

Научный обзор

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-636113>

EDN: QMWKQF

Демпфирование в силовых передачах и ходовых системах гусеничных тракторов

З.А. Годжаев¹, В.В. Шеховцов², М.В. Ляшенко², П.В. Потапов², А.И. Искалиев², А.А. Долотов²¹ Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия;² Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

АННОТАЦИЯ

Во время эксплуатации детали основных узлов и агрегатов тракторов испытывают нагрузки динамического характера. Особенно интенсивным динамическим нагрузкам подвержены детали силовой передачи и ходовой системы. Снижение уровня динамической нагруженности деталей силовой передачи и ходовой системы обеспечивается за счёт использования в конструкциях машин упругих и демпфирующих элементов. При этом необходимо знать, как влияют разные виды демпфирования на снижение нагруженности деталей при циклических нагрузках, какие способы определения демпфирующих параметров материалов и элементов конструкций предложены к настоящему моменту. Актуальной технической задачей является разработка активных демпфирующих устройств, упруго-диссипативные свойства которых адаптивно изменяются в зависимости от характера динамических воздействий, в соответствии с этим в статье приведено описание предложенного авторами технического решения такого адаптивного демпфера. Исследование выполнено расчётным методом, опирающимся на основные положения механики материалов, теории колебаний. На основе проведённого анализа сделаны рекомендации по выбору демпферов для использования в ходовых системах тракторов, предложено техническое решение упругодемпфирующего устройства. Практическая ценность работы заключается в возможности использования предложенных рекомендаций для выбора конструкций и характеристик упругодемпфирующих устройств для силовой передачи, а также и ходовых систем гусеничных тракторов.

Ключевые слова: динамическая нагруженность деталей; демпфирующие свойства материалов; конструкционное демпфирование; классификация демпферов; пассивные и активные демпфирующие устройства.

Как цитировать:

Годжаев З.А., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Потапов П.В., Искалиев А.И., Долотов А.А. Демпфирование в силовых передачах и ходовых системах гусеничных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2025. Т. 92, № 3. С. 248–260. DOI: 10.17816/0321-4443-636113 EDN: QMWKQF

Review

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-636113>

EDN: QMWKQF

Damping in Drivetrains and Suspensions of Tracked Tractors

Zakhid A. Godzhaev¹, Viktor V. Shekhovtsov², Mikhail V. Lyashenko²,
Pavel V. Potapov², Azamat I. Iskaliev², Alexander A. Dolotov²

¹ Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia;

² Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

ABSTRACT

During operation, parts of the main components and subsystems of tractors are under dynamic loads. Parts of drivetrain and suspension are subject to especially intense dynamic loads. Reducing the level of dynamic loading of parts of drivetrain and suspension is ensured through the use of elastic and damping elements in designs of the machines. In this case, it is necessary to know how different types of damping affect the reduction of the load of parts under cyclic loads and which methods for determining the damping parameters of materials and structural elements have been proposed to date. The development of active damping devices, the elastic-dissipative properties of which adaptively change depending on the nature of dynamic influences is a relevant technical task; in accordance with this, the paper provides a description of the technical solution of such an adaptive damper proposed by the authors. The study was carried out by a calculation method based on the basic principles of the mechanics of materials and the theory of vibrations. Based on the analysis, recommendations were made for the selection of dampers for use in tractor suspensions, and a technical solution for an elastic damping device was proposed. The practical value of the study lies in the possibility of using the proposed recommendations for choosing the designs and characteristics of elastic damping devices for drivetrain and suspension of tracked tractors.

Keywords: dynamic loading of parts; damping characteristics of materials; structural damping; dampers classification; passive and active dampers.

To cite this article:

Godzhaev ZA, Shekhovtsov VV, Ljashenko MV, Potapov PV, Iskaliev AI, Dolotov AA. Damping in Drivetrains and Suspensions of Tracked Tractors. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2025;92(3):248–260. DOI: 10.17816/0321-4443-636113 EDN: QMWKQF

Submitted: 16.09.2024

Accepted: 14.06.2025

Published online: 22.06.2025

ОБОСНОВАНИЕ

Во время эксплуатации детали основных узлов и агрегатов тракторов испытывают нагрузки динамического характера. Особенно интенсивным динамическим нагрузкам подвержены детали силовой передачи и ходовой системы.

Детали силовой передачи испытывают динамические нагрузки со стороны двигателя – высокочастотные от гармонических составляющих крутящего момента, низкочастотные от колебаний двигателя на подвеске и от изменения режимов его работы при управляющих воздействиях оператора. Со стороны ведущих колёс на силовую передачу во время эксплуатации воздействует целая совокупность переменных нагрузок, причинами возникновения которых являются изменения направления, скорости и тягового сопротивления движению, вертикальные, продольные и поперечные колебания машины на подвеске, а также воздействия от перемотки звенчатой гусеницы [1–9]. К этому добавляются периодические управляющие воздействия оператора при переключениях передач, торможениях, разгонах и поворотах. Вследствие этого в валопроводе силовой передачи трактора формируется сложная картина крутильных и изгибных колебаний. При этом в материале деталей возникают дополнительные напряжения, величина которых бывает сравнима с напряжениями от передаваемого крутящего момента, поэтому появляются и накапливаются усталостные повреждения, которые в итоге могут привести к потере прочности, откатам и поломкам. Плюс к тому динамическая нагруженность деталей является причиной повышенной шумо-виброактивности передачи, что отрицательно влияет на здоровье оператора и работоспособность других узлов и агрегатов трактора [10–16].

В ходовых системах гусеничных тракторов динамическое нагружение деталей интенсивно проявляется из-за особенностей управления направлением их движения, когда одна гусеница замедляется или останавливается и при повороте сгребает грунтозацепами слой почвы, находящейся под ней. При этом динамическим нагрузкам подвергаются и детали гусеницы, и опорные катки, и направляющее и ведущее колёса.

При перемотке звенчатой гусеничной цепи динамические нагрузки ударного характера имеют место во время первичного контакта очередного звена с зубом ведущего колеса и в процессе укладки этого звена на ведущее колесо, а также при укладке звеньев на направляющее колесо.

Нижняя ветвь гусеницы не представляет собой идеально ровной поверхности — опорные катки перемещаются по сравнительно гладкой поверхности беговых дорожек звеньев, но между звеньями имеются некоторые зазоры, переход через которые вызывает импульсные динамические нагрузки. При движении по пересечённой местности гусеничная цепь огибает неровности поверхности,

опорные катки вместе с участками гусеничной цепи перемещаются по вертикали и горизонтали при срабатывании подвески, что также вызывает дополнительную динамическую нагруженность деталей и ходовой системы, и подвески.

Шарниры звеньев верхнего участка гусеничной цепи подвергаются динамическим нагрузкам при поперечных колебаниях звеньев во время их перемещения от ведущего колеса к направляющему. Динамические нагрузки испытывают также направляющее колесо и поддерживающие ролики во время контактов со звеньями во время перемотки.

Особенно интенсивным динамическим нагрузкам подвергаются детали ведущего участка гусеницы в ходовых системах с задним приводом. При выходе очередного звена нижней ветви гусеницы из-под заднего опорного катка это звено включается в состав ведущего участка, нагруженного усилием от ведущего колеса. При этом длина ведущего участка практически мгновенно увеличивается на длину этого звена, что вызывает поперечные колебания этого участка с динамическим нагружением звеньев и их шарниров. Рядом исследователей показано, что значение коэффициента динамичности нагрузок на этом участке обычно составляет 3 и более, при этом дополнительные напряжения в звеньях и их сопряжениях увеличиваются в соответствующее число раз.

Совокупность динамических нагрузок деталей ходовой системы и подвески трактора включает в себя нагрузки с не менее широким спектром частот, чем нагрузки в силовой передаче, но с более широким диапазоном их амплитуд. Для обеспечения расчётной надёжности машины, в том числе долговечности, конструкторы вынуждены закладывать соответствующие запасы прочности деталей, что вызывает увеличение металлоёмкости машины и влияет на её потребительские качества, показатели эффективности, экономичности и экологичности.

Снижение уровня динамической нагруженности деталей силовой передачи и ходовой системы обеспечивается за счёт использования в конструкциях машин упругих и демпфирующих элементов. При этом важным является знание о том, как влияют разные виды демпфирования на снижение нагруженности деталей при циклических нагрузках, какие способы определения демпфирующих параметров материалов и элементов конструкций предложены разными авторами. Актуальной технической задачей является разработка активных демпфирующих устройств, упруго-диссипативные свойства которых адаптивно изменяются в зависимости от характера динамических воздействий, в соответствии с этим в статье приведено описание предложенного авторами технического решения такого адаптивного демпфера.

Целью работы является анализ демпфирующих свойств конструкционных материалов, используемых конструкций пассивных и активных демпферов, разработка технического решения активного адаптивного демпфера.

МЕТОДЫ

Демпфирование колебаний в силовой передаче

Гипотезы о механизмах демпфирования

Демпфирующая способность материала играет большую роль в динамическом поведении конструкции. Она определяет степень поглощения (рассеивания) энергии как собственных, так и вынужденных колебаний её элементов, а вследствие этого степень снижения их динамической нагруженности.

Всем без исключения реальным материалам при нагружении присуще рассеяние энергии. Потери энергии вызываются силами неупругого сопротивления — диссипативными силами, на преодоление которых непрерывно и необратимо расходуется подводимая энергия. Для теоретического описания этих процессов созданы теории, объясняющие суть протекающих в материале физических процессов.

Одно из направлений изучения внутреннего трения связано с учётом фактора времени и созданием теории сплошной среды наследственного вида. Здесь зарубежными учёными предложен ряд теорий — теория вязкого сопротивления Максвелла, теория вязкого трения Кельвина-Фойгта, теория наследственности Больцмана-Вольтерра и другие [17].

Другое направление учитывает роль микропластических деформаций в механизме рассеивания энергии при колебаниях [18]. Такова гипотеза упругого гистерезиса отечественного ученого Давиденкова Н.Н. [19], по которой зависимость напряжения от деформации при повторном нагружении является степенной функцией, определяемой амплитудой деформации, а не скоростью. Гипотеза подтверждена опытными данными для ряда конструкционных материалов и явилась основой для создания более простых прикладных теорий внутреннего трения, из которых наибольшее распространение имеет теория Я.Г. Пановко [20].

Сорокиным Е.С. дано комплексное представление для связи между напряжением и деформацией при циклическом нагружении, когда неупругая циклическая деформация отстает по фазе от упругой на 90° [21]. Для петли гистерезиса гипотеза Е.С. Сорокина даёт эллиптическую зависимость, что удобно в расчётах.

Факторы, влияющие на демпфирующую способность материала

Оценке демпфирующей способности материалов посвящено множество работ отечественных и зарубежных исследователей. Тем не менее, механизм поглощения энергии до сих пор остается в центре внимания исследователей, так как появляются новые материалы с неизученными свойствами.

Детали силовой передачи и ходовой системы трактора изготавливают из конструкционных и специальных сталей. Практические исследования показывают, что демпфирующие способности материалов этих деталей не являются постоянными и зависят от ряда факторов.

Демпфирующую способность материала возможно оценивать при помощи логарифмического декремента δ — показателя скорости затухания колебаний. При установившихся вынужденных колебаниях его величина может быть определена через коэффициент поглощения ψ :

$$\psi = \frac{E_{\text{погл}}}{E_{\text{пот}}}, \quad \delta = \frac{\psi}{2} \quad (1)$$

где $E_{\text{погл}}$ — поглощенная энергия, $E_{\text{пот}}$ — потенциальная энергия.

Практические исследования, выполненные на образцах из конструкционной стали, показали [18], что в области высоких циклических напряжений при кручении τ рассеяние энергии существенно зависит от диаметра цилиндрического образца, например, цилиндрических образцов из стали 50 (рис. 1), особенно в области напряжений свыше 6 кгс/мм².

Установлено также [18], что при крутильных колебаниях демпфирующие способности образцов, выполненных из одного и того же материала, например, трубчатых образцов из стали 45, зависят от способа его термообработки (рис. 2). В диапазонах напряжений от 6 кгс/мм² и выше различие достигает 20%.

Демпфирующие способности материалов зависят также от температуры. Так, на рис. 3 приведены зависимости [18] изменения логарифмического декремента при крутильных колебаниях сплошных круглых образцов (напряжения $\tau = 17$ кгс/мм²) из специальных сталей в диапазоне температур от 0 до 400 °С. Как можно заметить, демпфирующая способность, например, образца из стали У7А после закалки (зависимость 3 на графике) в этом диапазоне температур изменяется практически в полтора раза.

Как известно, значение логарифмического декремента определяется по формуле

$$\delta = \ln \frac{A_1}{A_2} \quad (2)$$

где A_1 — предыдущая, A_2 — последующая амплитуда затухающих колебаний.

Рассмотрение приведенных экспериментальных данных свидетельствует о том, что значения логарифмического декремента δ в пределах изменения касательных напряжений от 0 до 6 кгс/мм² составляют от 0,002 до 0,012, соответственно значения коэффициента поглощения ψ изменяются от 0,004 до 0,024, то есть поглощается от 0,4% до 2,4% подводимой колебательной энергии, и даже

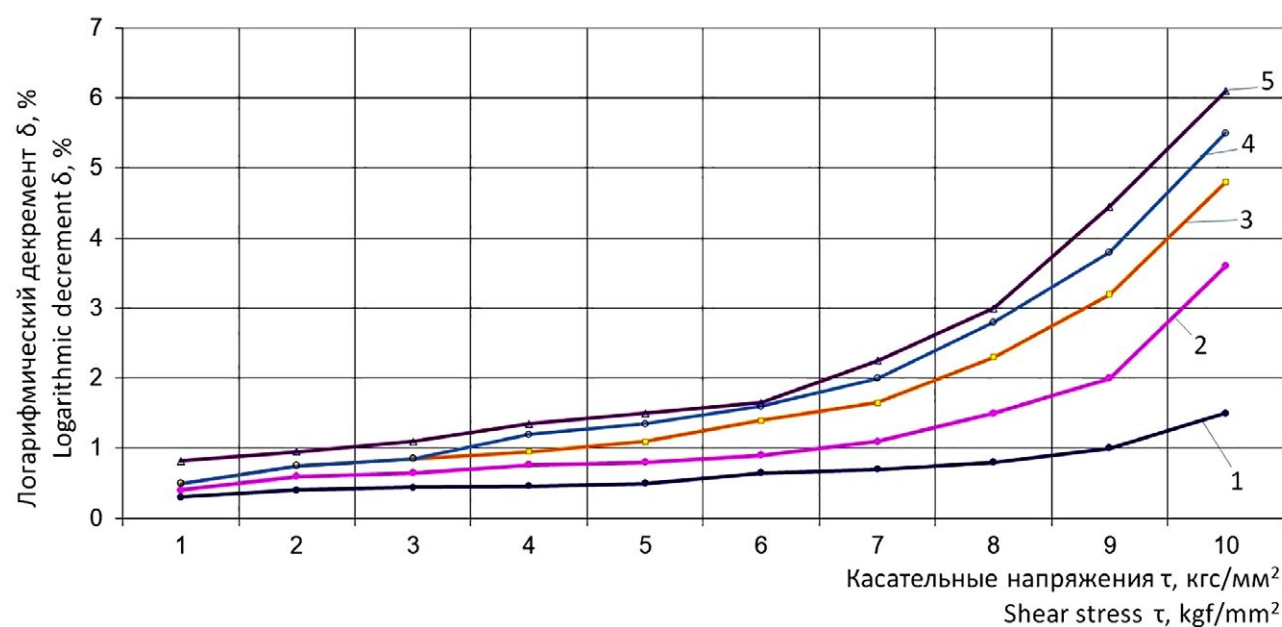


Рис. 1. Зависимости логарифмического декремента δ (%) от касательного напряжения τ (кгс/мм²): 1 — диаметр образца 10 мм; 2 — 20 мм; 3 — 30 мм; 4 — 40 мм; 5 — 50 мм.

Fig. 1. Dependence of logarithmic decrement δ (%) on shear stress τ (kgf/mm²): 1, sample diameter 10 mm; 2, 20 mm; 3, 30 mm; 4, 40 mm; 5, 50 mm.

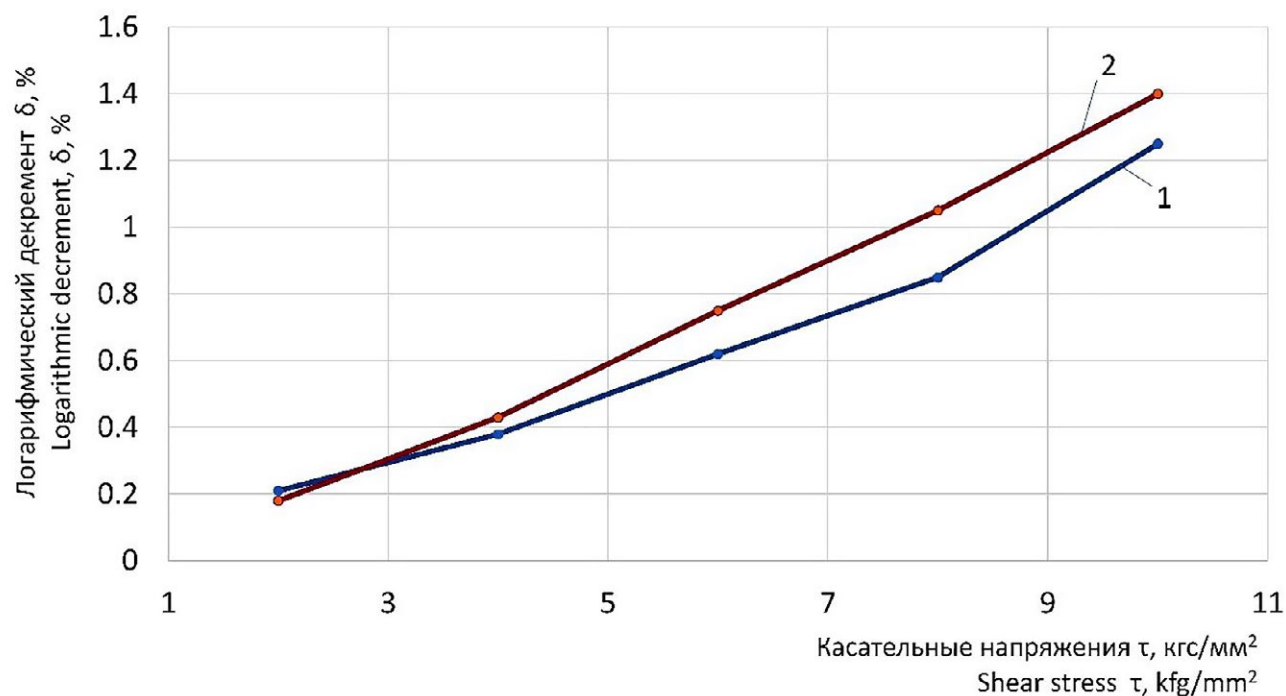


Рис. 2. Зависимость логарифмического декремента δ (%) от касательного напряжения τ (кгс/мм²): 1 — после нормализации; 2 — после закалики.

Fig. 2. Dependence of logarithmic decrement δ (%) on shear stress τ (kgf/mm²): 1, after normalization; 2, after hardening.

в самых экстремальных из рассмотренных случаев нагружения (см. рис. 1) значение логарифмического декремента δ достигает 0,06 при $\tau = 10$ кг/мм², а ψ будет равен 0,12.

Таким образом, в подавляющем числе случаев нагружения внутреннее демпфирование колебаний в материале деталей оказывает малое, а часто совсем незначительное влияние на процесс поглощения колебательной энергии.

Поглощение энергии колебаний при конструкционном демпфировании

При колебаниях деталей силовых передач и ходовых систем тракторов энергетические потери происходят не только в результате внутреннего трения в материале нагружаемых деталей, но также и в результате так

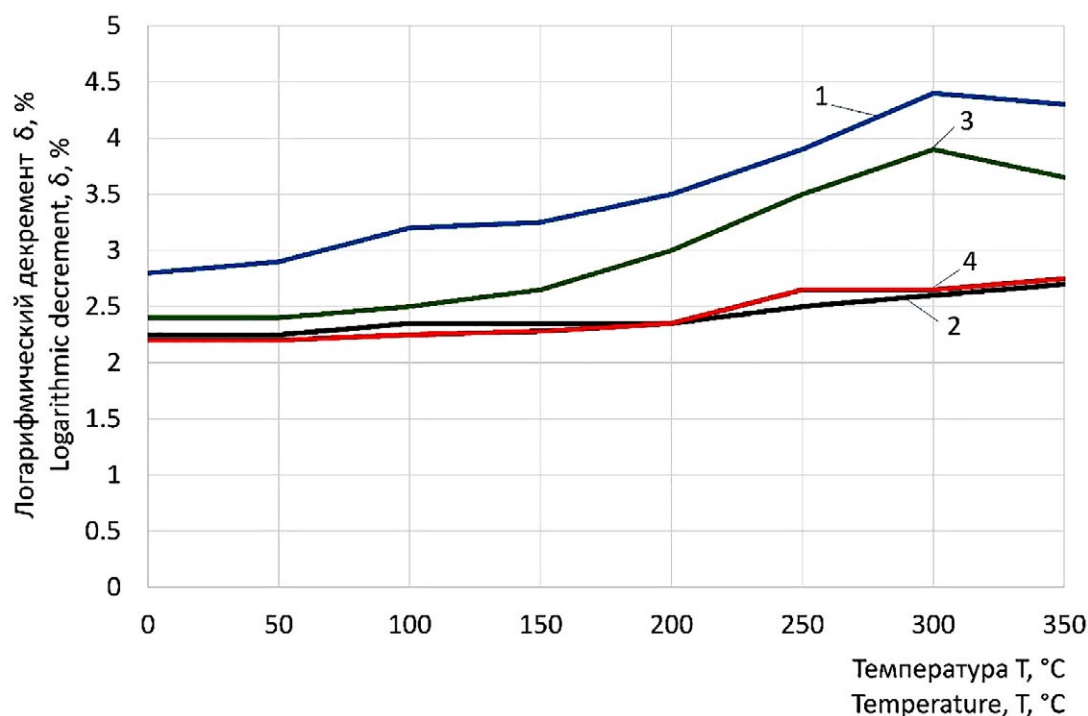


Рис. 3. Зависимости логарифмического декремента δ (%) от температуры T (°C): 1 — из стали У10А после закалки; 2 — после отпуска; 3 — из стали У7А после закалки; 4 — после отпуска.

Fig. 3. Dependence of the logarithmic decrement δ (%) on temperature T (°C): 1, made of the U10A steel after hardening; 2, after tempering; 3, made of the U7A steel after hardening; 4, after tempering.

называемого конструкционного демпфирования. Эти потери происходят из-за трения в кинематических парах, а также в соединениях типа прессовых, шлицевых, резьбовых, заклепочных и т. п. Хотя такие соединения принято называть неподвижными, в действительности при их нагружении неизбежно возникают малые проскальзывания по контактным поверхностям и на соответствующих относительных перемещениях силы трения совершают работу.

Чаще всего надёжные оценки рассеяния энергии при конструкционном демпфировании могут быть получены только экспериментальным путём. В работах [20–23] постулируется экспериментально установленный фундаментальный факт: энергия, рассеиваемая за один период колебаний в единице объёма материала, зависит только от амплитудного значения деформации и не зависит от частоты нагружения.

В работе [23] приведены значения коэффициентов поглощения в шлицевых и шпоночных соединениях при крутильных колебаниях. Исследования выполнены на примере соединений со следующими параметрами: шпоночное соединение Ø50 мм на длине 50 мм, шпонка 12х8х40 мм, шестишлицевое неподвижное соединение Ø46хØ53х12 мм. Получены коэффициенты поглощения: в шпоночном соединении 0,004–0,008; в шлицевом соединении 0,010–0,012. То есть поглощение энергии при этих взаимных относительных микроперемещениях в соединениях ещё меньше (максимум — 1,2%), чем при внутреннем демпфировании в материале деталей.

Приведены также результаты определения коэффициентов поглощения в подшипниках качения при изгибных колебаниях валов с диаметрами от 45 до 70 мм (табл. 1).

Следовательно, как видно из данных табл. 1, коэффициент поглощения радиального подшипника может иметь значения от 0,17 до 0,30, то есть при 0,17 отношение амплитуд (2) должно быть равно 1,09 — невысокая скорость затухания, а при 0,30 должно быть 1,16 — более высокая скорость затухания. Для шарикового радиального упорного подшипника при невысокой скорости затухания отношение амплитуд 1,28, при более высокой — 1,35, и его демпфирующие способности выше, чем у предыдущих.

Таблица 1. Коэффициенты поглощения в подшипниках

Table 1. Absorption coefficients in bearings

Тип подшипника	ψ
Радиальный:	
однорядный, по одному в опоре	0,17–0,24
однорядный, по два в опоре	0,29–0,42
двухрядный сферический	0,21–0,30
Роликовый:	
цилиндрический	0,24–0,45
конический	0,31–0,43
двухрядный цилиндрический	0,29–0,37
Шариковый радиальный и упорный	0,47–0,60

Таким образом, демпфирующие способности подшипниковых узлов существенно более высокие по сравнению с внутренним демпфированием в материале деталей и демпфированием в шлицевых и шпоночных соединениях.

Расчётные методики оценки параметров демпфирования в силовой передаче

Силовая передача трактора включает в себя совокупность узлов, передающих и трансформирующих крутящий момент двигателя. Типовыми деталями механических силовых передач являются валы, оси, подшипники, зубчатые передачи, различные муфты, а также фрикционные, гидравлические и иные механизмы. В эксплуатации в их деталях имеют место и внутреннее, и конструкционное демпфирование, а также потери энергии во время всех видов сухого и вязкостного трения при силовых взаимодействиях. Математически точно описать процессы поглощения или рассеяния энергии в каждой детали передачи не представляется возможным, поэтому предложено несколько упрощающих и обобщающих эти процессы методик расчётного определения демпфирующих параметров на её участках.

В работе [23] показано, что при вязком демпфировании коэффициент поглощения ψ является функцией частоты, при сухом трении — амплитуды колебаний, а в общем случае зависит и от частоты, и от амплитуды. Для описания диссипативных сил используют характеристики, представляющие зависимость диссипативной силы от скорости движения масс колебательной системы или от скорости деформации упругого элемента. При малых виброскоростях диссипативные силы пропорциональны скорости, при больших имеет место квадратичная зависимость.

В соответствии с методикой, предложенной в работе [24], посвященной синтезу разветвленных силовых передач, коэффициент демпфирования колебаний на участках силовой цепи может быть определён из следующих допущений:

- демпфирование пропорционально крутильной жёсткости, тогда

$$k_i = \lambda C_i \quad (3)$$

где k_i — значение коэффициента демпфирования; C_i — значение крутильной жёсткости; λ — коэффициент пропорциональности, выбирается из диапазона $0 < \lambda < 2 / \omega_{max}$, где ω_{max} — максимальное значение частоты;

- демпфирование пропорционально моменту инерции массы, и тогда

$$k_i = 2hI_i \quad (4)$$

где h — коэффициент пропорциональности, выбирается из диапазона $0 < h < \omega_{min}$, где ω_{min} — мини-

мальное значение частоты, I_i — значение момента инерции i -той массы.

В работе [25], посвященной анализу динамики силовых передач металлообрабатывающих станков, показано, что демпфирование в каждом материале зависит от временных характеристик происходящего в материале колебательного процесса, и, подобно (3), утверждается, что при этом коэффициенты демпфирования на каждом участке можно определять на основе значений их крутильной жёсткости по зависимости, в которой вместо коэффициента λ предложен коэффициент T :

$$k_i = TC_i, \quad (5)$$

где k_i (Н·с/м) — коэффициент демпфирования колебаний на i -том участке; T (с) — так называемая «временная постоянная» — эмпирически определяемый для разных материалов коэффициент пропорциональности; C_i (Н·м/рад) — крутильная жёсткость участка.

В табл. 2 приведены определенные автором значения коэффициента T для разных конструкционных материалов.

Таблица 2. Значения коэффициента T для материалов

Table 2. Values of the coefficient T for various materials

Материал	Значение T
Сталь 3	$10 \cdot 10^{-6}$
Сталь 45	$25,3 \cdot 10^{-6}$
Сталь 37ХНЗА	$11,2 \cdot 10^{-6}$
Серый чугун	$324 \cdot 10^{-6}$

Самый подробный анализ процессов демпфирования в силовой передаче именно трактора выполнен Свитачевым А.И., результаты которого представлены в работе [26]. По утверждению автора, «...в динамической модели трактора силы неупругого сопротивления полагают пропорциональными скоростям относительного перемещения масс, поэтому при случайных воздействиях на агрегат коэффициенты демпфирования должны изменяться по всему спектру частот колебаний. Для этого демпфирующие параметры целесообразно оценивать по логарифмическому декременту δ , который связан с коэффициентом демпфирования для k -го участка силовой передачи выражением

$$b_k = \delta_k C_k / \pi \omega_e; \quad (6)$$

где ω_e — эффективная частота колебательного процесса; δ_k — декремент затухания на k -том участке силовой передачи».

Автором экспериментально (по затухающим колебаниям) определены значения обобщённого декремента

затухания δ в силовой передаче трактора-бульдозера ТТ-4М с двумя уровнями удельной энергонасыщенности — 7,1 кВт/т и 10,0 кВт/т — на разных передачах (табл. 3). Также в работе приведены экспериментальные данные по анализу демпфирования в ходовой системе, в соответствии с которыми логарифмический декремент изменяется в ней в диапазоне значений от 0,35 до 1,35 в зависимости от режима работы тракторного агрегата.

Как видно, с ростом удельной энергонасыщенности трактора и номера включённой передачи демпфирование увеличивается. Таким образом, экспериментально подтверждена зависимость (6) демпфирующих параметров в силовой цепи от частоты колебательных процессов.

Использование демпферов в силовой передаче и подвеске

В связи с тем, что при внутреннем и конструкционном демпфировании поглощается только незначительная часть вредной колебательной энергии, для снижения динамической нагруженности как в силовых передачах, так и в подвесках тракторов используются демпферы, то есть специальные устройства, предназначенные для поглощения и рассеяния колебательной энергии. Отечественными и зарубежными авторами предложено множество технических решений демпферов, в которых использованы различные механизмы демпфирования. В общем случае демпфер представляет собой упругодемпфирующее устройство, в состав которого входят (рис. 4) и упругие (металлические или неметаллические, гидравлические или пневматические, электромагнитные или пластические) элементы в разных сочетаниях, и демпфирующие элементы, использующие разные механизмы поглощения энергии.

Демпфирующие устройства в силовых передачах и системах подрессоривания

В системах подрессоривания корпусов агрегатов силовой передачи трактора — двигателя с муфтой сцепления, радиатора, коробки передач с раздаточной коробкой — используются пассивные демпферы с нерегулируемыми упругодемпфирующими характеристиками. По конструкции — это резинометаллические устройства. Они снижают амплитуды передаваемых на раму во время работы

динамических нагрузок, а также компенсируют возможные перекосы рамы.

Резинометаллические демпферы обладают следующими достоинствами:

- невысокая стоимость;
- простота конструкции и технологии изготовления;
- отсутствие необходимости обслуживания;
- достаточно высокая эффективность при высоко- и среднечастотных нагрузках.

Но им присущи и следующие недостатки:

- зависимость упруго-диссипативных характеристик от температуры и времени эксплуатации («старение» резины);
- недостаточная эффективность гашения низкочастотных нагрузок.

Чтобы такие демпферы могли гасить колебательные нагрузки с более широким спектром частот, применяются конструкции, в разных объёмах которых использованы эластомеры с разной жёсткостью, примером может служить верхняя опора амортизаторной стойки из подвески типа МакФерсон.

Для снижения динамической нагруженности силовой передачи тракторов от крутильных колебаний используется множество устройств — упругих муфт с металлическими и неметаллическими упругодемпфирующими элементами: втулочно-пальцевые, с торообразным упругим элементом, со звёздообразным упругим элементом, с упругими металлическими пластинами, со змеевидной пружиной; фрикционных, жидкостных и комбинированных демпферов, а также динамических демпферов, обеспечивающих отстройку от резонанса.

В подвеске остова тракторов используются традиционные упругодемпфирующие устройства на основе пружин, рессор и торсионов, на современных машинах — пневматические, гидравлические и гидропневматические упругодемпфирующие устройства. В рессорных устройствах поглощение колебательной энергии осуществляется за счёт межлистового трения; в пружинных и торсионных оно осуществляется только за счёт внутреннего и конструкционного трения, поэтому обычно параллельно с этими устройствами в подвеску устанавливают гидравлические, газовые или газомасляные амортизаторы. Так, в работе [27] приведены результаты определения величины коэффициента демпфирования гидравлического амортизатора в подвеске гусеничного

Таблица 3. Значения обобщенного логарифмического декремента δ

Table 3. The values of the generalized logarithmic decrement δ

Удельная энергонасыщенность, кВт/т	Значения обобщённого логарифмического декремента δ			
	Номер передачи			
	I	II	III	IV
7,1	0,59–0,88	0,56–1,02	0,55–1,09	0,74–1,2
10,0	0,63–1,11	0,69–1,38	0,78–1,49	1,01–1,60

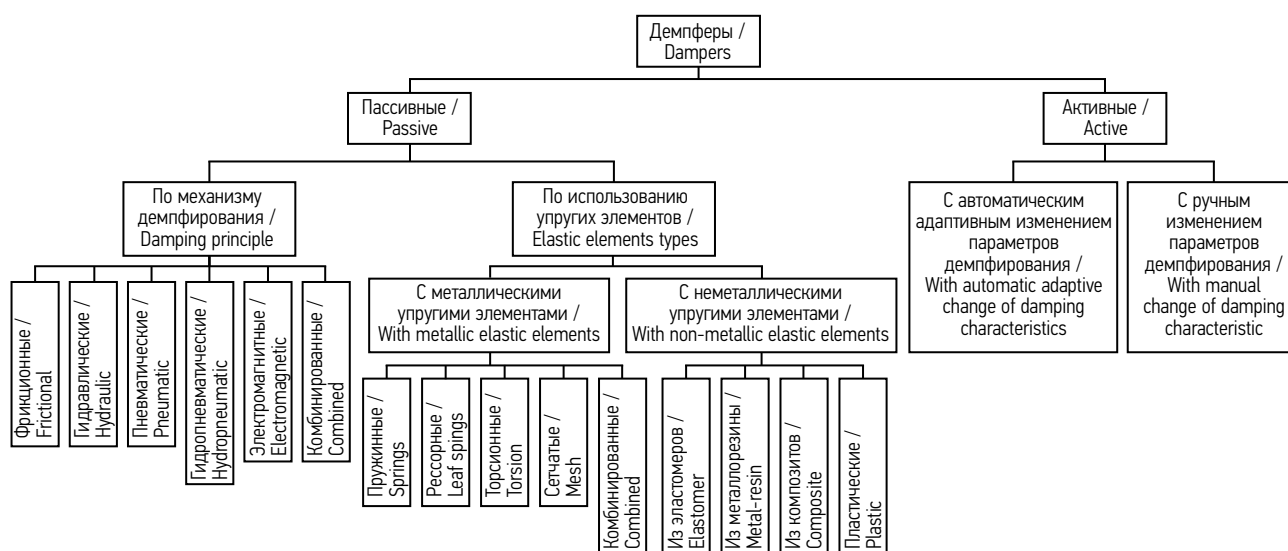


Рис. 4. Классификация демпферов.

Fig. 4. Classification of vibration dampers.

трактора, его величина составила 13,77 кН·с/м, что свидетельствует о высокой эффективности поглощения колебательной энергии.

Конструкции пружинных, рессорных, торсионных подвесок общеизвестны, известны также конструкции пневматических, гидравлических и гидропневматических амортизаторов, поэтому они здесь рассматриваться не будут.

ОБСУЖДЕНИЕ

В конструкциях современных грузовых автомобилей широко используются пневматические и гидропневматические подвески. Их достоинствами являются нелинейная упругодемпфирующая характеристика и возможность вручную или автоматически изменять эту характеристику в соответствии с режимом движения. Такие подвески используются в конструкциях тракторов ведущих европейских, азиатских и американских производителей. На отечественных тракторах указанные системы поддрессирования пока не нашли распространения, хотя в них существует настоятельная потребность, так как тракторы практически постоянно работают в условиях передвижения по пересеченной местности со сложным рельефом поверхности. Ниже приводится описание предложенного и запатентованного авторами технического решения [27] демпфирующего устройства, которое при соответствующей конструктивной проработке возможно использовать в подвеске тракторов. Его достоинством является автоматическое адаптивное изменение упругодемпфирующей характеристики в соответствии с характером воздействий со стороны ходовой системы.

Анализ современных практических технических решений демпферов, используемых в подвесках

для снижения динамической нагруженности деталей ходовых систем тракторов, свидетельствует о том, что наилучшими являются решения, обеспечивающие автоматическое (без участия оператора) изменение характеристик демпфирования с адаптивным приспособлением к характеру воздействующих нагрузок, то есть их автоподстройку. Анализ показал, что используемые в подвесках технические решения с механическими и гидравлическими гасящими устройствами не обеспечивают защиту поддрессорируемого объекта при динамических воздействиях во всем спектре частот и диапазоне амплитуд. Для того, чтобы демпфирующее устройство, помимо реагирования на низкочастотные, успевало реагировать и на воздействия со средними и высокими частотами, необходима по возможности малая инерционность его исполнительных механизмов. Подобную возможность обеспечивают устройства, в упругодемпфирующем механизме которых используются и жидкость, и газ.

Адаптивный демпфер (рис. 5) содержит корпус 1 с цилиндрической полостью 2, в которой установлен поршень 3 со штоком 4 с образованием двух рабочих камер переменного объема 5 и 6. Рабочие камеры 5 и 6 заполнены жидкостью и посредством патрубков 7 и 8 соединены с двумя компенсационными камерами 9 и 10. В этих камерах расположены поршни 11 и 12, разделяющие полости с жидкостью 13 и 14 и с газом 15 и 16. Полости с газом 15 и 16 сообщены между собой с помощью пневмомагистралей 17 и 18 через соединенные параллельно управляемый дроссель переменного сечения 19, пневмодвигатели 20 и 21, соединенные с электрическими генераторами 22 и 23 посредством муфт свободного хода 24 и 25 (рис. 6), и обратные клапаны 26 и 27 (рис. 6). Управляемый дроссель переменного сечения 19 связан

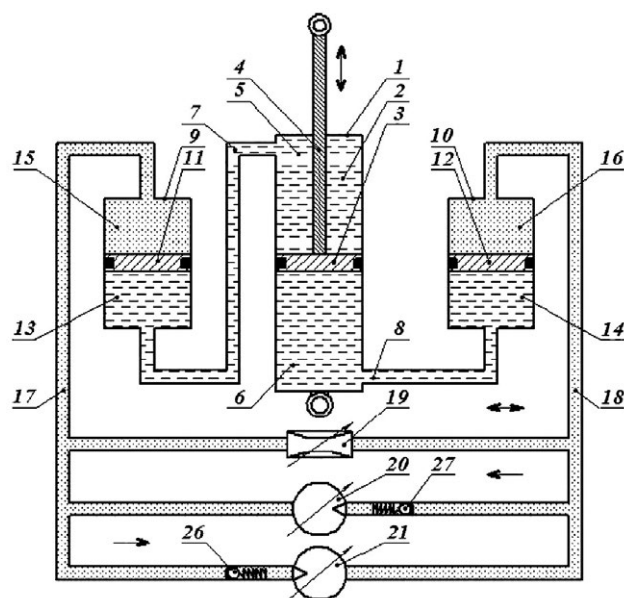


Рис. 5. Схема устройства адаптивного демпфера: 1 — корпус; 2 — цилиндрическая полость; 3 — поршень; 4 — шток; 5, 6 — рабочие камеры; 7, 8 — патрубки; 9, 10 — компенсационные камеры; 11, 12 — дополнительные поршни; 13, 14 — полости с жидкостью; 15, 16 — полости с газом; 17, 18 — пневмомагистрали; 19 — управляемый дроссель; 20, 21 — пневмодвигатели; 22, 23 — электрические генераторы; 24, 25 — муфты свободного хода; 26, 27 — обратные клапаны.

Fig. 5. Scheme of the adaptive damper: 1, housing; 2, cylindrical chamber; 3, piston; 4, rod; 5, 6, work chambers; 7, 8, pipes; 9, 10, compensating chambers; 11, 12, pistons; 13, 14, hydraulic chambers; 15, 16, air chambers; 17, 18, air pipelines; 19, variable throttle; 20, 21, air motors; 22, 23, electric generators; 24, 25, overrunning clutches; 26, 27, check valves.

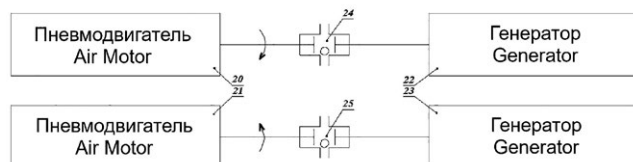


Рис. 6. Схема соединения пневмодвигателей с электрическими генераторами посредством муфт свободного хода: 20, 21 — пневмодвигатели; 22, 23 — электрические генераторы; 24, 25 — муфты свободного хода.

Fig. 6. Connection diagram of pneumatic motors with electric generators via overrunning clutches: 20, 21, air motors; 22, 23, electric generators; 24, 25, overrunning clutches.

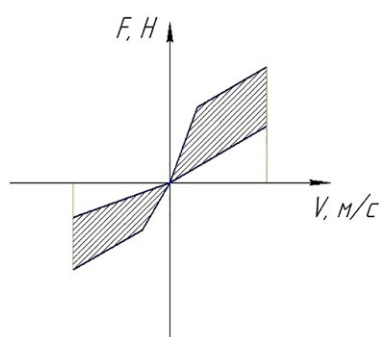


Рис. 7. Область регулирования. характеристики демпфера.

Fig. 7. Regulatory area of damper characteristics.

с системой управления (на схеме не показана). Обратные клапаны 26 и 27 установлены на входах пневмодвигателей 20 и 21 таким образом, чтобы обеспечивать разнонаправленный поток газа на ходах сжатия и отбоя.

Адаптивный демпфер работает следующим образом. При возвратно-поступательном движении поршня 3 (см. рис. 5) усилие неупругого сопротивления устройства складывается из сил сухого трения поршня 3 в корпусе 1 и поршней 11 и 12 в компенсационных камерах 9 и 10, сил трения жидкости в гидравлических патрубках 7 и 8, усилий местных сопротивлений перетеканию газа в пневмомагистралях 17 и 18, в дросселе 19 и обратных клапанах 26 и 27 при их открытии, а также из усилий в приводе пневмодвигателей 20, 21 и сопротивлений, создаваемых генераторами 22 и 23 (рис. 6). Кроме того, на ходах сжатия и отбоя дополнительно к этому добавляются силы тяжести поршней 11 и 12 (см. рис. 5).

На ходе сжатия при движении вниз поршня 3 (см. рис. 5) жидкость под его давлением поступает из рабочей камеры 6 через патрубок 8 в полость 14 компенсационной камеры 10. Создается перепад давления между полостями с жидкостью 14 и с газом 16, что вызывает перемещение поршня 12 вверх и сжатие газа в полости 16. Одновременно жидкость поступает из полости 13 через патрубок 7 в рабочую камеру 5. Создается перепад давления между полостями 13 и 15, что вызывает перемещение поршня 11. Это приводит к расширению газа в полости 15. Под действием возникающего перепада давления газа создаются условия по его перетеканию из полости 16 в полость 15 через пневмомагистрали 17 и 18 и соединенные параллельно дроссель 19 и обратный клапан 27, установленный на входе пневмодвигателя 20. Регулирование расхода газа через дроссель 19 и пневмодвигатель 20 может осуществляться независимо, т.е. одновременно или разновременно в зависимости от внешних возмущений.

На ходе отбоя при движении вверх поршня 3 (см. рис. 5) жидкость под его давлением поступает из рабочей камеры 5 через патрубок 7 в полость 13. Создается перепад давления между полостями с жидкостью 13 и с газом 15, что вызывает перемещение поршня 11 вверх и сжатие газа в полости 15. Одновременно жидкость поступает из полости 14 через патрубок 8 в рабочую камеру 6. Создается перепад давления между полостями 14 и 16, что вызывает перемещение поршня 12 вниз. Это приводит к расширению газа в полости 16. Под действием возникшего перепада давления газа создаются условия по его перетеканию из полости 15 в полость 16 через пневмомагистрали 17 и 18 и соединенные параллельно дроссель 19 и обратный клапан 26, установленный на входе пневмодвигателя 21.

Муфты свободного хода 24 и 25 (рис. 6), посредством которых пневмодвигатели 20 и 21 соединяются с электрическими генераторами 22 и 23, при изменении направления газовых потоков, проходящих через пнев-

модвигатели 20 и 21, отключают передачу нагрузки от генераторов 22 и 23.

За счёт сжимаемости и упругости газа, а также малой инерционности механизма изменения упруго-диссипативной характеристики обеспечивается высокая эффективность демпфера при динамических воздействиях с широким эксплуатационным спектром частот и диапазоном амплитуд (рис. 7).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведённый анализ показал, что за счёт внутреннего трения в материале деталей силовых передач и ходовых систем гусеничных тракторов во время эксплуатации осуществляется поглощение крайне незначительной части вредной колебательной энергии (до 2,4%), что не оказывает заметного влияния на снижение динамической нагруженности деталей. Кроме того, при конструктивном демпфировании поглощение энергии при взаимных относительных микроперемещениях в соединениях деталей еще меньше, чем при внутреннем демпфировании в материале (максимум — 1,2%), что также не обеспечивает эффективного снижения динамической нагруженности деталей.

Наиболее эффективно снижение динамической нагруженности деталей обеспечивается применением специальных устройств для поглощения, гашения или рассеяния колебательной энергии — фрикционных, жидкостных, динамических и комбинированных демпферов, обладающих способностью поглощать большую часть (до 70–80%) колебательной энергии. При этом наилучшими являются технические решения демпфирующих устройств, обеспечивающие автоматическое (без участия оператора) изменение характеристик демпфирования с адаптивным приспособлением к характеру действующих нагрузок. Одним из таких устройств является предложенное авторами техническое решение активного демпфера для использования в подвеске остова трактора, обеспечивающего автоматическое адаптивное изменение упругодемпфирующей характеристики подвески в соответствии с характером воздействий со стороны ходовой системы в широком эксплуатационном спектре частот и диапазоне амплитуд.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. З.А. Годжаев — формулировка проблемы, постановка задачи, анализ результатов исследований и редактирование статьи; В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко — анализ литературных источников, написание статьи, участие в разработке и патентовании технического решения адаптивного демпфера; П.В. Потапов, А.И. Искалиев, А.А. Долотов — участие в написании и редактировании статьи, в разработке и патентовании технического решения адаптивного демпфера. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее

рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и достоверностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источник финансирования. Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда (Соглашение № 23-29-00289 от 13.01.2023).

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы не использовали ранее опубликованные сведения (текст, иллюстрации, данные).

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовались.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: Z.A. Godzhaev: formulation of the problem, objective setting, analysis of research results and editing the manuscript; V.V. Shekhovtsov, M.V. Lyashenko: analysis of literary sources, writing the paper, participation in the development and patenting of a technical solution for an adaptive damper; P.V. Potapov, A.I. Iskaliev, A.A. Dolotov: participation in writing and editing the manuscript, participation in the development and patenting of a technical solution for an adaptive damper. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Ethics approval: Not applicable.

Funding sources: This work was supported by the Russian science foundation (Agreement № 23-29-00289 from 13.01.2023).

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: No previously obtained or published material (text, images, or data) was used in this study or article.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing does not apply to this work as no new data was collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure. The peer review involved two external reviewers, a member of the editorial board, and the in-house scientific editor.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Shekhovtsov VV, Sokolov-Dobrev NS, Ivanov IA, Kalmykov AV. Investigation of the dynamic loading of the power transmission sections of the Chetra 6S-315 tractor. *Izv. VolgGTU. Seriya "Nazemnye transportnye sistemy"*. Vyp. 5: mezhvuz. sb. nauch. st. VSTU. 2012;(2):47–50. (In Russ.) EDN: OPVPFJ
2. Kalmykov AV, Potapov PV, Shekhovtsov VV, et al. Research of dynamic characteristics of Chetra-6C315 tractor's power transmission. In: *31st Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd–25th, 2012: book of Abstracts. Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering*. Warsaw; 2012:21–22. EDN: RPJVT
3. Kalmykov AV, Shekhovtsov VV, Sokolov-Dobrev NS, Lyashenko MV. Reducing the dynamic load of the tractor transmission due to the introduction of an elastic reactive link. *Izvestiya VolgGTU. Seriya "Nazemnye transportnye sistemy"*. Vyp. 7: mezhvuz. sb. nauch. st. VolgGTU. 2013;21(124):24–28 (In Russ.) EDN: RPJVT
4. Shekhovtsov VV, Lyashenko MV, Shevchuk VP, Sokolov-Dobrev NS, et al. Torsional fluctuations from the main operating loads in the shaft transmission line of the VT-100 tractor. *International Research Journal*. 2013;(2):125–128. (In Russ.) EDN: QYRBV
5. Shevchuk VP, Shekhovtsov VV, Klement'ev EV, et al. Investigation of the dynamic characteristics of the transmission of an agricultural tractor of the 6th traction class. *Modern high technologies*. 2013;2:44–49 (In Russ.) EDN: PWATFX
6. Kalmykov AV, Shekhovtsov VV, Sokolov-Dobrev NS, Dolgov KO. Investigation of dynamic processes in the power transmission of a traction class 6 crawler tractor when turning. In: *Progress transportnykh sredstv i system — 2013: mater. mezhdunar. nauch.-prakt. konf., Volgograd, 24–26 sent. 2013*. Volgograd: VolgGTU; 2013;161–162. (In Russ.) EDN: TUAPRN
7. Tesker Yel, Shekhovtsov VV, Taranenko VYu, Podshivalin KP. Dynamic loading of load-bearing parts of crawled tractor transmission during the operation in «acceleration – stopping» mode. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2013;(8):21–23 doi: 10.17816/0321-4443-65723 (In Russ.) EDN: QZZAKN
8. Shekhovtsov VV, Lyashenko MV, Shevchuk VP, et al. Influence of power circuit links oscillations dynamic connectedness on torsional vibrations propagation character in the shafting. *International Research Journal*. 2013;7(2):128–131 (In Russ.) EDN: QYRBV
9. Shekhovtsov VV, Sokolov-Dobrev NS, Shevchuk VP, et al. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor. *The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji*. 2013;60(2):79–91. doi: 10.5604/1234754X.1066776
10. Shekhovtsov VV, Lyashenko MV, Sokolov-Dobrev NS, et al. Prospects of dynamic oscillations absorbers using in suspensions of tractor cabs. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2014;(12):20–24. doi: 10.17816/0321-4443-65487 (In Russ.) EDN: UAHLPB
11. Kalmykov AV, Sokolov-Dobrev NS, Shekhovtsov VV, Liashenko MV. Dynamic loading of tractor power drive at changing torsion rigidity of torque link. *Technology of Wheeled and Tracked Machines*. 2014;(5):17–23 (In Russ.) EDN: SYBMIL
12. Sokolov-Dobrev NS, Shekhovtsov VV, Lyashenko MV, Kalmykov AV. The method of reducing the dynamic load of the power transmission of a tracked tractor. *Vestnik mashinostroeniya*. 2015;(6):6–10 (In Russ.) EDN: VDLIXD
13. Godzhaev ZA, Sen'kevich SE, Malakhov IS, et al. Investigation of dynamic characteristics of agricultural mobile power facilities with adaptive propulsion system. In: *XVI All-Russian Multi-conference on Management Issues (MCPU-2023): materials of the multi-conference. V 4 t., Volgograd, 11–15 sentyabrya 2023*. Volgograd: VolgGTU; 2023;4:48–50. (In Russ.) EDN: KQRVIT
14. Shekhovtsov VV, Sokolov-Dobrev NS, Lyashenko MV. *Analysis and synthesis of dynamic parameters of traction vehicle power transmission elements*. Volgograd: VolgGTU; 2016. (In Russ.)
15. Shekhovtsov VV, Sokolov-Dobrev NS, Potapov PV. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness. *Procedia Engineering*. 2016;150:1239–1244. doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.129 EDN: XFHPQD
16. Godzhaev ZA, Shekhovtsov VV, Liashenko MV, et al. Reducing of dynamical load in vehicle transmission by the part with controlled elastic-damping characteristics. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*. 2021;5(349):157–164. doi: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164 (In Russ.) EDN: NDXXED
17. Nashif A, Dzhouns D, Khenderson Dzh. *Vibration damping*. Moscow: Mir; 1988 (In Russ.)
18. Frolov KF. *Vibrations in technology*. In 6 vols. Vol. 6. *Vibration and shock protection*. Moscow: Mashinostroenie; 1981 (In Russ.)
19. Davidenkov NN. On energy dissipation during vibrations. *Zhurn. tekhn. fiziki*. 1938;8(6):15–21. (In Russ.)
20. Panovko YaG. *Internal friction during vibrations of elastic systems*. Moscow: Fizmatgiz; 1960. (In Russ.)
21. Sorokin ES. *On the theory of internal friction during vibrations of elastic systems*. Moscow: Akad. stroit. i arkhit. SSSR; 1960. (In Russ.)
22. Kolovskii MZ. *Nonlinear theory of vibration protection systems*. Moscow: Nauka; 1966. (In Russ.)
23. Blekhmana II. *Oscillations of nonlinear mechanical systems*. Vol. 2. Chelomei VN. *Vibrations in technology*. In 6 vols. Moscow: Mashinostroenie; 1979 (In Russ.)
24. Dzitkowski T. Synteza rozgęzionych układów napędowych z uwzględnieniem tłumienia. *Modelowanie inżynierskie*. 2009;38:27–39. (In Polish)
25. Marchelek K. *Dynamika obrabiarek*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne; 1974. (In Polish)
26. Svitachev AI. *Improvement of methods of analysis and synthesis of dynamic properties of tractor power transmission*: [dissertation]. Krasnoyarsk; 1989. (In Russ.)
27. Plishch VN. Determination of the damping coefficient of the suspension shock absorber of a tracked tractor. In: *Science — for education, production, economics: Proceedings of the Ninth International Scientific and Technical Conference*. In 4 vols. Minsk: BNTU; 2011;2:32.
28. Patent RUS №217828/20.04.2023 Byul. № 11 Lyashenko MV, Shekhovtsov VV, Potapov PV, et al. Regenerative shock absorber (In Russ.) EDN: PONVFK

ОБ АВТОРАХ

* Потопов Павел Викторович,

канд. техн. наук, доцент,

доцент кафедры «Техническая эксплуатация

и ремонт автомобилей»; mailto:ts@vstu.ru

адрес: Россия, 400005, Волгоград, пр-кт Ленина, д. 28;

ORCID: 0000-0001-6645-6033;

eLibrary SPIN: 7042-2560;

e-mail: paulflinx@gmail.com

AUTHORS' INFO

* Pavel V. Potapov,

Cand. Sci. (Engineering), assistant professor,

Assistant professor of the Technical Operation and Service

of Automobiles Department,

address: 28 Lenina ave, Volgograd, Russia, 400005;

ORCID: 0000-0001-6645-6033;

eLibrary SPIN: 7042-2560;

e-mail: paulflinx@gmail.com

Годжаев Захид Адыгезалович,

д-р техн. наук, член-корр. РАН, профессор,
заместитель директора по инновационной
и внедренческой деятельности;
ORCID: 0000-0002-1665-3730;
eLibrary SPIN: 1892-8405;
e-mail: fic51@mail.ru

Шеховцов Виктор Викторович,

д-р техн. наук, профессор,
профессор кафедры «Техническая эксплуатация
и ремонт автомобилей»;
ORCID: 0000-0002-5207-8972;
eLibrary SPIN: 1173-2370;
e-mail: shehovtsov@vstu.ru

Ляшенко Михаил Вольфредович,

д-р техн. наук, профессор;
профессор кафедры «Техническая эксплуатация
и ремонт автомобилей»;
ORCID: 0000-0003-4502-2900;
eLibrary SPIN: 4291-3348;
e-mail: tslmv@vstu.ru

Искалиев Азамат Ибрагимович,

канд. техн. наук,
старший преподаватель кафедры «Теплотехника
и гидравлика»;
ORCID: 0000-0002-4054-5481;
eLibrary SPIN: 2709-6602;
e-mail: ts@vstu.ru

Долотов Александр Александрович,

канд. техн. наук,
доцент кафедры «Техническая эксплуатация
и ремонт автомобилей»;
ORCID: 0000-0002-6011-4064;
eLibrary SPIN: 9497-0686;
e-mail: dolotov_aleks@mail.ru

Zakhid A. Godzhaev,

Dr. Sci. (Engineering), corresponding member of the Russian
Academy of Sciences, professor;
Deputy director for innovational and implemental activities;
ORCID: 0000-0002-1665-3730;
eLibrary SPIN: 1892-8405;
e-mail: fic51@mail.ru

Viktor V. Shekhovtsov,

Dr. Sci. (Engineering), professor,
Professor of the Technical Operation and Service
of Automobiles Department;
ORCID: 0000-0002-5207-8972;
eLibrary SPIN: 1173-2370;
e-mail: shehovtsov@vstu.ru

Mikhail V. Lyashenko,

Dr. Sci. (Engineering), professor,
Professor of the Technical Operation and Service of Automobiles
Department;
ORCID: 0000-0003-4502-2900;
eLibrary SPIN: 4291-3348;
e-mail: tslmv@vstu.ru

Azamat I. Iskaliev,

Cand. Sci. (Engineering),
Senior lecturer of the Heat Engineering
and Hydraulic Department;
ORCID: 0000-0002-4054-5481;
eLibrary SPIN: 2709-6602;
e-mail: ts@vstu.ru

Alexander A. Dolotov,

Cand. Sci. (Engineering),
Assistant professor at the Technical Operation and Service
of Automobiles Department;
ORCID: 0000-0002-6011-4064;
eLibrary SPIN: 9497-0686;
e-mail: dolotov_aleks@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author