

УДК 629.1.02

doi:10.20998/2413-4295.2019.01.04

ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З НАПІВПРИЧІПНИМ АГРЕГАТОМ

А. Г. МАМОНТОВ, А. П. КОЖУШКО*, О. Ю. РЕБРОВ

кафедра автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, УКРАЇНА

*e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com

АНОТАЦІЯ Наведено математичну модель поздовжньо-кутового руху машинно-тракторного агрегату на базі колісного трактора та напівпричипного агрегату. Модель дозволяє враховувати нелінійні зміни пружних та дисипативних характеристик підвіски, пневматичних елементів, а також коливальний рух в шарнірі тягово-причипного пристрою. Запропоновано математичний алгоритм для визначення нелінійної характеристики пневматичної ресори залежно від деформації передньої підвіски колісного трактора. Оскільки сьогодні головними трендами сучасного тракторобудування є збільшення експлуатаційної швидкості руху та нарощування мас в вантажоперевезеннях, тоді дослідження в галузі плавності руху вважається актуальним. Це обумовлено впливом зростаючих збурювальних факторів, які виникають при збільшенні швидкостей руху на якісні показники підвіски транспортного засобу. Встановлено закономірність зміни динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора при виконанні транспортних робіт з напівпричипним агрегатом залежно від агротехнічного стану опорної поверхні та наявності зазору в тягово-зчипному пристрої. Встановлено вплив різних систем підресорювання переднього моста колісного трактора на показники плавності руху (середньоквадратичне прискорення рами та сидіння трактора) та динамічної навантаженості на ходову систему колісного трактора. Доцільність даних досліджень обґрунтовано наявністю як практичної, так і теоретичної цінності. Практична цінність роботи в тому, що вона дає змогу ще на етапі проектування або модернізації колісного трактора з напівпричипом виявити динамічні складові, які негативним чином будуть впливати на плавність руху. Теоретична значимість полягає у наданні математичного алгоритму для можливості оцінювання динамічної навантаженості ходової системи машинно-тракторного агрегату. Що дає певні ефекти від впровадження в галузі надійності.

Ключові слова: колісний трактор; напівпричип; ходова система; динамічна навантаженість; пневморесора; тягово-причипний пристрій

FORMATION OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMIC LOADING OF TRACTOR SUSPENSION WITH SEMI-TRAILER

A. MAMONTOV, A. KOZHUSHKO, O. REBROV

Department of Car and Tractor Industry, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, UKRAINE

ABSTRACT The mathematical model of the longitudinal-angular movement of a machine-tractor unit based on a wheeled tractor and semi-trailer unit is presented. The model allows you to take into account the non-linearity of changes in the elastic and dissipative characteristics of the suspension, pneumatic elements, as well as the oscillatory movement in the hinge of the towing device. A mathematical algorithm is proposed for determining the nonlinear characteristics of an air spring depending on the deformation of the front suspension of a wheeled tractor. Since today the main trends in modern tractor engineering is an increase in the operational speed of movement and mass increase in freight traffic, research in the field of smoothness of movement is considered relevant. This is due to the influence of growing disturbing factors arising from an increase in road speeds on the performance of the vehicle's high-quality suspension. The regularity of changes in the dynamic loading of the running system of a wheeled tractor during transport work with a semitrailer unit has been established depending on the agrotechnical condition of the supporting surface and the presence of a gap in the towing device. The influence of various suspension systems of the front axle of the wheeled tractor on the smoothness indicators (rms acceleration of the frame and seat of the tractor) and dynamic loading on the running system of the wheeled tractor is established. The feasibility of these studies is justified by the presence of both practical and theoretical value. The practical value of the work lies in the fact that, even at the stage of designing or modernizing a wheeled tractor with a semi-trailer, it allows to identify dynamic components that will negatively affect the smoothness of movement. The theoretical significance lies in providing a mathematical algorithm for the possibility of assessing the dynamic load of the running system of a machine-tractor unit. This gives certain effects from the implementation in the field of reliability.

Keywords: wheeled tractor; semi-trailer; chassis system; dynamic loading; air springs; tow hitch

Вступ

Вирішення задач у транспортній галузі будь-якого сектору держави завжди було пріоритетним завданням, адже модернізація або впровадження

нових технічних рішень відбивається на економіці підприємства. Особливої уваги слід надати транспорту в аграрному секторі тому, що сьогодні окрім автомобільного транспорту все частіше використовують тракторний. Це не дивно, адже доля

транспортних робіт може складати в деяких фермерських угіддях більше 50 % від загального обсягу. Це пояснюється великою трудомісткістю та енергоємністю процесів. Окрім того витрати на транспорту роботу закладаються при формуванні собівартості продукції.

Використання машинно-тракторного агрегату (МТА) на транспортних роботах пояснюється низкою факторів:

– тенденція розвитку тракторобудування свідчить про постійне нарощування енергонасиченості, що дозволяє перевозити вантаж транспортом більшої вантажопідйомності [1,2];

– технічний рівень сучасних колісних тракторів дозволяє вільно пересуватися по міським дорогам (мова йде про дотримання швидкісного режиму руху) та, водночас, виконувати тягові (технологічні) операції, тощо.

Відомо, що розробка нових технічних рішень повинна задовольняти цілому ряду показників: техніко-економічних, експлуатаційних, надійності, ергономічності, тощо. В автомобільній промисловості широкого загалу набули пневмоконструкції ходових систем (пневмостійки, пневмоподушки та пневморесори), впровадження яких дозволило задовольнити потреби вище наведених показників. В тракторобудуванні також почали використовувати дані пневмоконструкції, але комбінуючи їх з гідравлікою. Таким чином, відомо, що на тракторах серій JCB Fastrac 8000 (Великобританія), Fendt 900 Vario (Німеччина), John Deere 6R (США), New Holland T7 (США), та інші використовуються пневмогідравлічні конструкції підресорювання переднього мосту. Але наведені марки колісних тракторів є рамними, на тракторах з шарнірно-зчленованою рамою впровадження таких систем підресорювання не передбачено. Це пояснюється складністю конструювання таких тракторів, але з підвищенням технічного рівня резино-кордних виробів така проблема зникає, тому дослідження роботи та впровадження пневматичних систем підресорювання на колісні трактори з шарнірно-зчленованою рамою є актуальним.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Існує ряд наукових робіт [3–5], які досліджують вплив коливального процесу руху МТА на техніко-економічні (витрата палива, швидкість руху, тощо) та ергономічні показники. В роботі [3] наведено можливий спектр хвороб, що виникає у водія-оператора МТА при сталій роботі при недотриманні показників плавності руху колісного трактора. Але жодним чином не висвітлено алгоритми (експериментальний або теоретичний) визначення показників плавності руху транспортного засобу. Можливі алгоритми визначення показників плавності руху вказані в роботі [4]. Але матеріали [4] містять

лише узагальнення методів та методик досліджень, що проводились різними вченими у галузі впливу вібрації на все тіло людини водія-оператора і не мають конкретних висновків. Вже більш детально і аргументовано автори в роботі [5] підкреслюють вплив зростання експлуатаційної швидкості МТА при русі по дорозі та бездоріжжю під час польових робіт. Дослідження в роботі [5] показали, що зростання швидкостей призводить і до зростання дії вібрації на водія-оператора, але не окреслено динамічний вплив на підвіску транспортного засобу. Також слід виділити матеріали роботи [6] адже в них автори аргументовано доводять, що на самопочуття водія в значній мірі впливає нерівність опорної поверхні при транспортуванні вантажу. Але автори [6] не наводять шляхи розв'язання впливу нерівності опорної поверхні, на нашу суб'єктивну думку можливим рішенням є дослідження роботи колісного трактора з різними системами підресорювання.

Широкого загалу набули роботи [7–9], в яких автори підкреслюють значущість дослідження коливального процесу МТА з перемінною масою при виконанні транспортних робіт. У публікації [7] автори навели математичну модель, яка дозволяє оцінювати стійкість поздовжнього руху колісного трактора з причіп- та напівпричіп-цистернами. Рух рідини в цистернах призводить до нестабільності, що впливає на ряд показників МТА. Проте представлена математична модель має свої недоліки – вона представлена у відносній системі координат, що для роботи [7] достатньо, але не зовсім коректна при обчисленні динамічної навантаженості, адже розглядається лише сталий рух. Роботи [8,9] також направлені на стабілізацію руху, але за рахунок створення моделі енергетичних втрат та розкриття питань керованості руху. Ці роботи ґрунтуються на експериментальних даних і дають оцінки лише при конкретних агротехнічних профілях опорної поверхні при сталому русі транспортного засобу. Для того щоб узагальнити вплив на плавність руху необхідно широкий спектр дослідницьких можливостей. Більш коректна робота [10], в якій на основі метода контролю стійкості та диференційованого гальмування, проведено аналіз стабільності крену і механізму ризикання колісних тракторів з напівпричепним агрегатом. Робота [10] базується на дослідженні впливу параметрів МТА на стійкість шляхом створення динамічної моделі транспортного засобу. Проте дана математична модель не може розглядатися, тому що не враховується рух шарніру в тягово-зчипному пристрої, що може призвести до неточностей при побудові амплітудно-частотної характеристики.

Динамічна навантаженість, як експлуатаційний показник, розглядалась в роботах [11–14]. У роботі [11] автори навели загальний математичний апарат для розрахунку динаміки руху колісних тракторів, але жодним чином не окреслили динамічну навантаженість ходової системи. Дослідження впливу

кількості демпферних опор в транспортному засобі представлено в роботі [12], але матеріали [12] направлені на дослідження багатовісних важких автомобілів. Вже більш в явній формі динамічна навантаженість простежується в роботах [13,14], але це завантаженість агрегатів трансмісії для колісного трактора [13] та для гусеничного [14].

Тому проведений критичний аналіз літератури [3–14] дозволив сформулювати наступну мету роботи.

Мета роботи

Метою дослідження є визначення динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з шарнірно-зчленованою рамою шляхом наведення математичного апарату, який описує в поздовжній площині рух трактора з напівпричіпним агрегатом. Дослідження динамічної навантаженості проводилось з трьох видів конструкції системи підресорювання (переднього моста) колісного трактора (пневморесорна з амортизатором, пневморесорна без амортизатора, серійна ресорна підвіска).

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

– побудувати динамічну математичну модель руху в поздовжній площині колісного трактора з напівпричіпним агрегатом. Дана модель повинна враховувати види підресорювання переднього моста трактора, нелінійність деформації пневматичних шин (трактора та напівпричепа), а також давала змогу моделювати роботу тягово-зчіпного пристрою;

– оцінити вплив систем підресорювання колісного трактора на плавність руху та динамічну навантаженість ходових систем.

Виклад основного матеріалу

Для формування математичної моделі руху колісного трактора з напівпричіпом необхідно на першому етапі побудувати розрахункову схему, яка б враховувала вертикальні, поздовжні та кутові переміщення від основних складових сил, що діють при русі. МТА, який досліджується, симетричний щодо поздовжньої вертикальної площини. Це дозволяє використати плоску (так звану «велосипедну») розрахункову схему (рис. 1), де пружні зв'язки по бортах поєднуються, а маса умовно розділяється на підресорену та непідресорену.

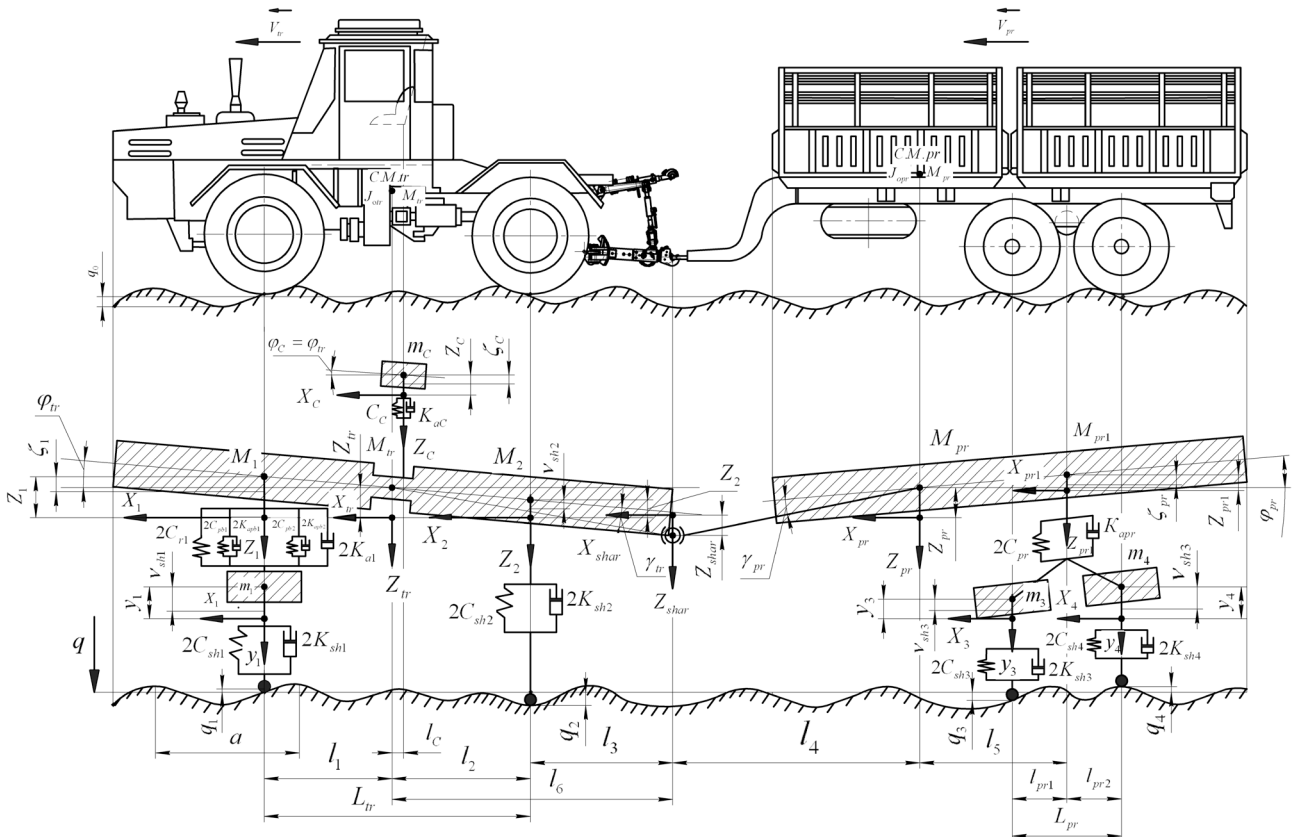


Рис. 1 – Розрахункова схема МТА

Введемо ряд допущень і спрощень, які в значній мірі не впливатимуть на загальний результат моделювання:

– пружними зв'язками між окремими агрегатами МТА знехтуємо. Підресорена маса (разом з кабіною) розглядається як одне ціле абсолютно

тверде тіло;

– вагове навантаження по бортах розподілене рівномірно;

– пружні та демпфіруючі елементи розглядаємо у вигляді безмасової моделі, враховуємо тільки їхню піддатливість і коефіцієнти

демпфірування;

– вважаємо, що машино-тракторний агрегат рухається прямолінійно, профіль міняється синхронно під колесами правого та лівого бортів. Такий режим руху є максимально несприятливий з точки зору зовнішнього впливу;

– контакт шини з опорною поверхнею крапковий, шина котиться без відриву від опорної поверхні;

– розглядаємо коливання остову в межах малих відхилень.

Загальний опис математичного апарату трактора описується наступними диференційними рівняннями.

– вертикальні переміщення остову, переднього моста та сидіння:

$$M_{tr} \cdot \ddot{Z}_{tr} + 2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{\zeta}_1 + 2 \cdot C_{p1} \cdot \zeta_1 + 2 \cdot K_{apb1} \cdot \dot{\zeta}_{pb1} + 2 \cdot K_{apb2} \cdot \dot{\zeta}_{pb2} + 2 \cdot K_{sh2} \cdot \dot{v}_{sh2} + 2 \cdot C_{pb1} \cdot \zeta_{pb1} + 2 \cdot C_{pb2} \cdot \zeta_{pb2} + 2 \cdot C_{sh2} \cdot v_{sh2} + F_{a_{shar}} \cdot \sin(\gamma_{shar}) - C_C \cdot \zeta_C - K_C \cdot \dot{\zeta}_C = 0; \quad (1)$$

$$m_1 \cdot \ddot{y}_1 + 2 \cdot K_{sh1} \cdot \dot{v}_{sh1} + 2 \cdot C_{sh1} \cdot v_{sh1} - 2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{\zeta}_1 - 2 \cdot C_{p1} \cdot \zeta_1 - 2 \cdot K_{apb1} \cdot \dot{\zeta}_{pb1} - 2 \cdot K_{apb2} \cdot \dot{\zeta}_{pb2} - 2 \cdot C_{pb1} \cdot \zeta_{pb1} - 2 \cdot C_{pb2} \cdot \zeta_{pb2} = 0; \quad (2)$$

$$m_C \cdot \ddot{Z}_C + C_C \cdot \zeta_C + K_C \cdot \dot{\zeta}_C = 0, \quad (3)$$

де M_{tr} , m_1 , m_C – маса остову, переднього моста та сидіння з водієм трактора; \ddot{Z}_{tr} , \ddot{y}_1 , \ddot{Z}_C – вертикальне прискорення центру мас остова, переднього моста, сидіння водія трактора; C_{p1} , K_{a1} – жорсткість та коефіцієнт демпфірування елементів передньої підвіски трактора; ζ_1 , $\dot{\zeta}_1$ – деформація та швидкість деформації передньої підвіски трактора; C_{pb1} , K_{apb1} та C_{pb2} , K_{apb2} – жорсткість, коефіцієнт демпфірування першого та другого пневматичного пружного елемента передньої підвіски трактора, відповідно; ζ_{pb1} , $\dot{\zeta}_{pb1}$ та ζ_{pb2} , $\dot{\zeta}_{pb2}$ – деформації, швидкість деформації першого та другого пневматичного пружного елемента передньої підвіски трактора; C_{sh1} , K_{sh1} та C_{sh2} , K_{sh2} – жорсткість, коефіцієнт демпфування пневматичних шин переднього та заднього моста трактора; v_{sh1} , \dot{v}_{sh1} та v_{sh2} , \dot{v}_{sh2} – деформації та швидкість деформації пневматичних шин переднього та заднього моста трактора; C_C , K_C – жорсткість та коефіцієнт демпфірування пружного елемента підвіски сидіння водія трактора; ζ_C , $\dot{\zeta}_C$ – деформація та швидкість деформації підвіски сидіння водія трактора; $F_{a_{shar}}$ – сила, що діє в шарнірі; γ_{shar} – кут взаємодії в шарнірі зчпного пристрою трактора з напівприцепом.

Визначення деформацій та її швидкостей базується на врахуванні характеристик мікропрофілю. Основні рівняння, що характеризують деформацію та

її швидкість аналогічні роботі [7].

– горизонтальне переміщення остову:

$$\frac{M_e \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r_{st2} + v_{sh2}} - (M_{atr1} \cdot g + 2 \cdot C_{sh1} \cdot v_{sh1}) \cdot f - M_{tr} \cdot \ddot{X}_{tr} - (M_{atr2} \cdot g + M_{apr1} \cdot g + 2 \cdot C_{sh2} \cdot v_{sh2}) \cdot f - F_{a_{shar}} \cdot \cos(\gamma_{shar}) = 0, \quad (4)$$

де M_e – ефективний крутний момент двигуна трактора [15,16]; i_{tr} – загальне передаточне число трансмісії трактора; η_{tr} – загальний механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора; r_{st} – статичний радіус ведучого колеса трактора; \ddot{X}_{tr} – горизонтальне прискорення центру мас остова трактора; M_{atr1} та M_{atr2} – маса, яка доводиться на передню та задню вісь трактора; g – прискорення вільного падіння; f – коефіцієнт опору кочення коліс трактора; M_{apr1} – маса передньої частини напівпричепа, котра доводиться на задню вісь трактора.

Рівняння (4) справедливе лише при моделюванні роботи трактора з постійно ввімкненим повним приводом та однаковим типорозміром передніх і задніх шин.

– кутове переміщення остову трактора:

$$J_{tr} \cdot \ddot{\phi}_{tr} + 2K_{apb1} \cdot \dot{\zeta}_{pb1} \cdot (l_7 + l_1) + 2K_{a1} \cdot \dot{\zeta}_1 \cdot l_1 + 2C_{pb1} \cdot \zeta_{pb1} \cdot (l_7 + l_1) + 2C_{pb2} \cdot \zeta_{pb2} \cdot (l_1 - l_8) + 2C_{p1} \cdot \zeta_1 \cdot l_1 + 2K_{apb2} \cdot \dot{\zeta}_{pb2} \cdot (l_1 - l_8) + C_C \cdot \zeta_C \cdot l_C + K_C \cdot \dot{\zeta}_C \cdot l_C - 2K_{sh2} \cdot \dot{v}_{sh2} \cdot l_2 - 2C_{sh2} \cdot v_{sh2} \cdot l_2 - F_{a_{shar}} \cdot \sin(\gamma_{shar}) \cdot l_6 = 0, \quad (5)$$

де J_{tr} – момент інерції, приведений до поперечної вісі, що проходить через центр мас остову трактора; $\ddot{\phi}_{tr}$ – прискорення кутових коливань остову трактора в вертикальній повздовжній площині відносно поперечної вісі.

Математична модель рухомих вузлів напівпричпного агрегату описується наступними рівняннями.

– вертикальні переміщення рами агрегату та мостів:

$$M_{pr} \cdot \ddot{Z}_{pr} + K_{apr} \cdot \dot{\zeta}_{pr} + 2C_{pr} \cdot \zeta_{pr} - F_{b_{shar}} \cdot \sin(\gamma_{shar}) = 0; \quad (6)$$

$$m_3 \cdot \ddot{y}_3 + 2K_{sh3} \cdot \dot{v}_{sh3} + 2C_{sh3} \cdot v_{sh3} - (K_{apr} \cdot \dot{\zeta}_{pr} + 2C_{pr} \cdot \zeta_{pr}) \cdot \left(\frac{L_{pr} - l_{pr1}}{L_{pr}} \right) = 0; \quad (7)$$

$$m_4 \cdot \ddot{y}_4 + 2K_{sh4} \cdot \dot{v}_{sh4} + 2C_{sh4} \cdot v_{sh4} - (K_{apr} \cdot \dot{\zeta}_{pr} + 2C_{pr} \cdot \zeta_{pr}) \cdot \left(\frac{L_{pr} - l_{pr2}}{L_{pr}} \right) = 0, \quad (8)$$

де M_{pr} , m_3 , m_4 – маса остову, переднього та заднього мостів напівпричепи трактора; \ddot{Z}_{pr} , \ddot{y}_3 , \ddot{y}_4 – вертикальне прискорення центру мас остова, переднього та заднього мостів напівпричепи трактора; C_{pr} та K_{apr} – жорсткість та коефіцієнт демпфірування підвіски напівпричепи трактора; ζ_{pr} та $\dot{\zeta}_{pr}$ – переміщення та швидкість деформації підвіски напівпричепи трактора; C_{sh3} , K_{sh3} та C_{sh4} , K_{sh4} – жорсткість, коефіцієнт демпфування пневматичних шин коліс переднього та заднього мостів напівпричепи трактора; v_{sh3} , \dot{v}_{sh3} та v_{sh4} , \dot{v}_{sh4} – переміщення, швидкість деформації пневматичних шин коліс переднього та заднього мостів напівпричепи трактора; L_{pr} – відстань між мостами напівпричепи трактора; l_{pr1} – відстань від переднього моста напівпричепи трактора до точки кріплення амортизаційного пристрою підвіски напівпричепи; l_{pr2} – відстань від заднього моста напівпричепи трактора до точки кріплення амортизаційного пристрою підвіски напівпричепи.

– горизонтальне переміщення рами агрегату:

$$F_{a_{shar}} \cdot \cos(\gamma_{shar}) - \left(M_{apr2} \cdot \frac{l_{pr2}}{L_{pr}} \cdot g + F_{sh3} \right) \cdot f - \left(M_{apr2} \cdot \frac{l_{pr1}}{L_{pr}} \cdot g + F_{sh4} \right) \cdot f \cdot M_{pr} \cdot \ddot{X}_{pr} = 0, \quad (9)$$

де M_{apr2} – маса задньої частини напівпричепи, котра доводиться на балансірний візок напівпричепу.
– кутове переміщення остову рами агрегату:

$$J_{opr} \cdot \ddot{\phi}_{pr} - K_{apr} \cdot \dot{\zeta}_{pr} \cdot l_5 - 2C_{pr} \cdot \zeta_{pr} \cdot l_5 - F_{b_{shar}} \cdot \sin(\gamma_{shar}) \cdot l_4 = 0, \quad (10)$$

де J_{opr} – момент інерції, приведений до поперечної вісі, що проходить через центр мас остову напівпричепи трактора; $\ddot{\phi}_{pr}$ – прискорення кутових

коливань остову напівпричепи в вертикальній поздовжній площині відносно поперечної вісі.

Результуючі сили $F_{a_{shar}}$ та $F_{b_{shar}}$ є рівноважними ($F_{a_{shar}} = -F_{b_{shar}}$). Для подальших розрахунків прийmemo $F_{a_{shar}} = F_{shar}$ та $F_{b_{shar}} = F_{shar}$.

Сьогодні на більшості світових колісних тракторів при зчипці з напівпричепним агрегатом можуть використовуватися такі пристрої, як гідрофікований крюк, так і маятникова скоба. Але використання маятнкової скоби обмежено вантажопідйомністю агрегату. Тоді при формуванні моделі необхідно враховувати гідрофікований крюк.

При моделюванні зчипки вводиться припущення, що роботу зчипки гідрофікованого крюка та ушка напівпричепи можна представити, як роботу шарніра (рис. 2) [17]. На рис. 2 наведено спрощені схеми машинно-тракторного агрегату з причіп- та напівпричип-цистерн задля формування динамічної моделі в площині поздовжніх коливань.

Силу, що діє в шарнірі зчипного пристрою трактора та напівпричепи можна визначати за формулою

$$F_{shar} = F_{cshar} + F_{ashar}, \quad (11)$$

де F_{cshar} – сила пружності шарніру; F_{ashar} – сила амортизації шарніру.

$$F_{cshar} = C_1 \cdot \Delta_{shar} + C_2 \cdot \Delta_{shar}^2, \quad (12)$$

де C_1 та C_2 – сталі коефіцієнти; Δ_{shar} – деформація шарніра зчипного пристрою трактора та напівпричепи.

$$F_{ashar} = K_{shar} \cdot \dot{\Delta}_{shar}, \quad (13)$$

де K_{shar} – коефіцієнт, демпфування в шарнірі; $\dot{\Delta}_{shar}$ – швидкість деформації шарніру зчипного пристрою трактора та напівпричепи.

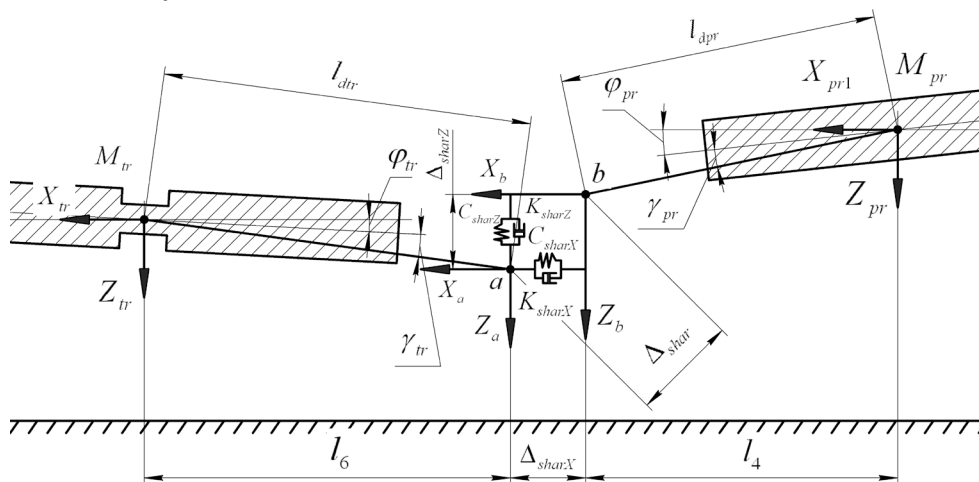


Рис. 2 – Спрощена розрахункова схема колісного трактора та напівпричипного агрегату з урахуванням дії сил на тягово-зчипний пристрій

Зіставивши рівняння (11), (12) та (13) отримаємо загальне рівняння сили, що діє шарнірі тягово-зчіпного пристрою

$$F_{shar} = C_1 \cdot \Delta_{shar} + C_2 \cdot \Delta_{shar}^2 + K_{shar} \cdot \dot{\Delta}_{shar}. \quad (14)$$

Визначивши положення вушок тягово-зчіпного пристрою трактора та напівпричепа, деформацію в шарнірі можна визначити за формулою

$$\Delta_{shar} = \sqrt{(x_a - x_b)^2 + (z_a - z_b)^2}, \quad (15)$$

де x_a та x_b – координати горизонтального положення вушка зчіпного пристрою трактора та вушка зчіпного пристрою напівпричепа в повздожній вертикальній площині, відповідно; z_a та z_b – координати вертикального положення вушка зчіпного пристрою трактора та вушка зчіпного пристрою напівпричепа в вертикальній площині, відповідно.

Координати вушок зчіпного пристрою трактора (точка a) та дишла напівпричепа (точка b) можна визначити за формулами

$$z_a = Z_{tr} - l_{dtr} \cdot \sin(\gamma_{tr} + \varphi_{tr}), \quad (16)$$

де Z_{tr} – координата вертикального переміщення центру ваги трактора в повздожній вертикальній площині; l_{dtr} – відстань від центру ваги трактора до точки взаємодії вушка зчіпного пристрою трактора з вушком дишла напівпричепа; γ_{tr} – кут між повздожньою віссю трактора та прямою проведеною через центр ваги трактора та точкою взаємодії вушка зчіпного пристрою трактора з вушком дишла напівпричепа; φ_{tr} – кут нахилу повздожньої вісі трактора відносно центру ваги в повздожній вертикальній площині.

$$z_b = Z_{pr} + l_{dpr} \cdot \sin(\gamma_{pr} + \varphi_{pr}), \quad (17)$$

де Z_{pr} – координата вертикального переміщення центру ваги напівпричепа в повздожній вертикальній площині; l_{dpr} – відстань від центру ваги напівпричепа до точки взаємодії вушка дишла напівпричепа з вушком зчіпного пристрою трактора; γ_{pr} – кут між повздожньою віссю напівпричепа та прямою проведеною через центр ваги напівпричепа та точкою взаємодії вушка дишла напівпричепа з вушком зчіпного пристрою трактора; φ_{pr} – кут нахилу повздожньої вісі напівпричепа відносно центру ваги в повздожній вертикальній площині.

$$x_a = X_{tr} + l_{dtr} \cdot \cos(\gamma_{tr} + \varphi_{tr}), \quad (18)$$

де X_{tr} – координата горизонтального переміщення центру ваги трактора в повздожній вертикальній площині.

$$x_b = X_{pr} - l_{dpr} \cdot \cos(\gamma_{pr} + \varphi_{pr}), \quad (19)$$

де X_{pr} – координата горизонтального переміщення центру ваги напівпричепа в повздожній вертикальній площині.

Кут взаємодії в шарнірі зчіпного пристрою трактора з напівприцепом визначається положенням суміжних вушок

$$\begin{aligned} \gamma_{shar} &= \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \text{ if } x_a - x_b > 0 \text{ and } z_a - z_b > 0; \\ \gamma_{shar} &= \pi + \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \text{ if } x_b - x_a < 0 \text{ and } z_a - z_b > 0; \\ \gamma_{shar} &= \pi + \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \text{ if } x_b - x_a < 0 \text{ and } z_a - z_b < 0; \\ \gamma_{shar} &= \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \text{ if } x_a - x_b > 0 \text{ and } z_a - z_b < 0; \\ \gamma_{shar} &= \frac{\pi}{2} \text{ if } x_b - x_a = 0 \text{ and } z_b - z_a > 0; \\ \gamma_{shar} &= -\frac{\pi}{2} \text{ if } x_b - x_a = 0 \text{ and } z_b - z_a < 0. \end{aligned}$$

Визначивши всі вертикальні та горизонтальні сили та моменти, що діють на МТА в вертикальній повздожній площині окремо розглянемо нелінійні складові коливального процесу. При визначенні характеристик пневматичних шин в першу чергу необхідно враховувати їх жорсткість та демпфірування, що обумовлено втратами на внутрішнє тертя. В математичній моделі, що наведена у дослідженні [18], враховується тертя в шині, котре залежить від її конструктивних особливостей. Тому побудова нелінійна характеристика шини базувалась саме на роботі [18].

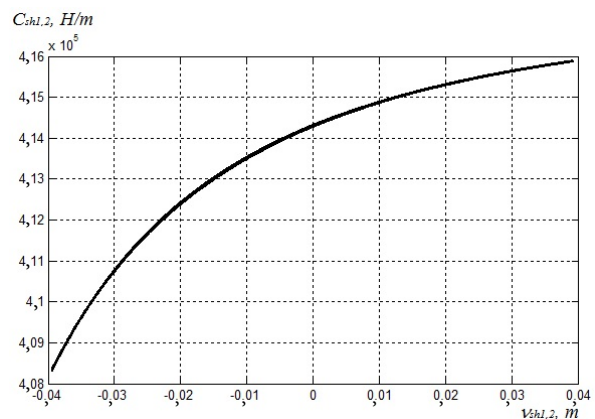


Рис. 3 – Пружні характеристики шини трактора

При моделюванні отримано нелінійну зміну характеристик шини в динамічному просторі повздожнього руху коливальної системи (рис. 3, 4). Як початкові умови бралися характеристики шин трактора 23,1 R26 та напівпричепа КФ – 97 16,5/70 – 18НС 10.

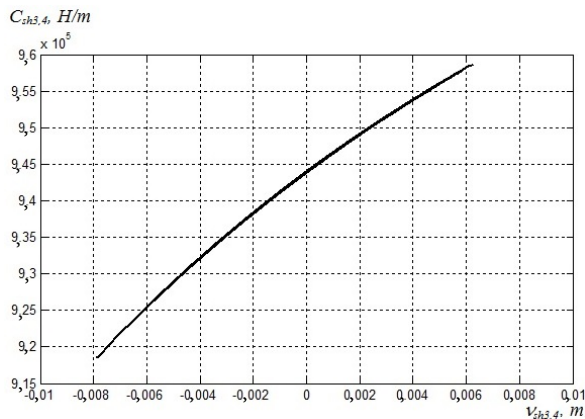


Рис. 4 – Пружні характеристики шини напівпричепи

При розрахунку пневматичних гумово-кордних пружних елементів основною задачею є визначення їх силової характеристики, а саме залежності між навантаженням, що діє на пневматичну ресору та її деформацією, тобто розрахунок її жорсткості [19–23].

При розрахунку робочих характеристик пневматичних пружних елементів, зміну стану робочого газу можна описати рівнянням політропи

$$pV^n = const, \quad (20)$$

де p – абсолютний тиск газу; V – об’єм газу; n – показник політропи.

Величина показника політропи n залежить від

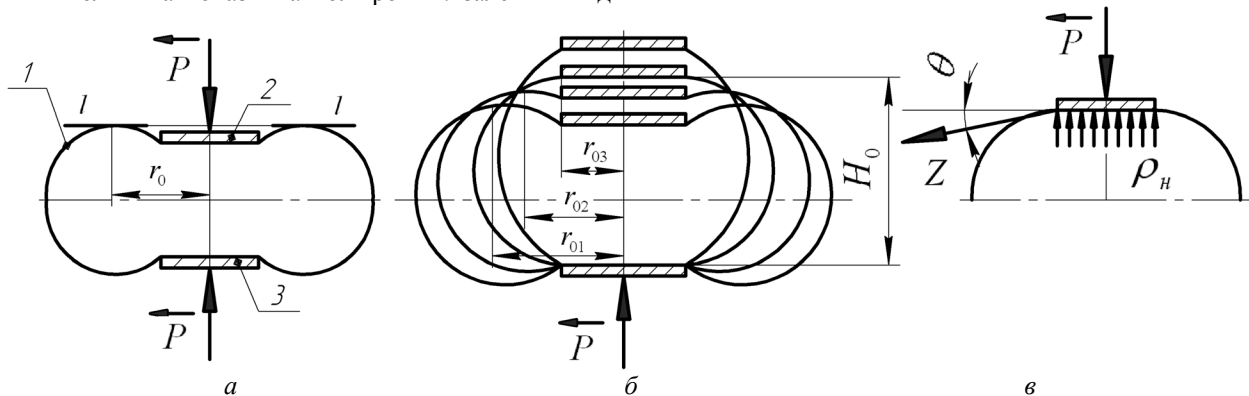


Рис. 5 – Схема навантаження пневматичної ресори з гнучкою гумово-кордовою оболонкою:

а – схема навантаження пневматичного пружного елемента; б – зміна конфігурації оболонки при зміні навантаження; в – схема зусиль, що діють на фланець; 1 – гнучка гумово-кордна оболонка; 2, 3 – фланці, що створюють замкнутий об’єм; P – осьова сила; $r_0, r_{01}, r_{02}, r_{03}$ – ефективний радіус при різних значеннях осьової сили; H_0 – наведена висота газового стовпа над поришем при статичному навантаженні; Z – сила меридіанного натягу оболонки, підсумована по окружності фланця; p_n – надлишковий тиск

Оскільки тиск в пневматичній ресорі p та об’єм V пов’язані між собою, то абсолютний тиск газу можна визначити з залежності

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0 + V_d}{V + V_d} \right)^n, \quad (21)$$

де p_0 – абсолютний тиск газу при статичному навантаженні пневматичної ресори; V_0 – об’єм газу в

умов теплообміну між газом і навколишнім середовищем і є функцією швидкості зміни об’єму газу в оболонці. Для пневматичної ресори можна виділити дві граничні характеристики пружного елемента – адіабатичну й ізотермічну.

При статичному навантаженні, коли швидкість зміни об’єму газу невелика має місце вирівнювання температури між робочим газом та оточуючим середовищем. Показник політропи n відповідає ізотермічному процесу, та дорівнює одиниці. При динамічному навантаженні гумово-кордних пневматичних елементів, що відповідає режимам коливань підвіски на дорожніх нерівностях, швидкість зміни об’єму газу велика. Внаслідок низької теплопровідності гумово-кордної оболонки, теплообмін з оточуючим середовищем ускладнено, теплоемкість газу можна вважати постійною, тобто для газу має місце адіабатичний процес. Показник політропи n може бути прийнятий рівним 1,4.

Таким чином, ізотермічний та адіабатичний процеси являються окремими випадками політропного процесу і показник дорівнює $n \in [1; 1,4]$.

Визначаючи силові характеристики, елементарну пневматичну ресору можна представити у вигляді гнучкої оболонки закріпленої проміж двох фланців із замкнутим внутрішнім об’ємом робочого газу. Схему навантаження пневматичного пружного елемента можна представити графічно (рис. 5) [20].

пневматичній ресорі та додатковому резервуарі при статичному навантаженні; V_d – об’єм газу в додатковому резервуарі пневматичної ресори.

З умови рівноваги частини гумово-кордної оболонки, її несуча здатність визначається

$$P = p_n \cdot F = (p - p_a) \cdot F, \quad (22)$$

де F – ефективна площа, обмежена лінією

торкання $l-l$ (рис. 5).

Об'єм газу в пневматичній ресорі та додатковому резервуарі розраховується за допомогою обчислення наступного інтегрального рівняння

$$V = V_0 - \int_0^H F dH. \quad (23)$$

Отже, формулу для визначення силової характеристики пневматичного пружного елемента можна представити у вигляді

$$P = P_0 \cdot \left(\frac{V_0 + V_d}{V_0 - \Delta V + V_d} \right)^n, \quad (24)$$

де P_0 – статичне навантаження на пневматичну ресору; ΔV – зміна об'єму гумово-кордної оболонки пневматичного елемента при деформуванні підвіски.

$$V_0 = F_0 \cdot H_0, \quad (25)$$

де F_0 – ефективна площа при статичному навантаженні пневматичної ресори (рис. 5); H_0 – наведена висота газового стовпа над поршнем при статичному навантаженні (рис. 5).

З урахуванням виразу (23) зміну об'єму гумово-кордної оболонки пневматичної ресори можна представити в вигляді

$$V = F \cdot (H_0 - \zeta). \quad (26)$$

З урахуванням (25) і (26) вираз (24) отримуємо

$$P = P_0 \cdot \left[\frac{F_0 \cdot H_0 + V_d}{F \cdot (H_0 - \zeta) + V_d} \right]^n. \quad (27)$$

Визначення ефективної площі ускладнено, насамперед, наявністю конструктивної анізотропії структури несучого каркаса пневматичної ресори. Додаткові складнощі виникають у зв'язку з тим, що матеріали, з яких виготовлена оболонка (гума і корд), мають нелінійні характеристики.

Точний розрахунок характеристик гумово-кордних оболонок при великих переміщеннях, навіть у випадку виготовлення їх з ізотропних матеріалів, представляється малоймовірним. У той же час за допомогою деяких простих гіпотез, підтверджуваних експериментальними даними, можна одержати порівняно просте рішення. Для спрощення розрахунку приймаємо наступні спрощення: повна довжина утворюючої оболонки по меридіану від борту до борту, незалежно від величини деформації, приймається незмінною; профіль вільної частини гумово-кордної оболонки, що не прилягає до напрямної частини описується дугою окружності.

Оскільки гумово-кордна оболонка пневматичного пружного елемента представляє собою тіло обертання, то ефективну площу можна обчислити, як функцію ефективного радіуса, тобто відстань від осі обертання до найбільш широкого місця профілю оболонки (рис. 5).

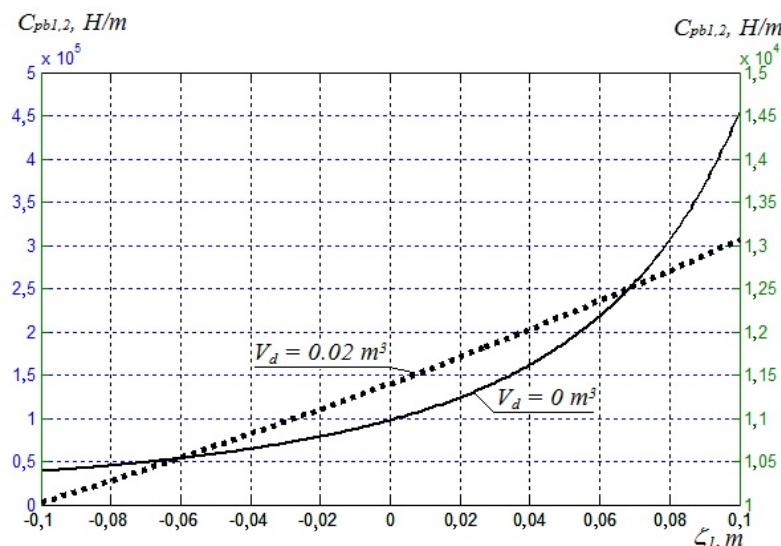


Рис. 6 – Залежність жорсткості пневморесори від деформації передньої підвіски при різних об'ємах газу в додатковому резервуарі

Обчислення жорсткості пневматичної ресори

$$C = \frac{dP}{d\zeta} = \frac{F \cdot P_0 \cdot n \cdot (F_0 \cdot H_0 + V_d)^n}{[F \cdot (H_0 - \zeta) + V_d]^{n+1}}. \quad (28)$$

Окрім пружних характеристик пневматична ресора також має дисипативні властивості. На рис. 6 наведено залежність жорсткості пневморесори від деформації передньої підвіски. Відмітимо, що при $V_d = 0 \text{ м}^3$ значення жорсткості $C_{pb1,2} \in [0; 500]$ кН/м, а при $V_d = 0,02 \text{ м}^3$ – $C_{pb1,2} \in [10; 15]$ кН/м.

Оскільки розміри пневматичних ресор обмежені за умови їх розташування між мостом та підресореною частиною рами транспортного засобу, їх основний об'єм відділений від додаткових резервуарів та сполучається з останніми трубопроводами. Таким чином пневматичний елемент має два об'єми, перемінний робочий та постійний додатковий, між котрими створюється рух потоку повітря на ході стиснення та відбою. В трубопроводах встановлюються елементи, які мають калібровані отвори певного діаметру та створюють пневматичний опір. Принцип пневматичного демпфірування полягає в організації потоку повітря через отвори певного перетину. Це обумовлено миттєвим перепадом тиску, де енергія витрачається на подолання опору руху потоку через дроселі й супутнє утворення вихорів робочого тіла. Змінюючи параметри дросельних пристроїв можна змінювати й дисипативні характеристики пневматичної ресори, які значною мірою впливають на загальні параметри системи.

Для розрахунків обрано колісний трактор 3-го тягового класу з шарнірно-зчленованою рамою, а

напівпричіп з максимальною вантажопідйомністю до 12 т. Як опорну поверхню обрано асфальтобетонне покриття, яке описується наступною функцією [7]

$$y_{gr1} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot X_{tr}}{\Delta\lambda}\right); \quad (29)$$

$$y_{gr2} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi(X_{tr} - (l_1 + l_2))}{\Delta\lambda}\right); \quad (30)$$

$$y_{gr3} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi(X_{tr} - (l_1 + l_4 + l_5 + l_6 - l_{pr}))}{\Delta\lambda}\right); \quad (31)$$

$$y_{gr4} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi(X_{tr} - (l_1 + l_4 + l_5 + l_6 + l_{pr}))}{\Delta\lambda}\right); \quad (32)$$

де A – амплітуда нерівностей; $\Delta\lambda$ – довжина хвилі мікроколивань.

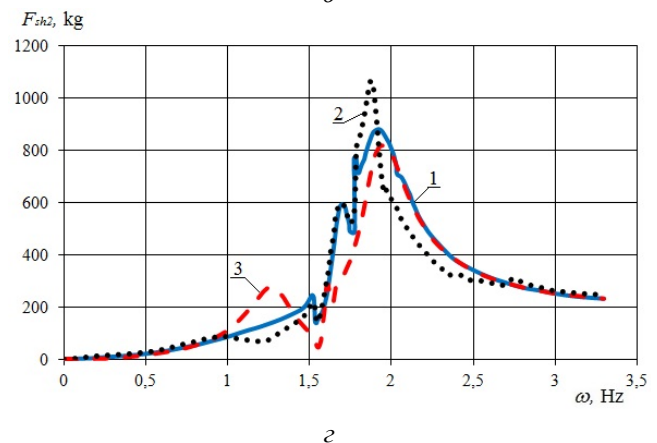
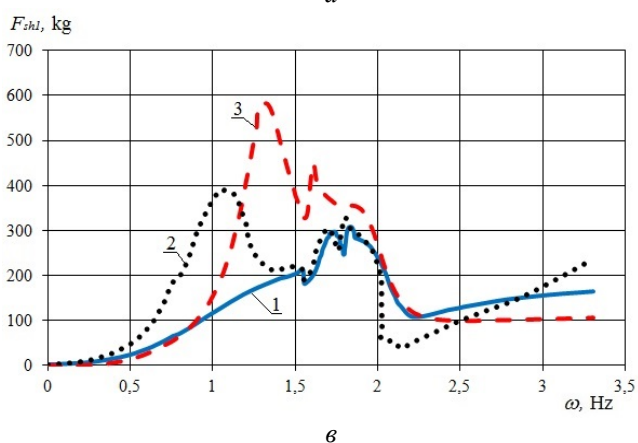
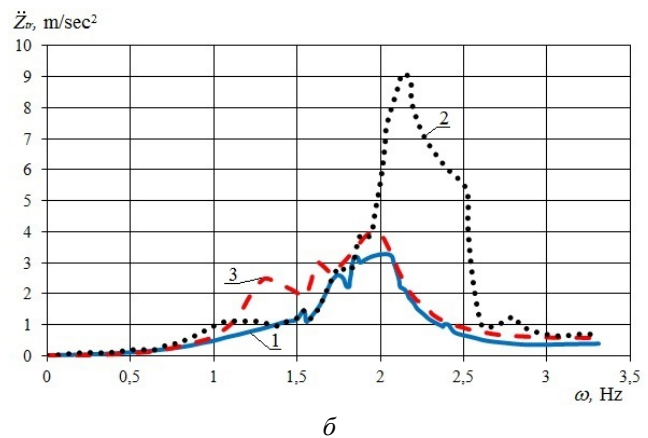
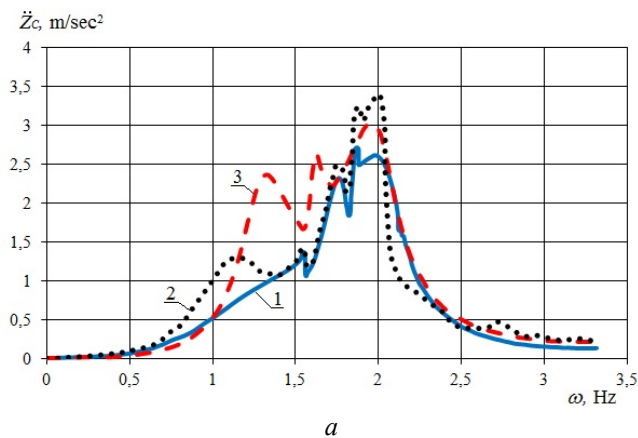


Рис. 7 – Результати моделювання руху трактора з напівпричіпом:

a – прискорення сидіння; *б* – прискорення остову; *в, г* – динамічне навантаження на переднє та заднє колесо відповідно; 1 – пневморесорна з амортизатором; 2 – пневморесорна без амортизатора; 3 – серійна ресорна підвіска

Аналізуючи отримані дані відмітимо, що резонансна зона, залежно від обраного типу системи підресорювання, зміщується.

Це пояснюється нелінійним характером змін жорсткості елементів підвіски колісного трактора та напівпричепа.

Обговорення результатів

Теоретичне дослідження встановило, що

– в зоні $\omega \in [1,2; 1,4]$ Гц найбільший вплив на показники переднього моста трактора;

– в зоні $\omega \in [1,9; 2,2]$ Гц найбільший вплив на

Таблиця 1 – Показники плавності руху та динамічної навантаженості в резонансних зонах переднього моста та остова трактора

Показники	Тип підресорювання переднього моста трактора					
	Пневморесорна з амортизатором		Пневморесорна без амортизатора		Серійна ресорна підвіска	
	Передній міст	Остов	Передній міст	Остов	Передній міст	Остов
\ddot{Z}_{tr} , м/с	0,78	3,38	1,06	8,15	2,55	4,09
\ddot{Z}_C , м/с	0,84	2,6	1,3	3,38	2,4	3,08
F_{sh1} , кг	168,2	272,2	394	331	586	354,7
F_{sh2} , кг	142,2	892,7	130,8	1105,5	291,8	827,7

Що стосується показників динамічної навантаженості на ходові системи (F_{sh1} та F_{sh2} з рис. 7, в, з), то використання системи підресорювання пневморесора з амортизатором також є бажаною.

Перспективою подальших досліджень є встановлення руйнівного характеру впливу динамічного навантаження на окремі деталі ходової системи. Особливо цінним будуть дослідження з перемінною масою напівпричіпного агрегату (цистерни, ґрунтооброблюваного агрегату, розкидачів, тощо) при виконанні транспортних операцій.

Висновки

На основі матеріалів даної роботи сформовано математичну модель поздовжнього руху машинно-тракторного агрегату в горизонтальній та вертикально-кутовій площинах. Дана модель дозволяє при динамічному вирішенні задач оцінювати плавність руху та динамічну навантаженість на ходову систему транспортного засобу.

1. Побудована модель вигідно відрізняється від існуючих врахуванням нелінійних характеристик пружних та дисипативних характеристик підвіски, пневматичних елементів, шин та, особливо, моделюванням процесів в тягово-зчіпному пристрої.

2. Модель має змогу імітувати рух переднього моста колісного трактора трьома видами підресорювання: пневморесорна з амортизатором, пневморесорна без амортизатора, серійна ресорна

характеристики остова колісного трактора.

Найкращі показники по вертикальним прискоренням сидіння та остова трактора (рис. 7, а, б) відбувається при системі підресорювання – пневморесора з амортизатором. Це підтверджується даними з табл. 1.

На вертикальні коливання після резонансної зони остова трактора суттєвий вплив робить вага напівпричепа. Окрім того між резонансними зонами переднього моста та остова трактора спостерігається вплив довантажувальної частини маси напівпричепа.

підвіска. На основі цієї здатності оцінено вплив на плавність руху та динамічну навантаженість ходової системи, а саме:

– у зоні резонансу переднього моста, порівнюючи застосування пневморесори з амортизатором замість серійної підвіски, простежується ефект зменшення частотної характеристики прискорень остова на 63,5 %, а сидіння на 18 %;

– у зоні резонансу остова простежується ефект зменшення частотної характеристики прискорень остова на 58,2 %, а сидіння на 13,4 %.

Список літератури

1. **Кожушко, А. П.** Аналіз конструктивних особливостей причіпних та напівпричіпних цистерн у складі машинно-тракторного агрегату / **А. П. Кожушко** // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2019. – № 5 (1330). – С. 34-40. – doi: 10.20998/2413-4295.2019.05.05.
2. **Ребров, А. Ю.** Определение рациональной энергонасыщенности пахотного мта на базе колесного сельскохозяйственного трактора / **А. Ю. Ребров, В. Б. Самородов, В. В. Кучков** // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – № 1. – С. 136-140.
3. **Singh, G. K.** Effect of whole-body vibration on vehicle operators: a review / **G. K. Singh** // *International Journal of Science and Research*. – 2014. – № 3(7). – P. 320-323.
4. **Kabir, M. S. N.** Measurement and evaluation of whole body vibration of agricultural tractor operator / **M. S. N. Kabir, S. O. Chung, Y. J. Kim, N. S. Sung, S. J. Hong** //

- International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. – 2017. – № 10(1). – P. 248-255. – doi: 10.3965/j.ijabe.20171001.2113.
5. **Servadio, P.** Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors / **P. Servadio, A. Marsili, N. P. Belfiore** // *Biosystems engineering*. – 2007. – № 97(2). – P. 171-180. – doi: 10.1016/j.biosystemseng.2007.03.004.
 6. **Scarlett, A. J.** Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors / **A. J. Scarlett, J. S. Price, R. M. Stayner** // *Journal of terramechanics*. – 2007. – № 44 (1). – P. 65-73. – doi: 10.1016/j.jterra.2006.01.006.
 7. **Кожушко, А. П.** Моделивання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом / **А. П. Кожушко, О. Л. Григор'єв** // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 27 (1303). – С. 34-61.
 8. **Шуляк, М. Л.** Підвищення ефективності експлуатації енергонасиченого трактора в агрегаті з сільськогосподарською машиною змінної маси / **М. Л. Шуляк** // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 148. – С. 280-286.
 9. **Лебедев, А. Т.** Забезпечення стійкості і керованості сільськогосподарських агрегатів із змінною масою / **А. Т. Лебедев, М. П. Артьомов, М. Л. Шуляк, І. А. Лебедев** // *Технічні науки : зб. Наук. Праць ВНАУ*. – 2015. – Т. 1. – № 1 (89). – С. 57-62.
 10. **Zheng, H.** Research on simulation and control of differential braking stability of tractor semi-trailer / **H. Zheng, J. Hu, S. Ma** // *SAE Technical Paper*. – 2015. – 2015-01-2842. – doi: 10.4271/2015-01-2842.
 11. **Кальченко, Б. І.** Плавність руху як складова динаміки трактора : монографія / **Б. І. Кальченко, О. Ю. Ребров, А. П. Кожушко, А. Г. Мамонтов**. – Харків: ФОП Панов А. М., 2018. – 164 с.
 12. **Ovsyannikov, S.** Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities / **S. Ovsyannikov, E. Kalinin, I. Kolesnik** // *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*. – Springer, Cham. – 2018. – P. 307-317. – doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
 13. **Nguyen, V. N.** Effects of tire inflation pressure and tractor velocity on dynamic wheel load and rear axle vibrations / **V. N. Nguyen, S. Inaba** // *Journal of Terramechanics*. – 2011. – Т. 48. – № 1. – P. 3-16. – doi: 10.1016/j.jterra.2010.09.001.
 14. **Торакці, М.** Stress analysis on transmission gears of a rotary tiller using finite element method / **М. Торакці, К. Н. Çelik, D. Yılmaz, I. Akıncı** // *Journal of the Faculty of Agriculture of Akdeniz University (Turkey)*. – 2008. – № 2. – P. 155-160.
 15. **Dumenko, P.** Formation and study of static and dynamic characteristics of electronically controlled diesel engine / **P. Dumenko, S. Kravchenko, A. Prokhorenko, D. Talanin** // *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*. – 2019. – № 2. – P. 12-23. – doi: 10.2478/lpts-2019-0009.
 16. **Прохоренко А. О.** Універсальний електронний регулятор дизеля на основі електричного сервоактуатора / **А. О. Прохоренко, С. С. Кравченко, Д. Є. Самойленко, І. М. Карягін, Д. С. Таланін** // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2018. – №. 1. – С. 31-39. – doi: 10.20998/0419-8719.2018.1.06.30.
 17. **Волонцевич, Д. О.** К вопросу моделирование подсистемы тягач – прицеп – подвеска – движитель шарнирно-сочлененных колесных машин / **Д. О. Волонцевич, В. А. Карпенко, В. М. Качур** // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2004. – № 2. – С. 26-30.
 18. **Ребров, А. Ю.** Идентификация тракторных сельскохозяйственных шин / **А. Ю. Ребров** // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2015. – № 8 (1117). – С. 19-25.
 19. **Зубарев, А. В.** Об аддитивности статической нагрузочной характеристики пневматического амортизатора с резинокордной оболочкой / **А. В. Зубарев, С. П. Бобров, Е. С. Аникин, Ю. П. Комаров, В. А. Щепетков** // *Омский научный вестник*. – 2016. – № 2 (146). – С. 28-32.
 20. **Hrubel, M. H.** Influence of characteristics of wheeled vehicle suspension on its road-holding along curved stretches of track / **M. H. Hrubel, M. B. Sokil, R. A. Nanivskiy** // *Science & Military Journal*. – 2014. – № 1(9). – P. 15-19.
 21. **Zheng, E.** Prediction of the vibration characteristics for wheeled tractor with suspended driver seat including air spring and MR damper / **E. Zheng, Y. Fan, R. Zhu, Y. Zhu, J. Xian** // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2016. – № 30 (9). – P. 4143-4156. – doi: 10.1007/s12206-016-0826-x.
 22. **Anthonis, J.** Design and evaluation of a low-power mobile shaker for vibration tests on heavy wheeled vehicles / **J. Anthonis, P. Kennes, H. Ramon** // *Journal of terramechanics*. – 2000. – № 37(4). – P. 191-205. – doi: 10.1016/S0022-4898(00)00006-9.
 23. **Giordano D.** Comfort efficiency of the front axle suspension in off-road operations of a medium-powered agricultural tractor / **D. Giordano, D. Facchinetti, D. Pessina** // *Contemporary Engineering Sciences*. – 2015. – № 8(28). – P. 1311-1325. – doi: 10.12988/ces2015.56186.

References (transliterated)

1. **Kozhushko, A.** Analysis of design features trailed and semitrailer tanks as part of the machine-tractor unit. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2019, **5** (1330), 34-40, doi:10.20998/2413-4295.2019.05.05.
2. **Rebров, A. Yu., Samorodov, V. B., Kuchkov, V. V.** Opredelenie ratsionalnoy energonasyischennosti pahotnogo MTA na baze kolesnogo selskohozyaystvennogo traktora [Determination of rational energy saturation of arable MTU based on a wheeled agricultural tractor]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]*, 2011, **1**, 136-140.
3. **Singh, G. K.** Effect of whole-body vibration on vehicle operators: a review. *International Journal of Science and Research*, 2014, **3**(7), 320-323.
4. **Kabir, M. S. N., Chung, S. O., Kim, Y. J., Sung, N. S., Hong, S. J.** Measurement and evaluation of whole body vibration of agricultural tractor operator. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 2017, **10**(1), 248-255, doi: 10.3965/j.ijabe.20171001.2113.
5. **Servadio, P., Marsili, A., Belfiore, N. P.** Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. *Biosystems engineering*, 2007, **97**(2), 171-180, doi: 10.1016/j.biosystemseng.2007.03.004.
6. **Scarlett, A. J., Price, J. S., Stayner, R. M.** Whole-body

- vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of terramechanics*, 2007, **44** (1), 65-73, doi: 10.1016/j.jterra.2006.01.006.
7. **Kozhushko, A. P., Hryhoriev, A. L.** Modeliuvannya poviazanykh kolyvan kolisnoho traktora ta tsysterny z ridynoiu na priamomu shliakhu zi skladnym relieфом [Modeling of coupled oscillations of wheeled tractors and tanks with liquid on a straight road with difficult terrain]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]*, 2018, **27** (1303), 34-61.
 8. **Shulyak, M. L.** Pidvyshchennia efektyvnosti ekspluatatsii enerhonasychenoho traktora v ahrehati z silskohospodarskoiu mashynoiu zminnoi masy [Increasing the efficiency of operation of the energy-intensive tractor in the unit with an agricultural machine of variable mass]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka [Bulletin of the Kharkiv State National Technical University of Agriculture of the name of Peter Vasilenko]*, 2014, **148**, 280-286.
 9. **Lebedev, A. T., Artyomov, M. P., Shuliak, M. L., Lebedev I. A.** Zabezpechennia stiikosti i kerovanosti silskohospodarskykh ahrehativ iz zminnoiu masoiu [Ensuring the stability and handling of agricultural units with variable weight]. *Tekhnichni nauky : zb. Nauk. Prats VNAU [Engineering Sciences: Coll. Science. Against VNAU]*, 2015, **1** (89), 57-62.
 10. **Zheng, H., Hu, J., Ma, S.** Research on simulation and control of differential braking stability of tractor semi-trailer. *SAE Technical Paper*, 2015, 2015-01-2842, doi: 10.4271/2015-01-2842.
 11. **Kalchenko, B. I., Rebrov, O. Yu., Kozhushko, A. P., Mamontov A. G.** Plavnist' rukhu yak skladova dynamiky traktora : monografiya [Smoothness of motion as a component of tractor dynamics: monograph]. Kharkov, FOP Panov A.M. Publ., 2018, 164.
 12. **Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I.** Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
 13. **Nguyen, V. N., Inaba, S.** Effects of tire inflation pressure and tractor velocity on dynamic wheel load and rear axle vibrations. *Journal of Terramechanics*, 2011, **1** (48), 3-16, doi: 10.1016 / j.jterra.2010.09.001.
 14. **Торакчи, М., Çelik, K. H., Yılmaz, D., Akıncı, I.** Stress analysis on transmission gears of a rotary tiller using finite element method. *Journal of the Faculty of Agriculture of Akdeniz University (Turkey)*, 2008, **2**, 155-160.
 15. **Dumenko, P., Kravchenko, S., Prokhorenko, A., Talanin, D.** Formation and study of static and dynamic characteristics of electronically controlled diesel engine. *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*, 2019, **2**, 12-23, doi: 10.2478/lpts-2019-0009.
 16. **Prokhorenko, A. O., Kravchenko, S. S., Samoilenko, D. E., Karyagin, I. M., Talanin, D. S.** Universal'nyy elektronnyy rehulyator dyzelya na osnovi elektrychnoho servo aktuatory [Universal electronic diesel regulator based on electric servoactuators]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Internal combustion engines]*, 2018, **1**, 31-39, doi: 10.20998/0419-8719.2018.1.06.30.
 17. **Volontsevich, D. O., Karpenko, V. A., Kachur, V. M.** K voprosu modelirovaniya podsystemy tyagach – pritsep – podveska – dvizhetel sharnirno-sochlenennykh kolesnykh mashin [To the question of the modeling of the subsystem tractor – trailer – suspension – mover articulated articulated wheeled vehicles]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]*, 2004, **2**, 26-30.
 18. **Rebrov, A. Yu.** Identifikatsiya traktornykh sel'skohozyaystvennykh shin [Tractor agricultural tire identification]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]*, 2015, **8** (1117), 19-25.
 19. **Zubarev, A. V., Bobrov, S. P., Anikin, E. S., Komarov, Yu. P., Shchepetkov, V. A.** Ob additivnosti staticheskoy nagruzochnoy kharakteristiki pnevmaticheskogo amortizatora s rezinokordnoy obolochkoy [On the additivity of the static load characteristic of a pneumatic shock absorber with a rubber-cord shell]. *Omskiy nauchnyy vestnik [Omsk Scientific Bulletin]*, 2016, **2** (146), 28-32.
 20. **Hrubel, M. H., Sokil, M. B., Nanivskiy, R. A.** Influence of characteristics of wheeled vehicle suspension on its road-holding along curved stretches of track. *Science & Military Journal*, 2014, **1**(9), 15-19.
 21. **Zheng, E., Fan, Y., Zhu, R., Zhu, Y., Xian, J.** Prediction of the vibration characteristics for wheeled tractor with suspended driver seat including air spring and MR damper. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, **30**(9), 4143-4156, doi: 10.1007/s12206-016-0826-x.
 22. **Anthonis, J., Kennes, P., Ramon, H.** Design and evaluation of a low-power mobile shaker for vibration tests on heavy wheeled vehicles. *Journal of terramechanics*, 2000, **37**(4), 191-205, doi:10.1016/S0022-4898(00)00006-9.
 23. **Giordano, D., Facchinetti, D., Pessina, D.** Comfort efficiency of the front axle suspension in off-road operations of a medium-powered agricultural tractor. *Contemporary Engineering Sciences*, 2015, **8**(28), 1311-1325, doi: 10.12988/ces2015.56186.

Відомості про авторів (About Authors)

Мамонтов Анатолій Геннадійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків; Україна; ORCID: 0000-0002-5586-2113; e-mail: monkhotkar@gmail.com.

Anatoliy Mamontov – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry; Kharkiv, Ukraine; ORCID: 0000-0002-5586-2113; e-mail: monkhotkar@gmail.com.

Кожушко Андрій Павлович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків; Україна; ORCID: 0000-0002-4725-5911; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com.

Andriy Kozhushko – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry; Kharkiv, Ukraine; ORCID: 0000-0002-4725-5911; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com.

Ребров Олександр Юрійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків; Україна; ORCID: 0000-0002-1312-9992; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com.

Oleksiy Rebrov – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry; Kharkiv, Ukraine; ORCID: 0000-0002-1312-9992; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com.

Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Мамонтов, А. Г. Формування математичної моделі динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з напівпричіпним агрегатом / **А. Г. Мамонтов, А. П. Кожушко, О. Ю. Ребров** // *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПІ». – 2019. – № 1. – С. 29-41. – doi:10.20998/2413-4295.2019.01.04.

Please cite this article as:

Mamontov, A., Kozhushko, A., Rebrov, O. Formation of a mathematical model of the dynamic loading of tractor suspension with semi-trailer. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2019, 1, 29–41, doi:10.20998/2413-4295.2019.01.04.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Мамонтов, А. Г. Формирование математической модели динамической нагруженности ходовой системы колесного трактора с полуприцепным агрегатом / **А. Г. Мамонтов, А. П. Кожушко, А. Ю. Ребров** // *Вестник НТУ «ХПИ», Серія: Новые решения в современных технологиях.* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2019. – № 1. – С. 29-41. – doi: 10.20998/2413-4295.2019.01.04.

АННОТАЦИЯ Приведена математическая модель продольно-углового движения машинно-тракторного агрегата на базе колесного трактора и полуприцепного агрегата. Модель позволяет учитывать нелинейность изменения упругих и диссипативных характеристик подвески, пневматических элементов, а также колебательное движение в шарнире тягово-прицепного устройства. Предложен математический алгоритм для определения нелинейной характеристики пневматической рессоры в зависимости от деформации передней подвески колесного трактора. Поскольку сегодня главными трендами современного тракторостроения является увеличение эксплуатационной скорости движения и наращивания масс в грузоперевозках, то исследования в области плавности движения считается актуальным. Это обусловлено влиянием растущих возмущающих факторов, возникающих при увеличении скоростей движения на показатели качественные подвески транспортного средства. Установлена закономерность изменения динамической нагруженности ходовой системы колесного трактора при выполнении транспортных работ с полуприцепным агрегатом в зависимости от агротехнического состояния опорной поверхности и наличия зазора в тягово-сцепном устройстве. Установлено влияние различных систем подрессоривания переднего моста колесного трактора на показатели плавности движения (среднеквадратичное ускорение рамы и сиденья трактора) и динамической нагруженности на ходовую систему колесного трактора. Целесообразность данных исследований обосновано наличием как практической, так и теоретической ценности. Практическая ценность работы заключается в том, что она позволяет еще на этапе проектирования или модернизации колесного трактора с полуприцепом выявить динамические составляющие, которые негативным образом будут влиять на плавность движения. Теоретическая значимость заключается в предоставлении математического алгоритма для возможности оценки динамической нагруженности ходовой системы машинно-тракторного агрегата. Что дает определенные эффекты от внедрения в области надежности.

Ключевые слова: трактор колесный; полуприцеп; ходовая система; динамическая нагруженность; пневморессоры; сцепное устройство.

Надійшла (received) 25.08.2019