

УДК 622.525.28 (043.5)

**І.О. ТАРАН**, д-р техн. наук,

**І.Ю. КЛИМЕНКО**

(Україна, Дніпро, Державний ВНЗ "Національний гірничий університет")

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА СХЕМОЮ "ДИФЕРЕНЦІАЛ НА ВХОДІ"**

*Вступ.* Вугільна промисловість, яка є однією з базових галузей національної економіки, на сьогоднішній день знаходиться в кризовому стані. Майже 96% шахт понад 20 років працюють без реконструкції. Значних масштабів набув знос активної частини промислово-виробничих фондів галузі. Із семи тисяч одиниць основного устаткування дві третини цілком відпрацювали свій нормативний термін експлуатації і потребують негайної заміни. Що стосується вдосконалення технологічного процесу транспортування корисних копалин рейковими транспортними засобами, то питання вирішується за рахунок використання сучасних дизельних локомотивів – дизелевозів. "Правила безпеки" дозволяють локомотивну відкатку по виробках з ухілами рейкових колій до 50<sup>0</sup>/<sub>00</sub>, а вдосконалення шахтних локомотивів здійснюється, перш за все, в напрямку підвищення тягових і швидкісних показників, в цих умовах особливої уваги набувають питання гальмування шахтних поїздів.

*Стан питання.* Фундаментальні дослідження, спрямовані на розробку нових конструкцій колісно-колодкових, дискових осьових і трансмісійних, а також магнаторейкових і гравітаційних гальм, вивчення динаміки елементів приводу й ходової частини тягових секцій локомотива в процесі гальмування ретельно опрацьовані в сучасних роботах [1, 2], та сприятимуть підвищенню безпеки руху та збільшенню продуктивності шахтного рейкового транспорту. Що стосується робіт В.В. Проціва, то трансмісійне гальмування локомотивів обладнаними гідрооб'ємно-механічними трансмісіями в них взагалі не розглядалося, а роботи О.М. Коптовця присвячені тільки колісно-колодковому гальмуванню. В чисельних роботах, присвячених створенню та дослідженню гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) для тягово-транспортних, колісних та гусеничних машин, питання гальмуванням рейкових транспортних засобів з безступінчастими ГОМТ також не розглядалися.

Зрозуміло, що достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ з різними структурними схемами, отриманих в результаті моделювання процесу гальмування, суттєво залежить від обраних вихідних даних. Вихідними значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі (ГОП) є ті значення, які мали елементи ГОМТ в момент переходу шахтних дизелевозів з режиму розго-

## Усереднення та транспортування

ну або рівномірного руху в режим гальмування. Саме розрахункам цих вихідних значень присвячено роботу авторів [3]. Дана робота є логічним послідовним продовженням означеної роботи.

*Мета роботи* – розробка математичної моделі процесу гальмування шахтного дизелевоза обладнаного ГОМТ за схемою з диференціалом на вході. Для досягнення поставленої мети необхідно: розробити фізичну модель трансмісії та скласти математичну модель, що описує зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в різних умовах експлуатації дизелевозів.

*Матеріали досліджень.* Як відмічалось у роботах [3, 4], перспективними з точки зору простоти конструкції та значення коефіцієнта корисної дії (ККД) є ГОМТ № 1 з диференціалом на вході. Запропоновані трансмісії призначені для використання у шахтних дизелевозах масою 10 тон з радіусом коліс 0,3 м, максимальною швидкістю руху 10 та 20 км/год на тяговому та транспортному діапазонах відповідно.

Для комплексного дослідження процесу гальмування шахтних дизелевозів з ГОМТ та силою тяги на гаку використаємо плоску математичну модель. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки гальмування шахтних дизелевозів за умови дії порівняно малих бічних сил. При цьому дозволяє розкрити фізичну суть процесів та встановити вплив різноманітних чинників на динаміку гальмування.

В зв'язку з тим, що в роботі розглядається декілька способів реалізації процесу гальмування шахтних дизелевозів, у тому числі і ті, що характеризуються збереженням кінематичного зв'язку коліс з двигуном, в загальну математичну модель процесу гальмування необхідно додати модель двигуна внутрішнього згорання та опису рівняння руху колінчастого валу, яка взяті з роботи [5]:

$$J \cdot \dot{\omega}_0 = \left( M_{norm} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \right) \cdot M_{nom} - M_{0a}, \quad (1)$$

де  $J$  – приведений до колінчастого вала момент інерції;  $M_{norm}$  – нормований крутний момент двигуна;  $\varepsilon_r$  – коефіцієнт, що характеризує положення органу керування подачею палива;  $\varepsilon_\omega$  – коефіцієнт завантаження двигуна по частоті обертання;  $k_x$  – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики;  $M_{nom}$  – номінальний крутний момент двигуна.

Підхід до складання динамічного опису роботи ГОМТ в гальмівному режимі у складі шахтного дизелевозу взято з роботи [6], який базується на використанні моделей, наведених в роботах [7, 8].

Фізична модель ГОМТ №1 наведена на рис. 1, математична модель представлений у вигляді систем рівнянь (2).

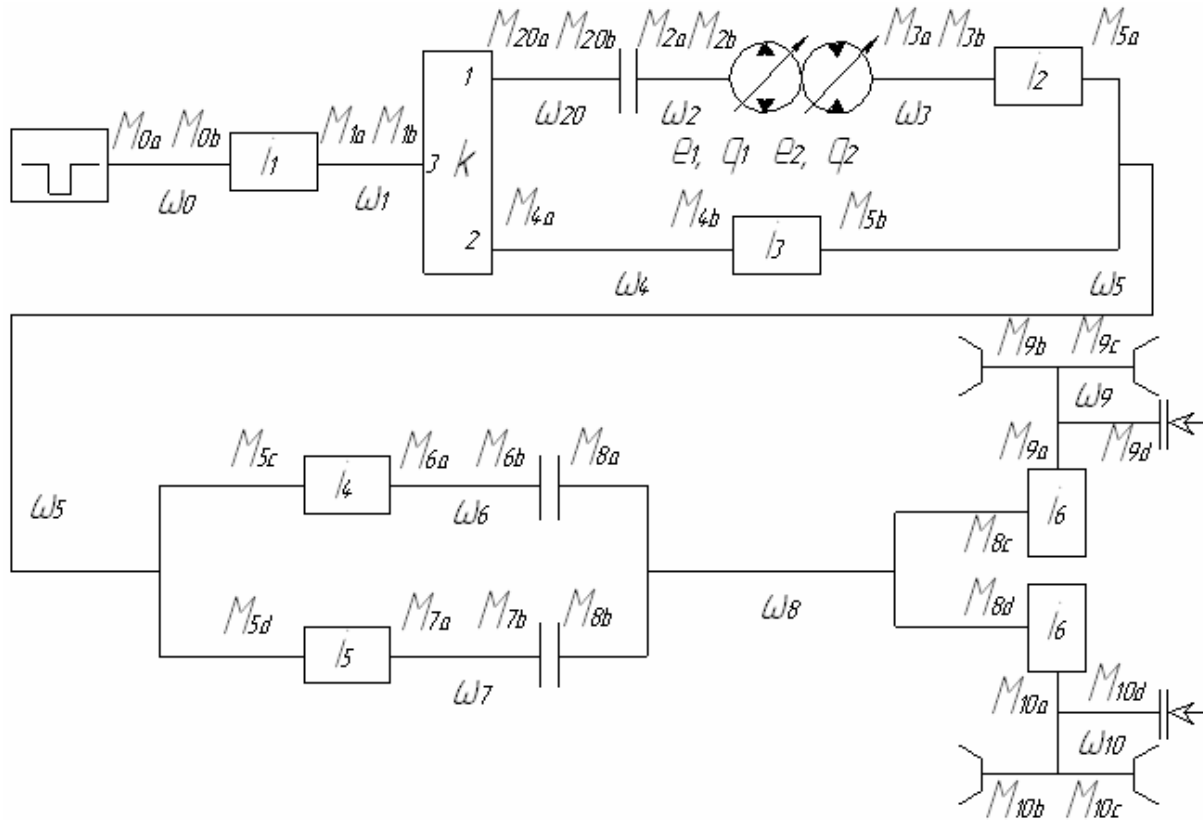


Рис. 1 Фізична модель ГОМТ №1

Система алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів (динамічна) для ГОМТ №1 представлена виразом (1).

Слід зазначити, що у роботі [3] розглянуто статичну систему алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ, там же наведені усі умовні позначення, які для економії загального обсягу статті не дублюються.

При кінематичному від'єднанні двигуна від коліс в процесі гальмування шахтного дизелевозу гальмівний момент на колесах утворюють  $M_{9d}$ ,  $M_{10d}$  (рис. 1, вираз (1)). Оскільки розглядається плоска, а не просторова модель, то кожен з вище зазначених гальмівних моментів діє не на колесо, а на вісь. На кожне колесо вісі припадає  $\frac{1}{2}$  від загального значення. Крім того, враховуючи специфіку використаного підходу до опису динаміки ГОМТ, в процесі моделювання необхідно враховувати знак кутової швидкості ланки, на яку діє гальмівний момент. Гальмівний момент завжди спрямований проти обертання гальмівної ланки і виробляє негативну роботу [9].

$$\begin{aligned}
 & \dot{\omega}_0 = \dot{\omega}_d; \quad \dot{\omega}_0 \cdot i_1 - \dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_{20} - k \cdot \dot{\omega}_4 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_{20} - \dot{\omega}_2 = 0, \quad \Psi = 1; \\
 & e_1(t) \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_2 + q_1 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_1(t) - e_2(t) \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_3 - q_2 \cdot \omega_3 \cdot \dot{e}_2(t) = \\
 & \left( \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_2| + |\omega_3|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left( \frac{d}{dt} |\omega_2| + \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P + \\
 & + \gamma \cdot \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_2|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_3|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \\
 & + \gamma \cdot \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_2| + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P; \\
 & \dot{\omega}_3 \cdot i_2 - \dot{\omega}_5 = 0; \quad \dot{\omega}_4 \cdot i_3 - \dot{\omega}_5 = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_4 - \dot{\omega}_6 = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_5 - \dot{\omega}_7 = 0; \\
 & \dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_8 = 0, \quad Y = 1; \quad \dot{\omega}_7 - \dot{\omega}_8 = 0, \quad Y = 0; \\
 & \dot{\omega}_8 \cdot i_6 - \omega_9 = 0; \quad \dot{\omega}_8 \cdot i_6 - \omega_{10} = 0; \quad M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \\
 & M_{20a} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{20a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4a})} + M_{1b} = 0; \\
 & M_{20a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{20a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4a})} = 0; \quad M_{20b} + M_{2a} = 0, \quad \Psi = 1; \quad (2) \\
 & M_{20b} = M_{2a} = 0, \quad \Psi = 0; \quad M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_2); \\
 & \Delta M_1 = q_1 \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_2| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \right]; \\
 & D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_3); \\
 & \Delta M_2 = q_2 \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_3| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \right]; \\
 & D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_3 \cdot M_{5b} = 0; \\
 & M_{5c} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; \\
 & M_{6b} + M_{8a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{7b} = M_{8b} = 0, \quad Y = 1; \\
 & M_{5d} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_5 \cdot M_{7a} = 0; \\
 & M_{7b} + M_{8b} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{6b} = M_{8a} = 0, \quad Y = 0; \\
 & M_{8c} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_6 \cdot M_{9a} = 0; \quad M_{8d} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8d})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0; \\
 & M_{9b} = M_{9c} = M_{V1}; \quad M_{10b} = M_{10c} = M_{V2}; \quad M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\
 & M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{20a} + M_{20b} = 0; \\
 & M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
 & M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\
 & M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} + M_{9d} \cdot \Omega = 0; \\
 & M_{10a} + M_{10b} + M_{10c} + M_{10d} \cdot \Omega = 0;
 \end{aligned}$$

де  $\dot{\omega}_i$  – кутове уповільнення ланки;  $\Psi$  – коефіцієнт, що характеризує вид зв'язку двигуна та коліс при гальмуванні шахтного дизелевозу ( $\Psi = 1$  – без кінематичного від'єднання;  $\Psi = 0$  – з кінематичним від'єднанням);  $e_1(t), e_2(t)$  – закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП;  $M_{Vaxis}$  – моменти на колесах вісі, складовою яких є гальмівні моменти;  $axis$  – індекс, що характеризує номер вісі ( $axis = 1$  – передня вісь,  $axis = 2$  – задня вісь);  $\Omega$  – коефіцієнт, що характеризує стан гальмівних механізмів ( $\Omega = 1$  – гальмівні механізми увімкнені;  $\Omega = 0$  – гальмівні механізми вимкнені).

В процесі гальмування кутова швидкість коліс знаходиться з наступних виразів:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_9 &= M_{x1} - M_{f1} - (M_{9b} + M_{9c}) = M_{x1} - M_{f1} - 2 \cdot M_{V1}; \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_{10} &= M_{x2} - M_{f2} - (M_{10b} + M_{10c}) = M_{x2} - M_{f2} - 2 \cdot M_{V2}; \end{aligned} \quad (3)$$

де  $J_{axis}$  – моменти інерції, пов'язаних з вісями, мас, що обертаються;  $\omega_{axis*}$  – кутова швидкість коліс вісі (ГОМТ №1:  $\omega_{1*} = \omega_9$ ,  $\omega_{2*} = \omega_{10}$ );  $M_{xaxis}$  – момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс вісі;  $M_{faxis}$  – момент опору коченню коліс вісі.

Момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс вісі:

$$M_{xaxis} = R_{zaxis} \cdot \varphi_{axis} \cdot r, \quad (4)$$

де  $R_{zaxis}$  – сумарна нормальна реакція в контакті коліс вісі шахтного дизелевозу з рейкою;  $\varphi_{axis}$  – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою.

Зчіпні властивості колеса в подовжньому напрямку оцінюються за допомогою коефіцієнта зчеплення [10]:

$$\varphi_{axis} = f(S_{axis}), \quad (5)$$

де  $S_{axis}$  – відносне ковзання коліс вісі.

В зв'язку з тим, що в роботі розглядається плоска модель, вводимо припущення, що коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою правого борту шахтного дизелевозу рівний протягом всього процесу гальмування коефіцієнту зчеплення коліс з рейкою лівого борту.

Відносне ковзання коліс вісі визначається з наступного виразу:

$$S_{axis} = \frac{V - \omega_{axis*} \cdot r}{V}, \quad (6)$$

## Усереднення та транспортування

де  $V$  – швидкість руху дизелевозу.

Кутова швидкість колеса в процесі гальмування змінюється та визначається з наступного виразу:

$$\omega_{axis*} = \omega_{axis*0} - \omega_{axis*} \cdot \int_0^t \dot{\omega}_{axis*} dt, \quad (7)$$

де  $\omega_{axis*0}$  – початкове значення кутової швидкості колеса;  $t$  – час гальмування.

Враховуючи специфіку руху шахтних дизелевозів, розглянемо декілька варіантів їх гальмування: на спуску (рис. 2), на рівній поверхні (рис. 3), на підйомі (рис. 4).

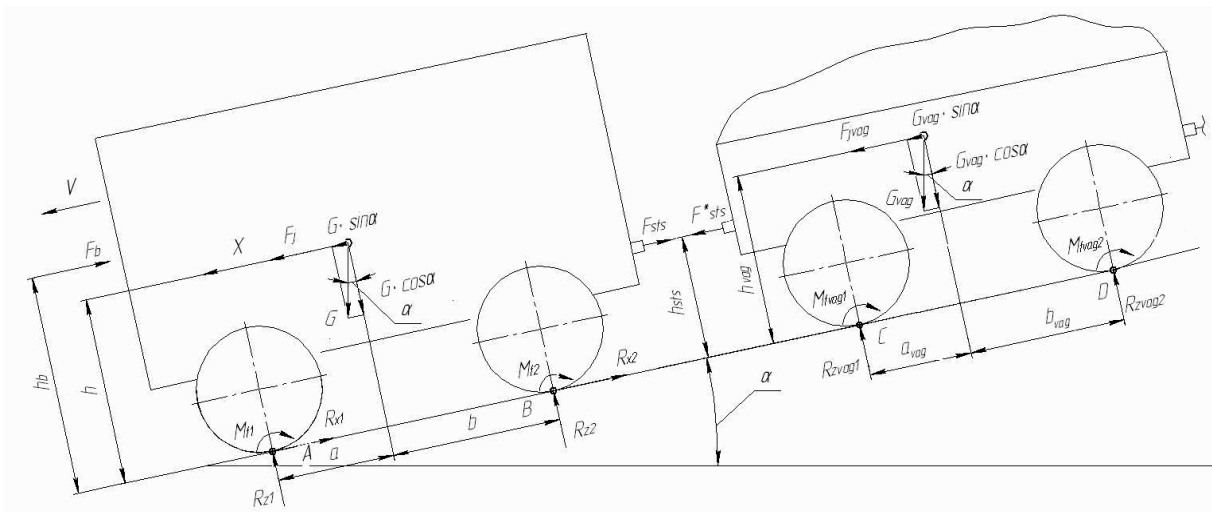


Рис. 2. Розрахункова схема шахтного дизелевозу з вагонетками в процесі гальмування на спуску

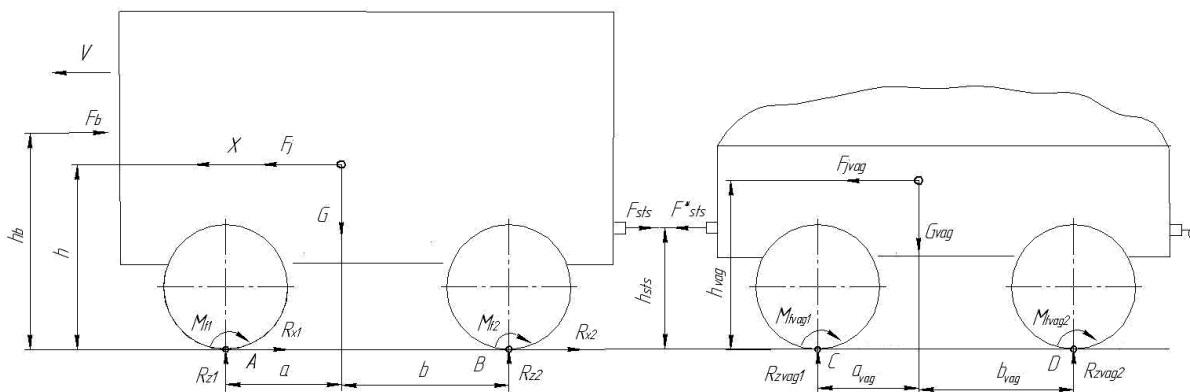


Рис. 3. Розрахункова схема шахтного дизелевозу з вагонетками в процесі гальмування на рівній поверхні

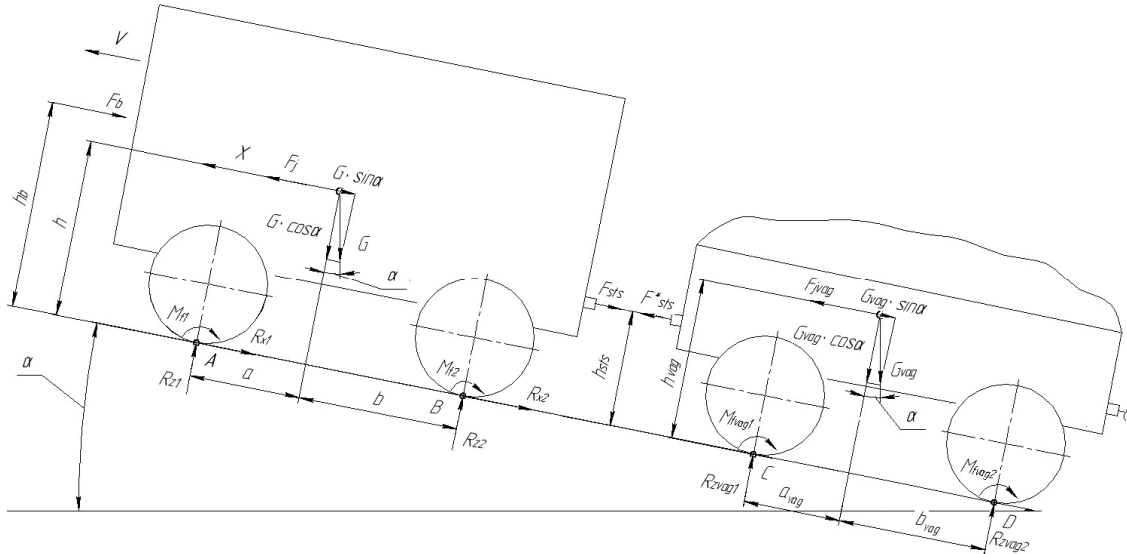


Рис. 4. Розрахункова схема шахтного дизелевозу з вагонетками в процесі гальмування на підйомі

Особливу увагу в процесі гальмування слід приділити силам  $F_{sts}$ ,  $F_{sts}^*$  та напрямкам їх дії (на рис. 2-4 наведено класичний напрямок дії  $F_{sts}$  та  $F_{sts}^*$ ). Оскільки вагонетки не мають власної гальмівної системи, то при гальмуванні вони будуть "набігати" на локомотив. Саме тому реальний напрямок дії сили  $F_{sts}$  буде, протилежний, зображеному на рис. 2-4 (сила  $F_{sts}^*$  матиме також протилежний напрямок). Передня вісь гдизелевозів буде завжди довантажуватися, а задня навпаки – розвантажуватися.

Відмінність розрахункових схем, наведених на рис. 2-4 полягає в наявності штовхаючих сил ( $G \cdot \sin \alpha$ ,  $G_{vag} \cdot \sin \alpha$  (рис. 2)) та сил опору підйому ( $G \cdot \sin \alpha$ ,  $G_{vag} \cdot \sin \alpha$  (рис. 4)).

Сумарна нормальна реакція  $R_{zaxis}$  з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні шахтного дизелевозу визначається з наступних виразів:

- на передню вісь:

$$R_{z1} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{sts} \cdot h_{sts} - G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}; \quad (8)$$

- на задню вісь:

$$R_{z2} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{sts} \cdot h_{sts} + G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}, \quad (9)$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $h$  – координати центру мас шахтного дизелевозу;  $\alpha$  – кут підйому або

## Усереднення та транспортування

спуску ("+" – для спуску, "-" – для підйому);  $F_b$  – сила опору повітря;  $h_b$  – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;  $F_j$  – сила інерції;  $F_{sts}$  – сила тяги на гаку;  $h_{sts}$  – відстань від рейки до сили тяги на гаку.

Сила інерції шахтного дизелевоза при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_j = -\frac{G \cdot \ddot{X}}{g}, \quad (10)$$

де  $\ddot{X}$  – прискорення шахтного дизелевозу щодо координатної осі  $X$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Прискорення дизелевозу:

$$\ddot{X} = -\frac{g \cdot \sum_{axis=1}^2 R_{zaxis} \cdot \varphi_{axis}}{G}. \quad (11)$$

Швидкість руху шахтного дизелевозу:

$$V = V_o - \int_0^t \ddot{X} dt, \quad (12)$$

де  $V_o$  – початкова швидкість руху шахтного дизелевозу.

Штовхаюча сила з боку вагонеток на дизелевоз визначається з наступного виразу (напрями дії  $F_{sts}$  та  $F_{sts}^*$  відповідають рис. 2 та 3):

$$F_{sts}^* = F_{sts} = -(F_{jvag} + G_{vag} \cdot \sin \alpha - G_{vag} \cdot f \cdot \cos \alpha) \cdot n, \quad (13)$$

де  $F_{jvag}$  – сила інерції вагонетки;  $G_{vag}$  – вага вагонетки;  $n$  – кількість вагонеток.

Сила інерції вагонетки шахтного дизелевоза при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_{jvag} = -\frac{G_{vag} \cdot \ddot{X}}{g}. \quad (14)$$

В процесі математичного моделювання гальмування досліджувані параметри з виразів (2)-(13) знаходяться наступним чином:

- швидкість руху дизелевозу з виразу (12);
- прискорення дизелевозу з виразу (11);
- коефіцієнт зчеплення з виразу (5), відносно ковзання коліс з виразу (6), кутові швидкості коліс ще не відомі;



- сумарні нормальні реакції з виразів (8), (9), сила інерції шахтного дизелевоза з виразу (10), штовхаюча сила з боку вагонеток на дизелевоз з виразу (13), сила інерції вагонетки з виразу (1).

Наступний ланцюжок взаємодій пов'язаний лише з елементами трансмісії. Головна мета – знаходження кутових швидкостей коліс, які ще досі не відомі.

- кутові швидкості коліс знаходяться з виразу (7);
- кутові уповільнення коліс з виразів (1) та (2);
- моменти на колесах  $M_{9b}$ ,  $M_{9c}$ ,  $M_{10b}$ ,  $M_{10c}$  – виразу (3);
- момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс вісі з виразу (4).

*Висновок.* Складено математичну модель процесу гальмування шахтного дизелевозу з ГОМТ, яка відрізняється від існуючих урахуванням законів зміни параметрів регулювання ГОП та способів реалізації гальмування дозволяє дослідити зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в різних умовах експлуатації дизелевозів.

### Список літератури

1. Проців В.В. Моделювання гальмування шахтного потягу на заданій ділянці рейкової колії: монографія. – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 208 с.
2. О.М. Коптовець. Розвиток наукових основ розробки гальмівних систем рухомого складу шахтного рейкового транспорту високого технічного рівня: Дис. ... до-ра техн. наук за спец. 05.05.06 – Д.: НГУ, 2013.
3. Таран І.О., Клименко І.Ю. Комплексне дослідження зміни кінематичних та силових параметрів трансмісії шахтного дизелевоза // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Наук. журнал. – 2016. – №3(7). – С. 136-143.
4. Таран І.А., Клименко І.Ю. Передаточное отношение двухпоточной трансмиссии в случае планетарного механизма на входе // Науковий вісник НГУ. – 2013. – № 6. – С. 60-66.
5. Ребров А.Ю., Коробка Т.А., Лахман С.В. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива // Вісник НТУ "ХПІ". – 2012. – № 19. – С. 31-36.
6. Бондаренко А.І. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія. – Харків: "Федорко", 2015. – 220 с.
7. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. – 1998. – №1. – С. 109-115.
8. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий // Сб. научных трудов ХГПУ. – 1999. – №.7 – Ч. 2. – С. 363-370.
9. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем "двигатель – трансмиссия" автомобилей и тракторов: Дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – Харків, 2006. – 168 с.
10. Трансмиссии шахтных дизелевозов: Монографія. – Д.: Изд-во НГУ, 2012. – 256 с.

© Таран І.О., Клименко І.Ю., 2017

*Надійшла до редколегії 12.02.2017 р.  
Рекомендовано до публікації к.т.н. К.А. Левченком*