

Прогнозувати зміни границь кластерів можна за допомогою методу експоненціального згладжування. Експоненціальним згладженням результатів спостережень називають операцію

$$W_t = \alpha x_t + (1 - \alpha)W_{t-1},$$

де  $W_t$  — згладжене значення результату спостереження у момент  $t$ ;

$x_t$  — поточне значення результатів спостережень у момент  $t$ ;

$W_{t-1}$  — згладжене значення результату спостережень у попередній момент  $t - 1$ ;

$\alpha$  — постійна згладження  $0 < \alpha < 1$ .

Операція згладження виконується однаково для всіх спостережень і тому

$$W_t = \alpha \sum_{i=1}^{n-1} (1 - \alpha)^i x_{t-i} + (1 - \alpha)^n x_0,$$

де  $n$  — кількість спостережень;

$x_0$  — значення початкового спостереження.

Звідси видно, що величина  $W_t$  є лінійною комбінацією всіх спостережень, вага яких зменшується у геометричній прогресії.

**Висновки.** Запропонований алгоритм визначення рівня пошкоджень тягових двигунів в процесі експлуатації у вигляді відповідних програм може бути розміщений у бортовому комп'ютері електровозу. Для його функціонування необхідна наявність температурних і віброакустичних датчиків на кожному тяговому двигуні і телеметрична система збирання інформації.

### Література

1. Карасев В.А. Доводка экспериментируемых машин. Вибродиагностические методы. — М.: Машиностроение, 1986. — 190 с.
2. Рытов С.М. Введение в теоретическую радиофизику. Ч.1. — М.: Наука, 1976. — 254 с.
3. Гришко В.Г. Идентификация уровня износа тяговых двигателей под час эксплуатации за вибродиагностическими сигналами. Збірник наукових праць КУЕТТ. Серія «Транспортні системи і технології.» — К., 2007. — Вип. II. — С. 29-32.
4. Дж. Ту, Р. Гонсалес. Принципы распознавания образов. — М.: Мир, 1978. — 411с.

УДК 629.113

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ КУТІВ ВІДВЕДЕННЯ ОСЕЙ ЛАНОК АВТОПОЇЗДА-КОНТЕЙНЕРОВОЗА

Гуменюк П.О., Марчук Р.М., Онищук В.П., Придюк В.М.

*У статті розглянуті методи визначення бічних сил, що діють на колеса осей ланок автопоїзда-контейнеровоза. Показано, що кращим є метод Антонова Д.А., в якому враховується зміна коефіцієнта опору відведення шин коліс автопоїзда в залежності від експлуатаційних факторів, що мають місце в експлуатації.*

*In the article offered methods of definition of the lateral forces working on wheels of axes of parts of the lorry convoy are considered. It is shown, that the best is Antonova D.A.'s method in which change of factor of resistance to withdrawal of trunks of wheels of the lorry convoy is taken into account depending on the operational factors having a place in operation.*

**Постановка проблеми.** Ефективність використання рухомого складу автомобільного транспорту і його продуктивність залежать, як відомо, від вантажопідйомності і середньої швидкості руху. Збільшення довжини автопоїздів для підвищення вантажопідйомності, як це має місце для автопоїзда-контейнеровоза

[1], без відповідного вибору ряду параметрів погіршує маневреність і стійкість руху. Науково обґрунтований вибір конструктивних параметрів автопоїздів-контейнеровозів набуває особливої важливості у зв'язку з перспективою їхнього широкого застосування.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У роботі [1] розглянута конструкція автопоїзда-контейнеровоза, рис.1, загальна довжина якого складає 22 м, що допустимо за Правилами дорожнього руху в Україні. Основним недоліком такого автопоїзда є погіршення прохідності, маневреності і стійкості руху.

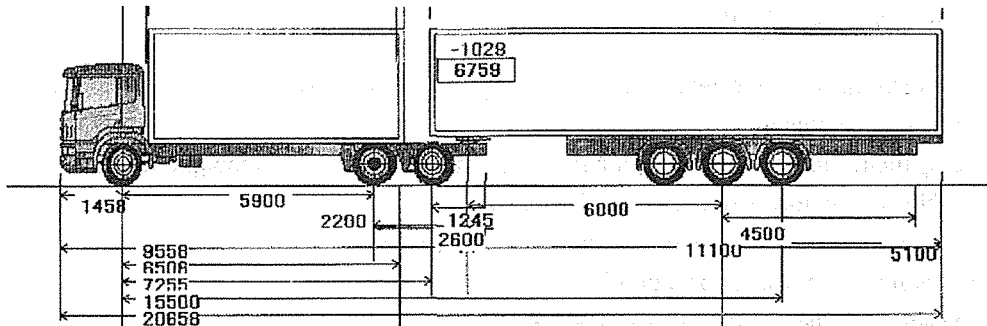


Рис. 1. Компонувальна схема автопоїзда-контейнеровоза

Однак, як показує аналіз, це не є достатньою підставою для висновку про неперспективність такої конструкції автопоїзда-контейнеровоза. У роботі [2] досліджена кінематика повороту такого автопоїзда. Зокрема, показано, що нормовані значення зовнішнього і внутрішнього габаритних радіусів і габаритної смуги руху можуть бути отримані або за тільки керованої третьої осі автомобіля-тягача, або за керованого візка напівпричепа. У роботі [3] розглянуто закон управління задньою віссю візка напівпричепа та приводу управління до неї та стійкість руху автопоїзда за керованих осей автомобіля-тягача (задня вісь) і напівпричепа, кути відведення коліс осей яких визначені за гіпотезою І.Рокара. Проте не врахування ряду параметрів як-то тягові та гальмівні сили, тип та стан опорної поверхні, зміна вертикальних навантажень на осі і колеса автопоїзда може призвести до значних помилок у визначенні маневреності і стійкості руху автопоїзда. Тому метою роботи є визначення бічних сил, що діють на колеса автопоїзда — контейнеровоза.

**Матеріали і результати дослідження.** Бічну силу на колесах осей автопоїзда можна представити у вигляді [4]

$$Y_i = k_i \delta_i. \quad (1)$$

Проведеними дослідженнями залежності (1) у роботі [2] встановлено, що найбільше прийнятними для розрахунків можна вважати залежності І.Рокара та Д.А. Антонова.

При розв'язку диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху автопоїзда кращою є залежність І.Рокара:

$$Y_{11} = \frac{k\delta}{\sqrt{1+x^2\delta^2}}, \quad (2)$$

$$\text{де } x = \frac{k}{\varphi Z},$$

$\varphi$  — коефіцієнт поперечного ковзання;

$Z$  — вертикальне навантаження на колесо.

Залежність Рокара І.  $Y_{11} = f(\delta)$  не громіздка і досить зручна для використання при розрахунках параметрів явища відведення для шин різних типорозмірів автомобілів, причепів і напівпричепів, що рухаються дорогами з удосконаленим покриттям. При цьому розбіжність результатів розрахунку з експериментальними даними не перевищує 13-15%. Проте залежність І.Рокара не враховує зміни коефіцієнта опору бічному відведенню при зміні навантажень на окремі колеса автопоїзда, обумовлених креном кузова тягача і напівпричепа.

Перевагами залежності Д.А. Антонова є можливість урахування зміни величини відведення при коливанні і нахилі коліс до опорної поверхні, при крені кузова тощо, не зважаючи на ряд незручностей, обумовлених наявністю великої кількості коригувальних коефіцієнтів. Крім того, при збільшенні кутів відве-

дення похибка розрахункових даних у порівнянні з експериментальними значно збільшується, що також вимагає коригування.

Залежність Д.А. Антонова записується у вигляді:

$$Y = qk_{yoz} \delta, \quad (3)$$

де  $q = q_N q_T q_\varphi q_\gamma q_{\approx} q_{zp} q_{zy} q_{ny}$ ,

де  $k_{yoz}$  — екстремальне значення коефіцієнта  $k_{yo}$  в залежності від нормальної реакції в контакті колеса з опорною поверхнею;

$q_N$  — коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій;

$q_T$  — коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил;

$q_\gamma$  — коефіцієнт кута нахилу площини колеса до опорної поверхні;

$q_{ш}$  — коефіцієнт тиску повітря в шині;

$q_{zy}$  — коефіцієнт відведення задніх керованих коліс;

$q_{ny}$  — коефіцієнт несталого відведення;

$q_\varphi$  — коефіцієнт урахування якості дорожнього покриття;

$q_{\approx}$  — коефіцієнт урахування коливань колеса виникаючих при русі по нерівній поверхні;

$q_{zp}$  — у випадку руху колеса по ґрунтовій дорозі.

За умови експлуатації автопоїзда-контейнеровоза по дорогах із твердим покриттям і при номінальному тиску повітря в шині можна прийняти:

$$q_{\approx} = q_{zp} = q_{zy} = q_{ny} = q_\gamma = q_{ш} = 1.$$

Тоді одержимо:

$$Y = q_N q_T q_\varphi k_{yoz} \delta. \quad (4)$$

Коефіцієнти, що входять у вираз (4), визначаються залежностями:

— для вертикального навантаження

$$q_N = 1 - 0,6 \left( \frac{\Delta R_{z\vartheta}}{R_{z\vartheta}} \right)^2 + 0,4 \left( \frac{\Delta R_{z\vartheta}}{R_{z\vartheta}} \right)^3 - 0,1 \left( \frac{\Delta R_{z\vartheta}}{R_{z\vartheta}} \right) - 0,1 \left( \frac{\Delta R_{z\vartheta}}{R_{z\vartheta}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{z\vartheta}}{R_{z\vartheta}}, \quad (5)$$

де  $\Delta R_{z\vartheta} = R_z - R_{z\vartheta}$ ,

$R_z$  — нормальна реакція опорної поверхні на колеса автопоїзда;

$R_{z\vartheta}$  — нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню;

Нормальна реакція на колеса автопоїзда при врахуванні крену кузова може змінюватися в межах від нуля до подвійного номінального значення.

Нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню визначається як [4]

$$R_{z\vartheta} = R_{zном} - 0,0726 \left( \frac{HD}{B} \right)^2 \left( \frac{d}{B} \right)^2 \left( \frac{n_{cs} + 8}{n_{cs}} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times \\ \times \left[ 3,75 R_{zном} + 15 - 1000 \left( \frac{n_{cs}}{n_{cs} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (6)$$

де  $R_{zном}$  — нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині за каталогом фірми-виробника, Н;

$H$  — висота профіля шини, м;  
 $D, d$  — зовнішній і внутрішній діаметри шини, м;  
 $B$  — ширина профіля шини, м;  
 $n_{сл}$  — кількість шарів корду шини.

На автомобілі-тягачі фірми Scania встановлені шини шини 315/70R22.5, на напівпричепі фірми Krone — шини 385/65R22.5.

На рис.2 приведена залежність коефіцієнта впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій від нормальної реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда (прийнято, що нормальні реакції опорної поверхні на середню і задню вісь тягача і осі напівпричепи однакові).

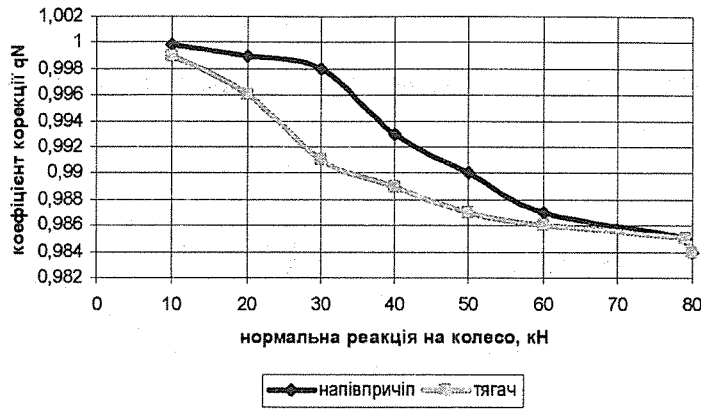


Рис. 2. Залежність коефіцієнта впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій для шин коліс автомобіля-тягача і напівпричепи від нормальної реакції опорної поверхні на колесо

— для якості дорожнього покриття

$$q_{\phi} = \frac{\arctg \left[ \frac{q_N k_{y_{03}} \pi (\delta - 0,026)}{2\phi R_z} \right]}{\frac{q_N k_{y_{03}} \pi (\delta - 0,026)}{2\phi R_z}}, \quad (7)$$

де  $\phi$  — коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;  
 $\delta$  — кут бічного відведення колеса автомобіля (напівпричепи);  
 $k_{y_{03}}$  — екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню

$$k_{y_{03}} = 1000 \left( \frac{n_{сл}}{n_{сл} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_{сл} + 8)} \left[ \frac{DHB}{(D^2 - d^2)d} \right] p_{ш}, \quad (8)$$

де  $p_{ш}$  — тиск повітря в шині;

Екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню лінійно залежить від тиску повітря в шині, рис. 3, тобто збільшення або зменшення тиску повітря в шині призводить до пропорційного збільшення або зменшення коефіцієнта  $k_{y_{03}}$ .

На рис. 4 наведена залежність коефіцієнта урахування якості дорожнього покриття від нормальної реакції опорної поверхні на колесо.

— для тягових зусиль на ведучих колесах автомобіля-тягача

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left( \frac{R_x}{\phi R_z} \right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (9)$$

де  $R_x$  — тягова сила на колесах автомобіля-тягача.

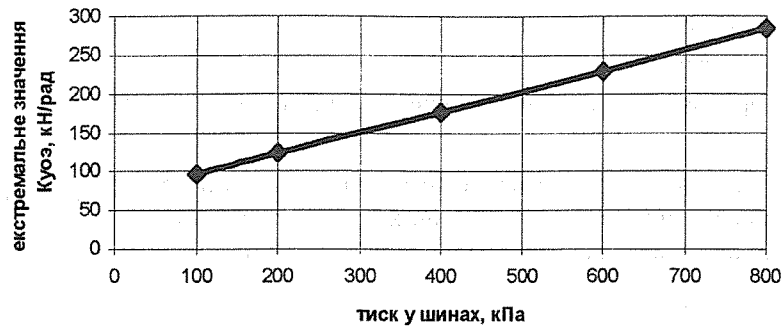


Рис. 3. Залежність екстремального коефіцієнта опору бічному відведенню від тиску повітря в шині

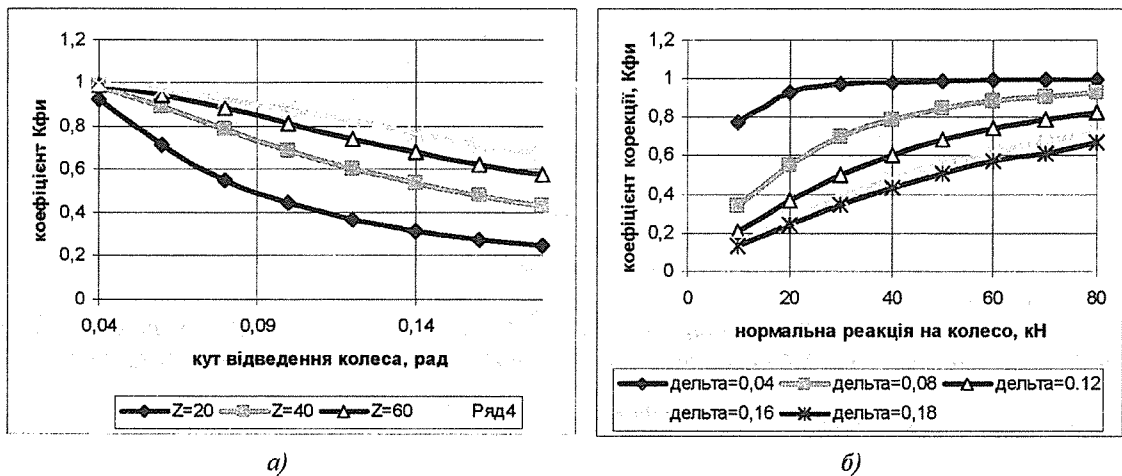


Рис. 4. Залежність коефіцієнта урахування якості дорожнього покриття від нормальної реакції опорної поверхні на колесо автомобіля-тягача (а) і напівпричепа (б)

На рис. 5 наведена залежність коефіцієнта впливу тягових і гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню від нормальної реакції опорної поверхні на колесо при різних значеннях коефіцієнта опору кочення. Аналіз наведеної залежності показує на суттєвий вплив цього коефіцієнта на коефіцієнт опору бічному відведенню, особливо при збільшенні опору коченню.

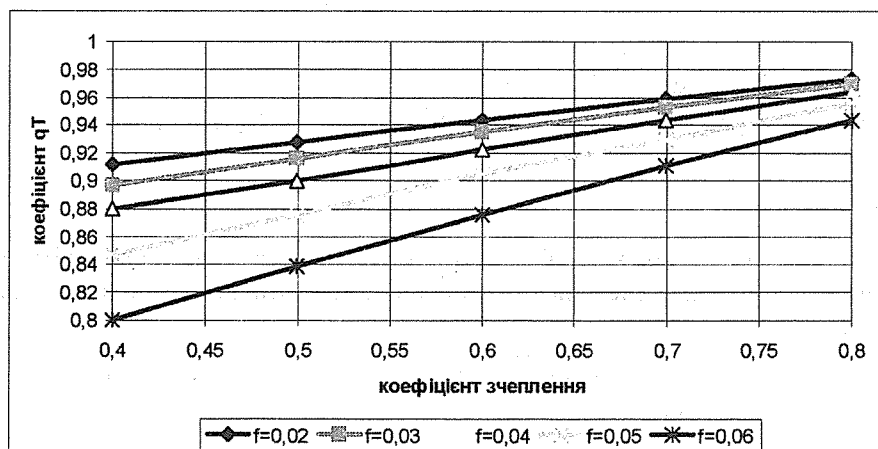


Рис. 5. Залежність коефіцієнта впливу тягових і гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню від нормальної реакції опорної поверхні на колесо

Результати розрахункового аналізу  $Y = f(\delta)$  за виразом (3) з урахуванням (2-9) у співставленні з експериментальними даними для шин розміру 315/70R22.5 (автомобіль-тягач) і 385/65R22.5 (напівпричіп), наведені у роботі [4], показали задовільну збіжність. Максимальні розбіжності не перевищували 12%.

**Висновки.** Розглянуті методи визначення бічних сил, що діють на колеса осей ланок автопоїзда-контейнеровоза. Показано, що кращим є метод Антонова Д.А., в якому враховується зміна коефіцієнта опору відведення шин коліс автопоїзда в залежності від експлуатаційних факторів, що мають місце в експлуатації.

### Література

1. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компоувальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Сахно; В.П.Онищук В.М. Придюк В.М.// Вісник Національного транспортного університету.-К., НТУ, 2009. — Вип. 19. — С.80-83.
2. Сахно В.П. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепи автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Сахно, М.М.Горбаха, В.М. Придюк, В.П. Онищук // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. — 2010. Випуск 13. С.72-75.
3. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда контейнеровоза / В.П.Сахно, Р.М.Марчук, В.П.Онищук, В.М. Придюк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. — №2(53) — 2010. — С. 127-134.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А.Антонов//М.: Машиностроение. — 1984. — 165 с.

УДК 621.436

## ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА РОБОТУ ДОРОЖНЬОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З РІЗНИМИ ТИПАМИ РЕГУЛЯТОРА

Доктор технічних наук Гутаревич Ю.Ф.,  
кандидат технічних наук Добровольський О.С.

*В статті наведено результати розрахунків на математичній моделі впливу експлуатаційних факторів, зокрема, коефіцієнту опору кочення на показники дорожнього транспортного засобу з дизелем при різних системах регулювання.*

*Results of calculations on mathematical model of influence of operational factors, in particular, influence of a rolling resistance factor on indicators of a road vehicle with a diesel engine at different systems of regulations are presented in the article.*

**Постановка проблеми та її зв'язок з науковими завданнями** В даний час в Україні в експлуатації знаходиться багато вантажних автомобілів, на яких встановлені бензинові двигуни. Відомо, що одним з недоліків бензинових двигунів є їх незадовільна паливна економічність. Тому має місце широка заміна бензинових двигунів на дизелі, які в умовах експлуатації забезпечують зниження витрати палива на 20-25 %. В Україні автомобільні дизелі не випускаються, а ті, які надходять з інших країн мають досить високу вартість, тому найчастіше замість бензинових двигунів встановлюють тракторні дизелі. Як показали проведені численні дослідження, тракторні дизелі забезпечують значне покращення паливної економічності, але в деяких умовах експлуатації їх екологічні показники є гіршими.

Покращити ці показники, а також паливну економічність переобладнаного автомобіля можна шляхом застосування на тракторному дизелі зміненої системи регулювання частоти, зокрема, однорежимної системи регулювання. На тракторних дизелях застосовуються всережимні системи регулювання, які необхідні для забезпечення сталої швидкості руху сільськогосподарських тракторів та сільськогосподарських машин.

При встановленні тракторного дизеля на автомобілі ця вимога не має місця, більш того, швидкість автомобіля повинна легко встановлюватися водієм в залежності від умов руху. Цим вимогам і відповідає однорежимна система регулювання.

При однорежимному регулюванні швидкості дизеля регулятор обмежує тільки максимальну частоту дизеля. На всіх інших режимах забезпечується робота дизеля при безпосередньому управлінні з боку оператора, при цьому має місце поступове зменшення крутного моменту дизеля зі збільшенням частоти обертання в часткових режимах. Завдяки останньому забезпечується: а) стійка робота дизеля на всіх режимах,