УДК 631.37+631.3.004.65

ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МОДУЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ КЛАСУ 1,4-3 У ПОЗДОВЖНЬО-ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ

Кюрчев В.М., к.т.н., проф.,
Кувачов В.П., інженер.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-12-65

Анотація – В роботі досліджено та проаналізовано коливальний рух МЕЗ класу 1,4-3 в складі МТА у поздовжньо-вертикальній площині. Складено математичну модель динаміки його руху в диференціальній та операторній формі запису. Побудовані амплітудно-частотні характеристики переміщень та прискорень коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ. Знайдено умови, що забезпечать підвищення його плавності руху.

Ключові слова – модульний енергетичний засіб, коливання, теоретичне моделювання, в’язке демпфірування, дроселювання.

Постановка проблеми. В Таврійському державному агротехнологічному університеті досліджуються комплекси машин на основі нових модульних енергетичних засобів (МЕЗ) класу 1,4-3 в умовах півдня України. При цьому піднята проблема незадовільності їх плавності руху [1]. Оскільки, більшість серійних марок тракторів МТЗ, ЮМЗ, ХТЗ класу 1,4 не підресорені. Основними пристроями, що захищають їх від динамічних впливів нерівностей профілю агрофонів є тільки шини. Що приводить до високої амплітуди поступальних вертикальних коливань (підскакування) мостів модулів МЕЗ [1].

Рух МЕЗ у вертикальній площині безпосередньо пов’язано з цілою низкою експлуатаційних показників, які визначають в остаточному підсумку продуктивність роботи, питомі витрати палива, матеріальні витрати і трудомісткість виконання агротехнічних операцій.

У зв’язку з тим нагальною є проблема штучного підвищення плавності руху МЕЗ класу 1,4-3, а також дослідження динаміки його плоско паралельного руху у поздовжньо-вертикальній площині в результаті демпфірування коливань.

Аналіз останніх досліджень. Багато уваги вітчизняні та зарубіжні вчені присвятили плавності руху мобільних енергетичних, транспортних засобів та МТА, з метою покращання їх динамічних характеристик. Аналізом результатів відомих досліджень встановлено, що на відміну від недавнього минулого, коли підвищення ефективності демпфірування в підвісці зв'язувалося з удосконалюванням її конструкції в цілому й окремих елементів зокрема, у теперішній час перспективним напрямком стало створення мікропроцесорних систем автоматичного керування підвіскою. У той же час стало очевидно, що такі підвіски не виправдали повною мірою пов'язаних з ними надій [2], оскільки запобігти виникненню негативних наслідків коливальних процесів можна лише шляхом установки в підвісці демпферувальних пристроїв з оптимальними для даної машини характеристиками. А сама реконструкція власної системи підресорювання енергетичних засобів класу 1,4 в напрямку створення пневматичних і гідропневматичних підвісок – річ складна і багатокоштовна.

Дослідження д.т.н., проф. В.Т. Надикто [3] були присвячені впливу на вертикальні коливання енергетичного модуля МЕЗ нахилу центральної та нижньої тяги його заднього навісного механізму, за допомогою яких приєднаний технологічний модуль, де отримані певні успіхи. Але значного підвищення плавності руху МЕЗ в складі МТА, із забезпеченням відповідної керованості та сталості його руху, тягово-енергетичних і функціональних характеристик - досягти такими прийомами неможливо.

Розглядаючи енергетичний і технологічний модулі МЕЗ класу 1,4-3, що зв'язані між собою тягами гідронавісного механізму, як динамічну систему, виходячи з теорії дискретних демпфіруючих пристроїв [4], а саме концепції в’язкого демпфірування, випливає, якщо змінювати "жорсткість" з’єднання технологічного модуля з енергетичним, за рахунок зміни величини дроселювання гідромагістралі, яка з’єднує одну із порожнин гідроциліндру навісного механізму енергетичного модуля з гідророзподільником його гідросистеми, то, через виникаючий при цьому вплив одного модуля на інший, зміниться поведінка всієї системи. І, в залежності від співвідношення приведених коефіцієнтів демпфірування шин коліс енергетичного і технологічного модулів МЕЗ можна визначити точку оптимального дроселювання гідромагістралі його гідросистеми, при якої дисперсія їх взаємних вертикальних коливань буде щонайменшою.

Формулювання цілей с т а т т і.

1. Встановити зв'язок між параметрами в’язкого демпфірування і ступенем дроселювання гідромагістралі гідросистеми навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.

2. Розробити математичну модель плоско-паралельного руху МЕЗ в складі МТА (на прикладі орного) у поздовжньо-вертикальній площині, як динамічну систему з в'язким демпфером і на її основі теоретично дослідити:

- вплив величини дроселювання гідромагістралі гідросистеми навісного механізму МЕЗ на характеристики вертикальних коливань його енергетичного модуля;

- вплив коливань тягового опору с.-г. знаряддя на характеристики вертикальних коливань енергетичного модуля МЕЗ для різної величини дроселювання гідромагістралі гідросистеми його навісного механізму.

Для проведення ґрунтовних аналітичних досліджень коливального руху МЕЗ класу 1,4-3 в складі МТА варто використати методи статистичної динаміки, які докладно викладені А.Б. Лур'є [5].

Основна частина. В якості об'єкту досліджень прийнято орний агрегат на основі МЕЗ універсально-просапного призначення тягового класу 1,4-3.

Під час робочого руху орного МТА на основі МЕЗ на енергетичний, технологічний модулі і плуг передаються поштовхи та удари, викликані нерівностями профілю поля, нерівномірністю тягового опору ґрунту тощо. В загальному випадку обидва модулі МЕЗ здійснюють при цьому поступальні вертикальні взаємозв'язані переміщення. Для побудови еквівалентної схеми доцільно та достатньо розглянути коливання плоскої фігури, що має форму бічної проекції орного агрегату на основі МЕЗ, в одній вертикальній площині, яка співпадає з повздовжньою площею симетрії модулів та плуга (рисунок 1).

Розрахункова динамічна модель МЕЗ в складі орного МТА для коливальної механічної системи енергетичного модуля має два ступеня вільності: вертикальне переміщення ($Z_т$) центру мас (т. $S_т$) та кутові коливання остова $\varphi_т$, а для коливальної системи енергетичного модуля – одна, це вертикальне переміщення (Z_3=$Z_м$) його центру мас (т. $S_м$). Тому, за узагальнені координати приймемо вертикальні переміщення Z_1, Z_2 та Z_3 мостів МЕЗ.

Загальний метод рішення задач динаміки коливальної механічної системи, що в даному випадку є остови енергетичного та технологічного модулів, представляє собою систему досить складних диференційних рівнянь сполучених на основі рівнянь Лагранжа другого роду. Для спрощення їх складання прийнято наступні положення та припущення: рух орного агрегату на основі МЕЗ приймається рівномірним і прямолінійним, а профіль опорної поверхні під колесами правого і лівого бортів МЕЗ – однаковим; колеса енергетичного і технологічного модулів МЕЗ під час переміщення по полю зберігають постійний контакт з поверхнею агрофону, яка представляє собою випадкову стаціонарну ергодичну функцію шляху; коливання тягового опору плуга не викликають суттєвого впливу на швидкість поступального переміщення агрегату, завдяки чому вона приймається постійною; кутовими коливаннями плугів можна знехтувати; коливання на сидінні і крутильні коливання трансмісії не оказують впливу на коливання остова енергетичного модуля; дроселювання гідромагістралі гідросистеми МЕЗ відтворює основні принципи концепції в’язкого демпфірування, в яких демпфіруюча сила пропорційна відносній швидкості; характеристики всіх пружних елементів лінійні, а саме коефіцієнти жорсткості і опору - постійні; при малих кутах $\varphi_т$ переміщення остова енергетичного модуля справедлива рівність $tg\varphi_т \approx \varphi_т$.

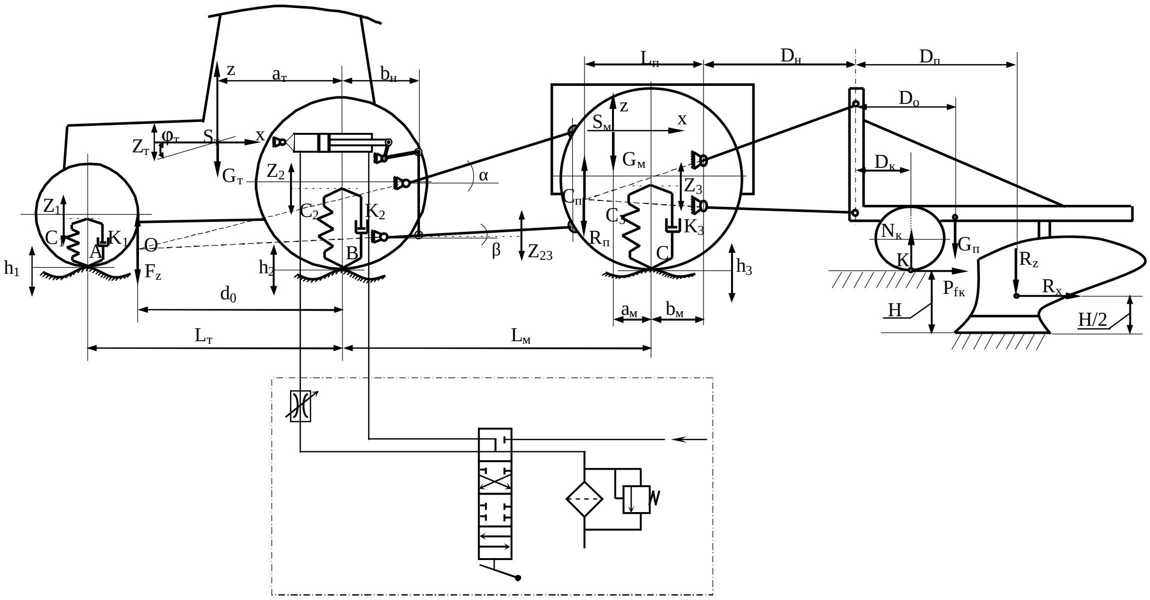
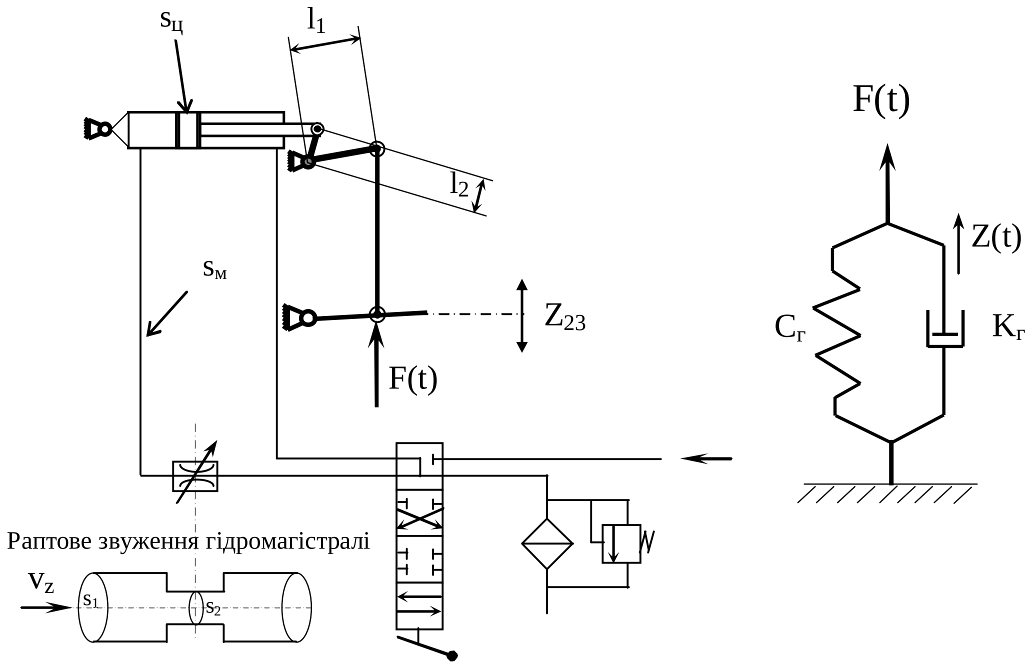


Рисунок 1. Розрахункова схема коливань орного агрегату на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині

Схематично функціонування гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ, у випадку вертикальних взаємозв’язаних переміщень його модулів, при дроселюванні гідромагістралі гідросистеми, можна представити у вигляді комбінації пружних і дисипативних сил. Спрощена модель такої коливальної механічної системи представлено на рисунку 2. Пружні елементи представлені пружиною з жорсткістю $C_г$, дисипативні - поршнем з коефіцієнтом опору $K_г$. При дії на систему збурюючої коливальної сили F(t) виникає переміщення Z(t).



а) б)

Рисунок 2. Схема функціонування гідронавісного механізму МЕЗ при дроселюванні гідромагістралі (а) і її еквівалентна схематична модель (б)

Робота, яку здійснює пружно-демпфіруюча сила основного гідроциліндру гідронавісного механізму МЕЗ витрачається на перетворення механічної енергії коливань, внаслідок в’язкого тертя в місці раптового звуження гідромагістралі (рисунок 2), у теплову з подальшим її розсіюванням в гідросистемі. Місцеві втрати напору при дроселюванні гідромагістралі відносять за рахунок кінетичної енергії. В такому випадку середня потужність, що витрачається дорівнює:

$$N_d = \frac{K_г \cdot \dot{Z}^2}{2} = \frac{\rho \cdot \zeta \cdot v_z^2 \cdot q_{s1}}{2}, \qquad (1)$$

де $K_Г$-коефіцієнт опору дисипативного елементу в’язкого демпферу;
V_Z – швидкість руху гідрорідини;
q_{s1} – витрата рідини через прохідний перетин S_1, $q_{s1} = S_м \cdot V_z$;
ζ - коефіцієнт місцевих втрат, який залежить від Ω – ступеню дроселювання [6] гідромагістралі гідросистеми МЕЗ, що добре апроксимується аналітично (R^2 = 0,9999);

$$\zeta = -2E\text{-}08\Omega^4 + 4E\text{-}06\Omega^3 - 0{,}0003\Omega^2 + 0{,}0172\Omega + 0{,}0002.$$

В кінцевому вигляді зв'язок величини дисипативного коефіцієнту опору $K_г$ з параметрами дроселювання гідромагістралі описується наступним рівнянням:

$$K_г = \dot{Z}_{23}\zeta \cdot \rho \cdot S_ц \cdot \frac{l_2}{l_1}, \qquad (2)$$

де Z_{23} –координата вертикального руху нижньої тяги навісного механізму МЕЗ (див. рисунок 2);

$S_ц$ - площа поршня гідроциліндра;

l_1, l_2 – конструктивні параметри гідронавісного механізму, природа яких зрозуміла з рисунку 2.

З рисунку 1 координата Z_{23} зв’язана з вертикальними переміщеннями Z_2 і Z_3 наступною залежністю:

$$Z_{23} = [Z_3 \cdot b_н – Z_2(L_м - b_н] / L_м .$$

Тому вираз (2) після диференціювання прийме вид:

$$K_г = \zeta \cdot \rho \cdot S_ц \cdot \frac{l_2}{l_1}\left[\dot{Z}_3 \frac{b_н}{L_м} - \dot{Z}_2 \frac{L_м - b_н}{L_м}\right]. \qquad (3)$$

Після складання виразів кінетичної (Т) та потенціальної (Е) енергії, дисипативних (Ф) та узагальнених (Q) сил, врахування сили $R_п$, яка діє збоку технологічного модуля на плуг і навпаки, і сили F_Z, яка діє на енергетичний модуль збоку технологічного та застосування формули Лагранжа, одержано математичну модель руху МЕЗ в складі МТА у поздовжньо-вертикальній площині у вигляді системи диференційних рівнянь (4):

$$\left.\begin{array}{l} A_{11} \cdot \ddot{Z}_1 + A_{12} \cdot \dot{Z}_1 + A_{13} \cdot Z_1 + A_{14} \cdot \ddot{Z}_2 = f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f'_{13} \cdot R_x + f_{14}; \\ A_{21} \cdot \ddot{Z}_2 + A_{22} \cdot \dot{Z}_2 + A_{23} \cdot Z_2 + A_{24} \cdot \ddot{Z}_1 = f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f'_{23} \cdot R_x + f_{24}; \\ A_{31} \cdot \ddot{Z}_3 + A_{32} \cdot \dot{Z}_3 + A_{33} \cdot Z_3 = f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f'_{33} \cdot R_x + f_{34}, \end{array}\right\} \qquad (4)$$

де $A_{11} = D_1 = [M_т \cdot a_т^2 + J_{тц}] / L_т^2$;

$A_{12} = K_1;$

$A_{13} = C_1;$

$A_{14}=D_2 = 2[M_т \cdot a_т \cdot (L_т – a_т)-J_{тц}] / L_т^2$;

$f_{11} = K_1;$

$f_{12} = C_1;$

$$f'_{13} = \frac{d_0(L_п - b_м)[0{,}5H - 0{,}2(D_п - D_к)]}{L_т(L_п + D_н + D_к)(L_м + d_0)};$$

$$f_{14} = \frac{d_0}{L_т(L_м + d_0)}\left[G_м(a_м - f_м r_{км}) - \frac{G_п(L_п - b_м)(D_0 - D_к)}{(L_п + D_н + D_к)}\right].$$

$A_{21} = D_3 = [M_т \cdot (L_т – a_т)^2 + J_{тц}] / L_т^2$;

$A_{22} = K_2;$

$$A_{23} = C_2;$$

$$A_{24} = D_2 = 2[M_т \cdot a_т \cdot (L_т - a_т) - J_{тц}] / L_т^2;$$

$$f_{21} = K_2;$$

$$f_{22} = C_2;$$

$$f'_{23} = \frac{(1 - d_0 / L_т)(L_п - b_м)[0,5H - 0,2(D_п - D_к)]}{(L_п + D_н + D_к)(L_м + d_0)};$$

$$f_{24} = \frac{(1 - d_0 / L_т)}{(L_м + d_0)}\left[G_м(a_м - f_м r_{км}) - \frac{G_п(L_п - b_м)(D_0 - D_к)}{(L_п + D_н + D_к)}\right].$$

$$A_{31} = M_м;$$

$$A_{32} = K_3;$$

$$A_{33} = C_з;$$

$$f_{31} = K_3;$$

$$f_{32} = C_3;$$

$$f'_{33} = \frac{[0,5H - 0,2(D_п - D_к)]}{L_п + D_н + D_к}\left[1 - \frac{L_п - b_м}{L_м + d_0}\right];$$

$$f_{34} = \frac{G_п(D_0 - D_к)}{L_п + D_н + D_к}\left[\frac{L_п - b_м}{L_м + d_0} - 1\right] - \frac{G_м(a_м - f_м r_{км})}{L_м + d_0}.$$

У системі рівнянь (4) $M_т$, $J_{тц}$ – маса і момент інерції енергетичного модуля у поздовжньо-вертикальній площині; $M_м$, $G_м$ – маса і сила ваги технологічного модуля; $G_п$ – сила ваги плуга; $f_м$, $r_{км}$ – коефіцієнт опору і радіус коченню коліс технологічного модуля; R_x – горизонтальна складова тягового опору плуга; де K_1, K_2, K_3 і C_1, C_2, C_3 – приведені коефіцієнти опору дисипативних елементів і пружних елементів до мостів енергетичного і технологічного модулів МЕЗ відповідно, вирази для яких мають вид:

$$K_1 = \frac{K_{ш1} \cdot K_г}{K_г + 2K_{ш1}(L_п + b_н)^2},$$

$$K_2 = \frac{K_{ш2} \cdot K_г}{K_г + 2K_{ш2} b_н^2},$$

$$K_3 = \frac{K_{ш3} \cdot K_г}{K_г + 2K_{ш3}(L_м - b_н)^2},$$

$$C_1 = \frac{C_{ш1} \cdot C_Г}{C_Г + 2C_{ш1}(L_п + b_н)^2},$$

$$C_2 = \frac{C_{ш2} \cdot C_Г}{C_Г + 2C_{ш2} \cdot b_н^2},$$

$$C_з = \frac{C_{ш3} \cdot C_Г}{C_Г + 2C_{ш3}\left(L_м - b_н\right)^2},$$

тут $K_{ш1}$, $K_{ш2}$, $K_{ш3}$ і $C_{ш1}$, $C_{ш2}$, $C_{ш2}$ – коефіцієнти опору і жорсткості шин коліс мостів енергетичного і технологічного модулів МЕЗ.

Природа інших конструктивних параметрів зрозуміла із рисунків 1 і 2.

Якщо в системі диференційних рівнянь (4) здійснити перетворення Лапласа, то отримаємо математичну модель динаміки його руху в операторній формі запису:

$$\left.\begin{array}{l} K_{11}\cdot Z_1(s)+K_{12}\cdot Z_2(s)+K_{13}\cdot Z_3(s)=F_{11}\cdot h_1(s)+F_{12}\cdot h_2(s)+F_{13}\cdot h_3(s)+F_{14}\cdot R_x(s)+F_{15}; \\ K_{21}\cdot Z_1(s)+K_{22}\cdot Z_2(s)\ K_{23}\cdot Z_3(s)=F_{21}\cdot h_1(s)+F_{22}\cdot h_2(s)+F_{23}\cdot h_3(s)+F_{24}\cdot R_x(s)+F_{25}; \\ K_{31}\cdot Z_1(s)+K_{32}\cdot Z_2(s)+K_{33}\cdot Z_3(s)=F_{31}\cdot h_1(s)+F_{32}\cdot h_2(s)+F_{33}\cdot h_3(s)+F_{34}\cdot R_x(s)+F_{35}, \end{array}\right\} (5)$$

де	$K_{11} = A_{11}\cdot s^2+A_{12}\cdot s+A_{13};$	$F_{11} = f_{11}\cdot s + f_{12};$
	$K_{12} = A_{14}\cdot s^2;$	$F_{12} = 0;$
	$K_{13} = 0;$	$F_{13} = 0;$
		$F_{14} = f'_{13};$
		$F_{15} = f_{14};$
	$K_{21} = A_{24}\cdot s^2;$	$F_{21} = 0;$
	$K_{22} = A_{21}\cdot s^2 +A_{22}\cdot s+A_{23};$	$F_{22} = f_{21}\cdot s + f_{22};$
	$K_{23} = 0;$	$F_{23} = 0;$
		$F_{24} = f'_{23};$
		$F_{25} = f_{24};$
	$K_{31} = 0;$	$F_{31} = 0;$
	$K_{32} = 0;$	$F_{32} = 0;$
	$K_{33} = A_{31}\cdot s^2+A_{32}\cdot s+A_{33};$	$F_{33} = f_{31}\cdot s +f_{32};$
		$F_{34} = f'_{33};$
		$F_{35} = f_{44};$

$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

Вхідними величинами в системі рівнянь (5) виступають висоти нерівностей під передніми колесами (h_1) і задніми (h_2) енергетичного та колесами (h_3) технологічного модулів, а також тяговий опір плуга (R_x). Вихідними параметрами є амплітуди переміщень коливань переднього (Z_1) і заднього (Z_2) мостів енергетичного модуля, та коливання остова технологічного модуля (Z_3).

В подальшому аналізі розглядали наступні передаткові функції:

- передаткову функцію по профілю шляху під задніми колесами енергетичного модуля відносно коливань його заднього мосту: $W_1(s)=D_{11}/D$;
- передаткову функцію по тяговому опору плуга відносно коливань заднього мосту енергетичного модуля: $W_2(s) = D_{12}/D$.

Вплив ступеню дроселювання гідромагістралі гідросистеми навісного механізму МЕЗ на характеристики вертикальних коливань його енергетичного модуля оцінювали за допомогою амплітудно-частотних характеристик переміщень та прискорень відпрацювання динамічною системою зовнішніх збурень.

Змінними були характеристики в'язкого демпферу, що досягається дроселюванням гідромагістралі гідросистеми МЕЗ. У процесі моделювання змінювали ступінь дроселювання гідромагістралі гідросистеми МЕЗ на Ω = 0…90%.

Розв'язання системи рівнянь (5) в операторній формі, після підстановки замість s величину i·ω (де i – мнима одиниця, $i^2 = -1$, а ω - частота збурюючого впливу) і відповідних перетворень дозволило одержати передатні функції $W(s)$, а потім і частотні характеристики переміщень $A_{Z_2/h_2}(\omega)$ (рисунок 3) та прискорень $A_{\ddot{Z}_2/h_2}(\omega)$ (рисунок 4).

Як показує аналіз математичної моделі (див. рисунок 3, 4) основний спектр вертикальних коливань МЕЗ сконцентрований в діапазоні частот 0...20 $с^{-1}$. З точки зору бажаності відпрацювання динамічною системою розглядуваного збурення збільшення ступеню дроселювання гідромагістралі гідросистеми МЕЗ взагалі є ефективним. Практична значимість представленої інформації говорить про те, що для характерного частотного діапазону коливань с.-г. фонів України, дроселювання гідромагістралі МЕЗ однозначно підвищує його плавність руху.

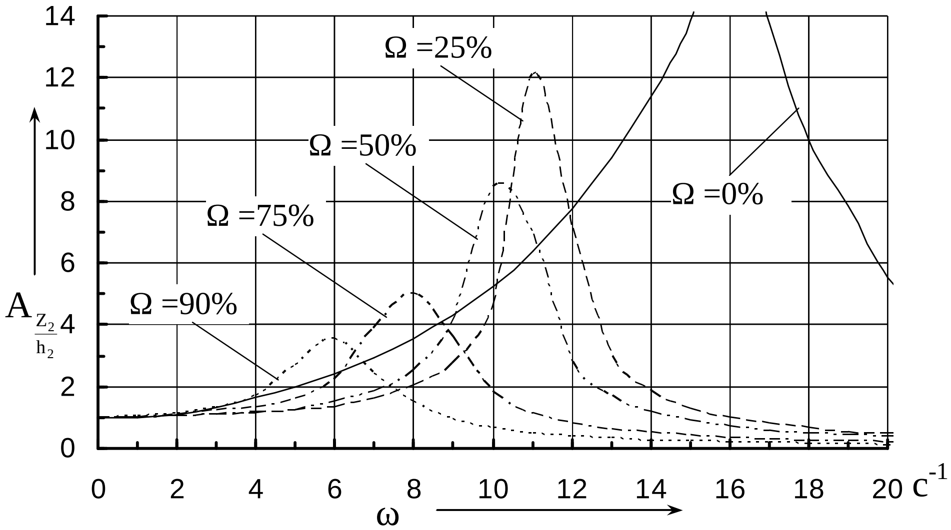


Рисунок 3. Амплітудно-частотні характеристики переміщень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху в результаті дроселювання гідромагістралі його гідросистеми на Ω =0…90%

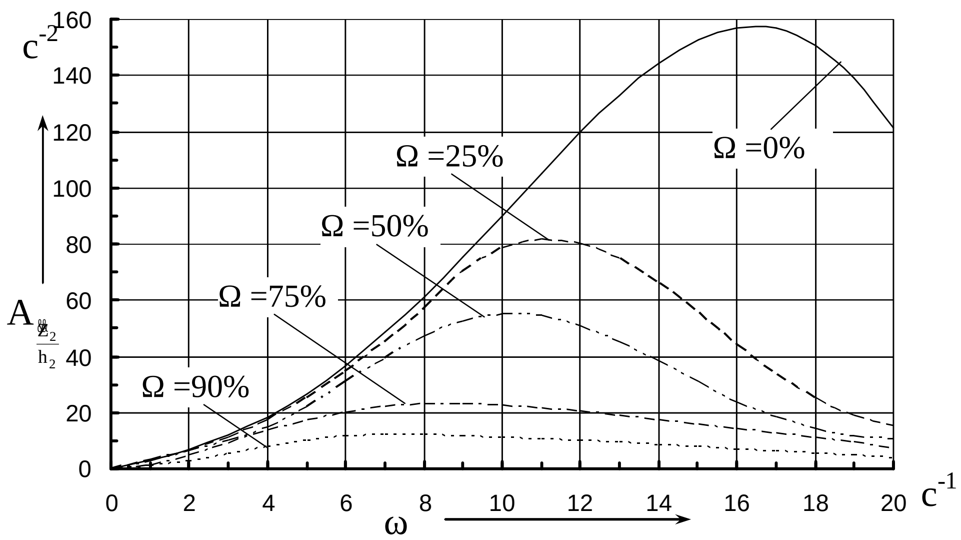


Рисунок 4. Амплітудно-частотні характеристики прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху в результаті дроселювання гідромагістралі його гідросистеми на Ω =0…90%

Загалом, із аналізу розрахункових амплітудно-частотних характеристик переміщень та прискорень заднього моста енергетичного модуля МЕЗ класу 1,4-3 (див. рисунок 3,4) слідує, що збільшення "жорсткості" з’єднання технологічного і енергетичного модулів зміщує частотні характеристики в область низьких частот, з одночасним зменшенням їх максимальних значень. Це дозволяє зменшити дисперсії віброприскорень взаємних вертикальних коливань енергетичного і технологічного модулів МЕЗ класу 1,4-3 дроселюванням гідромагістралі, яка з’єднує одну із порожнин гідроциліндру навісного механізму енергетичного модуля з гідророзподільником його гідросистеми.

Аналіз розрахованих амплітудно-частотних характеристик переміщень показує (рисунок 5), що коливання тягового опору плуга здійснюють значно менший вплив на плавність руху МЕЗ, ніж коливання поздовжнього профілю шляху. Зі збільшенням ступеню дроселювання гідромагістралі гідросистеми Ω - частотні характеристики опускаються з одночасним зміщенням їх максимумів у бік більш низьких частот, що є бажаним.

Експериментально встановлено, що діапазон середнє квадратичного відхилення тягового опору плуга в умовах лабораторно-польових досліджень становило ±2,23…3,98 кН. Значить, навіть на резонансній частоті 13 $с^{-1}$ (див. рисунок 5) середнє квадратичне відхилення вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ, викликаних випадковим характером зміни тягового опору знаряддя, слід очікувати на рівні всього ± 2,7…4,8 мм.

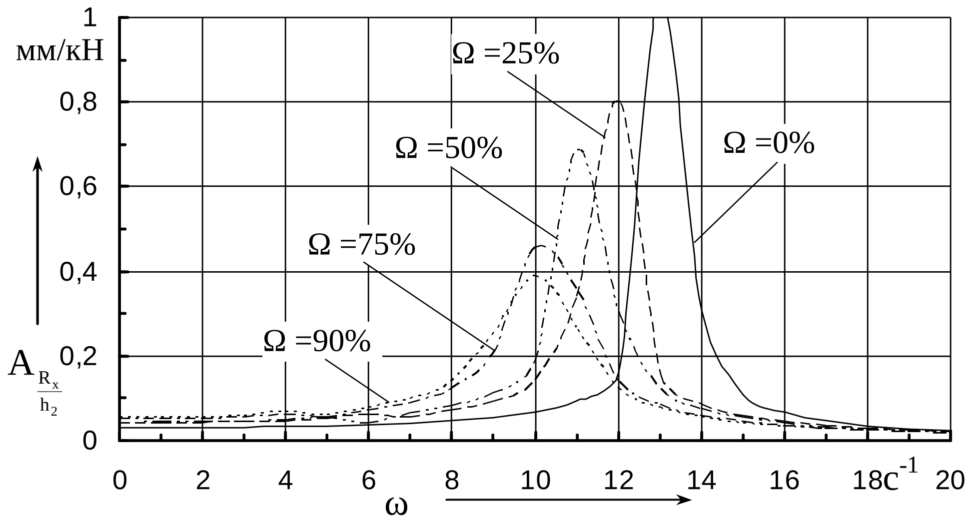


Рисунок 5. Амплітудно-частотні характеристики переміщень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань тягового опору плуга в результаті дроселювання гідромагістралі його гідросистеми на Ω = 0…90%

Висновки. В статті наведено теоретичне узагальнення і нове рішення наукової задачі демпфірування вертикальних коливань МЕЗ класу 1,4-3, за рахунок зміни "жорсткості" з’єднання технологічного модуля з енергетичним, що можна добитися дроселюванням гідромагістралі гідросистеми його навісного механізму, результатом чого є підвищення плавності його руху. За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Запропонована динамічна модель "енергетичний-технологічний модулі-с.-г. знаряддя" дозволяє досліджувати рух МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині, як складових динамічної системи з в’язким демпфіруванням. Використання динамічної моделі спрямовує на подальше розвинення ідеї використання керованої системи демпфірування самих коливань, але на новій теоретичній і технічній основі в напрямку створення динамічної системи в’язкого демпфера.

2. В результаті проведення аналітичних досліджень встановлено, що дисипативний коефіцієнт опору в’язкого демпферу $K_г$ в місці раптового звуження гідромагістралі гідросистеми МЕЗ, при її дроселюванні, прямо пропорційно залежить від коефіцієнту місцевих втрат напору ζ, і є нелінійною функцією її величини.

3. На підставі розробленої математичної моделі руху МЕЗ класу 1,4-3 в складі МТА у поздовжньо-вертикальній площині встановлено, що в основному спектрі частот 0...20 $с^{-1}$ його коливань, з точки зору бажаності відпрацювання динамічною системою збурення від нерівностей профілю агрофону і нерівномірністю тягового опору с.-г. знаряддя, збільшення ступеню дроселювання Ω гідромагістралі його гід-

росистеми взагалі є ефективним. Із збільшенням "жорсткості", саме ступеню дроселювання, з'єднання технологічного і енергетичного модулів частотні характеристики переміщень та прискорень зміщуються в область низьких частот, з одночасним зменшенням їх максимальних значень, що є бажаним.

4. Аналіз теоретичних і експериментальних частотних та спектральних характеристик показав, що коливання тягового опору плуга здійснюють значно менший вплив, а саме в 10 разів, на плавність руху МЕЗ класу 1,4-3, ніж коливання поздовжнього профілю шляху.

Література

1. Кувачов В.П. Підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на базі модульних енергетичних засобів перемінного тягового класу 1,4-3// Праці ТДАТА.- 2006.– Вип. 35. – С.79 – 84.
2. Керницький І.С. Науково-прикладні основи проектування та підвищення ефективності роботи пружних і демпфірувальних елементів систем підресорювання колісних машин: Автореф. дис. ... д.т.н./ Нац. унів. «Львівська політехніка». – Львів, 2001.- 36 с.
3. Надикто В.Т. Основи агрегатування модульних енергетичних засобів: Автореф. дис... д-ра техн. наук/ Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва УААН. — Глеваха, 2000. — 36 с.
4. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний: Пер. С англ. – М.: Мир, 1988.-448 с.
5. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов: Учебн. пособ. – Л.: Колос, 1979. – 376 с.
6. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 238 с.

THEORETICAL MODELING OF OSCILLATORY MOVEMENT OF A CLASS 1,4-3 IN A LONGITUDINAL-VERTICAL PLANE

V. Kurchev, V. Kuvachov

Summary

In work oscillatory movement of modular power means of a class 1,4-3 in structure of the machine tractor unit in a longitudinal-vertical plane is researched and analyzed. The mathematical model of dynamics of its movement in the differential and operational form of record is made. The constructed peak-frequency characteristics of moving and accelerations of fluctuations of the back bridge of the power module. It is found conditions which will provide increase of its smoothness of movement.