УДК 629.113

Є.Г. Опанасюк, к.т.н., доц.
Д.Б. Бегерський, к.т.н.
Житомирський державний технологічний університет

ВПЛИВ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУШІЯ НА ТЯГОВО-ЗЧІПНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ

Проаналізовано актуальність теми досліджень, визначено мету та завдання, предмет та об'єкт досліджень. На основі аналізу відомих досліджень доведено актуальність досліджень, щодо підвищення прохідності транспортних засобів. На основі умови одночасного початку руху усіх коліс транспортного засобу встановлено залежність для визначення оптимального співвідношення приведених радіальної та крутильної жорсткостей приводу, підвіски і шини. Показано, що значно впливають на коефіцієнт зчеплення реактивні сили, що виникають у наслідок викиду ґрунту із зони контакту шини з опорною поверхнею. Запропонована математична модель, що враховує як властивості пневматичної шини, так і властивості ґрунтів. Досліджено дію реактивних сил на колесо внаслідок викиду ґрунту із контактної зони при буксуванні. Запропоновано методику розрахунку коефіцієнта зчеплення при його буксуванні на сипучих ґрунтах з урахуванням сил, що виникають у наслідок викиду ґрунту із контактної зони.

Ключові слова: *колесо; пневматична шина; буксування; сипучий ґрунт; реактивна сила; коливання.*

Постановка проблеми. Розробка конструкцій високоефективних автомобілів високої прохідності має велике оборонне значення.

Повноприводні автомобілі знаходять широке застосування при перевезенні продукції сільського господарства, промислового обладнання, будівельних матеріалів та інших вантажів. Забезпечення високих тягово-зчіпних якостей АВП є однією з основних вимог до їх конструкції. Особливе місце в дослідженнях з проблем підвищення прохідності транспортних засобів в умовах бездоріжжя відводиться роботі автомобілів на сипучих важкопрохідних ґрунтах – піску і снігу. Досвід показує, що в таких умовах суттєво впливають на техніко-експлуатаційні властивості транспортних засобів поєднання конструктивних особливостей трансмісії та рушія. З цього випливає, що їх вплив повинен досліджуватись у комплексі.

Аналіз останніх досліджень. Вплив конструктивних параметрів ходової частини на показники тягово-зчіпних якостей транспортних засобів високої прохідності з колісним рушієм розглянуто у [1–8], а результати експериментальних досліджень (рис. 1–6) – у [9].

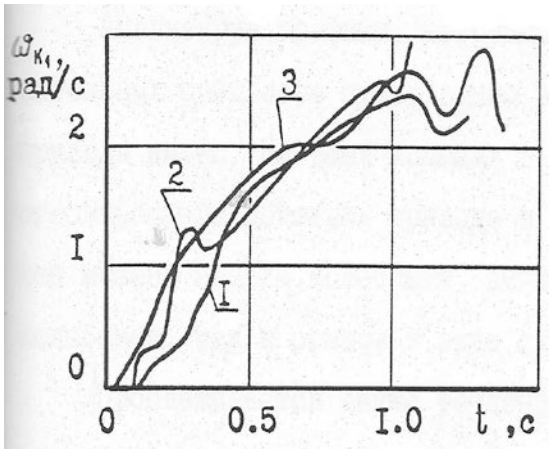

Рис. 1. Зміна кутової швидкості першого колеса рушія при рушанні з місця на сухому піску при різних значеннях жорсткості приводу

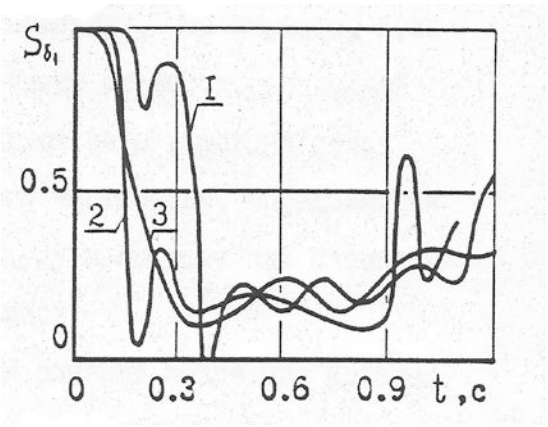

Рис. 2. Зміна коефіцієнта буксування першого колеса рушія при рушанні з місця на сухому піску при різних значеннях жорсткості приводу

© Є.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерський, 2016

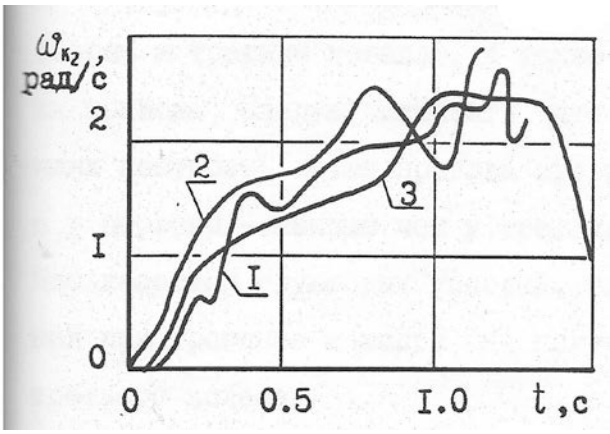

Рис. 3. Зміна кутової швидкості другого колеса рушія при рушанні з місця на сухому піску при різних значеннях жорсткості приводу

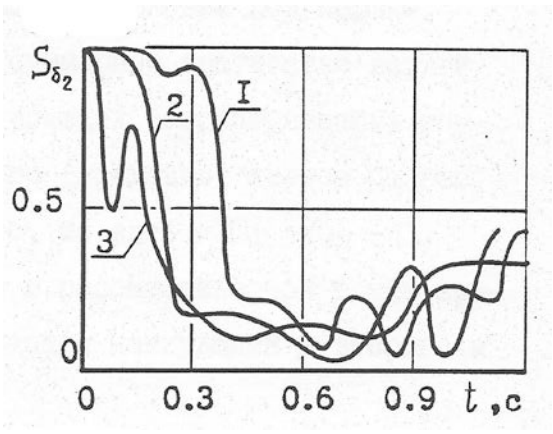

Рис. 4. Зміна коефіцієнта буксування другого колеса рушія при рушанні з місця на сухому піску при різних значеннях жорсткості приводу

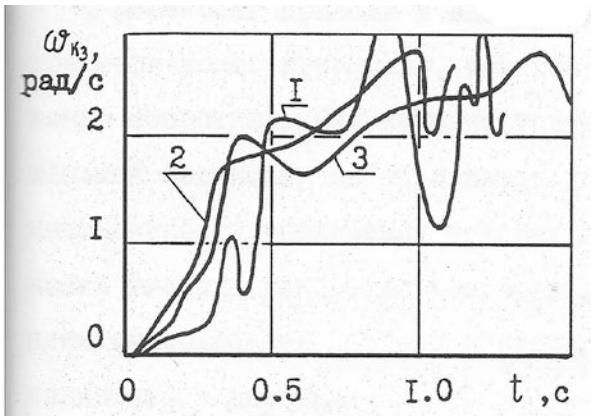

Рис. 5. Зміна кутової швидкості третього колеса рушія при рушанні з місця на сухому піску при різних значеннях жорсткості приводу

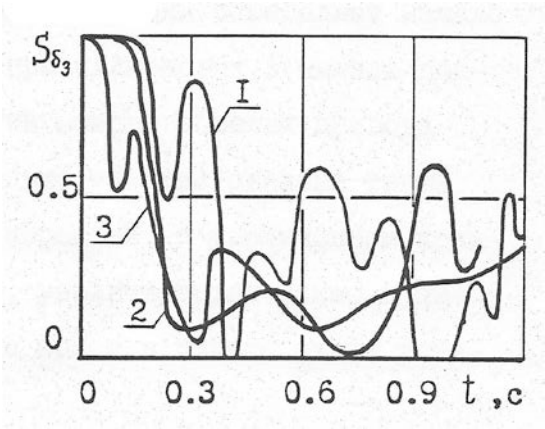

Рис. 6. Зміна коефіцієнта буксування третього колеса рушія при рушанні з місця на сухому піску при різних значеннях жорсткості приводу

Вплив реактивної сили, що виникає у наслідок викиду ґрунту із зони контакту пневматичної шини з ґрунтом, показано у [14]. На рисунках 7, 8 показано приблизний вигляд залежностей моменту на колесі та лінійної швидкості контактної зони колеса від часу з врахуванням реактивних сил від викиду ґрунту.

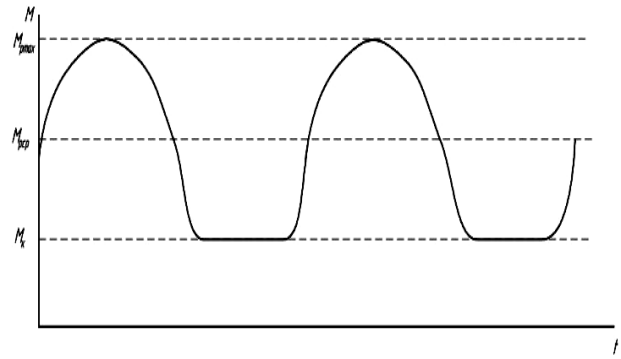

Рис. 7. Вигляд залежності моменту на колесі від часу з врахуванням реактивної сили

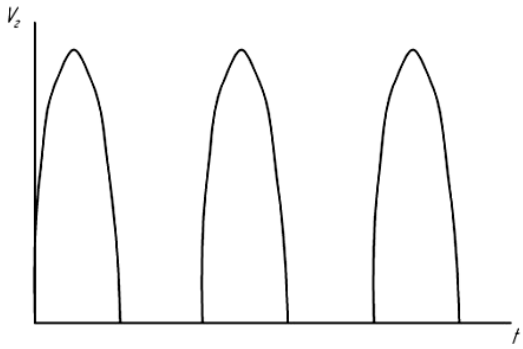

Рис. 8. Вигляд залежності лінійної швидкості контактної зони колеса від часу з врахуванням реактивної сили

Метою даної статті є визначення оптимального, з точки зору прохідності, співвідношення приведених радіальної та крутильної жорсткостей підвіски, приводу і шини.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо залежність динамічності автомобілів високої прохідності (АВП) від пружних характеристик приводу і рушія на різних режимах роботи, оскільки процес виникнення і розвитку коливань у системі «трансмісія–рушій–ґрунт» можна умовно поділити на три етапи [10]: початковий етап стійкого підвищення тягової реакції ґрунту до появи стрибків; перехідні коливання від першого стрибка до початку стійких коливань; усталені коливання.

Для деякого спрощення завдання припустимо, що несучі і зчіпні властивості ґрунту під усіма колесами рушія однакові.

На основі залежностей, запропонованих у [9], можна зробити висновок про те, що для забезпечення максимальної сили тяги рушія у кожний момент руху сила тяги на окремих колесах також повинна бути максимальною для заданих умов. Тому на режимі рушання з місця необхідно, щоб характеристика потужнісного потоку, що підводиться до кожного колеса, була однакова. Неважко помітити, що це можливо лише для рівності кутової жорсткості гілок приводу окремих коліс та при використанні симетричної розгалуженої схеми приводу (при $c_{к1} = c_{к2} = c_{к3}$).

Зміна кінематичних і динамічних параметрів робочого процесу рушія і потоку потужності, що до нього підводиться, відбувається плавно від нульового до деякого критичного значення, за якого у системі починають з'являтися коливання. Тому, вважаючи цей процес квазістатичним, для оцінки тягово-зчіпних якостей АВП у початковий період руху можна використовувати показники φ – коефіцієнт зчеплення, $f_{гi}$ – коефіцієнт опору кочення.

Визначимо співвідношення пружних характеристик привода, шин рушія та підвіски, за якому може бути забезпечено рівність характеристик потоку потужності, що підводиться до кожного колеса.

Як відомо, при роботі рушія на кожне його колесо діють наступні сили і моменти, що можна виразити через пружні сили і моменти, що діють у системі «трансмісія–рушій–ґрунт» (без врахування сил інерції):

- вертикальне навантаження на колесо:

$$G_{кi} = \lambda_i \cdot c_{znnp}, \tag{1}$$

де λ_i – сумарна деформація підвіски і шини;

c_{znnp} – приведена радіальна жорсткість підвіски і шини;

- момент сил зчеплення:

$$M_{\varphi i} = P_{\varphi i} \cdot r_{\partial i} = G_{кi} \cdot \varphi_i \cdot r_{\partial i} = \lambda_i \cdot c_{znnp} \cdot \varphi_i \cdot r_{\partial i}, \tag{2}$$

де $r_{\partial i}$ – динамічний радіус колеса;

- момент сил опору руху:

$$M_{fi} = P_{fi} \cdot r_{\partial i} = G_{кi} \cdot f_{гi} \cdot r_{\partial i} = \lambda_i \cdot c_{znnp} \cdot f_{гi} \cdot r_{\partial i}, \tag{3}$$

де $f_{гi}$ – коефіцієнт опору коченню колеса;

- момент сил пружності привода:

$$M_y = c_{npi} \cdot \alpha_{кi}, \tag{4}$$

де c_{npi} – приведена крутильна жорсткість гілки привода і шини i-го колеса;

$\alpha_{кi}$ – кут закручування протектора i-го колеса.

У той же час умова рівноваги i-го колеса системи має вигляд:

$$M_{yi} = M_{\varphi i} + M_{fi}, \tag{5}$$

або з врахуванням (1)–(4):

$$c_{npi} \cdot \alpha_{кi} = \lambda_i \cdot c_{znnp} \cdot r_{\partial i} \cdot (\varphi_i + f_{гi}). \tag{6}$$

Таким чином, умову рівності кутів повороту коліс (одночасного початку руху коліс рушія) при постійних значеннях коефіцієнтів зчеплення та опору коченню можна отримати у вигляді:

$$\alpha_{кi} = \frac{c_{znnp}}{c_{npi}} \cdot \lambda_i \cdot r_{\partial i} \cdot (\varphi_i + f_{гi}) = const. \tag{7}$$

Припустивши, що $\alpha_{\kappa i} = 1$, отримуємо залежність між приведеними жорсткостями підвіска–шина і привод–шина:

$$\frac{c_{npi}}{c_{znnp}} = \lambda_i \cdot r_{\partial i} \cdot (\varphi_i + f_{\varepsilon i}). \tag{8}$$

На стадії проектування АВП можливе коригування параметрів c_{npi}, c_{znnp}, λ_i, $r_{\partial i}$. Залежності коефіцієнтів зчеплення та опору кочення від властивостей опорної поверхні та порядкового номеру колеса досліджувались у [11–13] та інших. Також необхідно зазначити, що у випадку руху рушія по сипучих ґрунтах значно впливати на коефіцієнт зчеплення може реактивна сила, що викликана викидом ґрунту із контактної зони [14].

Як було показано у [14], реактивна сила, що діє на колесо при буксуванні, викликана викидом ґрунту із контактної зони та може бути визначена за формулою:

$$F_p(t) = -\frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial^{\,2} \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega(t)^2}{180}, \tag{9}$$

де K_n – коефіцієнт насиченості протектора; B – ширина профілю шини; L_n – глибина западин протектора; ρ – щільність ґрунту; $\omega(t)$ – залежність кутової швидкості зовнішньої частини шини від часу [14].

У свою чергу, коефіцієнт зчеплення можна визначити як відношення максимальної сили тяги до ваги, що припадає на відповідне колесо:

$$\varphi_i = \frac{P_{p\max}}{G_{\kappa i}} \tag{10}$$

При приведенні реактивної сили до точки прикладання сили тяги вона буде діяти у той самий бік, що й сила тяги, збільшуючи коефіцієнт зчеплення. Тоді дійсне значення коефіцієнта зчеплення можна визначити за формулою:

$$\varphi_i = \frac{P_{p\max} + F_p(t)}{G_{\kappa i}} = \frac{180P_{p\max} + \pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial^{\,2} \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega(t)^2}{180G_{ki}}. \tag{11}$$

Висновки. Запропонована методика визначення оптимального співвідношення приведених радіальної та крутильної жорсткостей підвіски, приводу і шини з врахуванням впливу реактивних сил, що виникають у контактній зоні у наслідок викиду ґрунту.

Список використаної літератури:

1. *Зимелев Г.В.* Теория автомобиля / *Г.В. Зимелев*. – М. : Воен. издат. МО СССР, 1957. – 454 с.
2. *Ротенберг Р.В.* Подвеска автомобиля / *Р.В. Ротенберг.* – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
3. *Яценко Н.Н.* Поглощающая и сглаживающая способность автомобильных шин / *Н.Н. Яценко*. – М. : Машиностроение, 1978 – 132 с.
4. Упругость и демпфирование шин при совместном радиальном и тангенциальном нагружении / *А.А. Енаев, Ю.М. Глазырин, В.П. Шалдыкин, Н.Н. Яценко* // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 7. – С. 17–19.
5. *Кнороз В.И.* Шины и колеса / *В.И. Кнороз, Е.В. Кленников*. – М. : Машиностроение, 1975. – 184 с.
6. *Гатов Д.М.* Нагрузки в трансмисиях колесных машин при автоколебаниях / *Д.М. Гнатов* // Методы исследования транспортных машин с помощью АВМ. – Минск : Белорусский политехн. ин-т, 1973. – С. 84–99.
7. *Кошарный Н.Ф.* Основы теории рабочего процесса и расчета движителей автомобилей высокой проходимости : автореф. дис. … докт. техн. наук / *Н.Ф. Кошарный*. – М., 1981. – 39 с.
8. *Стефанович Ю.Г.* О влиянии колебаний крутящего момента в трансмиссии автомобиля на его проходимость по снегу и песку / *Ю.Г. Стефанович* // О динамических нагрузках в трансмиссиях автомобилей. – Вип. 45. – 1962. – С. 99–108.

9. *Опанасюк Е.Г.* Повышение тягово-сцепных качеств АВП путем совершенствования конструкции трансмисии и движителя : дис. … канд. тех. наук / *Е.Г. Опанасюк* – К., 1989. – 306 с.
10. Исследование динамики колесного движителя специального транспортного средства : научный отчет по хоздоговорной теме / *Н.Ф. Кошарний, Б.М. Жирнов, П.П. Самохвалов* и др.
11. *Агейкин Я.С.* Вездеходные колесные и комбинированные двигатели / *Я.С. Агейкин*. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
12. *Бабков В.Ф.* Проходимость колесных машин по грунту / *В.Ф. Бабков, А.К. Бируля, В.М. Сиденко*. – М. : Автотрансиздат, 1959. – 189 с.
13. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / *Н.Ф. Бочаров, В.И. Гусев, В.М. Семенов* и др. – М. : Машиностроение, 1974. – 208 с.
14. *Опанасюк Є.Г.* До визначення сил, що діють на автомобільне колесо при буксуванні / *Є.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерський* // Вісник ЖДТУ. – № 1 (76) – Житомир, 2016. – С. 128–136.

References:

1. Zimelev, G.V. (1957), *Teoriya avtomobilya*, Voen. izdat. MO SSSR, Moscow, 454 p.
2. Rotenberg, R.V. (1972), *Podveska avtomobilya,* 3rd ed., Mashinostroenie, Moscow, 392 p.
3. Yatsenko, N.N. (1978), *Pogloshchayushchaya i sglazhivayushchaya sposobnost' avtomobil'nykh shin*, Mashinostroenie, Moscow, 132 p.
4. Enaev, A.A., Glazyrin, Yu.M., Shaldykin, V.P. and Yatsenko, N.N. (1982), "Uprugost' i dempfirovanie shin pri sovmestnom radial'nom i tangentsial'nom nagruzhenii", *Avtomobil'naya promyshlennost'*, No. 7, pp. 17–19.
5. Knoroz, V.I. and Klennikov, E.V. (1975), *Shiny i kolesa*, Mashinostroenie, Moscow, 184 p.
6. Gatov, D.M. (1973), "Nagruzki v transmisiyakh kolesnykh mashin pri avtokolebaniyakh", *Sb. Metody issledovaniya transportnykh mashin s pomoshch'yu AVM*, pp. 84–99.
7. Kosharnyy, N.F. (1981), *Osnovy teorii rabochego protsessa i rascheta dvizhiteley avtomobiley vysokoy prokhodimosti: Author's abstract*, Moscow, 39 p.
8. Stefanovich, Yu.G. (1962), "O vliyanii kolebaniy krutyashchego momenta v transmissii avtomobilya na ego prokhodimost' po snegu i pesku", *Tr. NAMI, Tsentr. n.-i. avtomob. i avtomotor. in-t*, Vol. 45, pp. 99–108.
9. Opanasyuk, E.G. (1989), *Povyshenie tyagovo-stsepnykh kachestv AVP putem sovershenstvovaniya konstruktsii transmisii i dvizhitelya: dissertation,* Kyiv, 306 p.
10. Kosharniy, N.F., Zhirnov, B.M., Samokhvalov, P.P. and Opanasyuk, E.G., *Issledovanie dinamiki kolesnogo dvizhitelya spetsial'nogo transportnogo sredstva*.
11. Ageykin, Ya.S. (1972), *Vezdekhodnye kolesnye i kombinirovannye dvigateli*, Mashinostroenie, Moscow, 184 p.
12. Babkov, V.F., Birulya, A.K. and Sidenko, V.M. (1959), *Prokhodimost' kolesnykh mashin po gruntu,* Avtotransizdat, Moscow, 189 p.
13. Bocharov, N.F., Gusev, V.I., Semenov, V.M. and Solov'ev, V.I. (1974), *Transportnye sredstva na vysokoelastichnykh dvizhitelyakh*, Mashinostroenie, Moscow, 208 p.
14. Opanasjuk, Je.G. and Begers'kyj, D.B. (2016), "Do vyznachennja syl, shho dijut' na avtomobil'ne koleso pry buksuvanni", *Visnyk ZhDTU*, No. 1 (76), pp. 128–136.

ОПАНАСЮК Євген Григорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:
- прохідність автомобілів;
- теорія робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння;
- перспективи розвитку конструкцій автомобілів

Тел.: 0676470977.

БЕГЕРСЬКИЙ Дмитро Богданович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- альтернативні палива;
- теорія робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння.

Тел.: 0936001067.

E-mail: begerskiy@mail.ru

Стаття надійшла до редакції 18.08.2016