

УДК 629.3.032+629.3.028

Л.М. Петров, канд. техн. наук, доц., Одес. держ.
аграр. ун-т

РОЗРОБКА МОБІЛЬНОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАСОБУ З КОЛІСНОЮ ФОРМУЛОЮ 6×6

Л.М. Петров. Розробка мобільного енергетичного засобу з колісною формулою 6×6. Розглянуто розв'язання задачі передачі енергії додатковому технологічному модулю від енергетичного модуля з подальшим її перетворенням у дотичну силу тяги технологічного процесу. Проведено математичний аналіз і отримано результати для запобігання розвороту скомпонованого агрегату з робочим знаряддям.

Ключові слова: тягово-транспортні засоби, тягово-технологічний модуль, колісний рушій, мобільні енергетичні засоби, дотична сила тяги.

Л.М. Петров. Разработка мобильного энергетического средства с колесной формулой 6×6. Рассмотрено решение задачи передачи энергии дополнительному технологическому модулю от энергетического модуля с последующим ее преобразованием в касательную силу тяги технологического процесса. Проведен математический анализ и получены результаты для предотвращения разворота скомпонованного агрегата с рабочим орудием.

Ключевые слова: тягово-транспортные средства, тягово-технологический модуль, колесный движитель, мобильные энергетические средства, касательная сила тяги.

L.M. Petrov. Development of a mobile energy resource with the wheel arrangement 6×6. The solution of the problem of energy transfer to the additional process module from the power module with its subsequent transformation in the tangential tractive process effort is considered. The mathematical analysis is conducted and the results are obtained to prevent the turn of the assembled unit with a working tool.

Keywords: towing vehicles, towing process module, wheel propeller, mobile power tools, reaction, tangential tractive effort.

Для підвищення роботоздатності мобільних енергетичних засобів (МЕЗ), велика увага приділяється проблемі збільшення ККД колісних рушіїв, яка передбачена Законом України “Про систему інженерно-технічного забезпечення агропромислового комплексу України” [1].

Закон та постанови уряду розширюють номенклатуру МЕЗ з колісними рушійми на пневматичних шинах та стимулюють інтенсифікацію науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, які спрямовані на підвищення тягових можливостей, зниження гравітаційної ваги на колесо та удосконалення технології реалізації крутного моменту на колесі.

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

Для агрегування його плугом розроблено математичну модель (див. рисунки 2...4).

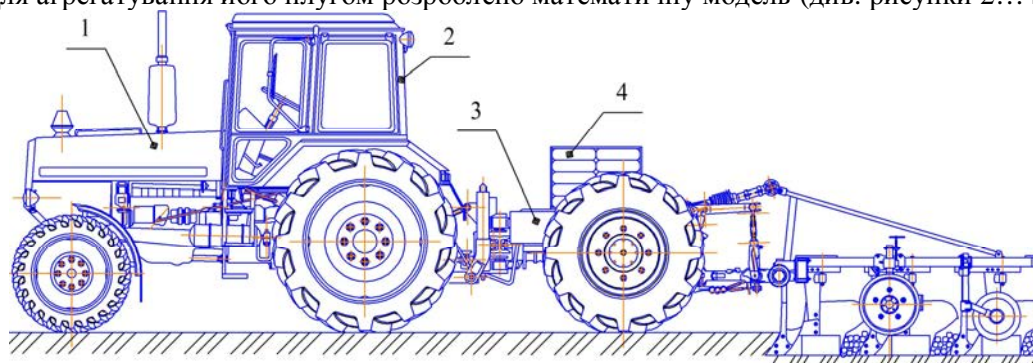


Рис. 1. Загальний вигляд мобільного енергетичного засобу

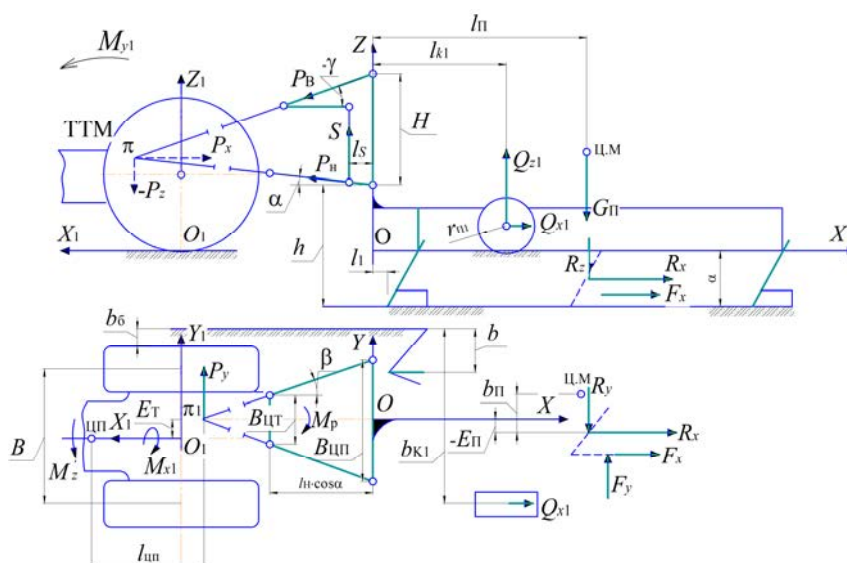


Рис. 2. Розрахункова схема навісного орного агрегату МЕЗ + ПЛН-5-35 (рух по полю)

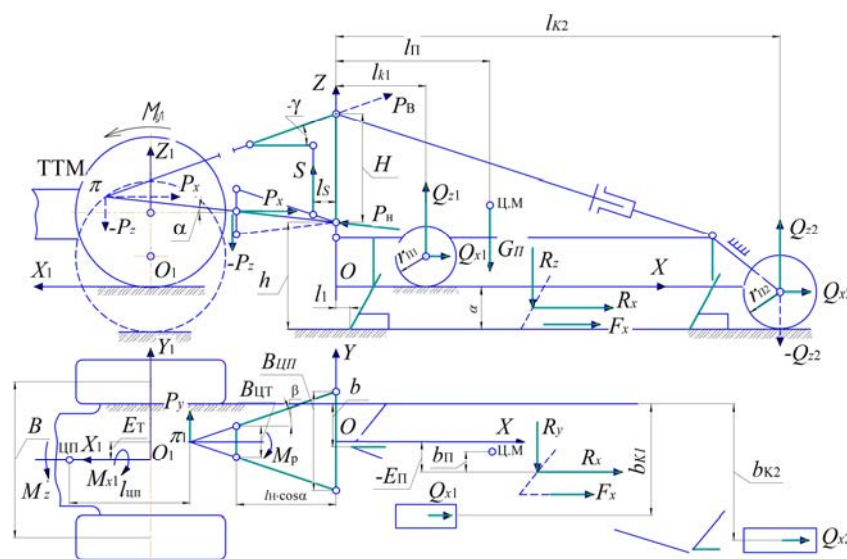


Рис. 3. Розрахункова схема напівнавісного орного агрегату МЕЗ + ПЛН-6/7-35 (рух по борозні)

На рисунках 2 і 3: ПЛН-5-35 — плуг навісний 5-ти корпусний з шириною захвата одного корпуса 35см; ПЛН-6/7-35 — плуг навісний 6...7 корпусний з шириною захвата одного корпуса 35см; P_B — осьове зусилля у верхній тязі навіски, Н ($P_B > 0$ — при розтягу тяги); Q_{z1} і Q_{x1} — вертикальна і горизонтальна складові реакції ґрунту на колеса плуга, причому $Q_{x1} = \mu \cdot Q_{z1}$, кН (μ — коефіцієнт опору кочення); M_{x1} — момент сил P_Y і P_Z , прикладений до остову тягово-технологічного модуля (ТТМ) в поперечно-вертикальній площині відносно осі O_1X_1 , Н·м; M_{y1} — момент сил P_X і P_Y , який перекидає тягово-технологічний модуль (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_1Y_1 , Н·м; h — висота осі підвісу плуга відносно підшов корпусів, м; H — висота стійки навіски плуга, м.

Функціональна схема моделі, яка є загальною для начіпних та напівначіпних орних агрегатів на базі МЕЗ включає вихідні параметри плуга: 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 агрегата. При цьому результуюча опору шару, яка прикладена до “середнього” корпусу,

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

де b — ширина захвата корпусу, м;
 n — кількість корпусів плуга, шт.

Вихідними параметрами моделі плуга, такими, що підлягають визначенню, є опорні реакції осевих зусиль у нижній тязі навіски P_H , P_B , Q_{Z1} , вертикальних складових реакції ґрунту на колеса плуга Q_{Z2} , моментів в розкосах ТТМ M_P і результуючих бокових реакцій стінки борозни на польові дошки F_Y . Параметрами управління моделлю використовувались: зміщення лінії дії тягового опору відносно поздовжньої осі МЕЗ E_n , h , відстань між точками навіски та центром регульовального колеса l_{k1} , зусилля в розкосах S , відстань між точками правого та лівого бортів $B_{ЦП}$ і коефіцієнт k_6 , який визначає спосіб руху МЕЗ правими колесами — по полю ($k_6=1$) чи по борозні ($k_6=0,5$).

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

$$k_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta}{0,5 \cdot B_{ЦП} \cdot k_5 \cdot \operatorname{tg} \beta},$$

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

де m — відстань між корпусами плуга в поздовжньому напрямку, м;

l_1 — мінімальна відстань між точкою заглиблення лемеха плуга та точкою навіски, м.

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

Коефіцієнт $k_2=1$ при навантаженні верхньої тяги і $k_2=0$ — при розвантаженні її; $k_3=1$ 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.

Для знаходження шести невідомих P_H , P_B , Q_{Z1} , Q_{Z2} , M_P і F_Y необхідно скласти п'ять рівнянь рівноваги плуга ($\Sigma P_{ix} = 0$; $\Sigma P_{iy} = 0$; $\Sigma P_{iz} = 0$; $\Sigma M_{ix} = 0$; $\Sigma M_{iy} = 0$), тому що P_B і Q_{Z2} взаємно виключають один одного.

Якщо прийняти коефіцієнти опору коченню опорних коліс плуга μ таким, що дорівнює 0,25 [3], коефіцієнт тертя пари ґрунт-сталь $f = 0,5$, коефіцієнт пропорціональності

$n' = \frac{R_Y}{R_X} = 0,33$, вертикальні координати прикладання сил R_{XY} і F_{XY} — такими, що дорівнюють

$0,5\alpha$ і $0,75\alpha$, відповідно. Якщо знизити розряд системи за рахунок підстановки F_Y з рівняння $\Sigma P_{iy}=0$ в останні рівняння, то після деяких перетворень систему рівнянь можна представити в кінцевому вигляді, зручному для розв'язання,

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

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

$$P_H(h - a + 0,375 \cdot a \cdot E_n \cdot k_1) \cos \alpha + P_B \cdot k_2 (H + h - a) \cos \gamma + Q_{Z1}(l_{k1} - 0,25 \cdot r_{\text{III}}) + \\ + Q_{Z2} \cdot k_3 (l_{k2} - 0,25 \cdot r_{\text{II2}} + 0,25 \cdot a \cdot k_4) = G_{\text{II}} \cdot l_{\text{II}} + S \cdot l_s + 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k (c \cdot k_5 - 0,624 \cdot a); \\ P_H \cdot E_n [k_1 \cdot 0,5 \cdot B_{\text{III}} \cdot \text{ctg} \beta \cdot \sin \alpha + k_1 (h - 0,25 \cdot a) \cos \alpha] - Q_{Z1}(b_{k1} - E_n \cdot 0,5 \cdot n \cdot b) - \\ - Q_{Z2} \cdot k_3 (b_{k2} - E_n \cdot 0,5 \cdot n \cdot b) + M_p = 10^{-6} \cdot a \cdot b \cdot n \cdot k (c \cdot E_n - 0,082 \cdot a) + G_{\text{II}} (E_n - b_n),$$

де G_{II} — сила ваги плуга, кН;

l_s — відстань між нижніми точками навіски та точками прикладення зусилля в розкосах, 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 регулювального 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.

Кути нахилу тяг стосовно МЕЗ α, γ, β , град, визначалися за такими виразами

$$\alpha = \arctg \frac{460 + k_6 \cdot a \cdot h}{l_H \cdot \cos \beta}; \quad \gamma = \arctg \frac{1110 + k_6 \cdot a - h \cdot H}{l_H \cdot \cos \beta - 55}; \quad \beta = \arctg \frac{0,5(B_{\text{III}} - B_{\text{II2}})}{l_H},$$

де l_H — осьова довжина нижніх тяг навіски, м.

Горизонтальна складова P_X тягового опору плуга P визначається як

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

Бокова складова тягового опору плуга

$$P_Y = P_H \cdot E_n \cdot k_1 \cdot \cos \alpha.$$

Вертикальне навантаження P_Z на ТТМ складає величину

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

де $P_Z < 0$ — при довантаженні ТТМ.

Результуюча бокових реакцій стінки борозни на польові дошки

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

Одночасно з наявністю 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

$$M_{X1} = P_Z \cdot E_T - P_Y \cdot Z_{\pi1},$$

де $Z_{\pi1} = h - a + \frac{0,5 \cdot B_{\text{III}} \cdot \sin \alpha}{\text{tg} \beta}.$

У поздовжньо-вертикальній площині $Y_1O_1Z_1$ на остов ТТМ діє друга складова головного моменту — момент M_{Y1} від сил P_Z і P_Y

$$M_{Y1} = P_Z (X_{\pi} + l_M + l_H \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha) - P_X \cdot Z_{\pi}, \text{ при } k_2=1$$

$$\text{і } M_{Y1} = P_Z \cdot L_M - P_X \cdot C, \text{ при } k_2=0,$$

де l_M — поздовжня відстань між віссю коліс ТТМ і віссю задніх коліс енергетичного засобу(ЕЗ), м;

L_M — відстань між осями ЕЗ і ТТМ, м;

X_π, X_{π_1} — відстань між полюсом π та π_1 і центром ваги в напрямку поздовжньої осі ТТМ відповідно, м;

Z_π — відстань між полюсом π та центром ваги в вертикальній площині, яка проходить через поздовжню вісь ТТМ, м;

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

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

$$M_{Z1} = P_Y (X_{\pi_1} + l_M + l_H \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha) - P_X \cdot E_T.$$

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

$$M'_Z = P_Y \cdot l_{\text{ЦП}} - P_X \cdot E_T,$$

де $l_{\text{ЦП}}$ — відстань від полюса π_1 до точки приєднання ТТМ до ЕЗ в горизонтальній площині, $l_{\text{ЦП}} > 0$, якщо центр повороту знаходиться попереду полюса π_1 , м;

E_T — відстань між полюсом π_1 (через який проходить лінія напрямку дії тягового опору) та поздовжньою віссю ЕЗ, м.

Розрахунковим шляхом встановлено, що при заблокованому вертикальному шарнірі з урахуванням розподілу вертикального навантаження по всіх колесах МЕЗ та при однакових для всіх коліс коефіцієнтах тертя об ґрунт 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 $l_{\text{ЦП}} \approx 0$. Конструкція навіски ТТМ — МЕЗ дозволяє мати тільки триточкове налаштування, а тому при зміщенні $E_T = 0$ обертовий момент M'_Z теж дорівнює нулю.

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

На розрахунковій схемі навантаження коліс МЕЗ (рис. 4) показані: загальна реакція на передні колеса енергомодуля R_1, R_4 , на задні колеса R_2, R_5 ; сумарна реакція на ліве і праве колеса ТТМ R_3, R_6 ; сила ваги ТТМ G_M , і трактора G_T ; реактивні моменти, прикладені до остовів ТТЗ і ТТМ M_T і M_M ; дотичні сили тяги коліс, необхідні для подолання “гакового” навантаження МЕЗ $P_{K1...6}$; вертикальна реакція на ТТМ зі сторони ТТЗ в полюсі чотириланкової навіски R_C .

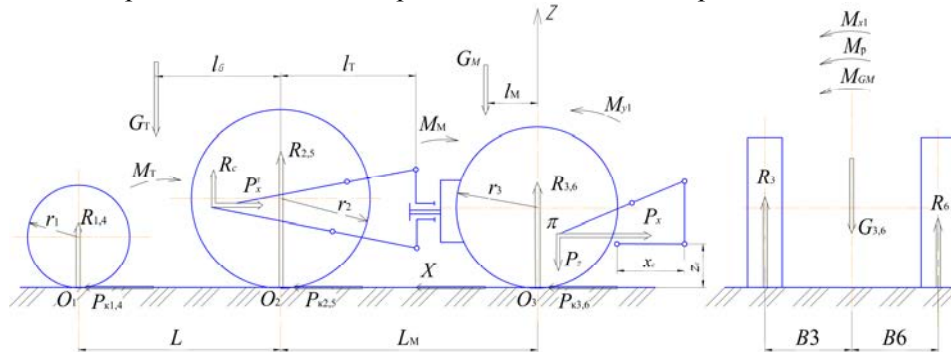


Рис. 4. Розрахункова схема навантаження коліс МЕЗ на оранці

З метою спрощення розрахунків в 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 з викладеним 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 — радіуси кочення передніх, задніх коліс МЕЗ та коліс ТТМ відповідно, м.

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

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

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

$$\Sigma G_i = G_T + G_M - P_Z. \quad (1)$$

Опорні реакції R_3 , R_6 і R_C технологічного модуля визначаються за рівнянням рівноваги діючих сил на ТТМ

$$\Sigma P_{iz} = 0; \quad R_C + R_{3,6} - G_M + P_Z = 0; \quad (2)$$

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

де X_C і Z_C — поздовжня і вертикальна координати полюса чотириточкової навіски ТТЗ модуля енергетичного засобу згідно з віссю підвісу ТТМ і відносно ґрунту, м;

l_T — відстань між осями рушіїв МЕЗ та осі підвісу ТТМ, м;

P_X^T — тягове зусилля ТТЗ, кН

$$P_X^T = \frac{(G_T + R_C)}{\Sigma G_i} \cdot P_X. \quad (3)$$

Після розв'язання системи рівнянь (1), (2) і (3) отримається рівняння вертикальної реакції на ТТМ зі сторони ТТЗ в полюсі чотириланкової навіски

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

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

$$\begin{aligned} \Sigma P_{iz} &= 0 & R_3 + R_6 - G_{3,6} &= 0; \\ \Sigma M_{io3} &= 0 & M_{X1} + M_P + M_{GM} + R_6 (B_3 + B_6) - G_{3,6} \cdot B_3 &= 0, \end{aligned} \quad (4)$$

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 в поздовжньо-вертикальній площині симетрії (у випадку $M_{GM} > 0$, тоді напрямок дії моменту проти годинникової стрілки), Н·м.

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

Після розв'язання системи рівнянь (4)

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

Для знаходження реакцій на осях ТТМ складаються два рівняння рівноваги

$$R_{1,4} + R_{2,5} - G_T - R_C = 0,$$

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

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 рівнянь

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

де L — база ТТЗ, м;

l_G — поздовжня координата центра мас ТТЗ, м.

Якщо врахувати, що на ТТЗ в складі МЕЗ завдяки наявності горизонтального шарніра з'єднання модулів 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.

В результаті розрахунків на базі трактора Т-142 (РУСЬ) + ТТМ + плуга загального призначення був скомпонований МЕЗ, який пройшов успішні випробування на оранці (рис. 5).



Рис. 5. ТТЗ з ТТМ і плугом загального призначення

З викладеного можна зробити висновки:

Розроблено фізико-математичну модель ТТЗ, ТТМ та приєднаного робочого знаряддя і виявлено вплив навантаження силових чинників на геометричні показники скомпонованого агрегата.

Встановлено геометричні параметри приєднання ТТМ до МЕЗ для запобігання розвороту скомпонованого агрегата з робочим знаряддям.

Література

1. Про систему інженерно-технічного забезпечення агропромислового комплексу України: Закон України від 05.10.2006, № 229-V // Відом. Верх. Ради України (ВВР). — 2006. — № 47. — С. 464.
2. Петров, Л.М. Теорія колісного рушія для важких умов експлуатації / Л.М. Петров // Аграр. вісн. Причорномор'я: зб. наук. пр. — 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.

References

1. Pro systemu inzhenerno-tekhnichnoho zabezpechennia ahropromyslovoho kompleksu Ukrainy: Zakon Ukrainy vid 05.10.2006, # 229-V [On the System of Engineering and Technical Support of Agro-Industrial Complex of Ukraine: Law of Ukraine of 05.10.2006, № 229-V] // Inform. of Supreme Council of Ukraine. — 2006. — # 47 — Art. 464.
2. Petrov, L.N. Teoriia kolisnoho rushiia dlia vazhkykh umov ekspluatatsi [Theory of Wheeled Engine for Heavy Duty] / L. Petrov // Agrar. Bulletin. of the Black Sea Region: Coll. sci papers. — Odessa, 2009. — # 48. — pp. 33 — 40.
3. Goryachkin, V.P. Sobranie sochineniy [Collected Works] / V.P. Goryachkin: in 7 vol.; Vol.2. — Moscow, 1938. — 528 pp.

Рецензент д-р техн. наук проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Оробей В.Ф.

Надійшла до редакції 22 грудня 2011 р.