

І.Г. Грабар, д.т.н., проф.
 Є.Г. Опанасюк, к.т.н., доц.
 М.М. Можаровський, ст. викл.
 Д.Б. Бегерський, аспір.
 О.Є. Опанасюк, магістр

Житомирський державний технологічний університет

МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ МОДЕЛІ ПРОТЕКТОРА ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ З ҐРУНТОМ

Обґрунтовано необхідність і представлено описання методології дослідження процесу взаємодії моделі протектора автомобільної шини з ґрунтом, що деформується, з метою оцінки впливу пружних характеристик шини, типу і стану ґрунту на коефіцієнт зчеплення.

Вступ. У ситуації, що склалася в автомобільній галузі України, необхідне проведення широкомасштабних робіт зі створення нових конструкцій повноприводних автомобілів для сільського господарства й інших галузей, автомобілів, що мають високу ефективність в різних дорожніх умовах і в умовах бездоріжжя.

Особливе місце в дослідженнях з проблем підвищення прохідності транспортних засобів в умовах бездоріжжя приділяється роботі автомобілів на сипучих важкопрохідних ґрунтах – піску і снігу. Досвід показує, що в таких умовах істотний вплив на техніко-експлуатаційні властивості транспортних засобів здійснює характер взаємодії рушія з опорною поверхнею. Вивченню динаміки колісних рушіїв у нашій країні й за рубежом приділяється велика увага.

Аналіз матеріалів відомих теоретичних і експериментальних досліджень показує, що конструктори ще не мають достатньої інформації про динамічні властивості системи "колійний рушій–ґрунт" /КРГ/. Крім того, існує потреба в удосконалюванні й самій методиці розрахунку колісного рушія з урахуванням коливальних процесів, пов'язаних з нестационарними характеристиками тертя /зчеплення/ шини рушія і сипучого ґрунту.

Таке положення призвело до того, що закладені в конструкцію потенційні можливості щодо тяги і зчеплення на сипучих ґрунтах автомобілями високої прохідності використовуються на 60–70 %. Крім того, внаслідок високої динамічної завантаженості значно скорочується робочий ресурс елементів трансмісії і рушія.

У зв'язку з цим роботи з експериментальних і теоретичних досліджень динаміки системи "автомобіль–ґрунт" для удосконалювання методики розрахунку привода і шин рушія із заданими наперед пружно-демпферними характеристиками є актуальними.

Дані дослідження присвячені розв'язанню задач, пов'язаних з підвищенням прохідності автомобільного рушія, призначених для роботи, у регіонах із сипучими піщаними ґрунтами і сніжним покривом шляхом удосконалювання конструктивних параметрів рушія.

Задача актуальна тому, що від її рішення залежить функціональна надійність автомобіля, наукова гіпотеза полягає в тому, що шляхом оптимізації конструктивних параметрів рушія, можна істотно підвищити показники прохідності й динамічності АВП.

Огляд літератури. Значний внесок у розвиток теорії автомобілів високої прохідності, удосконалення їхніх конструкцій внесений вітчизняними дослідниками Є.О. Чудаковим, А.К. Фрумкіним, Г.В. Зіме-левим, М.Ф. Бочаровим, Я.С. Агейкіним, Г.А. Смірновим, В.І. Кнорозом, В.М. Семеновим, Г.Б. Безбородовою, М.Ф. Кошарним, С.Г. Вольським, закордонними авторами М.Г. Беккером, А.Солтинським і багатьма іншими, а також колективами НДІ й КБ автомобільних заводів.

Багато дослідників звертають увагу на те, що рух АВП майже на всіх режимах роботи рушія супроводжується коливальними процесами в системі "трансмісія–рушій", що є джерелом додаткових навантажень на елементи системи [1, 13, 14] й ін.

У роботах Е.О. Чудакова, Г.А. Смірнова, М.Ф. Бочарова, В.М. Семенова, І.С. Цитовича, А.І. Гришкевича, Ю.Г. Стефановича та ін. розроблені основні положення кінематики і динаміки механічних трансмісій.

Таблиця

Параметри взаємодії колеса з опорними поверхнями

Формула для визначення параметра	Автор, рік
1	2

$\varphi = \frac{P_{K_i}}{G_i} = \varphi_i (1 - e^{-K_i \delta_i});$ $\varphi = \frac{P_{K_i}}{G_i (1 - e^{-K_i \delta_i})} = \frac{\varphi_{Pi}}{(1 - e^{-K_i \delta_i})},$	<p>Гуськов В.В., 1966 р.</p>
$\varphi = \varphi_n (1 - e^{-n_1 S_0} + m_1 S_0^{n_2} \cdot e^{-n_2 S_0}),$ <p>φ_n – гранична величина коефіцієнта зчеплення; m_1, n_1, n_2 – константи рушія і ґрунту; $S_0 = \frac{S}{S_{\varphi_{\max}}}$ – відносний зсув ґрунту.</p>	<p>Кошарний М.Ф., 1977 р.</p>
$\varphi = \varphi_n + 0,01u \cdot \delta_k,$ <p>φ_n – коефіцієнт зчеплення в початковий момент буксування; U – константа шини і ґрунту; δ_k – коефіцієнт буксування.</p>	<p>Безбородова Г.Б., Галушко В.Г., 1977 м, [2]</p>
$\varphi = \frac{(c_e h_e^{\mu} \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0) F}{G_k}$ <p>c_e, h_e – параметри ґрунту; c_0, φ_0 – внутрішнє зчеплення і кут внутрішнього тертя ґрунту; F – площа опорної поверхні колеса.</p>	<p>Смірнов Г.А., 1981 р.</p>
$\varphi = \frac{P_{\alpha i}}{G_k}$	<p>Фіделев А.С., 1981 р.</p>
$f_e = \frac{c_e \cdot b}{G_k} = \frac{h_e^{\mu+1}}{\mu + 1}$ <p>c_e – коефіцієнт осадки ґрунту; b – ширина колії; μ – константа ґрунту.</p>	<p>Смірнов Г.А., 1981 р.</p>
$f_k = f_0 + k(G_M - G_T)$ <p>$k = 0,05 - 0,06$ – коефіцієнт впливу навантаження; G_M, G_T – максимально припустиме і поточне значення навантаження на колесо; f_0 – коефіцієнт опору коченню при G_M.</p>	<p>Безбородова Г.Б., Кошарний М.Ф., 1964 р.</p>
$f = f_e (1 + a \cdot S_0^b \cdot e^{e \cdot S_0})$ <p>f_e – коефіцієнт опору коченню у відомому режимі; a, b, e – константи ґрунту; S_0 – коефіцієнт буксування.</p>	<p>Кошарний М.Ф., 1977 р.</p>

Закінчення таблиці

1	2
---	---

$f_e = F_0 \frac{\left(1 + k_1 \frac{\mu}{\mu + 2}\right) \frac{1}{\mu + 1} \cdot c_z \cdot Z_k^\mu}{Q};$ $f_e = F_0 \frac{\left(1 + k_2 \frac{2}{\mu + 2}\right) \frac{1}{\mu + 1} \cdot c_z \cdot Z_k^\mu}{Q}; F_0 = \epsilon \cdot Z_k;$ <p>c_z, u – константи ґрунту; k_1, k_2 – коефіцієнти, що враховують збільшення профілю колії боковинами</p>	<p>Кошарний М.Ф., 1964 р.</p>
$R_e = R + R_T = \frac{[\epsilon(P_i + P'_c)]^{\frac{n+1}{n}}}{(k + \epsilon \cdot k_\varphi)^{\frac{1}{n}} (n+1)} + \frac{W \cdot u}{P_i \cdot a},$ <p>R, R_T – втрати на колії утворення і внутрішні втрати в шині; u, a – емпіричні коефіцієнти.</p>	<p>Беккер М.Г., 1973 р.</p>
$N_{f_e} = N_{f_e}^c + N_\sigma$ <p>$N_{f_e}^c$ – потужність опору ґрунту коченню; $N_\sigma = P_k \cdot v_k \cdot S_\sigma$ – потужність, що витрачається на буксування.</p>	<p>Смірнов Г.А., 1981 р.</p>

Постановка задачі та обґрунтування необхідності дослідження. Істотним внеском у розвиток теорії колісних рушіїв автомобілів, удосконалення критеріїв оцінки його робочого процесу є роботи вітчизняних вчених: Кошарного М.Ф., Безбородової Г.Б., Агейкіна Я.С., Смірнова Г.А. [1, 2, 3, 4, 5] та інших.

Однак, незважаючи на значне збільшення обсягу інформації про механіку взаємодії колісного рушія з твердими ґрунтами і ґрунтами, що деформуються, основні фактори його кочення, енергетичні витрати на колієутворення і реалізацію сили зчеплення залишаються в центрі уваги багатьох дослідників. На підставі аналізу цих робіт коефіцієнт зчеплення визначається як складна функція:

$$\varphi = f(G_k; r_\delta; z_k; K_r; S_c; \dot{S}_c; S_\sigma),$$

де G_k – вертикальне навантаження на колесо;

r_δ – динамічний радіус колеса;

z_k – величина занурення колеса в ґрунт;

K_r – константи рушія і ґрунту;

S_c – величина зсуву ґрунту;

S_σ – коефіцієнт буксування колеса.

Однак при його визначенні дослідники виходять з різних теоретичних передумов, що не дозволяє оцінити коректність відомих розробок і не завжди можна співставити різні теорії з погляду їхньої застосовності на практиці конструювання АВП. Експериментальні матеріали в більшості випадків одержані різними методами при неоднакових ґрунтових умовах. Крім того, наявні розрахункові формули правдиві лише для випадків сталих процесів взаємодії рушія з ґрунтом і не відбивають реальних зв'язків і коливань у системі ТКРГ. Важливим фактором при оцінці можливості руху АВП на ґрунтах, що деформуються, є визначення втрат на кочення, пов'язані з деформацією ґрунту. Коефіцієнт опору коченню ґрунту є складною функцією:

$$f_e = f(G_k; r_k; r_\delta; b; P_e; m_i; M_k; z; M_j; v_a; S_\sigma),$$

де r_k – кінематичний радіус колеса;

b – ширина колії;

P_e – тиск повітря в шинах;

m_i – константи рушія і ґрунту;

M_j – інерційний момент колеса;

v_a – швидкість автомобіля.

Відомі розрахункові формули дозволяють визначити значення опорів коченню коліс рушія на сталих режимах руху при постійному крутному моменті, що не відповідає реальним умовам експлуатації АВП.

При цьому в ряді робіт відзначається істотний вплив вертикальних і крутильних коливань мас автомобіля на опір коченню. До важливих факторів насамперед віднесені пружно-демпферні характеристики рушія і підвіски, співвідношення величин підресорених і невідресорених мас автомобіля, режим руху, геометричні параметри опорної поверхні.

В основі явищ, що супроводжують взаємодію колісного рушія з ґрунтами, що деформуються, лежать закономірності деформації ґрунту.

Питанням визначення несучих і зчіпних властивостей ґрунтів присвячуна велика кількість робіт таких авторів, як Безбородова Г.Б., Галушко В.Г., Чудаков Є.О., Бочаров М.Ф., Семенов В.М. [2, 5, 6, 7] й ін.

Разом з тим, слід зазначити, що незважаючи на порівняно великий обсяг досліджень в галузі вивчення деформативних властивостей ґрунтів, питання взаємодії рушіїв із ґрунтом особливо на перехідних режимах, не можна вважати досить вивченими.

Не зупиняючись докладно на кожній із запропонованих теорій тертя, слід зазначити, що жодна з них не може бути використана для повного опису процесів тертя в плямі контакту шини з ґрунтом, тому що зазначені теорії описують в основному тертя твердих і еластичних матеріалів. Ґрунти ж відрізняються від них перш за все набагато більш високою деформативністю, характеристиками внутрішнього тертя, незмірно великою розноманітністю агрегатних станів.

Характерною рисою зсуву ґрунтів, рушієм або його моделлю є те, що лише відносно великі величини зсуву, що досягають для деяких ґрунтів декількох десятків сантиметрів, викликають збільшення опору зрушенню до максимального значення. Це пояснюється участю в зрушенні не тільки поверхневих шарів ґрунтів, але і значного обсягу ґрунтового масиву, що знаходиться під плямою контакту, перед ним і за ним.

Відомо, що залежність деформації зрушення S_c для слабких ґрунтів від опору зрушенню τ має нелінійний характер. На рис. 1 представлені криві зсуву ($U_{\infty} = f(S_c)$) для двох типових ґрунтів – структурованого, що має явно виражений максимум, і порушеного.

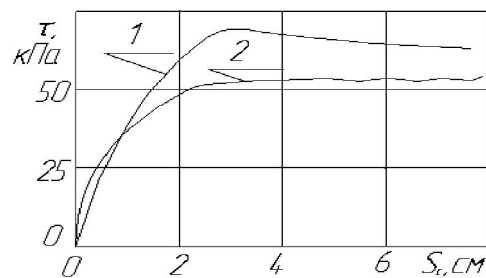


Рис. 1. Графіки залежності опору ґрунту зсуву від величини зсуву

Питанням про попередній зсув займалися багато дослідників: А.В. Верховський, В.С. Щедров, І.Р. Коняхін, В.І. Максак [9, 10, 11] й інші. Зокрема акад. Є.А. Діваков, досліджуючи тертя високопружних тіл, показав, що відносне переміщення окремих елементів у контакті відбувається неоднаково і одночасно. Відносне переміщення, що супроводжується пластичною деформацією і руйнуванням опорної поверхні, відбувається насамперед на тих елементах, для яких зусилля зрушення перевершають сили тертя спокою. При малому зрушувальному зусиллі ці елементи деформуються пружно.

Для ґрунтів, що деформуються, характерно те, що помітне зрушення штампа починається не миттєво при доданні зрушувального зусилля, а при досягненні ним 10–30 % максимальної величини залежно від сили зчеплення спокою.

Внаслідок нестабільності характеристик внутрішнього тертя слабких ґрунтів при наявності в приводі штампа пружної ланки, що зрушує, під час зрушень виникають автоколивання.

Дослідження довели, що під впливом вібрацій пісок здобуває властивості густої рідини і величина коефіцієнта вібров'язкості, невиразно велика для спочиваючого масиву піску, під впливом на нього вібрацій може знижуватися до 9 Па·с (в'язкість гліцерину знаходиться в тих же межах), унаслідок чого його несучі та зчіпні властивості різко знижуються. Підтвердженням цьому може служити широке використання вібротехніки у будівництві, зокрема застосування вібромеханізмів, що знижують ефективний опір ґрунту, при зануренні паль. Зазначається, що процеси віброзанурення і вібровитаскування особливо ефективні при роботі на сипучих ґрунтах.

На рис. 4 представлений графік, де в напівлогарифмічній шкалі наведено значення, вібров'язкості піску (μ) залежно від величини μ , що показує відношення прискорення при вібруванні (a) до приско-

рення сили ваги (g). Експериментально визначено, що одному значенню коефіцієнта ущільнення піску (K_y) відповідають різні швидкості й частоти коливань, але ті самі прискорення:

$$K_y = \frac{\gamma_y - \gamma_n}{\gamma_n} \cdot 100 \%$$

де γ_y і γ_n – щільність матеріалу до ущільнення і після.

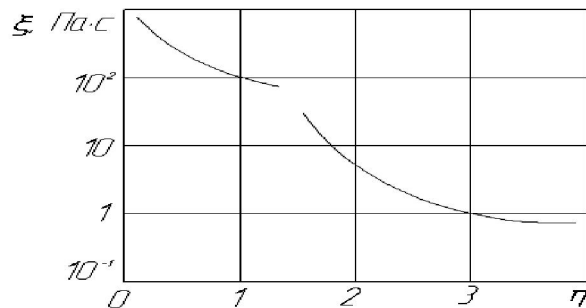


Рис. 2. Залежність в'язкості піску від прискорення вібрації

З наведеної вище інформації випливає, що наявних даних недостатньо для повного описання процесів, що відбуваються в плямі контакту автомобільного колеса з сипучим ґрунтом.

Суттєвий науковий інтерес має вивчення контактної взаємодії між окремими елементами насипних середовищ [12, 16–25], детальний аналіз якої буде в наступних роботах.

Тому для одержання необхідної інформації був розроблений програмно-апаратний комплекс, описання якого наведено нижче.

Експериментальна установка. Експериментальна установка (рис. 3) призначена для вивчення автоколивальних процесів, що відбуваються при зрушенні ґрунту макетом опорної поверхні рушія.

Експериментальна установка дозволяє досліджувати методом фізичного моделювання процеси і характеристики тертя фрикційної пари "одиначний рушій–ґрунт" при різних величинах середнього питомого тиску штампа на ґрунт (σ_n), тангенціальної і радіальної жорсткості ($c_{\tau w}$, c_{zw}), вологості (W_a) і типу ґрунту, швидкості зрушення (v_w).

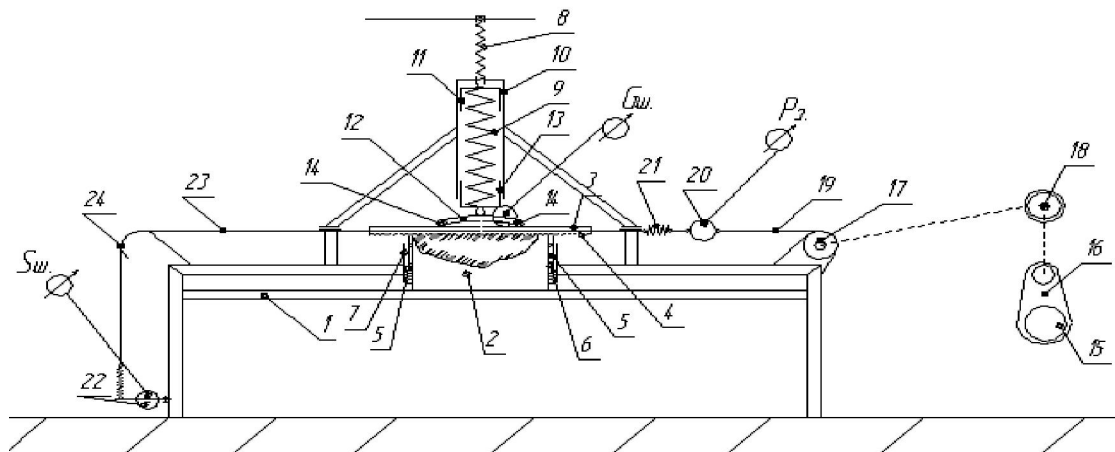


Рис. 3. Експериментальна установка для дослідження зчпних властивостей моделі шини з ґрунтом: 1 – рама; 2 – контейнер з ґрунтом; 3 – рейка; 4 – модель протектора; 5 – шторки; 6 – ролик шторки; 7 – напрямна шторки; 8 – гвинтовий пристрій; 9 – пружина вертикального навантажування; 10 – циліндр; 11 – верхній стакан; 12 – каретка; 13 – нижній стакан; 14 – ролик каретки; 15 – електродвигун; 16 – редуктор; 17 – приводний вал; 18 – шків; 19 – трос; 20 – тензо-ланка P_3 ; 21 – пружна ланка; 22 – тензоланка S_p ; 23 – струна; 24 – напрямна ланка

Враховуючи необхідність проведення експериментальних досліджень зчпних властивостей еластичної шини з ґрунтом, що деформується, з усуненням негативного впливу на результат вертикальних коли-

вань мас, що створюють радіальне навантаження в плямі контакту, використовується експериментальна установка (рис. 3).

Експериментальна установка складається із жорсткої зварної рами 1, в якій на напрямних елементах встановлено контейнер 2, який заповнюється ґрунтом. У передній і задній стінках контейнера 2 у верхніх частинах виконані прорізи для вертикального переміщення рейки 3. Прорізи для зберігання постійної довжини плями взаємодії моделі протектора 4, закріпленого на нижній частині рейки 3, перекриваються підпружиненими шторками 5, що мають можливість вертикального переміщення на роликах по напрямних, закріплених на передній і задній стінках контейнера 2.

Вертикальне навантаження на рейку 3 створюється за допомогою гвинтового пристрою 8 через пружину 9, що встановлена у циліндрі 10, приєднаній до рами станда 1. Зусилля від гвинтового пристрою 8 до пружини 9 передається через верхній стакан 11, а від пружини 9 до каретки 12 – через нижній стакан 13. Нижній стакан 13 з кареткою 12 з'єднаний шарнірно, що дозволяє рівномірно розподілити вертикальне навантаження на ролики 14 каретки 12, що виконані з використанням підшипників кочення і дають можливість вільного повздовжнього переміщення рейки 3.

Тягове зусилля створюється за допомогою електродвигуна 15, від якого крутний момент передається через редуктор 16 до вала 17, на якому встановлений комбінований шків 18 з трьома ручаями, розташованими на різних діаметрах.

До шківів 18 кріпиться трос 19, який при роботі двигуна передає тягове зусилля через тензоланку 20 і пружну ланку 21 до рейки 3.

До вимірювальних приладів, якими обладнана експериментальна установка, належать:

- тензоланка 20 для вимірювання сили зсуву рейки по поверхні ґрунту;
- тензоланка (каретка) 12 для вимірювання вертикального навантаження на рейку;
- тензоланка 2 для вимірювання повздовжнього переміщення рейки.

При переміщенні рейки разом з нею переміщується струна 23, другий кінець якої прикріплений до вільного кінця консольно закріпленої тензоланки 22. Струна 23 переміщується по напрямній 24, закріпленій на рамі 1.

Як датчики використовуються фольгові тензорезистори опором 100 Ом. Білш детальний опис тензоланок буде наведено в наступних статтях.

Блок-схема вимірювально-реєструючої апаратури представлена на рис. 4.

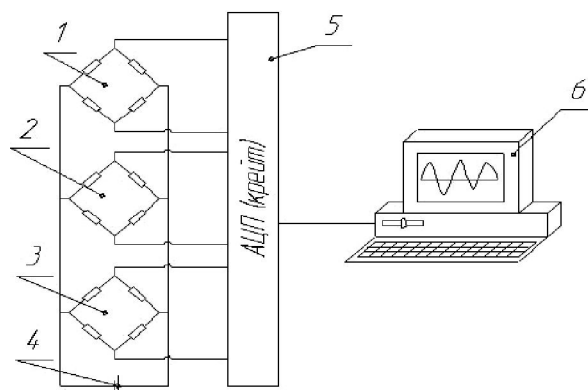


Рис. 4. Блок-схема вимірювально-реєструючої апаратури установки для дослідження зчипних властивостей моделі еластичної шини з ґрунтом:

- 1 – тензоміст для вимірювання сили зсуву P_s ; 2 – тензоміст для вимірювання навантаження на рейку G_p ; 3 – тензоміст для вимірювання переміщення рейки S_p ; 4 – акумуляторна батарея (12в); 5 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 6 – комп'ютер

Електрична схема приводу для створення зусилля для переміщення штампа-рейки представлена на рис. 5.

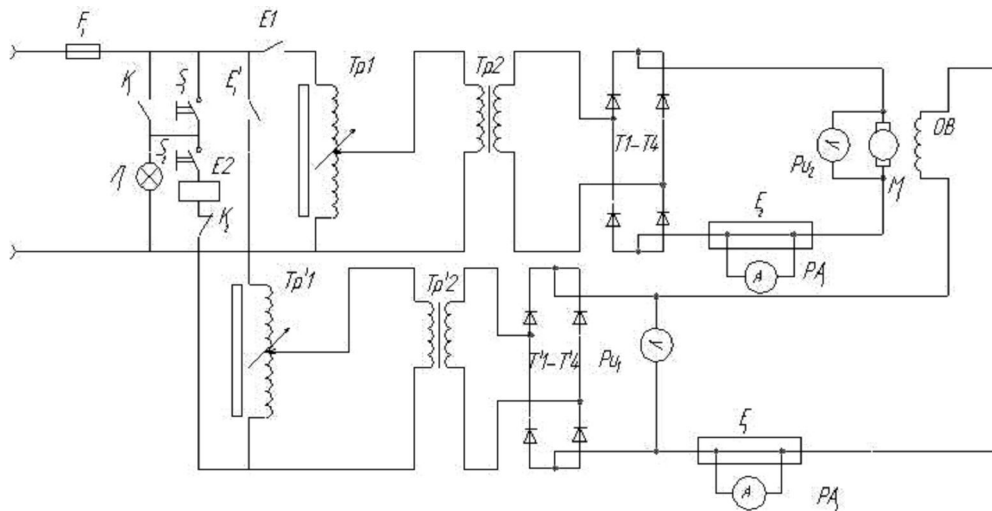


Рис. 5. Електрична схема силового приводу стенда

Принципова електрична схема стенду дозволяє автономно регулювати величину струму як в ланцюзі якоря електричного двигуна (привода) M_1 , так і в ланцюзі обмотки збудження.

Електричне живлення стенда здійснюється від однофазної мережі напругою $\sim 220\text{В}$. Запуск установки здійснюється від кнопки S_1 . При цьому струм через контакти кнопки S_1 і нормально замкнуті контакти кнопки S_2 подається на обмотку контактора E_1 (магнітного пускача), який при вмиканні замикає нормально-розімкнуті контакти E_1 і E_1' , через які подається напруга на автотрансформатори T_{p1} і T_{p1}' ланцюгів живлення якоря і обмотки збудження. Далі у схемі передбачається гальванічна розв'язка струму через понижуючі трансформатори T_{p2} і T_{p2}' відповідних ланцюгів живлення. Оскільки для привода установки використовується електричний двигун постійного струму, то в кожному електричному ланцюзі після понижуючого роздільного трансформатора напівпровідникові мости ($T_1 - T_4$) і ($T_1' - T_4'$).

Контроль напруги в ланцюзі якоря здійснюється вольтметром P_{u2} , а в ланцюзі обмотки збудження – вольтметром P_{u1} .

Для контролю сили струму в схемі передбачаються вольтметри PA_1 і PA_2 , які підключаються до електричних пунктів E_2 і E_1 .

Відключення стенду здійснюється за допомогою кнопки S_2 .

Висновки. Наведена в даній статті експериментальна установка створена в лабораторії автомобілів кафедри автомобілів і механіки технічних систем ЖДТУ і використана при виконанні експериментальних досліджень магістерських атестаційних робіт. Отримані результати дозволили оцінити вплив пружних характеристик моделі шини, типу опорної поверхні та її стану на зчипні властивості ґрунту при наявності автоколивальних процесів у плямі контакту.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кошарный Н.Ф. Технично-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – К. Вища школа, 1981. – 208 с.
2. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. – Киев: Вища школа, 1978. – 163 с.
3. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
4. Смирнов Г.А. Основы теории многоприводных колесных машин: Уч. пособие. – М.: Тип. МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. – 73 с.
5. Чудаков Е.А. Избранные труды: В 2-х т. – Т. 2. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 343 с.
6. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М., Соловьев В.И. и др. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
7. Семенов В.М. Дифференциальные уравнения, отражающие силовые процессы в сцеплении и трансмиссии автомобиля при трогании с места. – Тр. НАМИ / Центр. н.-и. автомоб. и автотранспорт. ин-т. – 1962. – Вып. 46. Некоторые особенности работы грузового автомобиля в условиях бездорожья: Сб. статей. – С. 75–87.

8. *Верховский А.В.* Явление предварительного смещения при трогании несмазанных поверхностей с места // ЖПФ. – 1926. – Т. 3. – Вып. 3, 4. – С. 311–315.
9. *Щедров В.С.* Предварительное смещение на упруго-вязком контакт-те / Сб. Трение и износ в машинах. – М.–Л.: Изд. АН СССР, 1950.
10. *Максак В.И.* Предварительной смещение и жесткость механического контакта. – М.: Наука, 1975. – 60 с.
11. *Грабар І.Г.* Термоактиваційний аналіз та синергетика руйнування. – Житомир: ЖДТУ, 2002. – 312 с.
12. *Армадеров Р.Г., Семенов В.М.* Характерные режимы нагружения трансмиссии в условиях бездорожья. – Тр. НАМИ / Центр. н.-и. автомоб. и автототор. ин-т, 1962. – Вып. 4. – Некоторые особенности работы грузового автомобиля в условиях бездорожья. – С. 33–57.
13. *Армадеров Р.Г.* Сравнение по основным параметрам проходимости грузовых автомобилей на арочных и стандартных шинах // Тр. НАМИ: Центр. н.-и. автомоб. и автототор. ин-т. – 1962. – Вып. 46. Некоторые особенности работы грузового автомобиля в условиях бездорожья. – С. 21–33.
14. *Семенова Т.В., Шилько С.В., Ковтун В.А.* Мезомеханический анализ гранулированных материалов при контактном нагружении (обзор) // Механика композиционных материалов и конструкций (МКМ и К). – Т. 7. – № 2. – 2001. – С. 189–205.
15. *Шермергор Т.Д.* Теория упругости микронеоднородных сред. – М.: Наука. – 1977. – 400 с.
16. *Кравчук А.С., Майборода В.П., Уржумцев Ю.С.* Механика полимерных и композиционных материалов. – М.: Наука. – 1985. – 304 с.
17. *Скорород В.В., Штерн М.Б., Мартинова И.Ф.* Теория нелинейно-вязкого и пластического поведения пористых материалов. – Порошковая металлургия. – 1987. – № 8. – С. 23–30.
18. *Головчак В.Г.* Модельные задачи в геологической теории спекания // Порошковая металлургия. – 1999. – № 1–2. – С. 20–26.
19. *Григорьев А.К., Рудской А.И., Колесников А.В.* Математическая модель упруго-пластического деформирования пористых спеченных материалов. Сообщение 1 // Порошковая металлургия. – 1992. – № 11. – С. 32–38.
20. *Панин В.Е., Лихачев В.А., Гриняев Ю.В.* Структурные уровни деформации твердых тел. – Новосибирск: Наука, 1985. – 232 с.
21. Физическое мезомеханическое и компьютерное конструирование материалов. / Под ред. В.Е. Панина. – Новосибирск: Наука, 1995. – Т. 1. – 298 с.
22. *Кадушников Р.М., Скорород В.В., Лыков О.Б.* Компьютерное моделирование эволюции микроструктуры двухфазных полидисперсных материалов при спекании // Порошковая металлургия. – 1993. – № 4. – С. 13–20.
23. *Сидняев Н.И.* Численное моделирование получения проницаемых порошковых материалов, формирующихся при спекании. – МКМ и К. – Т. 10. – № 2. – 2004. – С. 93–108.
24. *Ширко Н.В., Кондратьев Д.С., Стеценко П.В.* Деформационная теория в механике гранулированных сред. – МКМ и К. – 2002. – Т. 8. – № 4. – С. 555–569.

ГРАБАР Іван Григорович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів і механіки технічних систем, перший проректор, проректор з наукової роботи Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- міцність конструкцій;
- нелінійні явища та моделі;
- синергетика;
- нові технології, прискорені сертифікаційні дослідження в умовах складного температурно-силового навантаження.

ОПАНАСЮК Євгеній Григорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем.

Наукові інтереси:

- екологія автомобільного транспорту;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів;
- прохідність автомобілів.

МОЖАРОВСЬКИЙ Микола Мар'янович – старший викладач кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- міцність конструкцій;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів.

БЕГЕРСЬКИЙ Дмитро Богданович – аспірант кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- контактна взаємодія між елементами насипних середовищ.

ОПАНАСЮК Олександр Євгенійович – магістр інженерної механіки Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів.

Подано 02.06.2006