

К ОБОСНОВАНИЮ ПОВЫШЕНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА СПЕЦИАЛЬНОГО ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Горобей В.П., Москалевич В.Ю.

НИЦ «Курчатовский институт», Москва

Ключевые слова: гусеничный трактор, торсионы, листовые пружины, смешанная подвеска, опорный каток, каретка, расчетная схема, деформация, жесткость, колебания, частота.

Аннотация. Предложено в дополнение к торсионной подвеске базового гусеничного трактора тягового класса 2 при переводе на передний привод и регулирование положения направляющего колеса, на стадии проектирования, применение индивидуального подпружинивания кареток опорных катков листовыми рессорами. Обосновано уменьшение приведённой жёсткости подвески остова трактора, что способствует переводу собственных частот вертикальных (линейных) и продольных (угловых) колебаний подрессоренной части корпуса трактора в диапазон, комфортный для тракториста, в том числе при увеличении скорости движения.

TOWARDS A RATIONALE FOR IMPROVING THE RIDE SMOOTHNESS OF A SPECIAL TRACKED TRACTOR

Gorobey V.P., Moskalevich V.Yu.

National Research Center "Kurchatov Institute", Moscow

Keywords: crawler tractor, torsion bars, leaf springs, mixed suspension, support roller, carriage, calculation scheme, deformation, rigidity, vibrations, frequency.

Abstract. A proposed design supplement to the torsion bar suspension of a basic Class 2 crawler tractor, when converting to front-wheel drive and adjusting the position of the idler wheel, is the use of individual springs for the support roller carriages using leaf springs. A justified reduction in the effective stiffness of the tractor frame suspension is proposed, which helps shift the natural frequencies of the vertical (linear) and longitudinal (angular) vibrations of the sprung portion of the tractor body to a range comfortable for the tractor driver, including at increased speeds.

Исследования влияния основных компоновочных параметров ходовой части и трансмиссии гусеничного трактора на смещение центра давления, предельный угол подъёма и допустимый угол поворота позволили установить его технические возможности с металлическими и резиноармированными гусеницами в вариантах использования схемы переднего привода [1]. Для гусеничных машин, эксплуатирующихся в основном на грунтовых дорогах и в условиях бездорожья, качество подрессоривания, т.е. плавность хода, является одним из определяющих факторов. Чем лучше плавность хода, тем выше может быть средняя скорость движения и эффективность использования машины при выполнении различных транспортных работ. Высокий уровень динамической нагруженности движителя определяет и относительно высокую металлоемкость ходовой части [2]. Для определения плавности хода, распределения нагрузки по опорным каткам, динамической нагруженности элементов ходовой системы гусеничного трактора необходимо знать характеристику его подвески. Для каждой конкретной конструкции характеристику подвески определяют через упругую характеристику рессоры и её кинематическую характеристику, представляющую собой

зависимость деформации рессоры от хода катка [3]. При больших динамических нагрузках колебания остова ухудшают условия труда тракториста, а вызываемые ими напряжения снижают долговечность деталей. Динамические нагрузки учитывают при расчете плавности хода и усталостной долговечности невращающихся элементов ходовых систем (рессор, кареток, рам, осей и т.п.) [4]. Физиологически наиболее привычными для человека являются колебания с частотами, свойственными нормальной ходьбе. При хорошем качестве подвески значения собственных частот вертикальных колебаний подрессоренной части корпуса трактора составляет 1,7-2,2 Гц, а угловых колебаний – 0,6-0,8 Гц [5].

Актуальным является определение типа и кинематических характеристик подвески остова для повышения надежности и быстроходности специального трактора для возделывания виноградников при модернизации устаревших конструкций ходовых систем базовой линейки машин Т-54 В, Т-70, оснащенных торсионной подвеской.

Предложено применение в дополнение к базовой торсионной подвеске трактора индивидуального подпружинивания опорных катков листовыми рессорами с обеспечением возможности установки без переоборудования РАГ и металлических гусеничных обводов как составной части требований к компоновке трактора с шириной колеи 1100 мм и шириной гусеничного обвода от 200 мм до 400 мм.

Согласно методике определения нагрузок на каретки трактора [4] разработана эквивалентно-расчётная схема смешанной подвески трактора предлагаемой конструкции: торсионной с подрессориванием опорных катков листовыми пружинами (рис. 1, а) и каретки трактора, подрессоренной листовыми пружинами (рис. 1, б): 1 – приводное колесо, 2 – направляющее колесо с возможностью регулировки, 3 – передний торсион, 4 – задний торсион, 5 – передняя каретка, 6 – задняя каретка, 7 – механизм подъема-опускания направляющего колеса, 8 – переднее навесное оборудование, 9 – заднее навесное оборудование.

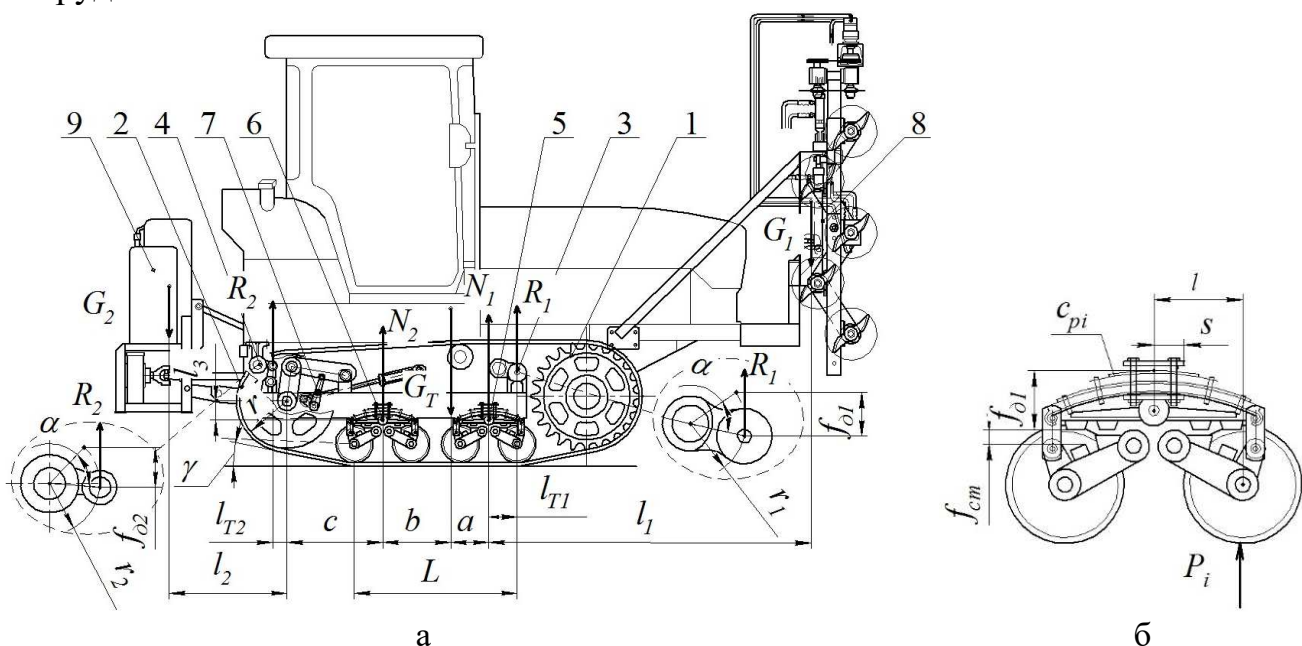


Рис. 1. Расчётные схемы смешанной подвески трактора предлагаемой конструкции (а) и каретки трактора, подрессоренной листовыми пружинами (б)

При движении трактора с навешенной сзади машиной (рис. 1, а) в транспортном положении:

– нагрузка на переднюю и заднюю каретки

$$N_1 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi} b + f(G_T + G_2)(l_3 \cos \gamma - c \sin \gamma - r) - G_2(c + l_2)],$$

$$N_2 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi} a - f(G_T + G_2)(l_3 \cos \gamma - (a + b + c) \sin \gamma - r) + G_2(a + b + c + l_2)],$$

где N_1 – нагрузка на переднюю каретку; N_2 – нагрузка на заднюю каретку; L – расстояние между упругими опорами; G_{Π} – вес поддрессоренной части корпуса трактора; a , b , c – расстояние от центра тяжести до передних и задних осей опорных катков кареток и опорного направляющего колеса; f – коэффициент сопротивления качению; G_T – вес трактора; G_2 – вес сзади навешенной машины; γ – угол подъема задней ветви гусеницы; r – радиус направляющего колеса; l_2 – расстояние от оси задней опоры до центра тяжести навешенной машины сзади; l_3 – расстояние от оси направляющего колеса до оси опорного катка задней каретки;

– нагрузка на передний и задний торсионы

$$R_1 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi}(b + c + l_{T2}) - G_2(l_2 - l_{T2})],$$

$$R_2 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi}(a + l_{T1}) + G_2(a + b + c + l_2)],$$

где R_1 – нагрузка на передний торсион; R_2 – нагрузка на задний торсион; G_2 – вес навешенной машины сзади; l_{T1} – расстояние от оси переднего торсиона до оси опоры передней каретки; l_{T2} – расстояние от оси заднего торсиона до оси направляющего колеса.

При движении трактора с навешенной спереди машиной (рис. 1, а) в транспортном положении:

$$N_1 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi} b + f(G_T + G_1)(l_3 \cos \gamma - c \sin \gamma - r) - G_1(a + b + c + l_1)],$$

$$N_2 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi} a - f(G_T + G_1)(l_3 \cos \gamma - (a + b + c) \sin \gamma - r) - G_1 l_1],$$

$$R_1 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi}(b + c + l_{T2}) - G_1(l_1 - l_{T1})],$$

$$R_2 = \frac{1}{2L} [G_{\Pi}(a + l_{T1}) - G_1(l_1 + a + b + c + l_{T2})],$$

где G_1 – вес навешенной машины спереди; l_1 – расстояние от оси передней опоры до центра тяжести навешенной машины спереди.

Расчёты проводили для $G_T = 50$ кН, $G_1 = 5,79$ кН, $G_2 = 17,66$ кН.

При индивидуальной подвеске вес поддрессоренной части трактора ориентировочно можно принимать $G_n = (0,85 \dots 0,9) G_T$, а при полужесткой подвеске $G_n = (0,75 \dots 0,8) G_T$ [5]. Расчет сил, действующих на опорные катки и деформацию листовых пружин проводили согласно схеме на рисунке 1, б.

Силы на опорные катки:

$$P_i = N_i / 2,$$

где N_i – нагрузка на соответствующую каретку.

$$\text{Статическая деформация листовых пружин: } f_{cm} = \delta \frac{P_i(l - s/4)^3}{3EI},$$

где δ – коэффициент прогиба ($\delta = 1,25-1,45$); l – рабочая длина листовой пружины; s – расстояние от оси каретки до стремянки листовых пружин; E – модуль упругости первого рода для стали ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа); I – осевой момент сопротивления сечения листовой пружины.

Частоты вертикальных (линейных) и продольных (угловых) колебаний подрессоренной части корпуса трактора рассчитывали согласно схеме, приведенной на рисунке 2. Угол отклонения при колебаниях подрессоренной части корпуса трактора на листовых пружинах φ_p , а угол отклонения при колебаниях подрессоренной части корпуса трактора на торсионах φ_T .

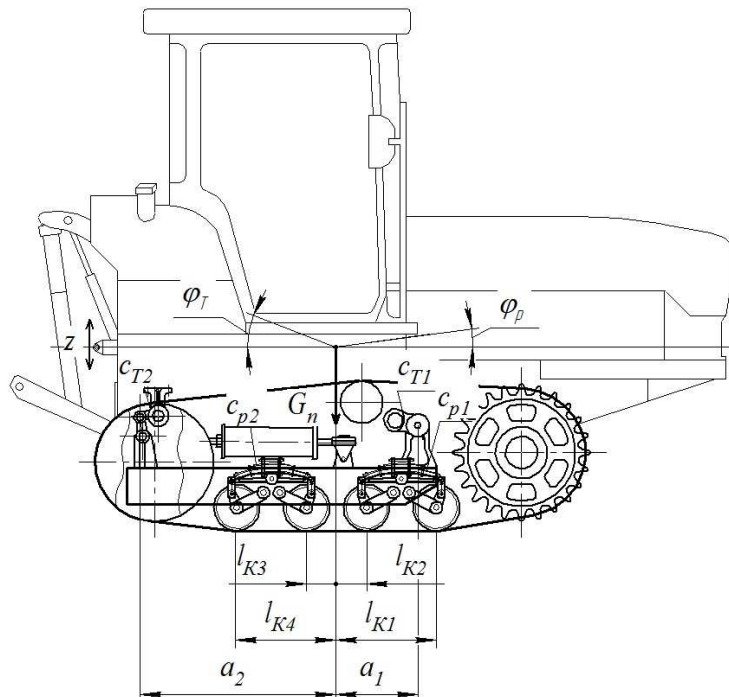


Рис. 2. Схема к определению частот колебаний подрессоренной части корпуса трактора

$$\text{Моменты сил на торсионах: } M_1 = R_1 \cdot r_1, M_2 = R_2 \cdot r_2,$$

где M_1, M_2 – моменты сил соответственно на переднем и заднем торсионах, r_1, r_2 – радиусы цапф соответственно переднего и заднего торсионов.

Угловая деформация торсионов:

$$\alpha_1 = \frac{32M_1L_{T1}}{\pi d_{T1}^4 G}, \alpha_2 = \frac{32M_2L_{T2}}{\pi d_{T2}^4 G},$$

где L_{T1}, L_{T2} – рабочая длина соответственно переднего и заднего торсионов; d_{T1}, d_{T2} – диаметры соответственно переднего и заднего торсионов; G – модуль упругости второго рода материала торсиона ($G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа).

Вертикальные перемещения $f_{\partial 1}$ и $f_{\partial 2}$ рамы трактора на переднем и заднем торсионах соответственно (рис. 1, а):

$$f_{\partial 1} = r_1 \sin \alpha_1, f_{\partial 2} = r_2 \sin \alpha_2,$$

где α_1, α_2 – угловая деформация соответственно переднего и заднего торсионов.

Модуль жесткости торсиона: $c_T = \frac{0,1Gd^4}{L_T}$, где d – диаметр торсиона,

L_T – рабочая длина торсиона.

В результате расчётов для существующей торсионной подвески получили значения $c_{T1} = 458,1$ кН/м, $c_{T2} = 262,3$ кН/м.

Жесткость листовой пружины определяется по формуле:

$$c_p = \frac{3Enbh^3}{\delta \cdot (l - s/4)^3},$$

где n – число листов в листовой пружине; b и h – соответственно ширина и толщина листа пружины.

Принимаем b и h по ГОСТ 7419-90 «Прокат стальной горячекатаный для рессор».

Жесткость листовых пружин для опорных катков рассчитывали при нагрузках на переднюю и заднюю каретки от веса трактора с навешенной машиной сзади или спереди из условия соответствия величин хода смешанной подвески лучшим образцам отечественных и зарубежных тракторов $f_n = 0,08-0,13$ м, $f_{cm} \leq 0,5 f_n$ [5, 6]. В результате расчётов получили значения жёсткости листовых пружин опорных катков передней и задней кареток соответственно $c_{p1} = 130,8$ кН/м, $c_{p2} = 196,3$ кН/м. Собственная частота вертикальных (линейных) колебаний остова трактора связана с жёсткостью подвески и массой трактора согласно выражению:

$$n_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_\Sigma}{M}},$$

где M – подрессоренная масса трактора; c_Σ – суммарная приведенная жёсткость подвески.

Собственные частоты продольных (угловых) колебаний подрессоренной части корпуса трактора на торсионах $n_{\phi m}$ и на смешанной подвеске (торсионах с листовыми пружинами) n_ϕ и определим в соответствии с методикой [5] по формулам:

$$n_{\phi m} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{T1} \cdot a_1^2 + 2c_{T2} \cdot a_2^2}{J}},$$

$$n_\phi = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2(c_{PK1} \cdot l_{K1}^2 + c_{PK2} \cdot l_{K2}^2 + c_{PK3} \cdot l_{K3}^2 + c_{PK4} \cdot l_{K4}^2)}{J}},$$

где c_{T1} , c_{T2} – жёсткости соответственно переднего и задних торсионов; c_{PK1} , c_{PK2} , c_{PK3} , c_{PK4} – жёсткости смешанной подвески, приведённые к опорным каткам; l_{K1} , l_{K2} , l_{K3} , l_{K4} – соответствующие расстояния от центра тяжести трактора до опорных катков; J – момент инерции подрессоренной части корпуса трактора.

Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Как видно из данных таблицы 1, дополнительное подрессоривание опорных катков листовыми пружинами уменьшает приведённую жёсткость подвески, и, соответственно, переводит собственные частоты вертикальных (линейных) колебаний подрессоренной части корпуса трактора в диапазон 1,7-2,2 Гц, а продольных (угловых) колебаний – 0,6-0,8 Гц, что позволяет, с одной стороны,

получить возможность индивидуального вертикального перемещения опорного катка при наезде на препятствия (неровности пути, камни и др.), а с другой стороны, снизить величину ускорений и амплитуду колебаний корпуса трактора на повышенных скоростях движения.

Табл. 1. Собственные частоты вертикальных и продольных колебаний поддрессоренной части корпуса трактора на торсионах $n_{\phi t}$ и на смешанной подвеске (торсионах с листовыми пружинами) $n_{\phi p}$

Тип подвески	Жёсткость подвески, кН/м	Собственная частота колебаний, Гц	
		вертикальных	продольных
Торсионная подвеска	982,7	2,49	1,10
Смешанная подвеска	561,2	1,78	0,79

По результатам расчётов построен график (рис. 3) характеристика упругости смешанной подвески трактора, на котором обозначены жёсткости торсионной подвески C_T , смешанной подвески C , статический ход подвески f_{cm} , динамический ход подвески f_{∂} , динамический ход смешанной подвески $f_{\partial 1}$, динамический ход торсионной подвески $f_{\partial 2}$.

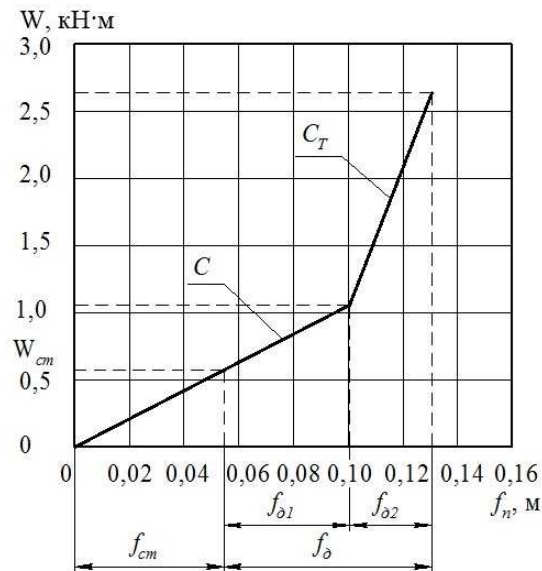


Рис. 3. График зависимости потенциальной энергии W подвески трактора от величины хода подвески f_n

При ходе подвески в интервале от 0 до $f_{cm} + f_{\partial 1} = 0,1$ м одновременно работают листовые пружины опорных катков и торсионы, обеспечивая плавность хода трактора по неровностям пути. Если колебания поддрессоренной части корпуса трактора вызывают ход подвески, величина которого $f_n > f_{cm} + f_{\partial 1}$, листовые пружины опорных катков выключаются за счёт ограничителей кареток, и работают только торсионы, жёсткость которых больше, чем приведённая жёсткость смешанной подвески трактора, что исключает возможность «пробивания» подвески на остова трактора. Величина динамического хода $f_{\partial 2}$ ограничена жёсткостью торсионов.

Определены параметры жесткости листовых пружин для применения в опорных каретках ходовой системы и торсионов для поддрессоривания остова переднеприводного трактора с передним и задним навесным оборудованием.

Установлено, что собственные частоты вертикальных (линейных) и продольных (угловых) колебаний подрессоренной только торсионами части корпуса трактора превышают допустимые значения. Дополнительное подрессоривание опорных катков листовыми пружинами уменьшает приведённую жёсткость подвески и, соответственно, переводит собственные частоты вертикальных (линейных) и продольных (угловых) колебаний подрессоренной части корпуса трактора в диапазон, соответствующий установленным требованиям.

Обосновано повышение скорости, относительно базовых аналогов, специального гусеничного трактора тягового класса 2 с предлагаемой конструкцией ходовой системы.

Результаты исследований могут быть использованы на стадии проектирования предлагаемой конструкции ходовой системы специального гусеничного трактора.

Список литературы

1. Горобей В.П. Исследование влияния параметров основных компоновочных узлов узкогабаритного гусеничного трактора на показатели его устойчивости // Известия сельскохозяйственной науки Тавриды. – 2024. – №38(201). – С. 208-220. – DOI: 10.37279/2413-1946.
2. Гусеничные транспортеры-тягачи / Под ред. д-ра техн. наук проф. В.Ф. Платонова. – М. Машиностроение, 1978. – 351 с.
3. Жданович Ч.И., Плищ В.Н. Определение характеристик подвески гусеничного трактора // Вестник БНТУ. – 2008. – №4. – С. 60-64.
4. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
6. Проектирование мобильных энергетических средств: пособие по одному. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / сост. П.Е. Родзевич. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2020. – 176 с.

Сведения об авторах:

Горобей Василий Петрович – д.т.н., ведущий научный сотрудник группы разработки и исследований макетных и экспериментальных установок;

Москалевич Вадим Юрьевич – д.т.н., старший научный сотрудник группы разработки и исследований макетных и экспериментальных установок.