

Inspection of stationary and normality conditions of random process of resource change of main machine units for minimum quadratic error estimates when predicting their residual resource on results of diagnostics is given in paper.

Prediction, resource parametres, residual resource, statistical check, criteria of check.

УДК 631.171:519.87

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОЛЬОВОЇ ІНФОРМАЦІЙНОЇ МАШИНИ ІЗ СИСТЕМОЮ ТЕХНІЧНОГО ЗОРУ ПО НЕРІВНОСТЯМ ПОВЕРХНІ ПОЛЯ

О.О. Броварець, кандидат технічних наук

У статті наведена методика моделювання коливань польової інформаційної машини із системою технічного зору при русі по нерівностям поверхні поля. Встановлено ступінь впливу конструктивних параметрів, пружних та демпферних елементів підвіски польової інформаційної машини на стабілізацію системи технічного зору у відповідності вимогам.

Точне землеробство, коливання машини, система технічного зору, жорсткість підвіски.

Постановка проблеми. Просторові коливання польової інформаційної машини (ПІМ) із системою технічного зору, що виникають внаслідок руху по нерівностях поверхні поля, негативно впливають на якість моніторингу за допомогою технічного зору. Однак амплітуда та частота цих коливань залежать не тільки від рельєфу місцевості, а й від поступальної швидкості руху машини, розміщення робочого обладнання відносно опорних коліс, конструктивних параметрів машини та інше. Встановлено доцільність використання пружних та демпферних елементів підвіски ПІМ для стабілізації системи технічного зору, яка розміщена на машині.

Аналіз останніх досліджень. Для дослідження характеру коливань та вибору оптимальних конструктивних параметрів машини та елементів підіски, складаємо математичну модель. Отримані в ході моделювання диференціальні рівняння повинні містити в собі потрібні для цілої оцінки і розрахунків співвідношення

© О.О. Броварець, 2013

між конструктивними параметрами і жорсткістю та демпфіруванням шин та підвіскою машини.

Мета досліджень. Для дослідження характеру процесів, що протікають та вибору оптимальних параметрів роботи, конструктивних параметрів необхідно провести математичне моделювання руху польової інформаційної машини по нерівностям поверхні поля. складаємо математичну модель.

Результати досліджень. При побудові математичної моделі шасі для роботизованої польової системи використано методику [1, 2]. Рама шасі являє собою складну динамічну систему.

Враховуючи розміщення задньої підвіски шасі під кутом γ до робочої платформи маємо наступну схему шасі (рис. 1). Кут γ є функцією від переміщення відповідно лівого та правого заднього колеса f_{21}, f_{22} . Попередні дослідження показали, що зміна кута γ відбувається в межах від 40° до 44° , при переміщенні відповідного заднього колеса в межах від 0 до 0,10м. При складанні диференціальних рівнянь будемо мати систему нелінійних рівнянь, оскільки зміна величини кута γ залежить від переміщення заднього колеса (f_{21} та f_{22}). У першому наближенні вважаємо, що $\gamma = 42^\circ$, (середнє значення кута γ), на основі проведених досліджень було встановлено, що це дасть похибку вимірювань 2%, яка знаходиться в межах 5%, а пружну та демпферну силу відповідних коліс проектуємо на вертикальну вісь. Таким чином, у першому наближенні маємо лінійну систему, а розрахункова схема ПІМ для дослідження коливань зображена наступним чином (рис. 1).

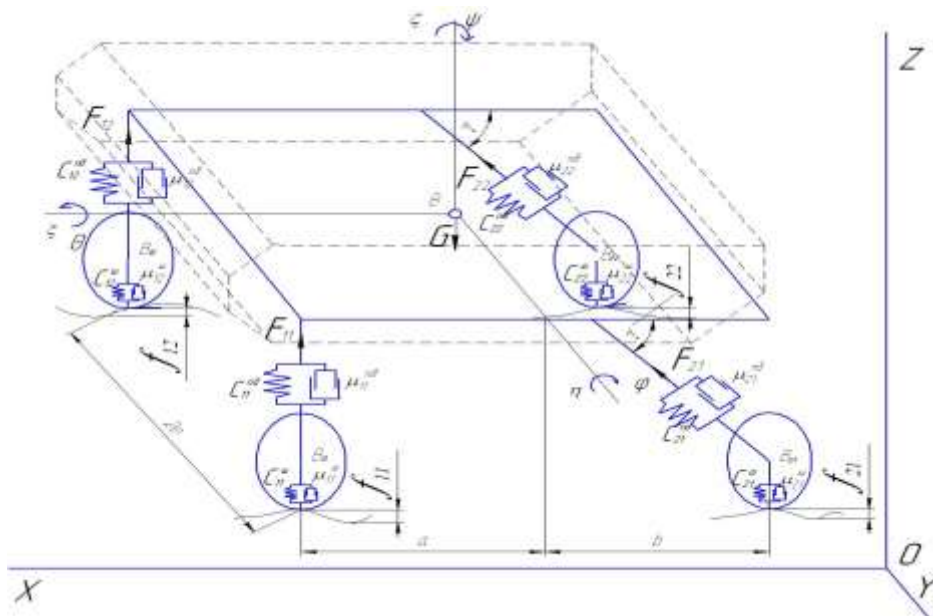


Рис. 1. Динамічна модель функціонування польової інформаційної машини.

Побудуємо математичну модель руху шасі. Віднесемо її до фіксованої в просторі системи нерухомих декартових координат $OXYZ$. Нехай при цьому площина OXZ буде перпендикулярною до поверхні поля. Корпус шасі (центр її мас B) віднесемо до рухомої системи декартових координат $B\xi\eta\zeta$ незмінно зв'язані з ним. При цьому вісь $B\xi$ збігається з повздовжньою віссю машини, вісь $B\eta$ – паралельна осі ведучих коліс (вліво за напрямком руху), а вісь $B\zeta$ – направлена вгору [2]. Позначимо координати центру мас шасі B в нерухомій системі координат $OXYZ$. Введемо такі позначення: AD – середина міжосьових відстаней відповідно між передніми веденими та задніми ведучими колесами; $L=(a+b)$ – повздовжня база машини; a – поперечна відстань від передніх коліс до центра мас B ; b – поперечна відстань від задніх коліс до центра мас B ; $2e$ – повздовжня відстань між осями поворотів керуючих коліс [2].

У вертикальній площині діють такі сили: $F_{11}, F_{12}, F_{21}, F_{22}$ – зусилля, що передаються на відповідні колеса та підвіску шасі. У центрі мас (B) прикладена сила тяжіння машини – G [2].

При русі по поверхні поля шасі здійснює кутові переміщення, які можна позначити: навколо осі $B\zeta$ – кут ψ (рискання), $B\eta$ – кут φ (деферент), $B\xi$ – кут θ (крен). Кутом ψ (рискання) нехтуємо, оскільки вважаємо, що система здійснює прямолінійні рухи. Лінійні рухи центра мас здійснюються вздовж відповідних осей нерухомої системи координат $OXYZ$. Таким чином, коливання у системі координат XYZ будуть визначатися переміщенням її центру мас B у вертикальній площині, вздовж осі OZ та кутовим переміщенням $\theta(t)$ (крен) у поперечній та $\varphi(t)$ (деферент) у поздовжній площині. Підрахунок крену (кут θ) та деференту (кут φ) зроблені від положення, при якому вибрані раніше системи нерухомих і рухомих координат були паралельні. Тобто в початковий момент часу, при $t=0, \varphi(t)=0, \theta(t)=0$ [2]. Вважаємо, що шасі здійснює прямолінійний рух, тобто переміщенням вздовж осі Y можна знехтувати, відповідно і швидкість руху $\dot{Y}=0$. Шасі здійснює переміщення вздовж осей X та Z , дослідження переміщення виконуємо на прикладі центру мас B , тоді поступальна швидкість руху шасі матиме вигляд $V_B = \sqrt{\dot{X}^2 + \dot{Z}^2}$ [2]. Для опису кінетичної енергії поданої системи попередньо була визначена орієнтовна маса машини ($M=100\hat{e}\hat{a}$) та проведений розрахунок координати центру мас шасі, де відбувається кріплення системи технічного зору. У поперечній площині центр мас знаходиться на відстані (рис.1) $e=0,45\text{ м}$, оскільки зусилля на кожне з привідних та керованих коліс розподіляється рівномірно між відповідними колесами, тобто $F_{11} = F_{12}, F_{21} = F_{22}$. У поздовжній площині

(рис. 1) центр мас знаходиться на відстані $a=0,40\text{ м}$, $b=0,60\text{ м}$. Якщо допустити, що в процесі руху шасі рухається по нерівностям поля, не заглиблюючись у ґрунт і не зминаючи його, то мають місце точкові контакти з поверхнею ґрунту f_{11} , f_{12} , f_{21} , f_{22} . Ці точкові контакти являють собою поточні значення висот нерівностей під відповідними колесами. Припускаємо, що шини коліс шасі подані у вигляді пружно-деформуючих елементів і мають постійний коефіцієнт жорсткості C_{ii}^{uu} і демпфірування μ_{ii}^{uu} . Кожний елемент підвіски має коефіцієнт жорсткості C_{ii}^{nd} і демпфірування μ_{ii}^{nd} . У другому наближенні дію пружного та демпферного елементів підвіски та шин відповідних коліс шасі замінимо одним значенням, а вагу колеса будемо враховувати у загальній масі. Дію пружних та демпферних елементів підвіски та шин шасі представимо їх пружнодеформуючими еквівалентами з коефіцієнтами жорсткості C_{ii} і демпфірування μ_{ii} [3, 4]:

$$C_{ii} = \frac{C_{ii}^{nd} \cdot C_{ii}^{uu}}{C_{ii}^{nd} + C_{ii}^{uu}}; \mu_{ii} = \frac{\mu_{ii}^{nd} \cdot \mu_{ii}^{uu}}{\mu_{ii}^{nd} + \mu_{ii}^{uu}}. \quad (1)$$

де C_{ii} – приведений коефіцієнт жорсткості відповідного елемента підвіски колеса шасі; μ_{ii} – приведений коефіцієнт демпфірування відповідного елемента підвіски колеса шасі; C_{ii}^{uu} – коефіцієнт жорсткості шин; μ_{ii}^{uu} – коефіцієнт в'язкого тертя в шині; C_{ii}^{nd} – коефіцієнт жорсткості пружин підвіски; μ_{ii}^{nd} – коефіцієнт демпфірування підвіски.

На основі проведеного попереднього статичного розрахунку, згідно відомої методики [4], з врахуванням ваги ($G=1000\text{ Н}$) та висоти нерівностей ($f=0,10\text{ м}$), встановлено оптимальну жорсткість

$$C = \frac{G}{f} = \frac{1000}{0,10} = 10000\text{ Н/м}.$$

Попередні розрахунки, згідно відомої методики [4], показали, що для системи вагою 100 кг при русі по нерівностям в діапазоні швидкостей від $2,0$ до $4,0\text{ м/с}$ та максимальною висотою нерівностей $0,10\text{ м}$, оптимальною є жорсткість в межах від 5000 Н/м до 15000 Н/м . Оскільки $F_{11} = F_{12} = F_{21} = F_{22} = 300\text{ Н}$, то прийнято, що $C_{11} = C_{12} = C_{21} = C_{22}$ і $\mu_{11} = \mu_{12} = \mu_{21} = \mu_{22}$.

Відповідно до методики, запропонованої в [2, 3], виразимо вертикальні складові сил, що діють у відповідних пружних та демпферних елементах підвіски шасі:

$$F_{ii} = F_{iic} + F_{iim}, \quad (2)$$

де $F_{iic} = C_{ii} \cdot \delta_{ii}$ – вертикальна складова сили, що пропорційна радіальній деформації підвіски δ_{ii} , Н; $F_{iim} = C_{ss} \cdot \dot{z}_{ss}$ – вертикальна складова сили, пропорційна швидкості радіальної деформації

підвіски деформації δ_{ii} , Н; $\delta_{ii}, \dot{\delta}_{ii}$ – відповідно радіальна деформація (м) та швидкість радіальної деформації підвіски та шин (м/с).

Для обчислення вказаних складових сил визначаємо також вертикальні координати точок переміщення відповідних елементів підвіски. Відповідно до рис. 1 і прийнятих раніше позначень координати дорівнюють [4]:

$$\begin{cases} Z_{11} = Z - l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot a - r_{11}; \\ Z_{12} = Z - l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a - r_{12}; \\ Z_{21} = Z - l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot b - r_{21}; \\ Z_{22} = Z - l_z + \Theta \cdot e + \varphi \cdot b - r_{22}. \end{cases} \quad (3)$$

де l_z – відстань від центру колеса до точки кріплення системи технічного зору по осі z , м.

Радіальна деформація шин та підвіски шасі визначається за залежністю:

$$\delta_{ii} = f_{ii} - Z_{ii}, \quad [M] \quad (4)$$

де f_{ii} – ордината висот нерівностей ґрунту під елементами відповідних коліс ходової системи, м; Z_{ii} – координата точок контакту рами пружними елементами, м.

Підставляючи значення виразів (3) та (4) у вираз (5), отримаємо значення вертикальних сил, що діють у шинах шасі та підвіски:

$$\begin{cases} F_{11} = C_{11} \cdot (f_{11} - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a) + \mu_{11} \cdot (\dot{f}_{11} - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi}); \\ F_{12} = C_{12} \cdot (f_{12} - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a) + \mu_{12} \cdot (\dot{f}_{12} - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi}); \\ F_{21} = C_{21} \cdot (f_{21} - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b) + \mu_{21} \cdot (\dot{f}_{21} - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi}) \cdot \sin \gamma; \\ F_{22} = C_{22} \cdot (f_{22} - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot b) + \mu_{22} \cdot (\dot{f}_{22} - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + b \cdot \dot{\varphi}) \cdot \sin \gamma. \end{cases} \quad (5)$$

Кінетичну енергію шасі, що рухається, обчислюємо за формулою

$$T = \frac{M \cdot V^2}{2} + \frac{I_{M\xi} \cdot \dot{\Theta}^2}{2} + \frac{I_{M\eta} \cdot \dot{\varphi}^2}{2}. \quad (6)$$

Оскільки визначено кінетичну енергію мас, що рухаються, то є можливість скласти вираз кінетичної енергії всієї досліджуваної системи. Він має вигляд:

$$T = \frac{M \cdot (\dot{X}^2 + \dot{Z}^2)}{2} + \frac{I_{M\xi} \cdot \dot{\Theta}^2}{2} + \frac{I_{M\eta} \cdot \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (7)$$

де $I_{M\xi}$ – момент інерції всієї машини відносно осі ξ ; $I_{M\eta}$ – момент інерції всієї машини відносно осі η ; M – маса шасі з колесами.

Користуючись рекомендаціями по динамічному моделюванню, запропонованими в роботах [1–4], для описання коливань ПІМ, є всі підстави скористатися рівнянням динаміки Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (8)$$

де T – кінетична енергія; Q_i – узагальнена сила; q_i – узагальнена координата.

Розглянута коливальна система може бути представлена як механічна система з трьома ступенями вільності і приведена до узагальнених координат [2]:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= Z \\ q_2 &= \varphi \\ q_3 &= \Theta \end{aligned} \right\} \cdot \quad (9)$$

Тоді маємо

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} &= Q_Z \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_\varphi \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Theta} &= Q_\Theta \end{aligned} \right\} \cdot \quad (10)$$

Для обчислення узагальнених сил системи складемо вираз елементарних робіт активних сил на шляху можливих переміщень [2, 3]. У результаті підстановки всіх визначених величин у рівняння (10) динаміки та виконання потрібних операцій диференціювання отримано систему диференціальних рівнянь переміщень шасі у вертикальній площині, деферент та крен:

$$\begin{aligned} \ddot{Z} \cdot M &= C_{11} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}\right)) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a + r_{11} \right) + \mu_{11} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}\right) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi} \right) + \\ &+ C_{12} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}\right)) - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a + r_{12} \right) + \mu_{12} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}\right) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi} \right) + \\ &+ (C_{21} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}\right)) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{21} \right) + \mu_{21} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}\right) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right)) \cdot \sin \gamma + \\ &+ (C_{22} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}\right)) - Z + l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{22} \right) + \mu_{22} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}\right) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right)) \cdot \sin \gamma - G; \\ I_{M\varphi} \ddot{\varphi} &= \left[C_{22} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}\right)) - Z + l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{22} \right) + \mu_{22} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}\right) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot b \cdot \sin \gamma + \quad (11) \\ &+ \left[C_{21} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}\right)) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{21} \right) + \mu_{21} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}\right) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot b \cdot \sin \gamma - \\ &- \left[C_{11} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}\right)) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a + r_{11} \right) + \mu_{11} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}\right) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot a - \\ &- \left[C_{12} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}\right)) - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a + r_{12} \right) + \mu_{12} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}\right) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot a; \\ I_{M\Theta} \ddot{\Theta} &= \left[C_{12} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}\right)) - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a + r_{12} \right) + \mu_{12} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}\right) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e + \\ &+ \left[C_{22} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}\right)) - Z + l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{22} \right) + \mu_{22} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}\right) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e \cdot \sin \gamma - \\ &- \left[C_{11} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}\right)) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a + r_{11} \right) + \mu_{11} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}\right) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e - \\ &- \left[C_{21} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}\right)) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{21} \right) + \mu_{21} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}\right) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e \cdot \sin \gamma. \end{aligned}$$

Система диференціальних рівнянь (11) є розрахунковою математичною моделлю руху польової інформаційної машини із системою технічного зору по нерівностям поверхні поля і дає можливість спостерігати зміну вертикальних, повздовжніх та

поперечних коливань ПІМ при зміні швидкості руху та параметрів підвіски машини.

Далі нами визначено числові значення конструктивних і силових параметрів шасі. Одні з них були обчислені за робочим кресленням, другі – експериментально, а деякі розраховані на основі теоретичних передумов.

Для розв'язку рівнянь (11) були задані початкові умови для вихідних функцій $Z(t)$, $\Theta(t)$ та $\varphi(t)$. Вони будуть дорівнювати:

$$Z(0) = 0, \dot{Z}(0) = 0, \Theta(0) = 0, \dot{\Theta}(0) = 0, \varphi(0) = 0, \dot{\varphi}(0) = 0 \quad (12)$$

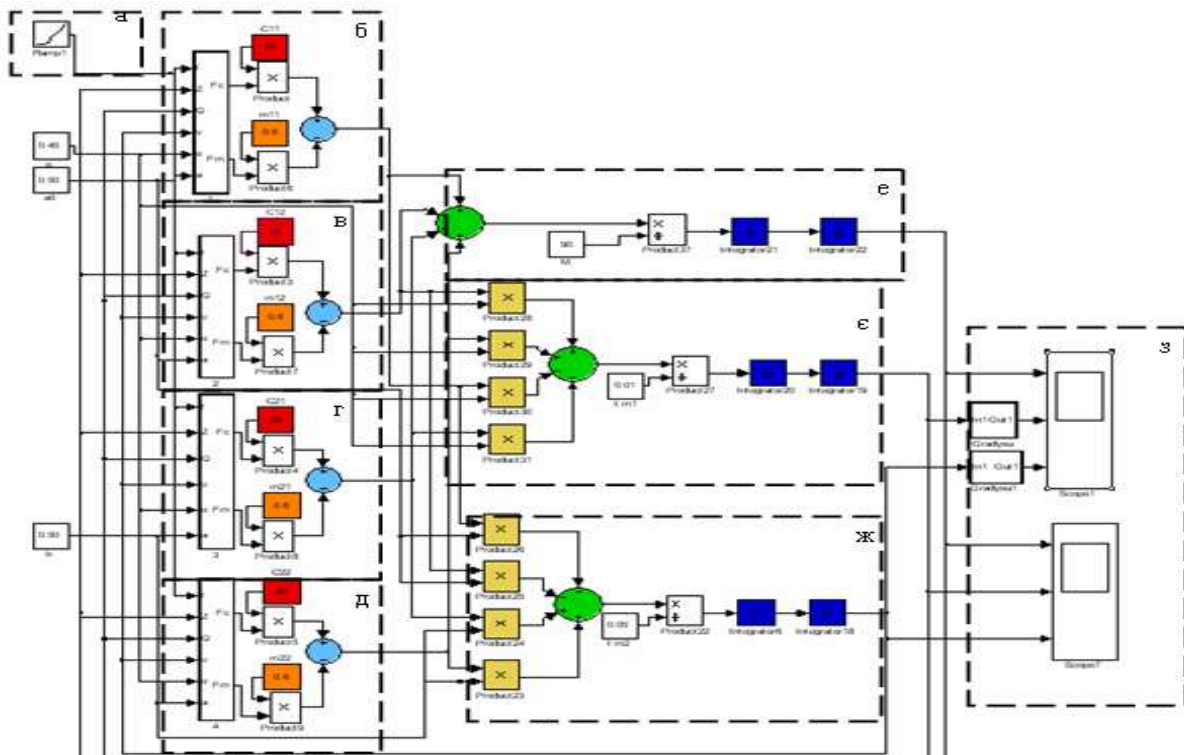


Рис. 2. Алгоритм змодельованого процесу в середовищі „Simulink” програмного продукту „Matlab V6.5”: а – блок параметрів переміщення; б – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 11 шасі; в – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 12 шасі; г – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 21 шасі; д – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 22 шасі; е – блок параметрів першого рівняння системи математичної моделі; є – блок параметрів другого рівняння системи математичної моделі; ж – блок параметрів третього рівняння системи математичної моделі; з – блок осцилографів (переміщення S ; вертикального переміщення Z , кутів θ та φ).

Чисельний розв'язок отриманих залежностей проводили із застосуванням програмного продукту „Matlab V6.5”, безпосередньо із застосуванням моделюючого підпаketу „Simulink”. Особливістю даного продукту є те, що підпаket дає можливість змоделювати, виявити та зафіксувати процеси, що протікають при русі шасі, залежно від коефіцієнтів жорсткості, демпферування підвіски та коліс та швидкості руху із безпосереднім контролем за перехідними режимами при використанні осцилографів, що включаються в математичну модель у будь-якому місці складеного алгоритму. Алгоритм розв'язку рівнянь (11) представлено на рис. 2.

Розв'язок рівнянь (11) для машини з параметрами $M = 100\text{кз}$, $\gamma = 42^\circ$, $I_\xi = 28,0\text{кз} \cdot \text{м}^2$, $I_\eta = 30,0\text{кз} \cdot \text{м}^2$, $L = 1,00\text{м}$, $a = 0,40\text{м}$, $b = 0,60\text{м}$, $e = 0,45\text{м}$ проводився із використанням програмного продукту „Matlab V6.5” та моделюючого підпаketу «Simulink». Чисельний розв'язок отриманих залежностей здійснюється за допомогою символічних блоків, що виконують математичні перетворення з підведеним до них сигналом. Для задання переміщення в часі використовуємо блок а, що під'єднується до блоків б, в, г, д, які імітують сили жорсткості та демпферування. Використання блока е, є, ж дозволяє за допомогою осцилографів з відслідковувати та описувати процеси, що протікають при русі шасі. Результати досліджень представлені у табл. 1.

1. Результати впливу жорсткості C та демпфірування μ підвіски на амплітуду та швидкості вертикальних переміщень $Z(t)$, повздовжніх $\theta(t)$ та поперечних $\varphi(t)$ коливання ПІМ при теоретичному розрахунку з різними швидкостями руху по різних агрофонам.

Швидкість руху, м/с	Тип підвіски								
	Підвіска 1 $C = 5000 \frac{H}{м}, \mu = 75 \frac{H \cdot c}{м}$			Підвіска 2 $C = 10000 \frac{H}{м}, \mu = 150 \frac{H \cdot c}{м}$			Підвіска 3 $C = 15000 \frac{H}{м}, \mu = 270 \frac{H \cdot c}{м}$		
	Агрофони								
	Клас 1	Клас 2	Клас 3	Клас 1	Клас 2	Клас 3	Клас 1	Клас 2	Клас 3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2,0	$Z = 0,035\text{м}$	$Z = 0,036\text{м}$	$Z = 0,049\text{м}$	$Z = 0,010\text{м}$	$Z = 0,018\text{м}$	$Z = 0,030\text{м}$	$Z = 0,037\text{м}$	$Z = 0,056\text{м}$	$Z = 0,072\text{м}$
	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,04$	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,10$
	$\Theta = 0,03$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,02$	$\Theta = 0,03$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,09$	$\Theta = 0,11$
	$\dot{Z} = 0,060 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,070 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,040 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,060 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,070 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,090 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,090 \frac{м}{с}$
	$\dot{\varphi} = 0,022 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,023 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,025 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,010 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,020 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,024 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,026 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,028 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,030 \frac{рад}{с}$
	$\dot{\Theta} = 0,038 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,020 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,030 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,050 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,050 \frac{рад}{с}$

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3,0	$Z = 0,035_m$	$Z = 0,037_m$	$Z = 0,060_m$	$Z = 0,012_m$	$Z = 0,024_m$	$Z = 0,035_m$	$Z = 0,035_m$	$Z = 0,071_m$	$Z = 0,082_m$
	$\varphi = 0,06$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,04$	$\varphi = 0,06$	$\varphi = 0,09$	$\varphi = 0,11$
	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,03$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,10$	$\Theta = 0,12$
	$\dot{Z} = 0,090 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,140 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,200 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,050 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,060 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,100 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,120 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,150 \frac{m}{c}$
	$\dot{\varphi} = 0,020 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,025 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,030 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,018 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,022 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,024 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,030 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,035 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,045 \frac{рад}{c}$
	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,054 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,034 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,037 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,050 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,055 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,060 \frac{рад}{c}$
4,0	$Z = 0,036_m$	$Z = 0,045_m$	$Z = 0,070_m$	$Z = 0,020_m$	$Z = 0,036_m$	$Z = 0,040_m$	$Z = 0,038_i$	$Z = 0,080_i$	$Z = 0,100_i$
	$\varphi = 0,06$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,09$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,08$	$\varphi = 0,12$
	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,10$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,09$	$\Theta = 0,13$
	$\dot{Z} = 0,030 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,047 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,075 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,060 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,090 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,490 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,840 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,900 \frac{m}{c}$
	$\dot{\varphi} = 0,056 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,078 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,115 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,026 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,028 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,028 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,090 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,110 \frac{рад}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,130 \frac{рад}{c}$
	$\dot{\Theta} = 0,064 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,080 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,110 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,044 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,048 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,110 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,140 \frac{рад}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,160 \frac{рад}{c}$

Таким чином, якість МС СГУ системою технічного зору визначається коливальним процесом ПІМ, на якій розміщується робоче обладнання та оцінюються зміною узагальнюючих координат вертикальних переміщень – $Z(t)$, повздовжніх коливань – $\varphi(t)$ та поперечних коливань – $\theta(t)$.

У відповідності вимогам, що висуваються до системи технічного зору, яка встановлена на ПІМ висуваються вимоги до:

– амплітуди – $z \leq 0,040_m$ та швидкості – $\dot{z} \leq 0,100_m/c$ вертикальних переміщень;

– амплітуди – $\varphi \leq 0,05$ та швидкості – $\dot{\varphi} \leq 0,03рад/c$ повздовжніх коливань;

– амплітуди – $\Theta \leq 0,06$ та швидкості – $\dot{\Theta} \leq 0,05рад/c$ поперечних коливань.

Теоретичними дослідженнями практично встановлено, що відхилення від цих вимог негативно впливає на якість моніторингу, достовірність отриманих даних та ускладнює дешифрування знімків.

Основним параметром, який визначає коливання центру мас шасі, є величина жорсткості та демпфірування шин коліс та підвіски ходової системи. Дослідження коливань проведено при усталеному русі ПІМ з різною швидкістю.

В ході досліджень було встановлено, що пружини підвіски жорсткістю $C \geq 15000 \frac{H}{m}$ та демпфірування $\alpha \geq 274 \frac{H \cdot c}{m}$ – не згладжують

нерівності в достатній мірі, а пружини жорсткістю менше $C \leq 5000 \frac{H}{m}$ та

демпфірування $\alpha \leq 75 \frac{H \cdot c}{m}$ – призводять до надлишкових коливальних процесів (м'яка підвіска).

Вимогам, які висуваються до коливань польової інформаційної машини при русі по агрофонам (клас 1, клас 2, клас 3) в діапазоні швидкостей від $V = 2,0 \text{ м/с}$ до $V = 4,0 \text{ м/с}$ відповідає підвіска типу 2 із такими значеннями конструктивних параметрів: $C = 10000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $\mu = 154 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$.

Висновок. На основі проведених досліджень встановлено, що коливання системи технічного зору, яка розміщена на ПІМ можна зменшити за рахунок оптимальних конструктивних параметрів (у відповідності агротехнічним вимогам $a = 0,60 \text{ м}$, $b = 0,40 \text{ м}$), пружних та демпферних елементів підвіски машини ($C = 10000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $\mu = 154 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$). Використання математичного моделювання дозволяє зменшити кількість експериментальних досліджень для пошуку оптимальних параметрів підвіски ПІМ для стабілізації системи технічного зору у відповідності вимогам.

Список літератури

1. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирующих механических систем (машин и машинных агрегатов) : уч. пособие / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К.: Изд-во УСХА, 1980. – 130 с.
2. Булгаков В.М. Математична модель рух самохідної коренезбиральної машини по нерівностям поверхні ґрунту / Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Козібрда Я.І. // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 1997. – №2. – С. 27–36.
3. Ротенберг Р.Б. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода / Р.Б. Ротенберг // 3-е изд., перераб. и доп. – М.:Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Ротенберг Р.В. Теория подвески автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машгиз, 1951. – 214 с.
5. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / Под ред. А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

В статье приведенная методика моделирования колебаний полевой информационной машины с системой технического зрения при движении по неровностям поверхности поля. Установлена степень влияния конструктивных параметров, упругих и демпферных элементов подвески полевой информационной машины на стабилизацию системы технического зрения в соответствии требованиям.

Точное земледелие, колебание машины, система технического зрения, жесткость подвески.

In paper resulted method of design of vibrations of field informative machine with system of technical sight at motion to inequalities of

surface of field. The degree of influencing of structural parameters is set, resilient and damper elements of pendant of field informative machine on stabilization of system of technical sight in accordance to requirements.

Exact agriculture, oscillation of machine, system of technical sight, inflexibility of pendant.

УДК 620:95

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМОЇ ПОТУЖНОСТІ ПЕРЕМІШУВАННЯ БІОМАСИ В ОБЕРТОВОМУ РЕАКТОРІ

***Г.А. Голуб, доктор технічних наук
О.В. Дубровіна, В.В. Чуба, М.Ю. Павленко, інженери***

Приведено експериментальні залежності для визначення питомої енергоємності перемішування біомаси в обертовому реакторі.

Реактор, біомаса, біогаз, перемішування, потужність.

Постановка проблеми. Підвищення енергетичної ефективності біогазових установок є одним із головних напрямків покращення технологічного процесу виробництва біогазу, а тому обґрунтування методів визначення питомої потужності та енергетичних параметрів експлуатації біогазових установок потребує постійного удосконалення.

Аналіз останніх досліджень. Експлуатація біогазових установок показала, що сприяння контакту анаеробних бактерій із біомасою субстрату забезпечується за рахунок перемішування субстрату, однак при цьому інтенсивного перемішування слід уникати, оскільки це може призвести до припинення анаеробного зброджування за рахунок порушення симбіозу ацетогенних та метаногенних бактерій. На практиці компроміс досягається за рахунок повільного обертання мішалок або їх роботи упродовж короткого часу [1]. У той же час, досвід експлуатації реакторів біогазових установок показав, що практично неможливо усунути розшарування біомаси в реакторі на мінеральний осад та органічну плаваючу біомасу, що вказує на недоліки в роботі систем перемішування біомаси [2, 3].

Нами розроблено ряд запатентованих технічних рішень, які дозволяють у значній мірі усунути розшарування біомаси за рахунок

© Г.А. Голуб, О.В. Дубровіна, В.В. Чуба, М.Ю. Павленко, 2013