

Є.І. КАЛІНІН, А.М. ФІЛОНЕНКО, Ю.І. КОЛЕСНИК, Р.М. ПЕТРОВ

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТРАКТОРУ ТЯГОВОГО КЛАС 3кН ТА ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ПЛАВНОСТІ ЙОГО ХОДУ ЗІ ЗНИЖЕННЯМ НАПРУЖНОСТІ РЕСОР

З метою покращення плавності ходу тракторів ХТЗ-150К розглядалися можливості зміни основних параметрів системи підресорювання та вплив на інтенсивність низькочастотних коливань машини. Змінам піддавалися жорсткість та коефіцієнт опору передньої підвіски, а також база машини, причому діапазон варіювання обмежувався можливістю реалізації параметрів без перекомпонування вузлів та зміни тягової характеристики машини. В якості критеріїв оцінки плавності ходу приймалися значення передавальної функції переміщень різних точок рами, сидіння та середньоквадратичні прискорення при русі трактора за природними нерівностями.

За результатами даних досліджень встановлено, що збільшення бази трактора на 10% незначно та суперечливо впливає на середньоквадратичні прискорення точки рами над заднім мостом у всьому діапазоні розрахункових швидкостей від 2,5 до 7 м/сек, а на прискорення над переднім мостом та на сидінні – до швидкості 5 м/с. За подальшого збільшення швидкості до 7 м/сек (25 км/год) збільшення бази трактора на 10% знижує прискорення рами над переднім мостом на 15%, але на сидінні – на 20%. Окрім того, 11-листові ресори, що досліджувались, (при знятті 5-го та 7-го листів), які встановлені у підвісці з тракторними гідравлічними амортизаторами з оптимальними параметрами, створеними на базі автомобільних амортизаторів типу МАЗ-500Е, при стисканні мають менші за величиною динамічні прогини, ніж 13-листові ресори (підвіска без гідравлічних амортизаторів). Відповідно до цього динамічне навантаження на 11-листову ресору в порівнянні з серійною підвіскою зменшується на 51% при русі трактора ХТЗ-150К по ґрунтовій дорозі і на 30% при оранці поля впоперек борозен. Отже, напруження на листах 11-листової ресори за наявності в підвісці трактора амортизаторів буде меншою, ніж у 13-листової (без амортизаторів), що забезпечить підвищену довговічність 11-листової ресори. Крім цього, ресурс останньої ресори повинен збільшуватися за рахунок зниження кількості циклів навантаження, оскільки підвіска з цими ресорами забезпечує зменшення частоти власних коливань трактора на 10% (за експериментальними даними).

Ключові слова: трактор, коливання, ресора, рама, підвіска, опір.

Е.И. КАЛИНИН, А.М. ФИЛОНЕНКО, Ю.И. КОЛЕСНИК, Р.М. ПЕТРОВ

ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАСС 3кН И ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ПЛАВНОСТИ ЕГО ХОДА С СНИЖЕНИЕМ НАПРЯЖЕННОСТИ РЕССОР

С целью улучшения плавности хода тракторов ХТЗ-150К рассматривались возможности изменения основных параметров системы поддресоривания и их влияние на интенсивность низкочастотных колебаний машины. Изменениям подвергались жесткость и коэффициент сопротивления передней подвески, а также база машины, причем диапазон варьирования ограничивался возможностью реализации параметров без перекомпоновки узлов и изменения тяговой характеристики машины. В качестве критериев оценки плавности хода принимались значения передаточной функции перемещений различных точек рамы, сиденья и среднеквадратические ускорения при движении трактора по естественным неровностям.

По результатам данных исследований установлено, что увеличение базы трактора на 10% незначительно и противоречиво влияет на среднеквадратические ускорения точки рамы над задним мостом по всему диапазону расчетных скоростей от 2,5 до 7 м/сек, а на ускорение над передним мостом и на сиденье – до скорости 5 м/с. При дальнейшем увеличении скорости до 7 м/сек (25 км/ч) увеличение базы трактора на 10% снижает ускорение рамы над передним мостом на 15%, а на сиденье – на 20%. Кроме того, 11-листовые рессоры (при снятии 5-го и 7-го листов), установленные в подвеске с тракторными гидравлическими амортизаторами с оптимальными параметрами, созданными на базе автомобильных амортизаторов типа МАЗ-500Е, при сжатии имеют меньшие по величине динамические прогибы, чем 13-листные рессоры (подвеска без гидравлических амортизаторов). Согласно этому динамическая нагрузка на 11-листовую рессору по сравнению с серийной подвеской уменьшается на 51% при движении трактора ХТЗ-150К по ґрунтовой дороге и на 30% при вспашке поля поперек борозд.

Следовательно, напряжение на листах 11-листовой рессоры при наличии в подвеске трактора амортизаторов будет меньше, чем у 13-листовой (без амортизаторов), что обеспечит повышенную долговечность 11-листовой рессоры. Кроме этого, ресурс последней рессоры должен увеличиваться за счет снижения количества циклов нагрузки, поскольку подвеска с этими рессорами обеспечивает уменьшение частоты колебаний трактора на 10% (по экспериментальным данным).

Ключевые слова: трактор, колебания, рессора, рама, подвеска, сопротивление.

E. KALININ, A. FILONENKO, Y. KOLIESNIK, R. PETROV

RESEARCH OF OSCILLATIONS OF A TRACTOR DRIVING CLASS 3kN AND WAYS TO IMPROVE ITS RIDE SMOOTHNESS WITH REDUCING SPRING TENSION

In order to improve the smoothness of the course of the T-150K tractors, the possibilities of changing the main parameters of the suspension system and its influence on the intensity of low-frequency oscillations of the machine were considered. The stiffness and drag coefficient of the front suspension, as well as the base of the machine, were subjected to changes, and the range of variation was limited by the possibility of implementing the parameters without rearranging the units and changing the traction characteristics of the machine. As criteria for evaluating the smoothness of the ride, the values of the transfer function of the movements of various points of the frame, seat and root-mean-square accelerations during the movement of the tractor along natural irregularities were taken.

Based on the results of these studies, it was found that an increase in the tractor base by 10% has an insignificant and contradictory effect on the root-mean-square accelerations of the frame point over the rear axle over the entire range of design speeds from 2.5 to 7 m/s, and acceleration over the front axle and on the seat - up to a speed of 5 m/s. With a further increase in speed to 7 m/s (25 km/h), an increase in the tractor base by 10% reduces frame acceleration over the front axle by 15%, and on the seat by 20%. In addition, 11-leaf springs (when removing the 5th and 7th sheets), installed in the suspension with tractor hydraulic shock absorbers with optimal parameters, created on the basis of automobile shock absorbers of the MAZ-500E type, have smaller dynamic deflections during compression, than 13-leaf springs (suspension without hydraulic shock absorbers). According to this, the dynamic load on the 11-leaf spring, compared to the serial suspension, is reduced by 51% when the KhTZ-150K tractor is moving along a dirt road and by 30% when plowing the field across the furrows. Consequently, the stress on the sheets of an 11-leaf spring in the presence of shock absorbers in the tractor suspension will be less than that of a 13-leaf spring (without shock absorbers), which will ensure increased durability of the 11-leaf spring. In addition, the resource of the last spring should be increased by reducing the number of load cycles, since the suspension with these springs reduces the frequency of the tractor by 10% (according to experimental data).

Keywords: tractor, vibrations, spring, frame, suspension, resistance.

Вступ. Сучасні самохідні транспортні машини – складні технічні системи, на які діють різко змінні за часом та амплітудами навантаження, що викликають коливальні динамічні процеси в силовій установці, трансмісії та ходовій частині [1 – 9]. Ці процеси можуть призводити до небажаних явищ: руйнування шестерень та валів трансмісії [1, 2, 3]; підвищення витрати палива силовою установкою [4, 6]; руйнування ресор та амортизаторів підвіски машини тощо [7, 8].

Значного зниження впливу цих явищ на працездатність самохідних транспортних машин можна досягти раціональним вибором конструктивних параметрів систем та агрегатів даних енергетичних засобів.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є проведення аналізу можливості зміни основних параметрів системи підресорювання, та впливу такої зміни на інтенсивність низькочастотних коливань машини, для покращення плавності ходу тракторів тягового класу 3кН. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати задачі, пов'язані з моделюванням руху колісної машини на окремих несучих поверхнях та формуванням умови міцності ходової системи останньої з урахуванням амплітудно-частотних характеристик всієї системи.

Виклад основного матеріалу. Зважаючи на те, що при дослідженні розглядалися лише низькочастотні коливання остова трактора, було прийнято спрощену динамічну схему з лінійними характеристиками пружних та демпфуючих елементів підвіски (ресор та гідравлічних амортизаторів) без урахування впливу невідресорених мас трактора. Підвіска

була прийнята симетричною відносно поздовжньої осі машини, а колеса – з постійним двостороннім зв'язком із поверхнею ґрунту.

Загалом трактор може розглядатися з декількома осями відповідно до рис. 1, на якому c_1, c_2, \dots, c_n – приведені до осей коліс жорсткості ресор, а k_1, k_2, \dots, k_n – приведені до осей коліс коефіцієнти опору амортизаторів.

При наїзді на нерівність колеса отримують вертикальне переміщення на величину y_i , точки кріплення ресор до рами – на величину z_i , а озов у центрі ваги підресореної маси – на величину z та кутове переміщення навколо центру ваги на величину θ . Величина деформації ресор складе $(y_i - z_i)$.

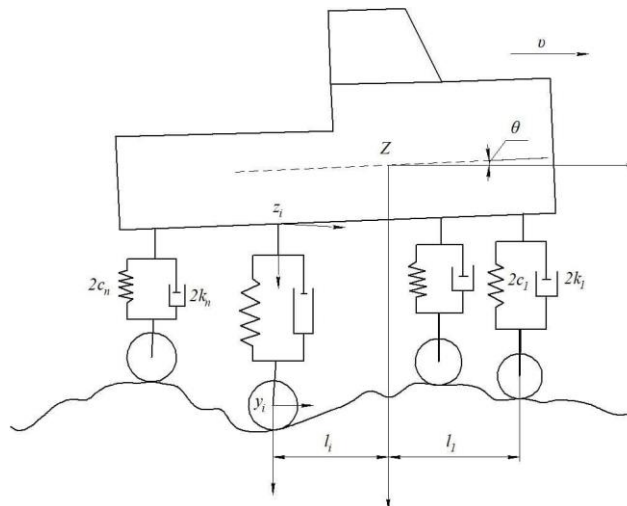


Рис. 1 – Розрахункова еквівалентна коливальна схема трактора

Рівняння коливань озова трактора у поздовжній вертикальній площині матимуть наступний вигляд:

$$\ddot{z} + a_{11}\dot{z} + a_{10}z + b_{11}\dot{\theta} + b_{10}\theta = \frac{1}{M} \left[\sum_{i=1}^{2n} (k_i \dot{y}_i + c_i y_i) + \sum_{i=1}^n (k_i \Delta \dot{y}_i + c_i \Delta y_i) \right]; \quad (1)$$

$$\ddot{\theta} + b_{21}\dot{\theta} + b_{20}\theta + a_{21}\dot{z} + a_{20}z = \frac{1}{I} \left[\sum_{i=1}^{2n} l_i (k_i \dot{y}_i + c_i y_i) + \sum_{i=1}^n l_i (k_i \Delta \dot{y}_i + c_i \Delta y_i) \right],$$

де $y_i = f_1(t - \tau_i)$; $\Delta y = f_2(t - \tau_i)$; $\tau_i = \frac{l_1 - l_i}{v}$; l_1 і l_i в останній рівності – відстань від центру ваги до осі переднього та i -го колеса.

Якщо прийняти профілі під лівими та відповідними правими колеса однаковими, то $\Delta y_i = 0$. При цьому вирази рівнянь коливань озову спрощуються.

За допомогою перетворень Лапласа та Фур'є знаходимо вирази передавальних функцій поздовжньо-кутових та вертикальних коливань:

$$W_\theta(j\omega) = \frac{1}{la_{21}} \frac{A + jB}{C + jD}; \quad W_z(j\omega) = \frac{1}{Mb_{11}} \frac{A_1 + jB_1}{C + jD}. \quad (2)$$

Тут прийнято позначення:

$$\begin{aligned}
A &= \left[(a_{10} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} l_i N_i - a_{11} \omega \sum_{i=1}^{2n} l_i P_i \right] a_{21} - \left(a_{20} \sum_{i=1}^{2n} N_i - a_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} P_i \right) b_{11}; \\
B &= \left[a_{11} - \omega \sum_{i=1}^{2n} l_i N_i + (a_{10} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} l_i P_i \right] a_{21} - \left(a_{20} \sum_{i=1}^{2n} P_i + a_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} N_i \right) b_{11}; \\
N_i &= c_i \cos \omega \tau_i + k_i \omega \sin \omega \tau_i; \\
P_i &= k_i \omega \cos \omega \tau_i - c_i \sin \omega \tau_i; \\
C &= \omega^4 + (a_{21} b_{11} - a_{10} - a_{11} b_{21} - b_{20}) \omega^2 + a_{10} b_{20} - a_{20} b_{10}; \\
D &= (a_{10} b_{21} + a_{11} b_{20} - a_{21} b_{10} - a_{20} b_{11}) \omega - (a_{11} + b_{21}) \omega^3; \\
A_1 &= \left[(b_{20} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} N_i + b_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} P_i \right] b_{11} - \left(b_{10} \sum_{i=1}^{2n} N_i l_i - b_{11} \omega \sum_{i=1}^{2n} P_i l_i \right) a_{21}; \\
B_1 &= \left[b_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} N_i + (b_{20} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} P_i \right] b_{11} - \left(b_{11} \omega \sum_{i=1}^{2n} N_i l_i + b_{10} \sum_{i=1}^{2n} P_i l_i \right) a_{21}; \\
a_{11} &= \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} k_i; a_{10} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} c_i; b_{11} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} k_i l_i; b_{10} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} c_i l_i; b_{21} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} k_i l_i^2; \\
b_{20} &= \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} c_i l_i^2; a_{21} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} k_i l_i; a_{20} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} c_i l_i
\end{aligned}$$

З виразу (2) отримуємо модулі та аргументи передавальних функцій:

$$\begin{aligned}
|W_\theta(j\omega)| &= \frac{1}{|Aa_{21}|} \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}}; \arg W_\theta(j\omega) = \arctg \frac{BC - AD}{AC + BD}; \\
|W_z(j\omega)| &= \frac{1}{|Mb_{11}|} \sqrt{\frac{A_1^2 + B_1^2}{C^2 + D^2}}; \arg W_z(j\omega) = \arctg \frac{B_1 C - A_1 D}{A_1 C + B_1 D}.
\end{aligned} \tag{3}$$

В роботі [1] розглядалися характеристики найбільш несприятливих ґрунтових фонів, коли кореляційна функція кривої прискорень збурень ґрунту апроксимується виразом:

$$R(\tau) = R(0)e^{-\alpha\tau} \cos \beta\tau,$$

де $R(0) = 20,5 \text{ м}^2/\text{с}^4$; $\alpha = 20 \text{ с}^{-1}$; $\beta = 60 \text{ с}^{-1}$.

Для розрахунку прийнято такі параметри трактора ХТЗ-150К, що має ходову систему з двома осями. Момент інерції підресореної частини $I = 1570 \text{ кНм} \cdot \text{с}^2$. Сумарні жорсткості передніх та задніх шин – $2c_{1u} = 820 \text{ кН/м}$, $2c_{2u} = 670 \text{ кН/м}$, а передніх ресор – $2c_{1p} = 550 \text{ кН/м}$ (варіанти №1-3, 10-14), $2c_{1p} = 330 \text{ кН/м}$ (варіант №8) та $2c_{1p} = 750 \text{ кН/м}$ (варіант №9).

Жорсткість передньої підвіски $2c_1$ дорівнювала 330 кН/м (варіанти №1-7; 10-14), 235 кН/м (варіант №8) та 390 кН/м (варіант №9). Коефіцієнт опору амортизаторів $2k_1$ дорівнював $3,4 \text{ кН/с/м}$ для варіантів №1; 4-9, а для варіантів № 2; 3; 10-14 відповідно $6,8$; $13,7$; $19,6$; $27,4$; $33,3$; $39,2$; $49,0 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$. Відстані від центру ваги до осей передніх коліс a та задніх b дорівнювали $93,5$ і $192,5 \text{ см}$ (варіанти № 1-3; 8-14), $107,5$ і $192,5 \text{ см}$ (варіант №4), $93,5$ та $206,5 \text{ см}$ (варіант №5), $122,5$ та $192,5 \text{ см}$ (варіант №6), $93,5$ та $221,5 \text{ см}$ (варіант №7).

Аналіз даних показує, що передавальні функції як вертикальних, так і поздовжньо-кутових переміщень мають яскраво виражені екстремуми при частотах $7 \dots 9 \text{ с}^{-1}$ і $16 \dots 17 \text{ с}^{-1}$. Ці частоти близькі до значень частот власних поздовжньо-кутових та вертикальних коливань остова, що підтверджує наявність двох зон низькочастотних резонансних коливань трактора. Розрахункові значення власних низьких частот трактора ХТЗ-150К складають $8,5$ і $16,8 \text{ с}^{-1}$ відповідно. Дослідження впливу коефіцієнта опору амортизаторів $2k_1$ на коливання трактора

ХТЗ-150К проведено для передньої підвіски з приведеною жорсткістю 330 кН/м, що відповідає серійному заводському варіанту. Величина коефіцієнта $2k_1$ змінювалась у межах від 35,0 до 50,0 кН·с/м, що відповідає значенням відносного коефіцієнта згасання коливань підвіски ψ від 0,0485 до 0,693 відповідно до формули: $\psi = \frac{k_1}{\omega_c M_1}$, де ω_c – частота власних коливань підвіски;

M_1 – підресорена маса, що припадає на підвіску. Розрахунки проводилися для швидкостей руху трактора від 2,5 до 7 м/сек (від 9 до 25 км/год). З графіка на рис. 2 видно, що зі збільшенням коефіцієнта опору передньої підвіски з 3,4 до 49 кН·с/м знижуються максимальні значення передавальних функцій вертикальних переміщень точок рами в центрі ваги підресореної маси трактора, причому в інтервалі зміни $2k_1$ від 3,4 до 32,3 кН·с/м більш інтенсивно. Підвищення коефіцієнта опору передньої підвіски мало впливає на інтенсивність кутових коливань. Під час руху трактора за типовими природними випадковими нерівностями підвищення коефіцієнта опору підвіски у зазначених вище межах також сприяє зниженню амплітуд вертикальних коливань та прискорень різних точок остова та сидіння тракториста (рис. 3). Збільшення коефіцієнта опору передньої підвіски, наприклад, з 3,4 до 27,4 кН·с/м, зменшує середньоквадратичні прискорення для точки рами над переднім мостом на 50%, над заднім мостом на 7% і сидіння – на 30%.

Оцінка впливу жорсткості передньої підвіски на плавність ходу трактора ХТЗ-150К визначено для трьох значень приведеної жорсткості 235; 330 і 392 кН/м, яким відповідають сумарні жорсткості ресор 333, 550 (серійний заводський варіант) та 755 кН/м. При русі трактора по природним нерівностям з різними швидкостями (рис. 4) зниження приведеної жорсткості передньої підвіски до 235 кН/м викликає, порівняно із заводським варіантом, зменшення середньоквадратичних вертикальних прискорень на рамі над переднім мостом на 30%, над заднім мостом – на 5% та на сидінні – на 10%. У разі підвищення жорсткості ресор прискорення збільшуються.

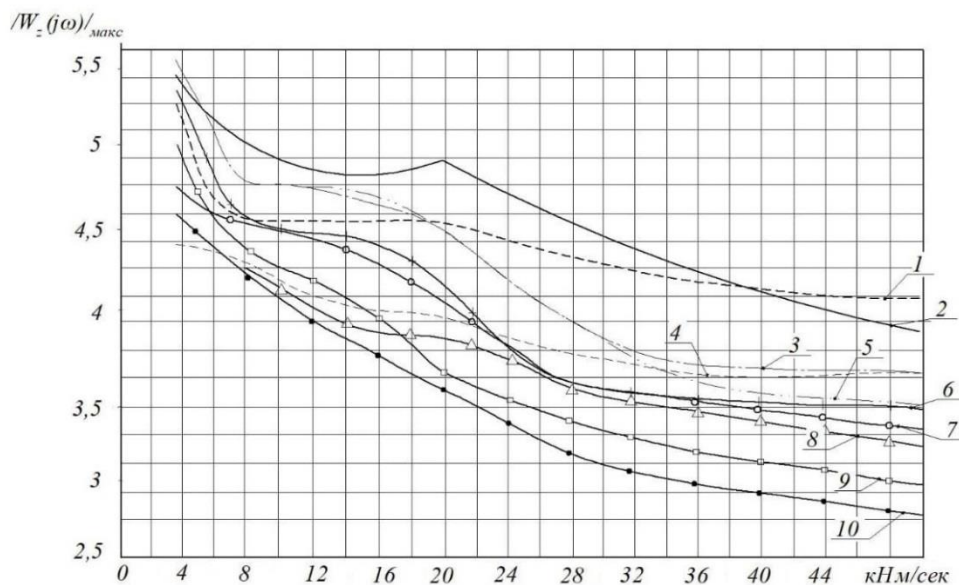


Рис. 2 – Залежність максимальних значень модуля передавальної функції вертикальних переміщень центру ваги підресореної маси від коефіцієнта опору амортизаторів підвіски:

- 1 – $v = 4,5$ м/сек; 2 – 4 м/сек; 3 – 2,5 м/сек; 4 – 3 м/сек; 5 – 7 м/сек; 6 – 5 м/сек;
7 – 3,5 м/сек; 8 – 6,5 м/сек; 9 – 6 м/сек; 10 – 5,5 м/сек.

За результатами даних досліджень встановлено, що збільшення бази трактора на 10% незначно та суперечливо впливає на середньоквадратичні прискорення точки рами над заднім мостом у всьому діапазоні розрахункових швидкостей від 2,5 до 7 м/сек, а на прискорення над

переднім мостом та на сидінні – до швидкості 5 м/с. За подальшого збільшення швидкості до 7 м/сек (25 км/год) збільшення бази трактора на 10% знижує прискорення рами над переднім мостом на 15%, але на сидінні – на 20%.

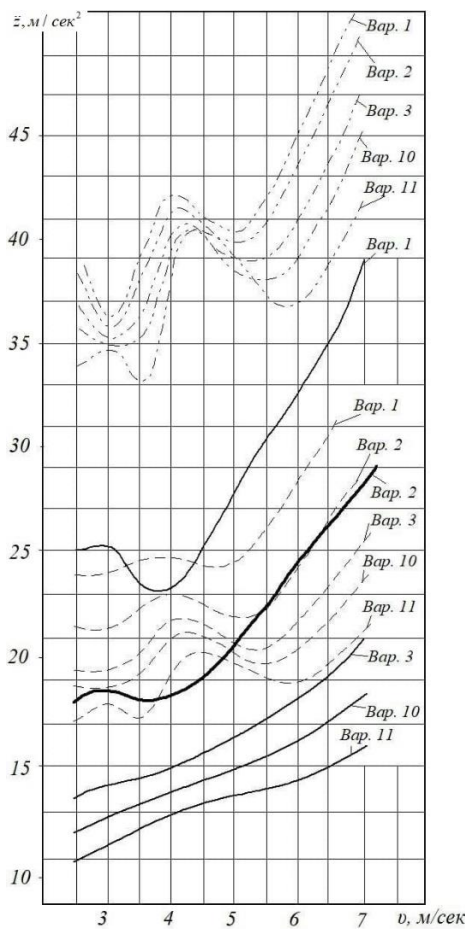


Рис. 3 – Значення середньоквадратичних прискорень точок остова для різних опорів амортизаторів при їзді трактора по природним нерівностям:
 ———— точка рами над переднім мостом;
 - - - - - точка сидіння;
 - · - · - · - · - точка рами над заднім мостом

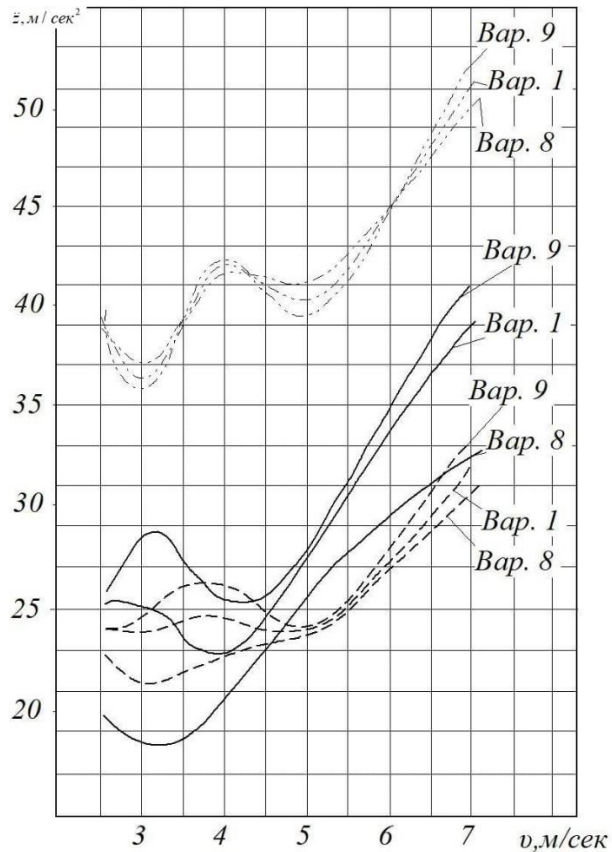


Рис. 4 – Значення середньоквадратичних прискорень точок остова для різних жорсткостей передньої підвіски під час руху трактора по природним нерівностям $2k_1 = 34 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$:
 ———— точка рами над переднім мостом;
 - - - - - точка сидіння;
 - · - · - · - · - точка рами над заднім мостом

Зниження жорсткості ресор передньої підвіски трактора ХТЗ-150К з метою поліпшення плавності ходу та зменшення динамічної навантаженості вузлів ходової системи пов’язано з конструктивними можливостями підвіски та допустимою напруженістю листових ресор. Аналіз конструкції підвіски показує, що можна реалізувати зменшення сумарної жорсткості листових ресор приблизно до 392 кН/м. Як показують дослідження, проведені в автомобільній промисловості, як правило найбільшими за величиною і такими, що змінюються найчастіше є напруження в листових ресорах від вертикальних навантажень, а високий рівень статичного напруження від впливу маси підресореної частини призводить до втомного руйнування ресор.

З попереднього розрахунку за спрощеними формулами випливає, що зменшення кількості листів з 13 до 11 зменшує жорсткість цих ресор з 550 до 440 кН/м, що близько за величиною до раціональної жорсткості, що відповідає конструктивним можливостям підвіски.

Для зазначених ресор проведено уточнений розрахунок напружень від зовнішнього статичного навантаження (маса підресореної частини) та навантаження зтяжки ресори при складанні за методикою, заснованою на спільному використанні гіпотез кінцевих сил та рівної кривизни. В даному випадку внаслідок симетричності напівеліптичної ресори кожна її половина при розрахунку розглядалася як четверта частина ресори.

Вихідні дані наступні: статичне навантаження на ресору $P_{cm} = 18,6$ кН; відстань між опорами $l_p = 1276$ мм; відстань між болтами кріплення $S = 196$ мм; загальна висота ресори (набір листів) – 133 мм; ширина листа $b_d = 89$ мм; товщина листа $h_d = 9,5$ мм; матеріал листа – 60С2А ($\sigma_B = 130$ кг/мм²)

Згинальні моменти в третьому знизу листі і в наступних листах визначалися через сумарний згинальний момент у перерізі під кріпленням:

$$M_{из} = \frac{P_{CT}}{2} \left(\frac{l_p}{2} - \frac{S}{2} \right).$$

Моменти у другому знизу та нижньому листах визначалися через моменти, що діють у третьому знизу листі з урахуванням коефіцієнта C' , що являє собою відношення сили, яка діє на кінець даного листа, до сили, що діє на кінець листа, який знаходиться нижче.

Згинальний момент у n -му листі від повних сил зтягування листів ресори визначався через сили взаємодії (P'_n і P'_{n+1}) між листами при послідовному їх складанні:

$$M_n = P'_n \left(l_n - \frac{S}{2} \right) - P'_{n+1} \left(l_{n+1} - \frac{S}{2} \right).$$

Результати розрахунку напружень від статичного навантаження, напружень зтяжки та повних напружень для 13-листових ресор та 11-листових (без 3-го та 7-го листів) наведені в табл. 1.

Як впливає з табл. 1, максимальне повне напруження від статичного навантаження і зтяжки в нижньому листі 11-листової ресори вище на 13%, ніж у 13-листовій, проте воно знаходиться в межах напружень, що допускаються. Напруження у всіх інших листах менше за величиною, ніж у нижньому листі ресори.

Таблиця 1 – Напруження в листах 13- і 11-листових ресор (без 3-го та 7-го листів), кН/см²

№ листів зверху вниз	Напруження зтягування		Напруження від статичного навантаження		Повне напруження	
	13 листів	11 листів	13 листів	11 листів	13 листів	11 листів
1	-30,9	-34,4	27,7	32,4	-3,2	-2
2	-21,2	-17,6	27,7	32,4	6,5	14,8
3	-17,8	–	27,7	–	9,8	–
4	-12	-14,8	27,7	32,4	15,6	17,6
5	1,5	-0,3	27,7	32,4	29,1	32
6	-4,4	-0,14	27,7	32,4	23,2	32,2
7	2,7	–	27,7	–	30,3	–
8	8,3	5,7	27,7	32,4	35,9	38
9	18,6	12,7	27,7	32,4	46,3	44,1
10	16,5	14,7	27,7	32,4	44,2	47
11	15,8	13,1	27,7	32,4	43,5	45,5
12	18,1	14,7	27,3	32,6	45,5	47,3
13	7,7	6,2	43,9	52	51,7	58,2

Вертикальні динамічні навантаження, що виникають при русі трактора в реальних умовах експлуатації, пропорційні жорсткості c_{1p} та динамічного прогину f_{10} ресор:

$$P_{10} = c_{1p} \cdot f_{10}.$$

Напруження в листах рівноплечної ресори від вертикальних зусиль виражаються через її конструктивні характеристики та прогин:

$$\sigma_{p.d.} = \frac{6}{\delta_p} \cdot \frac{E_p h_s}{l_p^2} \cdot f_{10},$$

де E_p – модуль пружності ресорної сталі; δ_p – коефіцієнт прогину ресори, що залежить від її форми.

З наведених формул для P_{10} і $\sigma_{p.d.}$ видно, що динамічні навантаження та напруження у листах ресори залежать від величини та характеру зміни її динамічних прогинів.

У табл. 2 наведено результати виміру динамічних прогинів ресор різних варіантів передньої підвіски в процесі експериментальних досліджень при русі трактора ХТЗ-150К по ґрунтовій дорозі середньої якості з максимальною швидкістю 34 км/год і на оранці стерні поперек борозен зі швидкістю 9,4 км/год. У цій таблиці наведено також результати розрахунку за вказаними прогинами динамічних навантажень, що діють на ресори під час стиснення.

Таблиця 2 – Динамічні прогини та навантаження на ресори підвіски при випробуванні трактора ХТЗ-150К

Фон для випробування	Тип ресор та амортизаторів	Оціночні параметри				Максимальні динамічні навантаження на одну ресору при стисканні, кН
		Швидкість руху, км/год	Максимальні динамічні прогини ресор, мм			
			при стисканні	при відбої	сумарний	
Ґрунтова дорога, трактор без знарядь	13-листові ресори типу КраЗ (без гідроамортизаторів)	34,0	41	31	72	11,3
	11-листові ресори (тракторні гідроамортизатори типу МАЗ-500Е)	34,0	25	31	56	5,5
Оранка стерні поперек борозен	13-листові ресори типу КраЗ (без гідроамортизаторів)	9,4	23	37	60	6,3
	11-листові ресори (тракторні гідроамортизатори типу МАЗ-500Е)	9,4	20	49	69	4,4

Висновки. 11-листові ресори, що досліджувались, (при знятті 5-го та 7-го листів), які встановлені у підвісці з тракторними гідравлічними амортизаторами з оптимальними параметрами, створеними на базі автомобільних амортизаторів типу МАЗ-500Е, при стисканні мають менші за величиною динамічні прогини, ніж 13-листові ресори (підвіска без гідравлічних амортизаторів). Відповідно до цього динамічне навантаження на 11-листову ресору в порівнянні з серійною підвіскою зменшується на 51% при русі трактора ХТЗ-150К по ґрунтовій дорозі і на 30% при оранці поля впоперек борозен. Отже, напруження на листах 11-

листової ресори за наявності в підвісці трактора амортизаторів буде меншою, ніж у 13-листової (без амортизаторів), що забезпечить підвищену довговічність 11-листової ресори. Крім цього, ресурс останньої ресори повинен збільшуватися за рахунок зниження кількості циклів навантаження, оскільки підвіска з цими ресорами забезпечує зменшення частоти власних коливань трактора на 10% (за експериментальними даними).

Список літератури:

1. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
2. 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.
3. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. *Інженерія природокористування*. 2016. № 45. С. 24-28.
4. Лебедев А. Т. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін // *Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва імені Петра Василенка*. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. 2009. Вип. 89. С. 37–45.
5. Мирошніченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2014. – 490 с.
6. Кальченко Б.І., Чернявський І.С., Кожушко А.П. Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні. *Науковий журнал технічний сервіс, агропромислового, лісового та транспортного комплексу*, 2017, № 8, с. 49-54.
7. Селиванов Н.И., Шабунько А.В., Никитин И.С. Оптимизация эксплуатационных параметров колесных тракторов общего назначения // *Вестник КрасГАУ*, 2011. – №9. – С. 252-260.
8. Rabbani M.A., Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigt's model, *Engineering in Agriculture, Environment and Food*, 2010, № 3(4), p. 119-126.
9. Ребров А.Ю., Самородов В.Б., Кучков В.В. Определение рациональной энергонасыщенности пахотного МТА на базе колесного сельскохозяйственного трактора, *Механіка та машинобудування*, 2011, № 1, с. 136-140

References (transliterated)

1. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
2. Kalinin E.I., Polyashenko S.O. Solution of the static plane problem of the theory of elasticity for inhomogeneous isotropic bodies. *Mathematical modeling*. 2018. №2 (39). pp. 102-111.
3. Kalinin E.I. Influence of rotation of transmission elements as an elastic system on natural oscillations. *Environmental engineering*. 2016. № 45. pp. 24–28.
4. Lebedev A.T. Estimation of the possibility of increasing the traction and energy properties of the machine-tractor unit when performing plowing work on agro background of high humidity by installing dual tires / A.T. Lebedev, E.I. Kalinin // *Visnyk of Kharkiv. nat. tech. un-tu villages. household named after Petro Vasylenko*. Series: Tractor energy in crop production. 2009. Vip. 89. pp. 37–45.
5. Panchenko AI, Voloshin AA *Modern agricultural tractors. CIS tractors: a guide*. - Melitopol: Publishing and Printing Center "Luxury", 2018. - 176 p.
6. Miroshnichenko A.N. *Fundamentals of the theory of the car and tractor: a tutorial*. - Tomsk: Publishing House Vol. state architect.-builds. un-ta, 2014. - 490 p.
7. Kalchenko BI, Chernyavsky IS, Kozhushko AP Approach to determining the load on the transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities. *Scientific journal of technical service, agro-industrial, forest and transport complex*, 2017, № 8, p. 49-54.
8. Selivanov N.I., Shabunko A.V., Nikitin I.S. Optimization of operational parameters of general purpose wheeled tractors // *Bulletin of KrasGAU*, 2011. - No. 9. - S. 252-260.

9. Rabbani MA, Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigt's model, *Engineering in Agriculture, Environment and Food*, 2010, no. 3(4), p. 119-126.
10. Rebrov A.Yu., Samorodov V.B., Kuchkov V.V. Determination of the rational energy saturation of an arable MTA based on a wheeled agricultural tractor, *Mechanika and Machine Building*, 2011, No. 1, p. 136-140

Надійшла (received) 10.12.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Калінін Євген Іванович (Калинин Евгений Иванович, Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри комп'ютерної інженерії та програмування, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0001-6191-8446; e-mail: kalinin.kpi.kharkov.ua@gmail.com

Філоненко Алевтина Михайлівна (Филоненко Алевтина Михайловна, Filonenko Alevtyna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри комп'ютерної інженерії та програмування, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0002-3640-5346; e-mail: Alevtyna.Filonenko@kpi.edu.ua

Колеснік Юліана Ігорівна (Колесник Юлиана Игоревна, Kolesnik Yuliana) – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0002-9915-2455; e-mail: julianakolesnik26@gmail.com

Петров Руслан Максимович (Петров Руслан Максимович, Petrov Ruslan) – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0002-9852-3158; e-mail: petrov_ruslan@gmail.com