

УДК 629.4-592

# ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА-АНАЛОГА “БЕЛАРУС 3022 ДВ” З ГІДРООБ’ЄМНО- МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

**В. Б. Самородов**

Доктор технічних наук, професор, завідувач  
кафедри\*

E-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**А. І. Бондаренко**

Кандидат технічних наук\*

E-mail: anatoliybon@rambler.ru

\*Кафедра “Автомобіле- і тракторобудування”  
Національний технічний університет  
“Харківський політехнічний інститут”  
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна, 61002

*У роботі наведена просторова математична модель процесу гальмування трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з гідрооб’ємно-механічною трансмісією, яка дозволяє досліджувати вплив способів службового та екстреного гальмування, типів гальмівної системи та умов експлуатації на кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісії, а також гальмівну ефективність*

*Ключові слова: математична модель, гальмування, гальмівна ефективність, колісний трактор, гідрооб’ємно-механічна трансмісія*

*В работе приведена пространственная математическая модель процесса торможения трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” с гидрообъемно-механической трансмиссией, которая позволяет исследовать влияние способов служебного и экстренного торможения, типов тормозной системы и условий эксплуатации на кинематические, силовые и энергетические параметры трансмиссии, а также тормозную эффективность*

*Ключевые слова: математическая модель, торможение, тормозная эффективность, колесный трактор, гидрообъемно-механическая трансмиссия*

## 1. Вступ

Зростаючий обсяг виробництва сільськогосподарської продукції неможливий без збільшення об’ємів транспортних перевезень в даній галузі. Широка номенклатура вантажів, що перевозяться, різкі коливання в потребі транспорту протягом року є передумовами ефективного використання колісних тракторів в сільському господарстві. В той же час з підвищенням транспортних швидкостей колісних тракторів загострюється проблема збереження безпеки в режимі гальмування.

## 2. Аналіз останніх досягнень і публікацій

Основні питання, пов’язані з дослідженням динаміки гальмування тракторно-транспортних агрегатів, були достатньо детально розглянуті в роботах Богдана М. В., Гуськова В. В., Грібка Г. П., Жесткова В. А., Жуковського Ю. М., Кутькова О. Ю., Подригала М. А., Рашидова М. Р., Саркіяна Е. В., Скрябіна В. В., Скуртула О. І., Ступи Н. Д., Парфенова О. П., Ясеневича В. Я. та ін. [1-6].

Вище зазначеними авторами були представлені різні критерії оцінки і методики теоретичного визначення основних показників ефективності гальмування, а також запропоновані різноманітні конструктивні та технічні рішення, що дозволяють поліпшити гальмівні

показники колісних тракторів, як правило, зі ступінчастими механічними трансмісіями.

Дослідженню динаміки руху вантажних автомобілів зі ступінчастими механічними трансмісіями, процес гальмування яких багато в чому схожий з процесом гальмування колісних тракторів при роботі в транспортному режимі, присвячені численні праці Антонова Д. А., Біленького Ю. Г., Булгакова М. О., Волкова В. П., Генбома Б. Б., Гесслера Н. А., Гредескула А. Б., Грігоряна В. Г., Зімельова Г. В., Іларіонова В. О., Кльопіка М. К., Косолапова Г. М., Литвинова О. С., Мащенко О. Ф., Павленка В. А., Павленка В. Н., Певзнера Я. М., Петрова В. А., Петрова М. А., Подригала М. А., Пчеліна І. К., Ревіна О. О., Розанова В. Г., Степанова В. Ю., Фалькевіча Б. С., Фаробіна Я. Є., Фрумкіна А. К., Хачатурова А. А., Чудакова Є. О. та ін.

Залежно від поставленої мети, можуть використовуватися декілька методів представлення математичних моделей динаміки тракторно-транспортних агрегатів: “плоска” модель, багатомасова нелінійна модель (просторова).

Рішення окремих задач динаміки тракторно-транспортних агрегатів засноване на застосуванні так званої “плоскої” моделі, яка в більшості випадків дозволяє одержати аналітичні рішення. Доцільність такого підходу полягає в тому, що в цьому випадку трапляється нагода розкрити фізичну суть процесів і аналізом встановити вплив того або іншого чинника (конструк-

тивного параметра) на динаміку тракторно-транспортних агрегатів. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки тракторно-транспортних агрегатів за умови дії порівняно малих бічних сил.

Використання просторової багатомасової нелінійної моделі тракторно-транспортних агрегатів дозволяє досліджувати динаміку з урахуванням крену кузова, зміни розвалу коліс, впливу невіднесених мас і їх розташування, впливу трансмісії та інших чинників.

На даний момент мало вивчене питання впливу процесу гальмування на кінематичні, силові та енергетичні параметри гідروоб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) колісних тракторів.

### 3. Мета та постановка задачі

Метою даної роботи є опис динаміки процесу гальмування трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" з ГОМТ для дослідження в подальшому впливу способів службового та екстреного гальмування, типів гальмівної системи та умов експлуатації на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ, а також гальмівну ефективність. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити фізичну та математичну модель ГОМТ, описати рух невіднесених і віднесених мас, а також взаємодію коліс з опорною поверхнею.

### 4. Динаміка процесу гальмування колісного трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" з ГОМТ

Структурна схема трансмісії трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" наведена на рис. 1.

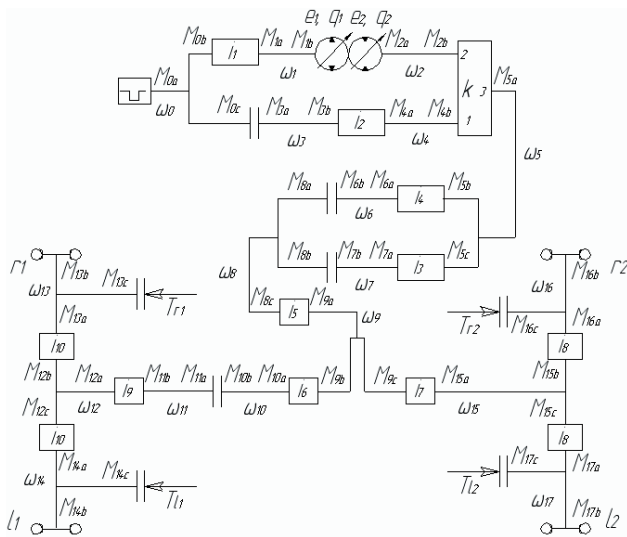


Рис. 1. Структурна схема ГОМТ з диференціалом на виході трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ"

Математична модель ГОМТ при гальмуванні трактора має наступний вигляд:

- система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_d = 0; \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_3 = 0, Y = 1; \dot{\omega}_3 \cdot i_2 - \dot{\omega}_4 = 0; \dot{\omega}_0 \cdot i_1 - \dot{\omega}_1 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_1 + q_1 \cdot \omega_1 \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_2 - q_2 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_2 = \\ = \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{01}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{02}|) \right) \cdot \Delta p + \\ + \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_{01}|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_{02}|}{dt} \right) \cdot \Delta p; \\ \dot{\omega}_4 - k \cdot \dot{\omega}_2 + (k - 1) \cdot \dot{\omega}_5 = 0; \dot{\omega}_5 \cdot i_4 - \dot{\omega}_6 = 0; \\ \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_7 = 0; \dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_8 = 0, \Psi = 1; \\ \dot{\omega}_7 - \dot{\omega}_8 = 0, \Psi = 0; \dot{\omega}_8 \cdot i_5 - \dot{\omega}_9 = 0; \dot{\omega}_9 \cdot i_6 - \dot{\omega}_{10} = 0; \\ \dot{\omega}_9 \cdot i_7 + \dot{\omega}_{15} = 0; (\dot{\omega}_{10} - \dot{\omega}_{11}) \cdot \Psi = 0; (\dot{\omega}_{11} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{12}) \cdot \Psi = 0; \\ (\dot{\omega}_{12} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{13}) \cdot \Psi = 0; (\dot{\omega}_{12} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{14}) \cdot \Psi = 0; \\ \dot{\omega}_{15} \cdot i_8 - \dot{\omega}_{16} = 0; \dot{\omega}_{15} \cdot i_8 - \dot{\omega}_{17} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

- силові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\ M_{1b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \\ M_{2a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{20}); \\ M_{4b} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{2b} \cdot \omega_2)} + M_{5a} = 0; \\ M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{2b} \cdot \omega_2)} = 0; \\ M_{5b} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5b})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \\ M_{6b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{5c} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; M_{7b} = 0, \Psi = 1; \\ M_{8b} = 0, \Psi = 1; \\ M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; M_{8c} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{9b} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{9b})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0; \\ M_{9c} \cdot \eta_7^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{9c})} - i_7 \cdot M_{15a} = 0; \\ M_{10b} + M_{11a} \cdot \Psi = 0; (M_{11b} \cdot \eta_9^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{11b})} + i_9 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{12b} \cdot \eta_{10}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{12b})} + i_{10} \cdot M_{13a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{12c} \cdot \eta_{10}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{12c})} + i_{10} \cdot M_{14a}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{15b} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{15b})} + i_8 \cdot M_{16a} = 0; \\ M_{15c} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{15c})} + i_8 \cdot M_{17a} = 0; \\ M_{0a} = f(M_d); M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} = 0; M_{2a} + M_{2b} = 0; \\ M_{0c} + M_{3a} = 0, Y = 1; M_{0c} = 0, Y = 0; \\ M_{3a} = 0, Y = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; \\ M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; \\ M_{6a} + M_{6b} = 0; M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\ M_{10a} + M_{10b} = 0; \\ (M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; (M_{12a} + M_{12b} + M_{12c}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} \cdot T_{r1}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{r1}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} = 0; M_{16a} + M_{16b} + M_{16c} \cdot T_{r2} = 0; \\ M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} \cdot T_{l2} = 0; T_{r1} = T_{r2} = T_{l1} = T_{l2} = 1; \\ J_{Tr1} \cdot \dot{\omega}_{13} = M_{Tr1} - M_{13c}; J_{Tl1} \cdot \dot{\omega}_{14} = M_{Tl1} - M_{14c}; \\ J_{Tr2} \cdot \dot{\omega}_{16} = M_{Tr2} - M_{16c}; J_{Tl2} \cdot \dot{\omega}_{17} = M_{Tl2} - M_{17c}, \end{cases} \quad (2)$$

де  $\dot{\omega}_i$  – кутове прискорення ланки;

$\dot{\omega}_d$  – кутове прискорення ланки колінчастого валу двигуна;

$Y$  – коефіцієнт, що характеризує вид зв'язку двигуна та ведучих коліс при гальмуванні трактора ( $Y=1$  – без кінематичного відриву;  $Y=0$  – з кінематичним відривом);

$k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду [7];

$S_1$  – характерний параметр сателітів [7];

$\dot{\omega}_s$  – кутове прискорення сателіта;

$i_j$  – передавальне відношення редуктора;

$e_1, e_2$  – відносний параметр регулювання гідроб'ємної передачі (ГОП);

$q_1, q_2$  – максимальна продуктивність гідромашин;

$K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i=1$ ) і для гідромотора ( $i=2$ );

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\omega_{01}, \omega_{02}$  – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора, обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;

$\Delta p$  – перепад робочого тиску в ГОП;

$\Psi$  – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху (при  $\Psi=0$  – транспортний, при  $\Psi=1$  – тяговий);

$M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;  $m$  – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки;  $n$  – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок (рис. 1);

$\eta_j$  – коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора;

$\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчатих зачепленнях ( $\Theta=0$  – без урахування втрат,  $\Theta=-1$  з урахуванням втрат в зубчатих зачепленнях);

$\omega_i$  – кутова швидкість ланки;

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчатих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

$N_{nm}$  – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ);

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К. І. Городецького [6, 8, 9], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів  $q_1, q_2$  і перепаду тиску  $\Delta p$ ;

$M_d$  – крутний момент двигуна;

$T_{ij}$  – параметр включення гальма ( $T_{ij}=1$  – гальмо включене,  $T_{ij}=0$  – вимкнене,  $i=r$  – правий борт,  $i=1$  – лівий борт,  $j=1$  – передня вісь,  $j=2$  – задня вісь);

$J_{Tij}$  – момент інерції гальмівної ланки, до якої з одного боку прикладається приводний момент від трансмісії, а з іншого боку – гальмівний момент  $M_{Tij}$  від гальмівного елемента;

$M_{Tij}$  – момент, що створюється гальмівним елементом (гальмівний момент).

Гальмівний момент:

$$M_{Tij} = M_{T0ij}(P_{ij}) \cdot \text{sign}(-\omega_{Tij}), \quad (3)$$

де  $M_{T0ij}(P_{ij})$  – абсолютна величина гальмівного моменту;

$P_{ij}$  – тиск робочого тіла;

$\omega_{Tij}$  – кутова швидкість обертання гальмівної ланки.

Гальмівний момент завжди направлений проти обертання гальмівної ланки і проводить негативну роботу.

Початковими умовам для інтегрування кутових прискорень ланок є кутові швидкості в момент переходу з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.

Динаміка одиночного колеса в процесі гальмування описується наступним виразом ( $M_{Tij}$  є складовою  $M_{ij}$ ):

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = M_{xij} - M_{fij} - M_{ij}, \quad (4)$$

де  $J_{\Sigma ij}$  – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертуються;

$\dot{\omega}_{ij}$  – кутове прискорення колеса;

$M_{xij}$  – момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса;

$M_{fij}$  – момент опору коченню колеса;

$M_{ij}$  – момент, підведений до колеса від трансмісії.

Момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса, яка визначає гальмівну ефективність:

$$M_{xij} = R_{zij} \cdot \phi_{xij} \cdot r_{dnij}, \quad (5)$$

де  $R_{zij}$  – нормальна реакція дороги в контакті коліс трактора з опорною поверхнею;

$\phi_{xij}$  – коефіцієнт зчеплення коліс трактора з опорною поверхнею в подовжньому напрямі;

$r_{dnij}$  – динамічний радіус коліс.

Рух коліс трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" з урахуванням специфіки математичної моделі наведеної трансмісії в процесі гальмування описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma x1} \cdot \dot{\omega}_{13} \cdot \text{sign}(\omega_{13}) &= M_{x11} - M_{f11} - M_{13b} \cdot \text{sign}(\omega_{13}); \\ J_{\Sigma x1} \cdot \dot{\omega}_{14} \cdot \text{sign}(\omega_{14}) &= M_{x11} - M_{f11} - M_{14b} \cdot \text{sign}(\omega_{14}); \\ J_{\Sigma x2} \cdot \dot{\omega}_{16} \cdot \text{sign}(\omega_{16}) &= M_{x12} - M_{f12} - M_{16b} \cdot \text{sign}(\omega_{16}); \\ J_{\Sigma x2} \cdot \dot{\omega}_{17} \cdot \text{sign}(\omega_{17}) &= M_{x12} - M_{f12} - M_{17b} \cdot \text{sign}(\omega_{17}). \end{aligned} \quad (6)$$

Для трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" –

$$\begin{aligned} \omega_{r1} &= \omega_{13}, \quad \omega_{l1} = \omega_{14}, \quad \omega_{r2} = \omega_{16}, \quad \omega_{l2} = \omega_{17}, \\ \dot{\omega}_{r1} &= \dot{\omega}_{13}, \quad \dot{\omega}_{l1} = \dot{\omega}_{14}, \quad \dot{\omega}_{r2} = \dot{\omega}_{16}, \quad \dot{\omega}_{l2} = \dot{\omega}_{17}; \\ M_{r1} &= M_{13b}, \quad M_{l1} = M_{14b}, \quad M_{r2} = M_{16b}, \quad M_{l2} = M_{17b}. \end{aligned}$$

У разі блокування колеса при гальмуванні трактора в процесі руху переднім ходом рівняння (6) замінюється на  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , а при зниженні  $M_{Tij}$  при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \max(M_{xij} - M_{fij} - M_{ij}, 0). \quad (7)$$

Якщо  $\omega_{ij} < 0$ , то  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , якщо  $\omega_{ij} = 0$  та  $\dot{\omega}_{ij} < 0$ , то  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ .

У разі блокування колеса при гальмуванні трактора в процесі руху заднім ходом ( $V < 0$ ,  $\omega_{ij} < 0$ ) рівняння (6) замінюється на  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , а при зниженні  $M_{Tij}$  при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \min(M_{fij} - M_{ij} - M_{xij}, 0). \quad (8)$$

Якщо  $\omega_{ij} > 0$ , то  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , якщо  $\omega_{ij} = 0$  та  $\dot{\omega}_{ij} > 0$ , то  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ .

Загальмовування і подальше блокування колеса супроводжуються безперервною зміною вертикальної реакції дороги  $R_{zij}$  і коефіцієнта зчеплення  $\phi_{xij}$ . Це пов'язано відповідно з перерозподілом ваги трактора

між осями і зміною відносного подовжного ковзання колеса  $S_{ij}$ .

У літературі [2] прийнято оцінювати зчпні можливості колеса в подовжному напрямку за допомогою коефіцієнта:

$$\varphi_{xij} = R_{xij} / R_{zij}, \quad (9)$$

де  $R_{xij}$  – реакція у повздовжній площині колеса трактора, що визначає гальмівну ефективність.

Коефіцієнт зчеплення в подовжному напрямку:  
 $\varphi_{xij} = f(S_{ij}). \quad (10)$

Відносне повздовжнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V - \omega_{ij} \cdot r_{dnij}}{V}, \quad (11)$$

де  $V$  – швидкість трактора.

Кутова швидкість колеса визначається з наступного виразу:

$$\omega_{ij} = \omega_{ij0} - \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \int_0^{t_g} \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (12)$$

де  $\omega_{ij0}$  – початкове значення кутової швидкості колеса;  
 $t_g$  – час гальмування.

*Розглянемо багатомасову нелінійну модель гальмування трактора в процесі руху переднім ходом.*

Для опису руху трактора із залежною передньою підвіскою прийнята трьохмасова модель (рис. 2) з п'ятьма ступенями свободи (3 – у підресореної маси, по 1 – у кожній осі). Використовуючи рис. 2, згідно принципу Даламбера складений математичний опис динамічної системи, тобто одержані диференціальні рівняння її коливань.

Складені диференціальні рівняння руху в рухомій системі координат XZO, жорстко пов'язаній з трактором рис. 2. Початок системи координат знаходиться в центрі мас трактора. Вісь OX співпадає з подовжною горизонтальною віссю остову і направлена вперед, вісь OZ направлена вертикально вгору.

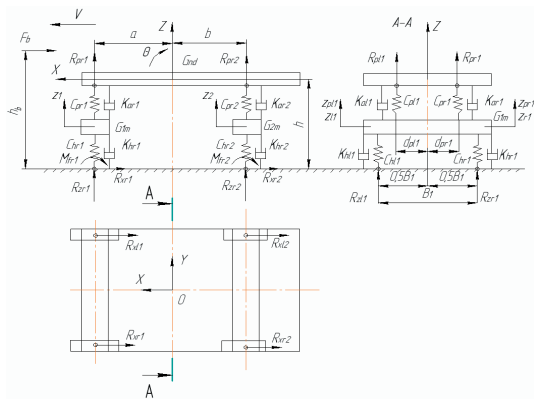


Рис. 2. Розрахункова схема трактора при гальмуванні

Переміщення підресореної маси трактора щодо координатних осей X, Z:

$$\ddot{X} = \frac{\left[ -\left( \sum_{i,j} R_{xij} \right) - F_b - \sum_{i,j} \frac{M_{fij}}{r_{dnij}} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_i}, \quad (13)$$

$$\ddot{Z} = \frac{g \cdot \sum_{i,j} R_{pij}}{G_{nd}}, \quad (14)$$

де  $F_b$  – сила опору повітря;  
 $g$  – прискорення вільного падіння;  
 $G$  – вага трактора;  
 $\delta_i$  – коефіцієнт урахування мас двигуна і трансмісії, ходової системи, що обертаються;  
 $R_{pij}$  – сили, що діють від осі на підресорену масу;  
 $G_{nd}$  – вага підресореної частини остову.  
 Початкові умови для рівнянь (13) – (14) приймаємо у вигляді:

$$\begin{cases} X(0) = Z(0) = \dot{Z}(0) = 0; \\ \dot{X}(0) = V_0. \end{cases} \quad (15)$$

Поворот підресореної маси:

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J_y} \cdot \left( a \cdot (R_{pl1} + R_{pr1}) - b \cdot (R_{pl2} + R_{pr2}) + (h_b - h - Z) \cdot F_b - (h + Z) \cdot \sum_{ij} R_{xij} + \sum_{i,j} \frac{M_{fij}}{r_{dnij}} \right), \quad (16)$$

де  $J_y$  – моменти інерції підресореної маси трактора щодо осі Y;

$a, b, h$  – координати центру мас трактора;  
 $h_b$  – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;  
 $Z$  – вертикальне переміщення центру підресореної маси трактора.

Початкові умови для вирішення рівняння (16) приймаємо аналогічно (15) у вигляді:

$$\theta(0) = \dot{\theta}(0) = 0. \quad (17)$$

Вертикальні переміщення осей трактора описуються рівняннями:

– для передньої осі:

$$\ddot{z}_1 = \frac{g}{G_{1m}} \cdot (R_{zdl1} + R_{zdr1} - R_{pl1} - R_{pr1}), \quad (18)$$

– для задньої:

$$\ddot{z}_2 = \frac{g}{G_{2m}} \cdot (R_{zdl2} + R_{zdr2} - R_{pl2} - R_{pr2}), \quad (19)$$

де  $G_{1m}, G_{2m}$  – вага передньої та задньої осей трактора;

$R_{zdi}$  – динамічні складові вертикальні реакції.

Зусилля в підвісці  $R_{pij}$  задано рівнянням:

$$R_{pij} = -F_{pij} - K_{ajj} \cdot \xi_{ij} - F_{TPij}, \quad (20)$$

де  $F_{pij}$  – сила, що утворюється пружним елементом підвіски;

$K_{ajj}$  – коефіцієнт опору (демпфування) амортизаторів;

$\xi_{ij}$  – відносна швидкість і переміщення точок кріплення амортизатора і пружних елементів підвіски;

$F_{\text{прj}}$  – сила тертя в вузлах підвіски.  
 Переміщення точок кріплення амортизатора і пружних елементів підвіски:

$$\xi_{i1} = Z + a \cdot \theta - z_1, \tag{21}$$

$$\xi_{i2} = Z - b \cdot \theta - z_2. \tag{22}$$

В загальному вигляді характеристику підвіски можна задати в наступному вигляді (рис. 3):

$$F_{\text{прj}} = \begin{cases} C_{\text{прj}} \cdot \xi_{ij} & \text{при } \xi_{ij2} \leq \xi_{ij} \leq \xi_{ij1}; \\ C_{\text{прj}} \cdot \xi_{ij1} + C_{\text{вбj}} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij1}) & \text{при } \xi_{ij} > \xi_{ij1}; \\ C_{\text{прj}} \cdot \xi_{ij2} + C_{\text{вбj}} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij2}) & \text{при } \xi_{ij} < \xi_{ij2}, \end{cases} \tag{23}$$

де  $C_{\text{прj}}$  – приведена жорсткість пружного елемента на робочому ході;

$C_{\text{вбj}}$  – приведена жорсткість буфера обмежувача ходу підвіски.

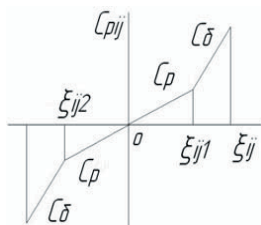


Рис. 3. Пружна характеристика ресорної підвіски

Динамічна складова вертикальної реакції на колесах задається співвідношенням вигляду:

$$R_{\text{zdij}} = -C_{\text{hij}} \cdot z_j - K_{\text{hij}} \cdot \dot{z}_j, \tag{24}$$

де  $C_{\text{hij}}$  – радіальна жорсткість шини;

$K_{\text{hij}}$  – коефіцієнт демпфування шини приймаємо постійним.

Радіальна жорсткість шини:

$$C_{\text{hij}} = \frac{R_{\text{zctij}}}{z_{\text{ctij}}}, \tag{25}$$

де  $R_{\text{zctij}}$  – статичне навантаження на колеса трактора;  
 $z_{\text{ctij}}$  – статична деформація шини.

Для розрахунків приймаємо постійною радіальну жорсткість  $C_{\text{hij}}$  шини, нехтуючи нелінійністю пружної характеристики шини і явищем гістерезису.

У разі відриву колеса від опорної поверхні вводиться додаткова умова:

$$R_{\text{zdij}} < -R_{\text{zctij}}, \text{ то } R_{\text{zdij}} = -R_{\text{zctij}}. \tag{26}$$

Реакція у контакт з дорогою:

$$R_{\text{zij}} = R_{\text{zdij}} + R_{\text{zctij}}. \tag{27}$$

Динамічний радіус колеса:

$$r_{\text{dnij}} = r_{\text{ctij}} + z_j, \tag{28}$$

де  $r_{\text{ctij}}$  – статичний радіус колеса.

## 5. Висновки

Представлена просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з ГОМТ дозволяє дослідити вплив способів службового та екстреного гальмування, типів гальмівної системи та умов експлуатації на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ, а також гальмівну ефективність.

## Література

1. Тракторы: Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атамнов Ю.Е. и др.]; под ред. В.В. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Шепеленко, Г.Н. Основы теории самоходных машин [Текст] / Г.Н. Шепеленко. – Х.: Основа, 1993. – 216 с.
3. Грибко, Г.П. Исследование динамики торможения тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” [Текст] / Г.П. Грибко. – Минск, 1977. – 19 с.
4. Иванов, В.В. Основы теории автомобиля и трактора: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. – М.: “Высшая школа”, 1970. – 224 с.
5. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д.А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с.
6. Рогов, А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” [Текст] / Рогов Андрей Владимирович. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2006. – 168 с.
7. Самородов, В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий [Текст] / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №.7 – Ч. 2. – С. 363 – 370.
8. Городецкий, К.И. КПД объемных гидropередач [Текст] / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С. 9 – 14.
9. Городецкий, К.И. Математическая модель объемных гидромашин [Текст] / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С. 14 – 17.