

УДК 629.113

DOI: 10.46960/1816-210X_2023_3_105

ОЦЕНКА РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

С.А. КоростелевORCID: 0009-0003-1382-5589 e-mail: korsan73@mail.ruАлтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова
Барнаул, Россия**Д.В. Талалаев**ORCID: 0009-0003-3004-1073 e-mail: danil-talalaev@mail.ruАлтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова
Барнаул, Россия**А.В. Лишин**ORCID: 0009-0009-2048-3701 e-mail: shinli@rambler.ruАлтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова
Барнаул, Россия

Представлены результаты определения перемещений опор системы поддрессоривания силовой установки колесного трактора при выполнении технологических операций при движении по стерне колосовых. Моделирование движения колесного трактора с шарнирно-сочлененной рамой выполнено в среде программного комплекса *Universal Mechanism*. Трактор представлен как многомассовая система с упругими, вязкоупругими и кинематическими связями. Моделирование движения осуществлено для различных скоростей движения и тяговых нагрузок. Определены перемещения, скорости и ускорения силовой установки относительно рамы машины, необходимые для оценки режимов нагружения упругих элементов. На основе анализа полученных данных установлено, что наиболее нагруженной является передняя правая опора силовой установки. При работе трактора со скоростью 13,02 км/ч с крюковой нагрузкой 17,76 кН максимальное перемещение этой опоры составило 3,38 мм. Максимальная относительная деформация упругого элемента при динамическом нагружении не превышает 11,7 %. Статическая деформация для всех опор составила не более 8,2 %. Полученные режимы нагружения позволяют определить напряженно-деформированное состояние упругих элементов и оценить их усталостную прочность.

Ключевые слова: трелевочный трактор, колесный трактор, моделирование движения, математическая модель, силовая установка, упругие элементы, амплитуда, колебания, динамические нагрузки, вибрация.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Коростелев, С.А. Оценка режимов нагружения упругих элементов поддрессоривания силовой установки лесохозяйственного трактора / С.А. Коростелев, Д.В. Талалаев, А.В. Лишин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2023. № 3. С. 105-115. DOI: 10.46960/1816-210X_2023_3_105

ANALYSIS OF STRAIN MODES OF THE ELASTIC ELEMENTS OF THE FORESTRY TRACTOR POWER UNIT SUSPENSION SYSTEM

S.A. KorostelevORCID: 0009-0003-1382-5589 e-mail: korsan73@mail.ruAltai State Technical University n.a. I.I. Polzunov
Barnaul, Russia**D.V. Talalaev**ORCID: 0009-0003-3004-1073 e-mail: danil-talalaev@mail.ruAltai State Technical University n.a. I.I. Polzunov
Barnaul, Russia

A.V. Lishin

ORCID: **0009-0009-2048-3701** e-mail: **shinli@rambler.ru**

Altai State Technical University n.a. I.I. Polzunov

Barnaul, Russia

Abstract. The article presents the results of calculating the displacement of the supports of the wheeled tractor power unit suspension system when the tractor is moving on the stubble of grain crops and performing technological operations. Simulation of the movement of the wheeled articulated tractor is performed in the Universal Mechanism software. The tractor is modeled as a multi-mass system with elastic, viscoelastic and kinematic connections. The simulation has been performed at various tractor speeds and various traction loads. Displacements, speeds and accelerations of the power unit relative to the machine frame, necessary to assess the loading of elastic elements, have been determined. Data analysis allows to determine that the right front support of the power unit is the most loaded. The maximum movement of this support was 3,38 mm when the tractor was moving at the speed of 13.02 km/h and the traction load of 17,76 KN. The maximum deformation of the elastic element does not exceed 11,7 % for dynamic loading. The static deformation of all supports does not exceed 8,2 %. The obtained loading modes make it possible to determine the stress-strain state of elastic elements and analyze their fatigue strength.

Key words: skidder, wheeled tractor, movement simulation, mathematical model, power unit, elastic elements, amplitude, oscillation, dynamic loads, vibrations.

FOR CITATION: S.A. Korostev, D.V. Talalaev, A.V. Lishin. Analysis of strain modes of the elastic elements of the forestry tractor power unit suspension system. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2023. № 3. Pp. 105-115.

DOI: 10.46960/1816-210X_2023_3_105

Введение

При выполнении работ в лесном и сельском хозяйствах применяются колесные тракторы с шарнирно-сочлененной рамой отечественного и иностранного производства. При взаимодействии с технологическим оборудованием и поверхностью пути на трактор действуют динамические нагрузки, носящие периодический характер и имеющие различную частоту и амплитуду. Воздействие этих нагрузок на узлы и агрегаты трактора приводят к нарушению их функционирования и к усталостному разрушению. Как правило, колесные тракторы для лесного хозяйства не имеют системы поддресоривания, и ведущие мосты жестко соединяются с рамой, поэтому снижение динамических нагрузок, вызванных неровностями поверхности пути, осуществляется лишь за счет упругих характеристик шин. Помимо динамических нагрузок, вызванных работой технологического оборудования, и взаимодействием трактора с поверхностью пути, на его остов действуют силы и моменты, вызванные неравномерностью работы силовой установки [1], что также является источником динамических нагрузок и вибрации. Для снижения динамических нагрузок от силовой установки и защиты от вибраций остова трактора применяют элементы поддресоривания, которые для силовой установки обычно представляют собой резиновые и резинометаллические элементы [2]. Во время движения трактора силовая установка совершает перемещения относительно рамы, что вызвано действующими в трансмиссии колебаниями как самого остова, так и нагрузок. Долговечность резиновых упругих элементов системы поддресоривания силовой установки зависит от величины деформаций, вызванных колебаниями силового агрегата относительно рамы трактора. В настоящей работе определяются величины вертикальных перемещений опор силовой установки относительно рамы трактора при движении по стерне колосовых при выполнении различных технологических операций.

Составление математической модели

Для решения задачи разработана математическая модель движения колесного трактора с шарнирно-сочлененной рамой. Трактор рассматривается как многомассовая система твердых тел, которые соединены с помощью упругих, вязкоупругих и кинематических связей. Система твердых тел условно разделена на две подсистемы, находящиеся во взаимодействии.

Первая подсистема (рис. 1) содержит описание характеристик элементов трансмиссии и связей, необходимых для моделирования движения элементов трансмиссии, позволяет определить крутильные колебания в трансмиссии трактора и учесть их влияние на колебания силовой установки.

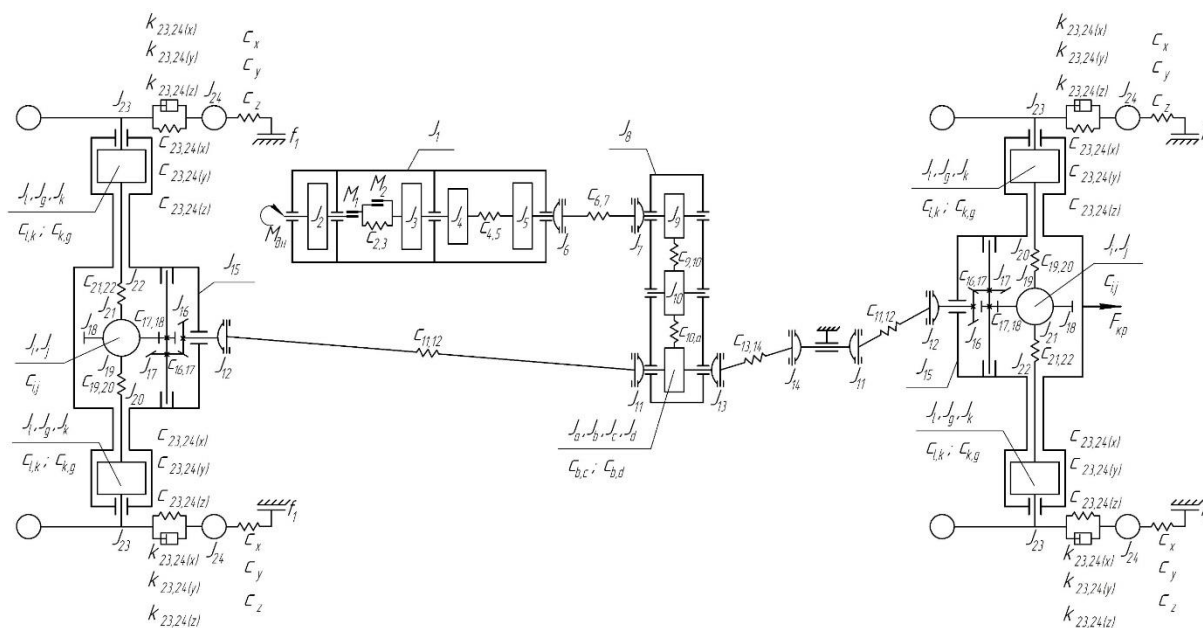


Рис. 1. Подсистема для определения крутильных колебаний в трансмиссии

J_1 – приведенная масса и момент инерции корпуса силовой установки; J_2 – ... движущихся масс двигателя к коленчатому валу; J_3 – ... сцепления; J_4, J_5 – ... к входному и выходному валу коробки передач, соответственно; J_6, J_{11}, J_{13} – ... ведущего карданного вала; J_7, J_{12}, J_{14} – ... ведомого карданного вала; J_8 – ... корпуса раздаточной коробки (РК); J_9 – ... первичного вала и шестерен РК; J_{10} – ... промежуточного вала и шестерен РК; J_a – ... водило; J_b – ... сателлита; J_c – ... эпицикла; J_d – ... солнечной шестерни; J_{15} – ... корпуса ведущего моста; J_{16}, J_{17} – ... шестерен и валов главной передачи; J_{18} – ... корпуса дифференциала; J_i – ... сателлитов; J_j – ... шестерен полуосей; $J_{19}, J_{20}, J_{21}, J_{22}$ – ... полуосей; J_l – ... солнечной шестерни колесного редуктора (КР); J_k – ... сателлита; J_g – эпицикла КР; J_{23} – ... колесного диска; J_{24} – ... шины; $c_{2,3}$ – жёсткость пружин сцепления; $c_{4,5}$ – приведенная жёсткость передач КП; $c_{9,10}, c_{10,a}, c_{b,c}, c_{b,d}, c_{16,17}, c_{17,18}, c_{i,j}, c_{l,k}, c_{k,g}$ – приведенная жёсткость в зацеплении зубчатой передачи; $c_{6,7}, c_{11,12}, c_{13,14}$ – приведенная угловая жёсткость карданного вала; $c_{19,20}, c_{21,22}$ – приведенная угловая жёсткость полуоси; $c_{23,24(x)}, c_{23,24(y)}, c_{23,24(z)}$ – приведенная жёсткость шины по трем ортогональным векторам; c_x, c_y, c_z – жёсткость в контакте шины с дорогой по трем ортогональным векторам; $k_{23,24(x)}, k_{23,24(y)}, k_{23,24(z)}$ – коэффициент диссипации шины по трем ортогональным векторам; f_1 – коэффициент трения качения; $M_{дн}$ – номинальный момент, прикладываемый к коленчатому валу двигателя; M_1 – момент трения, развиваемый сцеплением; M_2 – момент трения, фрикционного элемента сцепления; $F_{кр}$ – крюковая нагрузка

Fig. 1. Subsystem for determining torsional vibrations in the transmission

J_1 – mass and mass moment of inertia of the body power unit; J_2 – ... rotation engine components; J_3 – ... clutch; J_4, J_5 – ... input and output shaft of the gearbox; J_6, J_{11}, J_{13} – ... drive cardan shaft; J_7, J_{12}, J_{14} – ... driven cardan shaft; J_8 – ... body transfer gearbox (TG); J_9 – ... of the input shaft and gears of the TG; J_{10} – intermediate shaft and gears of the TG; J_a – ... planet carrier; J_b – ... planet gear; J_c – ... ring gear; J_d – ... sun gear; J_{15} – ... axle body; J_{16}, J_{17} – shafts and gears of the main gear; J_{18} – ... differential body; J_i – ... planet gear; J_j – ... axle gear; $J_{19}, J_{20}, J_{21}, J_{22}$ – ... axle shaft; J_l – ... sun gear of the wheel gearbox (WG); J_k – ... planet gear; J_g – ... ring gear of the WG; J_{23} – ... wheel rim; J_{24} – ... tire; $c_{2,3}$ – clutch spring stiffness; $c_{4,5}$ – stiffness between gearbox gears; $c_{9,10}, c_{10,a}, c_{b,c}, c_{b,d}, c_{16,17}, c_{17,18}, c_{i,j}, c_{l,k}, c_{k,g}$ – gear stiffness; $c_{6,7}, c_{11,12}, c_{13,14}$ – angular stiffness of the driveshaft; $c_{19,20}, c_{21,22}$ – angular stiffness of the axle shaft; $c_{23,24(x)}, c_{23,24(y)}, c_{23,24(z)}$ – tire stiffness along three orthogonal vectors; c_x, c_y, c_z – stiffness of the tire in contact with the road along three orthogonal vectors; $k_{23,24(x)}, k_{23,24(y)}, k_{23,24(z)}$ – tire dissipation factor by three orthogonal vectors; f_1 – coefficient of rolling friction; $M_{дн}$ – maximum torque available from the front of the crankshaft; M_1 – clutch friction torque; M_2 – friction torque of the clutch friction element; $F_{кр}$ – traction load

Вторая подсистема содержит описание характеристик элементов остова трактора, элементов трансмиссии и связей, необходимых для определения перемещений, скоростей и ускорений подрессоренных элементов трансмиссии (рис. 2). Характеристики жесткости и демпфирования силовых резиновых элементов подрессоривания силовой установки и раздаточной коробки определены по методикам, изложенным в работах [2-7].

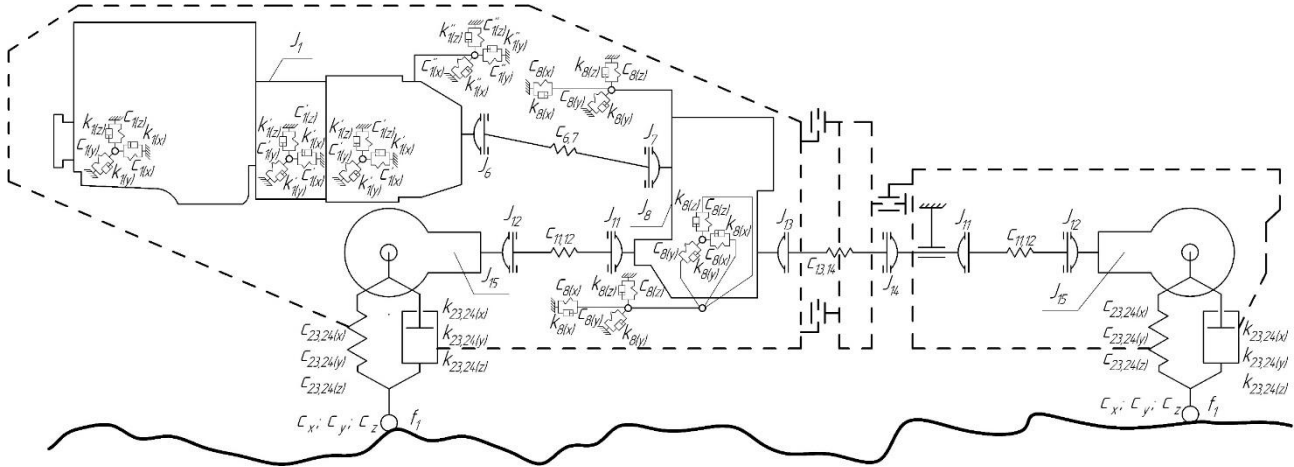


Рис. 2. Подсистема для определения колебаний подрессоренных элементов трансмиссии

$c_{1(x)}, c_{1(y)}, c_{1(z)}, c'_{1(x)}, c'_{1(y)}, c'_{1(z)}, c''_{1(x)}, c''_{1(y)}, c''_{1(z)}$ – жесткости упругих элементов опор СУ;
 $c_{8(x)}, c_{8(y)}, c_{8(z)}$ – жесткости упругих элементов опор РК;
 $k_{1(x)}, k_{1(y)}, k_{1(z)}, k'_{1(x)}, k'_{1(y)}, k'_{1(z)}, k''_{1(x)}, k''_{1(y)}, k''_{1(z)}$ – коэффициент диссипации упругих элементов опор СУ;
 $k_{8(x)}, k_{8(y)}, k_{8(z)}$ – коэффициент диссипации упругих элементов опор РК

Fig. 2. Subsystem for determining vibrations of transmission elements

$c_{1(x)}, c_{1(y)}, c_{1(z)}, c'_{1(x)}, c'_{1(y)}, c'_{1(z)}, c''_{1(x)}, c''_{1(y)}, c''_{1(z)}$ – stiffness of the elastic elements of the power unit supports;
 $c_{8(x)}, c_{8(y)}, c_{8(z)}$ – stiffness of the elastic elements of the TG;
 $k_{1(x)}, k_{1(y)}, k_{1(z)}, k'_{1(x)}, k'_{1(y)}, k'_{1(z)}, k''_{1(x)}, k''_{1(y)}, k''_{1(z)}$ – coefficient of energy dissipation of elastic elements of the power unit supports; $k_{8(x)}, k_{8(y)}, k_{8(z)}$ – coefficient of energy dissipation of elastic elements of the TG

В рассматриваемой конструкции трактора силовая установка соединена с рамой с помощью семи упругих опор (рис. 3). Две опоры расположены спереди силовой установки – правая «А» и левая «В» по ходу движения. В центральной части силовая установка опирается на раму через четыре упругих элемента, имеющих одинаковую конструкцию и, соответственно, одинаковые характеристики жесткости и демпфирования. На рис. 3 эти опоры обозначены с левой стороны по ходу движения первая «D» и вторая «F», с правой стороны «С» и «Е». Одна опора расположена в продольной плоскости симметрии машины «G». Соединение силовой установки с рамой посредством вязкоупругих силовых элементов, описывается выражением:

$$\begin{Bmatrix} F \\ M \end{Bmatrix} = -[C] \begin{Bmatrix} \Delta r \\ \Delta \varphi \end{Bmatrix} - [K] \begin{Bmatrix} v \\ \omega \end{Bmatrix}, \tag{1}$$

где F, M – силы и моменты, возникающие при смещении корпуса силовой установки от исходного состояния, соответствующего недеформированному состоянию упругих элементов системы подрессоривания; C, K – матрицы жесткости и демпфирования упругих элементов; $\Delta r, \Delta \varphi$ – смещение и угол поворота силовой установки относительно опоры; v, ω – линейная и угловая скорость, относительно точки закрепления.

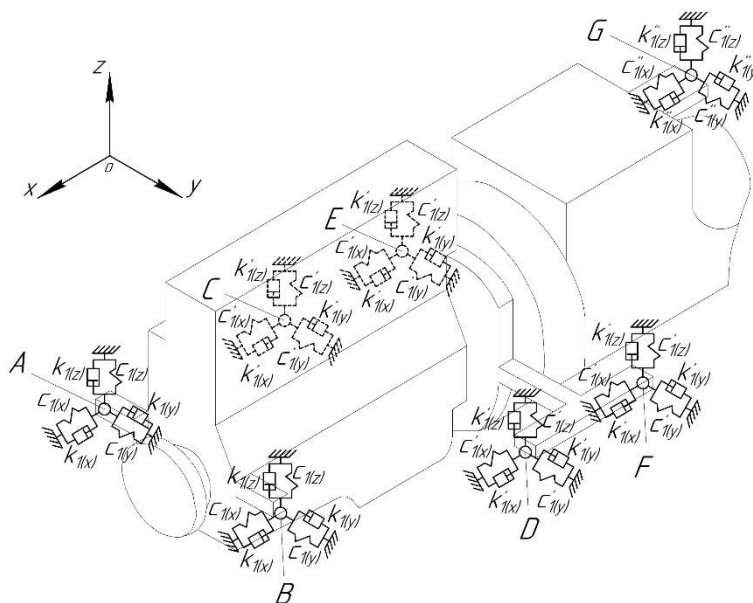


Рис. 3. Схема подрессоривания силовой установки

Fig. 3. Suspension scheme of the power unit

Профиль поверхности пути при движении трактора по стерне колосовых [3] представлен на рис. 4.

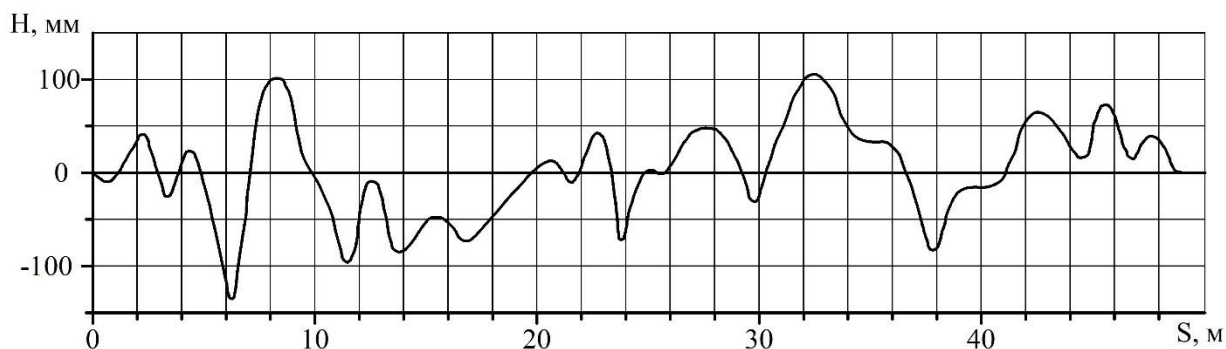


Рис. 4. Параметры микропрофиля поверхности пути [3]

Fig. 4. Road surface micro profile parameters [3]

При выполнении технологических операций на остова трактора через тягово-сцепное устройство воздействует крюковая нагрузка, величина которой зависит от тягового сопротивления сельскохозяйственного агрегата. В настоящей работе для определения тягового сопротивления применяется формула В.П. Горячкина [8]:

$$F_{кр} = f_p \cdot g \cdot m_a + k_p \cdot h_p \cdot b_p + \varepsilon \cdot v^2 \cdot h_p \cdot b_p, \quad (2)$$

где f_p – коэффициент трения рабочих органов машины о грунт, учитывающий и трение качения опорных катков; g – ускорение свободного падения; m_a – масса машины; k_p – удельное сопротивление на единицу площади поперечного сечения пласта; h_p – глубина обработки; b_p – ширина захвата; ε – силовой коэффициент, учитывающий свойства грунта; v – скорость движения.

Процесс движения трактора описывается системой дифференциальных уравнений, которая в общем виде может быть представлена [9-11]:

$$\begin{bmatrix} M & C_q^T \\ C_q & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_e + Q_v \\ Q_c \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

где M – матрица масс и моментов инерции элементов динамической системы, \ddot{q} – ускорения; λ – множители Лагранжа; C_q – матрица ограничений Якоби; Q_e – внешние силы, действующее на тело; Q_v – силы инерции; Q_c – силы, ограничивающие перемещения тел.

Решение данной системы осуществляется при помощи численных методов [9] и в настоящей работе выполнено в программном комплексе «Universal Mechanism».

Результаты исследований и их анализ

В результате моделирования движения трактора по стерне колосовых с крюковой нагрузкой получены линейные и угловые перемещения, скорости и ускорения силовой установки. Рассмотрены четыре режима движения трактора, которые характеризуются различными скоростями и тяговыми усилиями. Моделирование осуществлялось для движения на рабочих передачах с крюковой нагрузкой, соответствующей работе трактора на данной передаче с максимальным тяговым коэффициентом полезного действия по тяговой характеристике (табл. 1).

Таблица 1.
Режимы движения трактора

Table 1.
Tractor driving modes

Режим	Скорость, км/ч	Крюковая нагрузка, кН
1	4,39	39,18
2	5,95	37,71
3	9,02	27,03
4	13,02	17,76

После монтажа силовой установки на раму трактора под действием статической нагрузки от веса СУ упругие элементы опор деформируются. Исходная высота упругих элементов и соответствующий статический прогиб упругих опор представлены в табл. 2.

Таблица 2.
Исходная высота упругого элемента под статической нагрузкой

Table 2.
Initial height of elastic element under static load

Параметр	A	B	C	D	E	F	G
Исходная высота (z), мм	31,18	31,18	28,28	28,28	28,28	28,28	20,00
Высота (z) под статической нагрузкой, мм	28,82	28,71	26,40	26,27	26,43	26,31	18,36
Статический прогиб (z), мм	2,36	2,47	1,88	2,01	1,85	1,97	1,64

На рис. 5-11 представлены вертикальные перемещения опор силовой установки колесного трактора при движении по профилю, представленному на рис. 4. Вертикальное перемещение опоры Δh соответствует перемещению опоры силовой установки относительно положения равновесия под действием статической нагрузки от веса. Сжатие упругого элемента соответствуют отрицательные значения Δh перемещения опоры силовой установки, s – положение оси передних колес трактора относительно поверхности пути.

Вертикальные перемещения относительно статического прогиба передних опор «А» и «В» достигают максимального значения при движении трактора на четвертом режиме при прохождении отметки 24 м, где наблюдается наиболее резкое изменение профиля пути, и составляют соответственно -3,38 мм и -2,49 мм. Уменьшение скорости движения трактора приводит к снижению максимальных перемещений опоры «А» на третьем -2,41 мм, на втором -1,73 мм, на первом режимах -1,26 мм. Максимальные перемещения опоры «В» на третьем режиме: -1,49 мм, втором: -0,46 мм. При работе трактора на первом режиме опора «В» разгружается и перемещается на 0,12 мм вверх от статического положения равновесия.

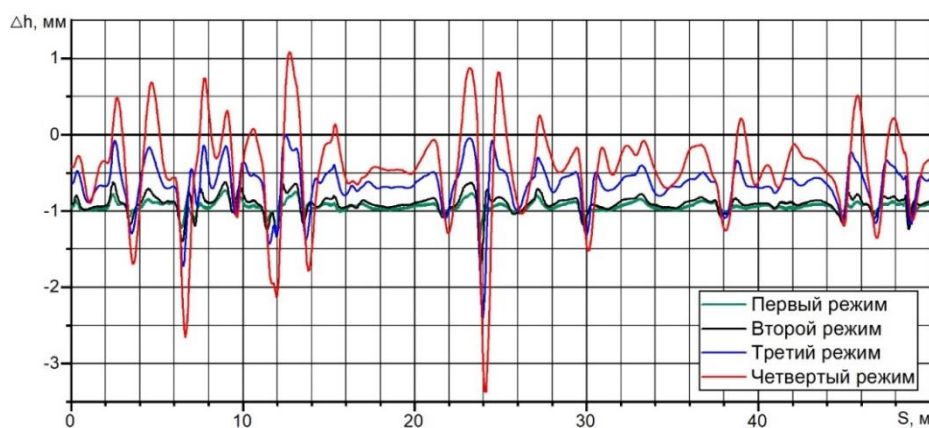


Рис. 5. Вертикальные перемещения правой передней опоры «А»

Fig. 5. Vertical displacements of the right front support «А»

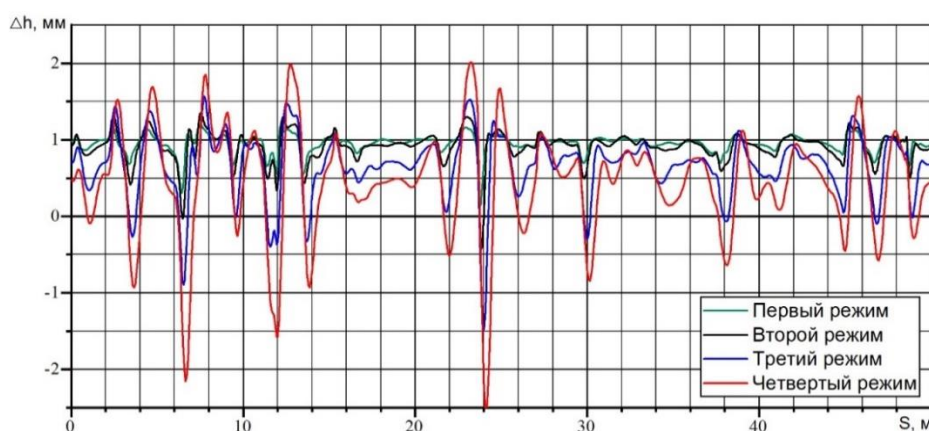


Рис. 6. Вертикальные перемещения левой передней опоры «В»

Fig. 6. Vertical displacements of the left front support «В»

При движении трактора на участке от 18 до 20 м на трактор оказываются наименьшие воздействия со стороны неровностей профиля пути, что позволяет оценить влияние реактивного момента, воспринимаемого упругими опорами силовой установки при движении трактора с различными крюковыми нагрузками. Чем больше величина крюковой нагрузки, тем больший реактивный момент воспринимают упругие элементы опор системы поддрессоривания силовой установки. Под действием этого момента опора «А» получает дополнительную нагрузку, т.е. упругий элемент опоры сжимается, а опора «В», соответственно, разгружается. Величина максимального сжатия упругого элемента опоры «А» под действием опрокидывающего момента не превышает -0,95 мм при движении трактора на первом режиме. Величина минимального сжатия упругого элемента опоры «А» наблюдается на четвертом режиме и со-

ставляет $-0,5$ мм. При движении трактора на втором и третьем режиме величины вертикального сжатия опоры «А» составили соответственно $-0,93$ мм и $-0,7$ мм. Опора «В» разгрузилась, т.е. получила перемещения вверх от статического положения равновесия, на первом режиме $0,95$ мм, на втором режиме $0,93$ мм, на третьем режиме $0,7$ мм и на четвертом режиме $0,5$ мм.

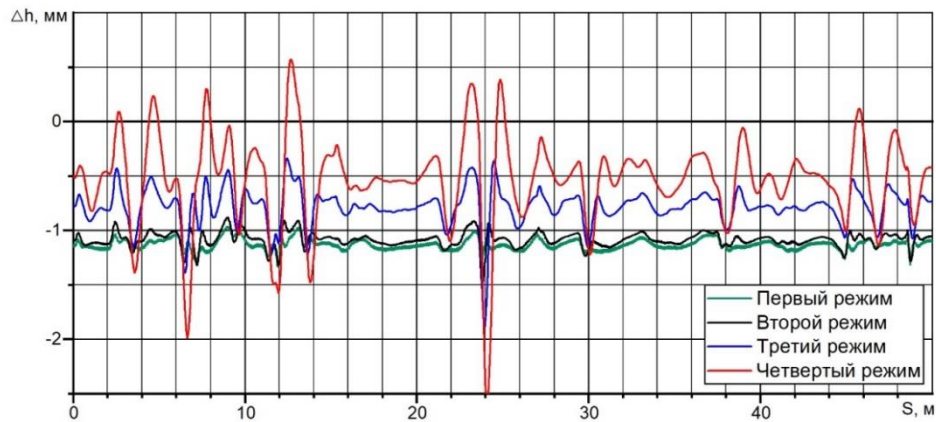


Рис. 7. Вертикальные перемещения средней правой опоры «С»

Fig. 7. Vertical displacements of the right middle support «C»

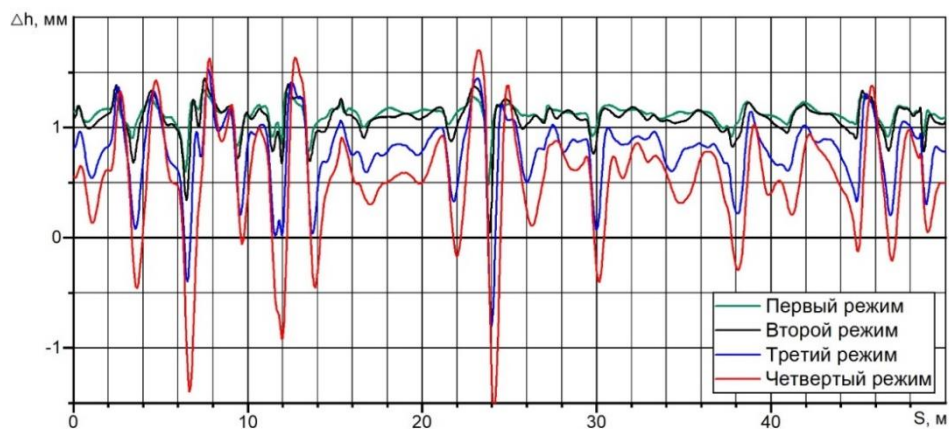


Рис. 8. Вертикальные перемещения средней левой опоры «D»

Fig. 8. Vertical displacements of the left middle support «D»

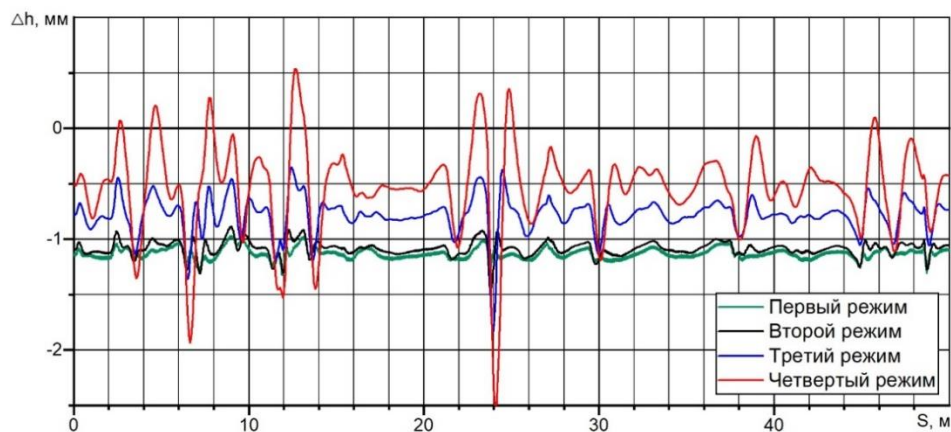


Рис. 9. Вертикальные перемещения средней правой опоры «E»

Fig. 9. Vertical displacements of the right middle support «E»

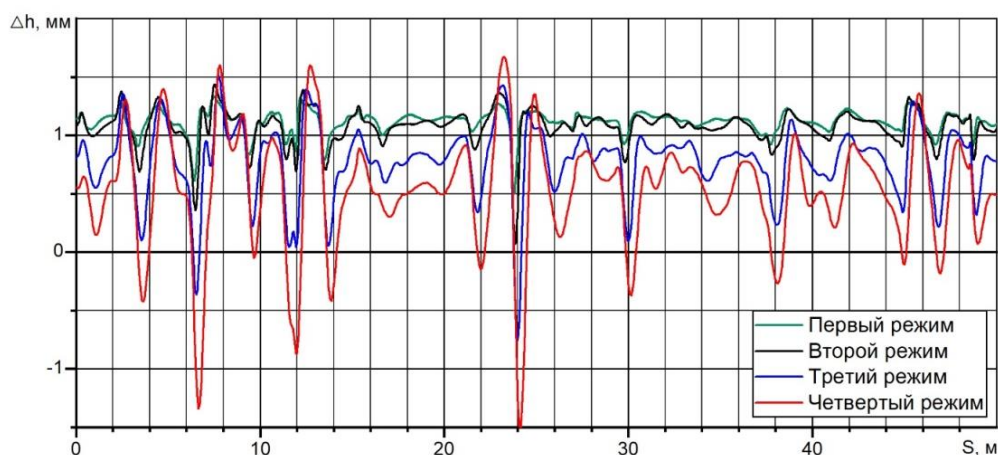


Рис. 10. Вертикальные перемещения средней левой опоры «F»

Fig. 10. Vertical displacements of the left middle support «F»

Опоры «С» и «Е» имеют одинаковую конструкцию и расположены близко друг от друга, в связи с чем перемещения опор «С» и «Е» практически не отличаются. То же самое можно сказать относительно пары опор «D» и «F».

Рассмотрим вертикальные перемещения относительно статического прогиба средних опор «С» и «D». Как и для передних опор «А» и «В», перемещения средних опор «С» и «D» достигают максимального значения при движении трактора на четвертом режиме при прохождении отметки 24 м и составляют соответственно -2,49 мм и -1,50 мм. Уменьшение скорости движения трактора приводит к снижению максимальных перемещений опоры «С» на третьем до -1,87 мм, на втором до -1,51 мм, на первом режимах до -1,29 мм. Максимальные перемещения опоры «D» составляют на третьем режиме -0,76 мм. При работе трактора на первом и втором режимах опора «D» разгружается и перемещается соответственно на 0,50 мм и 0,05 мм вверх от статического положения равновесия.

При движении трактора на участке от 18 до 20 м на трактор оказываются наименьшие воздействия со стороны неровностей профиля пути, что позволяет оценить влияние реактивного момента, воспринимаемого упругими опорами силовой установки, при движении трактора с различными крюковыми нагрузками. Под действием реактивного момента опора «С» получает дополнительную нагрузку, упругий элемент опоры сжимается, а опора «D» – разгружается. Величина максимального сжатия упругого элемента опоры «С» под действием опрокидывающего момента не превышает -1,15 мм при движении трактора на первом режиме. Величина минимального сжатия упругого элемента опоры «С» наблюдается на четвертом режиме и составляет -0,55 мм. При движении трактора на втором и третьем режиме величины вертикального сжатия опоры «С» составили соответственно -1,10 мм и -0,75 мм. Опора под действием реактивного момента «D» разгрузилась, т.е. получила перемещения вверх от статического положения равновесия, на первом режиме 1,15 мм, на втором режиме 1,11 мм, на третьем режиме 0,75 мм и на четвертом режиме 0,50 мм.

Опора «G» расположена на продольной оси симметрии трактора, в связи с чем, угловые колебания силовой установки относительно этой оси не приводят к перемещению опоры. Перемещения опоры вызываются линейными колебаниями вдоль вертикальной оси и угловыми колебаниями в продольной плоскости. Таким образом, перемещения опоры вызваны взаимодействием трактора с поверхностью пути и не зависят от величины крюковой нагрузки, т.е. от опрокидывающего момента силовой установки, что отчетливо видно на рис. 11.

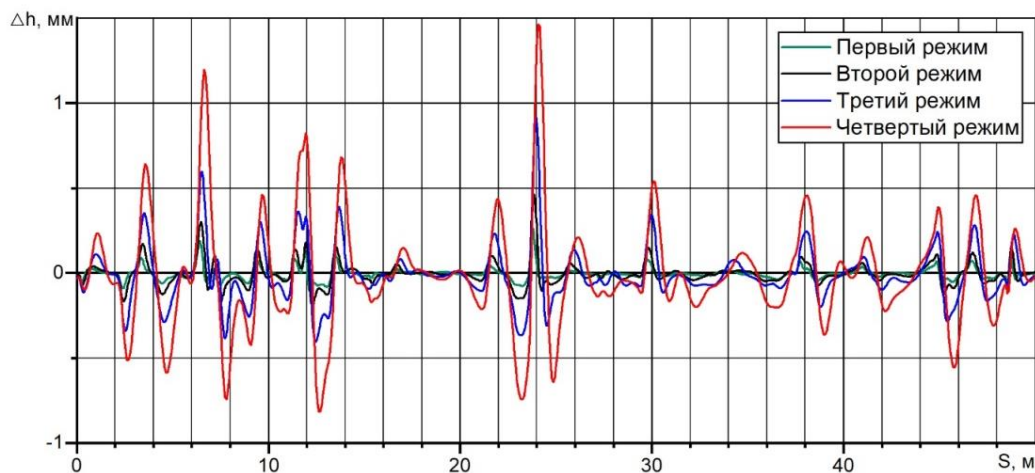


Рис. 11. Вертикальные перемещения центральной опоры «G»

Fig. 11. Vertical displacements of the central support «G»

Вертикальные перемещения относительно статического прогиба опоры «G» достигают максимального значения при движении трактора на четвертом режиме при прохождении отметки 24 м и составляют соответственно 1,45 мм. Уменьшение скорости движения трактора приводит к снижению максимальных перемещений опоры «G» на третьем режиме – до 0,85 мм, на втором – до 0,49 мм, на первом – до 0,25 мм.

Выводы

Возмущения, возникающие в опорах и действующие на упругий элемент, можно разделить на три группы. К первой группе относятся колебания, возникающие в элементах трансмиссии и передающиеся через остов машины. Ко второй группе следует отнести колебания, возникающие под действием опрокидывающего момента. Величина момента зависит от значения крюковой нагрузки. Под действием опрокидывающего момента опоры правого борта постоянно дополнительно сжимаются, а левого разгружаются и восстанавливают исходную высоту. Таким образом, правые опоры нагружены сильнее, что приведет к более интенсивному их разрушению и снизит долговечность. В третью группу входят колебания, вызванные движением машины по неровностям дороги и передающиеся на СУ через колеса и остов. Эти нагрузки оказывают наибольшее воздействие на величину деформации упругих элементов. Амплитуда колебаний силовой установки возрастает при увеличении скорости движения машины и достигает максимальных значений на четвертом режиме.

Опоры нагружаются неравномерно, что связано со схемой их закрепления, разной жесткостью упругих элементов опор, расположения центра тяжести силовой установки. Наиболее нагруженной является правая передняя опора. Максимальное перемещение этой опоры составляет 3,38 мм, что соответствует относительной деформации упругого элемента 11,7 %. Полученные значения перемещений опор позволяют определить напряженно-деформированное состояние упругих элементов и оценить их усталостную прочность.

Исследование выполнено в АлтГТУ им. И.И. Ползунова при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках соглашения №075-11-2021-039 от 25 июня 2021 г.

Библиографический список

1. **Челомей, В.Н.** Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т.: под. ред. В.Н. Челомей – Т.3. Колебания машин, конструкция и их элементов / В.Н. Челомей, Э.Л. Айрапетов, И.А. Биргер, В.Л. Вей и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
2. **Яворский, Ю.** Резина в автомобилях: пер. с пол. / Ю. Яворский. – Л.: Машиностроение, 1980. – 360 с.
3. **Анилович, В.Я.** Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолажченко. – М.: Машиностроение, 1966. – 520 с.
4. **Коростелев, С.А.** Долговечность и оптимальное проектирование гусеничного движителя с резинометаллическими элементами: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. – Барнаул, 2017. – 358 с.
5. **Барский, И.Б.** Сцепление транспортных и тяговых машин / И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
6. **Тарасик, В.П.** Теория движения автомобиля. – 2-е изд., перераб. и доп. / В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2022. – 576 с.
7. **Шарипов, В.М.** Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. / В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752с.
8. **Гуськов, В.В.** Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы»: / В.В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю.Е. Атаманов. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
9. **Погорелов, Д.Ю.** Введение в моделирование динамики систем тел: учеб. пособие / Д.Ю. Погорелов. – Брянск, БГТУ, 1997. – 156 с.
10. **Shabana, A.A.** Dynamics of Multibody Systems. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. – 374 p.
11. **Shabana, A.A.** Computational Dynamics. – New York: John Wiley & Sons Ltd, 2010. – 528 p.

*Дата поступления
в редакцию: 06.06.2023*

*Дата принятия
к публикации: 28.07.2023*