

Клімов Е. С., к. т. н., доцент,  
Пузир Р. Г., д. т. н., доцент,  
Будній О., студент

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ЗІ ШТУЧНОЮ НЕРІВНІСТЮ ДОРОГИ В МОМЕНТ ЇЇ ПЕРЕЇЗДУ

Експлуатація колісних транспортних засобів на дорогах кар'єрів, де корисні копалини видобувають відкритим способом, показує, що під час руху транспортні засоби вимушені долати штучні нерівності, зокрема у вигляді спеціальних коробів, які призначені для захисту кабелів живлення гірничих машин. На дорогах кар'єрів зазвичай застосовують збірно-розбірні конструкції кабелів захисту, оскільки залежно від міста видобутку корисних копалин, дороги періодично змінюються. Очевидно, що для визначення конструктивних параметрів коробів захисту необхідно знати взаємозв'язок між геометричними розмірами короба захисту, габаритним розміром колеса та коефіцієнтом тертя між коробом захисту та опорною поверхнею. Метою роботи є дослідження впливу конструктивних параметрів короба захисту кабелю живлення та розмірів колеса колісного транспортного засобу на коефіцієнт тертя між коробом захисту і опорною поверхнею.

Розглянемо процес взаємодії колеса колісного транспортного засобу, який працює в кар'єрі, з коробом захисту кабелю живлення гірничих машин трапецевидної форми збірно-розбірної конструкції під час руху по горизонтальній недеформованій опорній поверхні. Під час переїзду короба захисту колесо транспортного засобу спочатку рухається по похилій ділянці короба, потім – по гребню короба та спускається з нього по похилій ділянці. На цьому етапі розглянемо процес взаємодії колеса з похилою ділянкою короба в момент їх контакту під час підймання на короб. Для цього скористаємося схемою, наведеною на рис.1.

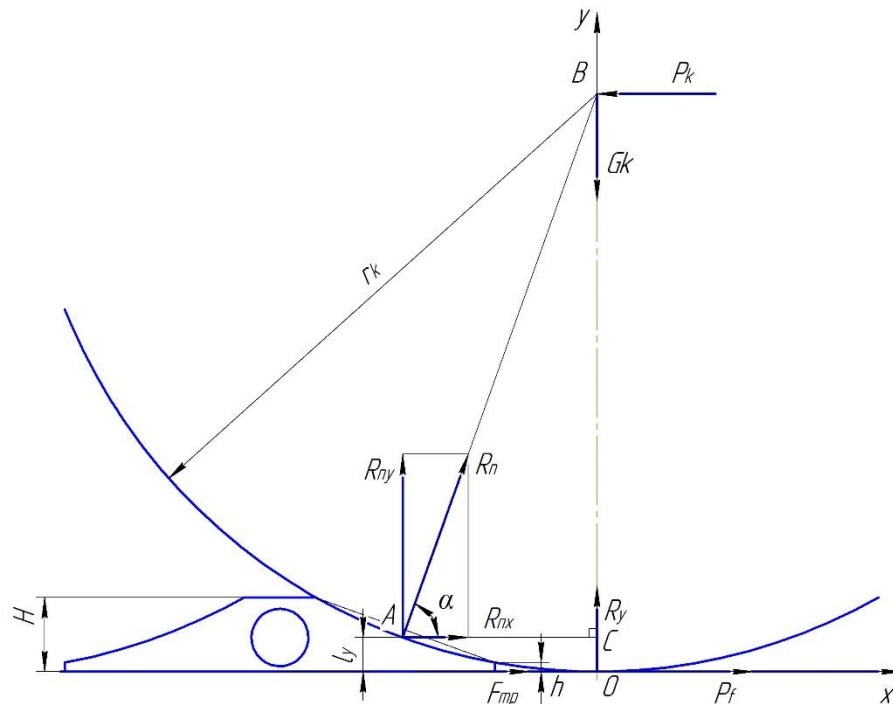


Рис. 1. Розрахункова схема сил, які діють на колесо в момент контакту з похилою ділянкою короба

З рис. 1 видно, що колесо одночасно спирається на опорну поверхню та на похилу ділянку короба захисту. На колесо діє штовхальна сила  $P_k$ , яка прикладена до центра колеса. У контакті шини з опорною поверхнею виникає сила опору коченню  $P_f = fR_y$ . Навантаження на колесо спричиняє реакцію опорної поверхні  $R_y$ , яка прикладена в центрі контактної відбитки шини, точці  $O$ , та реакцію похилої ділянки

короба захисту  $R_n$ , яка прикладена в середній точці дуги контакту шини колеса з коробом захисту, точки  $A$ , і скерована по лінії до центра колеса, точки  $B$ .

Уведемо систему координат  $Oxy$ . Початок системи розмістимо в центрі контактної відбитку шини, вісь  $Oy$  скеруємо перпендикулярно до опорної поверхні, вісь  $Ox$  – уздовж опорної поверхні. Реакцію  $R_n$  розкладемо на дві складові: нормальну до опорної поверхні  $R_{nx}$  та паралельну опорній поверхні  $R_{ny}$ . Кут  $\alpha$  є кутом між напрямком дії реакції  $R_n$  та площиною опорної поверхні. Його величину можна визначити з розгляду трикутника  $ABC$ :

$$\sin \alpha = 1 - \frac{l_y}{r_k},$$

де  $r_k$  – радіус колеса,

$l_y$  – відстань від опорної поверхні до точки прикладення рівнодійної реакції похилої частини короба захисту.

На рис. 2. наведено розрахункову схему для визначення відстані  $l_y$ . Для визначення відстані  $l_y$  з'єднаємо прямою лінією крайні точки дуги контакту шини колеса з похилою ділянкою короба захисту та поділимо цей відрізок на дві рівні частини ( $KE = EL$ ). З точки  $E$  проводимо перпендикуляр до його перетину з дугою  $KL$ , унаслідок чого отримуємо точку  $A$ . Точка  $A$  є серединою дуги  $KL$ . У цій точці прикладена рівнодійна реакції похилої ділянки короба захисту. Відстань від опорної поверхні до точки  $B$  дорівнює  $l_y$ . Ураховуючи, що відстань  $AE$  дуже мала, а за певних конструктивних рішень (похила ділянка короба захисту виконана плоскою) може дорівнювати нулю, відстань  $l_y$  з достатньою для практичних розрахунків точністю можна визначити за виразом:

$$l_y = \frac{H+h}{2}, \tag{1}$$

де  $H$  – висота короба захисту;

$h$  – відстань від опорної поверхні до початку контакту короба захисту з шиною колеса.

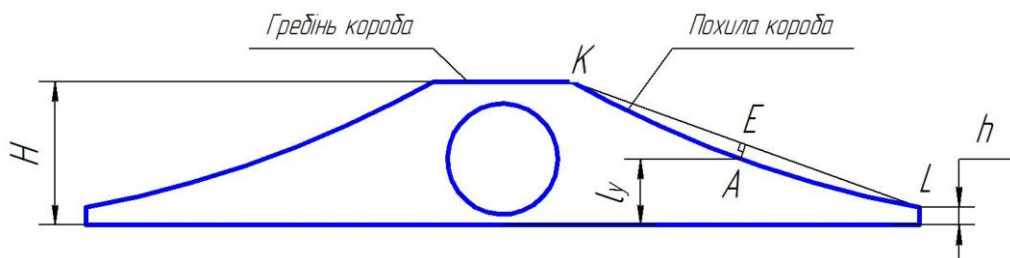


Рис. 2. Схема для визначення відстані  $l_y$

Аналіз складових рівнодійної реакції короба захисту показує, що під час взаємодії колеса та похилої ділянки короба захисту складова реакції  $R_{nx}$  створюватиме опір руху короба захисту вздовж опорної поверхні, а складова  $R_{ny}$  притискатиме опорну поверхню до короба захисту. Унаслідок дії штовхальної сили  $P_k$  між коробом захисту та опорною поверхнею виникне сила тертя:

$$F_{mp} = f_{mp} R_{ny}, \tag{2}$$

де  $f_{mp}$  – коефіцієнт тертя між опорною поверхнею та коробом захисту.

Однією з умов нормальної роботи короба захисту під час переїзду через нього колісних транспортних засобів є відсутність ковзання короба по опорній поверхні. Розглянемо умову, за якої короб захисту не ковзатиме по опорній поверхні. Аналіз рис. 1 показує, що короб захисту не ковзатиме по опорній поверхні в тому випадку, коли сила тертя між коробом захисту на опорній поверхнею буде більша за силу, що зрушує короб уздовж опорної поверхні. Умова відсутності ковзання короба по опорній поверхні матиме наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 F_{mp} &> R_n \cos \alpha, \\
 f_{mp} R_n \sin \alpha &> R_n \cos \alpha.
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Після простих перетворень отримаємо вираз для визначення коефіцієнта тертя, за якого короб захисту не ковзатиме по опорній поверхні:

$$f_{mp} > ctg \alpha. \tag{4}$$

Аналіз формул (1), (4) дозволяє стверджувати, що величина коефіцієнта тертя, за якого короб захисту не ковзатиме по опорній поверхні, залежить тільки від конструктивних розмірів короба та радіуса колеса.

Проведемо розрахунки коефіцієнта тертя між коробом та опорною поверхнею  $f_{mp}$  зі значеннями радіуса колеса 1500 і 1200 мм. Конструктивні розміри короба такі: висота  $H$  набуватиме значення від 50 до 250 мм із кроком 50 мм, висоту  $h$  змінюватимемо за значеннями 0, 35, 70 мм.

На рис. 3 наведено графіки залежності мінімального коефіцієнта тертя між опорною поверхнею та коробом захисту кабелю живлення від висоти  $H$ .

З аналізу рис. 3 видно, що за постійного радіуса колеса 1500 мм зменшення висоти короба від 250 мм до 50 мм зменшує необхідний коефіцієнт тертя з 0,44 до 0,18 (у 2,4 рази). Аналогічне явище спостерігається і з радіусом колеса 1200 мм. Так, зменшення висоти короба від 250 мм до 50 мм зменшує необхідний коефіцієнт тертя з 0,5 до 0,2 (2,5 рази). Щодо впливу відстані  $h$  від опорної поверхні до початку упору колеса в короб, то зі зміною її від 0 до 70 мм з радіусом колеса 1500 мм та висотою короба 250 мм необхідний коефіцієнт тертя збільшується від 0,44 до 0,5 (у 1,14 рази). Якщо радіус колеса 1200 мм, коефіцієнт тертя збільшується від 0,5 до 0,58 (у 1,16 рази).

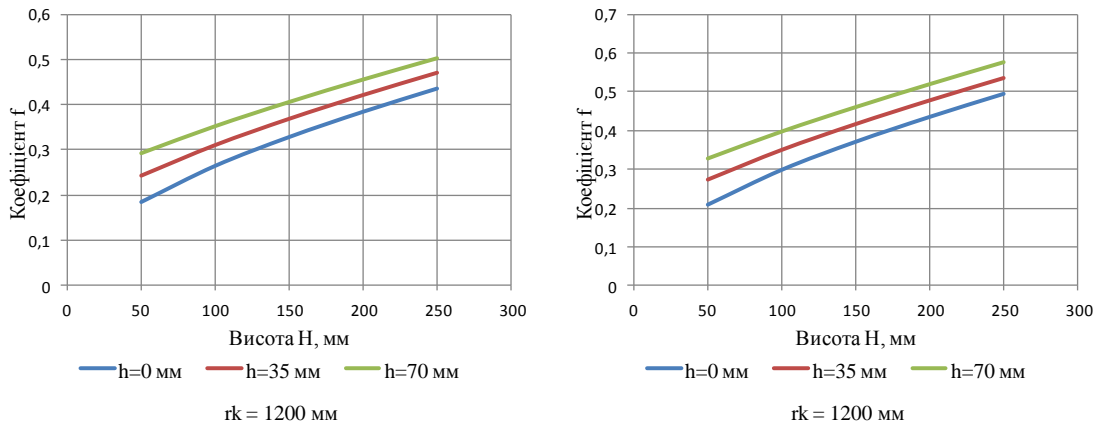


Рис. 3. Залежність коефіцієнта тертя від висоти короба  $H$  з радіусом колеса 1500 і 1200 мм

З вищенаведеного можна зробити висновок: величина коефіцієнта тертя, який забезпечить відсутність ковзання короба захисту по опорній поверхні, визначається радіусом колеса, висотою короба та відстанню від опорної поверхні до упору короба в шину колеса. Зменшення радіуса колеса та збільшення висоти короба призводять до збільшення необхідного коефіцієнта тертя між коробом та опорною поверхнею.

### Література

1. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ: Арістей, 2006. 176 с.