

УДК 629.017

А. І. НІКОРЧУК,*ад'юнкт (Національна академія Національної
звардії України, м. Харків)*

Визначення раціональних кінематичних параметрів повороту автомобіля при динамічному або комбінованому способі управління поворотом

Вперше визначена гранична за умовою стійкого повороту динамічним або комбінованим способом лінійна швидкість автомобіля, а також лінійна швидкість автомобіля, при якій забезпечується максимальний повертаючий момент, величини лінійного і кутового прискорення, що є граничними за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою при різних динамічних станах лівого і правого коліс ведучого моста автомобіля внаслідок перерозподілу горизонтального навантаження між зазначеними колесами.

Впервые определена предельная по условию устойчивого поворота динамическим или комбинированным способом линейная скорость автомобиля, а также линейная скорость автомобиля, при которой обеспечивается максимальный поворачивающий момент, величины линейного и углового ускорения, являющиеся предельными по условию сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой при различных динамических состояниях левого и правого колес ведущего моста автомобиля вследствие перераспределения горизонтальной нагрузки между указанными колесами.

Практика використання колісних машин, а саме вантажних автомобілів, в зоні проведення бойових дій показує, що традиційні рульові управління цих машин не забезпечує їх високу маневреність і живучість при русі в колоні та під час обстрілу. Для забезпечення вписуваності автомобіля при розвороті на малій площі та спробі виходу із зони обстрілу по зустрічній смузі необхідне використання динамічного або комбінованого способу повороту.

У статті визначені гранична лінійна швидкість автомобіля за умовою стійкого повороту динамічним або комбінованим способом, лінійна швидкість автомобіля, при якій забезпечується максимальний повертаючий момент. Також розглянуті граничні за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою величини лінійного і кутового прискорення.

У відомих роботах [1–3] були досліджені динамічний і комбінований способи управління поворотом і визначені раціональні кінематичні параметри повороту; при цьому колеса вважалися динамічно незалежними одне від одного. Але при різних динамічних станах лівого і правого коліс ведучого моста, що виникають при динамічному способі повороту колісної машини, відбувається перерозподіл горизонтального навантаження між зазначеними колесами. Для цього випадку необхідно визначити граничну за умовою стійкості лінійну швидкість автомобіля при повороті динамічним або комбінованим способом, лінійну швидкість автомобіля, при якій забезпечується максимальний повертаючий момент, граничні за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою величини лінійного і кутового прискорення.

Метою дослідження є підвищення маневреності автомобілів при виконанні повороту динамічним і комбінованим способом шляхом визначення граничної лінійної швидкості автомобіля за умовою сталого повороту і лінійної швидкості автомобіля, при якій забезпечується максимальний повертаючий момент.

Для досягнення поставленої мети необхідно визначити:

- граничну лінійну швидкість автомобіля за умовою сталого повороту;
- лінійну швидкість автомобіля, при якій забезпечується максимальний повертаючий момент;
- граничні величини лінійного і кутового прискорення за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою.

Теоретично визначимо кінематичні параметри повороту автомобіля при динамічному або комбінованому способі управління поворотом.

Повертаючий момент на ведучому мосту автомобіля при виконанні повороту динамічним або комбінованим способом може бути визначений як

$$M_{пов} = \frac{B}{2} (R_x'' - R_x'), \quad (1)$$

де B – колія автомобіля;

R_x' – дотичні реакції дороги на відстаючому (внутрішньому) колесі;

R_x'' – дотичні реакції дороги на забігаючому (зовнішньому) колесі.

У початковий момент часу при здійсненні повороту бічні сили відсутні, і дотичні реакції на ведучих колесах

$$R'_x = \varphi R'_z; \quad (2)$$

$$R'_y = -\varphi R'_z; \quad (3)$$

Після підстановки виразів (2) і (3) у вираз (1) отримаємо формулу, аналогічну тій, що отримана В. О. Петрушовим [4]:

$$M_{пов} = \frac{B}{2} R_z, \quad (4)$$

де R_z – сумарна нормальна реакція дороги, яка діє на ведучий міст.

В процесі повороту на осі виникає бічна сила P_y , обумовлена дією доцентрових і відцентрових прискорень,

$$P_y = R_y = \frac{mv_a^2}{R}, \quad (5)$$

де R_y – сумарна бічна реакція дороги на колесах ведучої осі автомобіля;

m – маса автомобіля, приведена на ведучу вісь;

v_a – лінійна швидкість автомобіля;

R – радіус повороту автомобіля (відстань від середини задньої осі до центра повороту).

Рівняння (1) подамо у вигляді

$$M_{пов} = \frac{B}{2} \left(\frac{(R'_x)^2 - (R'_y)^2}{R'_x + R'_y} \right). \quad (6)$$

При появі бічної сили граничні за зчепленням дотичні реакції на ведучих колесах можуть бути визначені за допомогою кругової діаграми (кола Камма) [5]

$$(R'_x)^2 = (\varphi R'_z)^2 - (R'_y)^2; \quad (7)$$

$$(R'_y)^2 = (\varphi R'_z)^2 - (R'_x)^2; \quad (8)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

R'_y ; R'_x – бічні реакції дороги на внутрішньому і зовнішньому колесах відповідно.

В роботі [6] для випадку руху автомобіля на повороті визначені бічні реакції дороги на внутрішньому і зовнішньому колесах

$$R'_y = \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \frac{mV_a^2}{R}; \quad (9)$$

$$R'_x = \left[1 - \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V_a^2}{gR} \right) \right] \frac{mV_a^2}{R}; \quad (10)$$

де h – висота центра мас автомобіля;

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

α – кут поперечної стійкості автомобіля,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2h}. \quad (11)$$

Після підстановки (11) в (9) і (10) отримаємо

$$R'_y = \left(0,5 - \frac{h}{B} \frac{V_a^2}{gR} \right) \frac{mV_a^2}{R}; \quad (12)$$

$$R'_x = \left(0,5 + \frac{h}{B} \frac{V_a^2}{gR} \right) \frac{mV_a^2}{R}; \quad (13)$$

У разі рівного розподілу сумарних реакцій дороги R'_z на кожному з коліс граничні сили за зчепленням $P_{ци}$ рівняння (6) з урахуванням (7) і (8) можна подати у вигляді

$$M_{пов} = \frac{B}{2} \frac{\varphi^2 (R'_z - R'_z)(R'_z + R'_z) - (R'_y - R'_y)(R'_y + R'_y)}{R'_x + R'_x}. \quad (14)$$

У виразі (14)

$$R'_x + R'_x = R_x; \quad (15)$$

$$R'_z + R'_z = R_z; \quad (16)$$

$$R'_y + R'_y = R_y = \frac{mV_a^2}{R}; \quad (17)$$

де R_x – сумарна дотична реакція на ведучих колесах автомобіля,

$$R_x = M_a \dot{V}_a + P_c; \quad (18)$$

M_a – маса автомобіля;

\dot{V}_a – лінійне прискорення автомобіля;

P_c – сумарна сила опору руху, що діє з боку рами автомобіля на осі коліс,

$$P_c = gf(M_a - m); \quad (19)$$

f – коефіцієнт опору коченню.

При дії бічної сили P_y нормальні реакції на зовнішньому і внутрішньому колесах можуть бути визначені як

$$R'_z = 0,5R_z - R_y \frac{h}{B} = 0,5R_z - \frac{h}{B} \frac{mV_a^2}{R}; \quad (20)$$

$$R'_z = 0,5R_z + R_y \frac{h}{B} = 0,5R_z + \frac{h}{B} \frac{mV_a^2}{R}. \quad (21)$$

Рівняння (14) з урахуванням співвідношень (12), (13), (15) – (21) набуде вигляду

$$M_{нов} = (M_{нов})_{\max} = mV_a^2 \frac{h}{R} \frac{\varphi^2 R_z - \frac{mV_a^2}{gR^2}}{M_a \dot{V}_a + P_c}. \quad (22)$$

Сумарну нормальну реакцію дороги на ведучому мосту автомобіля можна визначити як

$$R_z = mg. \quad (23)$$

Після підстановки (19) і (23) в (22) та розділивши ліву і праву частину рівняння (22) на $M_a g$, приведемо (22) до вигляду

$$(M_{нов})_{max} = M_a g \left[\frac{m^2 V_a^2 h}{M_a^2 \dot{V}_a + g f \left(1 - \frac{m}{M_a} \right)} \left(\varphi^2 - \frac{V_a^2}{g^2 R^2} \right) \right]. \quad (24)$$

На рис. 1 наведені графіки залежності максимального повертаючого моменту $(M_{нов})_{max}$ від відношення m/M_a , маси вантажу, що перевозиться, швидкості руху автомобіля при різних коефіцієнтах зчеплення коліс з дорогою, коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою при різному значенні $M_{ван}$.

Формула (22) дозволяє отримати новий науковий результат

$$(M_{нов})_{max} \leq 0$$

при

$$\varphi^2 R_z - \frac{m V_a^4}{g R^2} \leq 0. \quad (25)$$

Після підстановки (23) в (25) отримаємо

$$V_a \geq \sqrt{\varphi g R} \quad (26)$$

Рівняння (26) може бути отримано при умові появи бічного ковзання осі під дією відцентрової сили

$$\frac{m V_a^2}{R^2} \geq m g \varphi; \quad (27)$$

$$(V_{a_{max}})_{cm} = \sqrt{\varphi g R}. \quad (28)$$

Графік залежності $(V_{a_{max}})_{cm} = f(\varphi R)$ зображений на рис. 2. Вираз (28) для випадку вимірювання швидкості в км / год може бути змінено до вигляду

$$(V_{a_{max}})_{cm} = 3,6 \sqrt{\varphi g R} = 11,27 \sqrt{\varphi R}, \text{ км/ч} \quad (29)$$

Визначимо лінійну швидкість автомобіля, при якій забезпечується максимум-максимумів повертаючого моменту.

З рівняння (27) знаходимо граничну лінійну швидкість автомобіля за умовою стійкого повороту динамічним або комбінованим способом, для цього, враховуючи (23) приведемо (22) до виду

$$(M_{нов})_{max} = \frac{m^2 h}{M_a \dot{V}_a + P_c} \left(\varphi^2 g V_a^2 - \frac{V_a^4}{g R^2} \right); \quad (30)$$

Умовами отримання максимуму функції (30) є

$$\begin{cases} \frac{\partial (M_{нов})_{max}}{\partial V_a} = 0; \\ \frac{\partial^2 (M_{нов})_{max}}{\partial V_a^2} < 0. \end{cases} \quad (31)$$

Це можливо при

$$V_a^* = 3,6 \sqrt{0,5 \varphi g R} \quad (32)$$

або

$$V_a^* = 3,6 \sqrt{0,5 \varphi g R} = 25 \varphi R, \text{ [км/год]}. \quad (33)$$

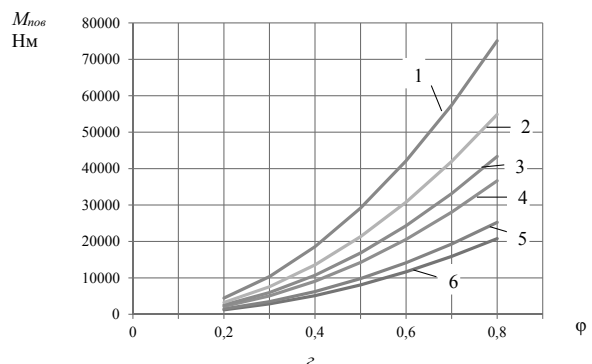
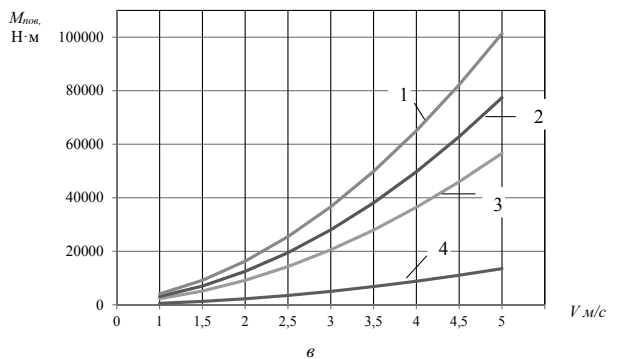
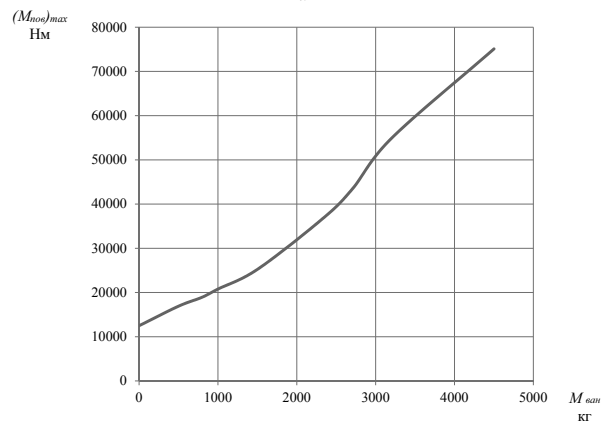
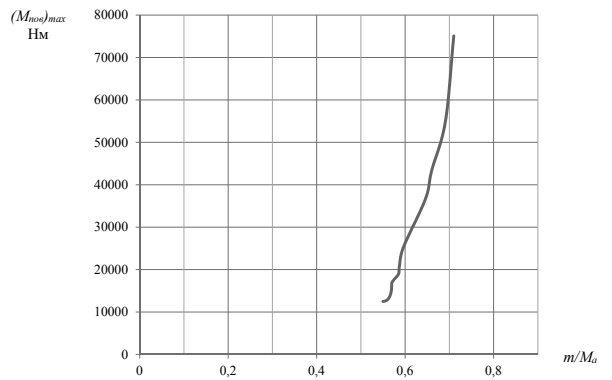


Рис.1. Залежність максимального повертаючого моменту $(M_{нов})_{max}$:
 a – від відношення m/M_a автомобіля ГАЗ-3307 при $\varphi = 0,8$; $V_a = 3$ м/с;

b – від маси вантажу що перевозиться автомобілем ГАЗ-3307 при $\Phi = 0,8$; $V_a = 3$ м/с;

v – від швидкості V автомобіля ГАЗ-3307 при різних коефіцієнтах зчеплення: 1 – $\Phi = 0,8$; 2 – $\Phi = 0,7$; 3 – $\Phi = 0,6$; 4 – $\Phi = 0,3$; $M_a = 4000$ кг; $M_{ван} = 2340$ кг; z – від коефіцієнта зчеплення Φ автомобіля ГАЗ-3307 при різних значеннях $M_{ван}$ автомобіля: 1 – 4500 кг; 2 – 3200 кг; 3 – 2700 кг; 4 – 2335 кг; 5 – 1500 кг; 6 – 1000 кг.

Порівнюючи вирази (29) і (33), можна зробити висновок про те, що максимум-максимумів повертаючого моменту знаходиться за границею його реальних значень, оскільки $V_a^* > (V_{a_{max}})_{cm}$.

Аварійний розворот автомобіля повинен здійснюватися з мінімальним радіусом. Мінімальний радіус

$$R_{min} = \frac{B}{2}. \quad (34)$$

Після підстановки (34) в (29) отримаємо

$$(V_{a_{max}})_{cm} = 8\sqrt{\varphi B} \quad [\text{км/год}]. \quad (35)$$

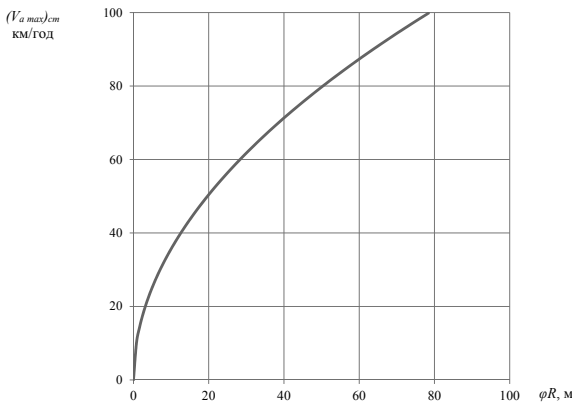


Рис. 2. Залежність $(V_{a_{max}})_{cm} = f(\varphi R)$

На рис. 3 показаний графік залежності $(V_{a_{max}})_{cm} = f_1(\varphi B)$.

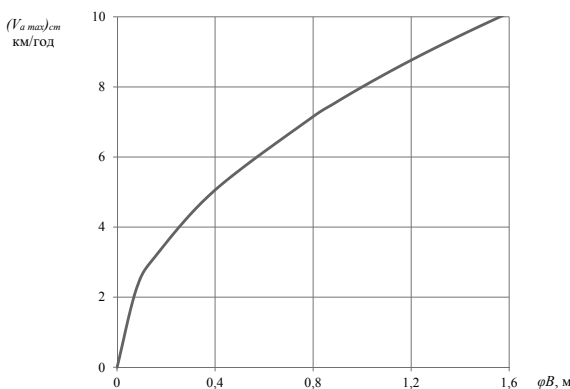


Рис. 3. Залежність $(V_{a_{max}})_{cm} = f_1(\varphi B)$

При криволінійному русі автомобіля існує співвідношення

$$R = \frac{V_a}{\omega_z}, \quad (36)$$

де ω_z – кутова швидкість автомобіля відносно вертикальної осі

Вираз (22) з урахуванням (36) прийме вид

$$(M_{нов})_{max} = mV_a \omega_z h \frac{\varphi^2 R_z - \frac{m}{g} V_a^2 \omega_z^2}{M_a V_a + P_c}; \quad (37)$$

при виконанні умов $R'_z = P'_{cy}$ і $R'_z = P'_{cy}$ величина

$$R_x = \sqrt{\varphi^2 R_z^2 - R_y^2} = \sqrt{\varphi^2 R_z^2 - m^2 V_a^2 \omega_z^2}. \quad (38)$$

У цьому випадку рівняння (37) прийме вигляд

$$(M_{нов})_{max} = mV_a \omega_z h \frac{\varphi^2 R_z - \frac{m}{g} V_a^2 \omega_z^2}{\sqrt{\varphi^2 R_z^2 - m^2 V_a^2 \omega_z^2}}. \quad (39)$$

Таким чином, граничний за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою повертаючий момент змінюється в процесі повороту в залежності від лінійної V_a і кутової ω_z швидкостей автомобіля в площині дороги.

Лінійне прискорення автомобіля може бути визначено за допомогою рівнянь (18) і (38) (при одному ведучому мосту автомобіля)

$$\left(\frac{dV_a}{dt}\right) = \sqrt{\frac{\varphi^2 R_z^2}{M_a} - V_a^2 \omega_z^2} - \frac{P_c}{M_a}; \quad (40)$$

кутове прискорення автомобіля в площині дороги при жорстких в бічному напрямку колесах

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{max} = \frac{(M_{нов})_{max} - M_{on}}{I_{z_c}}; \quad (41)$$

де M_{on} – момент опору повороту автомобіля; I_{z_c} – момент інерції автомобіля відносно центральної вертикальної осі.

Після підстановки (39) в (41) отримаємо

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{max} = \frac{mV_a \omega_z h}{I_{z_c}} \frac{\varphi^2 R_z - \frac{m}{g} V_a^2 \omega_z^2}{\sqrt{\varphi^2 R_z^2 - m^2 V_a^2 \omega_z^2}} - \frac{M_{on}}{I_{z_c}}; \quad (42)$$

При еластичних в бічному напрямку колесах

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{max} = \frac{(M_{нов})_{max} - M_{on}}{I_{z_m}}; \quad (43)$$

де I_{z_m} – момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що проходить через центр пружності автомобіля [3],

$$I_{z_i}^2 = I_{z_n}^2 + M_a H^2; \quad (44)$$

H – координата центра пружності автомобіля [3],

$$H = \frac{aC_{y_1} - bC_{y_2}}{C_{y_1} + C_{y_2}}; \quad (45)$$

C_{y_1} ; C_{y_2} – сумарні бічні жорсткості коліс передньої і задньої осей автомобіля;

a ; b – відстань від передньої і задньої осей автомобіля до проекції центра мас на горизонтальну площину, що проходить через ці осі.

Рівняння (43) з урахуванням (39), (44) і (45) набуде вигляду

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{\max} = \frac{m}{M_a} \frac{V_a \omega_z h}{i_z^2 + \frac{aC_{y1} - bC_{y2}}{C_{y1} + C_{y2}}} \frac{\varphi^2 R_z - \frac{m}{g} V_a^2}{\sqrt{\varphi^2 R_z - m^2 V_a^2 \omega_z^2}} - \frac{\frac{M_{on}}{M_a}}{i_z^2 + \frac{aC_{y1} - bC_{y2}}{C_{y1} + C_{y2}}}, \quad (46)$$

де i_z – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі,

$$i_z = \sqrt{\frac{I_{z_c}}{M_a}}. \quad (47)$$

Спільне рішення диференціальних рівнянь (40) і (46) дозволить визначити величини ω_z і V_a , що є граничними за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою. Визначивши їх, можна за допомогою співвідношення (35) знайти радіус повороту машини R .

Висновки. Граничний за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою повертаючий момент змінюється в процесі повороту в залежності від лінійної V_a і кутової ω_z швидкостей автомобіля в площині дороги.

Отримані аналітичні вирази дозволяють вперше визначити:

- граничну лінійну швидкість автомобіля за умовою стійкого повороту динамічним або комбінованим способом;
- лінійну швидкість автомобіля, при якій забезпечується максимальний повертаючий момент при повороті динамічним або комбінованим способом;
- величини лінійного і кутового прискорення, що є граничними за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою.

1. Подригало, М. А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов [Текст] / М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во Академии ВВ МВС Украины, 2013. – 222 с.
2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин [Текст] / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый [и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
3. Бобошко, А. А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02. – Харків, 2002. – 19 с.
4. Петрушов, В. А. Особенности поворота колесных самоходов типа 4 x 4 с неповоротными колесами [Текст] / В. А. Петрушов. – М. : НАМИ, 1959. – 56 с.
5. Kamm. W Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechselwirkung (Motor vehicle and Road in their Interaction); VDI – Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934.
6. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин [Текст] / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Карпенко [и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003 – 614 с.

Рецензент А. П. Кондратенко, д-р техн. наук, проф.,
Національна академія Національної гвардії України