

УДК 629.113

Кузнєцов Р.М., Гуменюк П.О., Марчук Р.М., Файчук М.І.

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРНОСТІ СІДЕЛЬНИХ АВТОПОЇЗДІВ

У статті розглядається підвищення показників маневреності сідельних автопоїздів, приводиться порівняння значень габаритної смуги руху для автопоїзда з керованим і з некерованим візком.

Ключові слова: автопоїзд, керований напівпричіп, маневреність.

Вступ. Ефективність використання спеціалізованого рухомого складу (СРС) автомобільного транспорту і його продуктивність залежать, як відомо, від вантажопідйомності і середньої швидкості руху, а також сукупності техніко-експлуатаційних властивостей, які виявляються в процесі експлуатації і зумовлюють придатність рухомого складу до застосування в заданих експлуатаційних умовах.

Тим часом продуктивність, особливо автопоїздів, істотно залежить від їх рухливості. Підвищення рухливості досягається вдосконаленням якості криволінійного руху автопоїзда, яка характеризується, в основному, маневреністю і повороткістю. Для поліпшення маневреності довгобазових автопоїздів потрібно управляти напівпричепами, причому синтез закону управління представляє собою складну задачу. Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії возика напівпричепа від траєкторії тягача при русі автопоїзда. Вибір і аналіз оптимального закону управління колесами напівпричепа є актуальною задачею.

Метою роботи є підвищення показників маневреності сідельних автопоїздів шляхом раціонального вибору закону управління колесами (осями) напівпричепів.

Основна частина. Для вибору закону управління колесами (осями) напівпричепів розглянута статична та динамічна повороткість автопоїзда [1] з керованим напівпричепом, рис.1.

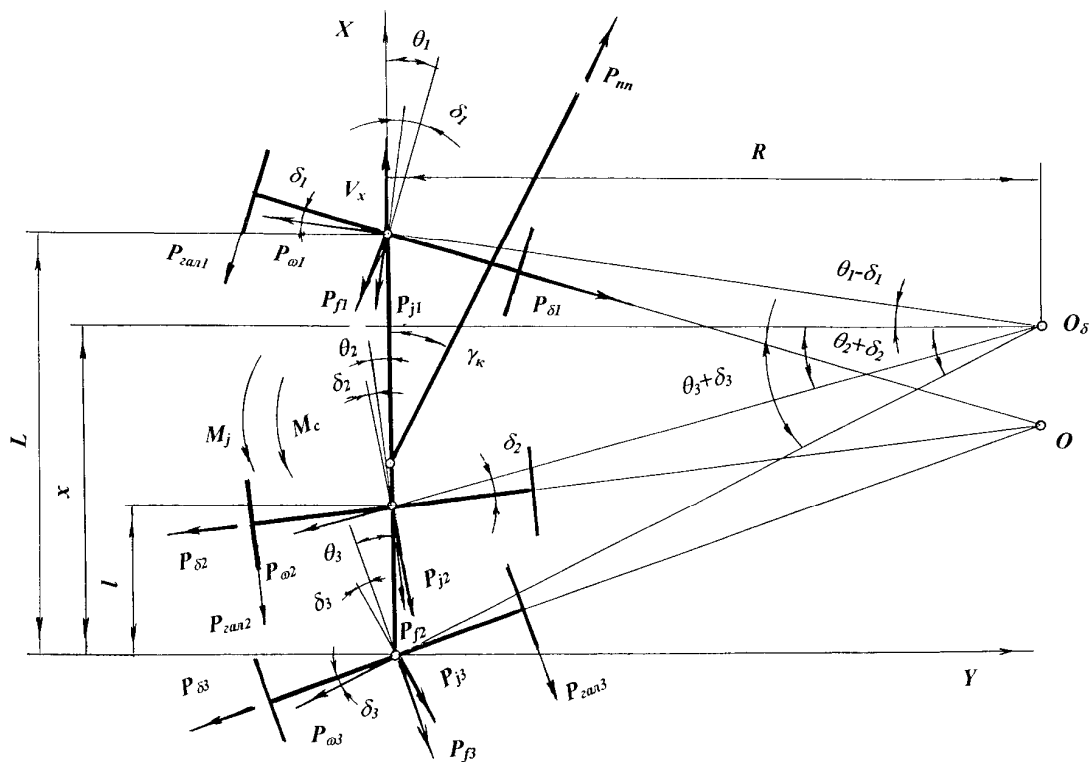


Рис. 1. Схема сил і моментів, що діють на возик при неусталеному повороті напівпричепа

При складанні рівнянь руху напівпричепа були визначені [1]:
 - абсолютні кутові швидкості середин осей

$$\omega_1 = V_x k + L\dot{k} - x\dot{k} - \dot{x}k, \quad \omega_2 = V_x k + l\dot{k} - x\dot{k} - \dot{x}k, \quad \omega_3 = V_x k - x\dot{k} - \dot{x}k; \quad (1)$$

- відцентрові сили осей

$$P_{\omega 1} = m_1 V_x \omega_1 = m_1 V_x (V_x k + L\dot{k} - x\dot{k} - \dot{x}k), \quad P_{\omega 2} = m_2 \omega_2 = m_2 V_x (V_x k + l\dot{k} - x\dot{k} - \dot{x}k), \\ P_{\omega 3} = m_3 \omega_3 = m_3 V_x (V_x k - x\dot{k} - \dot{x}k); \quad (2)$$

- дотичні сили інерції осей

$$P_{j1} = m_1 \dot{V}_x, \quad P_{j2} = m_2 \dot{V}_x, \quad P_{j3} = m_3 \dot{V}_x; \quad (3)$$

- інерційний момент опору повороту

$$M_j = I_z (\dot{V}_x k + V_x \dot{k}); \quad (4)$$

- сили опору бічному відведенню

$$P_{\delta} = K_{\delta} \times \delta_i; \quad (5)$$

- кути бічного відведення коліс відповідно передньої, середньої і задньої осі

$$\delta_1 = tg \theta_1 - (L-x)k, \quad \delta_2 = (x-l)k - tg \theta_2, \quad \delta_3 = xk - tg \theta_3; \quad (6)$$

- сили опору кочення коліс осей

$$P_{fi} = f_i \times Z_i; \quad (7)$$

- гальмівна сила на одному колесі осі возика

$$P_{cal} = P_{max} [1 - exp(-n_i t)]; \quad (8)$$

- гальмівний момент, що створюється гальмівною силою одного колеса осі возика

$$M_{cal} = (B \times P_{cal}) / 2; \quad (9)$$

У рівняннях (1-9) прийняті такі позначення:

V_x – швидкість центра мас возика напівпричепа;

k – кривизна траєкторії возика напівпричепа;

x – зміщення полюса повороту возика напівпричепа;

m_i – маса i -ої осі возика напівпричепа;

I_z – момент інерції возика напівпричепа щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас возика напівпричепа;

K_{δ} – коефіцієнт опору відведення коліс i -ої осі возика напівпричепа;

δ_i – кут відведення коліс i -ої осі возика напівпричепа;

θ_i – кут повороту i -ої осі возика напівпричепа;

f_i – коефіцієнт опору кочення коліс i -ої осі возика напівпричепа;

Z_i – нормальна реакція опорної поверхні на колеса i -ої осі возика напівпричепа;

P_{max} – максимальна гальмівна сила, що може бути реалізована гальмівним механізмом колеса;

n_i – параметр, що характеризує швидкість зростання тиску в гальмівній камері;

B – колія коліс возика.

З огляду на малість кутів повороту осей і кутів відведення коліс всіх осей рівняння кінестатики напівпричепа записані в такому вигляді:

$$\Sigma x = 0$$

$$P_{\omega 1} \sin(\theta_1 - \delta_1) - P_{\delta 1} \sin \theta_1 - P_{f1} \cos \theta_1 - P_{j1} \cos(\theta_1 - \delta_1) - P_{c1} \cos \theta_1 + P_{mn} \cos \gamma_k - P_{\omega 2} \sin(\theta_2 - \delta_2) + \\ + P_{\delta 2} \sin \theta_2 - P_{f2} \cos \theta_2 - P_{j2} \cos(\theta_2 + \delta_2) - P_{c2} \cos \theta_2 - P_{\omega 3} \sin(\theta_3 - \delta_3) + P_{\delta 3} \sin \theta_3 - P_{f3} \cos \theta_3 - \\ - P_{j3} \cos(\theta_3 - \delta_3) - P_{c3} \cos \theta_3 = 0$$

$$\Sigma y = 0$$

$$\begin{aligned}
& - P_{\omega 1} \cos(\theta_1 - \delta_1) + P_{\delta 1} \cos \theta_1 - P_{f 1} \cos \theta_1 - P_{j 1} \sin(\theta_1 - \delta_1) - P_{\varepsilon 1} \sin \theta_1 + P_{m n} \sin \gamma_k - P_{\omega 2} \cos(\theta_2 - \\
& - \delta_2) + P_{\delta 2} \cos \theta_2 + P_{f 2} \sin \theta_2 + P_{j 2} \sin(\theta_2 + \delta_2) - P_{\varepsilon 2} \sin \theta_2 - P_{\omega 3} \cos(\theta_3 - \delta_3) + P_{\delta 3} \cos \theta_3 + \\
& + P_{f 3} \sin \theta_3 + P_{j 3} \sin(\theta_3 - \delta_3) + P_{\varepsilon 3} \sin \theta_3 = 0
\end{aligned} \tag{10}$$

$$\Sigma M = 0$$

$$\begin{aligned}
& M_c + M_j + P_{\delta 2} \cos \theta_2 (L-l) + P_{f 2} \sin \theta_2 (L-l) + P_{j 2} \sin(\theta_2 + \delta_2) (L-l) - P_{\omega 2} \cos(\theta_2 + \delta_2) (L-l) + P_{\varepsilon 2} B/2 + \\
& P_{m n} \sin \gamma_k (L-c) + P_{\delta 3} \cos \theta_3 L + P_{f 3} \sin \theta_3 + P_{\varepsilon 3} B/2 + P_{j 3} \sin(\theta_3 + \delta_3) L - \\
& - P_{\omega 3} \cos(\theta_3 + \delta_3) L = 0
\end{aligned}$$

При визначенні показників статичної повороткості приймається, що відцентрові сили осей та інерційний момент опору повороту возика дорівнюють нулю. За таких умов спільний розв'язок системи рівнянь (10) визначає собою зміщення полюса повороту, кривизну траєкторії возика і штовхаючу силу, що необхідна для усталеного руху возика. В результаті розрахунків встановлено:

- рух автопоїзда з некерованим напівпричепом по кругових траєкторіях можливо лише за умови, що радіус кривої більше бази напівпричепи;

- припустиме значення габаритної смуги руху (ГСР), що дорівнює 7,2 м, забезпечується автопоїздом з некерованим візком тільки в тому випадку, коли довжина автопоїзда не перевищує 16,6 м (при цьому максимальна база напівпричепи складає 7,3 м). Якщо база напівпричепи перевищує зазначену величину, то візок напівпричепи повинен бути керованим, причому найбільший ефект досягається при використанні системи керування всіма осями возика з корекцією траєкторії шляхом гальмування коліс однієї осі чи коліс одного борта;

- зміна кривизни траєкторії возика при гальмуванні коліс однієї осі чи одного борту відбувається незалежно від того, колесами якої осі створений цей гальмівний момент. Проте зі збільшенням $M_{гал}$ кривизна траєкторії возика прогресивно збільшується, а зсув центра повороту зменшується, тобто гальмівний момент на колесах осей возика суттєво впливає на параметри статичної повороткості напівпричепи.

При визначенні показників динамічної повороткості напівпричепи приймалося, що косинуси кутів повороту осей возика напівпричепи, а також кутів відведення коліс цих осей дорівнюють одиниці, а синуси і тангенси цих кутів дорівнюють самим кутам; кути розвалу коліс керованих осей дорівнюють нулю. За таких умов система рівнянь (10) була приведена до виду [2]

$$\begin{aligned}
\dot{k} &= A - Bk + Cxk \\
\dot{x} &= D - Ex - F(1/k) - A(x/k) - Cx^2
\end{aligned} \tag{11}$$

де коефіцієнти A, B, C, D, E, F визначаються конструктивними параметрами напівпричепи і режимом руху автопоїзда.

На рис. 2 представлені результати розрахунку кривизни траєкторії напівпричепи при різних типах приводу керування його візком. Вихідними даними для розрахунку слугували параметри автопоїздів Scania P230 CB6x2*4HNA, VOLVO FH-12 та тривісного напівпричепи, обладнаного шинами розміру 365/60/R22.5. Автомобіль-тягач рухався по дузі кола радіуса 20 м. Розрахунки були виконані при зміні коефіцієнта k , що визначає долю гальмівної сили $P_{галmax}$ і гальмівного моменту $M_{галmax}$, можливого до реалізації за умови зчеплення, в межах 0,05...0,30. Гальмівна сила на колесах одного борту визначалася як $P_{галма} = \phi Z_{ко}$, де ϕ - коефіцієнт зчеплення ($\phi=0,6$), $Z_{ко}$ - нормальна реакція опорної поверхні на колеса однієї сторони осі, а гальмівний момент відповідно як $M_{гал} = P_{гал} \times B/2$.

Проведеними розрахунками встановлено, що найбільш інтенсивна зміна кривизни траєкторії возика напівпричепи спостерігається при збільшенні коефіцієнта k до 0,2 і далі практично стабілізується на досягнутому рівні. Тому подальші розрахунки були виконані за гальмівної сили на колесах одного борту $P_{гал} = 0,2 P_{галmax}$ і відповідно $M_{гал} = 0,2 M_{галmax}$.

Аналіз проведених розрахунків дозволив зробити такі висновки.

- найбільша зміна кривизни траєкторії возика при гальмуванні коліс однієї сторони кожної осі або коліс одного борта досягається при використанні подвійного приводу управління всіма осями возика напівпричепи (крива 3, рис.2 а). При використанні зворотного приводу управління (крива 2, рис.2.а) вона зменшується і складає лише 47% у порівнянні із подвійним приводом управління і залишається майже без змін для прямого приводу управління.

- для автопоїздів із подвійним і зворотнім приводом управління напрямком кривизни траєкторії возика напівпричепа при повороті автомобіля-тягача на 90° змінюється двічі, що потребує адекватної зміни і коліс, на яких створюються гальмівні сили;

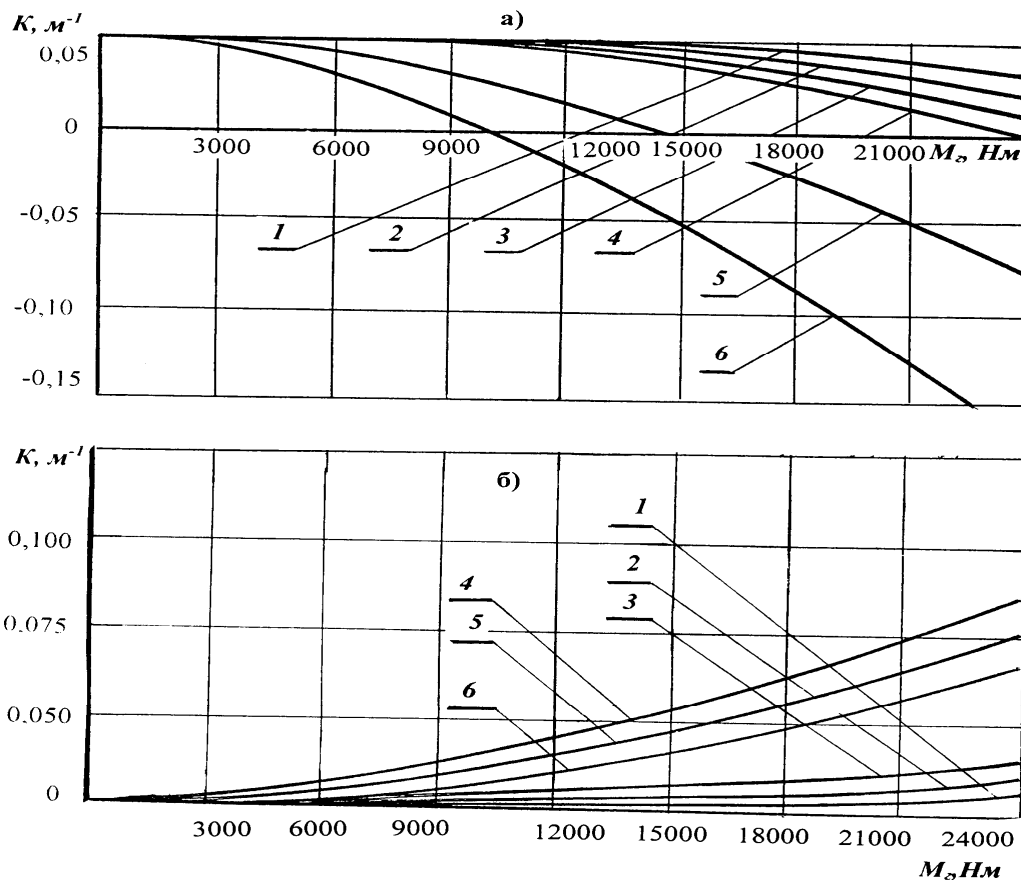


Рис.2. Зміна кривизни траєкторії возика напівпричепа на вході в поворот (а) і виході із повороту (б) в залежності від гальмівного моменту на одному з коліс його осей

- при мінімальному радіусі кругової траєкторії ($R_T=10$ м) найменше значення габаритної смуги руху (ГСР) має місце у автопоїздів із усіма поворотними колесами (осями) при гальмуванні коліс однієї сторони возика як для подвійного, так і зворотного приводу управління. При збільшенні радіуса повороту ефективність корекції траєкторії возика напівпричепа шляхом гальмування коліс однієї його сторони зменшується і після досягнення 45 м стабілізується приблизно на одному рівні для обох розглянутих схем, тобто на кругових траєкторіях системи керування, засновані на різних типах керуючих зв'язків, рівнозначні.

Проведений аналіз показав, що ефективність від гальмування коліс однієї сторони осі або одного борту має місце при невеликих швидкостях руху автопоїзда і мінімальних радіусах повороту, які і визначають параметри маневреності автопоїзда, причому найбільший ефект досягається у випадку автопоїзда із подвійним управлінням возика напівпричепа.

Висновки. Встановлено, що припустиме значення габаритної смуги руху, що дорівнює 7,2 м, забезпечується автопоїздом з некерованим візком тільки в тому випадку, коли довжина автопоїзда не перевищує 16,6 м (при цьому максимальна база напівпричепа складає 7,3 м). Якщо база напівпричепа перевищує зазначену величину, то візок напівпричепа повинен бути керованим, причому найбільший ефект досягається при використанні системи керування всіма осями возика з корекцією траєкторії шляхом гальмування коліс однієї осі чи коліс одного борта;

1. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1970.-176 с.

2. Сахно В.П. Шляхи підвищення маневреності автомобільних поїздів/ В.П. Сахно, В.М. Сондак //Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць. - Київ, УТУ, ТAU, 2000–с.17-20.