

Калінін Є.І.,  
Каденко В.С.,  
Петров Р.М.

Харківський національний технічний  
університет сільського господарства  
імені Петра Василенка  
E-mail: kalininhtush@gmail.com

ДО РОЗРАХУНКОВОГО ОБҐРУНТУВАННЯ  
ПАРАМЕТРІВ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ ТОРСІОННОЇ  
ПІДВІСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА КЛАСУ 3

УДК 378.096:629

Калінін Є.І., Каденко В.С., Петров Р.М. «До розрахункового обґрунтування параметрів індивідуальної торсіонної підвіски гусеничного трактора класу 3»

При вирішенні кола завдань, пов'язаних із забезпеченням комфортних умов праці оператора, зниженням динамічних навантажень в вузлах і системах трактора виникає необхідність в реалізації математичної моделі коливань остову гусеничного трактора. Викладено основні допущення, які приймаються при складанні математичної моделі вертикальних і поздовжньо-кутових коливань плоскої системи. До них відноситься і заміна реальних пружних елементів підвіски приведеними до осі ковзання пружних елементів з постійною жорсткістю. У зв'язку з цим прийняті допущення вносять похибку у результати розрахунків і імітаційних експериментів.

Метою даного дослідження є зіставлення результатів моделювання коливань остову трактора з пружними елементами постійної жорсткості і пружними елементами з навантажувальні характеристиками, отриманими в ході лабораторних випробувань.

**Ключові слова:** торсіонна підвіска, гусеничний трактор, плавність ходу, ходова частина, остов трактора, опорні катки, каретка.

Калинин Е.И., Каденко В.С., Петров Р.М. «К расчетному обоснованию параметров индивидуальной торсионной подвески гусеничного трактора класса 3»

При решении круга задач, связанных с обеспечением комфортных условий труда оператора, снижением динамических нагрузок в узлах и системах трактора возникает необходимость в реализации математической модели колебаний остова гусеничного трактора. Изложены основные допущения, которые принимаются при составлении математической модели вертикальных и продольно-угловых колебаний плоской системы. К ним относится и замена реальных упругих элементов подвески приведенными к оси катка упругими элементами с постоянной жесткостью. В связи с этим принимаемые допущения вносят погрешность в результаты расчетов и имитационных экспериментов.

Целью данного исследования является сопоставление результатов моделирования колебаний остова трактора с упругими элементами постоянной жесткости и упругими элементами с нагрузочными характеристиками, полученными в ходе лабораторных испытаний.

**Ключевые слова:** торсионная подвеска, гусеничный трактор, плавность хода, ходовая часть, остов трактора, опорные катки, каретка.

E. Kalinin, V. Kadenko, R. Petrov "To the calculation substantiation of parameters of an individual torsion suspension bracket of a caterpillar tractor of a class 3"

When solving a range of tasks related to ensuring comfortable working conditions for the operator, reducing dynamic loads in the nodes and systems of the tractor, it becomes necessary to implement a mathematical model of oscillations of the crawler tractor frame. The basic assumptions that are made when compiling a mathematical model of vertical and longitudinal-angular oscillations of a plane system are stated. These include the replacement of real elastic suspension elements by elastic elements with constant stiffness reduced to the roller axis. In this regard, the assumptions made introduce an error in the results of calculations and simulation experiments.

The purpose of this study is to compare the results of modeling the vibrations of the tractor frame with elastic elements of constant stiffness and elastic elements with load characteristics obtained during laboratory tests.

**Keywords:** torsion suspension, crawler tractor, smoothness, running gear, tractor frame, support rollers, carriage.

## Викладення основного матеріалу

Індивідуальна торсіонна підвіска була розглянута як один з можливих варіантів конструкції підвіски гусеничного трактора класу 3. Досліджувався вплив основних параметрів підвіски на показники плавності ходу з метою вибору їх раціональних значень. Параметри вибиралися так, щоб максимально зберегти взаємозамінність між розглянутою і існуючою балансирних конструкцій ходової частини.

Теоретичний аналіз коливань остову трактора проведено за наведеною схемою на рис. 1.

Тут прийняті позначення:

$C$  – довжина важеля,

$\alpha_{ct}$  – статистичний кут нахилу важеля до горизонталі,

$2l_3$  – відстань між опорними катками однієї каретки,

$l_1$  і  $l_2$  – відстань від центра ваги кістяка до центрів передньої і задньої кареток,

$K$  – жорсткість одного торсіонного вузла,

$\beta$  – коефіцієнт в'язкого тертя.

Жорсткість торсіонного вузла визначається в основному жорсткістю найбільш податливого елемента, яким зазвичай є торсіонний вал. Отримане значення жорсткості торсіонного вузла погоджувалося з переміщеннями.

Для спрощення завдання виходили з таких міркувань. При збереженні геометрії існуючого гусеничного обводу для трактора ХТЗ-181.22 конструктивно може бути  $\alpha < 0,3$  радіан. Оскільки в процесі коливань кут приймає тільки проміжні значення, то можна прийняти  $\sin \alpha = \alpha$  і  $\cos \alpha = 1$ . Тоді вираз 4 залежно від  $A$  має вигляд:

$$\alpha = \frac{\delta}{c \cdot \cos \alpha_{ct}} = A \cdot \delta, \quad (1)$$

$$A = \frac{1}{c \cdot \cos \alpha_{ct}}.$$

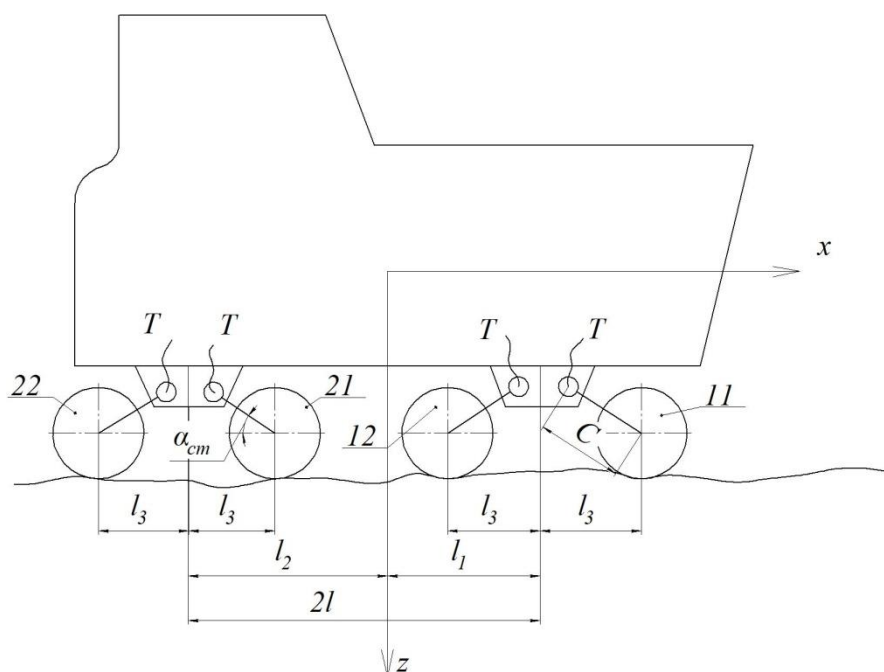


Рис.1. Теоретичний аналіз коливань кістяка трактора

де для першої каретки  $\delta_1 = z - l_1\varphi$ , а для другої  $\delta_2 = z + l_2\varphi$

де  $z$  – вертикальне переміщення центру ваги.

$\varphi$  – кут крену остова.

Отже,

$$\alpha_1 = A(z - l_1\varphi); \quad (2)$$

$$\alpha_2 = A(z + l_2\varphi).$$

Розглянуто вплив нерівності  $\eta_{ij}$  (рисунок 2). Індекси  $i$  і  $j$  вказують на номери кареток і опорних катків відповідно до рисунку 1.

Очевидно, як і раніше мають місце такі нерівності:

$$AA' = C \sin \alpha_{ct}; \quad A_1A'_1 = C \sin \alpha_{ct} - \eta_{11}.$$

З іншого боку  $A_1A'_1 = C \sin \alpha_1$ .

Аналогічно попередньому випадку маємо:

$$\alpha = \frac{\eta_{11}}{C \cdot \cos \alpha_{ct}} = A\eta_{11}. \quad (3)$$

Така ж залежність має місце і для інших опорних ковзанок.

Таким чином, при русі трактора по нерівності  $\eta_{ij}$  кути повороту відповідних важелів підвіски обчислюються за такими формулами:

$$\alpha_{11} = A(z - l_1\varphi - \eta_{11});$$

$$\alpha_{12} = A(z - l_1\varphi - \eta_{12}); \quad (4)$$

$$\alpha_{21} = A(z - l_2\varphi - \eta_{21});$$

$$\alpha_{22} = A(z - l_2\varphi - \eta_{22}). \quad (5)$$

Отримані залежності були використані при обчисленні потенційної енергії і функції розсіювання енергії системи.

Потенційна енергія визначена за виразом:

$$P = \frac{1}{2} 2K'[4q_1^2 + 2(l_1^2 + l_2^2)q_2^2 + 4(l_2 - l_1)q_1q_2 - 2(\eta_{11} + \eta_{12} + \eta_{21} + \eta_{22})q_1 -$$

$$- 2(l_2\eta_{21} + l_2\eta_{22} - l_1\eta_{11} - l_1\eta_{12})q_2 + \eta_{11}^2 + \eta_{12}^2 + \eta_{21}^2 + \eta_{22}^2] \quad (6)$$

а функція розсіювання вважалася пропорційної потенційної енергії системи:

$$R = \frac{1}{2} 2\beta'[4\dot{q}_1^2 + 2(l_1^2 + l_2^2)\dot{q}_2^2 + 4(l_2 - l_1)\dot{q}_1\dot{q}_2 - 2(\dot{\eta}_{11} + \dot{\eta}_{12} + \dot{\eta}_{21} + \dot{\eta}_{22})\dot{q}_1 -$$

$$- 2(l_2\dot{\eta}_{21} + l_2\dot{\eta}_{22} - l_1\dot{\eta}_{11} - l_1\dot{\eta}_{12})\dot{q}_2 + \dot{\eta}_{11}^2 + \dot{\eta}_{12}^2 + \dot{\eta}_{21}^2 + \dot{\eta}_{22}^2] \quad (7)$$

У виразах (6) і (7) позначені  $q_1 = z$ ,  $q_2 = \varphi$

$$K = A^2 \cdot K; \quad \beta' = A^2 \cdot \beta$$

Кінетична енергія системи дорівнює

$$T = \frac{1}{2} m\dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} I\dot{q}_2^2. \quad (8)$$

Диференціальні рівняння руху остова трактора складені шляхом підстановки виразів (6), (7) і (8) в рівняння Лагранжа другого роду:

$$a_{11}\ddot{q}_1 + b_{11}\dot{q}_1 + b_{12}\ddot{q}_2 + c_{11}q_1 + c_{12}q_2 = 2\beta'(\dot{\eta}_{11} + \dot{\eta}_{12} + \dot{\eta}_{21} + \dot{\eta}_{22}) +$$

$$+ 2k'(\eta_{11} + \eta_{12} + \eta_{21} + \eta_{22});$$

$$a_{22}\ddot{q}_2 + b_{22}\dot{q}_2 + b_{12}\dot{q}_2 + c_{22}q_2 + c_{12}q_1 = 2\beta'[l_1(\eta_{11} + \eta_{12}) +$$

$$+ l_2(\dot{\eta}_{21} + \dot{\eta}_{22}) + 2K'[l_2(\eta_{21} + \eta_{22}) - l_1(\eta_{11} + \eta_{12})]; \quad (9)$$

де  $a_{11} = m$ ;  $a_{22} = I$ ;  $b_{11} = 8\beta'$ ;  $b_{12} = 4\beta'(l_2 - l_1)$ ;  $b_{22} = 4\beta'(l_1^2 + l_2^2)$ ;  $c_{11} = 8k'$ ;  $c_{12} = 4k'(l_2 - l_1)$ ;  $c_{22} = 4k'(l_1^2 + l_2^2)$ .

У рівняннях (10) прийняті позначення:  $m$  - маса остова,  $I$  - момент інерції кістяка щодо центральної поперечної осі.

Для отримання виразу передавальної функції складемо систему приведених рівнянь скориставшись операційним методом при нульових початкових умовах

$$(a_{11}p^2 + b_{11}p + c_{11})\bar{q}_1 +$$

$$+ (b_{12}p + c_{12})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k')(\bar{h}_{11} + \bar{\eta}_{12} + \bar{\eta}_{21} + \bar{\eta}_{22}); \quad (10)$$

$$(b_{12}p + c_{12})\bar{q}_1 + (a_{22}p^2 + b_{22}p + c_{22})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k') \times \\ \times [l_2(\bar{h}_{21} + \bar{\eta}_{22}) - l_1(\bar{\eta}_{11} + \bar{\eta}_{12})].$$

Зображення нерівностей приймаємо наступними

$$r_{11} \leftarrow \div 1; \eta_{12} \leftarrow \div e^{-p\tau_1}; \eta_{21} \leftarrow \div e^{-p\tau}; \eta_{22} \leftarrow \div e^{-p(\tau+\tau_1)} \quad (11)$$

де  $\tau = \frac{2l}{V}$ ;  $\tau_1 = \frac{2l_3}{V}$ ;  $2l$  – відстань між центрами кареток (рисунок 1)

Тоді вирази (11) перепишуть в такий вигляд:

$$(a_{11}p^2 + b_{11}p + c_{11})\bar{q}_1 + (b_{12}p + c_{12})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k')(1 + e^{-p\tau}) \times \\ \times (1 + e^{-p\tau_1}); \quad (12)$$

$$(b_{11}p + c_{12})\bar{q}_1 + (a_{22}p^2 + b_{22}p + c_{22})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k') \times \\ \times (1 + e^{-p\tau_1})(l_2e^{-p\tau} - l_1).$$

Визначник системи має вигляд:

$$D = p^4 \frac{4\beta'}{mI} [m(l_1^2 + l_2^2) + 2I] p^2 + \left\{ \frac{4k'}{mI} [m(l_1^2 + l_2^2) + 2I] + \frac{64}{mI} \beta' l^2 \right\} p^2 + \\ + \frac{128}{mI} \beta' k' l^2 p + \frac{64}{mI} k'^2 l^2. \quad (13)$$

Амплітудно-частотні характеристики системи візьмуть вигляд:

$$|\Phi_1(j\omega)| = \frac{2}{mI} \cos \frac{\omega\tau_1}{2} \sqrt{\frac{a_1^2 + b_1^2}{a^2 + b^2}}; \quad (14)$$

$$|\Phi_2(j\omega)| = \frac{2}{mI} \cos \frac{\omega\tau_1}{2} \sqrt{\frac{a_2^2 + b_2^2}{a^2 + b^2}}.$$

А фазово-частотні характеристики

$$\text{arc } \Phi_1(j\omega) = \text{arctg} \frac{b_1}{a_1} - \text{arctg} \frac{b}{a} - \frac{\sin \omega\tau_1}{1 + \cos \omega\tau_1}; \quad (15)$$

$$\text{arc } \Phi_2(j\omega) = \text{arctg} \frac{b_2}{a_2} - \text{arctg} \frac{b}{a} - \frac{\sin \omega\tau_1}{1 + \cos \omega\tau_1};$$

де:

$$a = \omega^4 - \frac{4\omega^2}{mI} \left\{ k' [m(l_1^2 + l_2^2) + 2I] + 16\beta' l^2 \right\} + \frac{64}{mI} k'^2 l^2;$$

$$b = \frac{4\omega\beta'}{mI} \left\{ 32k' l^2 - \omega^2 [2I + m(l_1^2 + l_2^2)] \right\};$$

$$a_1 = 32l^2 (k'^2 - \beta'^2 \omega^2) - 2k'\omega^2 (I + ml_1^2) - 2\omega^2 (I - ml_1 l_2) \times \\ \times (K' \cos \omega\tau + \beta' \omega \sin \omega\tau);$$

$$b_1 = \omega [64l^2 k' \beta' - 2\beta' \omega^2 (I + ml_1^2) + 2\omega (I - ml_1 l_2) \times \\ \times (k' \sin \omega\tau - \beta' \omega \cos \omega\tau)];$$

$$a_2 = [32l^2 (k'^2 - \beta'^2 \omega^2) - 2k'\omega (I + ml_2^2)] \cos \omega\tau + \\ + [64l^2 \omega k' \beta' - 2\beta' \omega^3 (I + ml_2^2)] \sin \omega\tau - 2k'\omega^2 (I - ml_1 l_3);$$

$$b_1 = \left[ 64l^2 \omega k' \beta' - 2\beta' \omega^3 (I + ml_2^2) \right] \cos \omega \tau - \left[ 32l^2 (k'^2 - \beta'^2 \omega^2) - 2k' \omega^2 (I + ml_2^2) \right] \sin \omega \tau - 2\beta' \omega^3 (I - ml_1 l_2). \quad (16)$$

Розрахунок за виразами (14), (15) і (16) проведено за допомогою електронної обчислювальної машини «НАІЗ».

Значення жорсткості торсіонного вузла варіювалися в межах  $K' = 296 \sim 396$  кг/см.

Швидкості руху приймалися рівним  $V = 2,5; 3,5$  і  $4,5$  м/сек, а довжина хвилі нерівності і  $L = 2,75; 0,70$  і  $0,35$  м. Отже, частоти обурення системи нерівностями ґрунту були дискретні і рівні  $\omega = 5,72; 8,0; 10,3; 22,4; 31,4; 40,35; 44,8; 62,8; 80,7$  рад / сек.

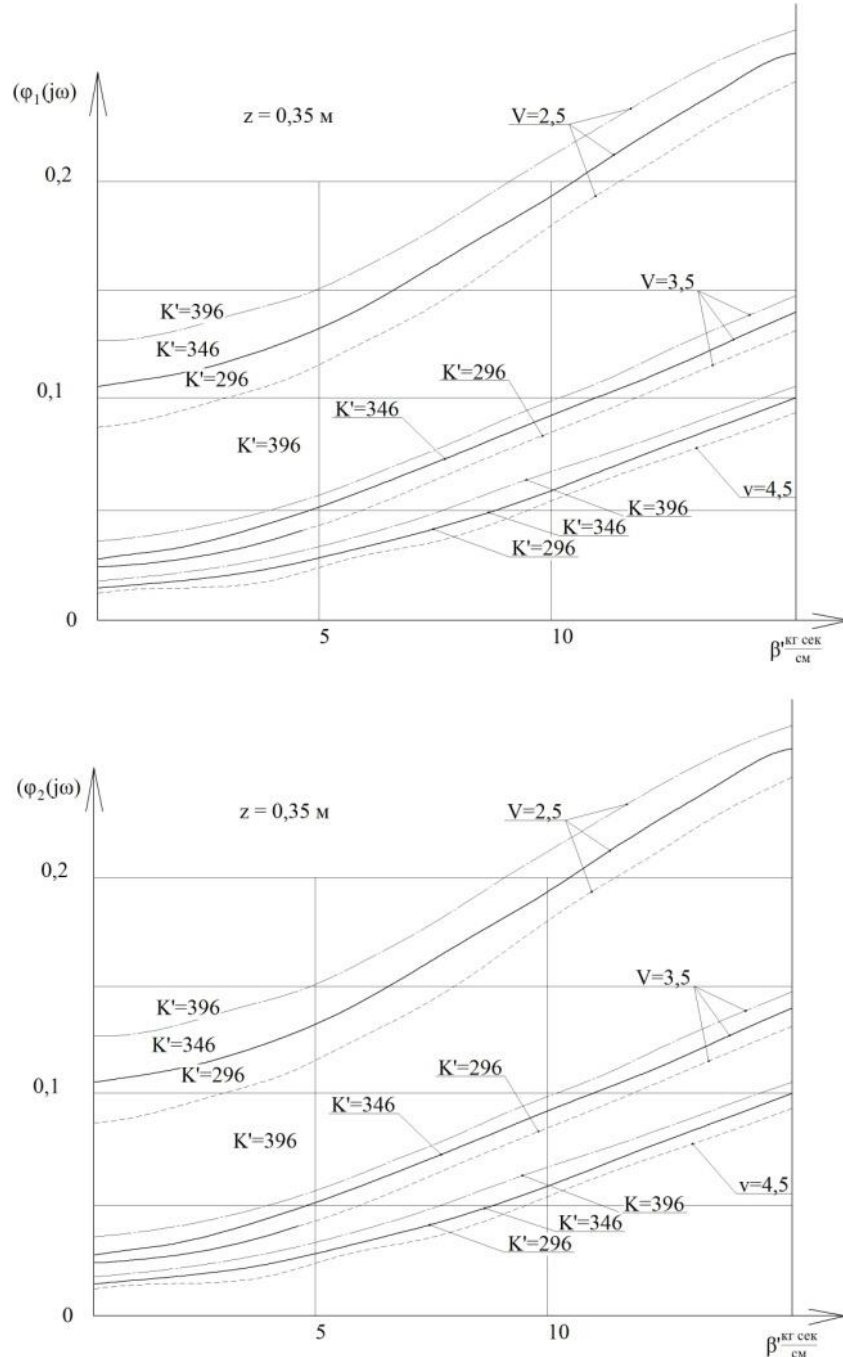


Рис. 2. Графік 1 амплітудно-частотної характеристики

На рис. 2,3,4,5 наведені графіки амплітудно-частотних характеристик. Аналізуючи графіки амплітудно-частотних характеристик можна сказати наступне:

1. Зміна значення жорсткості  $K'$  торсіонного вузла обумовлює значну зміну значення модулів амплітудно-частотної характеристики системи.

На всіх розглянутих нерівностях і всіх швидкостях чим більше жорсткість  $K'$ , тим вище рівень модулів амплітудно-частотних характеристик. Очевидно, зменшення жорсткості торсіонного вузла з 396 кг / см до 296 кг / см і далі, дасть можливість знизити інтенсивність коливань.

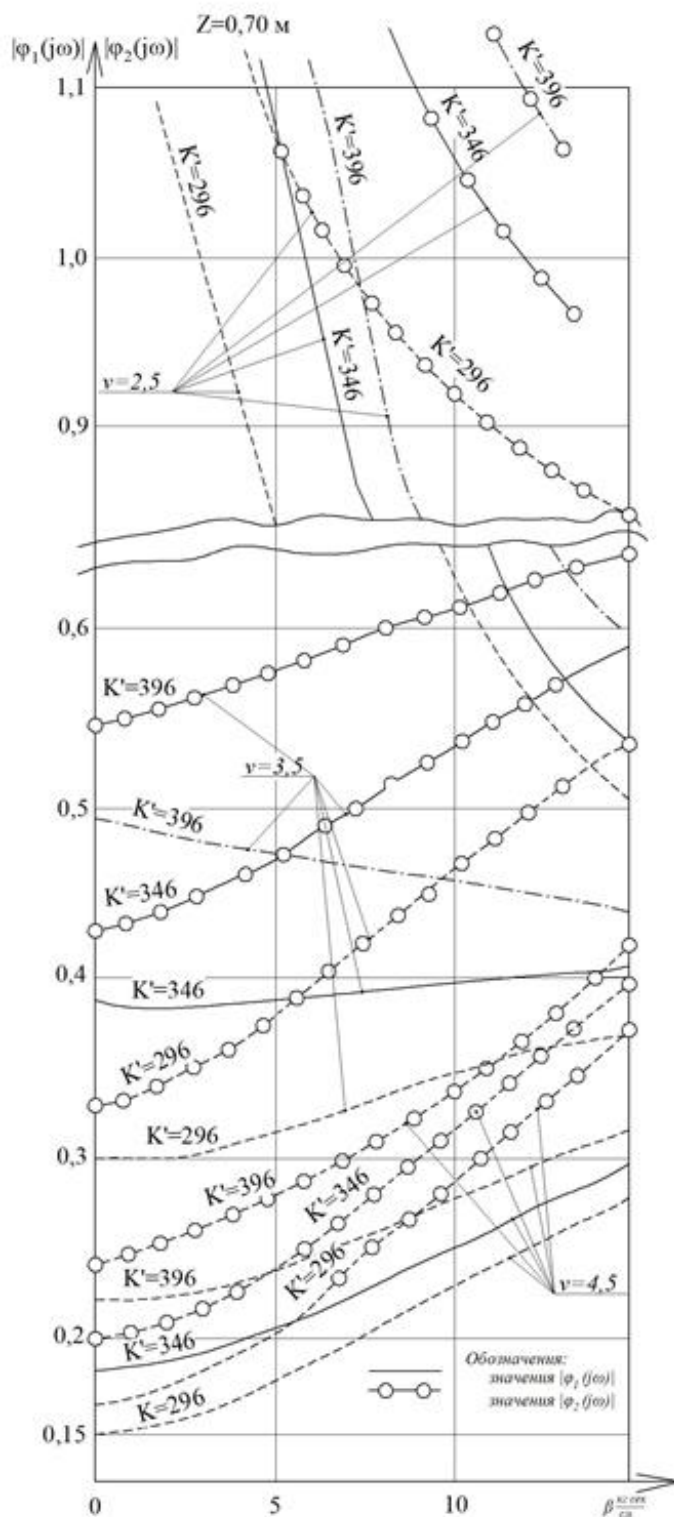


Рис.3. Графік 2 амплітудно-частотної характеристики

Вияток становить випадок руху зі швидкістю  $V = 2,5$  м/сек по довгих нерівностях ( $L = 2,75$  м).

У цьому випадку спостерігається зворотна картина. Однак разом зі збільшенням значення коефіцієнта в'язкого тертя різниця в значеннях модулів при різній жорсткості стає незначною

2. Зміна значення коефіцієнта  $\beta'$  в'язкого тертя торсіонного вузла значно впливає на величину модулів амплітудно-частотних характеристик системи.

а) На нерівностях  $L = 0,35$  м при збільшенні коефіцієнта  $\beta'$  спостерігається деяке зростання величини модулів  $|\Phi_1(j\omega)|$  і  $|\Phi_2(j\omega)|$ , пропорційних прискоренню. Однак їх абсолютні значення незначні - не перевищують 0,25.

б) На нерівностях  $L = 0,70$  м при швидкості  $V = 2,5$  м/сек збільшення коефіцієнта,  $\beta'$  викликає різке зменшення модулів  $|\Phi_1(j\omega)|$  і  $|\Phi_2(j\omega)|$  незалежно від жорсткості  $K'$ .

Щоб значення модуля  $|\Phi_1(j\omega)|$  були менше І коефіцієнта  $\beta'$  повинен бути порядок не менше 5 ~ 9 кг сек/см при жорсткості торсіонного вузла  $K' = 296 \sim 396$  кг/см.

Наприклад, при жорсткості  $K' = 346$  кг/см модуль  $|\Phi_1(j\omega)| = 1$ , має місце при  $\beta' = 7$  кг сек/см. Сумарне значення коефіцієнта  $\beta'$  всіх торсіонних вузлів одне  $7 \times 8 = 56$  кг сек/см.

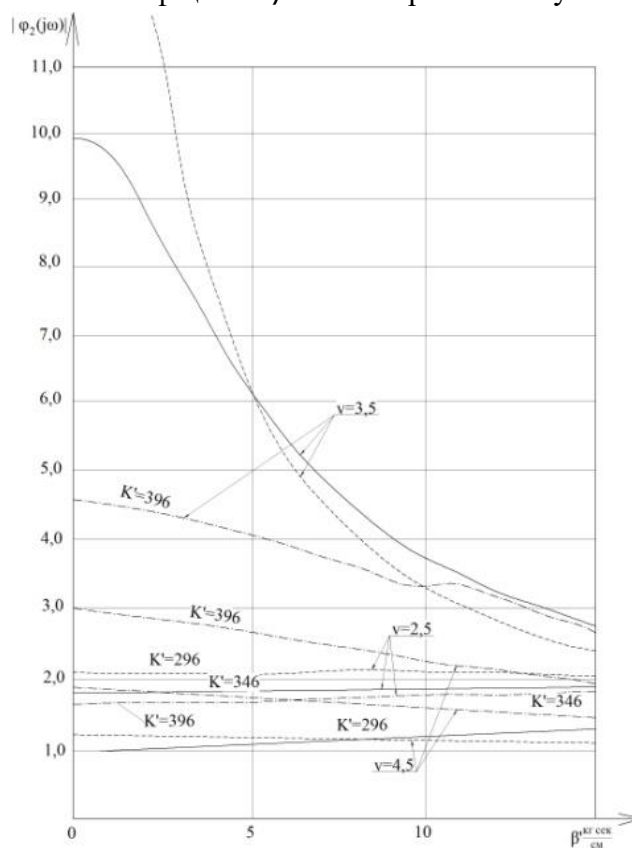


Рис. 4. Графік 3 амплітудно-частотної характеристики

Примітно, що сумарне значення коефіцієнта  $\beta'$  всіх кареток балансірної підвіски того трактора з гідро-амортизаторами в передніх каретках одне  $4 \div 13$  кг сек/см.

При швидкостях  $V = 3,5$  і  $4,5$  м/сек при збільшенні коефіцієнта  $\beta'$  незначно змінюються величини модулів.

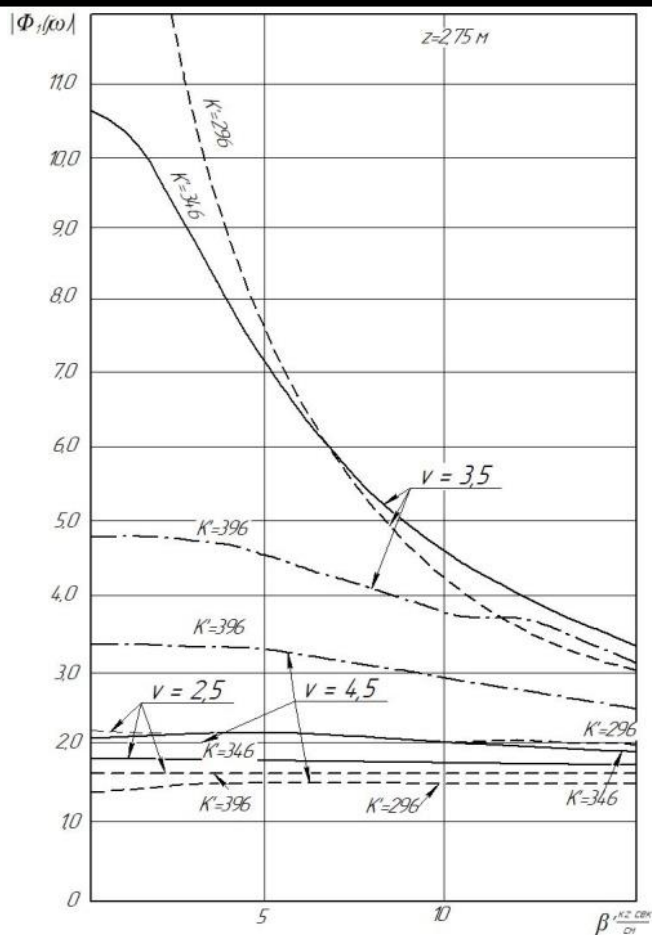


Рис. 5. Графік 4 амплітудно-частотної характеристики

в) На нерівностях  $L = 2,75$  м на всіх швидкостях при всіх значеннях жорсткості  $K'$  зі збільшенням коефіцієнта  $\beta'$  зменшуються модулі амплітудно-частотних характеристик системи. Значення модулів особливо різко падають при швидкості  $V = 3,5$  м/сек і порівняно малої жорсткості ( $K' = 296$  і  $346$  кг/см).

При швидкості  $V = 2,5$  м/сек модуль  $|\Phi_1(j\omega)|$  має максимум при  $\beta' = 2$  кг сек/см. при швидкості  $V = 4,5$  м/сек. максимума модуля  $|\Phi_1(j\omega)|$  спостерігаються при  $\beta' = 4$  кг сек/см і  $\beta' = 9$  кг сек/см відповідно для жорсткостей  $K' = 346 \sim 296$  кг/см. При жорсткості торсійного вузла індивідуальної підвіски  $K' = 296 \sim 346$  кг/см доцільно прийняти значення коефіцієнта  $\beta' = 5 \sim 8$  кг сек/см.

3. На величину модулів амплітудно-частотних характеристик системи помітний вплив робить частота обурення системи нерівностями.

на нерівностях  $L = 0,35$  і  $0,70$  м. при збільшенні швидкості руху зменшуються і значення модулів характеристик.

на нерівностях  $L = 2,75$  м. при збільшенні швидкості від  $V = 2,5$  м/сек до  $3,5$  м/сек модулі характеристик збільшуються, а потім при переході на  $V = 4,5$  м/сек зменшуються. Це говорить про доцільність застосування індивідуальної торсійної підвіски трактора на високих швидкостях руху.

Таким чином, індивідуальна підвіска при правильному підборі конструктивних параметрів може розглядатися як один з варіантів підвіски остова перспективного енергонасиченого гусеничного трактора.



Порівняльні дані за значеннями модулів передавальних функцій для серійної балансирної підвіски трактора Т-150

Модуль	Z, м	$v = 2,5$ м/сек	$V = 3,5$ м/сек	$V = 4,5$ м/сек
$ \Phi_1 $	2,75	1,322	1,67	2,087
	0,70	0,853	1,014	0,842
	0,35	0,347	0,298	0,249
$ \Phi_2 $	2,75	1,195	1,435	2,362
	0,70	2,027	1,567	1,069
	0,35	0,137	0,117	0,109

У таблиці наведено порівняльні дані за значеннями модулів передавальних функцій для серійної балансирної підвіски трактора Т-150 з оптимальними параметрами [1].

### Список використаних джерел

1. Калінін Є.І., Поляшенко С.О. Розв'язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл // Математичне моделювання. – 2018. – №2(39). – С. 102-111.
2. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання // Інженерія природокористування. – 2016. – №1(5). – С. 24-28.
3. Лебедев А. Т. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою / А. Т. Лебедев, Є. І.Калінін, М. Л. Шуляк, І. В. Колеснік // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 173 – С. 161 – 167.
5. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. Технікотехнологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України // Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – 2018. – №. 22(36). – С. 86-91.

### References

1. Kalinin Y.I., Polyashenko S.O. Interconnection of static plane problems of spring theory for heterogeneous isotropic bodies // Mathematical modeling. – 2018. – № 2 (39). – S. 102-111.
2. Kalinin A.I. Injection of wrapping elements of the transmission yak spring system on the power supply // Environmental Engineering. – № 1 (5). – 2016. – pp. 24-28.
3. Lebedev A.T. Analytical model for turning a tractor with an articulated-articulated frame / AT Lebedev, Є. I Kalinin, M.L. Shulyak, I. V. Kolusnik // Bulletin of KhNTUSG im. P. Vasilenka. - Kharkiv: KhNTUSG, 2016. – V. 173. – pp. 161 - 167.
5. Kalinin V.I. Frequency analysis of tracked tractors // Technical aspects of development and testing of new technologies and technologies for the Ukrainian government L. Pogorily. – 2018. – №. 22 (36). –S. 86-91.