

УДК 629.3.032+629.3.028

Петров Л.М., к.т.н, Борисенко Т.М.

ОДАУ, м. Одеса

ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ РУХУ МОБІЛЬНОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАСОБУ З КОЛІСНОЮ ФОРМУЛОЮ 8×6

Розглянуто рішення задачі взаємодії складових руху скомп'юнованого агрегату ТТМ з ТТЗ, який дозволяє використовувати додаткову енергію на технологічному модулі, при відбиранні її від енергетичного модуля на шаблон диска (гребінку) з подальшим її перетворенням у додаткову силу, яка збільшує дотичні сили тяги цього агрегату. Проведено математичний аналіз і отримано результати для запобігання розвороту скомп'юнованого агрегату з робочим знаряддям.

Вступ

Для підвищення працездатності мобільних енергетичних засобів (МЕЗ), велика увага приділяється проблемі збільшення ККД колісних рушіїв за рахунок навантаження їх гравітаційною силою, яка діє в точці контакту.

Такий спосіб навантаження у точці контакту розширює номенклатуру МЕЗ з колісними рушійми на пневматичних шинах та стимулює інтенсифікацію науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, які спрямовані на підвищення тягових можливостей та вдосконалення технології реалізації крутного моменту на колесі.

Аналіз існуючих конструкцій колісних рушіїв

У роботі [1] вперше запропоновано класифікацію колісних рушіїв, які використовують допоміжні засоби з метою поліпшення якісних показників кочення.

При експериментальному дослідженні моделі колісного рушія авторами запропоновано взяти до уваги, що обід колеса з гребінкою володіє особливою чутливістю до реалізації накопиченої потенціальної енергії пружного елемента з динамічною вагою. Завдяки такій взаємодії гребінки та динамічної ваги, колісний рушій, може не тільки зберігати надану йому енергію, а й значно підвищувати реалізацію вихідних параметрів колісного рушія.

Мета досліджень

З метою розв'язання таких проблем було запропоновано використання МЕЗ з колісною формулою 8×6 (рисунок 1), який складається з тягово-транспортного засобу (ТТЗ) 1, кабіни тягово-транспортного засобу 2, тягово-технологічного модуля (ТТМ) 3 та фонового динамічного довантажувача 4 [2].

Методика дослідження

Для агрегування МЕЗ робочим знаряддям (плугом) нами розроблено конструктивну схему (рисунки 2–4) та математичну модель.

Результати дослідження

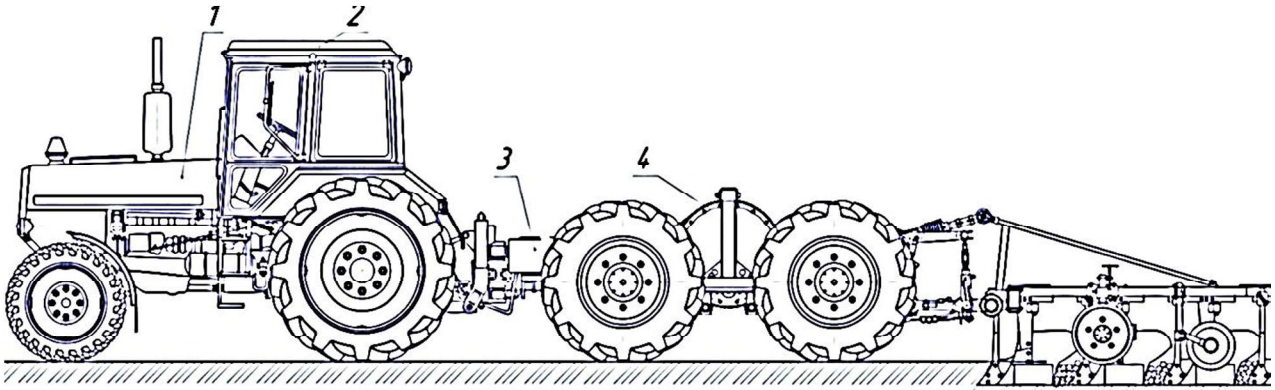


Рисунок 1 – Загальний вигляд мобільного енергетичного засобу (МЕЗ):
 1 – тягово-транспортний засіб; 2 – кабіна тягово-транспортного засобу;
 3 – тягово-технологічний модуль; 4 – фоновий динамічний довантажувач

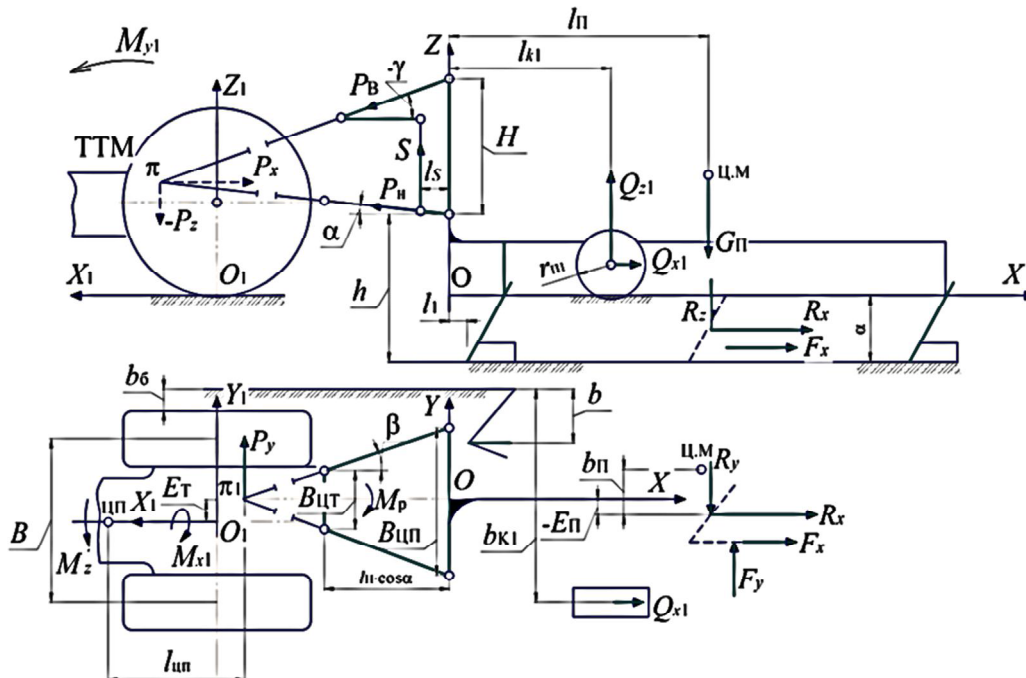


Рисунок 2 – Розрахункова схема начіпного орного агрегату
 МЕЗ + ПЛН-5-35 (рух по полю):

P_B – осьове зусилля у верхній тязі навіски, Н ($P_B > 0$ – при розтягу тяги); P_Z – вертикальне навантаження на ТТМ, кН; P_X – горизонтальна складова тягового опору плуга P , кН;
 R_X – результуюча опору шару ґрунту прикладена до «середнього» корпусу, кН;
 Q_{z1} і Q_{x1} – вертикальна й горизонтальна складові реакції ґрунту на колеса плуга, причому $Q_{x1} = \mu \cdot Q_{z1}$, кН (μ – коефіцієнт опору коченню); M_{X1} – момент сил P_Y і P_Z , що прикладений до остову ТТМ у поперечно-вертикальній площині відносно осі O_1X_1 , Н·м; M_{Y1} – момент сил P_X і P_Y , який перекидає ТТМ відносно осі O_1Y_1 , Н·м; M_{Z1} – момент сил P_X і P_Y , який повертає МЕЗ в горизонтальній площині відносно осі O_1Z_1 , Н·м; M_P – момент у розкосах тяг ТТМ, Н·м; M'_Z – обертовий момент відносно вертикальної осі, Н·м; h – висота осі підвісу плуга відносно підшов корпусів, м; H – висота стійки навіски плуга, м; a – глибина оранки, м; b – ширина захвату корпусу, мм; l_H – осьова довжина нижніх тяг навіски, мм;
 α , γ , β – кути нахилу тяг стосовно МЕЗ, град; F_Y – результуюча бокових реакцій стінки борозни на польові дошки; $l_{цп}$ – відстані від полюса π_1 до точки приєднання ТТМ з ЕЗ в горизонтальній площині, м; E_T – це відстань між полюсом π_1 (через який проходить лінія напрямку дії тягового опору) та поздовжньою віссю ЕЗ, $l_{цп} > 0$, якщо центр повороту знаходиться попереду полюса π_1 , м

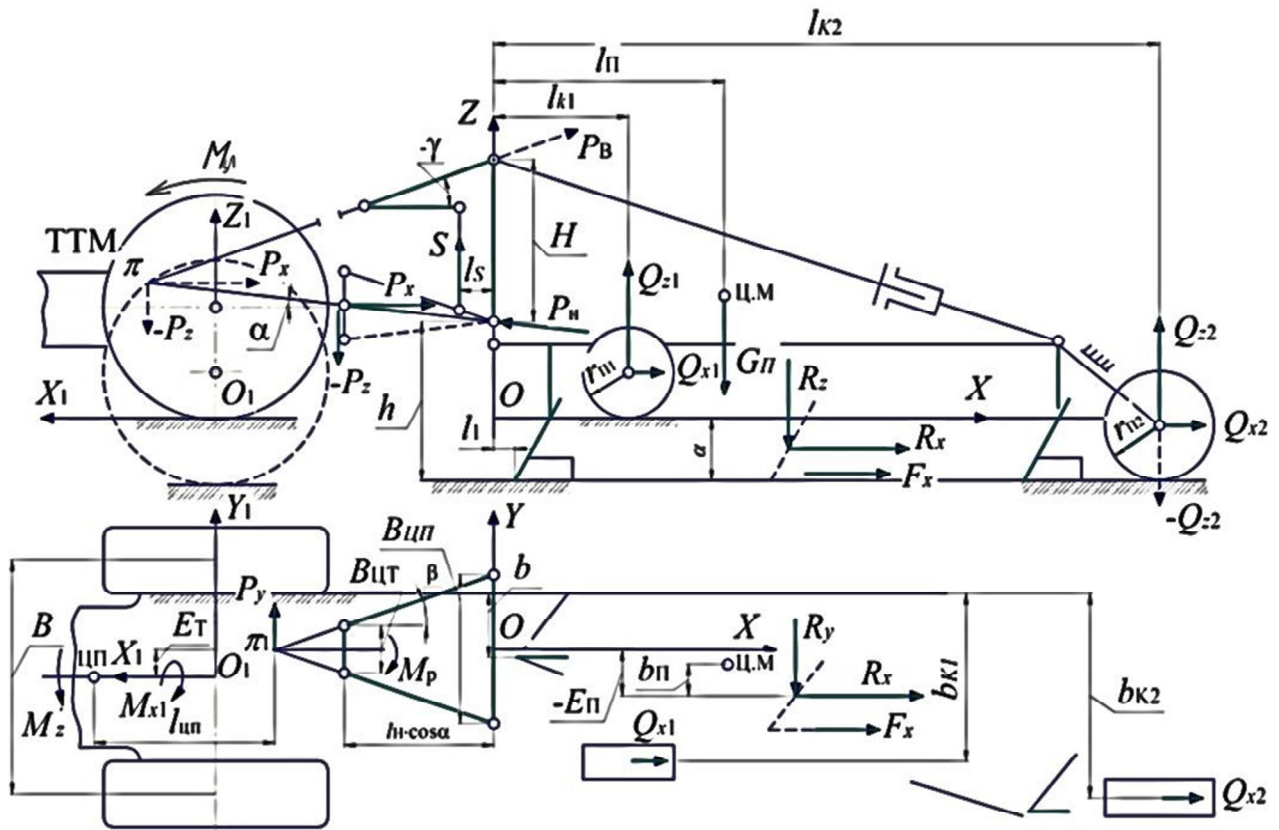


Рисунок 3 – Розрахункова схема напівначіпного орного агрегату
МЕЗ + ПЛН-6/7-35 (рух по борозні):

ПЛН-6/7-35 (плуг навісний 6-7 корпусний з шириною захвату одного корпусу 35 см);
 P_y – бокова складова тягового опору плуга P , кН

Функціональна схема моделі, що є загальною для начіпних та напівначіпних орних агрегатів на базі МЕЗ, наведена на рисунку 4.

Вихідними параметрами в моделі плуга прийняті глибина оранки a , коефіцієнт c , що характеризує стан лемешів і твердість підорного шару, а також середній питомий опір k шару лемехо-відвальної частини корпусу плуга у визначеному діапазоні робочих швидкостей руху агрегату. При цьому результуюча опору шару, яка прикладена до «середнього» корпусу визначається як

$$R_x = 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k, \quad (1)$$

де b – ширина захвату корпусу, м;

n – кількість корпусів плуга, шт.

Вихідними параметрами моделі плуга, такими, що підлягають визначенню є опорні реакції P_n , P_v , Q_{z1} , Q_{z2} , M_p і F_y . Параметрами управління моделлю використовувались E_n , h , l_{k1} , S , $B_{цт}$ і коефіцієнт k_6 , який визначає спосіб руху МЕЗ правими колесами – по полю ($k_6 = 1$) чи по борозні ($k_6 = 0,5$).

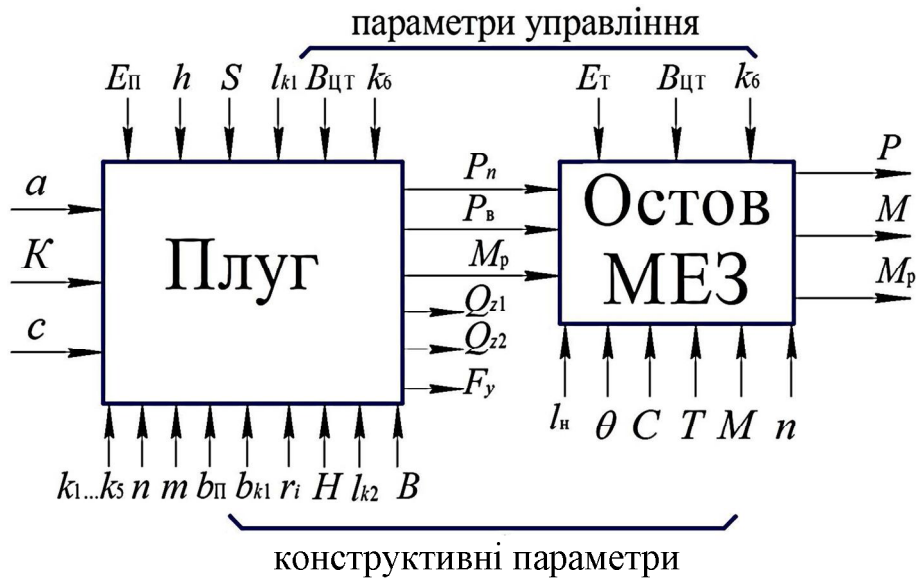


Рисунок 4 – Функціональна схема моделі орного агрегату

Частина конструктивних параметрів плуга використана в моделі у вигляді комплексних параметрів $k_1 \dots k_5$

$$k_1 = \frac{\text{tg}\beta}{0,5 \cdot B_{\text{цт}} \cdot k_5 \cdot \text{tg}\beta}, \quad (2)$$

$$k_5 = \frac{m(n-1)}{2} + 0,5 \cdot b + l_1, \quad (3)$$

де m – відстань між корпусами плугу в поздовжньому напрямку, м;

l_1 – мінімальна відстань між точкою заглиблення лемеха плуга та точкою навіски, м;

$B_{\text{цт}}$ – відстань між точками правого та лівого бортів, м.

Коефіцієнт $k_2 = 1$ при навантаженні верхньої тяги і $k_2 = 0$ при її розвантаженні; $k_3 = 1$ при наявності другого опорного колеса плуга і $k_3 = 0$ при його відсутності; $k_4 = 1$ при русі заднього опорного колеса по борозні і $k_4 = 0$ при його русі по полю.

Коефіцієнт k_1 оцінює розподіл навантаження між лівою й правою нижніми тягами навіски, а коефіцієнт k_5 являє собою координату середини «середнього» корпусу відносно осі підвісу плуга.

Для знаходження шести невідомих $P_{\text{н}}$, $P_{\text{в}}$, Q_{z1} , Q_{z2} , $M_{\text{п}}$ і F_{y} необхідно скласти п'ять рівнянь рівноваги плуга ($\sum P_{ix} = 0$; $\sum P_{iy} = 0$; $\sum P_{iz} = 0$; $\sum M_{ix} = 0$; $\sum M_{iy} = 0$), тому що $P_{\text{в}}$ і Q_{z2} взаємно виключають один одного.

Якщо прийняти коефіцієнт опору коченню опорних коліс плуга μ таким, що дорівнює 0,25 [3], то коефіцієнт тертя пари ґрунт-сталь $f = 0,5$ і коефіцієнт пропорційності $n' = \frac{R_{\text{y}}}{R_{\text{x}}} = 0,33$, а вертикальні координати прикладання сил R_{xy} і F_{xy} – відповідно такими,

що дорівнюють $0,5\alpha$ і $0,75\alpha$, а також, якщо знизити розряд системи за рахунок підстановки F_{y} з рівняння $\sum P_{iy} = 0$ в останні рівняння, то після деяких перетворень систему рівнянь можна представити в кінцевому вигляді, зручному для розв'язання:

$$-P_H \cdot (1 - 0,5 \cdot E_n \cdot k_1) \cdot \cos \alpha - P_B \cdot k_2 \cdot \cos \gamma + Q_{Z1} \cdot 0,25 + Q_{Z2} \cdot 0,25 \cdot k_3 = -1,165 \cdot 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k;$$

$$P_H \cdot \sin \alpha + P_B \cdot k_2 \cdot \sin \gamma + Q_{Z1} + Q_{Z2} \cdot k_3 = G_{II} - S \left(1 - \frac{l_s}{\cos \alpha \cdot l_H \cdot \cos \beta} \right) + c \cdot 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k;$$

$$P_H (h - a + 0,375 \cdot a \cdot E_n \cdot k_1) \cos \alpha + P_B \cdot k_2 (H + h - a) \cos \gamma + Q_{Z1} (l_{k1} - 0,25 \cdot r_{III}) + Q_{Z2} \cdot k_3 (l_{k2} - 0,25 \cdot r_{II2} + 0,25 \cdot a \cdot k_4) = G_{II} \cdot l_{II} + S \cdot l_s + 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k (c \cdot k_5 - 0,624 \cdot a);$$

$$P_H \cdot E_n [k_1 \cdot 0,5 \cdot B_{III} \cdot \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \alpha + k_1 (h - 0,25 \cdot a) \cos \alpha] - Q_{Z1} (b_{k1} - E_n \cdot 0,5 \cdot n \cdot b) - Q_{Z2} \cdot k_3 (b_{k2} - E_n \cdot 0,5 \cdot n \cdot b) + M_p = 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k (c \cdot E_n - 0,082 \cdot a) + G_{II} (E_n - b_n),$$

де P_H – осьове зусилля у нижній тязі навіски, Н;

E_n – зміщення лінії дії тягового опору відносно поздовжньої осі МЕЗ, м;

Q_{Z2} – вертикальна складова реакції ґрунту на колеса плуга;

G_{II} – сила ваги плуга, кН;

S – зусилля в розкосах, кН;

l_s – відстань між нижніми точками навіски та точками прикладення зусилля в розкосах, м;

l_{k1} – відстань між точками навіски та центром регульовального колеса, м;

l_{k2} – відстань між точками навіски та центром опорного колеса, м;

l_{II} – відстань між точками навіски та центром мас плуга, м;

r_{III} – радіус регульовального колеса, м;

r_{II2} – радіус опорного колеса, м;

b_{II} – відстань між центром мас до точки прикладення реакцій дії на лемех плуга руйнуючої поверхні поля, м;

b_{k1} – відстань між стінкою борозни та половиною ширини регулюючого колеса, м;

b_{k2} – відстань між стінкою борозни та половиною ширини опорного колеса, м.

Кут нахилу тяг стосовно МЕЗ α , γ , β , град, визначали за такими виразами:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{460 + k_6 \cdot a \cdot h}{l_H \cdot \cos \beta}; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{1110 + k_6 \cdot a - h \cdot H}{l_H \cdot \cos \beta - 55}; \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{0,5(B_{III} - B_{II})}{l_H},$$

де l_H – осьова довжина нижніх тяг навіски, м.

Горизонтальна складова P_X , тягового опору плуга P визначається як

$$P_X = 1,165 \cdot 10^{-6} \cdot a \cdot n \cdot b \cdot k + 0,5 \cdot P_H \cdot E_n \cdot k_1 \cdot \cos \alpha + 0,25(Q_{Z1} + Q_{Z2} \cdot k_3). \quad (4)$$

Бокова складова тягового опору плуга

$$P_Y = P_H \cdot E_n \cdot k_1 \cdot \cos \alpha. \quad (5)$$

Вертикальне навантаження P_Z на ТТМ складає величину

$$P_Z = -(P_H \cdot \sin \alpha + P_B \cdot k_2 \cdot \sin \gamma) - S \left(1 - \frac{l_s}{l_H \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta} \right), \quad (6)$$

де $P_Z < 0$ – при довантаженні ТТМ.

Результуюча бокових реакцій стінки борозни на польові дошки

$$F_Y = P_H \cdot E_n \cdot k_1 \cdot \cos \alpha + 0,33 \cdot 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k. \quad (7)$$

Одночасно з наявністю реактивних моментів в розкосах M_p на остов ТТМ в поперечно-вертикальній площині $Y_1O_1Z_1$ діє складова головного моменту M_{X1} від сил P_Z і P_Y , величина якого

$$M_{X1} = P_Z \cdot E_T - P_Y \cdot Z_{\pi1}, \quad (8)$$

де

$$Z_{\pi1} = h - a + \frac{0,5 \cdot B_{III} \cdot \sin \alpha}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (9)$$

У поздовжньо-вертикальній площині $Y_1O_1Z_1$ на остов ТТМ діє друга складова головного моменту – момент M_Y від сил P_Z і P_Y та додаткового моменту опору коченню колісного рушія M_0

$$M_Y = M_{Y1} + M_0, \quad (10)$$

де M_0 – додатковий момент опору коченню колісного рушія.

Закручуючий момент, який діє на гнучкий елемент, що направлений проти годинникової стрілки, й дорівнює:

$$T = R_{xII} \cdot r \quad (11)$$

де r – кінематичний радіус колеса;

R_{xII} – горизонтальна складова пружного поштовху.

Згідно з математичною залежністю [2], остаточно момент M_Y , який враховує головний момент M_{Y1} та момент M_0 дії на колеса ТТМ динамічної ваги з профілем гребінки, що визначається координатами x і z отримаємо:

$$M_{Y1} = P_Z (X_{\pi} + l_M + l_H \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha) - P_X \cdot Z_{\pi} + \frac{B\Theta}{\int_0^l \left[1 + \frac{(l \cdot \Theta)^2 - (l \cdot \sin \Theta)^2}{r^2} \right] ds} \left(1 + \frac{y}{d} \right) - R_z \cdot x, \quad \text{при } k_2 = 1, \quad (12)$$

$$M_{Y1} = P_Z \cdot L_M - P_X \cdot C + \frac{B\Theta}{\int_0^l \left[1 + \frac{(l \cdot \Theta)^2 - (l \cdot \sin \Theta)^2}{r^2} \right] ds} \left(1 + \frac{z}{d} \right) - R_z \cdot x, \quad \text{при } k_2 = 0, \quad (13)$$

де l_M – поздовжня відстань між віссю коліс ТТМ і віссю задніх коліс ЕЗ, м;

L_M – виліт ТТМ, м;

X_{π} , $X_{\pi1}$ – відповідно, відстань між полюсами π та π_1 і центром ваги в напрямку поздовжньої осі ТТМ, м;

Z_{π} – відстань між полюсом π та центром ваги у вертикальній площині, яка проходить через поздовжню вісь ТТМ, м;

d – діаметр колеса, м;

B – постійна жорсткість при згині, Н/м;

l – повна довжина гнучкого елемента, м;

ds – елементарна відстань;

Θ – кут навантаження колісного рушія, град.;

R_z – вертикальна складова пружного поштовху;

C – висота осі підвісу навіски на ТТМ відносно поверхні ґрунту, м.

У горизонтальній площині на остов ТТМ діє обертовий момент M_{Z1} від сил P_Z і P_Y :

$$M_{Z1} = P_Y (X_{\pi1} + l_M + l_H \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha) - P_X \cdot E_T. \quad (14)$$

Для аналізу стійкості МЕЗ в горизонтальній площині зручніше користуватися величиною обертового моменту M'_Z відносно вертикальної осі, яка проходить через центр опору розвороту МЕЗ при блокуванні вертикального шарніра з'єднання модулів.

Момент

$$M'_Z = P_Y \cdot l_{ЦП} - P_X \cdot E_T, \quad (15)$$

де $l_{ЦП}$ – відстань від полюса π_1 до точки приєднання ТТМ з ЕЗ у горизонтальній площині, м;

E_T – це відстань між полюсом π_1 (через який проходить лінія напрямку дії тягового опору) та поздовжньою віссю ЕЗ, $l_{ЦП} > 0$, якщо центр повороту знаходиться попереду полюса π_1 .

Для МЕЗ при заблокованому вертикальному шарнірі, з урахуванням розподілу вертикального навантаження по всіх колесах МЕЗ, при однаковому для всіх коліс коефіцієнтіх тертя об ґрунт розрахунковим шляхом встановлено, що центр повороту МЕЗ знаходиться між віссю коліс ТТМ і віссю задніх коліс енергомодуля на відстані 2500 мм від осі підвісу навіски на ТТМ.

При встановленні навіски ТТМ за триточковою схемою налаштування відстань $l_{ЦП} \approx 0$. Конструкція навіски ТТМ – МЕЗ дозволяє мати тільки триточкове налаштування, а тому при зміщенні $E_T = 0$ обертовий момент M'_Z дорівнює нулю.

При розробці моделі навантаження коліс МЕЗ в складі орного агрегату враховувались реактивні моменти, що прикладені до остову модуля, які дорівнюють за величиною ведучим моментам на колесах і протилежно їм направлені.

Розрахункова схема навантаження коліс МЕЗ наведена на рисунку 5.

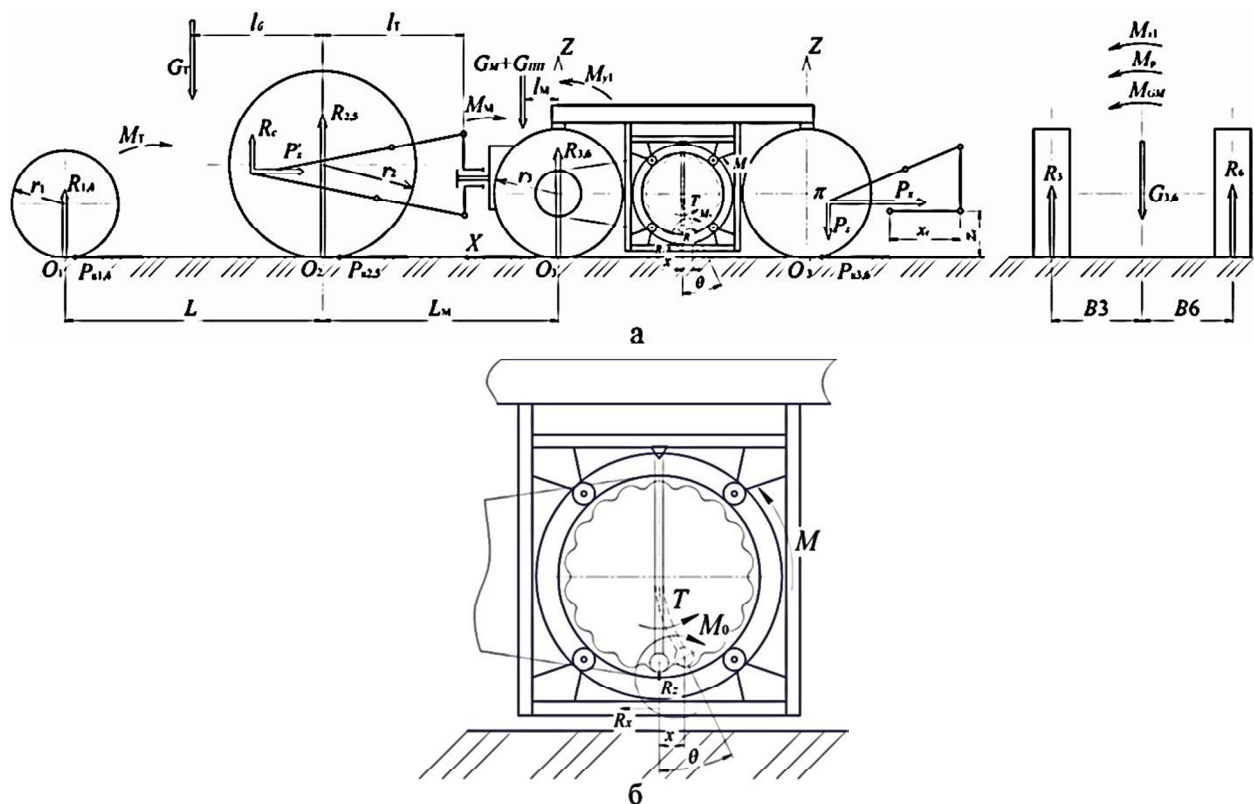


Рисунок 5 – Розрахункова схема навантаження коліс МЕЗ на оранці (а – загальний вигляд; б – гребінка з пружним довантажувачем у робочому стані):

R_1, R_4 – загальна реакція на передні колеса енергомодуля, кН; R_2, R_5 – загальна реакція на задні колеса, кН; R_3, R_6 – сумарна реакція на ліве й праве колесо ТТМ, кН;

G_M – сила ваги ТТМ, кН; $G_{ЦП}$ – сила пружнього поштовху, кН; G_T – сила ваги трактора, кН;

M_T і M_M – реактивні моменти, що прикладені до остовів ТТЗ і ТТМ, Нм; $P_{K1...6}$ – дотичні сили тяги коліс, що необхідні для подолання «гакового» навантаження МЕЗ, кН; R_C – вертикальна реакція на ТТМ зі сторони ТТЗ в полюсі чотирьохланкової навіски, кН

З метою спрощення розрахунків у формулу визначення моментів M_T і M_M не включені моменти опору кочення коліс, які складають по стерні не більше 10 % від повного ведучого моменту. У відповідності до викладеного можна скласти такі рівняння

$$P_{K1,4} + P_{K2,5} + P_{K3,6} - P_X = 0; \quad M_T = P_{K1,4} \cdot r_1 + P_{K2,5} \cdot r_2; \quad M_M = P_{K3,6} \cdot r_3,$$

де r_1, r_2, r_3 – відповідно радіуси кочення передніх, задніх коліс МЕЗ та коліс ТТМ, м.

Прийнято припущення, що дотична сила тяги розподіляється по колесах МЕЗ пропорційно вертикальному навантаженню на них

$$P_{K1} = P_X \frac{R_1}{\Sigma G_i} \quad \text{або} \quad P_{K4} = P_X \frac{R_4}{\Sigma G_i}, \quad (16)$$

де ΣG_i – загальне вертикальне навантаження на колеса МЕЗ визначається за формулою

$$\Sigma G_i = G_T + G_M - P_Z. \quad (17)$$

Опорні реакції R_3, R_6 і R_C технологічного модуля, визначаємо з рівнянь рівноваги діючих сил та моментів на ТТМ

$$\Sigma P_{iz} = 0; \quad R_C + R_{3,6} - G_M + P_Z = 0; \quad (18)$$

$$\Sigma M_{io3} = 0; \quad G_M \cdot l_M + M_{Y1} - R_C (l_M + X_C - l_T) - M_M + P_X^T \cdot Z_C = 0, \quad (19)$$

де X_C і Z_C – поздовжня й вертикальна координати полюса чотириточкової навіски ТТЗ (ЕЗ) згідно з віссю підвісу ТТМ і відносно ґрунту, м;

l_T – виліт осі підвісу ТТМ, м;

P_X^T – тягове зусилля ТТЗ, кН:

$$P_X^T = \frac{(G_T + R_C)}{\Sigma G_i} \cdot P_X. \quad (20)$$

Після розв'язання системи рівнянь (17, 18 і 20) отримаємо

$$R_C = \frac{(G_T + G_M - P_Z)(G_M \cdot l_M + M_{Y1}) - P_X [r_3 (G_M - P_Z) Z_C \cdot G_T]}{(G_T + G_M - P_Z)(l_M + X_C - l_T) - P_X (Z_C + r_3)}. \quad (21)$$

Для знаходження опорних реакцій на кожному колесі ТТМ складаємо рівняння рівноваги всіх сил на вісь z та моментів відносно осей ТТМ:

$$\Sigma P_{iz} = 0 \quad R_3 + R_6 - G_{3,6} = 0; \quad (22)$$

$$\Sigma M_{io3} = 0 \quad M_{X1} + M_P + M_{GM} + R_6 (B_3 + B_6) - G_{3,6} \cdot B_3 = 0, \quad (23)$$

де G_3, G_6 – умовне зовнішнє навантаження на ТТМ, яке відповідає R_3, R_6 і прикладене в площині симетрії ТТМ, кН;

B_3 і B_6 – відстань від середини коліс ТТМ до площини його симетрії. В загальному випадку $B_3 \neq B_6$, мм;

M_{GM} – момент сили ваги ТТМ відносно осі, яка лежить у поздовжньо-вертикальній площині симетрії (у випадку $M_{GM} > 0$, тоді напрямом дії моменту – проти годинникової стрілки), Нм.

При складанні рівнянь $\Sigma M_{io3} = 0$ моментом тертя в горизонтальному шарнірі з'єднання модулів МЕЗ знехтували.

Після розв'язання системи рівнянь (22)

$$R_3 = \frac{M_{X1} + M_P + M_{GM} + R_{3,6} \cdot B_6}{B_3 + B_6}. \quad (24)$$

Для знаходження реакцій на осях ТТМ складаються два рівняння рівноваги:

$$R_{1,4} + R_{2,5} - G_T - R_C = 0, \quad (25)$$

$$G_T \cdot l_G - R_{1,4} \cdot L - M_T + R_C (X_C - l_T) - P_X^T \cdot Z_C = 0, \quad (26)$$

$$\text{де } M_T = P_X \cdot \frac{R_{1,4}}{\Sigma G_i} \cdot r_1 + P_X \cdot \frac{R_{2,5}}{\Sigma G_i} \cdot r_2; \quad P_X^T = P_X \frac{(R_{1,4} + R_{2,5})}{\Sigma G_i}.$$

Після розв'язання системи отримаємо

$$R_{2,5} = \frac{(G_T + R_C) [L \cdot \Sigma G_i + P_X (r_1 + r_C)] - \Sigma G_i [G_T \cdot l_G + R_C (X_C - l_T)]}{L \cdot \Sigma G_i - P_X (r_2 - r_1)}. \quad (27)$$

де L – база ТТЗ, м;

l_G – поздовжня координата центра мас ТТЗ, м.

Якщо врахувати, що на ТТЗ у складі МЕЗ завдяки наявності горизонтального шарніра, який здійснює поєднання модулів в агрегат не передаються моменти M_P і M_{X1} , і якщо знехтувати зміщенням центра мас ТТЗ від поздовжньо-вертикальної площини його симетрії, то можна вважати, що навантаження на кожне колесо ТТЗ дорівнює половині навантаження на відповідну вісь.

Висновки

Шляхом теоретичних розрахунків встановлено чинники впливу збільшення силових факторів ТТЗ та ТТМ на геометричні показники скомпанованого агрегату.

Виявлені геометричні параметри приєднання ТТЗ з ТТМ довантаженого пружним поштовхом за посередництвом диска шаблона (гребінка).

Впроваджений спосіб навантаження колісного рушія в точці контакту за допомогою фонового динамічного довантажувача розширює номенклатуру МЕЗ з колісними рушіями на пневматичних шинах та стимулює інтенсифікацію науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, які спрямовані на підвищення тягових можливостей та вдосконалення технології реалізації крутного моменту на колесах.

Список літератури

1. Петров Л.М. Основні напрями удосконалення конструкції колісного рушія / Л.М. Петров, Т.М. Борисенко // Аграрний вісник. Причорномор'я: зб. наук. праць. – Одеса, 2010. – № 55. – С. 40–45.
2. Петров Л.М. Теорія колісного рушія для важких умов експлуатації / Л.М. Петров // Аграрний вісник. Причорномор'я: зб. наук. праць. – Одеса, 2009. – № 48. – С. 33–40.
3. Горячкин В.П. Собрание сочинений // В.П. Горячкин: в 7 т.; т. 2. – М.: Сельхозиздат, 1938. – 528 с.

Рецензент: д.т.н., проф. В.Ф. Оробей, Одеський національний політехнічний університет.

Рецензент: к.т.н., доц. А.В. Хімченко, АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Стаття надійшла до редакції 06.06.12
© Петров Л.М., Борисенко Т.М., 2012