

Подригало М.А.,
Гармаш В.П.,
Баулін Д.С.,
Горєлишев С.А.,
Побережний А.А.
Національна академія Національної
гвардії України,
майдан Захисників України, 3,
E-mail: port_6633@ukr.net

ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ АВТОМОБІЛІВ З ЕЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕСАМИ ПЕРЕДНЬОГО ПОВОРОТНОГО МОСТУ

УДК 629.017

Подригало М.А., Гармаш В.П., Баулін Д.С., Горєлишев С.А., Побережний А.А. «Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту»

Автомобілі з електричним і гібридним приводом ведучих колес отримали в останні роки широке розповсюдження у світі. Для широкого класу колісних транспортних засобів із комбінованим електромеханічним приводом є можливість виконання переднього мосту поворотним, що дозволяє підвищити їхню маневреність. Застосування роздільного керування електродвигунами переднього поворотного ведучого мосту дозволяє здійснити керування поворотом машин за рахунок створення різниці дотичних реакцій на передніх колесах.

У даній статті проведено аналіз показників керованості двохвісної машини з переднім поворотним мостом при створенні різниці крутних моментів на передніх колесах. Отримані аналітичні залежності дозволяють проводити оцінку керованості автомобілів з переднім поворотним ведучим мостом при створенні різниці крутних моментів на його колесах. Визначено, що показники керованості й поворотності (кутове прискорення й кутова швидкість) при передньому поворотному ведучому мосту та створенні на його колесах різниці крутних моментів вище, ніж у випадку рівності зазначених моментів. Досліджено вплив закону зміни різниці крутних моментів на кінематичні параметри повороту автомобіля. Визначено, що при кожному із трьох законів зміни різниці крутних моментів відносна кутова швидкість повороту автомобіля із часом зростає.

Пропоноване рульове керування є системою із двома ступенями свободи, оскільки на її вході створюються два незалежні керуючі впливи – поворот кермового колеса й створення різниці крутних моментів на передніх колесах. Тому, розв'язання поставленої задачі здійснювалося з використанням моделі складного руху. Слід зазначити, що розглядалися “тверді” колеса автомобіля. При дослідженні руху автомобіля з еластичними в бічному напрямку колесами, необхідно використовувати модель багатокомпонентного складного руху, що складається з одного переносного й двох відносних рухів. Другим відносним рухом є рух, обумовлений деформацією шин при їхньому бічному відводі.

Результати представленої дослідження можуть бути корисні інженерам та аспірантам, що займаються розглянутою проблемою.

Ключові слова: гібридний привід, керованість автомобіля, передній поворотний ведучий міст, електромотор-колеса, модель складного руху.

Подригало М.А., Гармаш В.П., Баулін Д.С., Горєлишев С.А., Побережний А.А. «Оценка управляемости автомобилей с электромотор-колесами переднего поворотного моста»

Автомобили с электрическим и гибридным приводом ведущих колес получили в последние годы широкое распространение в мире. Для широкого класса колесных транспортных средств с комбинированным электромеханическим приводом имеется возможность выполнения переднего моста поворотным, что позволяет повысить их маневренность. Применение раздельного управления электродвигателями переднего поворотного ведущего моста позволяет осуществлять управление поворотом машин за счет создания разности касательных реакций на передних колесах.

В данной статье проведен анализ управляемости двухосной машины с передним поворотным мостом при создании разности крутящих моментов на передних колесах. Полученные аналитические зависимости позволяют проводить оценку управляемости автомобилей с передним поворотным ведущим мостом при создании разности крутящих моментов на его колесах. Определено, что показатели управляемости и поворотливости (угловое ускорение и угловая скорость) при переднем поворотном ведущем мосту и создании на его колесах разности крутящих моментов выше, чем в случае равенства указанных моментов. Исследовано влияние закона изменения разности крутящих моментов на кинематические параметры поворота автомобиля. Определено, что при любом из трех законов изменения разности крутящих моментов относительная угловая скорость поворота автомобиля с течением времени возрастает.

Предлагаемое рулевое управление является системой с двумя степенями свободы, поскольку на ее входе создаются два независимых управляющих воздействия – поворот рулевого колеса и создание разности крутящих моментов на передних колесах.

Поэтому, решение поставленной задачи осуществлялось с использованием модели сложного движения. Следует отметить, что рассматривались “жесткие” колеса автомобиля. При исследовании движения автомобиля с эластичными в боковом направлении колесами, необходимо использовать модель многокомпонентного сложного движения, состоящего из одного переносного и двух относительных движений. Вторым относительным движением является движение, обусловленное деформацией шин при их боковом угле.

Результаты представленного исследования могут быть полезны инженерам и аспирантам, занимающимся рассматриваемой проблемой.

Ключевые слова: гибридный привод, управляемость автомобиля, передний поворотный ведущий мост, электромотор-колеса, модель сложного движения

M. Podrigalo, V. Garmash, D. Baulin, S. Horielyshev, A. Poberezhnyi "Assessment of controllability of cars with electric motor wheels of the front swing axle"

Cars with electric and hybrid drive wheels have become widespread in the world in recent years. For a wide class of wheeled vehicles with a combined electromechanical drive, it is possible to make the front axle swivel, which increases their maneuverability. The use of separate control of the motors of the front swivel drive axle allows you to control the rotation of the machines by creating a difference in tangential reactions on the front wheels.

This article analyzes the controllability of a two-axle vehicle with a front swivel axle when creating a difference in torque on the front wheels. The obtained analytical dependencies make it possible to assess the controllability of cars with front driving steering axles when creating a difference in torque on its wheels. It is determined that the indicators of controllability and agility (angular acceleration and angular velocity) with the front driving steering axles when creating a difference in torque on its wheels is higher than in the case of equality of the indicated moments. The influence of the law of change in the difference in torques on the kinematic parameters of the vehicle rotation is investigated. It is determined that under any of the three laws of change in the difference in torque, the relative angular velocity rotation of the vehicle increases with time.

The proposed steering is a system with two degrees of freedom, since two independent control actions are created at its input - turning the steering wheel and creating a torque difference on the front wheels. Therefore, the solution to the problem was carried out using a complex motion model. It should be noted that the vehicle with laterally “rigid” wheels is considered. When studying the movement of a car with wheels elastic in the lateral direction, it is necessary to use a model of a multicomponent complex movement, consisting of one transferable movement and two relative movements. The second relative movement is the movement caused by the deformation of the tires during lateral withdrawal.

The results of the presented research can be useful to engineers, graduate students dealing with the problem under consideration.

Keywords: hybrid drive, vehicle handling, front drive steering axle, electric motor-wheels, complex motion model.

Вступ

На протязі останніх років широке розповсюдження дістали електромобілі й автомобілі з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс, що отримали назву гібридних автомобілів.

Для цілого ряду колісних транспортних засобів і спеціальних колісних технологічних машин є можливість виконання переднього мосту поворотним. Це дозволяє поліпшити маневреність зазначених машин. Використання роздільного управління електромотор-колесами переднього мосту дозволяє полегшити керування поворотом машини за рахунок створення різниці дотичних реакцій дороги на передніх колесах.

У даній статті проведено аналіз показників керованості двохвісної машини з переднім поворотним мостом при створенні різниці крутних моментів на передніх колесах.

Аналіз останніх досліджень

Дослідження маневреності автомобілів, а також її складових властивостей (керованості, стійкості, повороткості, вписування) присвячена значна кількість робіт відомих авторів [1 – 8]. У зазначених роботах не розглядалися автомобілі, що мають передню поворотну вісь.

Математична модель повороту двохвісного автомобіля з передньою поворотною віссю розглянута в роботі [9]. Однак у роботі [9] досліджено тільки поворот автомобіля при

створенні різниці дотичних реакцій дороги на його бортах (комбінований спосіб повороту машини). Питання керування поворотом переднього ведучого мосту не розглядалося.

Керування переднім поворотним мостом двохвісної колісної машини досліджувалося в роботі [10]. Однак у роботі [10] розглядався передній відомий міст, управління поворотом якого здійснювалося кермовим приводом і силовим гідроциліндром. Таким чином, керування поворотом переднього мосту за рахунок створення різниці дотичних реакцій у контакті передніх коліс із дорогою у відомих роботах [9 – 10] не розглядалося.

Встановлення електромотор-коліс на передньому поворотному мосту при незалежному їхньому керуванні дозволяє вирішити поставлене завдання.

Формулювання мети дослідження

Метою дослідження є підвищення маневреності автомобілів з електромотор-колесами на передньому поворотному мосту з використанням різниці дотичних реакцій дороги на колесах за рахунок роздільного керування електродвигунами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступне завдання – визначити взаємозв'язок між різницею крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, кутовою швидкістю й кутовим прискоренням автомобіля.

Результати досліджень

Динамічна й математична моделі повороту автомобіля з переднім поворотним мостом запропоновані в роботі [9]. На рис. 1 і рис. 2 показана схема повороту й схема сил, що діють на автомобіль.

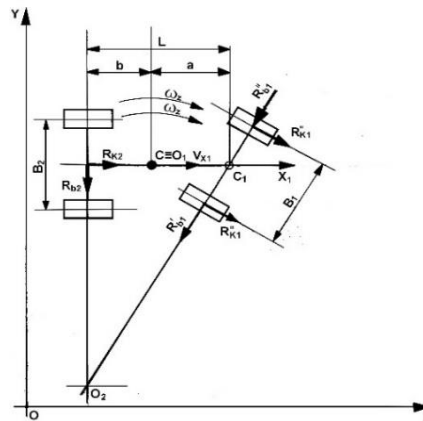


Рис. 1. Схема повороту автомобіля з переднім поворотним мостом [9].

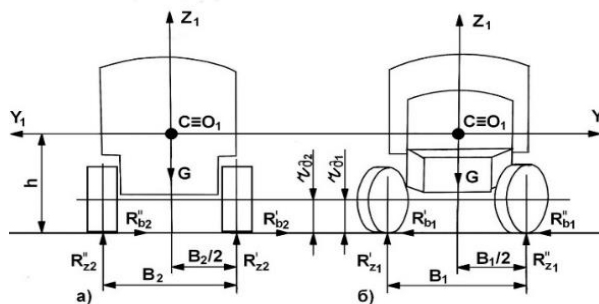


Рис. 2. Схема сил, що діють на автомобіль із переднім поворотним мостом у поперечній площині [9]:

а) вид позаду; б) вид попереду.

У роботі [9] отримані також диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автомобіля з переднім поворотним мостом

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} L \cdot \operatorname{ctg} \alpha - \frac{V_{x1}^2}{L^2} b \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{k2} + R_{k1} \cdot \cos \alpha - R_{s1} \cdot \sin \alpha ; \quad (1)$$

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} b + \frac{V_{x1}^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{s2} + R_{k1} \cdot \sin \alpha ; \quad (2)$$

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{s1} \cdot \cos \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + R_{k1} \cdot \sin \alpha , \quad (3)$$

де m – маса автомобіля;

α – кут повороту переднього мосту;

$\frac{d\omega_z}{dt} = \omega_z$ – кутове прискорення автомобіля в площині дороги;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля щодо осі OX;

a, b – відстані від середини передньої й задньої осей до проекції центру мас автомобіля на площину, що проходить через зазначені осі (рис. 1), $a + b = L$;

i_z – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі OZ;

R_{s1}, R_{s2} – сумарні бічні сили, що діють на передню й задню осі автомобіля;

R_{k1}, R_{k2} – сумарні дотичні реакції на колесах передньої й задньої осей автомобіля.

Рівняння (1) – (3) у роботі [9] отримані з умови рівності дотичних реакцій на лівих і правих колесах ($R'_{k1} = R''_{k1}$; $R'_{k2} = R''_{k2}$).

При наявності різниці дотичних реакцій на бортах автомобіля, обумовленої різницею нормальних реакцій дороги й різницею сил опору коченню, рівняння (3) прийме вигляд [9]

$$\begin{aligned} m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} &= R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{k1} \cdot \sin \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} (R''_{k2} - R'_{k2} + R''_{k1} - R'_{k1}) = \\ &= R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{k1} \cdot \sin \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f (R''_z - R'_z), \end{aligned} \quad (4)$$

де B – ширина колії переднього мосту;

f – коефіцієнт опору коченню.

При створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{k1} \cdot \sin \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f \left[\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{s1}} - f (R''_z - R'_z) \right], \quad (5)$$

де M'_{k1}, M''_{k1} – крутні моменти на колесах передніх внутрішнього й зовнішнього коліс;

r_{s1} – динамічний радіус переднього колеса;

R'_z, R''_z – сумарні нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього й зовнішнього бортів, відповідно.

Для розв'язання поставленого завдання скористаємось моделлю складного руху. Зазначена модель призначена для дослідження процесу повороту машини на перехідних (несталих) етапах руху – входу в поворот і виходу з повороту.

Переносним рухом буде рух при повороті переднього мосту з кутовою швидкістю $\frac{d\alpha}{dt}$ за рахунок рульового керування, а відносним рухом – поворот автомобіля з кутовою швидкістю $(\omega_z)_{\text{відн}}$ за рахунок дії різниці дотичних реакцій дороги на передніх колесах. Тут слід зазначити, що розглядалися “тверді” колеса автомобіля. При дослідженні руху автомобіля з еластичними в бічному напрямку колесами, можливе використання моделі багатокомпонентного складного руху, що складається з переносного й двох відносних рухів [11]. Другим відносним рухом є рух, обумовлений деформацією шин при їхньому бічному відводі.

При подальших дослідженнях зробимо допущення того, що конструкція рульового керування є “напівпрозорою”, що не передає зусиль, які діють на поворотному мосту у

зворотному напрямку. Це означає, що різниця крутних моментів на передніх колесах не впливає на закон зміни $\alpha(t)$.

Кутова швидкість переносного руху [9]

$$(\omega_z)_{nep} = \frac{V_{x1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L} \quad (6)$$

Лінійна швидкість автомобіля V_{x1} , направлена уздовж осі ОХ у процесі повороту при реалізації постійної потужності на колесах зменшується [9] за наступним законом

$$V_{x1} = \frac{V_0}{\sqrt{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \alpha}}, \quad (7)$$

де V_0 – лінійна швидкість автомобіля в початковий момент часу виконання повороту.

У рівнянні (5) R'_z і R''_z – сумарні нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього й зовнішнього бортів автомобіля наступним чином

$$R'_z = 0,5mg - R_\delta \frac{h}{B}; \quad (8)$$

$$R''_z = 0,5mg + R_\delta \frac{h}{B}, \quad (9)$$

різниця яких дорівнює

$$R''_z - R'_z = 2 \frac{h}{B} R_\delta, \quad (10)$$

де R_δ – бічна сила, прикладена до автомобіля при повороті.

Спільне розв'язання рівнянь (2) і (5) дозволило одержати рівняння

$$m \frac{d\omega_z}{dt} \left(\frac{i_z^2 - ab}{a} \right) = m \frac{V_{x1}^2}{L} \operatorname{tg} \alpha - R_{\delta 2} \frac{L}{a} + \frac{B}{2a} \left[\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} - f(R''_z - R'_z) \right]. \quad (11)$$

Сумарна бічна сила на колесах задньої осі [9] може бути визначена як

$$R_{\delta 2} = m \left[\frac{ab - i_z^2 - fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 \frac{a}{L^2} \left(b - f \frac{h}{a} \right) \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (12)$$

Після підстановки (7) в (6) і проведення перетворень, одержимо

$$f h b \frac{d\omega_z}{dt} = f V_{x1}^2 \frac{h}{L} \operatorname{tg} \alpha + \frac{B}{2m} \left[\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} - f(R''_z - R'_z) \right] \quad (13)$$

або

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_{x1}^2}{bL} \operatorname{tg} \alpha + \frac{B}{2mfhb} \left[\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} - f(R''_z - R'_z) \right]. \quad (14)$$

Бічна сила, що діє на автомобіль при повороті

$$P_\delta = R_{o1} \cos \alpha + R_{\delta 2} + R_{k1} \sin \alpha. \quad (15)$$

Вираз (15) являє собою праву частину рівняння (2). У такий спосіб

$$P_\delta = m \left(\frac{d\omega_z}{dt} b + \frac{V_{x1}^2}{L} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (16)$$

Підставляючи (15) в (10), а отриманий вираз в (9), одержимо після перетворень

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}}. \quad (17)$$

Кутове прискорення автомобіля в площині дороги є показником керованості [6, 9]. Позначимо різницю крутних моментів на левом і правом передніх колесах як функцію часу, тобто

$$\Delta M_{k1}(t) = M''_{k1} - M'_{k1}. \quad (18)$$

Кутова швидкість автомобіля в площині дороги є показником повороткості.

З рівняння (17) визначаємо відносну кутову швидкість автомобіля в площині дороги

$$(\omega_z)_{omv} = \frac{B}{4mfhb r_{o1}} \int_0^t \Delta M_{k1}(t) dt, \quad (19)$$

де t_1, t_2 – час початку й кінця повороту переднього мосту.

Закон зміни кутової швидкості автомобіля залежить від закону зміни різниці $\Delta M_{k1}(t)$

Перший варіант. Функція $\Delta M_{k1}(t)$ має постійне значення, тобто

$$\Delta M_{k1}(t) = \Delta M_{k1} = \text{const} . \quad (20)$$

Після підстановки (20) в (19) і інтегрування з урахуванням граничної умови (при $t = 0, (\omega_z)_{\text{вiдн}} = 0$), одержимо

$$(\omega_z)_{\text{вiдн}} = \frac{B \cdot \Delta M_{k1}}{4mfhbr_{o1}} t . \quad (21)$$

З отриманого рівняння (21) видно, що кутова швидкість повороту машини зростає лінійно із часом. Її величина пропорційна ширині колії B , різниці крутних моментів ΔM_{k1} і зворотно пропорційна величинам m, f, h, b, r_{o1} . Графік залежності $(\omega_z)_{\text{вiдн}}(t)$ представлений на рис. 3.

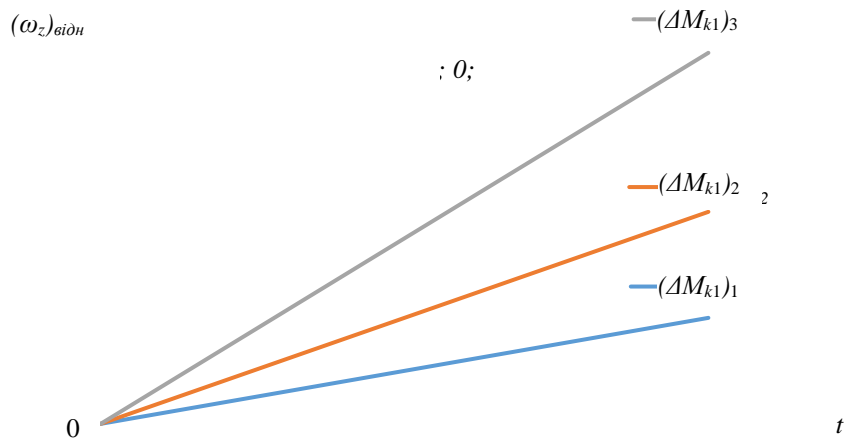


Рис. 3. Залежності $(\omega_z)_{\text{вiдн}}(t)$ при різних постійних різницях крутних моментів на передніх колесах: $(\Delta M_{k1})_1 < (\Delta M_{k1})_2 < (\Delta M_{k1})_3$.

Другий варіант. Функція $\Delta M_{k1}(t)$ змінюється за часом за лінійним законом, тобто

$$\Delta M_{k1}(t) = k_1 \cdot t , \quad (22)$$

де k_1 – коефіцієнт пропорційності (кутовий коефіцієнт).

Після підстановки (20) в (19) і інтегрування з обліком тої ж граничної умови, одержимо

$$(\omega_z)_{\text{вiдн}} = \frac{B \cdot k_1}{8mfhbr_{o1}} t^2 . \quad (23)$$

Графік залежностей $(\omega_z)_{\text{вiдн}}$ від t при різних значеннях k_1 наведено на рис. 4.

Третій варіант. Функція різниці крутних моментів на передніх колесах змінюється за експонентним законом, що має вид

$$\Delta M_{k1}(t) = \Delta M_{k10} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) , \quad (24)$$

де ΔM_{k10} – різниця крутних моментів на передніх колесах, створювана в початковий момент часу ($t = 0$);

T – постійна часу.

Після підстановки (24) в (19) і інтегрування з обліком тої ж граничної умови ($(\omega_z)_{\text{вiдн}} = 0$ при $t = 0$), одержимо

$$(\omega_z)_{\text{вiдн}} = \frac{B \cdot \Delta M_{k10} \cdot T}{4mfhbr_{o1}} \left(\frac{t}{T} - 1 + e^{-\frac{t}{T}} \right) . \quad (25)$$

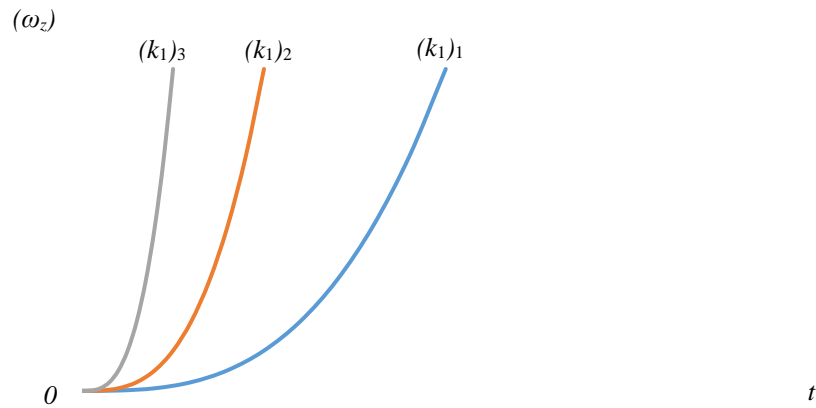


Рис. 4. Залежності $(\omega_z)_{відн}(t)$ при різних значеннях кутового коефіцієнта k_1 у рівнянні (21): $(k_1)_1 < (k_1)_2 < (k_1)_3$.

На рис. 5 наведений графік залежності $(\omega_z)_{відн}\left(\frac{t}{T}\right)$ при експонентному законі зміни різниці крутних моментів на передніх колесах.

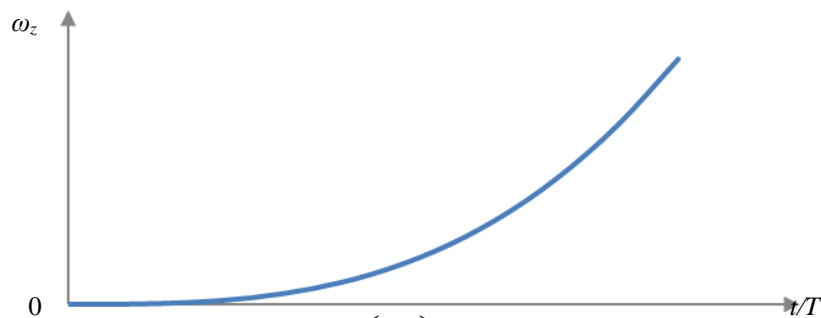


Рис. 5. Графік залежності $(\omega_z)_{відн}\left(\frac{t}{T}\right)$ при експонентному законі зміни різниці крутних моментів на ведучих колесах.

Таким чином, нами проаналізований характер зміни кутової швидкості автомобіля з переднім поворотним мостом при різних законах зміни різниці крутних моментів на передніх колесах.

Рівняння (17) визначає кутове прискорення відносного руху автомобіля на повороті, тобто

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{відн} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}}. \quad (26)$$

Кутове прискорення переносного прискорення визначимо диференціюючи $(\omega_z)_{неп}$ (залежність (6))

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{неп} = \frac{1}{L} \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + \frac{V_{x1}}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \right). \quad (27)$$

При підтримці постійної лінійної швидкості $V_{x1} = \text{const}$ величина $\frac{dV_{x1}}{dt} = 0$ й $V_{x1} = V_0$.

У цьому випадку

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{неп} = V_0 \operatorname{sec}^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \quad (28)$$

та

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{nep} + \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{виюн} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} + V_0 \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}. \quad (29)$$

При підтриманні постійної потужності на ведучих колесах з рівняння (7) одержимо

$$\frac{dV_{x1}}{dt} = -V_0 \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}}{\sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha\right)^3}}. \quad (30)$$

Після підстановки виразів (7) і (30) у рівняння (27), одержимо

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{nep} = \frac{V_0 \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}}{L \sqrt{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}} \left(1 - \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}\right) = \frac{V_0 \cdot \sec^2 \alpha}{L \sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha\right)^3}} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (31)$$

Абсолютне кутове прискорення автомобіля в цьому випадку

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{nep} + \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{виюн} = \frac{V_0 \cdot \sec^2 \alpha}{L \sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha\right)^3}} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}}. \quad (32)$$

Кутова швидкість повороту автомобіля

$$\omega_z = (\omega_z)_{nep} + (\omega_z)_{виюн} = \frac{V_{x1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L} + \frac{B}{4mfhbr_{o1}} \int_1^{t_2} \Delta M_{k1}(t) dt. \quad (33)$$

У рівнянні (33)

$$t_2 = t_{вхид} - \text{при вході в поворот} \quad (34)$$

та

$$t_2 = t_{вихид} - \text{при виході з повороту}, \quad (35)$$

де $t_{вхид}, t_{вихид}$ – час входу в поворот і виходу з нього.

При підтримці постійної швидкості автомобіля вираз (33) приймає вигляд

$$\omega_z = \frac{V_0 \operatorname{tg} \alpha}{L} + \frac{B}{4mfhbr_{o1}} \int_1^{t_2} \Delta M_{k1}(t) dt. \quad (36)$$

При підтриманні постійної потужності на ведучих колесах (з урахуванням співвідношення (7))

$$\omega_z = \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L \sqrt{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}} + \frac{B}{4mfhbr_{o1}} \int_1^{t_2} \Delta M_{k1}(t) dt. \quad (37)$$

Аналіз виразів (23), (32), (33) показує, що при створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту значення показника керованості $\frac{d\omega_z}{dt}$ й поворотності

ω_z збільшуються за рахунок параметрів відносного руху $\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{виюн}$ й $(\omega_z)_{виюн}$.

При виході з повороту в рівняннях розрахункової математичної моделі приймається

$$\frac{d\alpha}{dt} < 0 \quad (38)$$

та

$$\Delta M_{k1} = M''_{k1} - M'_{k1} < 0. \quad (39)$$

Таким чином, в проведеному дослідженні визначено взаємозв'язок між різницею крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, кутовим прискоренням і кутовою швидкістю автомобіля.

Висновки

1. Отримані аналітичні залежності дозволяють проводити оцінку керованості автомобілів з переднім ведучим і поворотним мостом при створенні різниці крутних моментів на його колесах.

2. Показники керованості й поворотності (кутове прискорення $\frac{d\omega_z}{dt}$ й кутова швидкість ω_z) при передньому поворотному і ведучому мосту та створенні на його колесах різниці крутних моментів вище, ніж у випадку рівності зазначених моментів.

3. При кожному з трьох розглянутих законів зміни різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, відносна кутова швидкість повороту $(\omega_z)_{відн}$ автомобіля із часом зростає.

Список використаних джерел

1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Машиностроение, 1986. – 136 с.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
3. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
4. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля / Д.Р. Эллис. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
5. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
6. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий (в порядке обсуждения) / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2008. – № 11. – С. 22-23.
7. Автомобили. Устойчивость: Монография / В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А.В. Костенко, А.С. Даниленко. – Луганск: Изд-во “Ноулидж”, 2013. – 176 с.
8. Поляков В.М. Триланкові автопоїзди. Маневреність: Монографія / В.М. Поляков, В.П. Сахно. – Луганськ: Вид-во “Ноулидж”, 2014. – 206 с.
9. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
10. Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі / М.А. Подригало, А.А. Бобошко, Л.В. Разаренов, А.Г. Закапко, Е.І. Зінченко, В.Н. Краснокутський // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР – №2, 2020. – С.84-99.
11. Lebedev A., Artimov N., Shulyak M., Podrigalo M., Abramov D., Klets D., Kaidalov R. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2015. Вып.36. – С.60-66.

References

1. Zakin Ya.Kh. Vehicle and road train maneuverability / Ya.Kh. Zakin. – M.: Mechanical Engineering, 1986. – 136 p.
2. Litvinov A.S. Controllability and stability of the car / A.S. Litvinov. – M.: Mechanical Engineering, 1971. – 416
3. Farobin Ya.E. The theory of rotation of transport machines / Ya.E. Farobin. – M.: Mechanical Engineering, 1970. – 176 p.
4. Ellis D.R. Vehicle handling / D.R. Ellis. – M.: Mechanical Engineering, 1975. – 216 p.

5. Antonov D.A. The theory of stability of motion of multi-axle vehicles / D.A. Antonov. – M.: Mechanical Engineering, 1978. – 216 p.
6. Podrigalo M.A. Vehicle handling and stability. Definition of concepts (in order of discussion) / M.A. Podrigalo/ Automotive industry, 2008. – No. 11. – P. 22-23.
7. Cars. Stability: Monograph / V.G. Verbitsky, V.P. Sakhno, A.P. Kravchenko, A.V. Kostenko, A.Є. Danilenko. – Lugansk: Knowledge Publishing House, 2013. – 176 p.
8. Polyakov VM Three-link road trains. Maneuverability: Monograph / V.M. Polyakov, V.P. Sakhno. – Lugansk: Knowledge Publishing House, 2014. – 206 p.
9. Maneuverability and braking properties of wheeled machines / [M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.I. Kirchaty, A.A. Boboshko]; ed. M.A. Podrigalo. – Kharkov: Publishing house of KhNADU, 2003. – 403 p.
10. Estimation of ease of management of the forward rotary bridge of the perspective tractor self-propelled chassis / M.A. Podrigalo, A.A. Boboshko, L.V. Razarenov, A.G. Zakapko, E.I. Zinchenko, V.N. Krasnokutsky / Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mechanical Engineering and CAD - №2, 2020. – P.84-99.
11. Lebedev A., Artiomov N., Shulyak M., Podrigalo M., Abramov D., Klets D., Kaidalov R. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement // Automobile transport. Collection of scientific papers. – Kharkov: Publishing house of KhNADU, 2015. Issue 36. – P. 60-66.