

## Обоснование параметров элементов подвески лесохозяйственного трактора на основе анализа его динамических качеств

С.-С.Ш. Саая<sup>1а</sup>, С.Н. Орловский<sup>2б</sup>, С.Н. Долматов<sup>3с</sup>, А.И. Карнаухов<sup>3д</sup>

<sup>1</sup> Тувинский государственный университет, ул. Ленина, 36, Кызыл, Республика Тыва

<sup>2</sup> Красноярский государственный аграрный университет, пр. Мира, 90, Красноярск, Россия

<sup>3</sup> Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва, пр. Мира, 82, Красноярск, Россия

<sup>а</sup> sai-suu2014@yandex.ru, <sup>б</sup> orlovskiysergey@mail.ru, <sup>с</sup> pipinaskus@mail.ru, <sup>д</sup> sky\_angel\_33@mail.ru

<sup>а</sup> <https://orcid.org/0000-0002-2412-314>, <sup>б</sup> <https://orcid.org/0000-0001-8904-834>,

<sup>с</sup> <https://orcid.org/0000-0002-1389-5894>, <sup>д</sup> <https://orcid.org/0000-0002-7284-2050>

Статья поступила 07.03.2024, принята 12.04.2024

*В статье обоснованы оптимальные параметры элементов подвески колесного трактора на основе анализа его динамических качеств методом построения модели функционирования агрегата. Колебания трактора оказывают вредное влияние на условия труда тракториста и динамическую нагруженность ходовой части, приводят к снижению производительности. В исследованиях [12; 14] при работе трактора на неподготовленной почве величина амплитуды динамических колебаний превышает на 6,3 % таковые при работе такого же трактора в условиях подготовленной почвы. Это приводит к снижению производительности на 43 %, а также снижает ресурс ходовой части на 3,1 моточаса. В работах [12; 14] обосновано, что работа тракторов в условиях повышенных динамических нагрузок, обусловленных плохим состоянием транспортного пути, приводит к ухудшению состояния транспортируемого груза. Следует отметить существование методик, например [1; 2], позволяющих с достаточной для определенного круга задач точностью оценить динамическую нагруженность силовой цепи трактора и без знания параметров процесса взаимодействия движителя с почвогрунтом. Применение этих методик связано с другой трудностью, состоящей в достоверной оценке процессов изменения податливости и характеристик демпфирования системы «движитель – грунт», поскольку физико-механические свойства взаимодействующего с движителем трактора почвогрунта неоднородны и зависят от большого количества факторов. При алгоритмизации модели функционирования за основу принят известный математический аппарат для расчета передаточных функций трехмассовых колебательных систем. Рассмотрен расчетно-экспериментальный метод оценки динамических явлений при взаимодействии гусеничного движителя трактора с почвогрунтом. Получены реализации и вероятностно-статистические характеристики изменения момента сопротивления в гусеничном движителе. Предлагаемая методика может быть использована при отработке научно-обоснованных нормативов режимов эксплуатации и параметров безопасности мобильных лесохозяйственных агрегатов.*

**Ключевые слова:** динамика; нагрузки; модели; параметры; колебания.

## Justification of the parameters of the suspension elements of a forestry wheeled tractor based on an analysis of its dynamic qualities

S.-S.Sh. Saaya<sup>1а</sup>, S.N. Orlovsky<sup>2б</sup>, S.N. Dolmatov<sup>3с</sup>, A.I. Karnaukhov<sup>3д</sup>

<sup>1</sup> Tuvan State University; 36, Lenin St., Kyzyl, Republic of Tuva

<sup>2</sup> Krasnoyarsk State Agrarian University; 90, Mira Ave., Krasnoyarsk, Russia

<sup>3</sup> Siberian State University of Science and Technology named after M.F. Reshetnev; 82, Mira Ave., Krasnoyarsk, Russia

<sup>а</sup> sai-suu2014@yandex.ru, <sup>б</sup> orlovskiysergey@mail.ru, <sup>с</sup> pipinaskus@mail.ru, <sup>д</sup> sky\_angel\_33@mail.ru

<sup>а</sup> <https://orcid.org/0000-0002-2412-314>, <sup>б</sup> <https://orcid.org/0000-0001-8904-834>,

<sup>с</sup> <https://orcid.org/0000-0002-1389-5894>, <sup>д</sup> <https://orcid.org/0000-0002-7284-2050>

Received 29.03.2024, accepted 15.04.2024

*This article substantiates the optimal parameters of the suspension elements of a wheeled tractor based on an analysis of its dynamic qualities by constructing a model of the functioning of the unit. Tractor vibrations have a harmful effect on the working conditions of the tractor driver, the dynamic loading of the chassis, and lead to a decrease in productivity. In studies [12, 14], when a skidder operates on an unprepared drag, the amplitude of dynamic vibrations exceeds by 6.3% those when the same tractor operates under conditions of a prepared skid. This leads to a 43% reduction in productivity and also reduces the chassis life by 3.1 hours. In [12, 14] it is substantiated that the operation of tractors under conditions of increased dynamic loads caused by the poor condition of the transport route leads to a deterioration in the condition of the transported cargo. It should be noted that there are methods, for example [1, 2], that allow, with sufficient accuracy for a certain range of tasks, to estimate the dynamic load of the tractor power circuit even without*

knowing the parameters of the process of interaction of the mover with the soil. The use of these methods is associated with another difficulty, which consists in reliably assessing the processes of change in compliance and damping characteristics of the "propeller-soil" system, since the physical and mechanical properties of the soil interacting with the tractor propulsion unit are heterogeneous and depend on a large number of factors. When algorithmizing the operating model, the well-known mathematical apparatus for calculating the transfer functions of three-mass oscillatory systems is taken as a basis. A computational and experimental method for assessing dynamic phenomena during the interaction of a tractor's caterpillar propulsion system with soil is considered. Realizations and probabilistic-statistical characteristics of changes in the moment of resistance in a tracked propulsion system are obtained. The proposed methodology can be used to develop scientifically based standards for operating modes and safety parameters of mobile forestry units.

**Keywords:** dynamics; loads; models; parameters; vibrations.

**Введение.** Многие мелиоративные агрегаты работают с низким коэффициентом полезного действия трактора. Причина этого кроется в отставании разработки и выпуска специальных тракторов для различных производственных фаз.

Мелиоративные тракторы создаются как модификации лесохозяйственных и промышленных тракторов посредством совмещения с ними ряда дополнительных узлов трансмиссий и изменения ходовой части. Условия передвижения трактора на мелиорируемых лесах, где водный режим переувлажнен, характеристики агрегируемых с ним машин и обрабатываемой среды по сравнению с лесохозяйственными или промышленными условиями резко меняются и определяют новые требования к массе трактора, его ходовому аппарату, энергетической характеристике и компоновке всего трактора.

При выборе оптимальных параметров мелиоративных агрегатов опытные данные должны отражать всю совокупность разнообразия условий их работы.

Исследования рабочего процесса мелиоративных агрегатов складываются из исследований трех элементов — трактора, мелиоративной машины и почвы (обрабатываемой и опорной среды). Между этими тремя элементами в процессе работы существует физическая связь. Многие параметры, характеризующие данные элементы агрегата, находятся во взаимосвязи и должны быть подобраны в соответствии с условиями работы и требованиями, предъявляемыми к работе трактора.

При работе машинно-тракторного агрегата на трактор действуют главным образом два внешних возмущения. Это процесс изменения тягового сопротивления рабочей машины  $R_{кр}(t)$  и энергетический процесс, обусловленный взаимодействием движителя трактора с почвогрунтом  $M_n(t)$ . Для оценки динамических явлений в силовой цепи трактора необходимо располагать сведениями о вероятностно-статистических характеристиках этих возмущений. Но если реализации  $R_{кр}(t)$  записать на осциллограмму несложно, то получение реализации  $M_n(t)$ , затруднительно с точки зрения техники проведения эксперимента.

Следует отметить существование методик, например [1; 2], позволяющих с достаточной для определенного круга задач точностью оценить динамическую нагруженность силовой цепи трактора и без знания параметров процесса взаимодействия движителя с почвогрунтом. Применение этих методик связано с другой трудностью, состоящей в достоверной оценке процессов изменения податливости и

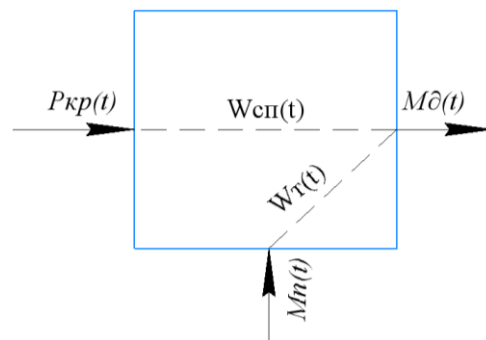
характеристик демпфирования системы «движитель – грунт», поскольку физико-механические свойства взаимодействующего с движителем трактора почвогрунта неоднородны и зависят от большого количества факторов.

**Методы и методика исследования.** Целью исследования является получение оценок вероятностно-статистических характеристик процесса  $M_n(t)$  экспериментально-расчетным способом, а также определение динамических характеристик силовой цепи трактора с учетом взаимодействия движителя гусеничного трактора с почвогрунтом [3–5].

Основные положения предлагаемой методики изложены в научно-техническом бюллетене [3]. Рассмотрим ее на примере решения конкретной задачи, состоящей в определении спектра низкочастотной составляющей колебаний нагрузки двигателя гусеничного трактора в пахотном агрегате.

При построении модели функционирования агрегата за основу принята схема динамической системы с внутренней помехой (рис. 1), в которой  $M_n(t)$  — процесс изменения момента сопротивления на валу двигателя.

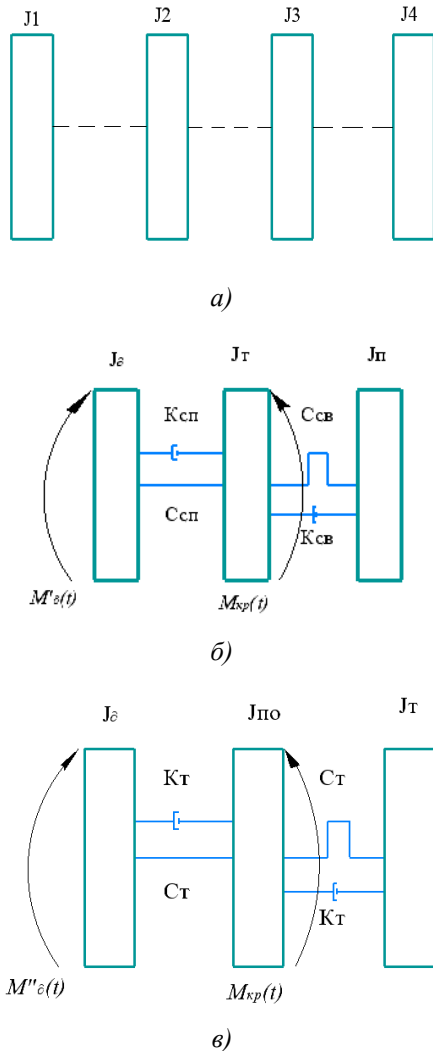
Реакция динамической системы на внешние возмущения  $R_{кр}(t)$  и  $M_n(t)$  определялась спектральной плотностью нагрузки двигателя  $S_d(\omega)$ . Оценка  $S_d(\omega)$  предполагала принцип суперпозиции. В этой связи операторы преобразования в агрегате внешних возмущений оценивались как передаточные функции динамических трактов, через которые эти возмущения проходят до вала двигателя (рис. 2, а). С целью определения передаточных функций получены модели колебательной системы агрегата для случая, когда он функционирует без действия помехи (рис. 2, б) и для случая динамического нагружения агрегата только воздействием  $M_n(t)$  (рис. 2, в).



**Рис. 1.** Модель функционирования машинно-тракторного агрегата

В указанных моделях  $C_{сп}$  — жесткость силовой передачи трактора, включающая в себя жесткость

трансмиссии трактора  $C_T$ , ступицы ведущей звездочки, системы «двигатель – грунт» при рабочем движении трактора без действия помехи;  $C_{св}$  — жесткость эквивалентного валопровода от сечения, в котором регистрируется процесс  $R_{кр}(t)$  до центра масс плуга;  $C_{\Sigma}$  — жесткость эквивалентного валопровода от сечения наклейки датчиков на полуосях заднего моста трактора до центра масс плуга, включающая в себя жесткость части трансмиссии от указанного сечения до оси ведущей звездочки, жесткость ступицы звездочки, полотно гусеничной цепи и жесткость  $C_{св}$ . Коэффициенты  $k_{сп}$ ,  $k_T$ ,  $k_{св}$ ,  $k_{\Sigma}$  учитывают демпфирующие свойства соответствующих систем. Физический смысл инерционных параметров  $J_d$ ,  $\dot{J}_d$ ,  $J_T$ ,  $J_{тп}$ ,  $J_{п}$ ,  $J_{по}$  понятен, если учесть, что первая модель (рис. 2, б) получена на основе упрощения исходной модели (рис. 2, а) за счет исключения массы  $J_2$ , а вторая (рис. 2, в) — массы  $J_3$ .



**Рис. 2.** Исходная (а) и расчетные (б, в) модели колебательной системы агрегата; инерционные массы:  $J_1$  — двигателя;  $J_3$  — трактора;  $J_4$  — плуга;  $J_2$  — ведущих звездочек и гусеничного движителя

**Результаты исследования и их обсуждение.** Поскольку зарегистрировать процесс  $M_n(t)$  сложно, оценка его спектральной плотности  $S_{по}(\omega)$  может быть получена из уравнения [6–8]:

$$S_n(\omega) = S_{по}(\omega) - S_{кр}(\omega) [W_{сп}(I \cdot \omega)]^2, \quad (1)$$

где  $S_{по}(\omega)$ ,  $S_{кр}(\omega)$  — спектральные плотности энергетических процессов  $M_n(t)$  и  $R_{кр}(t)$ , зарегистрированных соответственно на полуосях заднего моста и на крюке трактора;  $[W_{сп}(I \cdot \omega)]^2$  — квадрат модуля передаточной функции силовой передачи трактора, вычисленный по параметрам модели колебательной системы агрегата, показанной на рис. 2, б.

В окончательном виде реакция динамической системы агрегата на совокупность внешних возмущающих воздействий имеет вид:

$$S_n(\omega) = S_{кр}(\omega) [W_{сп}(I \cdot \omega)]^2 + \{S_{по}(\omega) - S_{кр}(\omega) [W_{сп}(I \cdot \omega)]^2\} [W_{сп}(I \cdot \omega)]^2, \quad (2)$$

где  $[W_{сп}(I \cdot \omega)]^2$  — квадрат модуля передаточной функции трансмиссии трактора, вычисленный по параметрам модели колебательной системы агрегата (рис. 2, в).

При алгоритмизации модели функционирования за основу принят известный математический аппарат для расчета передаточных функций трехмассовых колебательных систем [1; 9–11]:

$$[W_{сп}(I \cdot \omega)]^2 = d_{14}^2 \cdot \frac{\omega^4 + H_4 \omega^2 + H_2}{\omega^3 + H_3 \omega^2 + H_4 \omega^4 + H_5 \omega^2 + H_6}, \quad (3)$$

где  $\omega$  — частота колебаний,  $c^{-1}$ ;  $H_1 \dots H_6$ ,  $d_{14}$  — коэффициенты, зависящие от значений параметров  $J$ ,  $C$ ,  $k$  модели колебательной системы.

Определение  $J$ ,  $C$ ,  $K$  — параметров для обеих расчетных моделей — производится с учетом влияния на эти параметры нагрузочного и скоростного факторов режима эксплуатации агрегата [12; 13].

При этом текущие значения податливости  $e_{d2}$  системы «двигатель – почвогрунт» определяются по формуле:

$$e_{d2} = \frac{l_{\delta}}{\left\{ P_{кр} + P_f - \left[ \frac{A(P_{кр} + P_f)}{G} + \frac{BV_{\delta}^2}{(1-b)^2 + c} \right] G \right\} r_k i_{тп}^2}, \quad (4)$$

где  $l_{\delta}$  — совместная деформация движителя и грунта,  $m$ ;  $i_{тп}$  — передаточное число трансмиссии трактора;  $r_k$  — динамический радиус ведущего колеса трактора,  $m$ ;  $P_{кр}$  — тяговое усилие на крюке трактора,  $\kappa H$ ;  $P_f$  — усилие на передвижение трактора,  $\kappa H$ ;  $G$  — эксплуатационная масса трактора,  $t$ ;  $V_{\delta}$  — рабочая скорость агрегата,  $m/c$ ;  $A$ ,  $B$ ,  $C$  — коэффициенты, зависящие от условий работы трактора и особенностей его конструкции [4];  $\delta$  — буксование движителя трактора.

Если разделить правую и левую части уравнения (2) на  $S_{кр}(\omega)$ , получим модель взаимосвязи экспериментальных и расчетных амплитудно-частотных характеристик:

$$[A_{сп}(\omega)]^2 = [W_{сп}(i \cdot \omega)]^2 + \{[A(\omega)]^2 - [W_{сп}(i \cdot \omega)]^2\} [W_T(i \cdot \omega)]^2, \quad (5)$$

где  $[A_{сп}(\omega)]^2$  — квадрат модуля амплитудно-частотной характеристики динамического тракта от крюка трактора до вала двигателя;  $[A(\omega)]^2$  — оператор, доказывающий соотношение спектральных плотностей

момента сопротивления на полуосях заднего моста и на крюке трактора.

Уравнение (5), а также геометрические особенности кривых  $[A_{сп}(\omega)]^2$  и  $[A(\omega)]^2$  используются для расчетов коэффициентов демпфирования в элементах динамической системы агрегата. На рис. 3 в качестве примера приведены эти кривые для случая функционирования в условиях Красноярской лесостепи гусеничного трактора 5-го класса с плугом ПН 8-35 при скорости движения 3,1 м/с. Кривые имеют 3 точки пересечения: а, b, с. Это значит, что при частотах  $\omega_k$ , соответствующих перечисленным точкам, соблюдается равенство  $[A_{сп}(\omega)]^2 = [A(\omega)]^2$ . При данном условии уравнение (5) приобретает вид:

$$[A_{сп}(\omega)]^2 = [W_{сп}(i\omega)]^2 + [A_{сп}(i\omega)]^2 \cdot [W_{т}(i\omega)]^2 - [W_{сп}(i\omega)]^2 [W_{т}(i \cdot \omega)]^2. \quad (6)$$

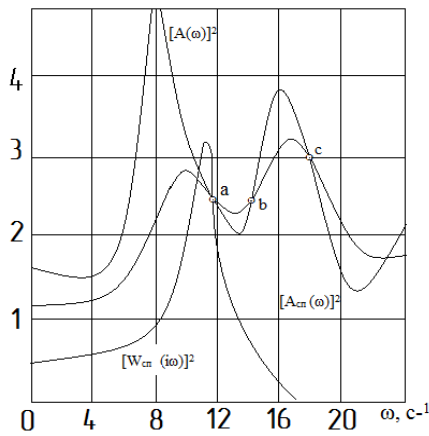
Производя группировку его слагаемых, получим:

$$[A_{сп}(\omega)]^2 \{1 - [W_{сп}(i\omega)]^2\} = [W_{сп}(i\omega)]^2 \{1 - [W_{т}(i\omega)]^2\} \quad (7)$$

или:

$$[A_{сп}(\omega)]^2 = [W_{сп}(i\omega)]^2. \quad (8)$$

Смысл последнего выражения в том, что при частотах, соответствующих пересечению функций  $[A_{сп}(\omega)]^2$  и  $[A(\omega)]^2$ , значения обоих операторов численно равны квадрату модуля передаточной функции силовой передачи трактора.



**Рис. 3.** Схема определения контрольных значений квадрата модуля передаточной функции силовой цепи трактора

Расчет коэффициентов демпфирования производится следующим образом. Для каждой передачи находятся значения  $[W_{сп}^k(i\omega)]^2$ , соответствующие пересечению  $[A_{сп}(\omega)]^2$  и  $[A(\omega)]^2$ . Подстановкой в (3) конкретных для каждой передачи значений динамических параметров  $J_d, J_t, J_n, C_{сп}, C_{св}$  и частоты  $\omega_k$ , соответствующей пересечению  $[A_{сп}(\omega)]^2$  и  $[A(\omega)]^2$ , находится вид правой части (3) как функции аргументов  $k_{сп}$  и  $k_{св}$ .

В результате для каждой передачи получаем как минимум одно уравнение с двумя неизвестными вида:

$$[W_{сп}(i\omega)]^2_{\omega=\omega_k} = d_{14}^2 \frac{f(k_{сп}, k_{св})}{\varphi(k_{сп}, k_{св})}. \quad (9)$$

Для определения  $k_{сп}$  и  $k_{св}$  необходимо решить систему уравнений типа (9), полученных для двух или более передач.

Например:

$$[W_{сп}^V(i\omega)]^2_{\omega=\omega_{сп}^V} = d_{14}^{2(V)} \frac{f_1(k_{сп}^V, k_{св}^V)}{\varphi_1(k_{сп}^V, k_{св}^V)} \quad (10)$$

$$[W_{сп}^{VI}(i\omega)]^2_{\omega=\omega_{сп}^{VI}} = d_{14}^{2(VI)} \frac{f_2(Ak_{св}^V Bk_{сп}^V)}{\varphi_2(Ak_{сп}^V Bk_{св}^V)},$$

где  $Ak_{св}^V = k_{сп}^{VI}, Bk_{св}^V = k_{св}^{VI}$

Приведенные значения коэффициентов демпфирования на 6-й передаче, выраженные через приведенные значения коэффициентов демпфирования на 5-й передаче.

Решение системы позволяет получить приведенные значения  $k_{сп}^V$  и  $k_{св}^V$ . Используя общеизвестные формулы приведения, несложно получить приведенные значения  $k_{сп}$  и  $k_{св}$  и для других передач.

Исходя из найденных значений  $k_{сп}$  и  $k_{св}$ , по формуле (9) рассчитываются значения  $[W_{сп}(i \cdot \omega)]^2$  для всей рассматриваемой области частот колебаний применительно к каждой рабочей передаче трактора. После этого в соответствии с (5) вычисляются значения  $[W_{т}(i \cdot \omega)]^2$  по выражению:

$$[W_{т}(i\omega)]^2 = \{[A_{сп}(\omega)]^2 - [W_{сп}(i\omega)]^2\} / \{[A(\omega)]^2 - [W_{сп}(i\omega)]^2\}. \quad (11)$$

Выбирая произвольно фиксированные значения  $[W_{т}(i \cdot \omega)]^2$ , получим систему уравнений для соответствующих частот колебаний, аналогичную системе (10), решение которой позволяет определить значения  $k_t$  и  $k_{\Sigma}$ .

**Заключение.** При кажущейся простоте операций по определению диссипативных характеристик моделей колебательной системы МТА необходимо более подробно рассмотреть процедуру определения контрольных точек  $[W_{сп}^k(i \cdot \omega)]^2$ . Так, из рис. 3 следует, что такими точками будут а, b, с. Но это не означает, что во всех трех точках будет соблюдаться равенство (8). Для правильного выбора контрольной точки нанесем на графики амплитудно-частотных характеристик график передаточной функции, значения которой рассчитаны при  $k_{сп} = 0, k_{св} = 0$ .

Тогда становится ясным, что для соблюдения равенства (8) в точках b и c необходимо, чтобы как минимум одна из величин,  $k_{сп}$  или  $k_{св}$ , принимала отрицательное значение, а это противоречит физическому смыслу динамических явлений в силовой цепи. Таким образом (рис. 3), контрольная точка — точка а.

Модель (5) зависимости значений амплитудно-частотной характеристики  $[A_{сп}(\omega)]^2$  силовой цепи трактора от определяющих ее факторов проверена на основе экспериментального материала, полученного при изучении функционирования лесохозяйственного

агрегата с гусеничным трактором 5-го класса. Средняя относительная погрешность определения  $[A_{сп}(\omega)]^2$  расчетным методом не превышает 6,33 % и находится в пределах ошибки измерений.

Предлагаемая методика может быть использована при отработке научно-обоснованных нормативов

режимов эксплуатации и параметров безопасности мобильных лесохозяйственных агрегатов.

*Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.*

#### Литература

- Свитачев А.И., Орловский С.Н. Анализ динамических свойств силовых передач лесохозяйственных агрегатов с активными рабочими органами // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 1 (13). С. 19-22.
- Свитачев А.И., Орловский С.Н., Чекаев А.Н. Методика моделирования и оптимизации динамических процессов колебательных систем (силовых передач) лесохозяйственных машинных агрегатов с введением дополнительных связей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 4 (40). С. 60-65.
- Свитачев А.И., Орловский С.Н., Чекаев А.Н. Моделирование и оптимизация динамической нагруженности силовых передач машинно-тракторных агрегатов // Вестн. КрасГАУ. 2012. № 5 (68). С. 286-293.
- Свитачев А.И., Орловский С.Н., Чекаев А.Н. Методика моделирования и оптимизации динамических процессов колебательных систем (силовых передач) лесохозяйственных машинных агрегатов с введением дополнительных связей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 4 (40). С. 60-65.
- Орловский С.Н., Карнаухов А.И., Войнаш С.А. О разработке механизированных комплексов для осушения болот Сибири // Изв. Тульского гос. ун-та. Технические науки. 2023. № 1. С. 526-530.
- Орловский С.Н., Карнаухов А.И., Пушков Ю.Л. Методика определения оптимальных геометрических параметров и режимов резания дисковых фрез для прорезания щелей в талых и мерзлых минеральных грунтах // Системы. Методы. Технологии. 2023. № 1 (57). С. 28-36.
- Орловский С.Н., Соколова В.А., Войнаш С.А. Орудие для подрезки и выкопки семян в питомниках // Системы. Методы. Технологии. 2023. № 2 (58). С. 121-128.
- Орловский С.Н. Орудие для борьбы с торфяными пожарами // Актуальные проблемы обеспечения пожарной безопасности и защиты от чрезвычайных ситуаций: материалы IV Всерос. науч.-практической конф. (Красноярск, 21 апр. 2023 г.). Железногорск: ФГБОУ ВО «Сибирская пожарно-спасательная акад.» гос. противопожарной службы М-ва Рос. Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации стихийных бедствий», 2023. С. 82-84.
- Орловский С.Н. Методика расчета рабочего органа машины для послонного фрезерования лесных почв // Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. 2019. № 3 (369). С. 97-109.
- Орловский С.Н. Обоснование технологии механизированной лесочистки лож водохранилищ и компоновки оборудования для ее выполнения // Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. 2020. № 1 (373). С. 128-145.
- Орловский С.Н., Карнаухов А.И., Загидуллин Р.Р. Испытание новых конструкций режущего инструмента на траншейных экскаваторах ЭТЦ-165 и ЭТЦ-208В при мелиоративном строительстве // Строительные и дорожные машины. 2022. № 12. С. 43-47.
- Макунина Я.С., Долматов С.Н. Обоснование решений по снижению затрат мощности на минерализацию почвы при лесовосстановлении // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: сб. материалов IX Междунар. науч.-практической конф., посвящ. Дню космонавтики (10-14 апр. 2023 г.). В 3-х т. Красноярск: ФГБОУ ВО «Сибирский гос. ун-т науки и технологий им. акад. М.Ф. Решетнева», 2023. Т. 1. С. 523-525.
- Орловский С.Н., Карнаухов А.И. Исследования режимов резания торфяных грунтов баровым рабочим органом // Инженерные решения для АПК: материалы Всерос. науч.-практической конф., посвящ. 83-летию со дня рождения проф. А.М. Лопатина (16 нояб. 2022 г.). Рязань: Рязанский гос. агротехнологический ун-т им. П.А. Костычева, 2022. С. 41-47.
- Орловский С.Н., Карнаухов А.И., Соколова В.А. Крутильные колебания фермы тягового моста // Системы. Методы. Технологии. 2022. № 3 (55). С. 43-47.
- Орловский С.Н., Карнаухов А.И. Методика расчётов оборудования для борьбы с природными пожарами, конструкция и расчёты эффективности применения // Мониторинг, моделирование и прогнозирование опасных природных явлений и чрезвычайных ситуаций: сб. материалов Всерос. науч.-практической конф. (25 окт. 2019 г.). Железногорск: ФГБОУ ВО «Сибирская пожарно-спасательная акад.» гос. противопожарной службы М-ва Рос. Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации стихийных бедствий», 2019. С. 66-70.
- Карнаухов А.И. К вопросу обеспечения энергосбережения при работе лесопожарных агрегатов // Технологии и оборудование садово-паркового и ландшафтного строительства: сб. ст. Всерос. науч.-практической конф. (20 дек. 2018 г.). Красноярск: ФГБОУ ВО «Сибирский гос. ун-т науки и технологий им. акад. М.Ф. Решетнева», 2019. С. 410-414.
- Карнаухов А.И., Попов Д.А. Анализ изменения момента сопротивления на валу фрезы лесопожарного агрегат // Машиностроение: новые концепции и технологии: сб. ст. Всерос. науч.-практической конф. студентов, аспирантов и молодых ученых (18-19 апр. 2018 г.). Красноярск: ФГБОУ ВО «Сибирский гос. ун-т науки и технологий им. акад. М.Ф. Решетнева», 2018. С. 24-30.
- Орловский С.Н. Повышение эффективности дискофрезерных щелерезных агрегатов обоснованием параметров: дис. ... на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Красноярск, 2000. 155 с.
- Орловский С.Н., Карнаухов А.И. Теоретические предпосылки к обоснованию параметров и режимов работы роторных рабочих органов // Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. 2012. № 4 (328). С. 70-76.
- Карнаухов А.И. Лесопожарные агрегаты с торцовой фрезой. Концепция энергосбережения: моногр. Красноярск: СибГТУ, 2011. 219 с.
- Orlovsky S.N., Sokolova V.A., Svoikin F.V. Optimal parameters of a forestry tractor for performing low-energy work // AIP conference proceedings: International Scientific and Practical Conference «Technology in Agriculture, Energy and Ecology» (TAEE2022), Dushanbe, Tajikistan, 24 may 2022

years. V. 2767. AIP Publishing: AIP Publishing, 2022. P. 020004.

### References

1. Svitachev A.I., Orlovskij S.N. Analysis of the dynamic properties of power transmissions of forestry units with active working bodies // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2007. № 1 (13). P. 19-22.
2. Svitachev A.I., Orlovskij S.N., Chekaev A.N. Methodology for modeling and optimization of dynamic processes of oscillatory systems (power transmissions) of forestry machine units with the introduction of additional connections // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2013. № 4 (40). P. 60-65.
3. Svitachev A.I., Orlovskij S.N., Chekaev A.N. Modeling and optimization of dynamic loading of power transmissions of machine-tractor units // The Bulletin of KrasGAU. 2012. № 5 (68). P. 286-293.
4. Svitachev A.I., Orlovskij S.N., Chekaev A.N. Methodology for modeling and optimization of dynamic processes of oscillatory systems (power transmissions) of forestry machine units with the introduction of additional connections // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2013. № 4 (40). P. 60-65.
5. Orlovskij S.N., Karnauhov A.I., Vojnash S.A. On the development of mechanized complexes for draining swamps in Siberia // News of the Tula State University. Technical sciences. 2023. № 1. P. 526-530.
6. Orlovskij S.N., Karnauhov A.I., Pushkov Yu.L. Methodology for determining the optimal geometric parameters and cutting modes of disk cutters for cutting cracks in thawed and frozen mineral soils // Systems. Methods. Technologies. 2023. № 1 (57). P. 28-36.
7. Orlovskij S.N., Sokolova V.A., Vojnash S.A. Tool for pruning and digging up seedlings in nurseries // Systems. Methods. Technologies. 2023. № 2 (58). P. 121-128.
8. Orlovskij S.N. A tool for fighting peat fires // Aktual'nye problemy obespecheniya pozharnoj bezopasnosti i zashchity ot chrezvychajnyh situacij: materialy IV Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. (Krasnoyarsk, 21 apr. 2023 g.). Zheleznogorsk: FGBOU VO «Sibirskaya pozharnospasatel'naya akad.» gos. protivopozharnoj sluzhby M-va Ros. Federacii po delam grazhdanskoj oborony, chrezvychajnym situacijam i likvidacii stihijnyh bedstvij», 2023. P. 82-84.
9. Orlovskij S.N. Methodology for calculating the working body of a machine for layer-by-layer milling of forest soils // Bulletin of higher educational institutions. Lesnoy zhurnal (Forestry journal). 2019. № 3 (369). P. 97-109.
10. Orlovskij S.N. Justification of the technology of mechanized forest clearing of reservoir beds and the layout of equipment for its implementation // Bulletin of higher educational institutions. Lesnoy zhurnal (Forestry journal). 2020. № 1 (373). P. 128-145.
11. Orlovskij S.N., Karnauhov A.I., Zagidullin R.R. Testing of new designs of cutting tools on trench excavators ETC-165 and ETC-208V during reclamation construction // Construction and Road Building Machinery. 2022. № 12. P. 43-47.
12. Makunina Ya.S., Dolmatov S.N. Justification of decisions to reduce power costs for soil mineralization during reforestation // Aktual'nye problemy aviacii i kosmonavtiki: sb. materialov IX Mezhdunar. nauch.-prakticheskoy konf., posvyashch. Dnyu kosmonavtiki (10-14 apr. 2023 g.). V 3-h t. Krasnoyarsk: FGBOU VO «Sibirskij gos. un-t nauki i tekhnologij im. akad. M.F. Reshetneva», 2023. V. 1. P. 523-525.
13. Orlovskij S.N., Karnauhov A.I. Research on modes of cutting peat soils with a bar working body // Inzhenernye resheniya dlya APK: materialy Vseros. nauch.-prakticheskoy konf., posvyashch. 83-letiyu so dnya rozhdeniya prof. A.M. Lopatina (16 noyab. 2022 g.). Ryazan': Ryazanskij gos. agrotekhnologicheskij un-t im. P.A. Kostycheva, 2022. P. 41-47.
14. Orlovskij S.N., Karnauhov A.I., Sokolova V.A. Torsional vibrations of the traction bridge truss // Systems. Methods. Technologies. 2022. № 3 (55). P. 43-47.
15. Orlovskij S.N., Karnauhov A.I. Methodology for calculating equipment for fighting natural fires, design and calculations of the effectiveness of use // Monitoring, modelirovanie i prognozirovanie opasnyh prirodnyh yavlenij i chrezvychajnyh situacij: sb. materialov Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. (25 okt. 2019 g.). Zheleznogorsk: FGBOU VO «Sibirskaya pozharno-spasatel'naya akad.» gos. protivopozharnoj sluzhby M-va Ros. Federacii po delam grazhdanskoj oborony, chrezvychajnym situacijam i likvidacii stihijnyh bedstvij», 2019. P. 66-70.
16. Karnauhov A.I. On the issue of ensuring energy saving during the operation of forest fire units // Tekhnologii i oborudovanie sadovo-parkovogo i landshaftnogo stroitel'stva: sb. st. Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. (20 dek. 2018 g.). Krasnoyarsk: FGBOU VO «Sibirskij gos. un-t nauki i tekhnologij im. akad. M.F. Reshetneva», 2019. P. 410-414.
17. Karnauhov A.I., Popov D.A. Analysis of the change in the moment of resistance on the shaft of a cutter of a forest fire unit // Mashinostroenie: novye koncepcii i tekhnologii: sb. st. Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. studentov, aspirantov i molodyh uchenyh (18-19 apr. 2018 g.). Krasnoyarsk: FGBOU VO «Sibirskij gos. un-t nauki i tekhnologij im. akad. M.F. Reshetneva», 2018. P. 24-30.
18. Orlovskij S.N. Increasing the efficiency of disc milling slot-cutting units by justifying the parameters: dis. ... na soisk. uchen. step. kand. tekhn. nauk. Krasnoyarsk, 2000. 155 p.
19. Orlovskij S.N., Karnauhov A.I. Theoretical prerequisites for substantiating the parameters and operating modes of rotary working bodies // Bulletin of higher educational institutions. Lesnoy zhurnal (Forestry journal). 2012. № 4 (328). P. 70-76.
20. Karnauhov A.I. Forest fire units with an end mill. The concept of energy saving: monogr. Krasnoyarsk: SibGTU, 2011. 219 p.
21. Orlovskij S.N., Sokolova V.A., Svoikin F.V. Optimal parameters of a forestry tractor for performing low-energy work // AIP conference proceedings: International Scientific and Practical Conference «Technology in Agriculture, Energy and Ecology» (TAEE2022), Dushanbe, Tajikistan, 24 may 2022 years. V. 2767. AIP Publishing: AIP Publishing, 2022. P. 020004.