

Клец Д. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання керованості автомобілів / Д. Клец // Вісник ТНТУ — Тернопіль : ТНТУ, 2014. — Том 74. — № 2. — С. 151-158. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 629.017

Д. Клец, канд. техн. наук

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ КЕРОВАНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

Резюме. Запропонований метод дозволяє виконувати оцінювання керованості автомобілів з урахуванням або без урахування відведення, з різними типами привода й різних направляючих колесах за допомогою парціальних прискорень. Визначення бічних і дотичних реакцій на колесах автомобіля при повороті з урахуванням бічного відведення шин дозволяє більш точно оцінювати поворотність, стійкість і керованість автомобіля.

Ключові слова: автомобіль, стійкість, керованість, парціальні прискорення.

D. Klets

APPLICATION OF THE PARTIAL ACCELERATIONS METHOD TO AUTOMOBILE HANDLING EVALUATING

Summary. Means of road transport plays an important role in the life of society. Efficiency of its operation determines the efficiency of the national economy as a whole. At steady driving on a straight or curved path with constant average linear or angular velocity and perturbation action it is necessary to influence the vehicle management controls in order to maintain a given course angle or constant radius turn. In this case, the ability of machines to respond adequately to the action (from handling) depends on its course and trajectory stability. Manageability is an important vehicle operational feature and it is closely related to road safety. On vehicle handling significantly affect lateral forces arising in contact of wheels with the road when turning. Vehicle turn can be carried out in three main ways – changing the angles between the longitudinal axis and steering wheels rotation plane of the machine due to their rotation, the change in position of one machine part on another (articulated vehicles), as well as varying different sides wheels speed. The proposed method allows evaluating an automobile handling with or without accounting withdrawal, with various types of drive wheels and various steering wheels using partial acceleration. Determination of lateral and tangential reactions on automobile tire while turning in view tire slip allows more accurate evaluating of automobile maneuverability, stability and handling. Determination of vehicle total and partial angular accelerations during its driving into rotation with and without accounting withdrawal allows developing a vehicles handling improving algorithm with different tire types. Using of different ways in vehicle managing is complicating associated with machine design and control process by machine handling characteristics changing during applying the locking devices. The equations of front-wheel drive vehicles and all-wheel drive vehicles rotational motion when driving on curves without removal are the same. Appearance of new ways to perform maneuvers such as turning movement with all the drive wheels (4WS), requires researching of movement trajectory, stability and handling of machines during specified maneuvering.

Key words: automobile, stability, handling, partial accelerations.

Умовні позначення:

$\alpha, \delta_1, \delta_2$ – кут повороту направляючих коліс та кути відведення передніх й задніх коліс;

R_{k1}, R_{k2} – сумарні дотичні реакції на передніх і задніх колесах;

$R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$ – сумарні бічні реакції на передніх і задніх колесах;

a, b – відстані від проекції центра мас автомобіля на горизонтальній площині до передніх й задніх коліс;

L, m_a – колісна база та загальна маса автомобіля;

V_1, V_2, V_C – лінійна швидкість відповідних точок автомобіля;

C, O_2 – центр мас автомобіля та миттєвий центр повороту;

γ – кут між напрямком вектора швидкості центра мас і поздовжньою віссю автомобіля;

a_c^n, a_c^k – нормальне й тангенціальне прискорення центра мас автомобіля;

$d\omega_z/dt$ – кутове прискорення автомобіля в площині дороги;

$d^2x_1/dt^2, d^2y_1/dt^2$ – лінійне прискорення автомобіля в поздовжній і поперечній площинах;

I_{zc}, i_z – центральний момент інерції та радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі OZ ;

$\dot{\omega}_{z_{пов}}^{парц}$, $\dot{\omega}_{z_{оп}}^{парц}$ – парціальні кутові прискорення повертання та опору повороту;
 V_{x1} , R_D – лінійна швидкість автомобіля та радіус його повороту;
 f , h – коефіцієнт опору коченню та висота центра мас автомобіля;
 R_{z1} – сумарна вертикальна реакція на колесах передньої осі;
 H – відстань від полюса повороту до центра мас автомобіля.

Постановка проблеми. Керованість є найважливішою експлуатаційною властивістю колісних машин і тісно пов'язана з безпекою дорожнього руху. На керованість колісної машини значно впливають бічні сили, що виникають у контакті коліс із дорогою при повороті. У даній статті з використанням нового методу парціальних прискорень запропоновано метод оцінювання керованості колісних машин з урахуванням і без урахування бічного відведення шин. Зазначений метод може бути використаний для визначення кутового прискорення автомобілів у площині дороги з передніми, задніми й усіма направляючими колесами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Оцінювання керованості колісних машин присвячена значна кількість наукових досліджень [2–9]. У роботі [5] вказується, що поворот колісних машин може здійснюватися трьома основними способами – зміною кутів між поздовжньою віссю й площинами обертання направляючих коліс машини за рахунок їхнього повороту; зміною положення однієї частини машини щодо іншої (зчленовані машини), а також зміною величини швидкостей коліс різних бортів. Кінематичний спосіб керування поворотом двохосової машини за допомогою коліс, осей, опор може бути здійснений або однією керованою віссю, або двома. При всіх направляючих колесах можливий поворот передніх і задніх коліс у різні боки або в один бік. У ряді робіт [6, 9] бічні сили, що виникають у контакті коліс із дорогою при повороті, визначені без урахування бічного відведення шин. Дослідження [4] присвячене питанню поліпшення керованості колісних машин за рахунок глобальної оптимізації параметрів, зокрема за рахунок регулювання потужності в рушії. Однак використання в колісній машині різних способів керування пов'язане з ускладненням як конструкції машини, так і процесу керування через зміну характеристики керованості машини при використанні блокувальних пристроїв. Таким чином, поява нових способів виконання маневру, наприклад, рух з поворотом усіх направляючих коліс (4WS) вимагає дослідження траєкторії руху, стійкості й керованості машин при зазначеному маневруванні.

Метою роботи є поліпшення керованості автомобілів з різними типами привода. Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити завдання визначення загального й парціальних кутових прискорень автомобіля при русі його на повороті.

Визначення загального й парціальних кутових прискорень автомобіля при русі його на повороті без урахування відведення. У роботі [5] зазначено, що урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля незначно (до 4%) впливає на точність визначення реакцій на колесах, тому для визначення кутових прискорень автомобіля використаємо двоколісну («велосипедну») модель автомобіля (див. рис.1). Рівняння руху автомобіля із задніми ведучими колесами на повороті мають вигляд

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = R_{K_2} - R_{K_1} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_1} \cdot \sin \bar{\alpha}; & (1) \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = R_{K_1} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_{\delta_1} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_2}; & (2) \\ I_{Z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = -R_{K_1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} + R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_2} \cdot b. & (3) \end{cases}$$

Центральний момент інерції автомобіля щодо вертикальної осі

$$I_{zc} = m_a \cdot i_z^2. \quad (4)$$

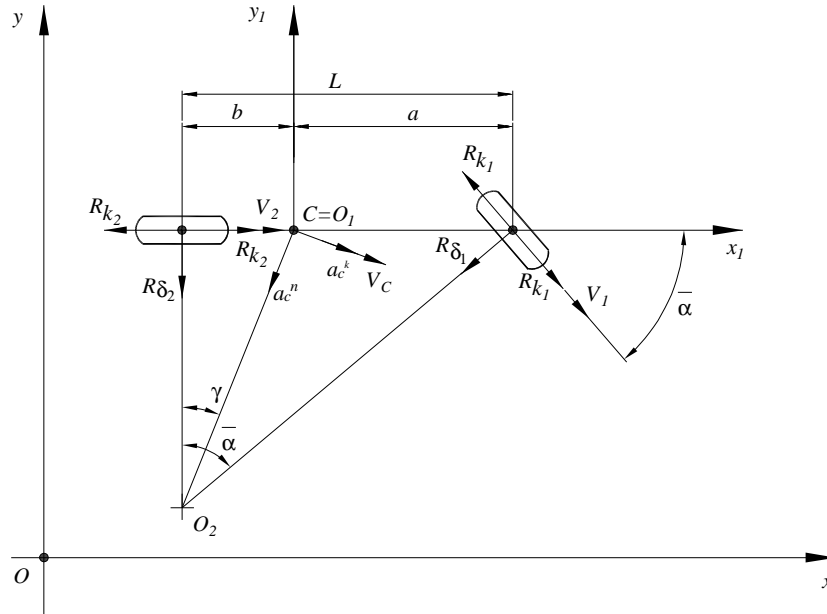


Рисунок 1. Схема сил, що діють на автомобіль при русі на повороті без відведення

Figure 1. Diagram of the forces acting on the automobile while cornering without withdrawal

З рівняння (3) отримаємо рівняння парціальних прискорень шляхом розділення лівої й правої частин на I_{zc}

$$\dot{\omega}_z = \frac{R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha}}{I_{zc}} - \frac{R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} + R_{\delta_2} \cdot b}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z_{нов}}^{парц} - \dot{\omega}_{z_{он}}^{парц}. \quad (5)$$

Парціальне кутове повертаюче прискорення

$$\dot{\omega}_{z_{нов}}^{парц} = \frac{R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha}}{I_{zc}}. \quad (6)$$

Парціальне кутове прискорення опору повороту

$$\dot{\omega}_{z_{он}}^{парц} = \frac{R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} + R_{\delta_2} \cdot b}{I_{zc}}. \quad (7)$$

Сумарні бічні реакції на колесах передньої й задньої осей (для задніх ведучих коліс) визначаються з виразів [5]

$$R_{\delta_1} = m \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\begin{aligned} & \bar{t} g \bar{\alpha} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} + V_{x_1}^2 \cdot \bar{t} g \bar{\alpha} \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) + \\ & + V_{x_1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 \cdot \cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \end{aligned} \right] + R_{k_1} \cdot \bar{t} g \bar{\alpha}; \quad (8)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left[\operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} + V_{x_1}^2 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) + \right. \\ \left. + V_{x_1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 \cdot \cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right]. \quad (9)$$

Згідно з рис.1 для заднього привода коефіцієнт керованості визначається з виразу

$$K_{\text{ynp}} = \frac{R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha}}{R_{\delta_2} \cdot b + R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha}}. \quad (10)$$

Для передніх неведучих коліс сумарна дотична реакція в контакті передніх коліс із дорогою визначається з виразу [1]

$$R_{k_1} = f \cdot R_{z_1}. \quad (11)$$

Сумарна вертикальна реакція на колесах передньої осі

$$R_{z_1} = G \cdot \frac{b}{L} - m \cdot \frac{d^2 X_1}{d\tau^2} \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} - k \cdot F \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{h_w - r_{\partial}}{L}. \quad (12)$$

Підставляючи вираз (12) в (11) і приймаючи $h_w = h$, отримаємо

$$R_{k_1} = G \cdot f \cdot \frac{b}{L} - \left(m \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x_1}^2 \right) \cdot \frac{f \cdot (h - r_{\partial})}{L}. \quad (13)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{z_{\text{нов}}}^{\text{napu}}$ й $\dot{\omega}_{z_{\text{он}}}^{\text{napu}}$ з урахуванням співвідношень (4), (8), (9) і (13). Для цього підставимо зазначені співвідношення в рівняння (6) і (7)

$$\dot{\omega}_{z_{\text{нов}}}^{\text{napu}} = \left[G \cdot b - \left(m_a \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x_1}^2 \right) \cdot (h - r_{\partial}) \right] \cdot \frac{a \cdot f}{L \cdot m_a \cdot i_z^2} \cdot \sin \bar{\alpha} + \\ + \left[\left(b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b \right) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} + \frac{2 \cdot V_{x_1}}{\sin 2\bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + b \cdot V_{x_1}^2 \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) \right] \cdot \frac{a \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L^2 \cdot i_z^2}, \quad (14)$$

$$\dot{\omega}_{z_{\text{он}}}^{\text{napu}} = \left[G \cdot b - \left(m_a \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x_1}^2 \right) \cdot (h - r_{\partial}) \right] \cdot \frac{a \cdot f}{L \cdot m_a \cdot i_z^2} \cdot \sin \bar{\alpha} + \\ + \left[\left(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b \right) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} + \frac{2 \cdot V_{x_1}}{\sin 2\bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + a \cdot V_{x_1}^2 \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) \right] \cdot \frac{b \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L^2 \cdot i_z^2}. \quad (15)$$

Вказане нижче співвідношення дозволяє на етапі проектування оцінити керованість автомобілів із будь-яким типом привода

$$\dot{\omega}_z = \left[i_z^2 + f \cdot h \cdot b \right] \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} + \frac{2 \cdot V_{x_1}}{\sin 2\bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + V_{x_1}^2 \cdot f \cdot h \cdot \left[\frac{tg \bar{\alpha}}{L \cdot i_z^2} \right]. \quad (16)$$

Визначення загального й парціальних кутових прискорень автомобіля при русі його на повороті з урахуванням відведення. Схема сил, що діють на автомобіль при русі з відведенням на повороті, наведена на рис.2

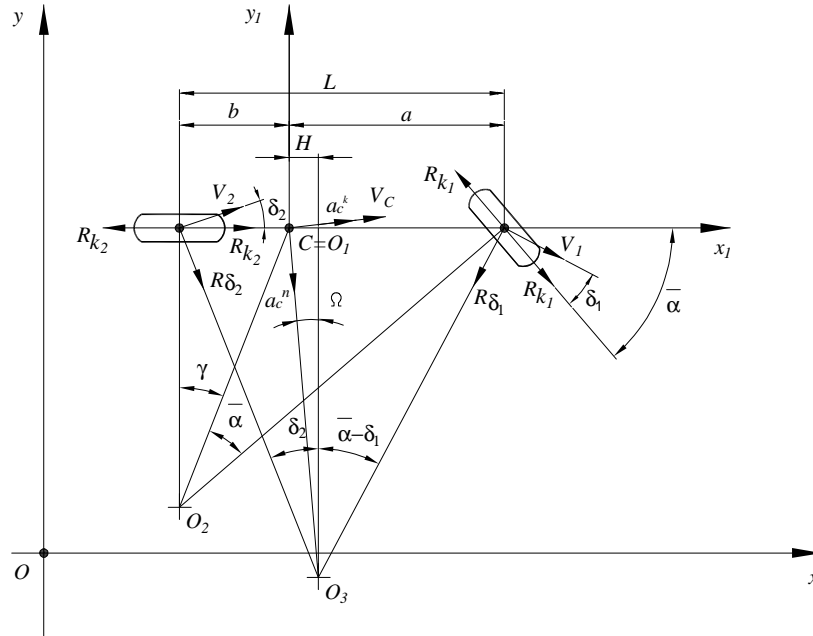


Рисунок 2. Схема сил, що діють на автомобіль при русі з відведенням на повороті

Figure 2. Diagram the forces acting on the car when driving with the challenge of turns

Сумарні бічні реакції на колесах передньої й задньої осей задньоприводного автомобіля з урахуванням бічного відведення визначаються з виразів [5]

$$R_{\delta_1} = \frac{m_a}{\cos \bar{\alpha}} \cdot \left\{ \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{b}{L} \cdot \frac{tg \bar{\alpha} - \delta_1}{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V^2_{X_1} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} + R_{k_1} \cdot tg \bar{\alpha}; \quad (17)$$

$$R_{\delta_2} = m_a \cdot \left\{ \left[\left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} - \frac{a}{L} \cdot \frac{\delta_2}{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) \cdot \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] + \frac{a}{L^2} \cdot V^2_{X_1} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\}. \quad (18)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{zнов}^{парц}$ й $\dot{\omega}_{зон}^{парц}$ з урахуванням співвідношень (4), (13), (17) і (18). Для цього підставимо зазначені співвідношення в рівняння (6) і (7)

$$\dot{\omega}_{z_{нов}}^{napu} = \left\{ \left[\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{b}{L} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} - \delta_1}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x_1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{a}{i_z^2} + \quad (19)$$

$$+ \left[G \cdot b - \left(m_a \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x_1}^2 \right) \cdot (h - r_\partial) \right] \cdot \frac{a \cdot f}{L \cdot m_a \cdot i_z^2} \cdot \sin \bar{\alpha}, \\ \dot{\omega}_{z_{он}}^{napu} = \left\{ \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} - \frac{a}{L} \cdot \frac{\delta_2}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) \cdot \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + \right. \right. \\ \left. \left. + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] + \frac{a}{L^2} \cdot V_{X_1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{b}{i_z^2} + \quad (20)$$

$$+ \left[G \cdot b - \left(m_a \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x_1}^2 \right) \cdot (h - r_\partial) \right] \cdot \frac{a \cdot f}{L \cdot m_a \cdot i_z^2} \cdot \sin \bar{\alpha}.$$

Наведене нижче співвідношення дозволяє на етапі проектування оцінити керуваність задньоприводних автомобілів по парціальних кутових прискореннях

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{L} + \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right). \quad (21)$$

Сумарна бічна реакція на колесах задньої осі (для всіх ведучих або передніх ведучих коліс) визначається з виразу (18), а на колесах передньої осі – з наступного виразу [5]

$$R_{\delta_1} = \frac{m}{\cos \bar{\alpha}} \cdot \left\{ \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{b}{L} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} - \delta_1}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{X_1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} - R_{k_1} \cdot tg\bar{\alpha}. \quad (22)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{z_{нов}}^{napu}$ й $\dot{\omega}_{z_{он}}^{napu}$ з урахуванням співвідношень (4), (29), (18) і (22)

$$\dot{\omega}_{z_{нов}}^{napu} = \left\{ \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{b}{L} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} - \delta_1}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x_1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{a}{i_z^2}, \quad (23)$$

$$\dot{\omega}_{z_{on}}^{napu} = \left\{ \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} - \frac{a}{L} \cdot \frac{\delta_2}{\text{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) \cdot \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (\text{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + \right. \right. \\ \left. \left. + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] + \frac{a}{L^2} \cdot V_{X_1}^2 \cdot (\text{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{b}{i_z^2}. \quad (24)$$

Наведене нижче співвідношення дозволяє на етапі проектування оцінити керованість автомобілів із будь-яким типом привода

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \frac{\text{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{L} + \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right). \quad (25)$$

На рис.3 наведено залежності кутового прискорення автомобіля в площині дороги від кута повороту направляючих коліс із урахуванням (25) і без урахування (16) бічного відведення шин. У якості вихідних даних умовного автомобіля прийняті такі: $i_z = 1,29$ м; $f = 0,013$; $h = 0,5$ м; $b = 1,3$ м; $L = 2,4$ м; $\bar{\alpha} = -40^\circ \dots 40^\circ$; $dV_{x_1}/dt = 1$ м/с²; $\delta_1 = 4^\circ$; $\delta_2 = 5^\circ$; $V_{x_1} = 10$ м/с.

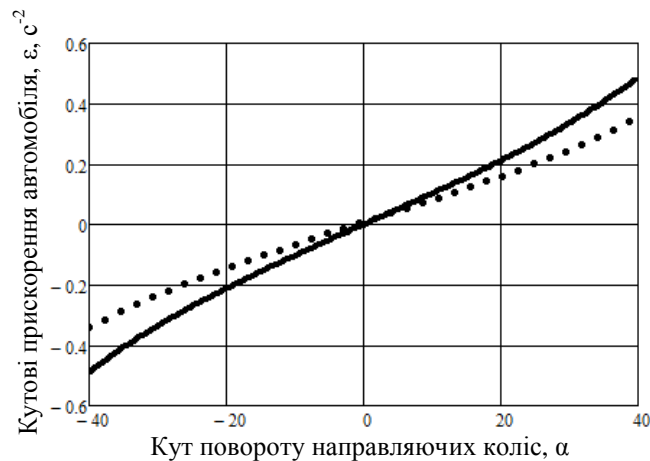


Рисунок 3. Залежність кутового прискорення автомобіля в площині дороги від кута повороту направляючих коліс: ••••• з урахуванням бічного відведення шин; — без урахування бічного відведення шин

Figure 3. The dependence of the vehicle angular acceleration in the plane of the road on the steering wheels rotation angle: ••••• with tire slip; — excluding tire slip

Висновки. Запропонований метод дозволяє виконувати оцінювання керованості автомобілів з різними типами привода й різними направляючими колесами. Визначення бічних і дотичних реакцій на колесах автомобіля при повороті з урахуванням бічного відведення шин дозволяє точніше здійснювати оцінювання повороткості, стійкості й керованості автомобіля.

Conclusions. The proposed method allows evaluating an automobile handling with or without accounting withdrawal, with various types of drive wheels and various steering wheels. Determination of lateral and tangential reactions on automobile tire while turning in view tire slip allows more accurate evaluating of automobile maneuverability, stability and handling.

Список використаної літератури

1. Динамика автомобиля [Текст] / М.А. Подригало, В.М. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, В.Л. Файст, Д.М. Клец, В.В. Редько; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
2. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
3. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин [Текст] / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С.Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожня; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Мінськдрук, 2012. – 220 с.
4. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов [Текст] / В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.
5. Бобошко, А.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 [Текст] / Харьк. нац. автом.-дорожн. ун-т. – Харьков, 2002. – 19 с.
6. Аксенов, П.В. Некоторые особенности автомобиля с задней управляемой осью [Текст] / П.В. Аксенов // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 8. – С.19–21.
7. Закин, Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда [Текст] / Я.Х. Закин – М.: Транспорт, 1986. – 136 с.
8. Сахно, В.П. Визначення показників поворотності автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа [Текст] / В.П. Сахно, О.А. Крестьянполь // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: зб. наук. праць. – К.: УТУ, ТАУ, 1999. – С.6–10.
9. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля [Текст] / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

Отримано 02.12.2013