

630*
X15

Учреждение образования
"БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ"

УДК 630*375.4:630*377.4

Хайновский Владимир Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ
ДВУХЗВЕННОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ
С АКТИВНЫМ ПРИВОДОМ ПРИЦЕПНОГО ЗВЕНА**

05.21.01 – Технология и машины лесозаготовок
и лесного хозяйства

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Минск 2005

Работа выполнена в УО "Белорусский государственный технологический университет" на кафедре лесных машин и технологии лесозаготовок

Научные руководители: доктор технических наук, профессор Жуков А.В.
(УО БГТУ, кафедра лесных машин и технологии лесозаготовок);
кандидат технических наук, доцент Мохов С.П.
(УО БГТУ, кафедра лесных машин и технологии лесозаготовок)

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Гуськов В.В.
(БНТУ, кафедра "Тракторы");
кандидат технических наук, доцент Насковец М.Т.
(УО БГТУ, кафедра транспорта леса)

Оппонирующая организация РУП "Минский тракторный завод"

Защита состоится "27" декабря 2005 г. в 14.00 часов на заседании совета по защите диссертаций Д 02.08.06 в Белорусском государственном технологическом университете по адресу: *220050, г. Минск, ул. Свердлова, 13а.*

Телефон ученого секретаря совета: 227-83-41.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского государственного технологического университета.

Автореферат разослан "26" ноября 2005 г.

Ученый секретарь совета
по защите диссертаций доцент



С.П. Мохов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время лесным комплексом Республики Беларусь решаются задачи, направленные на широкое применение ресурсосберегающих технологий, комплексное использование биомассы дерева, увеличение доли сортиментной технологии и объемов несплошных рубок, повышение экологической совместимости лесных машин со средой.

Вместе с тем лесозаготовительная промышленность испытывает недостаток в оборудовании. Одним из наиболее приемлемых вариантов реализации сортиментной технологии в настоящее время является использование двухзвенных погрузочно-транспортных машин, включающих лесохозяйственный трактор и прицепное звено с грузовой платформой, гидроманипулятором и элементами ограждения. На лесозаготовках Республики Беларусь эксплуатируется более 270 таких машин. Однако лесосечный фонд республики имеет свою специфику, которая заключается в значительной изреженности и высокой степени заболоченности. Общий запас ликвидной древесины на труднодоступных лесосеках составляет более 1 млн. м³ в год, а также наметилась тенденция к его недоосвоению.

Наиболее целесообразно увеличить количество древесины, заготовленной на труднодоступных лесосеках с помощью двухзвенных погрузочно-транспортных машин с активным приводом прицепного звена. Машин такой компоновки успешно применяются в сопоставимых природно-производственных условиях многих лесодобывающих стран, а задача повышения их тягово-цепных свойств с учетом экологической совместимости с лесной средой является актуальной и требует проведения специальных исследований.

Связь работы с крупными научными программами, темами. Тема диссертационной работы соответствует научному направлению кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок и выполнялась в рамках следующих НИР:

1. "Разработка теоретических основ оценки динамики и прогнозирования параметров технологического оборудования колесных трелевочных машин" (ГБ 21-037).
2. "Обоснование критериев оценки проходимости и разработка методики оценки эффективности привода осей прицепной колесной погрузочно-транспортной машины" (ГБ 23-031).
3. Государственная целевая научно-техническая программа "Белавтотракторостроение" Задание 05 "Доработать и освоить производство тележки прицепной погрузочно-транспортной, с активным приводом, грузоподъемностью 8 т для транспортировки древесины."
4. Государственная научно-техническая программа "Леса Беларуси" (Задание 4.01. "Разработать технологию освоения заболоченных

74206

Беларуская дзяржаўная
лесна-аграарная ўніверсітэта

лесосек с созданием лесной машины повышенной проходимости на базе лесного трактора МТЗ").

Цель и задачи исследований. Целью работы является повышение тягово-сцепных свойств двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена. В соответствии с целью работы определены следующие задачи исследований:

1. Провести анализ существующих конструкций лесных двухзвенных погрузочно-транспортных машин и работ по исследованиям тягово-сцепных свойств и динамики лесных машин.

2. Разработать математическую модель процесса движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, а также методику оценки ее тягово-сцепных свойств.

3. Разработать методику и провести экспериментальную оценку тягово-сцепных свойств и динамической нагруженности двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, оценить адекватность разработанных математических моделей. Разработать методику эксплуатационно-технологических испытаний и оценить эффективность применения машины в специфических природно-производственных условиях.

4. По разработанным математическим моделям провести теоретическую оценку тягово-сцепных свойств, проходимости и динамической нагруженности двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, обосновать рациональные параметры машины, обеспечивающие повышение ее тягово-сцепных свойств.

5. Разработать практические рекомендации, направленные на совершенствование конструкции лесной двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена.

Объект и предмет исследования. Объектом исследований являлась лесная двухзвенная колесная погрузочно-транспортная машина с активным приводом прицепного звена. Предметом исследований являлись комплексная динамическая система двигатель – трансмиссия – прицепное звено – пачка сортиментов – движитель – поверхность движения и ее основные подсистемы, отражающие конструктивные особенности машины и условия ее эксплуатации.

Методология и методы проведенного исследования. Общая методология работы предусматривала сочетание теоретических и экспериментальных исследований, которые базировались на применении методов системного анализа, теоретической механики, теории случайных процессов, динамики стохастических систем и оптимального конструирования.

Научная новизна и значимость полученных результатов. Впервые разработана математическая модель процесса движения двух-

звенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, описывающая динамические процессы взаимодействия подсистем двигатель – трансмиссия – ходовая часть с пачкой сортиментов и поверхностью движения, с учетом буксования осей машины и различных вариантов их привода, позволяющая оценить параметры машины, влияющие на ее эксплуатационно-технологические свойства. Определены показатели производительности эксплуатации, тягово-сцепных свойств, динамической нагруженности трансмиссии и ходовой части машины, влияющие на эффективность ее применения. Обоснованы рациональные параметры двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена.

Практическая значимость полученных результатов. Разработанные методики исследований и математические модели, программные средства для ЭВМ позволяют на стадии проектирования обосновать рациональные конструктивные параметры двухзвенной погрузочно-транспортной машины, обеспечивающие высокие показатели тягово-сцепных свойств в заданных условиях эксплуатации при различных схемах привода, что позволит повысить качество проектных работ и сократить сроки и объемы доводочных испытаний.

Определена область применения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена в природно-производственных условиях лесозаготовительного производства. Использование двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена позволит увеличить количество дней работы в году на лесосечных работах, повысить степень освоения труднодоступного и изреженного лесосечного фонда. При этом удельные совокупные затраты от ее применения в указанных условиях снижаются на 15–20%.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

– методика комплексной оценки тягово-сцепных свойств и проходимости двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, учитывающая параметры шин и грунта, а также эффективность транспортировки сортиментов в заданных условиях движения;

– математическая модель движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, описывающая колебания трансмиссии и поддрессоренных масс эквивалентной расчетной схемы, динамические процессы взаимодействия подсистем двигатель – трансмиссия – ходовая часть с пачкой сортиментов и опорной поверхностью, учитывающая вариантность приводных осей, буксование колес и параметры их взаимодействия с поверхностью движения;

– теоретические и экспериментальные результаты по динамической нагруженности трансмиссии и ходовой части двухзвенной погрузочно-

транспортной машины с активным приводом прицепного звена, показателям тягово-сцепных свойств и проходимости, результаты производственной эксплуатации машины и эффективности ее применения в природно-производственных условиях Республики Беларусь;

– рекомендации, направленные на совершенствование конструкции двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, повышение ее тягово-сцепных свойств и технологической эффективности.

Личный вклад соискателя. Диссертация явилась результатом личной работы автора. Им проведен анализ существующих конструкций лесных двухзвенных погрузочно-транспортных машин отечественного и зарубежного производства и работ по исследованиям тягово-сцепных свойств и динамики лесных машин. Разработаны математическая модель процесса движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена и соответствующие программные средства для ЭВМ, а также методика оценки тягово-сцепных свойств и проходимости машины. Проведены исследования тягово-сцепных свойств, проходимости и динамической нагруженности двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена. Разработаны методики и проведены с участием автора производственно-технологические и исследовательские испытания двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, обоснованы ее рациональные параметры.

Апробация результатов диссертации. Основные результаты диссертационной работы докладывались и одобрены на международных научно-технических конференциях: "Лес – экология и ресурсы" (Минск, 2002 г.), " Леса Европейского региона – устойчивое управление и развитие" (Минск БГТУ, 2002), "Прогрессивные технологии, технологические процессы и оборудование" (Могилев, УО МГТУ, 2003 г.), Международной научной конференции молодых ученых "Лес в жизни восточных славян: от Киевской Руси до наших дней" (Институт леса НАН Беларуси, Гомель, 2003 г.), а также научно-технических конференциях БГТУ 2000–2005 гг.

Опубликованность результатов. Основные положения диссертации опубликованы в 12 печатных работах, в том числе в 9 статьях научных сборников (44 с.), в 1 статье в журнале (9 с.), 1 материале (3 с.) и 1 тезисе докладов (2,5 с.) на научных конференциях.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, общей характеристики работы, 5 глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Объем диссертации – 180 листов печатного текста. Работа содержит 94 рисунка, 29 таблиц, 141 литературный источник, 4 приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ состояния лесной промышленности Республики Беларусь, обобщены данные о состоянии парка лесных машин и уровне механизации технологического процесса по заготовке сортиментов на предприятиях лесного комплекса. Выполнен обзор существующих конструкций лесных двухзвенных погрузочно-транспортных машин. С учетом специфики и сложности условий эксплуатации лесозаготовительного производства, особенно при освоении труднодоступного и изреженного лесосечного фонда, важнейшими эксплуатационными свойствами для двухзвенных погрузочно-транспортных машин являются тягово-сцепные. Наиболее перспективный путь их повышения – использование активного привода прицепного звена в конструкции машины, что требует проведения специальных исследований.

Основными работами по взаимодействию единичного пневматического колеса с поверхностью движения являются труды Р.В. Вирабова, В.А. Петрушова, Н.А. Ульянова и др. В области исследования тягово-сцепных свойств и проходимости тракторной техники и лесных машин основополагающими работами являются труды Я.С. Агейкина, В.В. Ванцевича, Е.Н. Галицкого, В.В. Гуськова, А.В. Жукова, В.И. Кнороза, В.В. Кацыгина, А.М. Кочнева, А.Х. Лефарова, С.Ф. Орлова, В.А. Симановича, В.Н. Лоя и др. Многие из названных авторов в своих работах отражают комплексный подход к оценке эксплуатационных свойств рассматриваемой техники. Динамическая нагруженность элементов трансмиссии и ходовой части транспортных средств общего и специального назначения отражена в работах П.В. Аксенова, В.Б. Альгина, М.К. Асмоловского, А.Р. Гороновского, А.И. Смяяна, А.К. Фрумкина, В.С. Шуплякова, Н.Н. Яценко и др.

Во второй главе приведены технологические схемы заготовки сортиментов в условиях изреженности и заболоченности лесосечного фонда с использованием двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена и применением бензиномоторных пил на валке, обрезке сучьев и раскряжке при среднем объеме хлыста менее $0,2 \text{ м}^3$, а также навесного процессора либо легкого харвестера на лесосеке со средним объемом хлыста $0,2 \dots 0,4 \text{ м}^3$. При этом двухзвенной погрузочно-транспортной машиной осуществляется подвозка заготовленных на лесосеке сортиментов на пункт перегрузки, находящийся на расстоянии до 1000 м на участке с удовлетворительной несущей способностью грунта.

При разработке труднодоступной лесосеки с невысоким запасом ликвидной древесины, когда строительство лесовозных усов экономически не оправдано, целесообразно использовать двухзвенную погруз-

зочно-транспортную машину на транспортировке заготовленных на лесосеке сортиментов потребителю на расстояние до 10...15 км. Об этом свидетельствует проведенная сравнительная оценка изменяющихся совокупных затрат на 1 м³ заготовленной и перевезенной древесины (рис. 1 и 2). Также при освоении труднодоступного лесосечного фонда и отсутствии лесовозных усов допускается осуществлять транспортировку заготовленных на лесосеке сортиментов к лесовозной ветке либо дороге общего пользования на расстояние до 5...10 км.

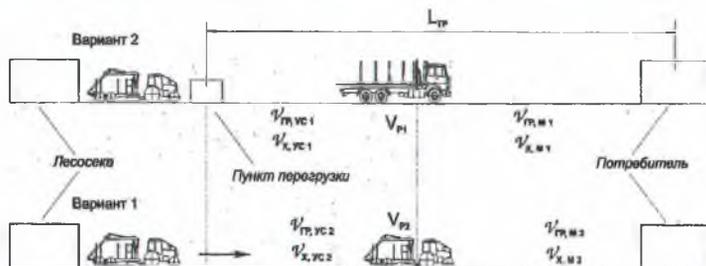


Рис. 1. Схема вариантов транспортировки заготовленных на труднодоступной лесосеке сортиментов потребителю

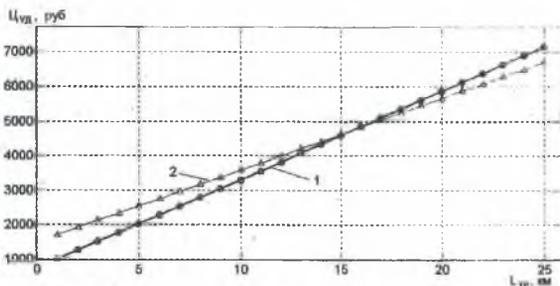


Рис. 2. Составляющие совокупных затрат заготовки и вывозки 1 м³ сортиментов (варианты 1 и 2 в соответствии с рис. 1.)

Эксплуатационные испытания двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, проведенные в условиях лесосырьевой базы ГЛХУ «Старобинский лесхоз», доказали возможность ее работы при освоении заболоченного лесосечного фонда. При включенном активном приводе прицепного звена скорость движения груженой машины по труднопроходимым участкам трелевочного волока составила 4 км/ч, а лесовозного уса – 5 км/ч. Сменная производительность при расстоянии подвозки 500 м равнялась 42,5 м³/см.

Эксплуатационная эффективность оценивалась часовой производительностью $P_{ч}$ в зависимости от двух факторов – расстояния подвозки L и объема пачки древесины Q . Для решения этой задачи был произведен многофакторный эксперимент, при котором решалась интерполяционная задача определения зависимости часовой производительности от различ-

ных технико-эксплуатационных факторов. В результате выполнения полного факторного плана эксперимента была получена следующая интерполяционная формула часовой производительности машины:

$$П_{ч} = 3,032 - 0,004 \cdot L + 1,059 \cdot Q - 0,08 \cdot Q^2.$$

Для определения степени воздействия двигателя двухзвенной погрузочно-транспортной машины на опорную поверхность были рассчитаны величины среднего давления на колеса. Расчеты, проведенные для случаев работы машины с шинами разной ширины профиля и эластичной гусеницей на колесах балансирующей тележки прицепного звена, рейсовой нагрузкой $6 \dots 9,4 \text{ м}^3$, показали, что при использовании лесных шин с шириной профиля 0,38, 0,6 и 0,5 м на соответствующих осях тягового и прицепного звена давление на опорную поверхность не превысит 127 кПа. Это позволяет круглогодично использовать машину на лесных почвах I и II типа без ограничений. При работе на лесных почвах III типа целесообразна установка гусеничных лент на колесах балансирующей тележки.

Третья глава посвящена разработке математической модели процесса движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена и методики оценки показателей ее тягово-сцепных свойств и проходимости. Расчетная схема динамической системы лесной двухзвенной погрузочно-транспортной машины (рис. 3) разработана с учетом исследований Жукова А.В., Симановича В.А., Семенова В.М., Горбачевского В.А. и др. и учитывает особенности конструкции машины и кинематику движения звеньев. Соответствующая расчетной схеме математическая модель описывает динамические процессы взаимодействия подсистем двигатель (I_d, M_d) – трансмиссия ($c_8, k_8, c_9, k_9, c_{10}, k_{10}, i_1, i_2, i_3, r_T$) – ходовая часть ($c_1, k_1, c_2, k_2, c_3, k_3, c_5, k_5, c_6, k_6$) с пачкой сортиментов ($M_{пр}, I_{пр}$) и поверхностью движения ($q_1, q_2, q_3, q_4, P_1, P_2, P_3, P_4$).

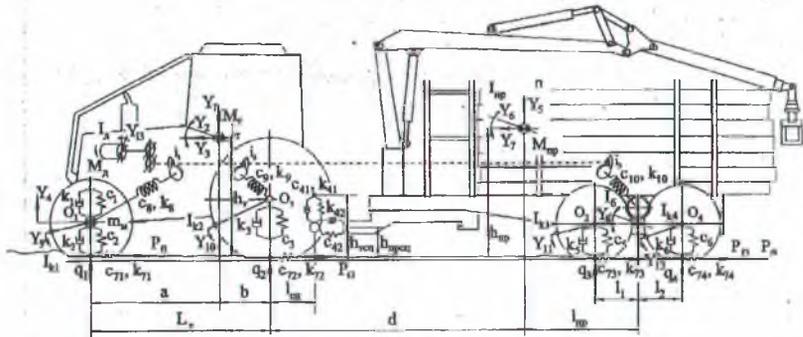


Рис. 3. Динамическая расчетная схема двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена

Сила сопротивления движению машины определялась суммированием сил сопротивления качению колес по зависимости

$$P_{\text{н}} = 0,5 \left(\frac{G_{\text{н}}^4}{k_{\text{k}} b D_{\text{пр}}} \right)^{1/3}, \quad (1)$$

где $G_{\text{н}}$ – вертикальная нагрузка на колесо; k_{k} – приведенный коэффициент смятия грунта; b – ширина колеса; $D_{\text{пр}}$ – приведенный диаметр жесткого колеса, эквивалентный эластичному.

Математическая модель учитывает буксование осей машины и различные варианты их привода. Коэффициент буксования i -го моста выражается формулой

$$\delta_i = m_{\text{н}i} + (1 - m_{\text{н}i}) \delta_a, \quad (2)$$

где δ_a – коэффициент буксования машины, обозначающий относительную потерю скорости; $m_{\text{н}i}$ – коэффициент кинематического несоответствия i -го моста, определяемый по зависимости

$$m_{\text{н}i} = 1 - r_a^0 \frac{i_i}{r_i}, \quad (3)$$

где i_i – передаточное отношение трансмиссии на привод i -го моста, r_i – радиус качения колес i -го моста, r_a^0 – обобщенный (условный) радиус качения машины, который определяется по следующей формуле для случая движения машины с полным приводом осей

$$r_a^0 = \frac{K_1 r_1 / i_1 + K_2 r_2 / i_2 + K_3 r_3 / i_3 + K_4 r_4 / i_4}{K_1 + K_2 + K_3 + K_4} \quad (4)$$

Коэффициент буксования машины определяется из уравнения тягового баланса машины, который для случая включения полного привода осей запишется в виде

$$P_{z1} \varphi_1 (1 - \exp(-k_1 (m_{\text{н}1} + (1 - m_{\text{н}1}) \delta_a))) + P_{z2} \varphi_2 (1 - \exp(-k_2 (m_{\text{н}2} + (1 - m_{\text{н}2}) \delta_a))) + P_{z3} \varphi_3 (1 - \exp(-k_3 (m_{\text{н}3} + (1 - m_{\text{н}3}) \delta_a))) + P_{z4} \varphi_4 (1 - \exp(-k_4 (m_{\text{н}4} + (1 - m_{\text{н}4}) \delta_a))) = 2 \cdot P_{\text{н}1} + 2 \cdot P_{\text{н}2} + 2 \cdot P_{\text{н}3} + 2 \cdot P_{\text{н}4}, \quad (5)$$

где P_{z_i} – вертикальная нагрузка на i -ю ось; φ и k – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств шин и грунта. Значения P_{z_i} в процессе движения машины определялись усреднением процессов изменения динамических реакций в соответствии с уравнениями (8).

Расчетная динамическая схема имеет тринадцать степеней свободы, определяемых следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя – u_{13} ; углами поворота колес тягового и прицепного звена – $u_9, u_{10}, u_{11}, u_{12}$; углом поворота балансирующей тележки осей прицепа – u_8 ; вертикальным, продольным и угловым перемещением центра тяжести прицепа – u_5, u_6, u_7 ; вертикальным, продольным и угловым перемещением центра тяжести тягового трактора – u_1, u_2, u_3 и вертикальным

перемещением центра тяжести переднего моста тягового трактора — y_4 .

Система дифференциальных уравнений, описывающих исследуемые динамические процессы двухзвенной погрузочно-транспортной машины, имеет вид (без учета диссипативных сил)

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_1 &= (-c_1(y_1 + ay_2 - y_4) - c_3(y_1 - by_2 - q_2) - c_{41}(y_1 - (b + l_{\text{сн}})y_2 - y_5 - (d - c)y_6)) / M_T; \\
 \ddot{y}_2 &= (-ac_1(y_1 + ay_2 - y_4) + bc_3(y_1 - by_2 - q_2) + (b - l_{\text{сн}})c_{41}(y_1 - (b - l_{\text{сн}})y_2 - y_5 - (d - c)y_6) + (h_T - r_1)c_{71}(y_3 - y_2(h_T - r_1) - r_1y_9) + (h_T - r_2)c_{72}(y_3 - y_2(h_T - r_2) - r_2y_{10})) / J_T; \\
 \ddot{y}_3 &= (-c_{42}(y_3 - y_7) - c_{71}(y_3 - y_2(h_T - r_1) - r_1y_9) - c_{72}(y_3 - y_2(h_T - r_2) - r_2y_{10})) / M_T; \\
 \ddot{y}_4 &= (c_1(y_1 + ay_2 - y_4) - c_2(y_4 - q_1)) / m_m; \\
 \ddot{y}_5 &= (c_{41}(y_1 - (b + l_{\text{сн}})y_2 - y_5 - (d - c)y_6) - c_5(y_5 + l_1y_8 - l_{\text{пр}}y_6 - q_3) - c_6(y_5 - l_2y_8 - l_{\text{пр}}y_6 - q_4)) / M_{\text{пр}}; \\
 \ddot{y}_6 &= ((d - c)c_{41}(y_1 - (b + l_{\text{сн}})y_2 - y_5 - (d - c)y_6) + l_{\text{пр}}c_5(y_5 + l_1y_8 - l_{\text{пр}}y_6 - q_3) + l_{\text{пр}}c_6(y_5 - l_2y_8 - l_{\text{пр}}y_6 - q_4)) / J_{\text{пр}}; \\
 \ddot{y}_7 &= (c_{42}(y_3 - y_7) - c_{73}(y_7 - r_3y_{11}) - c_{74}(y_7 - r_4y_{12})) / M_{\text{пр}}; \\
 \ddot{y}_8 &= (-l_1c_5(y_5 + l_1y_8 - l_{\text{пр}}y_6 - q_3) + l_2c_6(y_5 - l_2y_8 - l_{\text{пр}}y_6 - q_4)) / J_6; \\
 \ddot{y}_9 &= (r_1c_{71}(y_3 - y_2(h_T - r_1) - r_1y_9) - c_8(y_9 - y_{13}/i_1)) / J_{k1}; \\
 \ddot{y}_{10} &= (r_2c_{72}(y_3 - y_2(h_T - r_2) - r_2y_9) - c_9(y_{10} - y_{13}/i_1)) / J_{k2}; \\
 \ddot{y}_{11} &= (r_3c_{73}(y_7 - r_3y_{11}) - k \frac{r_3}{r_p} c_{10}(ky_{11} \frac{r_3}{r_p} + ky_{12} \frac{r_4}{r_p} - y_{13}/i_3)) / J_{k3}; \\
 \ddot{y}_{12} &= (r_4c_{74}(y_7 - r_4y_{12}) - k \frac{r_4}{r_p} c_{10}(ky_{11} \frac{r_3}{r_p} + ky_{12} \frac{r_4}{r_p} - y_{13}/i_3)) / J_{k4}; \\
 \ddot{y}_{13} &= (c_8/i_1(y_9 - y_{13}/i_1) + c_9/i_2(y_{10} - y_{13}/i_2) + c_{10}/i_3(ky_{11} \frac{r_3}{r_p} + ky_{12} \frac{r_4}{r_p} - y_{13}/i_3) + M_d) / J_d,
 \end{aligned} \tag{6}$$

где I_d — момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления; I_{k1} , I_{k2} , I_{k3} , I_{k4} — моменты инерции элементов трансмиссии и соответственно колес тягового и прицепного звена, приведенные к их осям; I_T , $I_{\text{пр}}$, I_6 — моменты инерции тягового и прицепного звена, балансира прицепного звена; M_T — масса тягового трактора; $M_{\text{пр}}$ — масса прицепа, m_m — подрессоренная масса переднего моста тягового трактора; c_1 , k_1 — вертикальная жесткость и сопротивление рессор переднего моста тягового трактора; c_2 , k_2 и c_3 , k_3 — вертикальная жесткость и сопротивление шин переднего и заднего мостов тягового трактора; c_{41} , k_{41} и c_{42} , k_{42}

– вертикальная и горизонтальная жесткость и сопротивление сцепки тягового трактора с прицепным звеном; c_5, k_5 и c_6, k_6 – вертикальная жесткость и сопротивление шин осей балансира прицепного звена; $c_{71}, k_{71}, c_{72}, k_{72}, c_{73}, k_{73}, c_{74}, k_{74}$ – продольные жесткости и сопротивления шин и почвогрунта, приведенные к точкам контакта колес соответственно переднего и заднего мостов трактора и переднего и заднего мостов прицепа с опорной поверхностью; c_8, k_8 и c_9, k_9 – угловая жесткость и сопротивление валов привода переднего и заднего мостов тягового трактора; c_{10}, k_{10} – угловая жесткость и сопротивление вала привода осей прицепа; i_1, i_2 – передаточные числа приводов переднего и заднего мостов тягового трактора; i_3 – передаточное число привода фрикционного ролика привода осей прицепного звена; L_T – база тягового трактора; a, b и h_T – координаты центра тяжести тягового трактора; $l_{сц}, h_{сц}, h_{прсц}$ – координаты точек сцепки тягового трактора и прицепа; d – расстояние между задней осью тягового трактора и горизонтальной координатой центра тяжести прицепа; $l_{пр}, h_{пр}$ – координаты центра тяжести прицепа; l_1, l_2 – плечи балансирной тележки осей прицепа; r_1, r_2, r_3, r_4 – радиусы качения колес тягового трактора и прицепа; q_1, q_2, q_3, q_4 – текущие значения неровностей под колесами машины.

Изменение крутящих моментов во времени на полуоси тягового звена и приводном ролике осей прицепного звена определялись по следующим зависимостям:

$$M_{k2} = c_9(Y_{10} - Y_{13}/i_2) + k_9(\dot{Y}_{10} - \dot{Y}_{13}/i_2);$$

$$M_T = c_{10} \left(\frac{r_3}{2r_T} Y_{11} + \frac{r_4}{2r_T} Y_{12} - Y_{13}/i_3 \right) + k_{10} \left(\frac{r_3}{2r_T} \dot{Y}_{11} + \frac{r_4}{2r_T} \dot{Y}_{12} - \dot{Y}_{13}/i_3 \right) \quad (7)$$

Изменение динамические реакции задней полуоси тягового звена и оси качания балансира прицепного звена определялись по формулам:

$$R_{d1} = c_3(Y_1 - bY_2 - Q_2) + k_3(\dot{Y}_1 - b\dot{Y}_2 - \dot{Q}_2);$$

$$R_{d2} = c_5(Y_5 + l_1Y_8 - (l_{пр} - l_1)Y_6 - Q_3) + k_5(\dot{Y}_5 + l_1\dot{Y}_8 - (l_{пр} - l_1)\dot{Y}_6 - \dot{Q}_3) +$$

$$c_6(Y_5 - l_2Y_8 - (l_{пр} + l_2)Y_6 - Q_4) + k_6(\dot{Y}_5 - l_2\dot{Y}_8 - (l_{пр} + l_2)\dot{Y}_6 - \dot{Q}_4).$$

Комплексная оценка показателей тягово-сцепных свойств и проходимости базируется на исследованиях таких ученых, как Гуськов В.В., Лефаров А.Х., Ванцевич В.В. и др., и проводилась по следующим показателям: коэффициент полезного действия ходовой системы, касательная сила тяги и величина буксования на ведущих осях машины, мощность, затрачиваемая на движение, и коэффициент запаса проходимости. В качестве критерия оптимизации при исследовании тягово-сцепных свойств и проходимости двухзвенной погрузочно-транспортной машины был принят коэффициент полезного действия ходовой системы, который широко используется в технике для оценки

эффективности транспортировки груза в заданных условиях движения

$$\eta_x^{\text{тп}} = \frac{\sum_{i=1}^m P_{\text{тп}i}^0 + \sum_{i=1}^c \sum_{i=1}^l P_{\text{тп}i}^0}{\sum_{i=1}^n \frac{P_{ki}}{1 - \delta_i}}, \quad \eta_x^{\text{т}} \rightarrow \max, \quad (9)$$

где m – число мостов многоприводной машины, из которых n – ведущие; l – число мостов прицепа; c – число прицепов; P_{ki} – касательная сила тяги i -го моста; δ_i – буксование i -го моста; $P_{\text{тп}i}^0$ – сила сопротивления движению колес i -го моста, обусловленная перевозимым грузом.

Целевая функция в общем случае имеет следующие ограничения на оптимизируемые параметры:

$$\sum_{i=1}^n P_{ki}^{(c)} = P_{\psi}, \quad 0 < P_{ki}^{(c)} < P_{zi}^{(c)} \Phi_i^{(c)},$$

$$P_{ki}^{(c)} = f_i^{(c)}(\delta_i^{(c)}), \quad i = 1, n. \quad 0 < P_{ki}^{(c)} < P_{kdi}^{(c)}. \quad (10)$$

Последнее неравенство ограничивает величину буксования колес для снижения отрицательного воздействия движителя на почву.

Адекватность разработанной математической модели реальным процессам движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом осей прицепного звена подтверждена сравнением расчетных и экспериментальных данных, при значении области принятия гипотезы $\chi_{N_f, \alpha}^2$, равном 79,08.

В четвертой главе изложены методика проведения исследовательских испытаний опытного образца двухзвенной погрузочно-транспортной машины МПТ-461 и основные их результаты. В процессе предварительных лабораторных измерений были определены массово-геометрические параметры опытного образца машины МПТ-461.

При проведении испытаний регистрируемыми параметрами являлись крутящие моменты и соответствующие угловые скорости на задней полуоси тягового трактора и приводном ролике осей прицепного звена, а также угол качания оси балансирующей тележки. Для регистрации указанных параметров использовалась измерительная аппаратура в составе многофункционального усилителя "Spider 8" и портативного компьютера. Запись измеряемых параметров осуществлялась непосредственно на жесткий диск компьютера в цифровом виде. Движение машины производилось по опытным участкам лесовозных усов и трелевочных волоков, при этом варьировались масса перевозимого груза, скорость движения (передача КП) и сочетание приводных осей машины. Также были проведены исследования переезда единичной неровности и движения задним ходом.

Спектральный анализ крутящих моментов на задних полуосях тягового трактора показал, что частота их колебаний находится в пределах 0...13 Гц, а характер графиков нормированной спектральной плотности различается в зависимости от скорости движения, типа опорной поверхности и сочетания приводных осей (рис. 4).

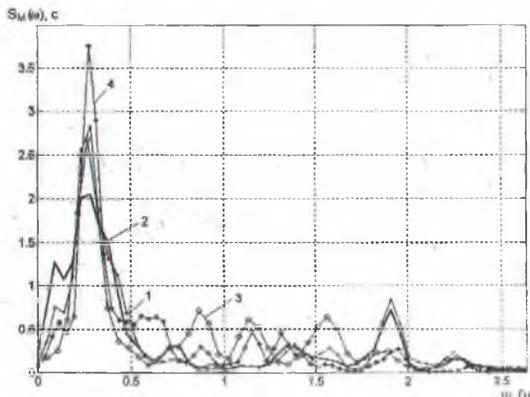


Рис. 4. Нормированные спектральные плотности крутящих моментов на задней полуоси тягового звена машины МПТ-461 при ее движении по волоку: 1 – привод переднего моста и осей прицепа выключен; 2 – привод переднего моста включен, осей прицепа – выключен; 3 – привод переднего моста выключен, осей прицепа – включен; 4 – привод переднего моста и осей прицепа включен

При движении машины по лесовозному усу максимальные значения крутящих моментов на полуоси тягового звена составляют 1,8...8,0 кН·м, на приводном ролике полуосей прицепного звена – 0,72...0,84 кН·м; при движении машины по трелевочному волоку максимальные значения крутящих моментов на полуоси тягового звена равны 7,2...8,59 кН·м, на приводном ролике полуосей прицепного звена – 0,64...0,71 кН·м. При переезде единичной неровности высотой 0,12 и шириной 0,18 м максимальное значение крутящего момента на задней полуоси тягового звена составляет 6,3 кН·м. При трогании максимальные значения крутящих моментов на задней полуоси тягового звена машины составляют 2,1...12,4 кН·м, коэффициенты динамичности – 1,67...2,43.

В пятой главе приведены результаты теоретических исследований тягово-сцепных свойств, проходимости и динамической нагруженности элементов трансмиссии и ходовой части двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, обоснованы рациональные параметры машины. Так, увеличение скорости движения по лесовозному усу или трелевочному волоку вызывает соответствующее увеличение максимальных крутящих моментов во всех элементах трансмиссии машины (табл. 1).

Таблица 1

Значения максимальных крутящих моментов в элементах трансмиссии при движении двухзвенной ПТМ с различной скоростью

Поверхность движения	Скорость, м/с	$M_{кр1}$, кН·м ⁽¹⁾	$M_{кр2}$, кН·м ⁽²⁾	$M_{кр3}$, кН·м ⁽³⁾
Лесовозный ус, $\sigma_n = 2,41 \dots 2,98$ см	0,5	1,28	9,58	2,72
	1,5	1,33	9,55	3,19
	3,0	1,47	10,47	4,61
	5,0	1,61	11,46	4,71
Магистральный волок $\sigma_n = 3,4 \dots 5,84$ см	0,5	1,53	11,74	3,18
	1,5	1,57	11,83	3,73
	2,5	1,69	11,92	3,92
Пасечный волок, $\sigma_n = 6,3 \dots 6,9$ см	0,5	1,59	12,13	3,86
	1,5	2,25	12,65	4,09
	2,5	3,47	14,27	4,84

При этом ее движение по пасечному волоку характеризуется увеличением максимальных крутящих моментов на 15–20% в сравнении с движением по лесовозному усу. При включении активного привода прицепного звена средние значения крутящих моментов на полуосях тягового звена уменьшаются на 30...50% из-за перераспределения потока мощности между приводными осями. На соотношение исследуемых крутящих моментов значительное влияние оказывают как параметры двухзвенной погрузочно-транспортной машины, так и параметры опорной поверхности. При переезде машиной единичной неровности максимальные значения динамических реакций на задней полуоси тягового звена и оси качания балансира прицепного звена зависят как от скорости движения машины, так и параметров неровности. Установлено, что при скоростях движения машины менее 2 км/ч максимальные значения динамических реакций задней полуоси тягового звена линейно возрастают при увеличении высоты неровности и уменьшении ее длины, а при скорости движения машины выше 2 км/ч наблюдается резкое возрастание динамических реакций (в 2,25...2,7 раза по сравнению с переездом неровности длиной 1,0 м).

Расчеты мощности двигателя, необходимой для движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины по трелевочному волоку, показывают, что для обеспечения скорости движения груженой машины 1,5...2 м/с мощность устанавливаемого двигателя должна составлять 60...65 кВт.

При поиске оптимальных параметров привода двухзвенной погрузочно-транспортной машины учитывались вариантность сочетания приводных осей и условия ее работы (рис. 5).

1, 2, 3 – крутящие моменты на передней и задней полуоси тягового звена и приводном ролике осей прицепного звена соответственно.

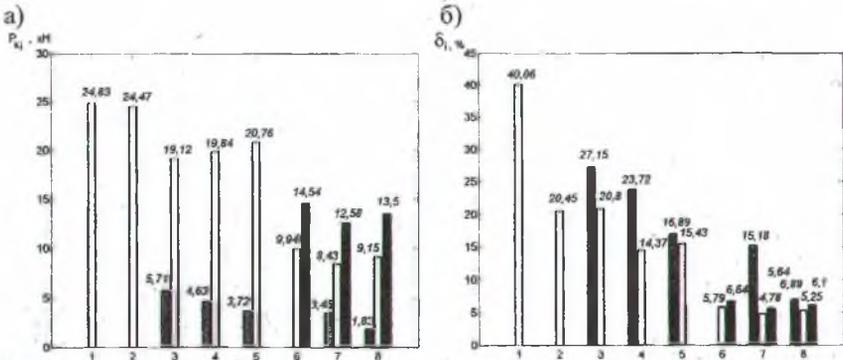


Рис. 5. Касательные силы тяги (а) на ведущих осях машины и буксование (б) этих осей: ■ и □ – передняя и задняя оси тягового звена соответственно, ■ – оси прицепного звена: 1, 2 – ведущий задний мост тягового звена ($1 - L_{\text{ТЛ}} = 4,94$ м; $2 - L_{\text{ТЛ}} = 5,4$ м); 3, 4, 5 – ведущие оба моста тягового звена, ($3 - L_{\text{ТЛ}} = 4,94$ м; $4 - L_{\text{ТЛ}} = 5,4$ м; 5 – диаметр шин переднего моста – 1054 мм); 6 – ведущий задний мост тягового звена и оси прицепного звена, $R_p = 0,17$ м; 7, 8 – ведущие все оси машины, $R_p = 0,17$ м (8 – диаметр шин переднего моста – 1054 мм)

При движении груженой двухзвенной погрузочно-транспортной машины с приводом на обе оси тягового звена наилучшее распределение касательных сил тяги наблюдается при соотношении передаточных отношений 1:1,56, свободных радиусах колес 1054 и 1645 мм. В этом случае величина буксования колес достигает 17%, что вызывает интенсивное перемешивание верхних слоев почвы и препятствует росту лесных культур, касательная сила тяги задних колес тягового звена составляет более 20 кН, КПД ходовой системы не превышает 0,45. В случае наличия привода осей прицепного звена касательные силы тяги осей тягового звена снижаются на 30–45%, что вызывает снижение нагрузки соответствующих элементов трансмиссии, величина буксования колес не превышает 7%, что обеспечивает минимальное повреждение почвы и корневой системы растений, КПД ходовой системы составляет 0,54.

Оценка проходимости двухзвенной погрузочно-транспортной машины по коэффициенту запаса проходимости свидетельствует о недостаточной проходимости машины с приводом только на оси тягового звена. Коэффициент запаса проходимости для машины с приводом осей прицепного звена составляет 0,45...0,64 на труднопроходимых участках трелевочных волоков, что свидетельствует о возможности ее работы на труднодоступных заболоченных лесосеках.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведенный анализ существующих конструкций двухзвенных погрузочно-транспортных машин и оценка современного состояния и потребностей лесозаготовительного производства Республики Беларусь позволили обосновать общую компоновочную схему и основные параметры, реализованные в опытном образце машины МПТ-461 [1].

2. Эксплуатационно-технологические испытания двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена МПТ-461, проводимые в условиях лесосырьевой базы ГЛХУ «Старобинский лесхоз», доказали возможность ее работы на труднодоступных заболоченных лесосеках при сплошных и несплошных рубках со средним объемом хлыста до $0,4 \text{ м}^3$ [2, 4].

При освоении труднодоступного и изреженного лесосечного фонда двухзвенной погрузочно-транспортной машиной целесообразно осуществлять подвозку заготовленных на лесосеке сортиментов на пункт перегрузки, находящийся на расстоянии до 1000 м на участке с удовлетворительной несущей способностью грунта. При отсутствии лесовозных усов и невысоком запасе ликвидной древесины на лесосеке допускается осуществлять транспортировку заготовленных сортиментов потребителю на расстояние до 10...15 км, либо к лесовозной ветке, или дороге общего пользования на расстояние до 5...10 км [12].

Применение исследуемой машины позволит снизить себестоимость заготовки древесины на 15–20%.

3. Разработанная математическая модель процесса движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена позволяет исследовать как переходные, так и установившиеся режимы ее движения, динамические процессы взаимодействия трансмиссии и ходовой части, производить комплексную оценку тягово-сцепных свойств и проходимости [2, 3].

Адекватность разработанной математической модели реальным процессам движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины подтверждена сравнением расчетных и экспериментальных энергетических спектров процессов, а также их среднеквадратичных значений. При этом величина статистики D^2 сравниваемых параметров составила 38,4...52,1, при значении области принятия гипотезы $\chi_{N_f; \alpha}^2$, равном 79,08.

4. Анализ нагруженности шасси машины показал, что наиболее нагруженным элементом ходовой части машины является ось качания балансира прицепного звена. Максимальные динамические реакции на указанной оси составляют 47 кН при движении машины по пасечному волоку, на

задней полуоси тягового звена – 30 кН. При этом максимальные значения крутящих моментов на задней полуоси тягового звена и приводном ролике осей прицепного звена достигают 14,3 и 4,9 кН·м соответственно [5, 6].

При переезде единичной неровности высотой 0,12 и шириной 0,18 м максимальное значение крутящего момента на задней полуоси тягового звена составляет 6,3 кН·м. Максимальные значения крутящих моментов на задней полуоси тягового звена машины при трогании составляют 2,1...12,4 кН·м, коэффициенты динамичности – 1,67...2,43 [10, 11].

Спектральный анализ исследуемых процессов показал, что экстремумы спектральных плотностей крутящих моментов соответствуют частотам 0,1...2,5; 4 и 10,8 Гц. Масса перевозимого груза оказывает незначительное влияние на частотный характер колебаний крутящих моментов, в то время как различные передачи КП и сочетание приводных осей влияют как на частоту, так и на амплитуду спектральных плотностей.

5. Исследования позволили сформулировать следующие рекомендации, направленные на повышение тягово-сцепных свойств и совершенствование конструкции машины: база прицепного звена – 5,4 м, передаточные числа трансмиссии должны находиться в диапазоне 18...90 (на привод задних осей тягового звена), соотношение передаточных чисел трансмиссии на привод колес тягового звена и фрикционный ролик осей тягового звена – 1:1,56:0,328 при свободных диаметрах шин 1,054, 1,645, 1,065 м соответственно. Радиус приводного ролика должен составлять 0,16 м при давлении в шине 0,4 МПа и расстоянии от центра колеса до точки соприкосновения с роликом – 0,5 м. Целесообразно также предусмотреть наличие обгонной муфты на привод осей прицепного звена. Мощность устанавливаемого на машину двигателя должна составлять 60–65 кВт [7, 8].

Высокие показатели тягово-сцепных свойств и опорной проходимости также обеспечиваются установкой соответствующих лесных шин с шириной профиля 0,38, 0,6 и 0,5 м соответственно. В этом случае давление под колесами не превысит 127 кПа при транспортировке пачки сортиментов объемом 9,4 м³, что удовлетворяет экологическим требованиям. Целесообразно также использовать гусеничные ленты на колесах балансирной тележки [9].

6. Реализация приведенных исследований позволит снизить динамическую нагруженность трансмиссии двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена на 23...28%, ходовой части – на 6...9%, а также снизить повреждаемость почвы за счет уменьшения давления под колесами и величины буксования колес движителя до минимального значения 7%.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. Хайновский В.В. Тенденции развития конструкций погрузочно-транспортных машин // Труды БГТУ. Лесная и деревообаб. промышленность. – 2001. – Вып. IX. – С. 37–42.
2. Коробкин В.А., Жуков А.В., Хайновский В.В. Моделирование процесса движения и результаты производственно-технологических испытаний погрузочно-транспортной машины МПТ-461 // Труды БГТУ Лесная и деревообаб. промышленность. – 2002. – Вып. X. – С. 14–20.
3. Хайновский В.В. Моделирование динамики новой прицепной погрузочно-транспортной машины МТЗ // Труды БГТУ Лесная и деревообаб. промышленность. – 2002. – Вып. X. – С. 71–76.
4. Хайновский В.В. Результаты технологических испытаний прицепной погрузочно-транспортной машины "Беларус" // Материалы МНТК "Леса Европейского региона – устойчивое управление и развитие" / БГТУ. – Минск, 2002. Ч. 2. – С. 226–228.
5. Жуков А.В., Лой В.Н., Хайновский В.В., Зенькевич Д.А. Оценка динамической нагруженности новой колесной трелевочной машины МТЗ // Известия ВУЗов. Лесной журнал. – 2003. – № 1. – С. 39–46.
6. Коробкин В.А., Хайновский В.В. Результаты экспериментальной оценки нагруженности трансмиссии лесной погрузочно-транспортной машины МПТ-461 // Труды БГТУ. Лесная и деревообаб. промышленность. – 2003. – Вып. XI. – С. 86–95.
7. Хайновский В.В. Оценка показателей тяговой динамики двухзвенной лесной погрузочно-транспортной машины // Труды БГТУ. Лесная и деревообаб. промышленность. – 2003. – Вып. XI. – С. 80–85.
8. Хайновский В.В. Исследование распределения касательных сил тяги по ведущим мостам двухзвенной погрузочно-транспортной машины МПТ-461 // Лес в жизни восточных славян: от Киевской Руси до наших дней: Сборник научных трудов ИЛ НАНБ. – Гомель, 2003. – Вып. 57. – С. 139–141.
9. Протас П.А., Хайновский В.В. Проходимость колесных трелевочных машин и пути ее повышения // Прогрессивные технологии, технологические процессы и оборудование: Материалы МНТК / УО МГТУ. – Могилев, 2003. – С. 473–475.
10. Хайновский В.В. Динамика переезда единичной неровности двухзвенной погрузочно-транспортной машиной // Труды БГТУ. Лесная и деревообаб. промышленность. – 2004. – Вып. XII. – С. 15–19.
11. Коробкин В.А., Мохов С.П., Хайновский В.В., Зенькевич Д.А. Результаты исследовательских испытаний двухзвенной погрузочно-транспортной машины МПТ-461 // Труды БГТУ. Лесная и деревообаб. промышленность. – 2004. – Вып. XII. – С. 44–48.
12. Мохов С.П., Хайновский В.В., Зенькевич Д.А. Применение двухзвенных погрузочно-транспортных машин повышенной проходимости в лесозаготовительном производстве // Труды БГТУ. Лесная и деревообаб. промышленность. – 2005. – Вып. XIII. – С. 129–133.

РЭЗІЮМЭ

Хайноўскі Уладзімір Уладзіміравіч

Павышэнне цягава-счэпных уласцівасцяў двухзвённай пагрузачна-транспартнай машыны з актыўным прывадам прычапнага звяна

Двухзвённая пагрузачна-транспартная машына, цягава-счэпныя ўласцівасці, праходнасць, дынамічная нагружанасць, матэматычная мадэль.

Аб'ектам даследавання з'яўлялася лясная двухзвённая пагрузачна-транспартная машына з актыўным прывадам прычапнага звяна.

Мэтай дысертацыйнай работы з'яўлялася павелічэнне цягава-счэпных уласцівасцяў двухзвённай пагрузачна-транспартнай машыны з актыўным прывадам прычапнага звяна.

Агульная метадалогія работы прадугледжвала спалучэнне тэарэтычных і эксперыментальных даследаванняў, якія базаваліся на выкарыстанні метадаў тэарэтычнай механікі, сістэмнага аналізу, тэорыі выпадковых працэсаў і дынамікі стахастычных сістэм.

Упершыню распрацавана матэматычная мадэль працэсу руху двухзвённай пагрузачна-транспартнай машыны з актыўным прывадам прычапнага звяна, якая апісвае дынамічныя працэсы ўзасмадззяння падсістэм рухавік – трансмісія – хадавая частка з пачкай сартыментаў і паверхняй руху, з улікам буксавання восяў машыны і розных варыянтаў іх прываду, што дазволіла ацаніць параметры машыны, якія ўплываюць на яе эксплуатацыйна-тэхналагічныя якасці. Вызначаны паказчыкі вытворчай эксплуатацыі, цягава-счэпных уласцівасцяў, дынамічнай нагружанасці трансмісіі і хадавой часткі машыны, якія ўплываюць на эфектыўнасць яе выкарыстання. Абгрунтаваны рацыянальныя параметры двухзвённай пагрузачна-транспартнай машыны з актыўным прывадам прычапнага звяна.

Выкарыстанне прапануемай двухзвённай пагрузачна-транспартнай машыны з актыўным прывадам прычапнага звяна ва ўмовах лесагаспадарчых і лесанарыхтоўчых прадпрыемстваў Рэспублікі Беларусь дазволіць павысіць эфектыўнасць і прадукцыйнасць асваення цяжкадаступнага і зрэджанага лесасечнага фонду, а таксама павялічыць колькасць дзён работы за год на лесанарыхтоўках.

РЕЗЮМЕ

Хайновский Владимир Владимирович

Повышение тягово-сцепных свойств двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена

Двухзвенная погрузочно-транспортная машина, тягово-сцепные свойства, проходимость, динамическая нагруженность, математическая модель

Объектом исследований являлась лесная двухзвенная погрузочно-транспортная машина с активным приводом прицепного звена.

Целью диссертационной работы являлось повышение тягово-сцепных свойств двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена.

Общая методология работы предусматривала сочетание теоретических и экспериментальных исследований, которые базировались на применении методов теоретической механики, системного анализа, теории случайных процессов и динамики стохастических систем.

Впервые разработана математическая модель процесса движения двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена, описывающая динамические процессы взаимодействия подсистем двигатель – трансмиссия – ходовая часть с пачкой сортиментов и поверхностью движения, с учетом буксования осей машины и различных вариантов их привода, позволившая оценить параметры машины, влияющие на ее эксплуатационно-технологические свойства. Определены показатели производственной эксплуатации, тягово-сцепных свойств, динамической нагруженности трансмиссии и ходовой части машины, влияющие на эффективность ее применения. Обоснованы рациональные параметры двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена.

Использование предлагаемой двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена в условиях лесохозяйственных и лесозаготовительных предприятий Республики Беларусь позволит повысить эффективность и производительность освоения труднодоступного и изреженного лесосечного фонда, а также увеличить число дней работы в году на лесозаготовках.

SUMMARY

Khainovski Vladimir Vladimirovich

Increase of track-coupling properties of the two-piece loading-transporting machine with an active drive of a hook-on part

Two-piece loading-transporting machine, track-coupling properties, passableness, dynamic functioning, mathematical model

Object of researches was two-piece loading-transporting machine with an active drive of a hook-on part.

The purpose of dissertational work is increase of track-coupling properties two-piece loading-transporting machine with an active drive of a hook-on part.

The general methodology of work provided a combination theoretical and experimental researches which were based on application of methods of theoretical mechanics, the system analysis, the theory of casual processes and dynamics of stochastic systems.

For the first time the mathematical model of movement process two-piece loading-transporting machine with an active drive of the hook-on part, describing dynamic processes of interaction of subsystems the engine - transmission - a running part with a pack of logs and a surface of movement is developed. It differs with the variety of their drive variants considering of slipping axes of the machine wish allowed to estimate parameters influencing its exploiting-technological properties. Parameters of industrial operation, track-coupling properties, dynamic functioning transmissions and a running part the machines influencing efficiency of its application are determined. Rational parameters two-piece loading-transporting machine with an active drive of a hook-on part are proved.

The using of two-piece loading-transporting machine with an active drive of a hook-on part in conditions of forestry and logging enterprises of Byelorussia will allow to increase an efficiency and productivity of development remote and thinned stands, and also to increase number of working days on logging operations in a year.

Хайновский Владимир Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ДВУХЗВЕННОЙ
ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ С АКТИВНЫМ
ПРИВОДОМ ПРИЦЕПНОГО ЗВЕНА**

Подписано в печать 25.11.2005. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная
Гарнитура Таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,3. Уч.-изд. л. 1,2.
Тираж 75 экз. Заказ 695.

Учреждение образования

"Белорусский государственный технологический университет".
220050, Минск, Свердлова, 13а. ЛИ № 02330/0133255 от 30.04.2004.

Отпечатано в лаборатории полиграфии учреждения образования
«Белорусский государственный технологический университет».
220050, Минск, Свердлова, 13. ЛП № 02330/0056739 от 22.11.2004.