випробуваннях типу 1.

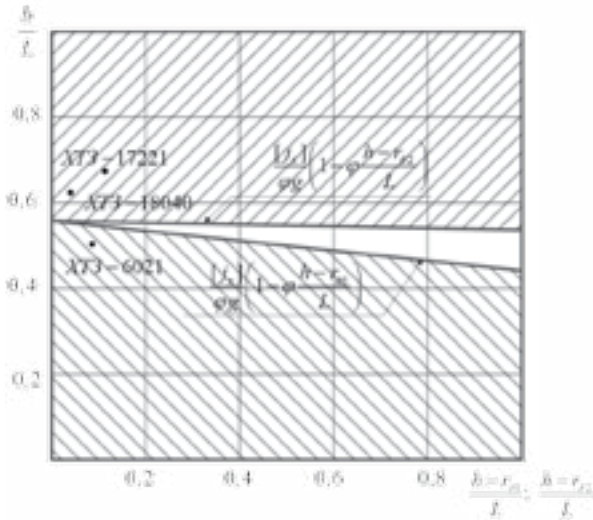


Рис. 2.3. Зони можливого загальмування коліс однієї осі або необхідності гальмування всіх коліс трактора без блокування коліс: – зони загальмування коліс лише однієї осі, передньої або задньої відповідно

Крім того, доцільно розглянути необхідність установки і розподіл гальмівних сил між осями цих тракторів з урахуванням роботи їх з причепом, який в значній мірі змінить розподіл нормальних динамічних реакцій між передньою і задньою віссю, що впливають на розподілення гальмівних сил.

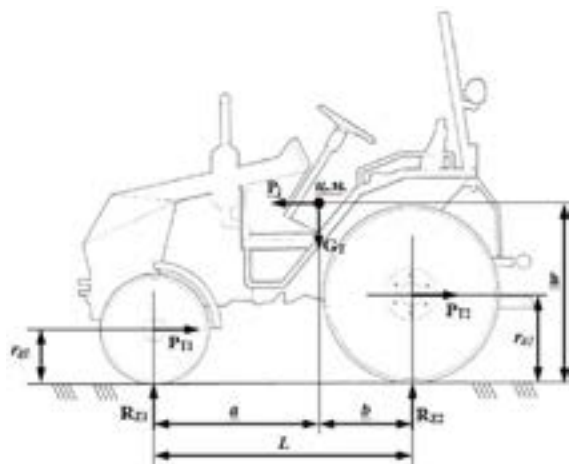
2.3. Вибір розподілу гальмівних сил між осями колісних тракторів

Для вирішення поставленої задачі необхідно розглянути трьохмасову динамічну модель гальмування одиночного колісного трактора, з гальмівними механізмами, встановленими на всіх колесах (рис. 2.4 і 2.5). Слід враховувати, що на заблокованих колесах гальмівні сили прикладені в контакт з дорогою, а на незаблокованих колесах – на їх осях.

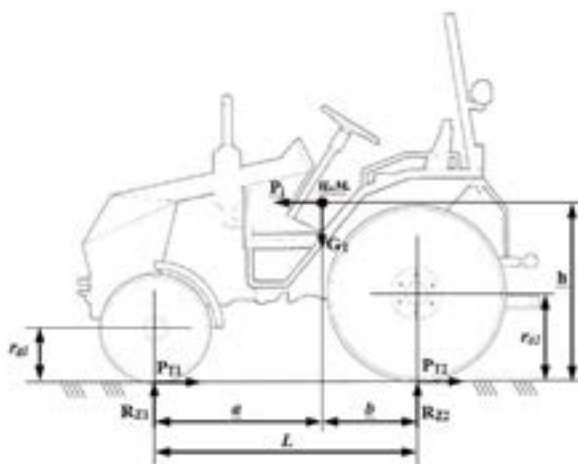
2.3.1. Визначення законів розподілу гальмівних сил між осями

На рисунку 2.4 і рисунку 2.5 наведені схеми сил, що діють на колісний трактор при різному поєднанні заблокованих і незаблокованих коліс. При всіх заблокованих колесах розподіл гальмівних сил між осями підкоряється закону [6,7]. Тому ліву частину залежності [6,7] позначимо через $\beta_{\text{от}}$, тобто коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями при всіх заблокованих колесах (рис. 2.4б)

$$\beta_{\text{от}} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}. \quad (2.26)$$

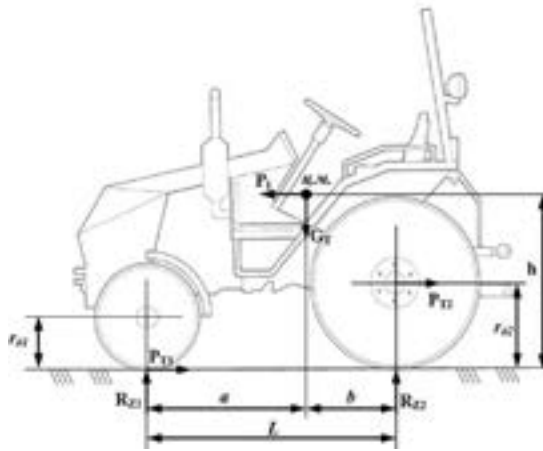


а

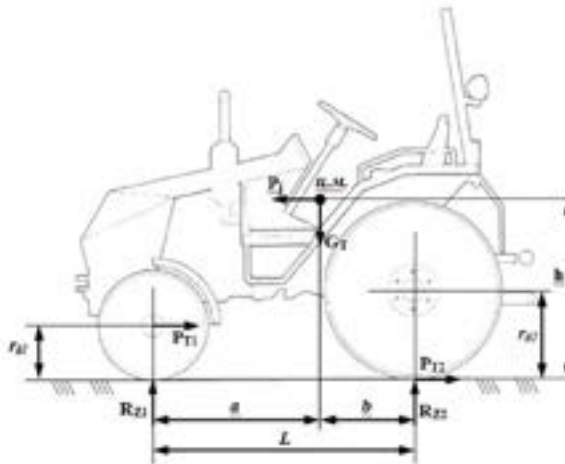


б

Рис. 2.4. Схема сил, що діють на трактор при гальмуванні:
а – з незаблокованими колесами; б – з усіма заблокованими колесами



а



б

Рис. 2.5. Схема сил, що діють на трактор при гальмуванні:
а – із заблокованими передніми і незаблокованими задніми колесами;
б – з незаблокованими передніми і заблокованими задніми колесами

При незаблокованих колесах визначимо сумарні нормальні реакції на колесах передньої і задньої осей. Ці рівняння отримані з умови рівності нулю відносно центру мас трактора суми моментів, діючих в поздовжній площині трактора,

$$R_{Z_1} = G_T \frac{b}{L} + P_{T_1} \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + P_{T_2} \frac{h - r_{\delta_2}}{L}; \quad (2.27)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{a}{L} - P_{T_1} \frac{h - r_{\delta_1}}{L} - P_{T_2} \frac{h - r_{\delta_2}}{L}, \quad (2.28)$$

де r_{δ_1} , r_{δ_2} – динамічні радіуси передніх і задніх коліс трактора, відповідно ($r_{\delta_2} > r_{\delta_1}$).

При підтримці передніх і задніх коліс на межі блокування

$$P_{T_1} = \varphi R_{z_1}; \quad (2.29)$$

$$P_{T_2} = \varphi R_{z_2}. \quad (2.30)$$

Вирішуючи спільно рівняння (2.27)–(2.30), визначимо сумарні нормальні реакції на передніх і задніх колесах

$$R_{Z_1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta_2}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}; \quad (2.31)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h - r_{\delta_1}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}. \quad (2.32)$$

Ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями, що забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{R_{Z_1}}{G_T} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta_2}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}. \quad (2.33)$$

Знаходження передніх і задніх коліс на межі блокування є нестійким станом. Якщо станеться випадкове блокування передніх або задніх коліс, то відбудеться різке (стрибоподібне) зменшення сумарної нормальної реакції на задніх колесах і збільшення аналогічної реакції на передніх колесах на цю ж величину. Якщо передні колеса були заблоковані, то вони розблоковуються, а задні колеса заблокуються. Якщо були заблоковані задні колеса, то вони залишаються заблоковані, а передні колеса залишаться незаблокованими. Причому в останньому випадку на передніх колесах збільшується запас за зчепленням.

Припустимо, що передні колеса заблоковані, а задні знаходяться на межі блокування. В цьому випадку залишаються справедливими рівності (2.29) і (2.30), а сумарні нормальні реакції на передніх і задніх колесах визначаються з рівнянь (рис. 2.5а)

$$R_{Z_1} = G_T \frac{b}{L} + P_{T_1} \frac{h}{L} + P_{T_2} \frac{h - r_{\delta_2}}{L}, \quad (2.34)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{a}{L} - P_{T_1} \frac{h}{L} - P_{T_2} \frac{h - r_{\delta_2}}{L}. \quad (2.35)$$

Вирішуючи спільно рівняння (2.29), (2.30), (2.34) і (2.35) отримаємо

$$R_{Z_1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta_2}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{\delta_2}}{L}}; \quad (2.36)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{\delta_2}}{L}}. \quad (2.37)$$

Коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями, відповідний розглянутому випадку,

$$\beta'_x = \frac{R_{Z_1}}{G_T} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta_2}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{\delta_2}}{L}}. \quad (2.38)$$

При заблокованих задніх колесах і передніх колесах, що знаходяться на межі блокування, справедливі рівняння (рис. 2.5б)

$$R_{Z_1} = G_T \frac{b}{L} + P_{T_1} \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + P_{T_2} \frac{h}{L}; \quad (2.39)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{a}{L} - P_{T_1} \frac{h - r_{\delta_1}}{L} - P_{T_2} \frac{h}{L}. \quad (2.40)$$

Після спільного рішення рівнянь (2.29), (2.30), (2.39) і (2.40) отримаємо

$$R_{Z_1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\delta_1}}{L}}; \quad (2.41)$$

$$R_{Z_2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h - r_{\delta_1}}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\delta_1}}{L}}. \quad (2.42)$$

Коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями в даному випадку

$$\beta_x'' = \frac{R_{Z_1}}{G_T} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\delta_1}}{L}}. \quad (2.43)$$

Таким чином, узагальнюючи, вираз (2.33), можна записати у вигляді

$$\beta_{\omega} = \frac{A_0 - A_2}{1 - A_2 + A_1}, \quad (2.44)$$

де A_0, A_1, A_2 , – коефіцієнти,

$$A_0 = \beta_{\text{ол}}; \quad (2.45)$$

$$A_1 = \varphi \frac{r_{\text{д}_1}}{L}; \quad (2.46)$$

$$A_2 = \varphi \frac{r_{\text{д}_2}}{L}. \quad (2.47)$$

Очевидно, що при $A_1 = 0$,

$$\beta'_x = \frac{A_0 - A_2}{1 - A_2}, \quad (2.48)$$

а при $A_2 = 0$,

$$\beta''_x = \frac{A_0}{1 + A_1}. \quad (2.49)$$

Таким чином, з огляду на відсутність блокування будь-якої з вісей, визначені закони розподілу гальмівних сил між осями трактора, як при гальмуванні всіма його колесами, так і окремих, лише передніх, або лише задніх колес.

2.3.2. Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями на прикладі колісних тракторів класичного компоновання

По запропонованій вище методиці був проведений розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями колісних тракторів. Як приклад для розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями були взяті колісні трактори, що випускаються Харківським тракторним заводом АТ «ХТЗ». На рисунку 2.6 показаний загальний вигляд колісних тракторів ХТЗ-6021, ХТЗ-18040 та ХТЗ-17221, для

яких у таблиці 2.3 наведено вихідні параметри для розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями. У таблиці 2.4 наведені результати розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями. На рисунку 2.7, рисунку 2.8 і рисунку 2.9 наведені графіки залежностей $\beta(\varphi)$, побудовані для тракторів ХТЗ-6021, ХТЗ-18040 та ХТЗ-17221.



а



б



в

Рис. 2.6. Колісні трактори класичного компонування:
а – ХТЗ-6021 (4К4а); б – ХТЗ-18040 (4К4а); в – ХТЗ-17221 (4К4б)

Таблиця 2.3. Вихідні розрахункові параметри тракторів

| Модель трактора | Шини | | $r_{o2} = r_{cm2}, \text{ м}$ | $r_{o2} = r_{cm2}, \text{ м}$ | $h, \text{ м}$ | $b, \text{ м}$ | $L, \text{ м}$ |
|-----------------|-----------|---------|-------------------------------|-------------------------------|----------------|----------------|----------------|
| | 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 |
| ХТЗ – 17221 | 23,1R26 | 23,1R26 | 0,886 | 0,886 | 1,095 | 1,800 | 2,86 |

Таблиця 2.4. Розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями

| Модель трактора | β | φ | | | | | | |
|-----------------|--------------------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
| ХТЗ-6021 | β_{i0} | 0,444 | 0,459 | 0,473 | 0,489 | 0,506 | 0,522 | 0,538 |
| | $\beta_{\bar{a}i}$ | 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 | β_{i0} | 0,652 | 0,664 | 0,675 | 0,688 | 0,700 | 0,712 | 0,724 |
| | $\beta_{\bar{a}i}$ | 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 |
| ХТЗ-17221 | β_{i0} | 0,644 | 0,651 | 0,659 | 0,666 | 0,673 | 0,681 | 0,688 |
| | $\beta_{\bar{a}i}$ | 0,706 | 0,744 | 0,783 | 0,821 | 0,859 | 0,897 | 0,936 |
| | β'_x | 0,687 | 0,718 | 0,752 | 0,788 | 0,827 | 0,869 | 0,914 |
| | β''_x | 0,665 | 0,681 | 0,696 | 0,711 | 0,724 | 0,737 | 0,75 |

Аналіз графіків, наведених на рисунках 2.7–2.9, дозволяє здійснити вибір розподілу гальмівних сил між осями за умовами:

- випереджаючого блокування передніх коліс трактора у всьому діапазоні коефіцієнта зчеплення від $\varphi = 0,2$ до $\varphi = 0,8$;
- за умови рівної енергонавантаженості передніх і задніх коліс (постійне значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями $\beta_o = 0,5$).

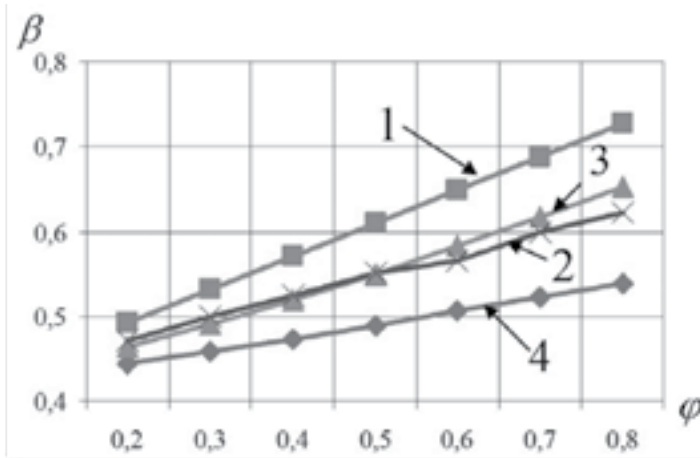


Рис. 2.7. Залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил трактора ХТЗ-6021 від коефіцієнта зчеплення φ :
 1 – $\beta = \beta_{до}(\varphi)$; 2 – $\beta = \beta''_x(\varphi)$; 3 – $\beta = \beta'_x(\varphi)$; 4 – $\beta = \beta_{ор}(\varphi)$

При розрахунку за першою умовою значення $\beta_o = \beta'_x = 0,653$ забезпечує випереджальне блокування передніх коліс трактора ХТЗ-6021 при коефіцієнті зчеплення φ , що знаходиться в межах від 0,2 до 0,8. Це значення β_o незначно перевищує величину 0,5, що забезпечує рівну енергонавантаженість передніх і задніх гальмівних механізмів. Для трактора ХТЗ-18040 при розрахунку за першою умовою отримаємо $\beta_o = \beta'_x = 0,914$, що значно перевищує величину 0,5. При зниженні β_o до величини 0,5 у трактора ХТЗ-18040 виникнуть проблеми із забезпеченням курсової стійкості. В цьому випадку потрібне додаткове дослідження.

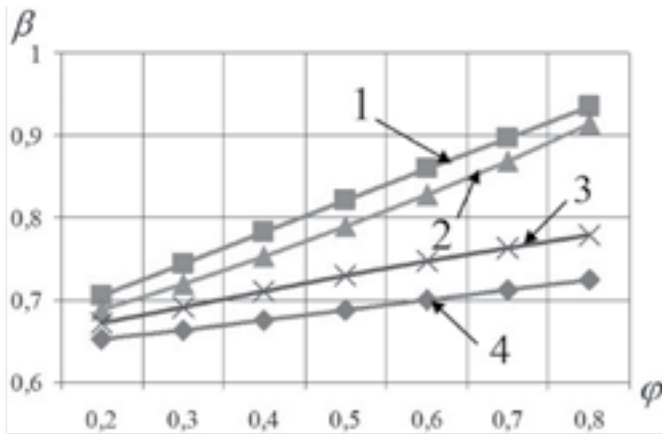


Рис. 2.8. Залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил трактора ХТЗ-18040 від коефіцієнта зчеплення φ :
1 – $\beta = \beta_{io}(\varphi)$; 2 – $\beta = \beta'_x(\varphi)$; 3 – $\beta = \beta''_x(\varphi)$; 4 – $\beta = \beta_{ox}(\varphi)$

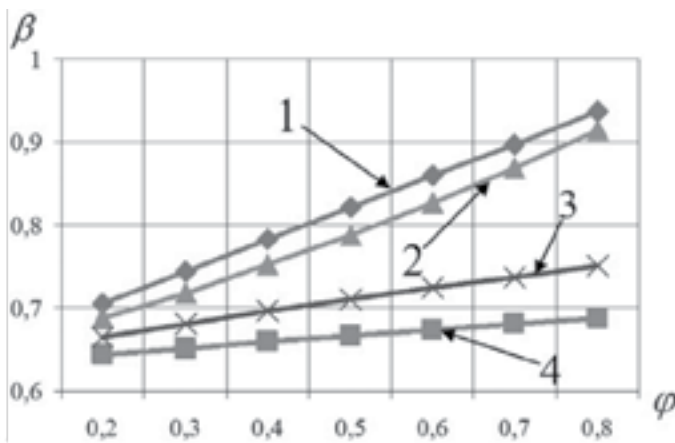


Рис. 2.9. Залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил трактора ХТЗ-17221 від коефіцієнта зчеплення φ :
1 – $\beta = \beta_{ox}(\varphi)$; 2 – $\beta = \beta'_x(\varphi)$; 3 – $\beta = \beta''_x(\varphi)$; 4 – $\beta = \beta_{io}(\varphi)$

2.4. Вплив розподілу гальмівних сил між осями на стійкість колісних тракторів при заносі

Застосування двомасової і трьохмасової динамічних моделей гальмування одиночного трактора вимагає уточнення сумарних нормальних реакцій, що діють на колеса передньої і задньої осей (рис. 2.10). Значення вказаних реакцій, а також розподіл загальної гальмівної сили між осями має суттєвий вплив на стійкість колісних тракторів при заносі.

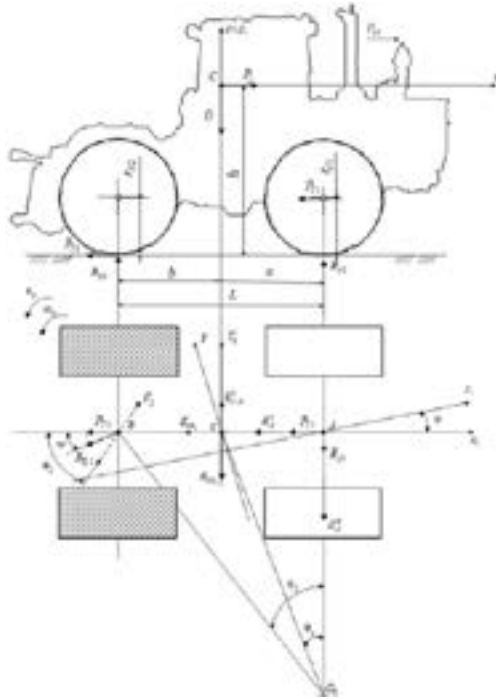


Рис. 2.10. Схема сил, що діють на трактор при заносі в процесі гальмування із заблокованими задніми і незаблокованими передніми колесами

2.4.1. Уточнення сумарних нормальних реакцій на передніх і задніх колесах

Для розрахункової схеми, представленій на рисунку 2.10, справедливі рівняння, з яких визначаються динамічні сумарні нормальні реакції на передній і задній осях трактора

$$R_{z1} = G \cdot \frac{b}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h}{L}; \quad (2.50)$$

$$R_{z2} = G \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h}{L}. \quad (2.51)$$

При заблокованих задніх колесах

$$P_{T2} = \varphi R_{z2} \cos \psi \approx \varphi R_{z2}; \quad (2.52)$$

$$P_{T1} = \frac{\beta_{\partial}}{1 - \beta_{\partial}} P_{T2} = \frac{\beta_{\partial}}{1 - \beta_{\partial}} \varphi R_{z2}. \quad (2.53)$$

Після підстановки співвідношень (2.52), (2.53) в рівняння (2.50) і (2.51) і, з огляду на, що $R_{z1} + R_{z2} = G_T$, отримаємо

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - \beta_{\partial} \cdot r_{\partial 1}}{L(1 - \beta_{\partial})}}{1 + \varphi \frac{h - \beta_{\partial} \cdot r_{\partial 1}}{L(1 - \beta_{\partial})}}; \quad (2.54)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - \beta_\delta \cdot r_{\delta 1}}{L(1 - \beta_\delta)}}. \quad (2.55)$$

Таким чином, визначені нормальні реакції на передніх і задніх колесах при заданому коефіцієнті розподілу гальмівної сили на передню вісь трактора.

2.4.2. Визначення раціонального розподілу гальмівних сил при малих відхиленнях курсового кута колісної машини

У цьому випадку рівняння обертального руху машини в площині дороги має вигляд

$$I_z \frac{d\omega_z}{dt} = a \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - P_{T1}^2} - P_{T2} b \psi, \quad (2.56)$$

де I_z – момент інерції колісної машини відносно центральної вертикальної осі,

$$I_z = \frac{G_T}{g} i_z^2. \quad (2.57)$$

Після підстановки виразів (2.52)–(2.55) в рівняння (2.56) і перетворень отримаємо

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{\frac{\varphi g a}{i_z^2}}{1 + \varphi \frac{h}{L} - \beta_\delta \left(1 + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L}\right)} \times \left\{ \sqrt{\left[\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} - \beta_\delta \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L} \right) \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \beta_\delta^2 - \frac{b}{L} (1 - \beta_\delta) \psi} \right\}. \quad (2.58)$$

При $r_{\delta 2} = 0$ рівняння (2.58) приводиться до (2.17) [8]. Очевидно, що в даному випадку початкове кутове прискорення

$$\varepsilon_{z0} = \frac{\frac{\varphi g a}{i_z^2}}{1 + \varphi \frac{h}{L} - \beta_\delta \left(1 + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L}\right)} \sqrt{\left[\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} - \beta_\delta \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L} \right) \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \beta_\delta^2} \quad (2.59)$$

буде менше, ніж визначається за формулою [8]. Занос розвиватися не буде, якщо $\varepsilon_{z0} = 0$. Це можливо в випадку, при якому підкореневий вираз в правій частині рівняння (2.58) дорівнюватиме нулю

$$\left[\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} - \beta_\delta \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L} \right) \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \beta_\delta^2 = 0. \quad (2.60)$$

Рішення рівняння (2.60) маємо у вигляді

$$\beta_\delta = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L}}. \quad (2.61)$$

Отриманий результат відповідає розподілу гальмівних сил між осями, при якому задні колеса заблоковані, а передні знаходяться на межі блокування. В цьому випадку можлива бічна сила, що виникає в контакті передніх коліс з дорогою і викликає занос, буде дорівнює нулю.

2.4.3. Визначення раціонального розподілу гальмівних сил при значних величинах початкової кутової швидкості

Рух трактора при заносі з заблокованими задніми і незаблокованими передніми колесами (рис. 2.5б) описується наступною системою рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot a_{cx1} = -P_{T1} - R_{\Sigma 2} \cos \theta_2 \approx -P_{T1} - R_{\Sigma 4}; \\ m \cdot a_{cy1} = -R_{y1} - R_{\Sigma 2} \sin \theta_2 \approx -R_{y1} - R_{\Sigma 2} \theta_2; \\ I_z \frac{d^2 \Psi}{dt^2} = R_{y1} a - R_{\Sigma 2} b \sin \theta_2 \approx R_{y1} a - R_{\Sigma 2} b \theta_2, \end{array} \right. \quad (2.62)$$

$$\left. \begin{array}{l} m \cdot a_{cx1} = -P_{T1} - R_{\Sigma 2} \cos \theta_2 \approx -P_{T1} - R_{\Sigma 4}; \\ m \cdot a_{cy1} = -R_{y1} - R_{\Sigma 2} \sin \theta_2 \approx -R_{y1} - R_{\Sigma 2} \theta_2; \end{array} \right\} \quad (2.63)$$

$$\left. \begin{array}{l} m \cdot a_{cx1} = -P_{T1} - R_{\Sigma 2} \cos \theta_2 \approx -P_{T1} - R_{\Sigma 4}; \\ m \cdot a_{cy1} = -R_{y1} - R_{\Sigma 2} \sin \theta_2 \approx -R_{y1} - R_{\Sigma 2} \theta_2; \\ I_z \frac{d^2 \Psi}{dt^2} = R_{y1} a - R_{\Sigma 2} b \sin \theta_2 \approx R_{y1} a - R_{\Sigma 2} b \theta_2, \end{array} \right\} \quad (2.64)$$

де m_T – загальна маса трактора, $m_T = G_T / g$.

Визначимо величину R_{y1} . При цьому необхідно враховувати наступні співвідношення

$$a_{cy1} = -a_A^n + \varepsilon_z \cdot a; \quad (2.65)$$

$$a_A^n = V_{x1} \cdot \omega_z, \quad (2.66)$$

де a_A^n – нормальне прискорення точки середини передньої осі машини при русі по кривій радіусом $r_A = AO_1$.

З рівнянь (2.63), (2.64) з урахуванням виразів (2.65), (2.66) отримаємо

$$R_{y1} = R_{\Sigma 2} \cdot \theta_2 \frac{ab - i_z^2}{a^2 + i_z^2} + m_T \frac{V_{x1} \cdot \omega}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}}. \quad (2.67)$$

При визначенні сумарних динамічних нормальних реакцій приймається припущення, аналогічне прийнятому в рівнянні (2.52), тобто

$$P_{T2} = \varphi R_{z2} \cdot \cos \theta_2 \approx \varphi R_{z2} = R_{\Sigma 2}. \quad (2.68)$$

Після підстановки виразу (2.55) в рівняння (2.67) з урахуванням співвідношення (див. рис. 2.8)

$$\theta_2 = \frac{L}{O_1 A} = \frac{L}{V_{x1}} \cdot \omega_z, \quad (2.69)$$

отримаємо

$$R_{y1} = \omega_z \frac{m_T}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}} \left[V_{x1} + \frac{\varphi g a}{1 + \varphi \frac{h - \beta_\delta \cdot r_{\delta 1}}{L(1 - \beta_\delta)}} \cdot \frac{\frac{ab}{i_z^2} - 1}{V_{x1}} \right]. \quad (2.70)$$

Після підстановки виразів для $R_{\Sigma z}$ і R_{y1} в рівняння (2.64) отримаємо

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \omega_z \frac{a}{a^2 + i_z^2} \left[V_{x1} - \frac{\varphi g L}{1 + \varphi \frac{h - \beta_\delta \cdot r_{\delta 1}}{L(1 - \beta_\delta)}} \cdot \frac{1}{V_{x1}} \right]. \quad (2.71)$$

У початковий момент часу $\omega_z = \omega_{z0}$ кутове прискорення $\varepsilon_z = d\omega_z/dt$ дорівнюватиме нулю при будь-якому ω_z випадку

$$V_{x1} - \frac{\varphi g L}{1 + \varphi \frac{h - \beta_\delta \cdot r_{\delta 1}}{L(1 - \beta_\delta)}} \cdot \frac{1}{V_{x1}} = 0. \quad (2.72)$$

З виразу (2.72) визначимо коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями, що забезпечує $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$

$$\beta_\delta = \frac{1 + \frac{h}{L} - \frac{\varphi g a}{V_{x1}^2}}{1 + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L} - \frac{\varphi g a}{V_{x1}^2}}. \quad (2.73)$$

Аналіз рівняння (2.73) показує, що виконання умови $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$ неможливо, оскільки отримати з рівняння (2.73) значення $\beta_\delta \leq 1$ можна лише при $h \leq r_{\delta 1}$.

З виразу (2.71) визначимо граничну лінійну швидкість машини, нижче якої $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$

$$V_{x1} \leq V_{np} = \sqrt{\frac{\varphi g L (1 - \beta_o)}{1 - \beta_o + \varphi \frac{h - \beta_o \cdot r_{o1}}{L}}} \quad (2.74)$$

У таблиці наведені значення граничної швидкості V_{x1} для трактора ХТЗ-6021 при $\varphi = 0,8$, розраховані для різних значень β_o .

Таблиця 2.5. Залежність граничної швидкості трактора від коефіцієнта розподілу гальмівних сил

| β_o | 0 | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,25 | 0,30 |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|
| $V_{x1}, \text{ м/с}$ | 3,60 | 3,58 | 3,57 | 3,56 | 3,55 | 3,53 |

Аналіз результатів розрахунку (табл. 2.5) показує, що коефіцієнт розподілу гальмівних сил практично не впливає на величину граничної лінійної швидкості трактора за умовою стійкості при заносі. Для умовного трактора ця швидкість V_{x1} становить $\approx 3,6$ м/с (13 км/год).

Таким чином, при значних початкових кутових швидкостях розподіл гальмівних сил між осями не впливає на стійкість тракторів проти заносу. У початковий момент часу, при $\theta_2 = 0$ діє початкове кутове прискорення (кутова швидкість ще не прийняла свого максимального значення)

$$\varepsilon_{z0} = R_{y1} \cdot a / I_z \quad (2.75)$$

Зазначене прискорення $\varepsilon_{z0} = 0$ при $R_{y1} = 0$.

Це можливо при

$$\sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - P_{T1}^2} = 0 \quad (2.76)$$

Підставляючи вираз (2.50), (2.53) в (2.76), з урахуванням (2.51) і (2.52), отримуємо

$$\sqrt{\left[\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} - \beta_{\delta} \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{r_{\delta 1}}{L} \right) \right]^2 - \frac{a^2}{L} \beta_{\delta}^2} = 0. \quad (2.77)$$

З рівняння (2.77) визначимо залежність (2.61) для β_{δ} . Таким чином, можна зробити висновок про те, що при розподілі гальмівних сил між осями, обраному відповідно до залежності (2.61), забезпечується близьке до нуля початкове кутове прискорення машини при виникненні умов для появи заносу (блокуванні задніх коліс). Вираз (2.61) необхідно враховувати при проектуванні гальмівного управління тракторів.

2.5. Потенційні зчіпні можливості при гальмуванні колісних тракторів з балансною підвіскою переднього моста

Максимальне використання зчіпної ваги можливо при ідеальному розподілі загальної гальмівної сили між осями, бортами і окремими колесами трактора. Особливістю колісних тракторів класичної компоновки є наявність різниці діаметрів передніх (напрямних) і задніх (ведучих) коліс, що впливає на динамічний перерозподіл нормальних реакцій і ідеальний розподіл гальмівних сил між осями. На розподіл нормальних реакцій і гальмівних сил між колесами передньої осі впливає балансна підвіска моста трактора. При наявності балансної підвіски переднього моста тракторів класичної компоновки і самохідних шасі нормальне навантаження між лівим і правим колесами в статичному стані розподіляються рівномірно. Розглянемо можливість реалізації потенційних зчіпних можливостей колісних тракторів з балансною підвіскою переднього моста при гальмуванні.

2.5.1. Розподіл нормальних реакцій між передніми колесами трактора при дії бічної сили

На рисунку 2.11 приведена схема навантаження переднього балансірного моста трактора при дії бічної сили.

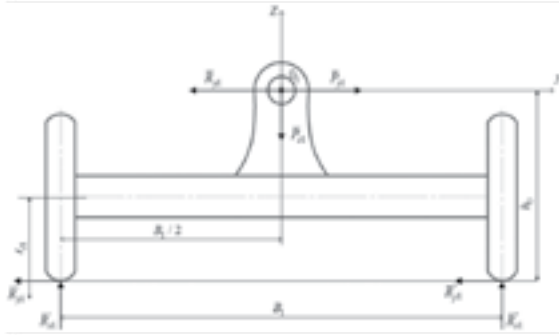


Рис. 2.11. Схема навантаження переднього балансірного моста трактора при дії бічної сили: \bar{P}_{z1} – вертикальне навантаження на передній міст; \bar{P}_{y1} – діюча на міст бічна сила; \bar{R}_{y1} – сумарна бічна реакція дороги на колесах моста; \bar{R}'_{z1} ; \bar{R}''_{z1} – нормальна реакція дороги на внутрішньому і зовнішньому колесах; \bar{R}'_{y1} ; \bar{R}''_{y1} – бічні реакції дороги на внутрішньому і зовнішньому колесах моста

Нормальні реакції на колесах

$$R'_{z1} = 0,5P_{z1} - P_{y1} \frac{h_0}{B_1} = 0,5R_{z1} - R_{y1} \frac{h_0}{B_1}; \quad (2.78)$$

$$R''_{z1} = 0,5P_{z2} + P_{y2} \frac{h_0}{B_1} = 0,5R_{z1} - R_{y1} \frac{h_0}{B_1}, \quad (2.79)$$

- де P_{z1} , R_{z1} – сумарне нормальне навантаження, і сумарна нормальна реакція на передніх колесах, $|P_{z1}| = R_{z1}$;
- P_{y1} , R_{y1} – бічна сила, що діє на передній міст трактора в шарнірі балансируної підвіски, і сумарна бічна реакція на передніх колесах $|R_{y1}| = P_{y1}$;
- B_1 – колія передніх коліс (у тракторів колія передніх коліс B_1 не дорівнює колії задніх B_2);
- h_0 – відстань від опорної поверхні до осі балансируного підвісу моста.

2.5.2. Визначення ідеального розподілу загальної гальмівної сили між осями, бортами і окремими колесами трактора

На рисунку 2.12 приведена схема сил, що діють на колісний трактор при гальмуванні і ідеальному регулюванні гальмівних сил між осями, бортами і окремими колесами.

Умовою отримання ідеального розподілу гальмівних сил між колесами є паралельність векторів сумарних реакцій в площині дороги на колесах між собою і вектору сумарною реакції дороги \bar{R} , тобто

$$\bar{R} \parallel \bar{R}_1 \parallel \bar{R}_1'' \parallel \bar{R}_2 \parallel \bar{R}_2'' \quad (2.80)$$

Ця умова і буде покладена в основу отримання шуканих рівнянь. Сумарні нормальні реакції на колесах передньої і задньої осей

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L}; \quad (2.81)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L}. \quad (2.82)$$

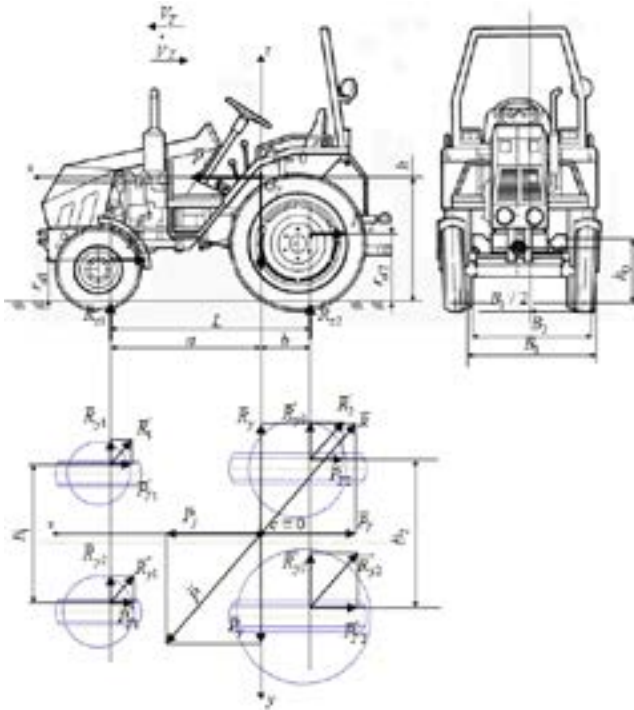


Рис. 2.12. Схема сил діючих на колісний трактор при гальмуванні і ідеальному регулюванні гальмівних сил між осями, бортами і окремими колесами

Сумарні гальмівні сили на осях при ідеальному розподілі загальної гальмівної сили між осями

$$P_{T1} = \beta_{id} \cdot P_T = \beta_{id} m_x \varphi G_T = \beta_{id} \varphi G_T \sqrt{1 - m_y^2}; \quad (2.83)$$

$$P_{T2} = (1 - \beta_{id}) \cdot P_T = (1 - \beta_{id}) m_x \varphi G_T = (1 - \beta_{id}) \varphi G_T \sqrt{1 - m_y^2}, \quad (2.84)$$

де m_x – тангенціальний коефіцієнт використання ваги трактора (за гальмівною силою); при ідеальному регулюванні розподілу загальної гальмівної сили [1]

$$m_x = \sqrt{1 - m_y^2}. \quad (2.84a)$$

Таким чином, підставляючи вирази (2.83), (2.84) і (2.84a) в (2.81) і (2.82), отримаємо

$$R_{z1} = G_T \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2} + \beta_{i\delta} \varphi \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2} \right); \quad (2.85)$$

$$R_{z2} = G_T \left(\frac{a}{L} - \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2} - \beta_{i\delta} \varphi \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2} \right). \quad (2.86)$$

З умови (2.81) випливає умова паралельності векторів

$$\bar{R}_{z1} = \bar{R}'_{z1} + \bar{R}''_{z2} \parallel \bar{R}; \quad (2.87)$$

та

$$\bar{R}_{z2} = \bar{R}'_{z2} + \bar{R}''_{z2} \parallel \bar{R}. \quad (2.88)$$

З умови паралельності векторів (2.87) випливає, що

$$\frac{P_{T1}}{R_1} = \frac{P_{T1}}{\varphi R_{z1}} = \frac{P}{R} = \frac{P_T}{\varphi G_T}. \quad (2.89)$$

Зі співвідношення (2.89) визначимо, що

$$\beta_{i0} = \frac{P_{T1}}{P_T} = \frac{R_{z1}}{G_T}. \quad (2.90)$$

Підставляючи вираз (2.86) в (2.90), отримаємо

$$\beta_{i0} = \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2} + \beta_{u0} \varphi \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2} \right). \quad (2.91)$$

Перетворивши (2.91), остаточно отримаємо

$$\beta_{i0} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}. \quad (2.92)$$

Ідеальний коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили на внутрішній борт трактора визначається з умов паралельності векторів (2.80), (2.87), (2.88)

$$K_{i0} = \frac{P'_{T1} + P'_{T2}}{P_T} = \frac{R'_{z1} + R'_{z2}}{G_T}. \quad (2.93)$$

Підставляючи вираз (2.92) в рівняння (2.85) і (2.86), отримаємо

$$R_{z1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}; \quad (2.94)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}. \quad (2.95)$$

Нормальну реакцію на передньому внутрішньому колесі знаходимо підстановкою (2.94) в (2.78)

$$R'_{z1} = G_T \left(0,5 \frac{\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}} - m_y \frac{h_0}{B_1} \cdot \frac{b}{L} \right). \quad (2.96)$$

При підстановці виразу (2.94) в рівнянні (2.78) приймалося з урахуванням (2.77) (вводячи в формулу G_T), що

$$R_{y1} = \frac{b}{L} P_y = \frac{b}{L} \varphi G_T m_y. \quad (2.97)$$

Нормальна реакція на задньому внутрішньому колесі трактора

$$R'_{z2} = 0,5 R_{z2} - R_{y2} \frac{h}{B_2}, \quad (2.98)$$

де R_{y2} – сумарна бічна реакція на колесах задньої осі трактора,

$$R_{y2} = \frac{a}{L} P_y = \frac{a}{L} \varphi G_T m_y. \quad (2.99)$$

Підставляючи співвідношення (2.95) і (2.99) в рівняння (2.98), отримаємо

$$R_{y_2} = \frac{a}{L} R'_{z_2} = G_T \left(0,5 \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}} - m_y \frac{h_0}{B_2} \cdot \frac{a}{L} \right). \quad (2.100)$$

Вираз (2.93) після підстановки в нього рівнянь (2.96) і (2.100) набуває вигляду

$$K_{i\delta} = 0,5 - m_y \varphi \left(\frac{b}{L} \frac{h_0}{B_1} + \frac{a}{L} \frac{h}{B_2} \right). \quad (2.101)$$

Коефіцієнт розподілу гальмівної сили на внутрішнє колесо передньої осі

$$K_{1i\delta} = \frac{P'_{T1}}{P_{T1}} = \frac{R'_{z1}}{R_{z1}}. \quad (2.102)$$

Після підстановки виразів (2.94) і (2.96) в рівняння (2.102) отримаємо

$$K_{1i\delta} = 0,5 - m_y \varphi \frac{h_0}{B_1} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}{\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}. \quad (2.103)$$

Коефіцієнт розподілу гальмівної сили на внутрішнє колесо задньої осі

$$K_{2i\partial} = \frac{P'_{T2}}{P_{T2}} = \frac{R'_{z2}}{R_{z2}}. \quad (2.104)$$

Вираз (2.104) з урахуванням (2.95) і (2.100) прийме наступний вигляд

$$K_{2i\partial} = 0,5 - m_y \varphi \frac{h}{B_1} \cdot \frac{a}{L} \cdot \frac{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}. \quad (2.105)$$

На рисунку 2.13 наведені графіки залежностей коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями, бортами і окремими колесами від коефіцієнта m_y , отримані для колісного трактора ХТЗ-25Ф з параметрами: $L = 1,620$ м; $B_1 = 1,300$ м; $B_2 = 1,500$ м; $h = 0,857$ м; $h_0 = 0,430$ м; $b = 0,570$ м; $r_{\partial 1} = 0,590$ м; $r_{\partial 2} = 0,355$ м.

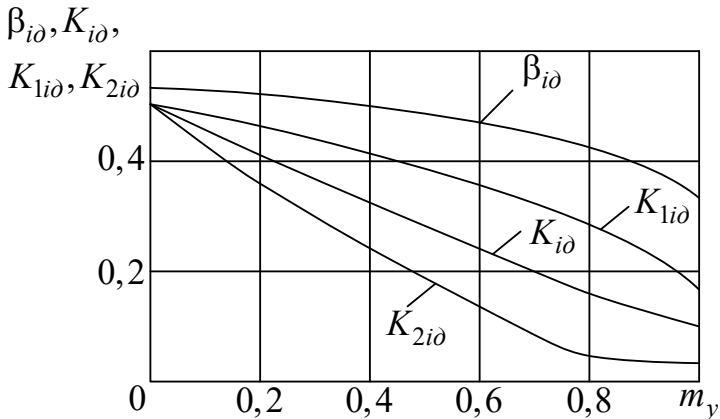


Рис. 2.13. Коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили трактора ХТЗ-25Ф при їх ідеальному регулюванні

Аналіз графіків, наведених на рисунку 2.13, показує, що зі збільшенням прикладеної до трактора бічної сили P_y , що характеризується бічним коефіцієнтом використання зчіпної ваги m_y , величини коефіцієнтів β_{io} , K_{io} , K_{1io} , K_{2io} зменшуються. При зменшенні від 0 до 1,0 відбувається зменшення – 60 %, – 60 %, – 30 %, – 60 %.

2.6. Визначення розподілу гальмівних сил між осями при блокованому приводі передніх та задніх коліс трактора

Розрахункова схема дії сил і моментів, що діють на повнопривідний трактор з блокованим приводом, наведена на рисунку 2.14. У зазначеній розрахунковій схемі враховані рекомендації роботи [10].

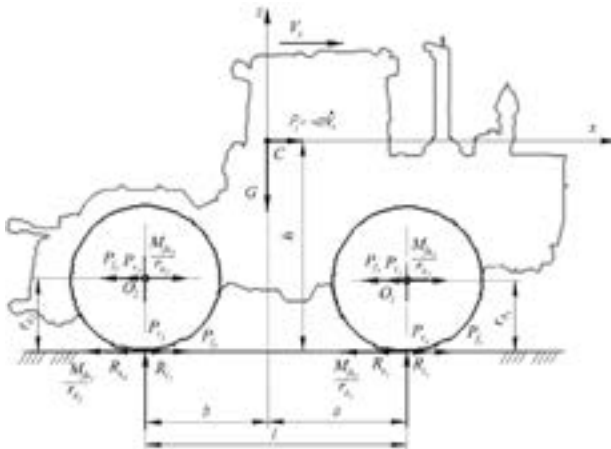


Рис. 2.14. Приведення моментів опору коченню, гальмівних і інерційних моментів до сил, прикладених на осях трактора

Розподіл гальмівних сил між осями визначається коефіцієнтом (частки) розподілу загальної гальмівної сили на передню вісь колісної (двовісної) машини

$$\beta_1 = \frac{P_{T_1}}{P_T} = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}}. \quad (2.106)$$

При підтриманні всіх коліс на межі блокування (що можливо при жорсткому з'єднанні передніх і задніх коліс) справедливі співвідношення

$$P_T = (\varphi_{x_{max}} - f) \cdot G; \quad (2.107)$$

$$P_{T_1} = (\varphi_{x_{max}} - f) \cdot R_{z_1}; \quad (2.108)$$

$$P_{T_2} = (\varphi_{x_{max}} - f) \cdot R_{z_2}. \quad (2.109)$$

Після підстановки (2.107) і (2.108) в (2.106) отримаємо

$$\beta_1 = \frac{R_{z_1}}{G}. \quad (2.110)$$

Визначимо сумарну нормальну реакцію на передніх колесах машини. Сума моментів всіх сил відносно центру мас C машини

$$R_{z_1} \cdot a - R_{z_2} \cdot b + \left(P_{T_2} + P_{f_2} - \frac{M_{jk_2}}{r_{\partial_2}} \right) \cdot (h - r_{\partial_2}) + \\ + \left(P_{T_1} + P_{f_1} - \frac{M_{jk_1}}{r_{\partial_1}} \right) \cdot (h - r_{\partial_1}) = 0, \quad (2.111)$$

де $-M_{jk1}, P_{jk2}$ крутні моменти, прикладені до коліс.

З огляду на такі співвідношення

$$R_{z_2} = G - R_{z_1}; \quad (2.112)$$

$$\frac{M_{jk1}}{r_{\partial_1}} = \frac{I_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}^2} \cdot j_x; \quad (2.113)$$

$$\frac{M_{jk2}}{r_{\partial_2}} = \frac{I_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} \cdot j_x; \quad (2.114)$$

$$P_{f_1} = R_{z_1} \cdot f; \quad (2.115)$$

$$P_{f_2} = R_{z_2} \cdot f. \quad (2.116)$$

Визначимо після перетворень

$$R_{z_1} = \frac{G \left(\frac{b}{L} + f \frac{h-r_{\partial_2}}{L} \right) + P_{\tau_1} \frac{h-r_{\partial_1}}{L} + P_{\tau_2} \frac{h-r_{\partial_2}}{L} -}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial_2} - r_{\partial_1}}{L}} - \frac{j_x \left(\frac{I_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}^2} \cdot \frac{h-r_{\partial_1}}{L} + \frac{I_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} \cdot \frac{h-r_{\partial_2}}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial_2} - r_{\partial_1}}{L}}, \quad (2.117)$$

де $I_{k_1}^{np}$, $I_{k_2}^{np}$ – приведені до передніх і задніх коліс моменти інерції трансмісії.

Уповільнення трактора може бути визначено як

$$j_x = \frac{G(\varphi_{x_{max}} + f)}{m} = g(\varphi_{x_{max}} + f), \quad (2.118)$$

де m – експлуатаційна маса трактора.

Рівняння (2.45) з урахуванням (2.34), (2.36), (2.37) та (2.46) набуде вигляду

$$R_{z_1} = G \frac{\frac{b}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L} - (\varphi_{x_{max}} + f) \cdot \left(\frac{I_{k_1}^{np}}{m \cdot r_{\delta_1}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + \frac{I_{k_2}^{np}}{m \cdot r_{\delta_2}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L} \right)}{1 - \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}. \quad (2.119)$$

Поділивши ліву і праву частину (2.119) на G (див. співвідношення (2.110)), отримаємо

$$\beta_1 = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L} - (\varphi_{x_{max}} + f) \cdot \left(\frac{I_{k_1}^{np}}{m \cdot r_{\delta_1}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + \frac{I_{k_2}^{np}}{m \cdot r_{\delta_2}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L} \right)}{1 - \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}. \quad (2.120)$$

Вираз (2.120) характеризує розподіл гальмівних сил між осями колісної машини при блокуванні приводу передніх і задніх коліс. Якщо прийняти $r_{\delta_1} = r_{\delta_2} = r_{\delta}$, то вираз (2.120) набуде вигляду

$$\beta_1 = \frac{b}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_\delta}{L} - (\varphi_{x_{max}} + f) \cdot \frac{h - r_\delta}{m \cdot r_\delta^2 \cdot L} (I_{\kappa_1}^{np} + I_{\kappa_2}^{np}). \quad (2.121)$$

Таким чином, встановлено, що при використанні двомасової динамічної моделі трактора класичної компоновки зі зміщенням до задньої осі центром мас і гальмами лише на задніх колесах, що знаходяться на межі блокування, максимальне прискорення вище на 39–49 % ніж при блокуванні задніх коліс. У разі рівного розподілу коефіцієнтів зчеплення з дорогою незаблокованих і заблокованих коліс вказане збільшення складе 16–20 % за рахунок збільшення нормального навантаження на задні (гальмівні) колеса. Резервом поліпшення показників гальмівної динаміки колісних тракторів є застосування дискових гальм без серводії, що забезпечують більш плавне, порівняно з іншими відомими типами гальм, підведення коліс до межі блокування.

Використання трьохмасової моделі гальмування одиночних колісних тракторів з усіма гальмівними колесами виявило, що раціональне розподілення гальмівних сил між осями, яке забезпечує випереджаюче блокування передніх коліс у всьому можливому діапазоні коефіцієнтів зчеплення становить, наприклад, для тракторів ХТЗ-6021 коефіцієнт β_δ постійного розподілу гальмівної сили на передню вісь має становити величину 0,653.

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНЕ РОЗПОДІЛЕННЯ НОРМАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ МІЖ ОСЯМИ І ПОКАЗНИКИ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

3.1. Гальмування трактора з двовісним причепом без блокування коліс

На рисунку 3.1 показана розрахункова схема сил, що діють на тракторний поїзд при гальмуванні з незаблокованими колесами. Для визначення зусилля в зчепленні ($P_{кр}$) необхідно розглянути кінетостатичну рівновагу трактора і причепа окремо (рис. 3.2).

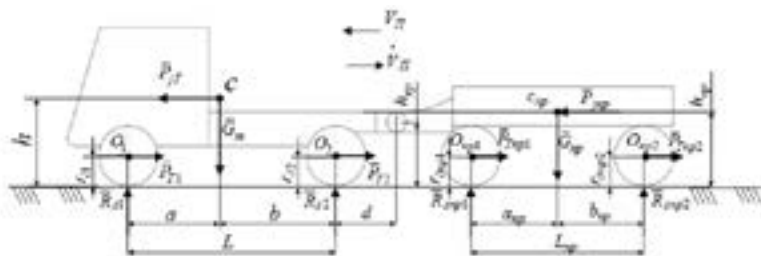


Рис. 3.1. Схема сил, що діють на тракторний поїзд при гальмуванні з незаблокованими колесами

Для визначення умови кінетостатичного рівноваги трактора в поздовжній площині складемо рівняння рівноваги моментів щодо точок O_1 і O_2

$$\sum M_{O_1} = P_{JT}(h - r_{o1}) - G_T \cdot a + R_{T2} \cdot L - P_{T2}(r_{o2} - r_{o1}) + P_{kp}(h_{kp} - r_{o1}) = 0; \quad (3.1)$$

$$\sum M_{O_2} = P_{JT}(h - r_{o2}) + G_T \cdot b - R_{T1} \cdot L + P_{T1}(r_{o2} - r_{o1}) + P_{kp}(h_{kp} - r_{o2}) = 0, \quad (3.2)$$

де a_{np} , b_{np} – відстань від передньої і задньої осей до проекції центра мас причепа;

d – горизонтальна координата положення з’єднувального шарніра ланок тракторного поїзда;

$h_{кр}$ – висота з’єднувального шарніра ланок тракторного поїзда;

L_{np} – поздовжня колісна база трактора і причепа відповідно;

R_{znp1}, R_{znp2} – сумарні нормальні реакції дороги на передній і задній осях причепа;

r_{dnp1}, r_{dnp2} – динамічні радіуси передніх і задніх коліс причепа;

P_{Tnp1}, P_{Tnp2} – гальмівні сили на передній, задній осях причепа;

P_{jT} – сила інерції трактора,

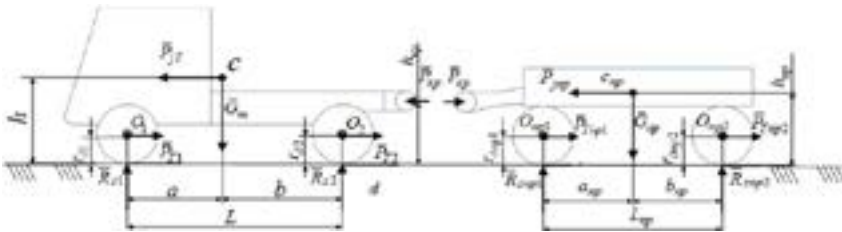


Рис. 3.2. Схема сил, що діють на ланки тракторного поїзда при гальмуванні без блокування коліс

$$P_{jT} = -\frac{G_T}{g} \dot{V}_{II} = -\frac{G_T}{G_T / G_{np}} P_{ТП} = -\frac{1}{1 + G_{np} / G_T} P_{ТП}, \quad (3.3)$$

G_{np} – вага причепа;

$P_{ТП}$ – загальна гальмівна сила тракторного поїзда,

$$P_{ТП} = P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}. \quad (3.4)$$

Умови кінестатичної рівноваги причепа в поздовжній площині відносно точок O_{np1} і O_{np2}

$$\sum M_{O_{np1}} = P_{jnp} (h_{np} - r_{\partial np1}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp2} L_{np} -$$

$$- P_{Tnp2} (r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp} (h_{kp} - r_{\partial np1}) = 0; \quad (3.5)$$

$$\sum M_{O_{np2}} = P_{jnp} (h_{np} - r_{\partial np2}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{znp1} L_{np} +$$

$$+ P_{Tnp1} (r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp} (h_{kp} - r_{\partial np2}) = 0, \quad (3.6)$$

де P_{jnp} – сила інерції причепа,

$$P_{jnp} = -\frac{G_{np}}{g} \dot{V}_{II} = -\frac{G_{np}}{G_T + G_{np}} P_{TII} = -\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} P_{TII}. \quad (3.7)$$

Вирази (3.1), (3.2), (3.5), (3.6) з урахуванням (3.3), (3.4) і (3.7) приймуть наступний вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_{np} / G_T} (h - r_{\partial 1}) - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - \\ - P_{T2} (r_{\partial 2} - r_{\partial 1}) + P_{kp} (h_{kp} - r_{\partial 1}) = 0; \end{array} \right. \quad (3.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_{np} / G_T} (h - r_{\partial 2}) + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L - \\ - P_{T1} (r_{\partial 2} - r_{\partial 1}) + P_{kp} (h_{kp} - r_{\partial 2}) = 0; \end{array} \right. \quad (3.9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_T / G_{np}} (h_{np} - r_{\partial np1}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp2} L_{np} - \\ - P_{Tnp2} (r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp} (h_{kp} - r_{\partial np1}) = 0; \end{array} \right. \quad (3.10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_T / G_{np}} (h_{np} - r_{\partial np2}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{znp1} L_{np} + \\ + P_{Tnp1} (r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp} (h_{kp} - r_{\partial np2}) = 0. \end{array} \right. \quad (3.11)$$

У рівняннях (3.8)–(3.11) введемо такі позначення:

– коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на передню вісь трактора

$$\beta_1 = \frac{P_{T1}}{P_{ТП}}, \quad (3.12)$$

– коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на задню вісь трактора

$$\beta_2 = \frac{P_{T2}}{P_{ТП}}, \quad (3.13)$$

– коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на передню вісь причепа

$$\beta_{np1} = \frac{P_{Tnp1}}{P_{ТП}}, \quad (3.14)$$

– коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на задню вісь причепа

$$\beta_{np2} = \frac{P_{Tnp2}}{P_{ТП}}. \quad (3.15)$$

Очевидно, що

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_{np1} + \beta_{np2} = 1, \quad (3.16)$$

а також

$$\beta_1 + \beta_2 = \beta_T; \quad (3.17)$$

$$\beta_{np1} + \beta_{np2} = \beta_{np}, \quad (3.18)$$

де β_{np} , β_T – коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на гальма трактора і причепа відповідно.

З рівнянь (3.8)–(3.11), з урахуванням співвідношень (3.16)–(3.18), визначимо

$$P_{kp} = P_{ТП} \cdot \left(\beta_T - \frac{1}{1 + G_{np} / G_T} \right). \quad (3.19)$$

Вертикальні реакції дороги на передній і задній осях трактора, передній і задній осей причепа (рис. 3.1)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right); \quad (3.20)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right); \quad (3.21)$$

$$R_{znp1} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{III} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} \right); \quad (3.22)$$

$$R_{znp2} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{III} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} \right). \quad (3.23)$$

Одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс трактора буде відбуватися при виконанні наступних умов

$$\begin{cases} P_{T1} = \beta_1 \cdot P_{III} = \varphi R_{z1}; & (3.24) \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_{T2} = \beta_2 \cdot P_{III} = \varphi R_{z2}. & (3.25) \end{cases}$$

Підставляючи рівняння (3.20) в (3.24), а рівняння (3.21) в (3.25), отримаємо після перетворень відповідно

$$P_{III} = \varphi G_T \frac{\frac{b}{L}}{\beta_1 \left(1 - \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} \right) - \varphi \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right)}; \quad (3.26)$$

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\frac{a}{L}}{\beta_2 \left(1 + \varphi \frac{h_{кр} - r_{\delta 2}}{L} \right) + \varphi \left(\frac{\frac{h - h_{кр}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L} \right)}. \quad (3.27)$$

Рівняння (3.26) виражає умову доведення до межі блокування передніх коліс, а рівняння (3.27) – умова блокування задніх коліс трактора. Прирівнюючи праві частини рівнянь (3.26) і (3.27) між собою, визначимо значення коефіцієнта зчеплення φ_0 коліс з дорогою, при якому відбувається одночасне доведення до межі блокування всіх коліс трактора.

В результаті отримаємо

$$\varphi_0 = \frac{\frac{a}{L} \beta_1 - \frac{b}{L} \beta_2}{\beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{кр} - r_{\delta 2}}{L} + \frac{h - h_{кр}}{L(1 + G_{np} / G_T)}}. \quad (3.28)$$

При $\varphi < \varphi_0$ першими будуть доведені до межі блокування передні колеса, а при $\varphi > \varphi_0$ – задні колеса трактора. Очевидно, що $\varphi_0 = 0$ при виконанні наступної умови

$$\frac{a}{L} \beta_1 = \frac{b}{L} \beta_2. \quad (3.29)$$

Враховуючи що

$$\frac{a}{L} = 1 - \frac{b}{L}, \quad (3.30)$$

та

$$\beta_2 = \beta_T - \beta_1, \quad (3.31)$$

остаточно отримаємо з рівності (3.29)

$$\frac{\beta_1}{\beta_T} = \frac{b}{L}. \quad (3.32)$$

Одночасне доведення до межі блокування всіх коліс причепа буде відбуватися в разі

$$\begin{cases} P_{Tnp1} = \beta_{np1} \cdot P_{TII} = \varphi R_{znp1}; & (3.33) \\ P_{Tnp2} = \beta_{np2} \cdot P_{TII} = \varphi R_{znp2}. & (3.34) \end{cases}$$

Підставляючи рівняння (3.22) в (3.33), а рівняння (3.23) в (3.34), отримаємо

$$P_T = \varphi G_{np} \frac{\frac{b_{np}}{L_{np}}}{\beta_{np1} \left(1 - \varphi \frac{h_{kp} - r_{dnp1}}{L_{np}} \right) - \beta_{np2} \varphi \frac{h_{kp} - r_{dnp2}}{L_{np}} - \varphi \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}; \quad (3.35)$$

$$P_T = \varphi G_{np} \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}}}{\beta_{np2} \left(1 + \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} \right) + \beta_{np1} \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \varphi \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}. \quad (3.36)$$

Рівняння (3.35) визначає умову доведення до межі блокування передніх коліс причепа, а рівняння (3.36) – задніх. Одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс причепа можливо при деякому коефіцієнті φ'_0 зчеплення коліс з дорогою. Визначити цей коефіцієнт можливо з умови рівності правих частин рівнянь (3.35) і (3.36)

$$\varphi'_0 = \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}} \beta_{np1} - \frac{b_{np}}{L_{np}} \beta_{np2}}{\beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}. \quad (3.37)$$

Очевидно, що $\varphi'_0 = 0$ при

$$\frac{a_{np}}{b_{np}} = \frac{\beta_{np2}}{\beta_{np1}}. \quad (3.38)$$

Одночасне доведення до межі блокування всіх коліс тракторного поїзда можливо при $\varphi_0 = \varphi'_0$. Отримаємо це рівняння, прирівнявши праві частини рівнянь (3.28) (3.37)

$$\begin{aligned}
 & \frac{\frac{a}{L}\beta_1 - \frac{b}{L}\beta_2}{\beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} + \frac{h - h_{kp}}{L(1 + G_T / G_{np})}} = \\
 & = \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}}\beta_{np1} - \frac{b_{np}}{L_{np}}\beta_{np2}}{\beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\delta np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\delta np2}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}(1 + G_T / G_{np})}}. \quad (3.39)
 \end{aligned}$$

Підбором параметрів $\beta_1, \beta_2, \beta_{np1}, \beta_{np2}$ можна забезпечити одночасне доведення до межі блокування всіх коліс тракторного поїзда при заданому коефіцієнті зчеплення коліс з дорогою $\varphi = \varphi_0 = \varphi'_0$.

3.2. Гальмування трактора з одновісним причепом без блокування коліс

На рисунку 3.3 показана розрахункова схема сил, що діють на тракторний поїзд при гальмуванні з незаблокованими колесами. Для визначення зусилля в зчепленні (P_{kp} і R_{zKp}) необхідно розглянути умови кінетостатичної рівноваги трактора і причепа окремо (рис. 3.4).

Умови кінетостатичної рівноваги моментів, діючих на трактор в поздовжній площині відносно точок O_1 і O_2 , відповідно

$$\begin{aligned}
 \sum M_{O_1} = P_{jT}(h - r_{\delta 1}) - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + \\
 + P_{kp}(h_{kp} - r_{\delta 1}) - R_{zKp}(L + d) = 0; \quad (3.40)
 \end{aligned}$$

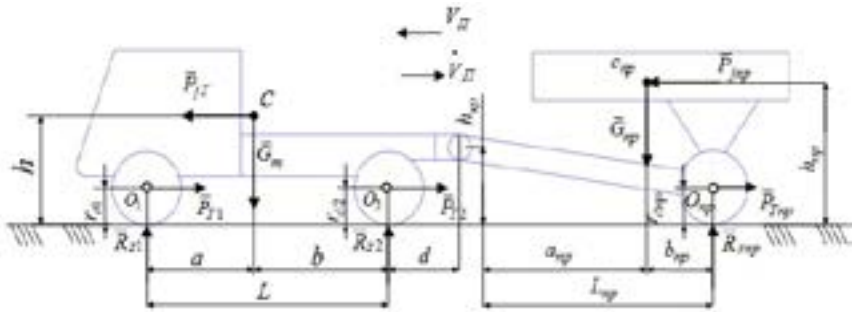


Рис. 3.3. Схема сил, що діють на тракторний поїзд при гальмуванні з незаблокованими колесами

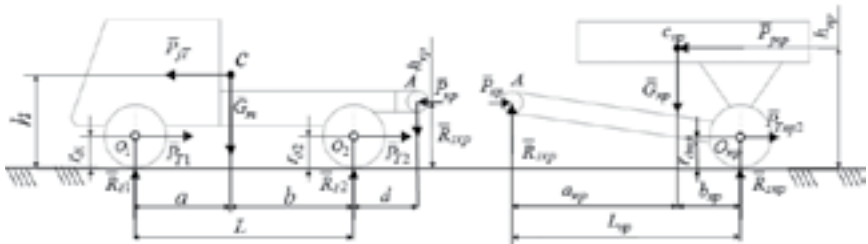


Рис. 3.4. Схема сил, що діють на ланки тракторного поїзда при гальмуванні без блокування коліс

$$\sum M_{O_2} = P_{jT}(h - r_{\delta 2}) + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + \\ + P_{T1}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{kp}(h_{kp} - r_{\delta 2}) - R_{zKp} \cdot d = 0, \quad (3.41)$$

де R_{zKp} – вертикальна реакція в шарнірі А.

Сила інерції трактора в цьому випадку

$$P_{jT} = -\frac{G_T}{g} \dot{V}_{II} = -\frac{G_T}{G_T + G_{np}} P_{TII} = -\frac{1}{1 + G_{np} / G_T} P_{TII}. \quad (3.42)$$

Загальна гальмівна сила тракторного поїзда

$$P_{TII} = P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp}. \quad (3.43)$$

Умови кінетостатичної рівноваги моментів, діючих на причіп в поздовжній площині,

$$\sum M_A = P_{jnp} (h_{np} - h_{kp}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp} L_{np} + P_{Tnp} (h_{kp} - r_{\delta np}) = 0; \quad (3.44)$$

$$\sum M_{O_{np}} = P_{jnp} (h_{np} - r_{\delta np}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{z_{kp}} L_{np} - P_{kp} (h_{kp} - r_{\delta np}) = 0. \quad (3.45)$$

Сила інерції причепа

$$P_{jnp} = -\frac{G_{np}}{g} \dot{V}_{II} = -\frac{G_{np}}{G_T + G_{np}} P_{TII} = -\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} P_{TII}. \quad (3.46)$$

Вирази (3.40), (3.41), (3.44), (3.45) з урахуванням (3.42), (3.43) і (3.46) приймуть наступний вигляд

$$\left\{ \begin{aligned} P_{TII} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{1 + G_{np} / G_T} - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2} (r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + \\ + P_{kp} (h_{kp} - r_{\delta 1}) - R_{zKp} (L + d) = 0; \end{aligned} \right. \quad (3.47)$$

$$\left\{ \begin{aligned} P_{TII} \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{1 + G_{np} / G_T} + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + P_{T1} (r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + \\ + P_{kp} (h_{kp} - r_{\delta 2}) - R_{zKp} \cdot d = 0; \end{aligned} \right. \quad (3.48)$$

$$P_{TII} \cdot \frac{h_{np} - h_{kp}}{1 + G_T / G_{np}} - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp} L_{np} + P_{Tnp} (h_{kp} - r_{\delta np}) = 0; \quad (3.49)$$

$$P_{TII} \cdot \frac{h_{np} - r_{\delta np}}{1 + G_T / G_{np}} + G_{np} \cdot b_{np} - R_{zKp} L_{np} - P_{kp} (h_{kp} - r_{\delta np}) = 0. \quad (3.50)$$

У рівняннях (3.47)–(3.50) з урахуванням (3.43) введемо позначення:

– коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на передню вісь трактора

$$\beta_1 = \frac{P_{T1}}{P_{TII}}, \quad (3.51)$$

– коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на задню вісь трактора

$$\beta_2 = \frac{P_{T2}}{P_{TII}}, \quad (3.52)$$

– коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на вісь причепа

$$\beta_{np} = \frac{P_{Tnp}}{P_{ТП}}. \quad (3.53)$$

З урахуванням співвідношення (3.43) і (3.51)–(3.53) справедлива залежність

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_{np} = 1, \quad (3.54)$$

а також

$$\beta_1 + \beta_2 = \beta_T. \quad (3.55)$$

З рівнянь (3.47) і (3.50) визначимо сумарні динамічні нормальні реакції дороги на осях тракторного поїзда, а також вертикальну реакцію у шарнірі A (рис. 2.4)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h-r_{\delta 2}}{L}}{1+G_{np}/G_T} + \beta_1 \frac{r_{\delta 2}-r_{\delta 1}}{L} \right) - R_{zkp} \frac{d}{L} + P_{kp} \frac{h-r_{\delta 2}}{L}; \quad (3.56)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h-r_{\delta 1}}{L}}{1+G_{np}/G_T} - \beta_2 \frac{r_{\delta 2}-r_{\delta 1}}{L} \right) + R_{zkp} \left(1 + \frac{d}{L} \right) - P_{kp} \frac{h_{kp}-r_{\delta 1}}{L}; \quad (3.57)$$

$$R_{znp} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{III} \left(\frac{h_{np} - h_{кр}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{дnp}}{L_{np}} \right); \quad (3.58)$$

$$R_{zкр} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{III} \frac{h_{np} - r_{дnp}}{1 + G_T / G_{np}} - P_{кр} \frac{h_{кр} - r_{дnp}}{L_{np}}. \quad (3.59)$$

Розглядаючи кінетостатичну рівновагу сил, що діють на причіп уздовж горизонтальної осі, визначимо $P_{кр}$ (з урахуванням співвідношень (3.46), (3.53), (3.54), (3.55))

$$P_{кр} = P_{jnp} - P_{III} = \left(\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} - \beta_{np} \right) \cdot P_{III} = \left(\beta_T - \frac{1}{1 + G_{np} / G_T} \right) \cdot P_{III}. \quad (3.60)$$

З умови рівноваги сил, що діють на причіп в вертикальній площині, визначимо

$$R_{zкр} = G_{np} - R_{znp}. \quad (3.61)$$

Підставляючи (3.60) і (3.61) в (3.56) і (3.57), отримаємо з урахуванням (3.58)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} - G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} + P_{III} \left(\frac{\frac{h-r_{\delta 2}}{L}}{1 + \frac{G_{np}}{G_T}} + \beta_1 \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} - \left(\frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} + \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right) \cdot \left(\beta_{np} + \frac{1}{1 + \frac{G_{np}}{G_T}} - 1 \right) - \frac{\frac{h_{np} - r_{\delta np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L}}{1 + \frac{G_T}{G_{np}}} \right); \quad (3.62)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{b}{L} - G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right) - P_{III} \left(\frac{\frac{h-r_{\delta 1}}{L}}{1 + \frac{G_{np}}{G_T}} + \beta_2 \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} - \left(\frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(1 + \frac{d}{L} \right) + \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} \right) \cdot \left(\beta_{np} + \frac{1}{1 + \frac{G_{np}}{G_T}} - 1 \right) - \frac{\frac{h_{np} - r_{\delta np}}{L_{np}}}{1 + \frac{G_T}{G_{np}}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right) \right). \quad (3.63)$$

Після підстановки (3.60) в (3.59) отримаємо

$$R_{zкр} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{III} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{\frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}}}{L_{np}} \right). \quad (3.64)$$

Одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс трактора буде відбуватися при виконанні наступних умов

$$\begin{cases} P_{T1} = \beta_1 \cdot P_{TII} = \varphi R_{z1}; \\ P_{T2} = \beta_2 \cdot P_{TII} = \varphi R_{z2}. \end{cases} \quad (3.65)$$

$$(3.66)$$

Підставляючи рівняння (3.62) в (3.65), а рівняння (3.63) – в (3.66), отримаємо після перетворень відповідно

$$P_{TII} = \varphi G_T \frac{\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L}}{\beta_1 \left(1 - \varphi \frac{h_{sp} - r_{o1}}{L} \right) - \varphi \left[\frac{h - h_{sp}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_2 \frac{h_{sp} - r_{o2}}{L} - \frac{d}{L} \left(\frac{h_{np} - h_{sp}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{sp} - r_{onp}}{L_{np}} \right) \right]}; \quad (3.67)$$

$$P_{TII} = \varphi G_T \frac{\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{\beta_2 \left(1 + \varphi \frac{h_{sp} - r_{o2}}{L} \right) + \varphi \left[\frac{h - h_{sp}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{sp} - r_{o1}}{L} - \left(1 + \frac{d}{L} \right) \left(\frac{h_{np} - h_{sp}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{sp} - r_{onp}}{L_{np}} \right) \right]}. \quad (3.68)$$

Рівняння (3.67) виражає умову доведення до межі блокування передніх коліс, а рівняння (3.68) – доведення до межі блокування задніх коліс трактора. Прирівнюючи праві частини рівнянь (3.67) і (3.68) між собою, визначимо значення коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, при якому відбувається одночасне доведення до межі блокування всіх коліс трактора.

В результаті отримаємо

$$\varphi_0 = \frac{\beta_1 \left[\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) \right] - \beta_2 \left(\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} \right)}{\left(1 + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \right) \left(\frac{h - h_{kp}}{L} + \beta_1 \frac{h_{сп} - r_{o1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{сп} - r_{o2}}{L} \right) - \frac{d + b}{L} \left(\frac{h_{np} - h_{сп}}{L_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{сп} - r_{o1}}{L_{np}} \right)}. \quad (3.69)$$

При $\varphi < \varphi_0$ першими будуть доведені до межі блокування передні колеса, а при $\varphi > \varphi_0$ – задні колеса трактора. Очевидно, що $\varphi = 0$ при виконанні наступної умови

$$\beta_1 \left[\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) \right] = \beta_2 \left(\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} \right). \quad (3.70)$$

Загальна гальмівна сила тракторного поїзда, при досягненні якої блокуються колеса причепа, може бути знайдена з умови

$$P_{III} = \frac{\varphi R_{znp}}{\beta_{np}}. \quad (3.71)$$

Підставляючи (2.58) в (2.71), отримаємо після перетворень

$$P_{III} = \varphi G_{np} \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}}}{\beta_{np} \left(1 - \varphi \frac{h_{сп} - r_{o1}}{L_{np}} \right) - \varphi \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np} \left(1 + G_T / G_{np} \right)}}. \quad (3.72)$$

При загальній гальмівній силі тракторного поїзда, що відповідає залежностям (3.67) або (3.68) при $\varphi = \varphi_0$ (залежність (3.69)), коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили на колеса причепа, що забезпечує одночасне блокування всіх коліс тракторного поїзда, може бути визначений з (3.72)

$$\beta_{np} = \varphi_0 \frac{\frac{G_{np}}{P_{ТП}} \cdot \frac{a_{np}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}(1 + G_T / G_{np})}}{1 - \varphi_0 \frac{h_{кр} - r_{дnp}}{L_{np}}}. \quad (3.73)$$

3.3. Визначення умов гальмування тракторного поїзда без блокування коліс і небезпеки появи складання

3.3.1. Тракторний поїзд у складі колісного трактора і двовісного причепа

Для тракторного поїзда з двовісним причепом коефіцієнт стійкості при гальмуванні буде дорівнювати

$$K_{уст} = \frac{M_{стб}^{\Pi}}{M_{возм}^{\Pi}} = \frac{R_{\sigma_2} b + R_{\sigma_{np2}} a_{np}}{R_{\sigma_1} a + R_{\sigma_{np2}} b_{np}}. \quad (3.74)$$

Бічні реакції дороги на колесах передньої і задньої вісі трактора, передній і задній вісі причепа

$$R_{\sigma_1} = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_1^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2}} \cdot j_{\Pi}^2; \quad (3.75)$$

$$R_{\sigma_2} = \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - \beta_2^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2}} \cdot j_{II}^2 ; \quad (3.76)$$

$$R_{\sigma_{np1}} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp1}^2 - \beta_{np1}^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2}} \cdot j_{II}^2 ; \quad (3.77)$$

$$R_{\sigma_{np2}} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp2}^2 - \beta_{np2}^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2}} \cdot j_{II}^2 . \quad (3.78)$$

Уповільнення тракторного поїзда на межі блокування передніх коліс трактора

$$j_{II} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} \cdot \frac{\frac{b}{L}}{\beta_1 \left(1 - \varphi \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} \right) - \varphi \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right)} . \quad (3.79)$$

Уповільнення тракторного поїзда на межі блокування задніх коліс трактора

$$j_{II} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} \cdot \frac{\frac{a}{L}}{\beta_2 \left(1 + \varphi \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right) + \varphi \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} \right)} . \quad (3.80)$$

Уповільнення тракторного поїзда на межі блокування передніх коліс причепа

$$j_{\text{Ппр1}} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_T}{G_{\text{ПР}}}} \cdot \frac{\frac{b_{\text{np}}}{L_{\text{np}}}}{\beta_{\text{np1}} \left(1 - \varphi \frac{h_{\text{кр}} - r_{\text{дnp1}}}{L_{\text{np}}} \right) - \varphi \left(\beta_{\text{np2}} \frac{h_{\text{кр}} - r_{\text{дnp2}}}{L_{\text{np}}} + \frac{h_{\text{np}} - h_{\text{кр}}}{L_{\text{np}} \left(1 + \frac{G_T}{G_{\text{ПР}}} \right)} \right)}. \quad (3.81)$$

Уповільнення тракторного поїзда на межі блокування задніх коліс причепа

$$j_{\text{Ппр2}} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_T}{G_{\text{ПР}}}} \cdot \frac{\frac{a_{\text{np}}}{L_{\text{np}}}}{\beta_{\text{np2}} \left(1 + \varphi \frac{h_{\text{кр}} - r_{\text{дnp2}}}{L_{\text{np}}} \right) + \varphi \left(\beta_{\text{np1}} \frac{h_{\text{кр}} - r_{\text{дnp1}}}{L_{\text{np}}} + \frac{h_{\text{np}} - h_{\text{кр}}}{L_{\text{np}} \left(1 + \frac{G_T}{G_{\text{ПР}}} \right)} \right)}. \quad (3.82)$$

Загальна гальмівна сила тракторного поїзда

$$P_{\text{ТП}} = \frac{G_T + G_{\text{ПР}}}{g} \cdot j_{\text{П}}. \quad (3.83)$$

3.3.2. Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями на прикладі колісного трактора з двовісним причепом

На рисунку 3.5 наведені фотографії колісного трактора ХТЗ-1722 і одновісного причепа 2-ПТС12, для яких у таблиці 3.1 наведено вихідні параметри для розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями. У таблиці 3.2 наведені результати розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями.



а

б

Рис. 3.5. Загальний вид трактора ХТЗ-17221 і причепа 2-ПТС12: а – трактор ХТЗ-17221; б – причеп 2-ПТС12

Таблиця 3.1. Технічні характеристики трактора ХТЗ-17221 і причепа 2-ПТС12

| Модель трактора | Шини | | $r_{\partial 1} = r_{cm1}, \text{М}$ $r_{\partial 2} = r_{cm2}, \text{М}$ | $G_T, \text{кг}$ | $h, \text{м}$ | $b, \text{м}$ | $L, \text{м}$ |
|-----------------|-----------------|-----------------|--|---------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| | задні | передні | | | | | |
| ХТЗ-17221 | 23,1R26 | 23,1R26 | 0,886 | 8900 | 1,095 | 1,800 | 2,86 |
| Модель причепа | задні | передні | $r_{\partial np1} = r_{cm np1}, \text{М}$ $r_{\partial np2} = r_{cm np2}, \text{М}$ | $G_{np}, \text{кг}$ | $h_{kp}, \text{м}$ | $b_{np}, \text{м}$ | $L_{np}, \text{м}$ |
| 2-ПТС12 | 445/ 65R22.5 | 445/ 65R22.5 | | | | | |

По запропонованій вище методиці визначення умов гальмування тракторного поїзда без блокування коліс і небезпеки появи складання складена блок схема рисунку 3.6 і зроблено розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями трактора ХТЗ-17221 з двовісним причепом 2-ПТС12 (табл. 3.2).

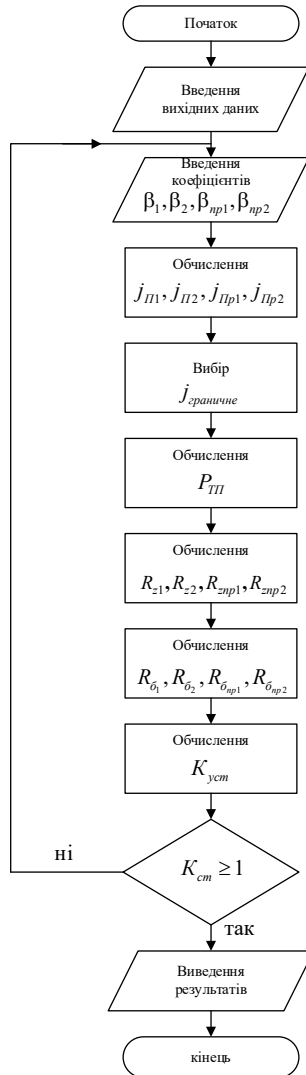


Рис. 3.6. Блок-схема програми вибору на ЕОМ розподілу гальмівних сил між осями тракторного поїзда з двовісним причепом

Таблиця 3.2. Розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями трактора ХТЗ-17221 з двовісним причепом 2-ПТС12

| Модель трактора | β | φ | | | | | | | |
|---|---|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
| ХТЗ-17221 (з двохвісним причепом без вантажу) | $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ | 0,636 | 0,643 | 0,651 | 0,659 | 0,666 | 0,673 | 0,679 | 0,688 |
| | $\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$ | 0,350 | 0,367 | 0,384 | 0,402 | 0,419 | 0,438 | 0,454 | 0,471 |
| | β_1 | 0,368 | 0,372 | 0,377 | 0,381 | 0,385 | 0,389 | 0,393 | 0,398 |
| | β_2 | 0,21 | 0,206 | 0,202 | 0,197 | 0,193 | 0,189 | 0,185 | 0,18 |
| | β_{np1} | 0,148 | 0,155 | 0,162 | 0,17 | 0,177 | 0,185 | 0,192 | 0,199 |
| | β_{np2} | 0,274 | 0,267 | 0,259 | 0,252 | 0,245 | 0,237 | 0,23 | 0,223 |
| ХТЗ-17221 (з двохвісним причепом повністю гружений) | $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ | 0,637 | 0,644 | 0,652 | 0,659 | 0,666 | 0,675 | 0,682 | 0,689 |
| | $\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$ | 0,349 | 0,366 | 0,385 | 0,402 | 0,419 | 0,438 | 0,455 | 0,473 |
| | β_1 | 0,271 | 0,274 | 0,278 | 0,281 | 0,284 | 0,287 | 0,29 | 0,293 |
| | β_2 | 0,154 | 0,151 | 0,148 | 0,145 | 0,142 | 0,138 | 0,135 | 0,132 |
| | β_{np1} | 0,201 | 0,211 | 0,221 | 0,231 | 0,241 | 0,252 | 0,262 | 0,272 |
| | β_{np2} | 0,374 | 0,364 | 0,353 | 0,343 | 0,333 | 0,323 | 0,313 | 0,303 |

На рисунках 3.7 та 3.8 наведено залежність коефіцієнтів $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ та $\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$ розподілу гальмівної сили на передню вісь тракторного поїзда та причепа, відповідно, в складі трактора ХТЗ-17221 і двовісного причепа 2-ПТС12 від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, а на рисунках 3.9 та 3.10 наведені графіки залежностей коефіцієнтів розподілу гальмівних сил від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, побудовані для трактора ХТЗ-17221 з двовісним причепом 2-ПТС12, без вантажу та повністю завантаженим.

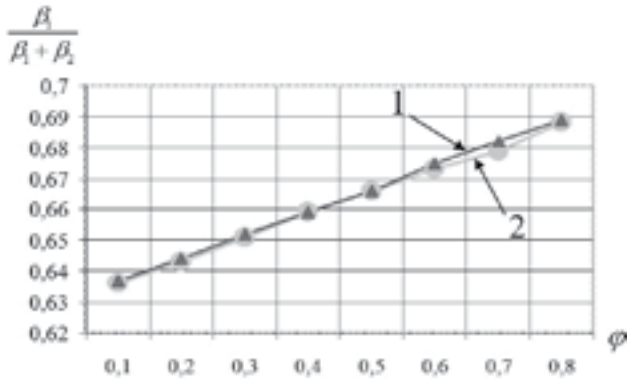


Рис. 3.7. Залежність коефіцієнта $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ розподілу гальмівної сили на передню вісь тракторного поїзда в складі трактора ХТЗ-17221 і двовісного причепа 2-ПТС12 від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою: 1 – повністю завантажений; 2 – без вантажу

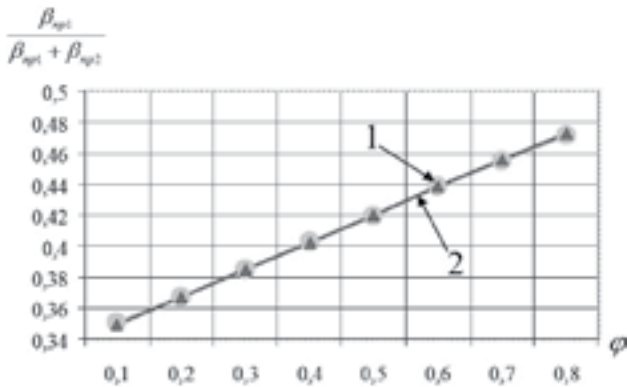


Рис. 3.8. Залежність коефіцієнта $\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$ розподілу гальмівної сили на передню вісь причепа тракторного поїзда в складі трактора ХТЗ-17221 і двовісного причепа 2-ПТС12 від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою: 1 – повністю завантажений; 2 – без вантажу

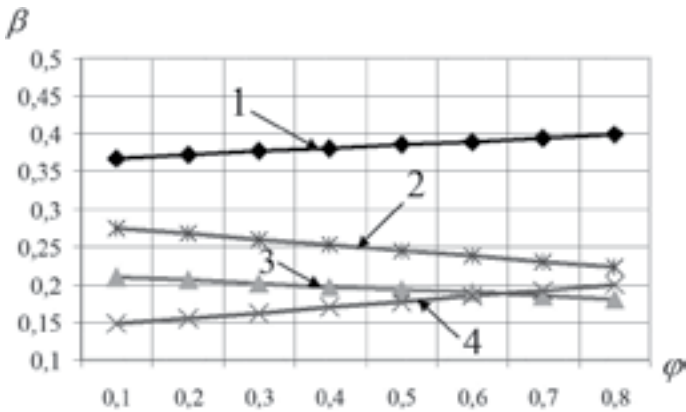


Рис. 3.9. Залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою трактора з двовісним причепом ХТЗ-17221 без вантажу: 1 – β_1 ; 2 – β_{np2} ; 3 – β_2 ; 4 – β_{np1}

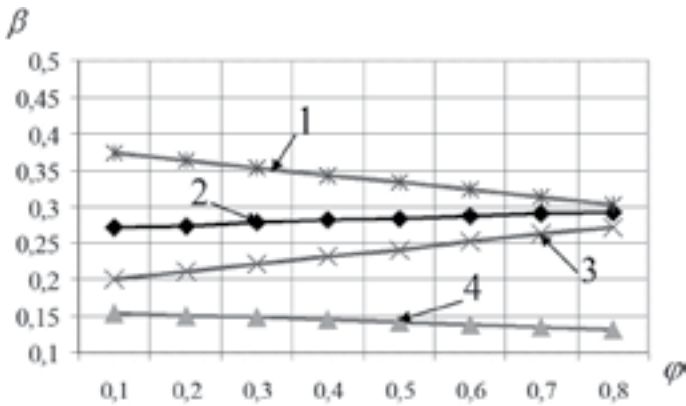


Рис. 3.10. Залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою трактора ХТЗ-17221 з двовісним причепом 2-ПТС12 повністю завантаженим: 1 – β_{np2} ; 2 – β_1 ; 3 – β_{np1} ; 4 – β_2

Отримані результати, наведені в таблиці 3.2 і графіках на рисунках 3.7–3.10, дозволяють забезпечити найбільш ефективний розподіл гальмівних сил для тракторного поїзда ХТЗ-17221 з двовісним причепом 2-ПТС12. Як для спорядженого так без вантажу з точки зору збереження стійкості і ефективності гальмування в усьому діапазоні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою.

3.3.3. Тракторний поїзд в складі трактора і одновісного причепа

Для тракторного поїзда з одноосьовим причепом коефіцієнт стійкості при гальмуванні буде дорівнювати

$$K_{уст} = \frac{M_{стб}^{II}}{M_{возм}^{II}} = \frac{R_{\sigma_2} b}{R_{\sigma_1} a}. \quad (3.84)$$

Бокові реакції дороги на колесах передньої і задньої осей трактора і осі причепа

$$R_{\sigma_1} = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_1^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2}} \cdot j_{II}^2; \quad (3.85)$$

$$R_{\sigma_2} = \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - \beta_2^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2}} \cdot j_{II}^2; \quad (3.86)$$

$$R_{\sigma_{np}} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp}^2 - \beta_{np}^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2}} \cdot j_{II}^2. \quad (3.87)$$

Уповільнення тракторного поїзда на межі блокування передніх коліс трактора

$$j_{II1} = \frac{g}{G_{III} + G_T} \cdot \frac{G_T \cdot \frac{b}{L} - G_{III} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L}}{\beta_1 - \left(\frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} + \frac{h_{кр} - r_{\partial 2}}{L} \right)} \times$$

$$\frac{G_T \cdot \frac{b}{L} - G_{III} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L}}{\beta_{np} + \frac{1}{1 + \frac{G_{III}}{G_T}} - 1 + \frac{\frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L}}{1 + \frac{G_T}{G_{III}}} - \left(\frac{\frac{h - r_{\partial 2}}{L}}{1 + \frac{G_{III}}{G_T}} + \beta_1 \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \right)}. \quad (3.88)$$

Уповільнення тракторного поїзда на межі блокування задніх коліс трактора

$$j_{II2} = \frac{g}{G_{III} + G_T} \cdot \frac{G_T \cdot \frac{a}{L} + G_{III} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{\beta_2 + \left(\frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right) + \frac{h_{кр} - r_{\partial 1}}{L} \right)} \times$$

$$\frac{G_T \cdot \frac{a}{L} + G_{III} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{\left(\beta_{np} + \frac{1}{1 + \frac{G_{III}}{G_T}} - 1 \right) - \frac{\frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{1 + \frac{G_T}{G_{III}}} + \left(\frac{\frac{h - r_{\partial 1}}{L}}{1 + \frac{G_{III}}{G_T}} - \beta_2 \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \right)}. \quad (3.89)$$

Уповільнення тракторного поїзда на межі блокування коліс причепа

$$j_{\text{Ппр}} = \frac{g}{G_{\text{Ппр}} + G_T} \cdot \frac{G_{\text{Ппр}} \cdot a_{\text{пр}}}{\frac{\beta_{\text{пр}1}}{\varphi} + \left(\beta_{\text{пр}} \frac{h_{\text{кр}} - r_{\text{дпр}}}{L_{\text{пр}}} + \frac{h_{\text{пр}} - h_{\text{кр}}}{L_{\text{пр}} \left(1 + \frac{G_T}{G_{\text{Ппр}}} \right)} \right)}. \quad (3.90)$$

3.3.4. Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями на прикладі колісного трактора з однією причепою

На рисунку 3.11 представлений загальний вид колісного трактора ХТЗ-17221 і однієї причепа 1-ПТС9, для яких у таблиці 3.3 наведено вихідні параметри для розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями. У таблиці 3.4 наведені результати розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями.

Таблиця 3.3. Технічні характеристики трактора ХТЗ-17221 і причепа 1-ПТС9

| Модель трактора | Шини | | $r_{\text{д}2} = r_{\text{см}2} = r_{\text{д}1} = r_{\text{см}1}, \text{ м}$ | $G_T, \text{ кг}$ | $h, \text{ м}$ | $b, \text{ м}$ | $L, \text{ м}$ |
|-----------------|-------------|---------|--|-----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| | задні | передні | | | | | |
| ХТЗ-17221 | 23,1R26 | 23,1R26 | 0,886 | 8900 | 1,095 | 1,800 | 2,86 |
| Модель причепа | 445/65R22.5 | | $r_{\text{дпр}} = r_{\text{см}'} \text{, м}$ | $G_{\text{пр}}, \text{ кг}$ | $h_{\text{пр}}, \text{ м}$ | $b_{\text{пр}}, \text{ м}$ | $L_{\text{пр}}, \text{ м}$ |
| 1-ПТС9 | | | | | | | |



Рис. 3.11. Загальний вид трактора ХТЗ-17221 і причепа 1-ПТС9:
а – трактор ХТЗ-17221; б – причеп 1-ПТС9

Таблиця 3.4. Розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями трактора ХТЗ-17221 з одновісним причепом 1-ПТС9

| Модель трактора | β | φ | | | | | | | |
|--|-------------------------------------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
| ХТЗ-17221 (з одновісним причепом без вантажу) | $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ | 0,588 | 0,587 | 0,585 | 0,584 | 0,584 | 0,581 | 0,579 | 0,576 |
| | β_1 | 0,4 | 0,403 | 0,406 | 0,408 | 0,413 | 0,413 | 0,414 | 0,415 |
| | β_2 | 0,28 | 0,283 | 0,287 | 0,29 | 0,293 | 0,294 | 0,301 | 0,305 |
| | β_{np} | 0,32 | 0,314 | 0,307 | 0,302 | 0,297 | 0,29 | 0,285 | 0,28 |
| ХТЗ-17221 (з одновісним причепом повністю завантаженим) | $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ | 0,551 | 0,543 | 0,536 | 0,527 | 0,521 | 0,513 | 0,504 | 0,499 |
| | β_1 | 0,3 | 0,3 | 0,301 | 0,3 | 0,302 | 0,301 | 0,299 | 0,3 |
| | β_2 | 0,244 | 0,252 | 0,26 | 0,269 | 0,277 | 0,285 | 0,294 | 0,301 |
| | β_{np} | 0,456 | 0,448 | 0,439 | 0,431 | 0,421 | 0,414 | 0,407 | 0,399 |

На рисунку 3.12, рисунку 3.15 і рисунку 3.14 наведені графіки залежностей $\beta(\varphi)$, побудовані для трактора ХТЗ-17221 з одноосним причепом 1-ПТС9.

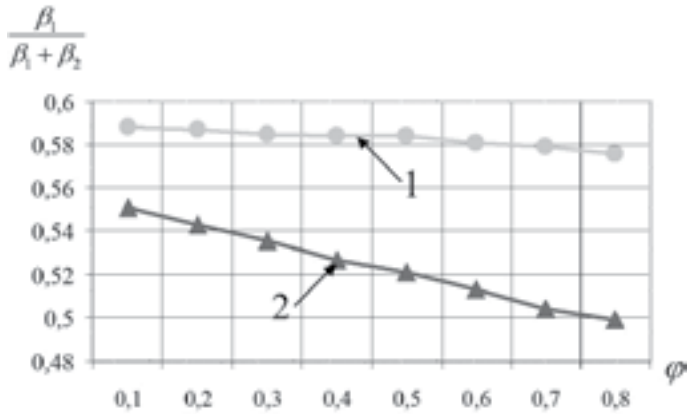


Рис. 3.12. Залежність коефіцієнта $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ розподілу гальмівної сили на передню вісь тракторного поїзда в складі трактора ХТЗ-17221 і одновісного причепа 1-ПТС9 від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою: 1 – без вантажу; 2 – повністю завантажений

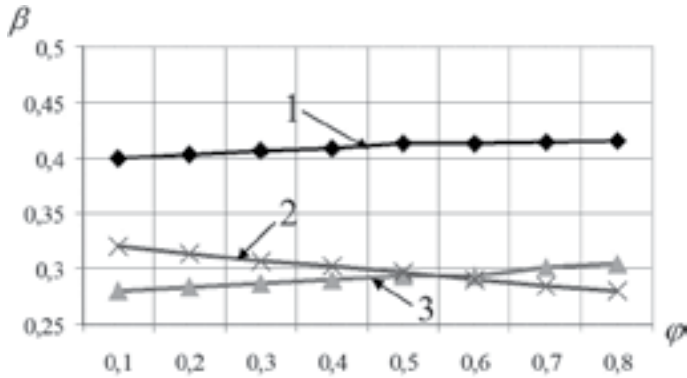


Рис. 3.13. Залежність коефіцієнта β розподілу гальмівних сил від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою трактора ХТЗ-17221 з одновісним причепом 1-ПТС9 без вантажу: 1 – β_1 ; 2 – $\beta_{пр}$; 3 – β_2

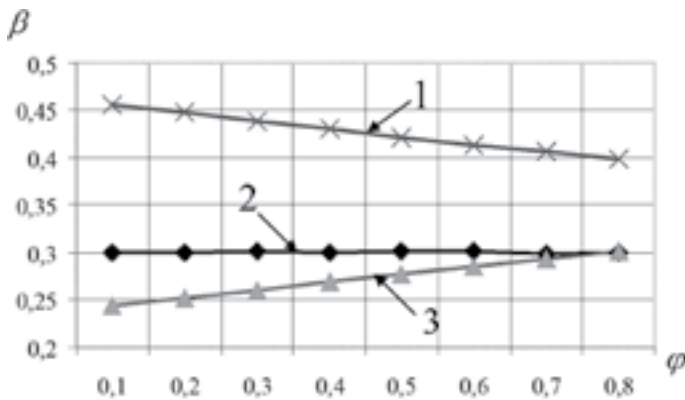


Рис. 3.14. Залежність коефіцієнта β розподілу гальмівних сил від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою трактора ХТЗ-17221 з одновісним причепом 1-ПТС9 повністю завантаженим: 1 – $\beta_{пр}$; 2 – β_1 ; 3 – β_2

Отримані результати, наведені в таблиці 3.4 і графіках на рисунках 3.12–3.14, дозволяють забезпечити найбільш ефективний розподіл гальмівних сил для тракторного поїзда ХТЗ-17221 з одновісним причепом 1-ПТС9. Як для спорядженого так без вантажу з точки зору збереження стійкості і ефективності гальмування в усьому діапазоні коефіцієнта φ зчеплення коліс з дорогою.

3.4. Моделювання процесу гальмування тракторного поїзда в режимі реального часу

При постійному розподілі гальмівних сил між колесами тракторного поїзда протягом одного гальмування можуть реалізовуватися режими, що характеризуються різним поєднанням заблокованих і не заблокованих коліс різних осей трактора і причепа.

Моделювання процесу гальмування тракторного поїзда при зростанні тиску робочого тіла в гальмівному приводі (несталася стадія процесу гальмування) дозволяє оцінити ефективність гальмування, чер-

говість блокування коліс різних осей і стійкість тракторного поїзда проти складання в процесі росту його уповільнення.

Для розв'язання поставленої задачі необхідно провести моделювання зміни в часі загальної гальмівної сили тракторного поїзда і сумарних гальмівних сил на осях трактора і причепа. При лінійному зв'язку між загальною гальмівною силою тракторного поїзда і уповільненням це дає можливість визначити залежність останнього від часу.

3.4.1. Моделювання залежності гальмівних сил та уповільнення тракторного поїзда від часу

При пневматичному гальмівному приводі зростання тиску робочого тіла здійснюється за експонентним законом [11]

$$p = p_{\max} \left[1 - \exp \left(- \frac{t - \tau_3}{\tau_0} \right) \right], \quad (3.91)$$

де P_{\max} – максимальний тиск повітря;

t – час;

τ_3 – час запізнювання включення гальмівного приводу;

τ_0 – стала часу.

При відсутності блокування коліс загальна гальмівна сила машини також зміниться по експонентному закону

$$P_{\text{III}} = P_{\text{III max}} \left[1 - \exp \left(- \frac{t - \tau_3}{\tau_0} \right) \right], \quad (3.92)$$

де $P_{\text{III max}}$ – максимальне значення загальної гальмівної сили тракторного поїзда (асимптота до якої прагне загальна гальмівна сила),

$$P_{\text{III max}} = K_{\text{зан}} \cdot \varphi(G_{\text{np}} + G_T), \quad (3.93)$$

де $K_{\text{зап}}$ – коефіцієнт запасу необхідний для реалізації граничної по зчепленню гальмівної сили тракторного поїзда.

Відповідно до вимог стандарту [12], що регламентує ефективність роботи пневматичного гальмівного приводу автотранспортних засобів, величина тиску

$$p = 0,75p_{\text{max}}, \quad (3.94)$$

повинна бути реалізована не більше ніж через 0,6 с після початку приведення у дію органу тиску. З цієї умови визначимо постійну часу за допомогою рівняння (3.92)

$$\tau_0 = -\frac{0,6}{\ln 0,25}. \quad (3.95)$$

Таким чином, вираз (3.92), з урахуванням (3.93), (3.95) набуде вигляду

$$P_{\text{ТП}} = K_{\text{зап}} \cdot \varphi(G_{\text{пр}} + G_T) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{t - \tau_3}{0,432}\right) \right]. \quad (3.96)$$

Вираз (3.96) являє собою залежність загальної гальмівної сили тракторного поїзда від часу. На рисунку 3.15 наведені графіки залежності $\frac{P_{\text{ТП}}}{P_{\text{ТП max}}} = F(t)$ при різних значеннях τ_3 .

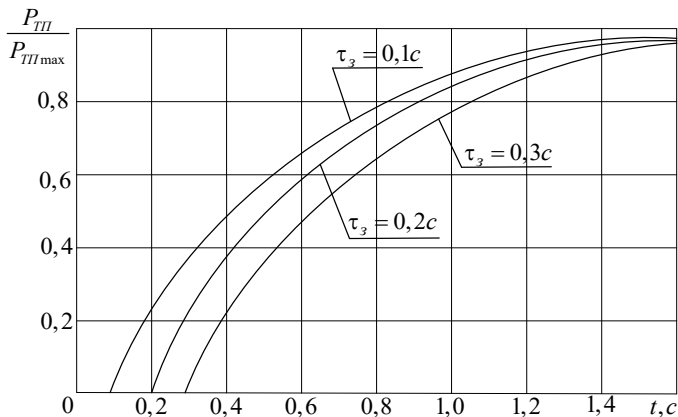


Рис. 3.15. Залежність $\frac{P_{III}}{P_{III \max}} = F(t)$ при різних значеннях τ_3

3.4.2. Моделювання умов гальмування тракторного поїзда в режимі реального часу на прикладі трактора з двовісним причепом

При моделюванні умов гальмування тракторного поїзда в режимі реального часу враховуючи, що при пневматичному гальмівному приводі зростання тиску робочого тіла здійснюється за експонентним законом (3.91) та отриману нами залежність загальної гальмівної сили (3.96), ми можемо вимірювати силу гальмування та нормальну реакцію на кожній вісі тракторного поїзда на кожній секунді або навіть мілі секунді в залежності від закладеної моделі в процесі гальмування тракторного поїзда. Таким чином, рівняння (3.20)–(3.23) можна представити у вигляді

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{III} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + P_{T1} \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + P_{T2} \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right); \quad (3.97)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{III} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} - P_{T1} \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} - P_{T2} \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right); \quad (3.98)$$

$$R_{znp1} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{III} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + P_{III1} \frac{h_{kp} - r_{\delta np1}}{L_{np}} + P_{III2} \frac{h_{kp} - r_{\delta np2}}{L_{np}} \right); \quad (3.99)$$

$$R_{znp2} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{III} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} - P_{III1} \frac{h_{kp} - r_{\delta np1}}{L_{np}} - P_{III2} \frac{h_{kp} - r_{\delta np2}}{L_{np}} \right). \quad (3.100)$$

Розглянемо варіант, при якому першими блокуються передні колеса. В цьому випадку $P_{III} = \varphi R_{z1}$, і $r_{\delta 1} = 0$ в рівняннях (3.97) та (3.98). Загальна гальмівна сила тракторного поїзда в цьому випадку

$$P_{III} = \varphi R_{z1} + (\beta_2 + \beta_{np1} + \beta_{np2}) P_{III}^* = \varphi R_{z1} + (1 - \beta_1) P_{III}^*, \quad (3.101)$$

де P_{III}^* – загальна гальмівна сила тракторного поїзда, яка могла б бути реалізована, якби не заблокувалися передні колеса трактора (визначається з умови (3.89) при $P_{III}^* = P_{III}$).

Уповільнення тракторного поїзда при заблокованих передніх колесах трактора

$$j_{II} = \frac{P_{III}}{(G_T + G_{np})} \cdot g = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_{III}}{G_T}} \cdot R_{z1} + (1 - \beta_1) \cdot K_{зан} \varphi g (1 - \beta_1) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_2}{\tau_0}}\right). \quad (3.102)$$

Беручи $P_{III} = \varphi R_{z1}$; $r_{\partial 1} = 0$, отримаємо після підстановки (3.101) і (3.89) в рівняння (3.97) і (3.98)

$$R_{z1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + K_{зан} \varphi \left(1 + \frac{G_{np}}{G_T}\right) \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_2}{\tau_0}}\right) \left[(1 - \beta_1) \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right]}{1 - \varphi \frac{h_{kp}}{L} - \varphi \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T}}; \quad (3.103)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h_{kp}}{L} - \varphi \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} - K_{зан} \varphi \left(1 + \frac{G_{np}}{G_T}\right) \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_2}{\tau_0}}\right) \times \left[(1 - \beta_1) \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right]}{1 - \varphi \frac{h_{kp}}{L} - \varphi \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T}}. \quad (3.104)$$

Коефіцієнт стійкості тракторного поїзда в цьому випадку визначається з рівняння (3.12) при $R_{\sigma_1} = 0$

$$K_{cm}^{II} = \frac{R_{\sigma_2} b + R_{\sigma_{np1}} a_{np}}{R_{\sigma_{np2}} b_{np}}. \quad (3.105)$$

Бокові реакції дороги на колесах передньої і задньої осей трактора, і осі причепа

$$R_{\sigma_2} = \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - \beta_2^2 \cdot (P_{III}^*)^2}; \quad (3.106)$$

$$R_{\sigma_{np1}} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp1}^2 - \beta_{np1}^2 \cdot (P_{III}^*)^2}; \quad (3.107)$$

$$R_{\sigma_{np2}} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp2}^2 - \beta_{np2}^2 \cdot (P_{III}^*)^2}. \quad (3.108)$$

Розглянемо випадок, при якому слідом за передніми колесами трактора блокуються задні колеса, а колеса причепа залишаються незаблокованими.

В цьому випадку

$$P_{III} = \varphi R_{z1}; \quad (3.109)$$

$$P_{III} = \varphi R_{z2}; \quad (3.110)$$

$$r_{\sigma_1} = 0; \quad (3.111)$$

$$r_{\sigma_2} = 0. \quad (3.112)$$

Загальна гальмівна сила тракторного поїзда в цьому випадку

$$P_{ТП} = \varphi G_T + (\beta_{np1} + \beta_{np2}) P_{ТП}^* \quad (3.113)$$

Після підстановки (3.89) в (3.113) отримаємо

$$P_{ТП} = \varphi G_T + K_{зан} \cdot \varphi (G_{np} + G_T) \cdot (\beta_{np1} + \beta_{np2}) \cdot \left[1 - e^{\left(\frac{t - \tau_z}{\tau_0} \right)} \right] \quad (3.114)$$

Уповільнення тракторного поїзда

$$j_{II} = \frac{P_{ТП}}{(G_T + G_{np})} \cdot g = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} + K_{зан} \cdot \varphi g (\beta_{np1} + \beta_{np2}) \cdot \left(1 - e^{\frac{t - \tau_z}{\tau_0}} \right) =$$

$$= \varphi g \left[\frac{1}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} + K_{зан} \cdot (\beta_{np1} + \beta_{np2}) \cdot \left(1 - e^{\frac{t - \tau_z}{\tau_0}} \right) \right] \quad (3.115)$$

Нормальні реакції на передніх і задніх колесах трактора визначимо, підставляючи рівняння (3.114), (3.109)–(3.112) в співвідношення (3.97) і (3.98)

$$R_{z1} = G_T \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h_{kp}}{L} \right) + \varphi \frac{h - h_{kp}}{1 + G_{np} / G_T} \times$$

$$\times \left[G_T + K_{зан} \cdot (G_{np} + G_T) \cdot (\beta_{np1} + \beta_{np2}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_s}{\tau_0}} \right) \right]; \quad (3.116)$$

$$R_{z1} = G_T \left(\frac{a}{L} - \varphi \frac{h_{kp}}{L} \right) - \varphi \frac{h - h_{kp}}{1 + G_{np} / G_T} \times$$

$$\times \left[G_T + K_{зан} \cdot (G_{np} + G_T) \cdot (\beta_{np1} + \beta_{np2}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_s}{\tau_0}} \right) \right]. \quad (3.117)$$

Рівняння (3.116) і (3.117) після перетворень приймуть вигляд

$$R_{z1} = G_T \left\{ \frac{b}{L} + \varphi \frac{h_{kp}}{L} + \varphi \frac{h - h_{kp}}{L} \left[\frac{1}{1 + G_{np} / G_T} + \right. \right.$$

$$\left. \left. + K_{зан} (\beta_{np1} + \beta_{np2}) \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_s}{\tau_0}} \right) \right] \right\}; \quad (3.118)$$

$$R_{z2} = G_T \left\{ \frac{a}{L} - \varphi \frac{h_{kp}}{L} - \varphi \frac{h - h_{kp}}{L} \left[\frac{1}{1 + G_{np} / G_T} + \right. \right. \\ \left. \left. + K_{зан} (\beta_{np1} + \beta_{np2}) \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_z}{\tau_0}} \right) \right] \right\}. \quad (3.119)$$

Коефіцієнт стійкості тракторного поїзда при заблокованих передніх і задніх колесах трактора

$$K_{уст}^{\Pi} = \frac{R_{\sigma_{np1}} a_{np}}{R_{\sigma_{np2}} b_{np}}. \quad (3.120)$$

Бокові реакції та визначаються за допомогою виразів (3.107) і (3.108).

При подальшому блокуванні задніх коліс причепа загальна гальмівна сила тракторного поїзда буде дорівнювати

$$P_{ТП} = \varphi G_T + \varphi R_{znp2} + \beta_{np1} P_{ТП}^* = \varphi (G_T + R_{znp2}) + \\ + K_{зан} (G_{np} + G_T) \beta_{np1} \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_z}{\tau_0}} \right). \quad (3.121)$$

Рівняння (3.97)–(3.100) в цьому випадку приймуть вид з урахуванням співвідношень (3.121), (3.109)–(3.112) та R_{znp2} ; $r_{\delta np2}$.

Розглянемо випадок, при якому першими блокуються задні колеса. Рівняння (3.97) та (3.98) в цьому випадку приймуть вид

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{TII} \frac{\frac{h-h_{kp}}{L}}{1+G_{np}/G_T} + P_{T1} \frac{h_{kp}-r_{\delta 1}}{L} + \varphi R_{z2} \frac{h_{kp}}{L}; \quad (3.122)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{TII} \frac{\frac{h-h_{kp}}{L}}{1+G_{np}/G_T} - P_{T1} \frac{h_{kp}-r_{\delta 1}}{L} - \varphi R_{z2} \frac{h_{kp}}{L}. \quad (3.123)$$

У рівняннях (3.122) і (3.123)

$$P_{T1} = \beta_1 P_{TII}^*; \quad (3.124)$$

$$P_{Tnp1} = \beta_{np1} P_{TII}^*; \quad (3.125)$$

$$P_{Tnp2} = \beta_{np2} P_{TII}^*. \quad (3.126)$$

З огляду на співвідношення (3.124)–(3.125), (3.85), визначимо

$$R_{z1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h_{kp}}{L} + \varphi \frac{\frac{h-h_{kp}}{L}}{1+G_{np}/G_T} + \frac{P_{TII} \max}{G_T} \left(1 - e^{-\frac{t-\tau_s}{\tau_0}} \right) \times}{1 + \varphi \frac{h_{kp}}{L} + \varphi \frac{\frac{h-h_{kp}}{L}}{1+G_{np}/G_T}}$$

$$\times \frac{\left[\beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + (1 - \beta_2) \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} \right]}{1 + \varphi \frac{h_{kp}}{L} + \varphi \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T}}; \quad (3.127)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \frac{P_{III \max}}{G_T} \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_s}{\tau_0}} \right) \left[\beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + (1 - \beta_2) \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} \right]}{1 + \varphi \frac{h_{kp}}{L} + \varphi \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T}}. \quad (3.128)$$

Коефіцієнт стійкості тракторного поїзда в цьому випадку визначається з рівняння (3.12) при $R_{\delta 2}$

$$K_{уст}^{II} = \frac{R \delta_{np1} a_{np}}{R \delta_1 a + R \delta_{np2} b_{np}}. \quad (3.129)$$

Бокові реакції дороги на колесах передньої і задньої осей трактора, і осі причепа в даному випадку

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_1^2 \cdot (P_{III}^*)^2}; \quad (3.130)$$

$$R_{\delta_{np1}} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp1}^2 - \beta_{np1}^2 \cdot (P_{III}^*)^2}; \quad (3.131)$$

$$R_{\delta_{np2}} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp2}^2 - \beta_{np2}^2 \cdot (P_{ТП}^*)^2}. \quad (3.132)$$

Загальна гальмівна сила такторного поїзда при заблокованих тільки задніх колесах трактора

$$P_{ТП} = \varphi R_{z2} + P_{ТП}^* (1 - \beta_2). \quad (3.133)$$

Підставляючи рівняння (3.128) і (2389) в (3.133), отримаємо

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\frac{a}{L} - K_{зан} \cdot \varphi \left(1 + G_{np} / G_T\right) \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_2}{\tau_0}}\right) \times}{1 + \varphi \frac{h_{kp}}{L} + \varphi \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T}} \times$$

$$\frac{\left[\beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + (1 - \beta_2) \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} \right]}{1 + \varphi \frac{h_{kp}}{L} + \varphi \frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T}} + K_{зан} \cdot \varphi \left(G_{np} + G_T\right) \left(1 - e^{-\frac{t - \tau_2}{\tau_0}}\right) (1 - \beta_2). \quad (3.134)$$

Уповільнення тракторного поїзда

$$j_{\Pi} = \frac{P_{\text{ТП}} \cdot g}{(G_T + G_{\text{нр}})} = \varphi g \frac{\frac{a}{L} - K_{\text{зан}} \cdot \varphi \left(1 - e^{-\frac{t-\tau_z}{\tau_0}} \right) \times}{\left(1 + \varphi \frac{h_{\text{кр}}}{L} \right) \left(1 + \frac{G_{\text{нр}}}{G_T} \right) + \varphi \frac{h - h_{\text{кр}}}{L}} \times$$

$$\times \frac{\left[\beta_1 \left(1 + \frac{G_{\text{нр}}}{G_T} \right) \left(1 - e^{-\frac{t-\tau_z}{\tau_0}} \right) + (1 - \beta_2) \frac{h - h_{\text{кр}}}{L} \right]}{\left(1 + \varphi \frac{h_{\text{кр}}}{L} \right) \left(1 + \frac{G_{\text{нр}}}{G_T} \right) + \varphi \frac{h - h_{\text{кр}}}{L}}. \quad (3.135)$$

Блокування коліс причепа при різній черзі їх блокування і блокування коліс трактора впливає на величини загальної гальмівної сили, уповільнення і коефіцієнта стійкості тракторного поїзда. Це доцільно враховувати при моделюванні процесу гальмування тракторного поїзда в режимі реального часу.

3.4.3. Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями в режимі реального часу на прикладі колісного тракторного поїзда з двовісним причепом

На основі запропонованої вище методики вибору найбільш ефективного розподілу гальмівних сил між осями колісного тракторного поїзда (в складі двовісного і одновісного причепів). Для моделі без блокування коліс з точки зору збереження стійкості і реалізації граничного уповільнення тракторного поїзда, і для моделі гальмування в режимі реального часу з точки зору збереження стійкості і найменшого гальмівного шляху. Також була розроблена програма «Effective distribution brake forces» в системі візуального об'єктно-орієнтованого програмування Delphi 7 (рис. 3.16).

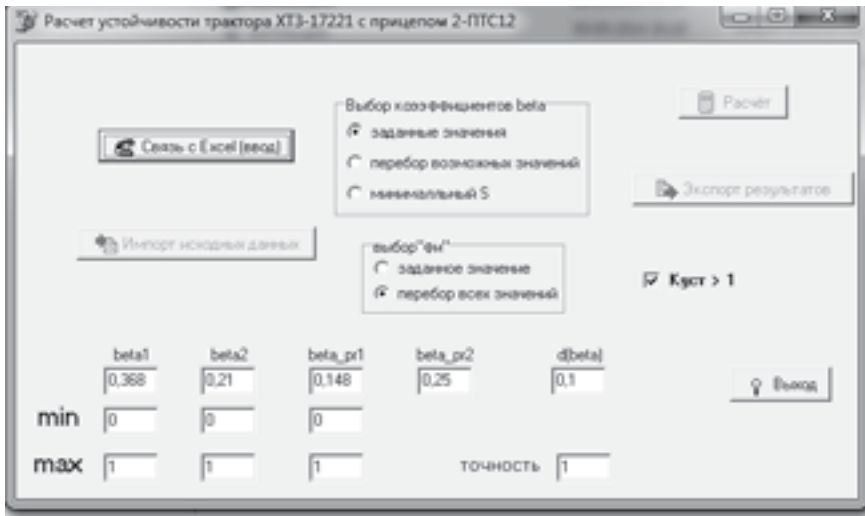


Рис. 3.16. Зовнішній вид вікна програми
«Effective distribution of brake forces»

| 30 | beta_1 | beta_2 | beta_p | beta_p t | Vt | Куст | fi | S | block | jp | |
|----|--------|--------|--------|----------|-----|-------|-------|-----|-------|------|-------|
| 31 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 0,3 | 10,98 | 1,085 | 0,8 | 3,334 | 1111 | 2,526 |
| 32 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 0,4 | 10,63 | 1,193 | 0,8 | 4,407 | 1111 | 4,312 |
| 33 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 0,5 | 10,08 | 2,857 | 0,8 | 5,427 | 1010 | 5,756 |
| 34 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 0,6 | 9,473 | 2,553 | 0,8 | 6,38 | 1010 | 6,292 |
| 35 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 0,7 | 8,832 | 2,639 | 0,8 | 7,263 | 1010 | 6,556 |
| 36 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 0,8 | 8,168 | 2,73 | 0,8 | 8,075 | 1010 | 6,743 |
| 37 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 0,9 | 7,487 | 2,822 | 0,8 | 8,817 | 1010 | 6,875 |
| 38 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1 | 6,796 | 2,908 | 0,8 | 9,487 | 1010 | 6,968 |
| 39 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1,1 | 6,096 | 2,986 | 0,8 | 10,09 | 1010 | 7,034 |
| 40 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1,2 | 5,39 | 3,053 | 0,8 | 10,61 | 1010 | 7,081 |
| 41 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1,3 | 4,681 | 3,108 | 0,8 | 11,07 | 1010 | 7,113 |
| 42 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1,4 | 3,968 | 3,152 | 0,8 | 11,45 | 1010 | 7,137 |
| 43 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1,5 | 3,254 | 3,185 | 0,8 | 11,76 | 1010 | 7,153 |
| 44 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1,6 | 2,538 | 3,211 | 0,8 | 12 | 1010 | 7,165 |
| 45 | 0,27 | 0,138 | 0,21 | 0,382 | 1,7 | 1,821 | 3,229 | 0,8 | 12,17 | 1010 | 7,173 |

Рис. 3.17. Результат розрахунку в програмі Microsoft Excel

У програмі закладені наступні можливості:

– визначити всі можливі розподіли гальмівних сил на кожній осі за умови збереження стійкості для будь-якої моделі колісного тракторного поїзда;

– визначити універсальне розподілення гальмівних сил для трактора з двовісним і одноосьовим причепами за умови збереження стійкості і найменшого гальмівного шляху;

– задавати будь-який крок, як для розподілу гальмівних сил від 0 до 1 так і для завантаження причепа від спорядженої ваги до повного завантаження;

– вибрати задане значення коефіцієнта зчеплення або всі можливі варіанти від 0,1 до 0,8 одночасно;

– збереження результатів у вигляді звіту на жорсткий диск для роздрукування або подальшої обробки.

Результати моделювання динаміки гальмування тракторних поїздів за допомогою програми «Effective distribution brake forces» наведені в таблицях 3.5–3.7.

Таблиця 3.5. Розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями тракторного поїзда без вантажу

| Тракторний поїзд | β | φ | | | | | | |
|-----------------------|---------------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
| ХТЗ-17221+ 2-ПТС12 | β_{i0} | 0,729 | 0,745 | 0,794 | 0,790 | 0,881 | 0,863 | 0,907 |
| | β_1 | 0,345 | 0,354 | 0,375 | 0,403 | 0,396 | 0,437 | 0,443 |
| | β_2 | 0,128 | 0,121 | 0,097 | 0,107 | 0,053 | 0,069 | 0,045 |
| | β_{np1} | 0,184 | 0,185 | 0,192 | 0,158 | 0,222 | 0,17 | 0,191 |
| | β_{np2} | 0,343 | 0,34 | 0,336 | 0,332 | 0,329 | 0,324 | 0,321 |
| ХТЗ-17221+ 1-ПТС9 | β_{i0} | 0,574 | 0,566 | 0,558 | 0,556 | 0,556 | 0,553 | 0,552 |
| | β_1 | 0,366 | 0,369 | 0,371 | 0,373 | 0,376 | 0,378 | 0,381 |
| | β_2 | 0,271 | 0,282 | 0,293 | 0,297 | 0,3 | 0,305 | 0,308 |
| | β_{np} | 0,363 | 0,349 | 0,336 | 0,33 | 0,324 | 0,317 | 0,311 |

Таблиця 3.6. Розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями тракторного поїзда повністю навантаженого

| Тракторний поїзд | β | φ | | | | | | |
|-----------------------|---------------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
| ХТЗ-17221+ 2-ПТС12 | β_{io} | 0,682 | 0,703 | 0,742 | 0,763 | 0,633 | 0,613 | 0,661 |
| | β_1 | 0,249 | 0,252 | 0,254 | 0,258 | 0,263 | 0,265 | 0,27 |
| | β_2 | 0,116 | 0,106 | 0,088 | 0,08 | 0,152 | 0,167 | 0,138 |
| | β_{np1} | 0,177 | 0,178 | 0,198 | 0,199 | 0,189 | 0,199 | 0,21 |
| | β_{np2} | 0,458 | 0,464 | 0,46 | 0,463 | 0,396 | 0,369 | 0,382 |
| ХТЗ-17221+ 1-ПТС9 | β_{io} | 0,517 | 0,507 | 0,499 | 0,490 | 0,481 | 0,481 | 0,429 |
| | β_1 | 0,272 | 0,272 | 0,272 | 0,272 | 0,272 | 0,273 | 0,27 |
| | β_2 | 0,254 | 0,264 | 0,273 | 0,283 | 0,293 | 0,294 | 0,359 |
| | β_{np} | 0,474 | 0,464 | 0,455 | 0,445 | 0,435 | 0,433 | 0,371 |

Використання програми «Effective distribution of brake forces» дозволяє значно скоротити час при проведенні розрахунків раціонального розподілу гальмівних сил між осями колісних тракторних поїздів.

За допомогою розробленої програми було отримано уніфіковане розподілення гальмівних сил на прикладі тракторного поїзда в складі колісного трактора ХТЗ-17221 з двоосьовим причепом 2-ПТС12, і 1-ПТС9 (табл. 3.7).

Таблиця 3.7. Розрахунок уніфікованих значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями колісного тракторного поїзда ХТЗ-17221 з двовісним причепом 2-ПТС12 і одновісним 1-ПТС9

| Склад тракторного поїзда | β_1 | β_2 | $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ | β_{np1} | β_{np2} | $\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$ |
|--------------------------|-----------|-----------|-------------------------------------|---------------|---------------|---|
| ХТЗ-17221+2-ПТС12 | 0,24 | 0,2 | 0,54 | 0,09 | 0,47 | 0,16 |
| ХТЗ-17221+1-ПТС9 | 0,24 | 0,2 | 0,54 | 0,56 | — | — |

Результати проведеного моделювання гальмування тракторних поїздів ХТЗ-17221+2-ПТС12 і ХТЗ-17221+1-ПТС9 в режимі реального часу показали, що для забезпечення стійкості і найменшого гальмівного шляху при всіх вагових завантажень причепа і коефіцієнтах

зчеплення ф, знаходяться в межах $[0,2; 0,8]$ частка загальної гальмівної сили, що припадає на передню вісь трактор повинна становити 0,54 від загальної гальмівної сили трактора, а частка гальмівної сили, що припадає на причіп – 0,56 від загальної гальмівної сили тракторного поїзда.

Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити сумарні нормальні реакції на осях тракторного поїзда, реакції в з'єднувальному шарнірі ланок тракторного поїзда, реакції в сполучному шарнірі тракторного поїзда, а також – граничні уповільнення, які відповідають моменту блокування коліс будь-якої з осей при незаблокованих колесах інших осей.

Використання зазначеної математичної моделі на прикладі тракторних поїздів ХТЗ-17221+2-ПТС12 і ХТЗ-17221+1-ПТС9 показала, що при відсутності блокування коліс коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь трактора має становити не менше 0,58, що забезпечує ефективне гальмування і стійкість тракторного поїзда при всіх вагових завантажень причепів і значеннях коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ПОЇЗДІВ НА ЇХ БАЗІ

4.1. Програма-методика експериментальних досліджень

Програма експериментальних досліджень передбачала випробування колісних тракторів класичної компоновки, які мають гальмівні механізми тільки на задній осі, таких як Володимирець Т-25, МТЗ-80, СШ Т-16МГ, а так само колісного тракторного поїзда на базі трактора ХТА-200 «Слобожанець» з двохосьовим причепом (рис. 4.1).



а



б



в



г

Рис. 4.1. Трактори, на яких проводились експериментальні дослідження:
а – «Т-16МГ»; б – «МТЗ-80»; в – «Володимирець Т-25»;
г – «ХТА-200 «Слобожанець» з двохосьовим причепом

Метою експериментального дослідження було проведення порівняльної оцінки впливу блокування коліс на ефективність гальмування і стійкості при гальмуванні колісних тракторів, а також підтвердження теоретичних результатів по оптимізації розподілу гальмівних сил між осями трактора і причепа.

В процесі випробувань виконувався цикл гальмувань трактора і тракторного поїзда (в складі двоосьового причепа без вантажу) на рівній прямолінійній горизонтальній ділянці шляху з асфальтовим покриттям. Гальмування здійснювалися від максимальних швидкостей.

У процесі гальмування за допомогою мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу реєструвалися такі параметри:

- початкова швидкість гальмування;
- час гальмування;
- прискорення по осі OX (для перекладу в поздовжні прискорення a_x);
- прискорення по осі OZ (для перекладу в вертикальні прискорення a_z).

4.2. Опис вимірювального комплексу

Розроблений мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс (рис. 4.2), що складається з двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ноутбука для зняття і архівації даних.

Вимірювання здійснюються одночасно двома приєднаними акселерометрами в поздовжній, поперечній та вертикальній площинах. Інформація про параметри руху трактора в цих площинах знаходиться шляхом математичної обробки сигналів з акселерометрів. Інформація про швидкість руху трактора знаходиться шляхом математичної обробки без застосування інтегрування сигналів акселерометрів.

Якщо датчик прискорення розташований так, що його вісь чутливості перпендикулярна поверхні землі, вихідний сигнал відповідає прискоренню вільного падіння. При зміні кута нахилу, вихідний сигнал зменшується пропорційно косинусу кута між віссю чутливості датчика і абсолютним вертикальним положенням.



Рис. 4.2. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс

При прямолінійно-поступальному русі всі точки транспортного засобу мають однакові кінематичні параметри. При виникненні кутових переміщень, викликаних поворотом, при заносі або відведенням транспортного засобу, лінійні швидкості і прискорення матимуть різні значення.

4.3. Обробка результатів експериментальних досліджень

При експериментальній оцінці гальмівних властивостей трактора і тракторного поїзда (кваліметричних випробуваннях) в загальному випадку руху виникає проблема визначення контрольної точки, кінематичні параметри якої будуть характеризувати швидкість і прискорення (уповільнення) зазначеної машини. Ці параметри необхідно визначати в напрямку поздовжньої осі трактора. В роботі [1] визначено, що контрольною точкою повинен бути полюс повороту, який є центром пружності трактора в площині, паралельній площині дороги. Полюс повороту лежить на поздовжньої осі трактора і серед усіх точок, що належать цій осі, має найменші значення лінійної швидкості і прискорення (уповільнення). Оскільки координата полюса повороту змі-

нюється з часом, то для зменшення похибки визначення кінематичних параметрів, кутових прискорень і швидкості трактора запропоновано використовувати дві контрольні точки, в яких необхідно встановлювати два трикоординатних датчика прискорень.

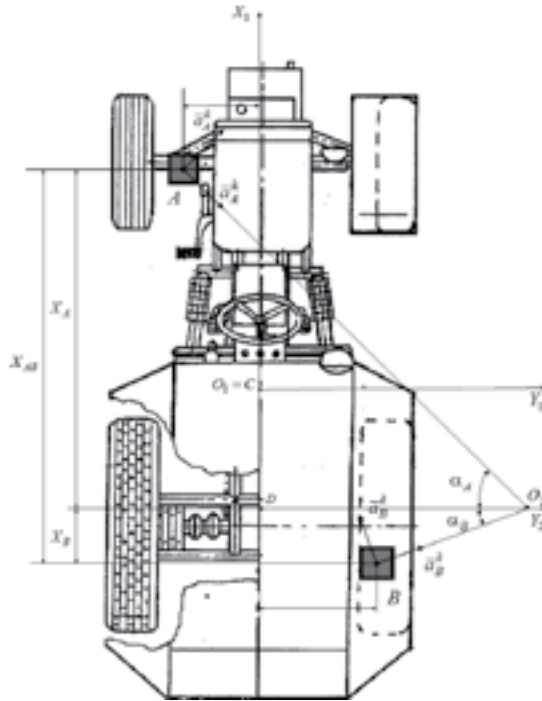


Рис. 4.3. Схема вимірювання лінійних прискорень трактора при установці двох акселерометрів: \overline{a}_A^k , \overline{a}_A^n , \overline{a}_B^k , \overline{a}_B^n – компоненти прискорень точок A і B (контрольних точок, в яких встановлені датчики прискорень); X_A , X_B , Y_A , Y_B – координати точок установки датчиків; α_A , α_B – кути установки датчиків прискорень до миттєвого центру повороту, m/c^2

На рисунку 4.3 приведена схема лінійних прискорень трактора в загальному випадку руху в тяговому режимі. При жорстких в бічному напрямку коліс миттєвий центр повороту лежить на продовженні

задньої осі трактора. При русі трактора з еластичними в бічному напрямку колесами, миттєвий центр повороту переміщається в точку O_2 (див. рис. 4.3), а полюс повороту – в точку D . Точка D є центром пружності трактора в площині, паралельній площині дороги. Її положення змінюється в залежності від середнього кута $\bar{\alpha}$ повороту керованих коліс, кутів відведення δ_1 передній і δ_2 задній осей.

На жаль, конструкція трактора не завжди дозволяє установку датчиків в точки, координати яких отримані при розрахунках. В роботі [2] запропонована методика визначення кінематичних параметрів машин при будь-якому варіанті установки датчиків. Процес установки датчиків прискорень на тракторах показаний на рисунку 4.4.

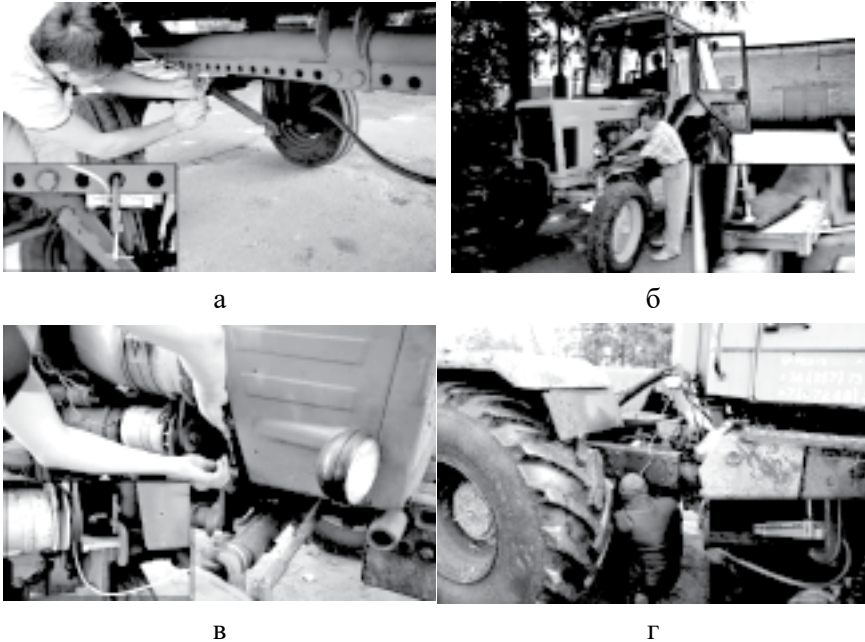


Рис. 4.4. Установка датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT на тракторах: а – «Т-16МГ»; б – «МТЗ-80»; в – «Володимирець Т-25»; г – «Т-150К»

4.3.1. Результати обробки експериментальних досліджень колісних тракторів класичного компоновання

Кутове прискорення трактора в площині дороги визначається з різниці компонент прискорень контрольних точок вздовж осей $O_I X_I$ і $O_I Y_I$ [1]

$$a_{A_{Y_1}} - a_{B_{Y_1}} = \varepsilon \left(l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B \right) + \omega^2 \left(l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B \right) = \varepsilon l_{AB}; \quad (4.1)$$

$$a_{A_{X_1}} - a_{B_{X_1}} = \varepsilon \left(l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B \right) - \omega^2 \left(l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B \right) = -\omega^2 l_{AB}. \quad (4.2)$$

З рівнянь (4.1) і (4.2) визначимо

$$\varepsilon = \frac{a_{A_{Y_1}} - a_{B_{Y_1}}}{l_{AB}}. \quad (4.3)$$

Розрахункові величини падіння уповільнення трактора Δj визначаються за допомогою відомих співвідношень з роботи ^{розрах}[2]. Експериментальні величини падіння уповільнення трактора можна визначити за допомогою акселерометрів, знаючи величини його позовжніх прискорень в площині дороги

$$\Delta j_{\text{розрах}} = j_x'' - j_x' = g \frac{\varphi^2 \cdot \frac{a \cdot r_{d2}}{L^2}}{\left(1 + \varphi \frac{h - r_{d2}}{L}\right) \left(1 + \varphi \frac{h}{L}\right)}. \quad (4.4)$$

Середнє значення уповільнення трактора

$$\overline{j_{\text{експ}}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (j_{\text{експ}}). \quad (4.5)$$

Необхідні вихідні дані для визначення розрахункових величин падіння уповільнення для кожного трактора і раціонального вибору оведенние теоретичні дослідження.

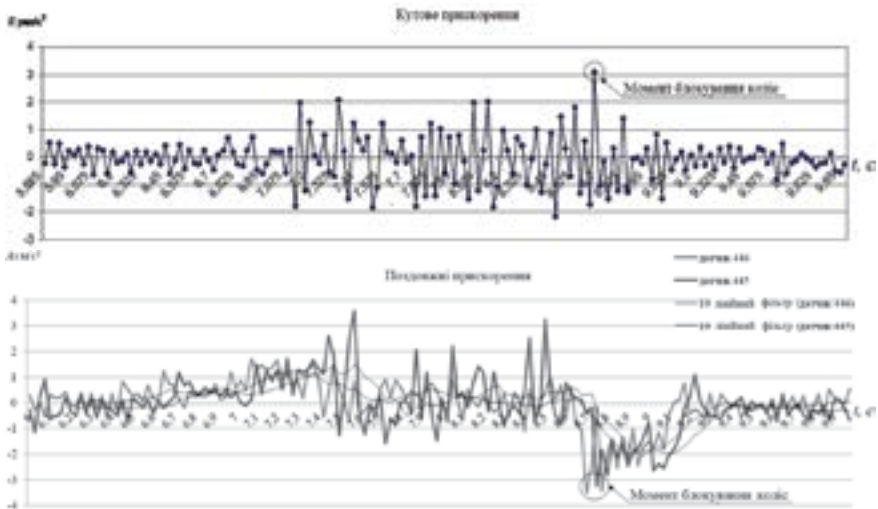


Рис. 4.5. Кутове і поздовжні прискорення, що виникають в процесі розгону і гальмування трактора Т-16МГ

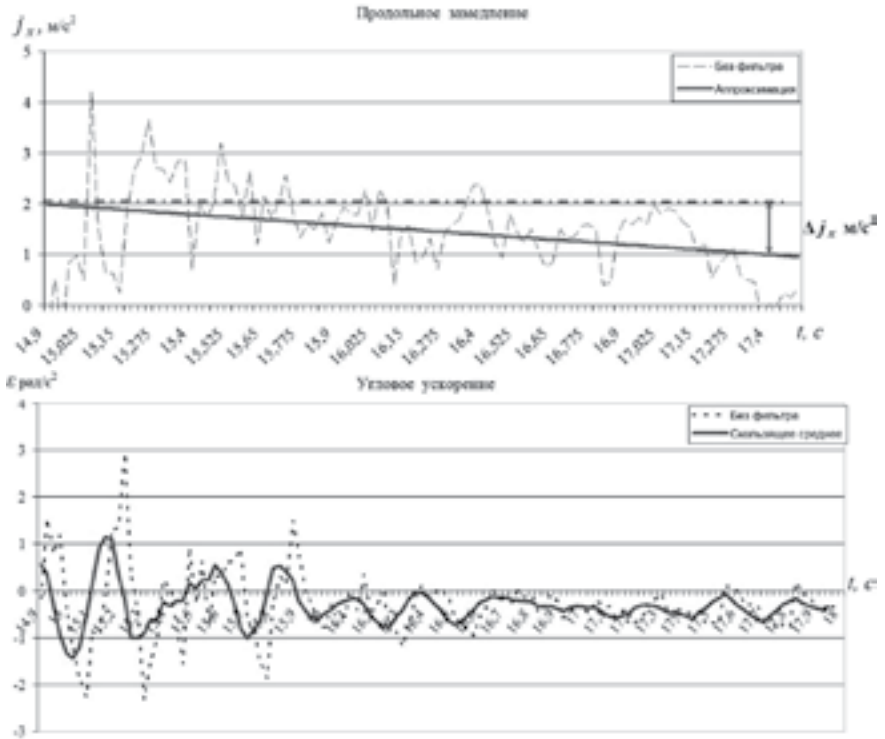


Рис. 4.6. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора Т-16МГ (1-й заїзд)

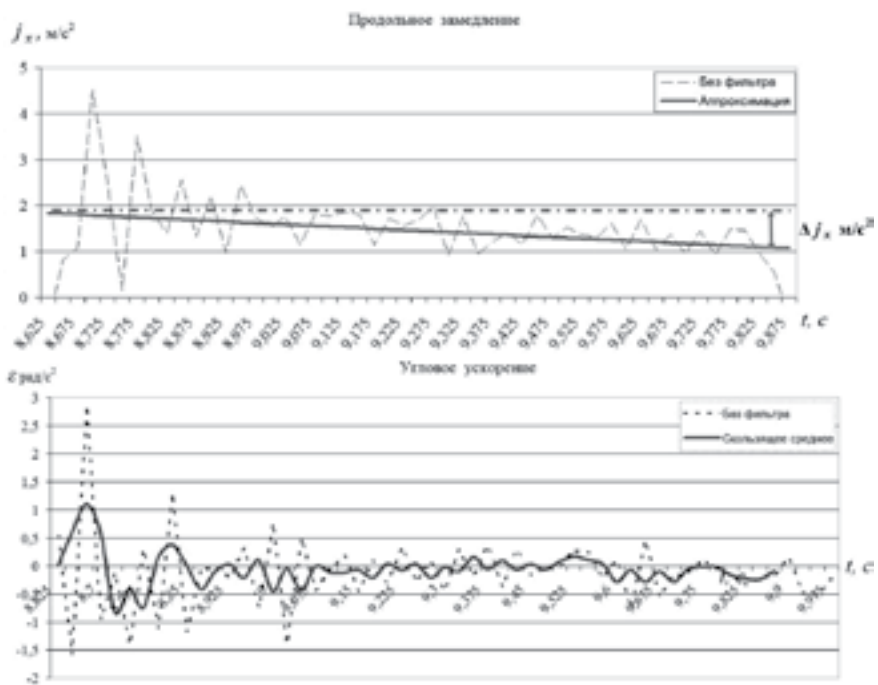


Рис. 4.7. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора Т-16МГ (2-й заїзд)

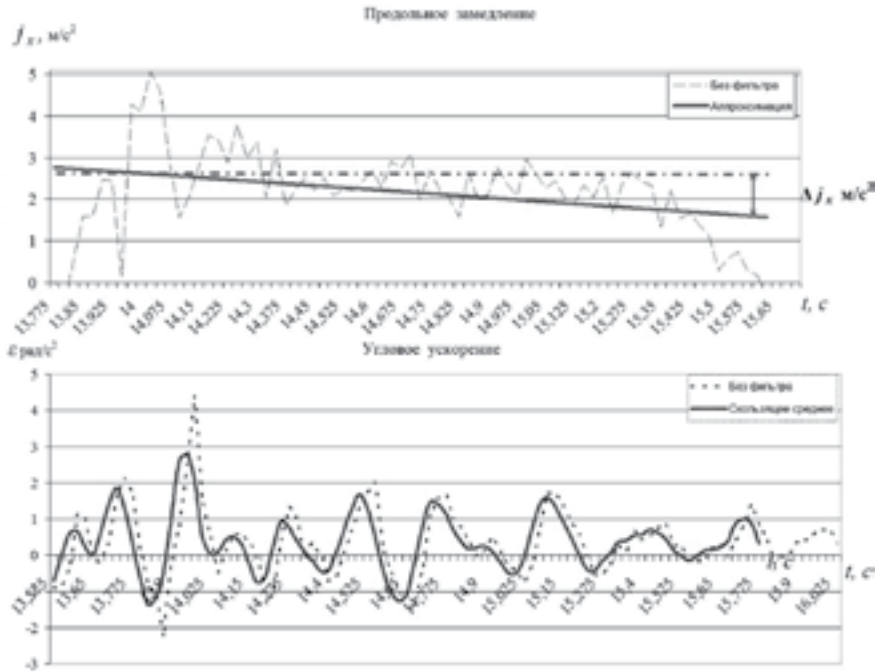


Рис. 4.8. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора Т-16МГ (3-й заїзд)

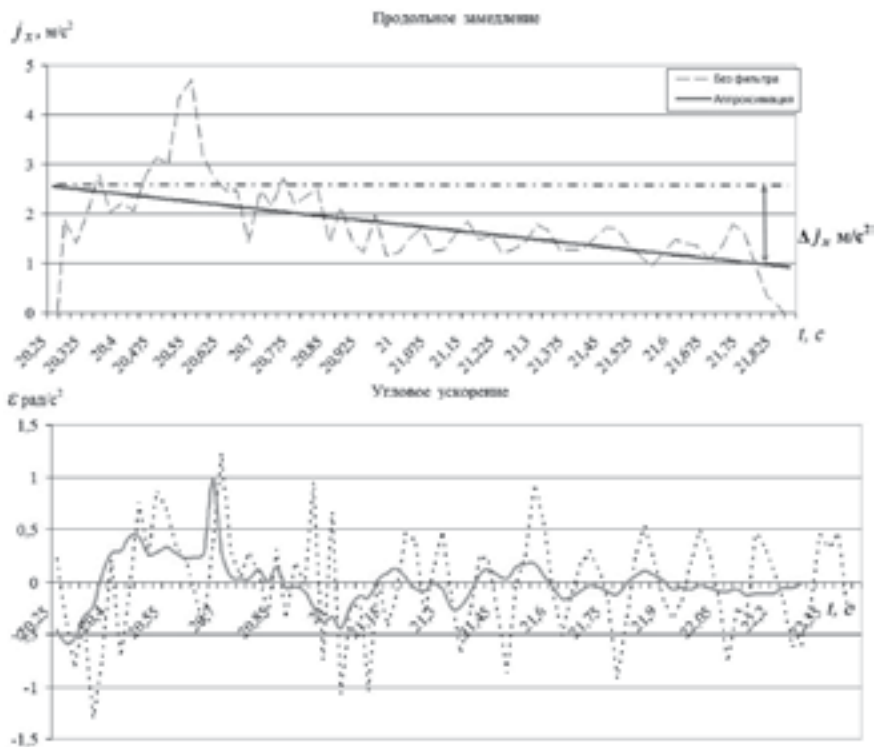


Рис. 4.9. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора МТЗ-80 (1-й заїзд)

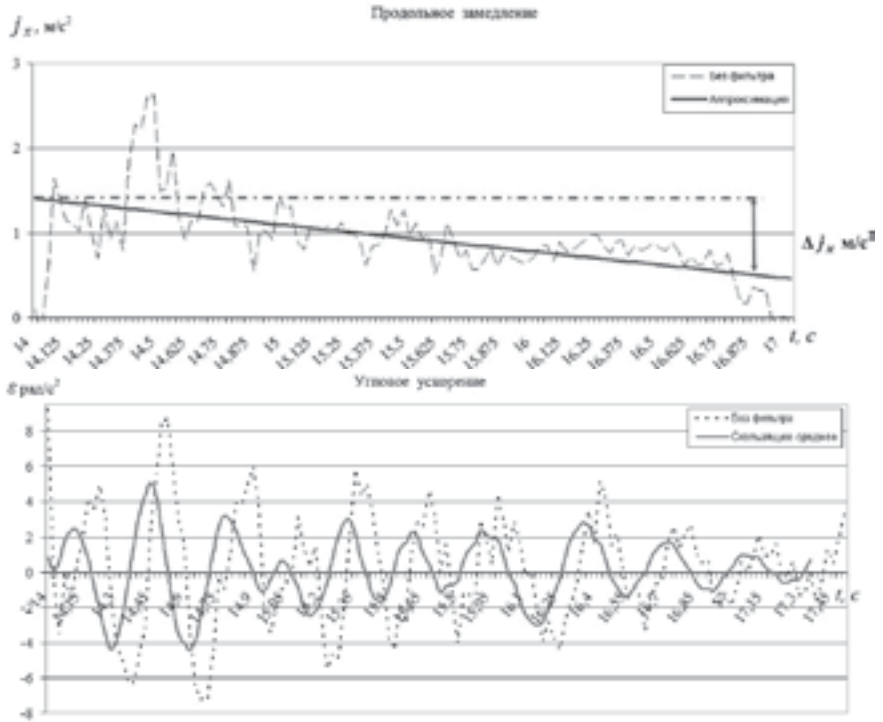


Рис. 4.10. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора МТЗ-80 (2-й заїзд)

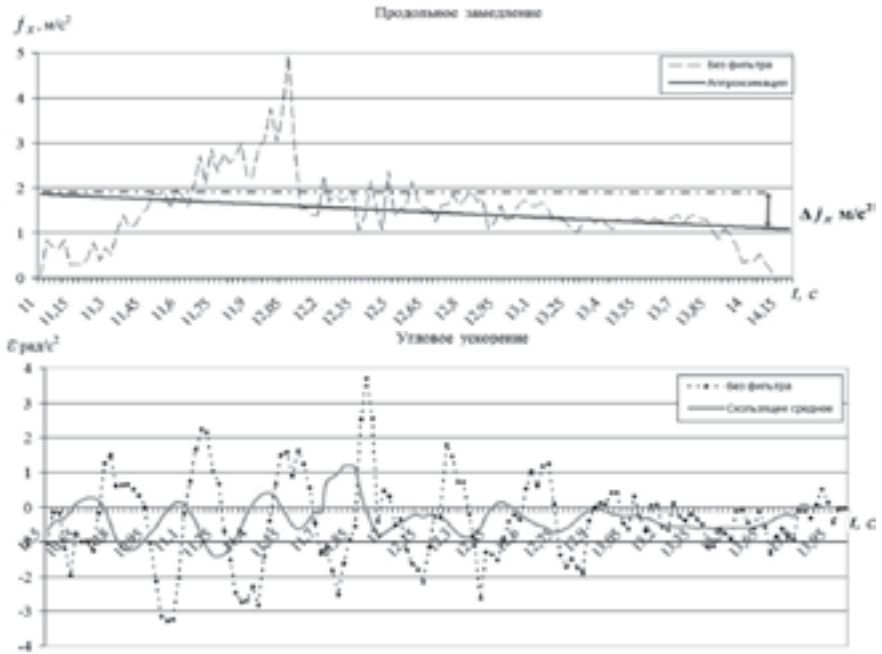


Рис. 4.11. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора МТЗ-80 (3-й заїзд)

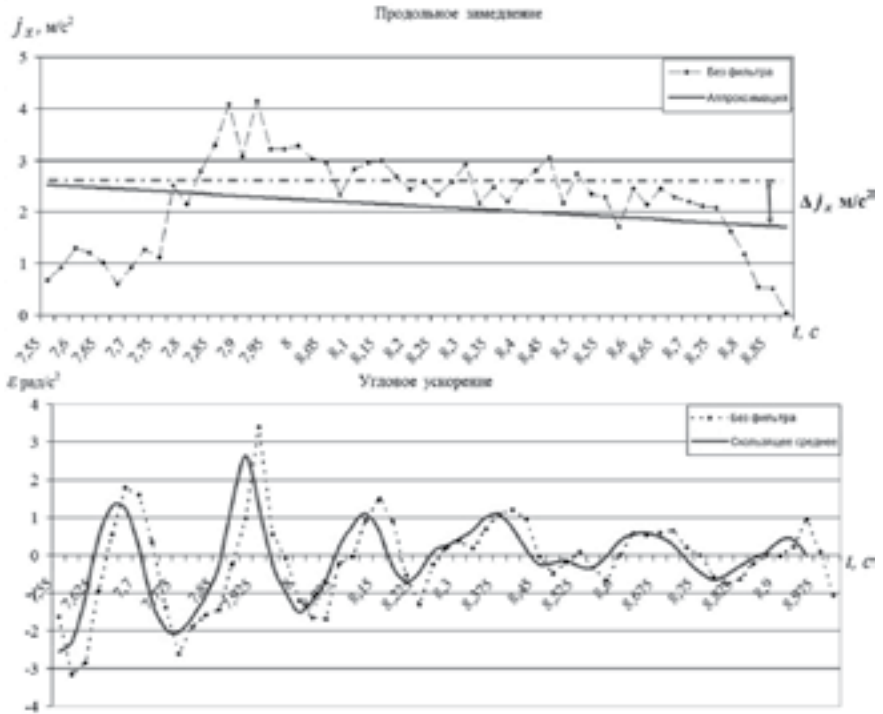


Рис. 4.12. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора «Володимирець» Т-25 (1-й заїзд)

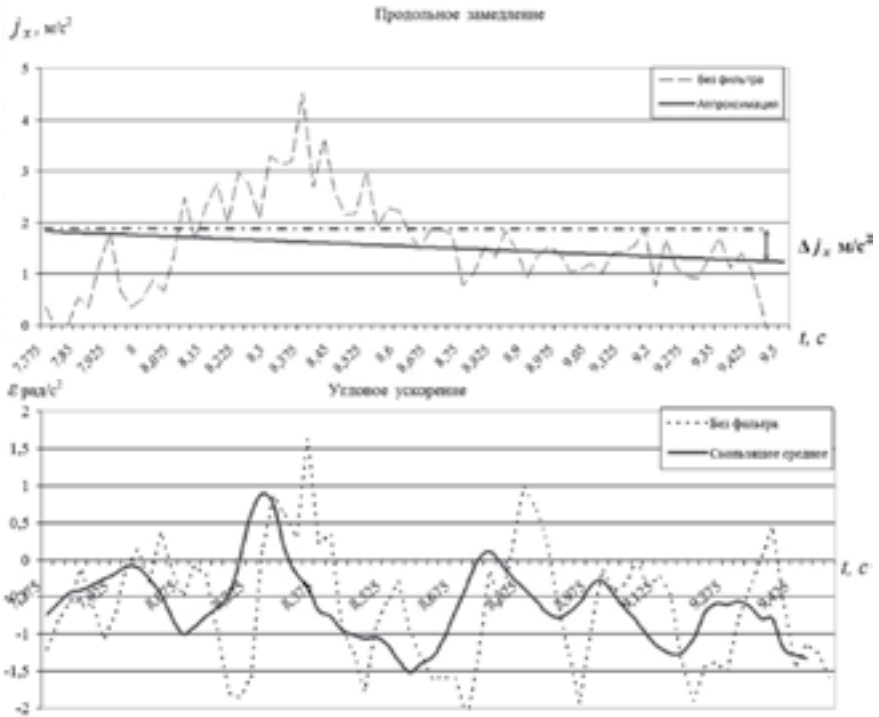


Рис. 4.13. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора «Володимирець» Т-25 (2-й заїзд)

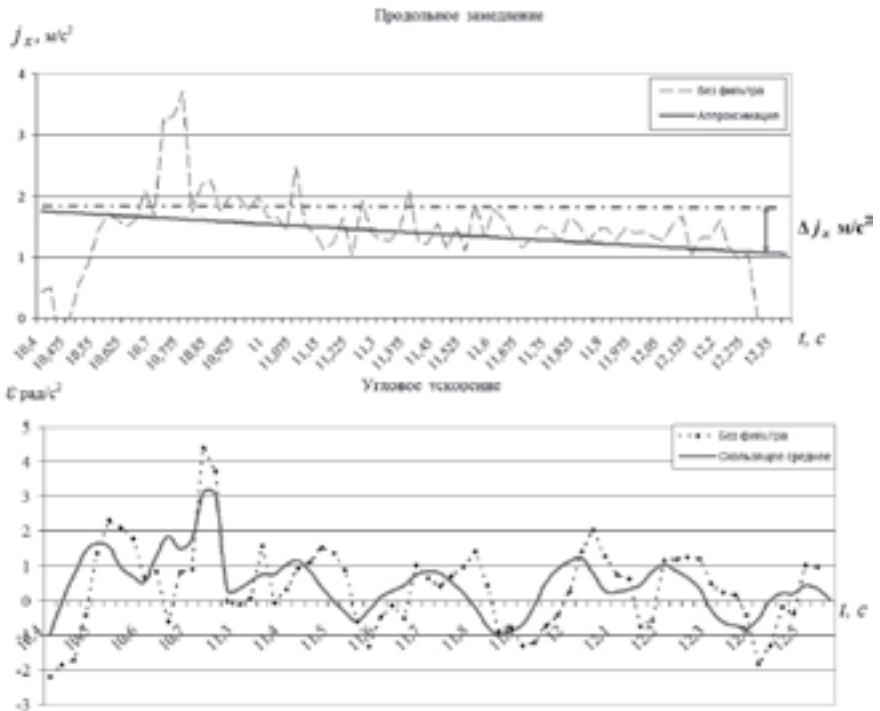


Рис. 4.14. Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора «Володимирець» Т-25 (3-й заїзд)

Аналіз графіків наведених на рисунках 4.5–4.14 показує що в процесі гальмування у колісних тракторів Т-16МГ, МТЗ-80 і Т-25, мають гальма тільки на задній осі, після натискання на педаль гальма різко зростає уповільнення. Але в перебігу 1–2 с відбувається блокування задніх гальмівних коліс, це супроводжується різким (стрибокподібним) збільшенням кутового прискорення і уповільнення тракторів помітно знижується на величину Δj .

4.3.2. Результати обробки експериментальних досліджень тракторного поїзда

Теоретично отримані дані раціонального вибору розподілу гальмівних сил між осями за критеріями ефективності гальмування і стійкості руху в результаті моделювання динаміки гальмування тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА-200 + 2ПТС12 в режимі реального часу за відсутності гальм на причепі наведені в таблиці 4.2.

Для того щоб оцінити точність теоретично отриманих результатів, необхідно проаналізувати осцилограми, отримані в ході проведення експерименту за допомогою мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу. На рисунку 4.15 наведені значення усереднених по чотирьох акселерометрах поздовжніх прискорень що розвиваються, в процесі розгону і гальмування, тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА-200 + 2ПТС12.

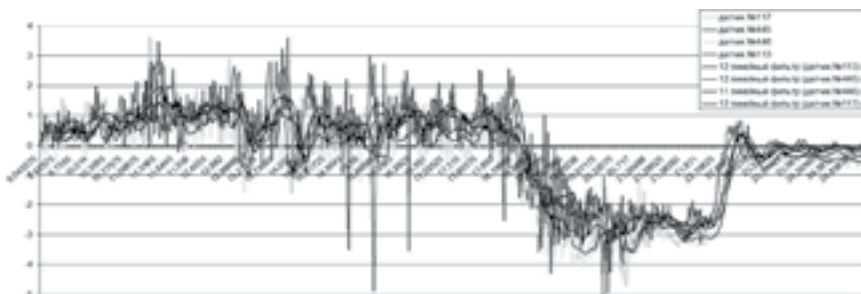


Рис. 4.15. Поздовжні прискорення, що виникають в процесі розгону і гальмування тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА-200 + 2-ПТС 12

Таблиця 4.2. Результат моделювання динаміки гальмування в режимі реального часу

| β_1 | β_2 | β_{np1} | β_{np2} | t, c | $V_r, м/с$ | S | j |
|-----------|-----------|---------------|---------------|--------|------------|-------|-----|
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0,1 | 10,11 | 1,011 | 0 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0,2 | 10,11 | 2,022 | 0 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0,6 | 9,140 | 5,86 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0,7 | 8,800 | 6,733 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0,8 | 8,461 | 7,560 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0,9 | 8,121 | 8,350 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1 | 7,781 | 9,103 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,1 | 7,441 | 9,820 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,2 | 7,1018 | 10,50 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,3 | 6,761 | 11,1 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,4 | 6,422 | 11,76 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,5 | 6,082 | 12,34 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,6 | 5,742 | 12,88 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,7 | 5,402 | 13,39 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,8 | 5,062 | 13,87 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 1,9 | 4,723 | 14,31 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2 | 4,383 | 14,72 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,1 | 4,043 | 15,09 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,2 | 3,703 | 15,43 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,3 | 3,3638 | 15,74 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,4 | 3,023 | 16,01 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,5 | 2,684 | 16,25 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,6 | 2,344 | 16,45 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,7 | 2,004 | 16,62 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,8 | 1,664 | 16,76 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 2,9 | 1,324 | 16,86 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 3 | 0,985 | 16,93 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 3,1 | 0,645 | 16,96 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 3,2 | 0,305 | 16,96 | 3,3 |
| 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 3,3 | -0,034 | 16,92 | 3,3 |

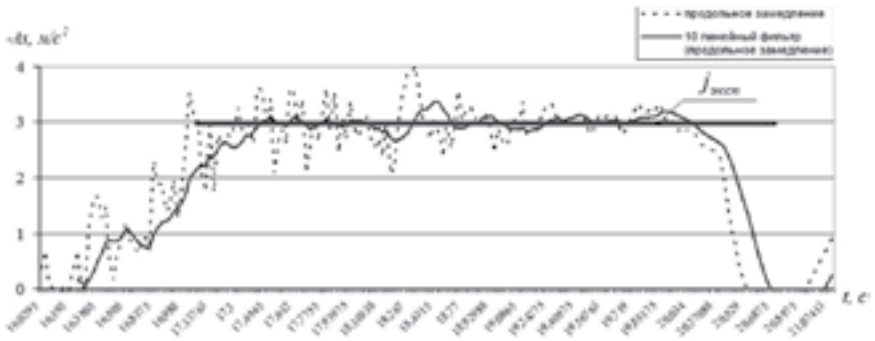


Рис. 4.16. Поздовжнє уповільнення тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА-200 (1-й заїзд)

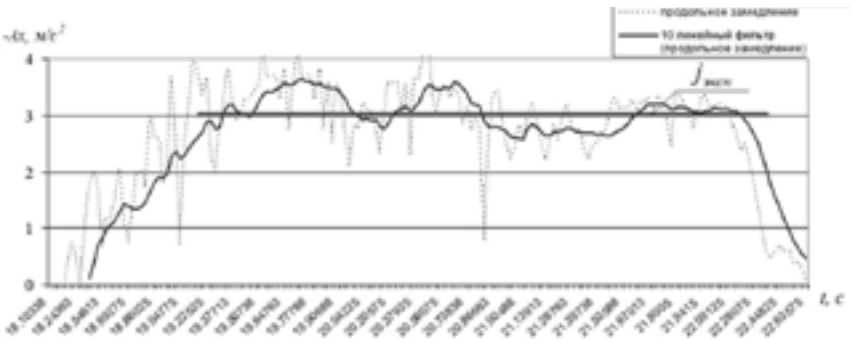


Рис. 4.17. Поздовжнє уповільнення тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА-200 (2-й заїзд)

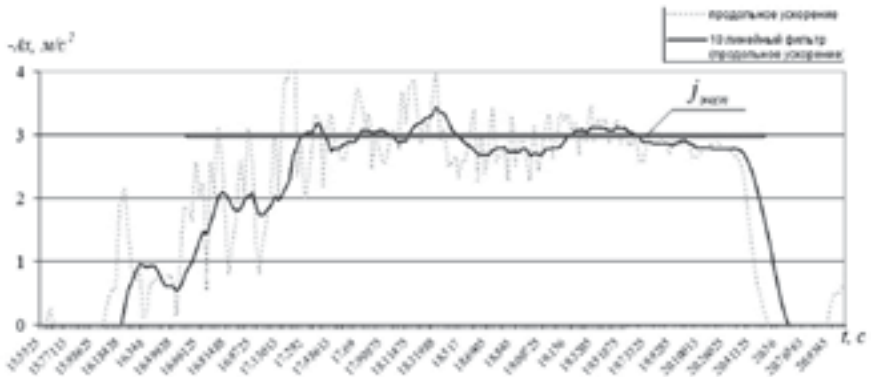


Рис. 4.18. Поздовжнє уповільнення тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА-200 (3-й заїзд)

Аналіз графіків наведених на рисунках 4.15–4.18 показує, що в процесі гальмування тракторного поїзда в складі колісного трактора «Слобожанець» ХТА-200 і двовісного причепа 2-ПТС-12 після натискання на педаль гальма не відбувається блокування коліс. Плавно зростає уповільнення і залишається на середньо усталеному величині, що відповідає теоретично отриманими результатами.

4.4. Оцінка похибок вимірювань та достовірності отриманих результатів

З метою оцінки адекватності отриманих результатів в якості вимірювання центральної тенденції статистики може бути застосовано середнє арифметичне величини $\overline{\Delta j}$, j , t яке можна визначити з наступних співвідношень

$$\Delta j = \frac{\left| \overline{\Delta j_{\text{експ}}} - \Delta j_{\text{розрах}} \right|}{\Delta j_{\text{розрах}}}. \quad (4.6)$$

$$j = \frac{\overline{j_{\text{експ}}} - j_{\text{розрах}}}{j_{\text{розрах}}} \quad (4.7)$$

$$t = \frac{\overline{t_{\text{експ}}} - t_{\text{розрах}}}{t_{\text{розрах}}} \quad (4.8)$$

У таблицях 4.3 і 4.4 наведена оцінка відповідності отриманих розрахункових і експериментальних величин падіння уповільнення досліджуваних тракторів.

Таблиця 4.3. Оцінка адекватності отриманих результатів колісних тракторів класичної компоновки

| Уповільнення | Модель трактора | | |
|--|-----------------|-------------------|--------|
| | Т-16МГ | Володимирець Т-25 | МТЗ-80 |
| $\overline{\Delta j_{\text{експ}}}$, м/с ² | 0,86 | 0,83 | 1,03 |
| $\Delta j_{\text{розрах}}$, м/с ² | 0,782 | 0,792 | 0,973 |
| Δj , % | 9,96 | 4,79 | 5,88 |

Таблиця 4.4. Оцінка адекватності отриманих результатів тракторного поїзда

| Модель трактора | $j_{\text{розрах}}$ | $\overline{j_{\text{експ}}}$ | j , % | $t_{\text{расч}}$, с | $\overline{t_{\text{експ}}}$, с | t , % |
|---------------------|---------------------|------------------------------|---------|-----------------------|----------------------------------|---------|
| Слобожанець ХТА-200 | 3,398 | 3 | 9,17 | 3,3 | 3,3 | 9,56 |

Розбіжність експериментальних і розрахункових значень пов'язано з власної похибкою чутливих елементів реєстраційно-вимірювального комплексу (до 1 %), і похибкою їх установки. Аналіз таблиць 4.3, 4.4 показує, що розбіжність Δj між результатами теоретичних і експериментальних досліджень не перевищує 10 %, і розбіжності між результатами теоретично отриманих даних моделювання динаміки гальмування тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА200 + ПТС12 і експериментальних також не перевищує 10 %.

Проведені експерименти підтвердили результати теоретичного дослідження, які полягають в тому, що при блокуванні задніх коліс тракторів класичної компоновки відбувається одночасно різке зниження уповільнення, що супроводжується кутовим прискоренням в поздовжній площині, що свідчить про зменшення нормального навантаження на задні колеса. Визначено, що величини падіння уповільнення, отримані експериментально, складає для трактора Т-16МГ – $0,86 \text{ м/с}^2$, МТЗ-80 – $1,03 \text{ м/с}^2$, «Володимирець» Т-25 – $0,83 \text{ м/с}^2$. Розбіжність теоретичних та експериментальних досліджень становить для трактора Т-16МГ – 9,96 %, МТЗ-80 – 5,88 %, «Володимирець» Т-25 – 4,79 %.

Результат експериментального дослідження тракторного поїзда в складі трактора «Слобожанець» ХТА-200 + 2ПТС-12 підтвердилися отримані теоретичні результати, що стосуються раціонального вибору розподілу гальмівних сил між осями за критеріями ефективності гальмування і стійкості руху. Тракторний поїзд, у якого відсутні гальма на причепі і є рівний розподіл гальмівних сил між осями трактора, при теоретичному дослідженні повинен мати коефіцієнт стійкості. Результати експериментального дослідження показали, що уповільнення тракторного поїзда було не нижче нормативного $j_{\text{уст}} = 3,3 \text{ м/с}^2$ при збереженні стійкості.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Розділ 1

1. Jante, A. (2020). *Kraftfahrt-Mechanik*. Walter de Gruyter GmbH & Co KG.
2. Лагунов, Л. Я., Подрігало, М. А. (1977). Вплив ефективності роботи гальмівної системи на експлуатаційні показники автомобіля. *Автомобільний транспорт*. Випуск 14. Київ: Техніка. С. 83–86 [Російською мовою].
3. Говорущенко, Н. Я. (1971). *Основи теорії експлуатації автомобілів*. Київ: Вища школа, 231 с. [Російською мовою].
4. Подрігало, М. А., Волков, В. П., Кирчатий, В. І. (1999). *Стійкість колісних машин при гальмуванні*. Харків: РІО ХДАДТУ, 93 с. [Російською мовою].
5. ДСТУ 3649:2010. (2011). Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. Київ. Держспоживстандарт України.
6. Подригало, М. А. (1993). *Теоретичне обґрунтування та розробка гальмівного керування колісних тракторів та трансформованих енерготехнологічних агрегатів*. (Дис. д-ра техн. наук: 05.05.03) Харків, 397 с. [Російською мовою].
7. Бобров, Я. А. (1994). *Підвищення енергоємності гальмівних механізмів колісних тракторів класів 0,6 ... 1,4*. (Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03) Харків. держ. авт.-дорож. техн. ун-т. Харків, 24 с. [Російською мовою].
8. Коряк, О. О. (1999). *Удосконалення гальмівного керування тракторного поїзда на базі колісного трактора малого класу*. (Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02) Харк. держ. авт.-дорож. ун-т. Харків. 18 с. [Російською мовою].
9. Щербань, В. А. (1990). *Розробка та дослідження гідросилового гальмівного приводу колісних тракторів та самохідних шасі*. (Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03). Харків. автом. дорожній. ін-т. Харків, 24 с. [Російською мовою].

10. Подригало, М. А., Міленін, А. М. (2001). Визначення раціональних швидкостей руху тракторних поїздів на транспортних роботах. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. Випуск 7. Вісник ХДТУСГ. Харків: ХДТУСГ. С. 43–48. [Російською мовою].
11. Кириченко, І. Г., Подригало Н. М. (1998). Оцінка коефіцієнта корисної дії колісних машин на транспортних операціях. *Автомобільний транспорт*. № 1. Харків, ХДАДТУ, С. 26–28. [Російською мовою].
12. Подригало, М. А., Волков, В. П., Міленін, О. М. (2000). Оцінка енергоперетворювальних властивостей гальмівних систем колісних машин. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. Випуск 1. Вісник ХДТУСГ. Харків: ХДТУСГ, С. 31–38. [Російською мовою].
13. Волков, В. П., Подригало, М. А. (1995). *Оцінка ефективності гальмівного приводу щодо витрат енергії*. Вісник ХДАДТУ. Харків: РІО ХДАДТУ, С. 23–26. [Російською мовою].
14. Подригало, М. А., Щербань, В. А. (1987). Визначає можливість застосування гідростатичного приводу гальм на транспортних засобах з різною повною масою. *Автомобільний транспорт*, № 24. Київ: Техніка, С. 96–98. [Російською мовою].

Розділи 2, 3

1. Холодов, М. П. (2015). *Удосконалення методів розрахунку динаміки гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів*. (Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02). Харків.
2. ДСТУ 3649:2010. (2011). Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. Київ. Держспоживстандарт України. [Російською мовою].
3. Подригало, М. А. (2011). Вплив блокування коліс на ефективність гальмування колісних тракторів класичного компоновання. М. А. Подригало, Б. В. Савченко, М. П. Холодов. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. Вип. 107. С. 22–30. [Російською мовою].

4. Сьомов, Д. С., Найденов, Л. К. (1987). *До питання аналітичного визначення показників ефективності гальмування*. Харків: ТПП УССР. [Російською мовою].
5. Jante, A. [2020]. *Kraftfahrt-mechanik*. Walter de Gruyter GmbH & Co KG.
6. Булгаков, Н. А. (1962). Дослідження динаміки гальмування автомобіля. Н. А. Булгаков, А. Б. Гредескул, С. І. Ломака. *Наукове повідомлення № 18*. Харків: Вид-во Харківського державного університету, 36 с. [Російською мовою].
7. Подрігало, М. А., Волков, В. П., Кирчатий, В. І. *Стійкість колісних машин при гальмуванні*. Харків: Вид-во ХГАДТУ. 93 с. [Російською мовою].
8. Холодов, М. П. (2014). Моделювання динаміки гальмування трактора з односним причепом. *Вісник національного технічного університету «ХПІ». Автомобілі та тракторобудування*. № 46. Харків, С. 33–39. [Російською мовою].
9. Подригало, М. А. (2014). Нове теоретично експлуатаційних властивостей автомобіля. М. А. Подригало, Д. М. Клець, Н. М. Потапов, М. П. Холодов. *Міжвузівський збірник. Наукові нотатки*. Вип. 46. Луцьк, С. 421–430. [Російською мовою].
10. Холодов, М. П. (2013). Результати моделювання динаміки гальмування тракторного поїзда. *VI Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»*, Вінниця 21–23 жовтня 2013 р., ВНТУ, С. 65–66. [Російською мовою].

Розділ 4

1. Артемов, Н. П., Лебедев, А. Т., Подрігало, М. А. та ін. (2012). *Метод парціальних прискорень та його застосування в динаміці мобільних машин*. За ред. Подригало М. А. Харків: Вид-во «Міськ-друк», 218 с. [Російською мовою].
2. Холодов, М. П. (2015). *Удосконалення методів розрахунку динаміки гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів*. (Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02). Харків. [Російською мовою].

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП | 5 |
| РОЗДІЛ 1. ПРОЦЕС ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ, ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ ТА ОЦІНКА ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ ... | 6 |
| 1.1. Вплив ефективності гальмування на показники транспортної роботи тракторних поїздів | 6 |
| 1.2. Визначення раціональних швидкостей руху та вантажопідйомності тракторного поїзда | 9 |
| 1.2.1. За критерієм максимальної продуктивності | 9 |
| 1.2.2. За критерієм максимальної пропускної спроможності автомобільної дороги | 13 |
| 1.2.3. За енергетичним критерієм (втрата енергії при гальмуванні) | 15 |
| 1.3. Оцінка ефективності гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів | 21 |
| 1.3.1. Показники ефективності гальмування | 21 |
| 1.3.2. Нормативи (критерії) ефективності гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів | 29 |
| 1.4. Забезпечення необхідної ефективності гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів | 37 |
| 1.4.1. Перевірка на відповідність чинним стандартам колісних тракторів та тракторних поїздів | 37 |
| 1.4.2. Вимоги до ефективності гальмування у разі підвищення транспортних швидкостей руху до 40 км/год | 46 |
| 1.4.3. Вимоги до гальмівних систем гірських колісних тракторів ... | 50 |
| РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНЕ РОЗПОДІЛЕННЯ НОРМАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ МІЖ ОСЯМИ І ПОКАЗНИКИ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ | 57 |
| 2.1. Вплив блокування коліс на ефективність гальмування тракторів класичного компонування | 57 |
| 2.1.1. Визначення нормальних реакцій на задніх колесах | 57 |
| 2.1.2. Оцінка збільшення ефективності гальмування трактора при утриманні задніх коліс на межі блокування | 59 |

| | |
|--|----|
| 2.2. Оцінка доцільності встановлення гальмівних механізмів лише на одну вісь трактора | 64 |
| 2.3. Вибір розподілу гальмівних сил між осями колісних тракторів | 68 |
| 2.3.1. <i>Визначення законів розподілу гальмівних сил між осями</i> | 68 |
| 2.3.2. <i>Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями на прикладі колісних тракторів класичного конструювання</i> ... | 75 |
| 2.4. Вплив розподілу гальмівних сил між осями на стійкість колісних тракторів під час занесення | 80 |
| 2.4.1. <i>Уточнення сумарних нормальних реакцій на передніх та задніх колесах</i> | 81 |
| 2.4.2. <i>Визначення раціонального розподілу гальмівних сил при малих відхиленнях курсового кута колісної машини</i> | 82 |
| 2.4.3. <i>Визначення раціонального розподілу гальмівних сил при значних величинах початкової кутової швидкості</i> | 84 |
| 2.5. Потенційні зчіпні можливості при гальмуванні колісних тракторів з балансирною підвіскою переднього моста | 88 |
| 2.5.1. <i>Розподіл нормальних реакцій між передніми колесами трактора при дії бічної сили</i> | 89 |
| 2.5.2. <i>Визначення ідеального розподілу загальної гальмівної сили між осями, бортами та окремими колесами трактора</i> | 90 |
| 2.6. <i>Визначення розподілу гальмівних сил між осями при блокованому приводі передніх та задніх коліс трактора</i> | 97 |

| | |
|--|-----|
| РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНЕ РОЗПОДІЛЕННЯ НОРМАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ МІЖ ОСЯМИ І ПОКАЗНИКИ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ | 102 |
| 3.1. Гальмування трактора з двовісним причепом без блокування коліс | 102 |
| 3.2. Гальмування трактора з одновісним причепом без блокування коліс | 111 |
| 3.3. <i>Визначення умов гальмування тракторного поїзда без блокування коліс та небезпеки появи складання</i> | 120 |
| 3.3.1. <i>Тракторний поїзд у складі колісного трактора та двовісного причепа</i> | 120 |

| | |
|---|-----|
| 3.3.2. Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями на прикладі колісного трактора з двовісним причепом | 122 |
| 3.3.3. Тракторний поїзд у складі трактора та одновісного причепа | 128 |
| 3.3.4. Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями на прикладі колісного трактора з одновісним причепом | 130 |
| 3.4. Моделювання процесу гальмування тракторного поїзда в режимі реального часу | 133 |
| 3.4.1. Моделювання залежності гальмівних сил та уповільнення тракторного поїзда від часу | 134 |
| 3.4.2. Моделювання умов гальмування тракторного поїзда в режимі реального часу на прикладі трактора з двовісним причепом | 136 |
| 3.4.3. Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями в режимі реального часу на прикладі колісного тракторного поїзда з двовісним причепом | 146 |
| | |
| РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ПОЇЗДІВ НА ЇХ БАЗІ | 151 |
| 4.1. Програма – методика експериментальних досліджень | 151 |
| 4.2. Опис вимірювального комплексу | 152 |
| 4.3. Обробка результатів експериментальних досліджень | 153 |
| 4.3.1. Результати обробки експериментальних досліджень колісних тракторів класичного компонування | 156 |
| 4.3.2. Результати обробки експериментальних досліджень тракторного поїзда | 167 |
| 4.4. Оцінка похибок вимірювань та достовірності отриманих результатів | 170 |
| | |
| ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 173 |

Наукове видання

**М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов,
Я. А. Бобров, М. П. Холодов**

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ ТА ТЕОРІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

Колективна монографія

У трьох томах

За редакцією д-ра техн. наук, професора М. А. Подригало
та д-ра техн. наук, професора О. С. Полянського

Том 1

Комп'ютерна верстка: О. Б. Мальцев

Підписано до друку 30.08.2023. Формат 60х84 1/16.

Умов. др. арк. 10,5. Об. вид арк. 10,6.

Зам. № ЕП-1309231. Тираж 100 прим.

Видавництво «Естет Прінт»

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК № 6381 від 3.09.2018

тел.: +38 (050) 831-58-36

*Віддруковано у друкарні ТОВ «Естет Прінт»
Україна, 61002, м. Харків, вул. Рилєєва, 60*