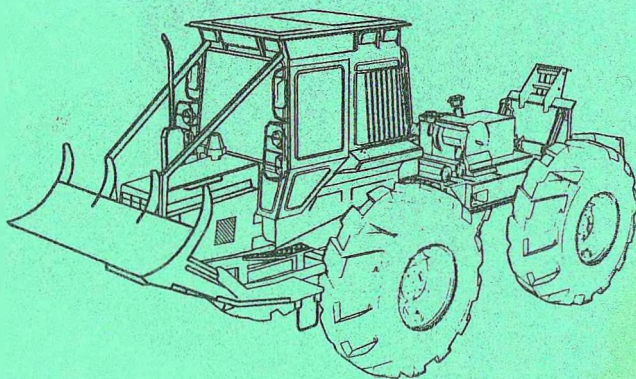


С 30х
Х 86

А.В. ЖУКОВ, В.Н. ЛОЙ

ДИНАМИКА КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ

**Учебное пособие
для студентов специальности 1-36 05 01
специализации 1-36 05 01 01**



Минск БГТУ 2004

В30х
Х 86

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

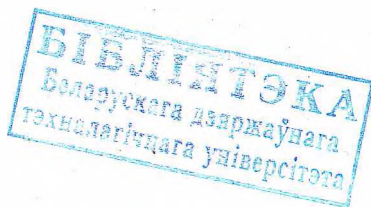


Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

А.В. Жуков, В.Н. Лой

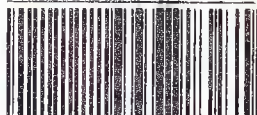
**ДИНАМИКА КОЛЕСНЫХ
ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ**

Учебное пособие
для студентов специальности 1-36 05 01
специализации 1-36 05 01 01



Минск
2004

Библиотека БГТУ



0000000295956b

214

УДК 630.03
ББК 43.90я73(2Б)
Ж 86

Рецензенты: кафедра строительных и дорожных машин
Белорусского национального технического
университета (зав. кафедрой доктор технических
наук, профессор *А. В. Вавилов*);
кафедра «Тракторы» Белорусского национального
технического университета (доктор технических
наук, профессор *В. В. Гуськов*);
директор Инвестиционно-производственного
республиканского унитарного предприятия
«Лесмашинвест» *А. Р. Понтус*

Жуков А. В., Лой В. Н.
Ж 86

Динамика колесных трелевочных тракторов: Учебное посо-
бие для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудова-
ние лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 01 «Машины и
оборудование лесной промышленности». – Мн.: БГТУ, 2004. – 83 с.

ISBN 985-434-237-9

В учебном пособии освещаются вопросы дисциплины «Основы проектирования лесных машин», предусмотренные учебной программой по разделам компоновки, выбора параметров и основам теории движения лесозаготовительных и лесотранспортных машин (разделы программы II, III, IV и V).

На примере трелевочных машин кратко рассмотрены их конструктивные особенности, приведены общие параметры и показатели, характеризующие почвенно-грунтовые условия. Наибольшее внимание уделено динамике системы «внешняя среда – лесная машина – пачка деревьев». Приведены методики оценки основных показателей эксплуатационных свойств трелевочных машин и анализ динамических нагрузок, возникающих при их эксплуатации.

УДК 630.03
ББК 43.90я73(2Б)

ISBN 985-434-237-9

© Учреждение образования
«Белорусский государственный
технологический университет», 2004
© **Жуков А. В., Лой В. Н.**, 2004

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебном плане подготовки инженера-механика специальности 1-36 05 01 специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» предусмотрен ряд дисциплин, включающих изучение оборудования лесосечных и транспортных работ. Это в первую очередь лесосечные машины на базе колесных или гусеничных тракторов и автопоезда для транспортирования древесины по дорогам.

В дисциплине «Лесотранспортные машины» рассматривается в основном устройство колесных и гусеничных машин, их технологического оборудования, а также выбор их главных параметров и параметров отдельных узлов и агрегатов. Углубленное знание общих вопросов динамики машин и их виброзащиты, обоснования параметров лесных машин и технологического оборудования, их технико-эксплуатационных свойств с учетом особенностей выполнения рабочих операций и эксплуатационных условий дают курсы «Основы проектирования лесных машин» и «Динамика машин и виброзащита».

Все перечисленные вопросы рассматриваются применительно к целому ряду машин, к числу которых в первую очередь относятся погрузочно-разгрузочные, погрузочно-транспортные, трелевочные и другие многооперационные машины, а также автопоезда.

В настоящее время в мировой практике сложилось вполне определенное отношение к использованию лесных машин с учетом степени их воздействия на лесную среду, проходимости, устойчивости, скоростных показателей, виброзащиты, производительности. Названные показатели находятся в прямой зависимости от характера динамических процессов, возникающих при работе машин, и требуют рассмотрения динамических задач в системе «лесная машина – среда». В известной мере это компенсируется дисциплиной «Динамика машин и виброзащита», читаемой на третьем курсе, однако недостаточно из-за малого объема курса и невозможности его полной привязки к специфике выполнения технологических операций и конструкции машин, так как эти вопросы студенты изучают позже.

С учетом применяемых в Республике Беларусь технологий и приоритетных технических средств можно выделить такие виды оборудования, как лесовозные и другие типы автопоездов для пере-

возки древесины, форвардеры, трелевочные машины. Можно считать, что по автопоездам, форвардерам и ряду других машин вопросы динамики недостаточно полно освещаются в литературе.

Поэтому издание учебного пособия по тематике, касающейся динамики лесных машин, особенно трелевочных тракторов, является необходимым.

Кроме указанного, следует отметить, что, в соответствии с руководящими документами Комитета лесного хозяйства РБ и концерна «Беллесбумпром», в настоящее время происходит переоснащение лесных предприятий республики с заменой гусеничных машин на колесные. На предприятия поступают колесные машины, производимые в том числе и на МТЗ, который освоил серийный выпуск колесных лесных машин, и в частности трелевочных: МЛ-127, МТР-374, ТТР-401, ТТР-401М-01, МТЗ-320ТТ. Кроме МТЗ, колесные лесные тракторы выпускаются АО «Амкодор» и Сморгонским заводом автоагрегатов. Все это приходится учитывать при подготовке студентов специальности 1-36 05 01 специализации 1-36 05 01 01, которые направляются после окончания университета не только в лесхозы и леспромхозы, но и на указанные предприятия лесного машиностроения, что объясняет необходимость изучения будущими специалистами вопросов, связанных и с эксплуатацией, и с проектированием лесных машин различного типа, а следовательно, на необходимость издания специальной литературы.

В настоящем учебном пособии на примере колесных трелевочных машин излагаются вопросы динамики и обоснования их параметров с учетом взаимодействия шасси с пачкой деревьев и волоком. Общая динамическая система рассматривается как состоящая из подсистем: двигатель, корпус машины, технологическое оборудование, пачка деревьев. В расчет принимаются активные силы и моменты, действующие на машину, силы взаимодействия с микропрофилем волока, силы сопротивления движению с учетом колебания.

Для лучшего понимания и освоения материала в первом разделе кратко рассмотрены особенности конструкции трелевочных машин, дана их общая классификация и приведены общие параметры, а во втором – особенности условий эксплуатации, что необходимо для лучшего понимания природы формирования внешних нагрузок и определения их значений.

В последующих разделах изложен основной материал по оценке тягово-скоростных свойств и динамической нагруженности колесных трелевочных машин, определению их технико-эксплуатационных показателей, что является основной задачей пособия. Изложенные вопросы соответствуют разделам II, III, IV и V учебной программы дисциплины «Основы проектирования лесных машин».

Пособие предназначено также для подготовки бакалавров и магистров специальности 1-36 05 01.

1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ, ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ МАШИН

1.1. Общая классификация колесных трелевочных машин

На заготовке древесины широкое распространение получили как гусеничные, так и колесные трелевочные тракторы. Однако в последнее время в связи с ужесточением экологических требований, предъявляемых к лесозаготовительной технике, предпочтение отдается колесным машинам, снижающим вредное воздействие на лесную почву, а также обладающим большими скоростями движения, межремонтными пробегами и имеющим меньшую массу.

Колесные трелевочные машины, в соответствии с общей классификацией (рис. 1), можно подразделить по колесной формуле на машины типа 4К4 и 6К6, а в отдельных случаях на машины типа 8К8. По типу базового шасси колесные трелевочные машины делятся на машины с бесшарнирной и ломающейся рамой. Первый тип трелевочных машин создается, как правило, на базе шасси промышленных и сельскохозяйственных тракторов, на которых монтируются различные типы технологического оборудования. Второй тип машин является специальным, в большей степени соответствует специфике лесных условий и находит все большее распространение в последние годы.

При модульном принципе построения трелевочной машины расширяются функциональные возможности базового шасси и повышается степень ее совместимости с различным технологическим оборудованием [29]. При таком принципе построения трелевочная машина включает силовой (энергетический) модуль, на котором размещены силовая установка, гидропривод, карданные валы, колеса и другие узлы и системы, а также технологический модуль (как правило, активный), на котором располагается различное трелевочное оборудование.

По типу трелевочного оборудования колесные трелевочные машины делятся на машины с канатно-чокерным технологическим оборудованием и бесчокерные. Бесчокерные трелевочные машины делятся на машины с пачковым захватом и машины с гидроманипулятором и гидрозажимным коником. Трелевочные машины с канатно-чокерной оснасткой эффективно применять при расстояниях трелевки до 400 м [2]. Возможны технологии, при которых трелевочные машины с бесчокерным технологическим оборудованием могут быть использованы при расстояниях трелевки 500...1000 м.

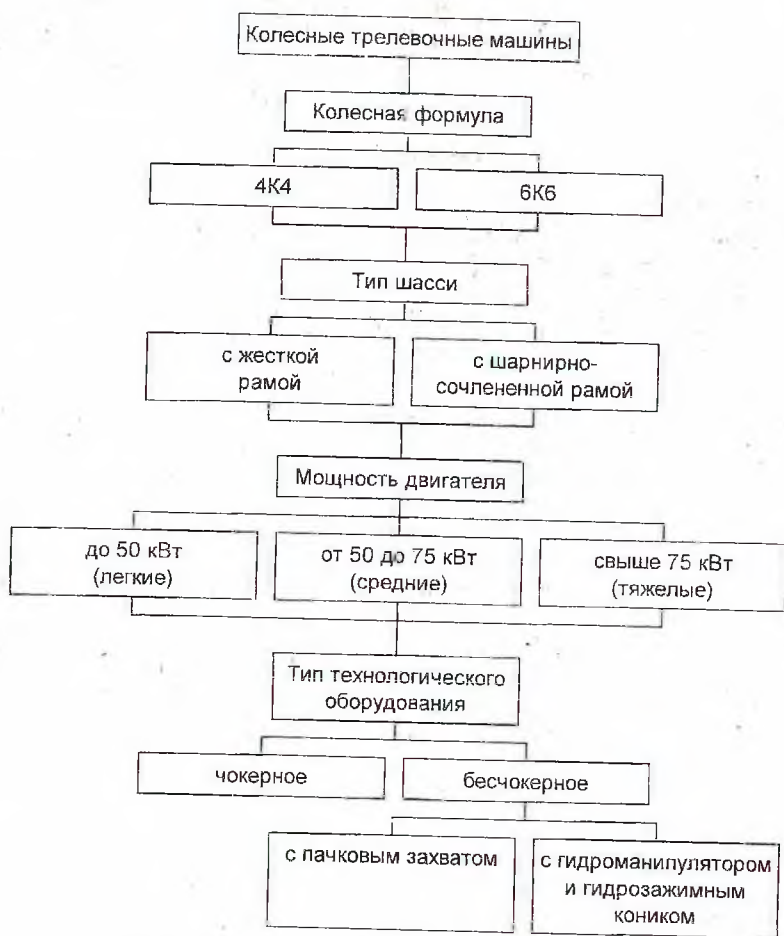


Рис. 1. Классификация колесных трелевочных машин

Чокерное оборудование, как правило, состоит из однобарабанной или двухбарабанной лебедки с тросом, трелевочного щита, устройства привода и навески. Вариант с двухбарабанной лебедкой обеспечивает более высокую производительность. Несущую конструкцию трелевочного приспособления обычно выполняют в виде сварного щита, который воспринимает основную нагрузку и разгружает ходовую часть трактора в процессе выполнения технологических операций трелевки. В комплек-

те с трелевочным оборудованием такой трактор оснащается бульдозерным отвалом для выполнения штабелевочных работ и окучивания деревьев, а также защитным ограждением кабины, силовой установки и элементов трансмиссии.

Приспособления для бесчokerной трелевки предназначены для транспортировки одиночных хлыстов или деревьев либо заранее подготовленных пачек. Такое трелевочное оборудование состоит из челюстного захвата с гидроприводом, который монтируется сзади на трехточечной навеске трактора либо на специальной арке (пачковый захват). Манипуляторные трелевочные машины оснащаются гидроманипулятором и гидрозажимным коником, которые устанавливаются на технологическом модуле.

В зависимости от мощности двигателя колесные трелевочные машины делятся на следующие группы: до 50 кВт – легкие, от 50 до 75 кВт – средние и свыше 75 кВт – тяжелые [2]. На рубках промежуточного пользования применяются машины с мощностью двигателя до 75 кВт, на сплошных – свыше 75 кВт.

1.2. Конструкции трелевочных машин

В СССР первый отечественный колесный трактор Т-127 был создан Харьковским тракторным заводом. С тех пор на лесосеке все шире стали применяться лесные машины на колесной базе различного назначения: Т-25, Т-40, МТЗ-82, Т-150, К-700. В странах СНГ на рубках главного пользования применяются тракторы Т-157 и К-703 Харьковского и Кировского тракторных заводов и их модификации ЛТ-171, МЛ-30, МЛ-34, МЛ-56 и др.

На базе колесного трактора Т-150К в конце 80-х годов на совместном советско-финском предприятии было создано энергетическое средство ЭСВМ-7, на основе которого был разработан колесный трелевочный трактор «Софит-4», имеющий в отличие от трактора Т-150К увеличенную базу и широкопрофильные шины (ширина профиля 600 мм). На трелевочных машинах «Софит» устанавливалось технологическое оборудование финского производства.

В ЦНИИМЭ на базе ЭСВМ-7 был создан опытный образец колесной трелевочной машины МЛ-65 для бесчokerной трелевки с лесотехнологическим оборудованием российского производства, которое состоит из гидроманипулятора и коника.

На Онежском тракторном заводе разработана колесная трелевоч-

ная машина «Онежец» ТЛК 4-01, которая предназначена для бесчokerной трелевки пачек деревьев, подготовленных валочно-пакетирующими машинами.

Машина включает два модуля, соединенные между собой универсальным горизонтально-вертикальным шарниром. Передний энергетический модуль состоит из двигателя ЯМЗ-236М2 мощностью 132 кВт, коробки передач, переднего ведущего моста, кабины и основных элементов гидросистемы. На заднем технологическом модуле установлен пачковый захват.

Машина оснащена специальными лесными шинами, позволяющими работать в сложных грунтовых условиях. Короткая база и большой угол складывания полурам обеспечивают высокую маневренность трактора. Эксплуатационная масса трактора составляет 14 500 кг, продольная база машины равна 3240 мм, максимальный объем трелеваемой пачки 7 м³.

КарНИИЛП освоено мелкосерийное производство машины для бесчokerной трелевки ЛТ-190 с гидроманипулятором ЛВ-184 и зажимным коником от трактора ТБ-1. В качестве базового трактора служит модуль сельскохозяйственного трактора МТЗ-80/82.

Трелевочная машина ЛТ-190 для бесчokerной трелевки предназначена для подтаскивания, сбора, погрузки на коник деревьев или хлыстов, трелевки пачки деревьев (хлыстов) в полуогруженном положении, разгрузки и окучивания деревьев на погрузочной площадке.

Великолукским заводом «Велмаш-сервис» создан опытный образец колесного трелевочного трактора ТЛ-60 с шарнирно-сочлененной рамой и канатно-чokerным технологическим оборудованием. Трелевочный трактор ТЛ-60 предназначен для выполнения основного комплекса лесозаготовительных работ: трелевки пачек деревьев или хлыстов, штабелевки на погрузочной площадке, расчистки подъездных путей и других легких бульдозерных работ. На машину устанавливается двигатель мощностью 44,1 кВт, дорожный просвет составляет 550 мм, колея — 1840 мм, продольная база машины — 2400 мм, эксплуатационная масса машины равна 4500 кг, габаритные размеры — 5610×2220×2780 мм.

ЛитНИИЛХ была разработана конструкция колесной трелевочной машины, состоящей из энергетического средства (МТЗ-82), на котором установлен манипулятор трелевочный телескопический МТТ-10. В передней части базового трактора расположены лебедки подтаскивания и выдвижения телескопической стрелы. В задней части трактора на трехточечной навеске монтируется пакетирующее устройство, выполненное

в виде зажимного коника со щитом.

Известна конструкция колесного трелевочного трактора «Муравей», оборудованного пачковым захватом для бесчокерной трелевки древесины, которая разработана в БелНИИЛХ. Пачковый захват навешивается на трехточечную навеску трактора МТЗ-80/82.

На Минском тракторном заводе разработано семейство колесных трелевочных машин, включающее модификации, создаваемые по трем основным направлениям: на базе серийных сельскохозяйственных или промышленных тракторов; на базе специальных шарнирно-сочлененных шасси типов 4К4 и 6К6; на базе малогабаритного трактора МТЗ-320.

Серийно выпускаются трелевочные машины с жесткой рамой: ТТР-401 с канатно-чокерным технологическим оборудованием и ТТР-401М-01 с пачковым захватом, трелевочные машины с шарнирно-сочлененной рамой: МЛ-127 с канатно-чокерным технологическим оборудованием, МЛ-127С с пачковым захватом и МТР-374 с гидроманипулятором и гидрозажимным коником. Разработана также малогабаритная трелевочная машина МТЗ-320ТТ с канатно-чокерным технологическим оборудованием.

Трелевочная машина ТТР-401 предназначена для сбора хлыстов, деревьев и сортиментов на лесосеке, формирования их в пачки и трелевки при сплошных и выборочных рубках, а также при рубках ухода за лесом.

Трелевочная машина ТТР-401М-01 предназначена для использования на промежуточных рубках, рубках ухода и рубках главного пользования в насаждениях с несущей способностью грунта $0,055 \dots 0,1$ МПа и средним объемом хлыста $0,25 \dots 0,35$ м³.

Лесные колесные трелевочные машины с шарнирно-сочлененной рамой МЛ-127 и МЛ-127С предназначены для сбора, формирования и трелевки пачек деревьев или хлыстов на погрузочную площадку или верхний склад. Колесная трелевочная машина МЛ-127 оборудована канатно-чокерным технологическим оборудованием, а машина МЛ-127С — пачковым захватом.

Трелевочная машина МЛТ-374 предназначена для бесчокерной трелевки деревьев и хлыстов при сплошных и выборочных рубках. На заднем технологическом модуле установлен гидроманипулятор для сбора деревьев и хлыстов и укладки их в гидрозажимной коник, предназначенный для удержания пачки деревьев или хлыстов при ее формировании и трелевке. Машина имеет колесную формулу 6К6 и оборудована двигателем мощностью 88 кВт.

Малогобаритная трелевочная машина МТЗ-320ГГ предназначена для проведения рубок ухода, особенно первого прореживания, и ее достоинства заключаются в следующем: небольшие размеры, маневренность, экологическая совместимость в системе «движитель – почва», хорошая проходимость, низкий технологический расход топлива.

На Сморгонском агрегатном заводе выпускается малогобаритная трелевочная машина на базе трактора МТЗ-082Л. Данный трактор может быть использован для создания семейства малогобаритных трелевочных машин путем навешивания на него различного технологического оборудования.

АО «Амкодор» также специализируется на выпуске лесных машин. Известна трелевочная машина с шарнирно-сочлененной рамой и канатно-чokerным технологическим оборудованием «Амкодор-2200» типа 4К4, созданная на базе погрузчика ТО-18 с гидромеханической трансмиссией.

Рейсовая нагрузка трелевочной машины «Амкодор-2200» составляет 4 м³, тяговое усилие лебедки – 7 т, эксплуатационная масса машины – 9 т, продольная база – 2835 м, минимальный радиус поворота – 5,5 м.

Одним из крупнейших поставщиков колесных трелевочных машин является фирма «FMG Timberjack» (создана в 1989 году в результате слияния широко известной финской фирмы «Rauma-Repola» и канадской компании «Timberjack»). В фирму «FMG Timberjack» входит также фирма «Carring Waterous». Фирма «Timberjack» выпускает колесные трелевочные тракторы с канатно-чokerным технологическим оборудованием или пачковыми захватами (скиддеры) моделей Timberjack 480С, Timberjack 380С, Timberjack 450С и Timberjack 240 В. Рассматриваемые машины имеют двухосное полноприводное шасси с шарнирно-сочлененной рамой и дизельным двигателем. На тракторах моделей Timberjack 380С и Timberjack 450С установлены двигатели мощностью соответственно 110 и 128 кВт, Timberjack 480С – мощностью 132 кВт. Тракторы снабжены трансмиссией с одноступенчатым гидротрансформатором и 4-скоростной реверсивной коробкой передач с силовым переключением.

Тракторы Timberjack оборудованы многодисковыми рабочими тормозами на всех колесах с гидроприводом и масляным охлаждением, вспомогательным двухдисковым тормозом с гидроприводом, стоячными рабочими тормозами с механическим приводом.

В США выпуском колесных тягачей занимаются такие фирмы, как «Franklin Equipment», «Caterpillar», «International Harvester», «Garret

En», «M-R-S Manufacturing», в Канаде «Jhon Dir», «Klark Michigan Company».

Известны трелевочные машины фирмы «Catterpillar» с канатно-чокерным технологическим оборудованием Catterpillar 518 и с пачковым захватом Catterpillar 528. На машины устанавливается дизельный двигатель «Кэт» с турбонаддувом, имеющий мощность у первой модели 88 и 96 кВт, а у второй 129 кВт.

Американская фирма «Manufacturing Company» выпускает колесные трелевочные тракторы Skidmaster моделей 80 и 100, на которые устанавливаются двигатели мощностью 73,5 и 101,5 кВт соответственно. Машины могут быть оснащены различными захватами для бесчокерной трелевки леса или канатно-чокерным технологическим оборудованием.

Колесные трелевочные тракторы Tree Farmer, выпускаются компанией «Hayker Siddley Canada Inc. Forestrj Equipment Div.» (Канада) с канатно-чокерным технологическим оборудованием и с технологическим оборудованием для бесчокерной трелевки леса. На машины устанавливаются двигатели мощностью от 58,8 до 136 кВт.

Фирмой «John Deere» поставляются колесные трелевочные тракторы с канатно-чокерным технологическим оборудованием и машины для бесчокерной трелевки леса, имеющие мощность двигателя от 56 кВт (модель 340D) до 124 кВт (модель 740A).

Выпуском колесных трелевочных тракторов занимаются также фирмы «Latil» (Франция), «Mercedes Benz» – тягачи Unimog (Германия), LKT (Словакия) и др.

В Финляндии производством колесных трелевочных тракторов занимается фирма «Valmet» (колесный трелевочный трактор Valmet 800), а также фирма «Lokomo», выпускающая тракторы Lokkeri. Колесные трелевочные тракторы данных фирм имеют шарнирно-сочлененную раму, четыре ведущих колеса и гидромеханическую трансмиссию. На колесные трелевочные тракторы Lokkeri устанавливаются однобарабанные лебедки с механическим приводом или двухбарабанные с раздельным электрическим или гидравлическим приводом.

Колесный трелевочный трактор Lokomo 933С предназначен для бесчокерной трелевки леса и оборудован коником и манипулятором. Площадь раскрытия захватов коника составляет $3,5 \text{ м}^2$, нагрузка на рейс трактора достигает 15 т. Восемь ведущих колес, попарно снабженных гусеницами, обеспечивают высокую проходимость и низкое удельное давление на грунт. Кроме того, оси трактора приспособлены для обору-

дования шинами высокой проходимости.

Словацкий колесный трелевочный трактор LKT-90A имеет чокерную оснастку. На задней секции шарнирно-сочлененной рамы может устанавливаться двухбарабанная лебедка с тяговым усилием 80 кН или 120 кН соответственно, а также имеются кронштейн с направляющими блоками и бульдозерный отвал. Тракторы LKT-81T и LKT-82T приспособлены для проведения рубок ухода за лесом.

Колесный трелевочный трактор LKT-90B для бесчокерной трелевки леса оборудован пачковым захватом, установленным на откидной стреле. Мощность двигателя 75 кВт, максимальная скорость 30 км/ч. Захват имеет максимальное сечение 0,9 м² и раскрытие челюстей 1,6 м. Масса машины 8,5 т.

Колесные трелевочные тракторы LKT-120A и LKT-120B с шарнирно-сочлененной рамой предназначены для чокерной трелевки пачек деревьев или хлыстов. На трактор LKT-120A устанавливается двухбарабанная лебедка с тяговым усилием 120 кН, на трактор LKT-120B – однобарабанная лебедка с механическим приводом.

В насаждениях с низкой несущей способностью грунтов и чувствительным почвенным покровом для трелевки валежника, семенников, ветровальных и буреломных деревьев, подтрелевки хлыстов или сортиментов, при проведении рубок главного и промежуточного пользования широкое распространение получает малогабаритная техника. Так, например, фирмой «Husqvarna» выпускается минитрактор, известный как «Железный конь». Существует несколько модификаций малогабаритных тракторов: Pirage для подтрелевки хлыстов, Standart и Pro для перевозки сортиментов и других грузов.

Шведская фирма «Grenges Metalwerken AB» выпускает минитрелевщик Skugstrak 125. Управление машиной осуществляется рулевой штангой, перемещение которой в желаемом направлении ведет к переключению привода на одну и другую гусеницу.

1.3. Параметры машин

Несмотря на достаточно большие различия в конструкции современных трелевочных машин, между их основными конструктивными параметрами существуют достаточно четкие зависимости. Это позволяет не только обобщать технические характеристики отдельных видов машин, но и, в первую очередь, выявлять определенные закономерности в тенденциях развития основных параметров, обнаруживать их взаимо-

связь и устанавливать количественные соотношения.

Зависимости между массой машины и ее другими основными конструктивными параметрами для двухосных и трехосных трелевочных тракторов приведены в табл. 1. По приведенным зависимостям можно с большой достоверностью определять значения мощности при известной конструктивной массе вновь разрабатываемых машин.

Таблица 1. Регрессионные зависимости конструктивных параметров трелевочных машин от массы М

Параметры	Регрессионная зависимость	
	Двухосная машина	Трехосная машина
Максимальная скорость, км/ч	$V=85,65-31,9 \cdot M+4,92 \cdot M^2-0,23 \cdot M^3$	$V=27,42+0,0912 \cdot M$
База машины, м	$L=2,46+2,01 \cdot M-0,26 \cdot M^2+0,011 \cdot M^3$	$L=11,18+3,34 \cdot M-0,22 \cdot M^2+0,004 \cdot M^3$
Колея, м	$B=-2,46+2,01 \cdot M-0,261 \cdot M^2+0,011 \cdot M^3$	—
Объем трелевочной пачки, м ³	$Q=0,48 \cdot M$	$Q=0,17+0,51 \cdot M+0,004 \cdot M^2$
Тяговое усилие лебедки, кН	$P_1=-7,96+5,02 \cdot M-0,25 \cdot M^2$	—
Размеры шин передних, м:		
диаметр	$D_{ш.п}=1,135+0,025 \cdot M+0,001 \cdot M^2$	$D_{ш.п}=1,551+0,029 \cdot M$
ширина	$B_{ш.п}=0,135+0,041 \cdot M$	$B_{ш.п}=0,351+0,025 \cdot M-0,0002 \cdot M^2$
Размеры шин задних, м:		
диаметр	$D_{ш.з}=1,135+0,025 \cdot M+0,001 \cdot M^2$	$D_{ш.з}=1,21+0,17 \cdot M$
ширина	$B_{ш.з}=0,135+0,041 \cdot M$	$B_{ш.з}=0,312+0,019 \cdot M-0,00018 \cdot M^2$
Дорожный просвет, м	$H=0,036+0,146 \cdot M-0,013 \cdot M^2+0,0003 \cdot M^3$	$H=1,35+0,416 \cdot M-0,028 \cdot M^2+0,00062 \cdot M^3$
Давление под колесами, кПа:		

Параметры	Регрессионная зависимость	
	Двухосная машина	Трехосная машина
передними	$r_k^n = 85,31 + 3,15 M - 0,021 M^2$	-
задними	$r_k^3 = 115,1 + 2,55 M - 0,013 M^2$	-
Мощность двигателя, кВт	-	$N_{дв} = -121,5 + 27,5 \cdot M - 0,773 \cdot M^2$
База задней тележки, м	-	$L = -2,67 + 0,97 \cdot M - 0,0074 \cdot M^2 + 0,0019 \cdot M^3$
Размеры платформы, м:		
ширина	-	$B_n = 6,087 - 1,108 \cdot M + 0,104 \cdot M^2 - 0,0019 \cdot M^3$
длина	-	$L_n = 46,65 - 11,0 \cdot M + 0,93 \cdot M^2 - 0,025 \cdot M^3$

Повышение грузоподъемности, а следовательно, и мощности колесных лесных машин приводит к увеличению давления на почву и ухудшению проходимости. Наиболее эффективным методом устранения этих недостатков является переход на трехосную схему. Проведенный статистический анализ показал [13], что число осей машин, выполняющих транспортные операции, зависит от массы. Нижний предел массы трехосной лесотранспортной системы составляет 7,0...8,0 т, четырехосной – 14,0...14,5 т.

Стремление обеспечить большие скорости движения машины и увеличение объема транспортируемой пачки за счет повышения мощности двигателя далеко не всегда может быть реализовано по эксплуатационным условиям. Средние рабочие скорости движения колесных лесосечных машин находятся в пределах 6...9 км/ч и ограничиваются прежде всего высотой и характером неровностей трелевочных волоков и лесных дорог.

Ширина колеи лесной машины во многом зависит от ее мощности и ширины пин. Значение ширины колеи ограничивается рядом противоречивых требований. С одной стороны, по условиям обеспечения возможности движения машины по дорогам общего пользования максимальная ширина колеи должна быть не более 2,5...2,7 м. С другой стороны, увеличение ширины колеи позволяет повысить поперечную ус-

тойчивость машины, однако при неизбежном ухудшении показателей маневренности. У погрузочно-транспортных машин массой 10...11 т ширина колеи обычно находится в пределах 2,25...2,35 м, что, с учетом геометрических параметров используемых шин, обеспечивает габаритную ширину машины 2,95...3,15 м.

Продольная колесная база лесных трехосных машин находится в пределах 4,22...4,95 м, при этом большие значения соответствуют погрузочно-транспортным, а меньшие – трелевочным машинам. Расстояние между осями колес тандемной тележки – 1,35...1,60 м.

Объем трелюемой пачки ограничивается как габаритами самой машины, так и параметрами установленного на ней технологического оборудования.

2. ВИДЫ РАБОЧИХ ОПЕРАЦИЙ И УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ

2.1. Технологические схемы и рабочие процессы

В зависимости от предъявляемых требований, природно-производственных условий, системы применяемых машин и вида трелеваемой и вывозимой древесины, размеров отпускаемых лесосек и др. трелевочные машины могут работать по целому ряду технологических схем, в том числе с параллельным, веерным и диагональным расположением волоков на лесосеке.

Процесс чокерной трелевки включает холостой ход трактора, формирование пачек деревьев или хлыстов, их подъем, рабочий ход и разгрузку на лесопогрузочном пункте.

Способ разработки пасек с использованием трелевочных машин с канатно-чокерным технологическим оборудованием зависит от того, каким образом производится трелевка — за комли или за вершины. За комли треляют, как правило, деревья, за вершины — хлысты.

При разработке лесосек методом узких пасек создаются условия, благоприятные для сохранения подроста. Делянка разбивается на пасеки шириной, равной средней высоте древостоя. Посредине каждой пасеки прокладывается волок шириной 5 м. Валку деревьев на волоке начинают с ближнего конца, деревья валят вершинами по направлению к погрузочной площадке, после отхода вальщика на безопасное расстояние или перехода его на другой волок обрубая сучья и треляют хлысты за вершины.

Вальщик валит деревья сначала с одной полупасеки. Валка деревьев на полупасеке, ближней к погрузочному пункту, начинается так же, как и на волоке. Вальщик, переходя от дерева к дереву, перемещается поперек полупасеки от волока к середине пасеки, а затем обратно и т. д. При этом он стремится валить каждое дерево так, чтобы как можно большая часть кроны попала на волок, а угол между деревом и волоком был наименьшим (не более 30°).

Сучья, обрезанные с той части кроны, которая находится над волоком, остаются на нем. Сучья, которые срезались с кроны, находящихся на пасеке, по существующим лесохозяйственным требованиям должны быть собраны и перенесены на волоки. Собранные сучья уплотняются при проходе трактора, треляющего хлысты с

более удаленных участков волока.

Трактор при разработке лесосек с сохранением подроста не должен сходить с волока. Порожный трактор разворачивается на месте на участке, где нет подроста, трос растаскивают вдоль волока на расстояние 20...25 м.

Разработка пашек без сохранения подроста, но с трелевкой также за вершины, мало отличается от метода узких пашек. Пашека может иметь в этом случае ширину 35...45 м, деревья валят под углом 45...60° к волоку. Поскольку все поваленные деревья на полупашеке за один заезд зачокеровать и стрелевать трудно (усложняется обрубка сучьев и чокеровка), то полупашеку делят на ленты шириной 8...10 м. Разрабатывают ленты последовательно: сначала поочередно ленты у волока, затем, когда хлысты стрелеваны, дальние от волока ленты.

При разработке пашек без сохранения подроста возможен сход трактора с волока. Разработка пашек лентами, параллельными волоку, применяется при трелевке за комли. С полос шириной 6...8 м валят деревья кронами на волок, а с последующих полос — кронами на вырубку. Деревья валят под углом 45...60° к волоку. Пачка набирается трактором на ленте, затем, после формирования пачки, трактор выходит на волок. При этом методе волоки, кроме первого, заранее не разрубаются. Ленты разрабатываются последовательно с постепенным удалением от волока, каждая последующая лента отрезается от стенки леса. После того как стенка леса удалится от волока на 50...60 м, трактор накатывает следующий волок. Этот метод применим при неглубоком снеге зимой и на хороших грунтах летом.

Разработка пашек лентами под углом к волоку также применяется при трелевке за комли. Волоки в этом случае разрубают заранее. Разрубку волока начинают с дальнего его конца, первые деревья валят в свободные промежутки между стоящими деревьями. Затем ведется разработка полупашек лентами шириной 8...10 м, которые примыкают к волоку под углом 45...60°. Разработку начинают с дальнего конца полупашек. Трактор при разработке пашеки этим методом не сходит с волока. Метод применяется при глубоком снеге зимой и на слабых грунтах летом.

Пашеки с подкладочным деревом также разрабатываются лентами под углом к волоку. На одной ленте, т. е. на одно подкладочное дерево, валят в среднем 10...12 деревьев. Разбег комлей, т. е. разница расстояний от самого дальнего дерева до ближайшего по

отношению к подкладочному, составляет 7...9 м. Этим расстоянием определяется ширина ленты.

Длина пасечной ленты равна при этом методе длине подкладочного дерева и принимается равной средней высоте древостоя. По длине подкладочного дерева и углу примыкания ленты к волоку ($\alpha=40...45^\circ$) определяется ширина пасаки.

Наиболее эффективная работа колесного трелевочного трактора с пачковым захватом возможна в том случае, когда пачки на лесосеке формируются при помощи валочно-пакетирующих машин (ВПМ). Технологический цикл работы такого трелевочного трактора на лесосеке состоит из холостого хода трактора, наведения пачкового захвата на пачку и ее зажима. Затем производится подъем комлевой или вершинной части пачки и осуществляется трелевка пачки в полуподвешенном состоянии на погрузочную площадку.

Технологическая схема заготовки древесины с использованием колесного трелевочного трактора с пачковым захватом на трелевке предусматривает применение валочно-пакетирующей машины на валке деревьев и при формировании пачки.

Для колесных трелевочных машин, оборудованных пачковым захватом, важным фактором, влияющим на их производительность, является формирование пачек хлыстов или деревьев. Однако в реальных условиях эксплуатации подготовка пачек при помощи ВПМ не всегда осуществима. В этом случае формирование пачек деревьев или хлыстов должно производиться самой трелевочной машиной, что диктует определенные требования к технологическому процессу лесозаготовок. Например, в случае использования на трелевке колесного трактора ТТР-401М-01 с пачковым захватом вальщик обязан стремиться повалить деревья с таким расчетом, чтобы тракторист смог сам сформировать пачку из нескольких хлыстов, сдвигая их толкателем друг к другу. Возможны и другие приемы. Например, при достаточно отдаленном расположении поваленных деревьев друг от друга (заготовка деревьями) тракторист-машинист захватывает отдельное дерево, затем движется к другому, на ходу одним бортом переезжая через комель лежащего дерева с таким расчетом, чтобы, опустив и раскрыв захват, зажать сразу оба дерева.

При хлыстовой заготовке и валке в линию машина, двигаясь с захваченным ранее хлыстом, останавливается таким образом, чтобы лежащий хлыст находился внутри базы машины. При данном методе диаметр комля хлыста не должен превышать дорожный просвет

трактора.

При использовании на трелевке тракторов, оборудованных гидроманипулятором и гидрозажимным коником, валка деревьев может быть как машинной, так и с применением бензиномоторного инструмента [4]. Процесс бесчokerной трелевки заключается в следующем: трактор движется по трелевочному волоку и при помощи гидроманипулятора поднимает заранее поваленные деревья и укладывает их в коник. После набора пачки трактор трелюет ее на погрузочную площадку и там сбрасывает. Для сбрасывания пачки разжимаются рычаги коника, и трактор движется передним ходом.

При использовании на трелевке трелевочного трактора с гидроманипулятором и гидрозажимным коником [14] лесосека разбивается на технологические участки шириной до 100 м, по границам которых вырубается проезды шириной 5 м для порожних ходов трактора. Вальщик валит деревья лентами шириной 20...25 м, расположенными параллельно проездам (перпендикулярно лесовозному усю). По достижении безопасного расстояния между вальщиком и крайней лентой трелевочный трактор с бесчokerной оснасткой приступает к трелевке продольными лентами.

Трактор при помощи гидроманипулятора захватывает поваленные деревья, находящиеся на расстоянии до 4 м по ходу движения (ширина технологической ленты при трелевке — 4 м).

После набора воза трелевочный трактор направляется к магистральному волоку вдоль границы вырубки по кратчайшему пути и трелюет пачку деревьев на погрузочную площадку, где с деревьев при помощи сучкорезной машины обрезаются сучья, а полученные хлысты челюстным погрузчиком укладываются на подвижной состав лесовозных дорог. Для последующего набора пачки трелевочный трактор к началу незавершенной ленты возвращается по тому же пути, по которому осуществлялась трелевка, либо по волоку и проезду.

2.2. Характеристики транспортных путей лесосеки

По технологическим признакам транспортные пути лесосеки делятся на магистрали, пасечные волоки и подъездные пути. Для вывозки древесины с лесосек используются, как правило, усы, прижимающие к веткам. Перемещение древесины на лесосеке производится по волокам. При использовании трелевочных машин на ко-

лесном шасси лесовозные усы, как правило, не строят, а заготовленный лес транспортируют непосредственно к веткам лесовозных дорог.

На структуру дорожно-транспортной сети влияют эксплуатационные запасы леса и характер их размещения по территории, почвенно-грунтовые условия, наличие и степень развития сети дорог общего пользования, ежегодный объем заготавливаемой древесины, а также схема транспортного освоения лесного массива.

Волоки представляют собой простейший транспортный путь на лесосеке, по которому спиленные деревья, хлысты или сортименты транспортируются от места валки на погрузочную площадку или верхний склад.

Пасечные волоки прокладывают посредине пазов, а при ширине пазов 25...30 м – по их границам. Ширина пазов – 4...6 м. Специальная их подготовка не производится, кроме расчистки от валежника и кустарника, а зимой – проминки снега.

Магистральные волоки соединяют несколько пасечных и шире их на 1...2 м. Подготовка их заключается в спиливании пней заподлицо с землей, на заболоченных участках – в укреплении поперечным настилом из дровяной древесины, сучьями или другими отходами из древесины.

В зависимости от рельефа местности, почвенно-грунтовых условий, типа машин, характера лесонасаждений, расположение волоков на лесосеке может быть параллельным, веерным, диагональным и радиальным.

Средняя протяженность волоков на лесосеке зависит от типа гребельной машины и принятой технологии. Уклоны в зависимости от рельефа местности составляют 15...20°. На кривых участках волоки уширяются на 1...2 м при закруглениях радиусом не менее 30 м. При наличии крутых склонов поперечный уклон на волоках не должен превышать 15°.

В связи со значительным изменением путевых условий для лесных машин коэффициент сопротивления качению принимается в широких пределах. Численные значения коэффициентов сопротивления качению приведены в табл. 2.

Коэффициент сопротивления пачки хлыстов при волочении принимается в летнее время 0,4...0,6, в зимнее – 0,3...0,5, при движении по увлажненной поверхности летом – 0,6...0,8 и зимой при

рыхлом снеге – 0,5...0,7 [18].

Таблица 2. Численные значения коэффициента сопротивления качению

Тип покрытия транспортно-го пути	Значения коэффициента сопротивления качению
Сухой грунт	0,03...0,05
Песок:	
– сухой	0,1...0,3
– влажный	0,06...0,15
Снежная целина	0,2...0,35

Значения коэффициента сцепления изменяются в зависимости от типа, состояния и влажности опорной поверхности. Средние значения для наиболее характерных лесовозных дорог представлены в табл. 3.

Таблица 3. Численные значения коэффициента сцепления

Тип транспортного пути	Значения коэффициента сцепления
Глинистый грунт:	
– сухой	0,5...0,6
– влажный	0,3...0,4
Песок:	
– сухой	0,3...0,6
– влажный	0,4...0,5
Укатанный снежный волок:	
– сухой	0,2...0,4
– мокрый	0,1...0,2
– с обледенелой поверхностью	0,1...0,3

По имеющимся данным, лесные площади Республики Беларусь характеризуются различным рельефом (табл. 4).

Таблица 4. Характеристика лесных площадей Республики Беларусь по рельефу, %

ПЛХО	Крутизна уклона, град		
	до 10	11...15	более 15
Брестское	100	–	–
Гомельское	99	0,6	0,4

ПЛХО	Крутизна уклона, град		
	до 10	11...15	более 15
Гродненское	98,8	0,8	0,4
Витебское	96,2	2,5	1,3
Минское	99,1	0,6	0,3
Могилевское	99,4	0,4	0,2
Итого по РБ	98,8	0,8	0,4

Поверхность волока характеризуется наличием неровностей, что подтверждается данными, приведенными в табл. 5.

Таблица 5. Характеристика степени ровности транспортных путей Червенского ЛПХ

Тип дороги	Ширина проезжей части, м	Среднеквадратичные значения высот неровностей, см
Ветка	3,5	2,80...3,61
Лесовозный ус	3,5...3,0	2,98...3,44
Трелевочный волок	3,5...3,0	5,72...6,50

Усредненные значения среднеквадратичных высот неровностей: гравийные дороги – 0,8...5,6 см; лесные грунтовые дороги, пеньки, усы – 2,4...7,5 см; магистральные волоки – 2,5...6,0; пасечные волоки – 5...8,2 см.

2.3. Характеристики несущей способности опорной поверхности лесосеки

Деформативные свойства почвы при взаимодействии ее с движителем лесной машины характеризуются следующими основными показателями: общим модулем деформации E_0 и упругости E_y ; несущей способностью p и плотностью почвы ρ .

Модулем деформации называется отношение удельного давления к относительной деформации грунта, и он является показателем жесткости грунта, характеризующим сопротивление его внешним нагрузкам. Однако для более полной характеристики деформации почвы используется модуль упругости E_y . Кроме того, при оценке проходимости лесозаготовительных машин учитываются такие показатели почвогрунта, как несущая способность грунтов и плотность почвы до и после проведения лесозаготови-

тельных работ.

На рис. 2 приведена зависимость несущей способности грунта p , (МПа) от числа проходов колесной трелевочной машины МЛ-126 по пасечному волоку. Анализ рассматриваемой графической зависимости показывает, что с увеличением числа проходов трелевочной машины по одному и тому же следу несущая способность грунта возрастает. Так, на пасеке, где не производилась трелевка, этот показатель равен 0,014 МПа. Но уже после 20...30 проходов он увеличивается до 0,07 МПа. Следует также отметить, что интенсивный рост несущей способности грунта наблюдается при первых 10 проходах трелевочной машины.

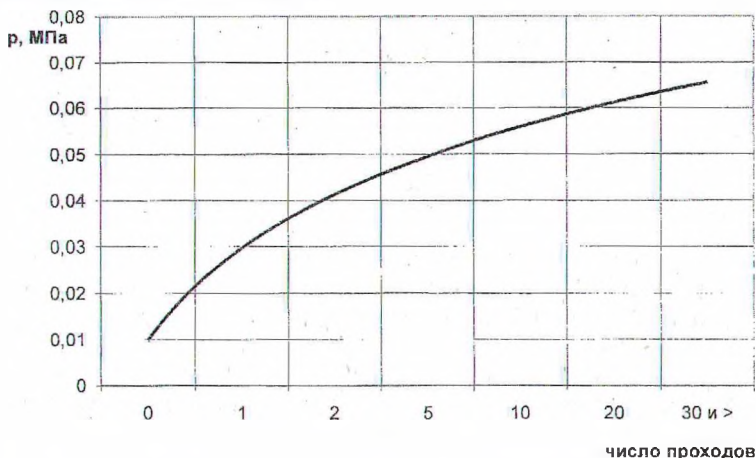


Рис. 2. Экспериментальная зависимость несущей способности лесного почвогрунта от числа проходов колесной трелевочной машины МЛ-126 на пасечном волоке

Аналогичным образом происходит изменение модулей деформации и упругости (рис. 3) в зависимости от числа проходов трелевочной машины МЛ-126 по пасечному волоку. Численные значения рассматриваемых параметров составляют соответственно 1,55 МПа и 5,04 МПа на участках, не затронутых трелевкой, и 7,75 МПа и 25,19 МПа после 20...30 проходов машины по одному следу.

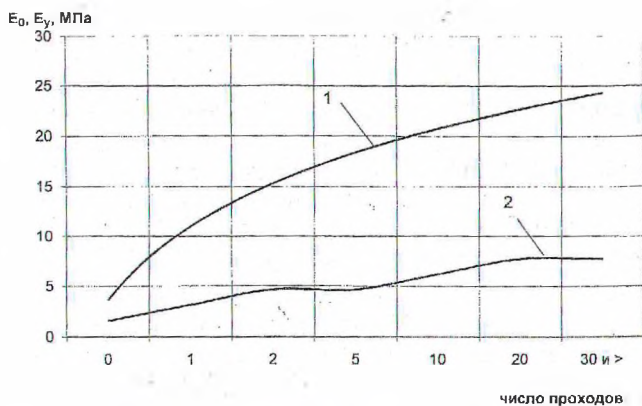


Рис. 3. Экспериментальная зависимость модулей деформации (E_0) и упругости (E_y) лесного почвогрунта от числа проходов колесной трелевочной машины МЛ-126 на пасечном волокне: 1 – модуль упругости; 2 – модуль деформации

При движении колесной трелевочной машины по одному следу на лесосеке происходит уплотнение почвы, т. е. растет плотность ρ (г/см^3). На рис. 4 приведена графическая зависимость плотности почвы от числа проходов колесной трелевочной машины МЛ-126 по трелевочному волоку.

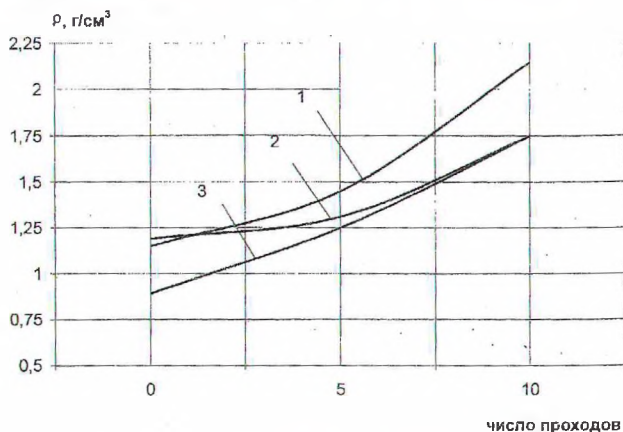


Рис. 4. Экспериментальная зависимость плотности почвы от числа проходов трелевочной машины МЛ-126 по одному следу: 1 – пасечный волок № 1; 2 – пасечный волок № 2; 3 – пасечный волок № 3

Проведенные экспериментальные исследования показали, что плотность грунта в контроле составляет 0,89...1,189 г/см³, а после 5 проходов колесной трелевочной машины МЛ-126 по одному следу она увеличилась до 1,4 г/см³, после 10 проходов — до 2,12 г/см³. Следует также отметить, что после 10 проходов машины по одному следу процесс уплотнения замедляется. Наибольшие уплотнения почвы зарегистрированы на погрузочных площадках и лесовозной дороге. Так, например, плотность почвы на погрузочной площадке может достигать 2,2 г/см³, а на лесовозной дороге — 2,602 г/см³, что характеризуется практически наибольшей плотностью упаковки частиц (суглинки 2,71 г/см³). Экспериментом было установлено, что в дальнем конце пасечного волока повреждения почвы менее значительны и усиливаются при приближении к магистральному волоку. Так, плотность почвы в дальнем конце пасечного волока составляла 1,4 г/см³.

3. ТЯГОВО-СЦЕННЫЕ СВОЙСТВА И ПРОХОДИМОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ

3.1. Методика тягово-динамического расчета

Универсальной характеристикой тяговых свойств колесной трелевочной машины, совершающей транспортные операции, является тяговая диаграмма. В I квадранте тяговой диаграммы располагается тяговая характеристика машины – зависимости крюковой мощности $N_{кр}$ и теоретической скорости движения v_T от касательной силы тяги P_k . В I квадранте также строятся кривая буксования δ и кривая тягового КПД – η_T . Касательная сила тяги на рабочих органах, теоретическая скорость движения колесной трелевочной машины, крюковая мощность, коэффициент буксования и тяговый КПД могут быть определены по зависимостям:

$$P_k = \frac{M_{дв} i_{тр} \eta_{тр}}{r_d}; \quad (3.1)$$

$$v_T = 0,377 \frac{r_d n_{дв} (1 - \delta)}{i_{тр}}; \quad (3.2)$$

$$N_{кр} = \eta_T \cdot N_e; \quad (3.3)$$

$$\delta = 1 - \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{max}} \right)^{0,1} \left(1 + \frac{\varphi}{\varphi_{max}} \right); \quad (3.4)$$

$$\eta_T = \eta_{тр} \eta_r \left(1 - \frac{P_f}{P_k} \right) \cdot (1 - \delta), \quad (3.5)$$

где $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя; $i_{тр}$ – общее передаточное число трансмиссии; $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии; r_d – динамический радиус колес трелевочной машины; $n_{дв}$ – число оборотов коленчатого вала двигателя; N_e – эффективная мощность двигателя; φ – коэффициент сцепления колесного движителя с опорной поверхностью лесосеки; η_r – потери в движителе; P_f – сила сопротивления движению.

Динамический радиус колес трелевочной машины определяется по формуле

$$r_d = r_0 - \frac{G}{2\pi p_w \sqrt{r_0 r_c}},$$

где r_0 – свободный радиус ненагруженного колеса; G – вес машины; p_w – давление воздуха в шине; r_c – радиус сечения шины.

Динамический радиус колес также может быть определен и по эмпирической формуле [5]

$$r_d = 0,5 \cdot d + (0,8 \div 0,85) \cdot b,$$

где b – ширина профиля покрышки; d – наружный диаметр обода, на который надевается шина.

В III квадранте тяговой диаграммы располагается регуляторная характеристика двигателя в функции от крутящего момента M_d , причем значения момента откладываются по оси ординат вниз от точки O , а значения эффективной мощности двигателя N_e , часового расхода топлива G_r и частоты вращения коленчатого вала двигателя n_d – по оси абсцисс влево от точки O . На оси моментов имеются две характерные точки, соответствующие номинальному $M_{дн}$ и максимальному $M_{дmax}$ крутящим моментам двигателя.

При построении регуляторной характеристики номинальный крутящий момент и максимальный крутящий момент двигателя могут быть определены по формулам

$$M_{ен} = \frac{3 \cdot 10^4 N_{ен}}{\pi n_n}; \quad M_{еmax} = \frac{100 + \mu_k}{100} M_{ен},$$

где $N_{ен}$ – эксплуатационная мощность двигателя; n_n – номинальная частота вращения двигателя; μ_k – корректорный коэффициент запаса крутящего момента.

Для современных дизельных двигателей значение корректорного коэффициента запаса крутящего момента находится в пределах 30...35%.

Часовой расход топлива, соответствующий эксплуатационной мощности двигателя, определяется по формуле

$$G_{тн} = \frac{g_{ен} N_{ен}}{1000},$$

где $g_{ен}$ – удельный часовой расход топлива при эксплуатационной мощности.

Частота вращения коленчатого вала двигателя на регуляторном участке регуляторной характеристики рассчитывается по формуле

$$n = n_x - (n_x - n_H) \frac{M_e}{M_{en}}$$

где n_x — частота вращения, определяемая степенью неравномерности регулятора.

$$n_x = n_H \frac{200 + \xi}{200 - \xi},$$

где ξ — степень неравномерности регулятора частоты вращения, которая может быть определена по формуле

$$\xi = \frac{200(n_x - n_p)}{n_x + n_p},$$

где n_x — максимальная частота вращения на регуляторе; n_p — частота вращения дизеля в начале действия регулятора.

Для тракторных дизелей степень неравномерности регулирования при настройке на номинальную частоту вращения коленчатого вала двигателя должна находиться в пределах 4...8% [6].

Часовой расход топлива определяется линейной функцией мощности:

$$G_T = (G_{TN} - G_{T,x}) \frac{M_e n}{M_{en} n_H},$$

где G_T — часовой расход топлива при заданной мощности; $G_{T,x}$ — часовой расход топлива в режиме холостого хода двигателя.

$$G_{T,x} = k \cdot G_{TN},$$

где k — коэффициент пропорциональности, который для современных дизельных двигателей составляет 0,2...0,3 [6].

Частота вращения коленчатого вала двигателя и часовой расход топлива на корректорном участке регуляторной характеристики определяются по следующим формулам:

$$n = n_H \left(\alpha + (1 - \alpha) \sqrt{\frac{M_{e\max} - M_e}{M_{e\max} - M_{eH}}} \right);$$

$$G_T = G_{тн} \left(\frac{\gamma - \alpha^2}{1 - \alpha} \left(1 - \frac{n}{n_H} \right) + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right) \frac{M_e n}{M_{eH} n_H},$$

где γ – степень изменения удельного расхода топлива на скоростной ветви характеристики:

$$\gamma = \frac{g_{eM}}{g_{eH}},$$

здесь g_{eM} – удельный расход топлива при максимальной мощности.

Для современных дизельных двигателей $\gamma = 1 \dots 1,1$. Коэффициент α для современных тракторных дизелей принимается равным 0,5 [6].

В IV квадранте тяговой характеристики строится лучевая диаграмма зависимостей касательной силы тяги от крутящего момента двигателя на различных передачах:

$$P_k = \frac{\eta_{тп} \eta_r M_d^i}{r_d}.$$

3.2. Тягово-скоростные свойства колесных трелевочных машин МТЗ

Для проведения тягово-динамического расчета колесной трелевочной машины исходными данными являются ее масса, характеристики двигателя и передаточные отношения с коэффициентами полезного действия трансмиссии для каждой передачи. Построение тяговой диаграммы и ее анализ проведем на примере опытного образца трелевочной машины Минского тракторного завода МЛ-126, на которой установлены двигатель Д-243, девятиступенчатая коробка передач и понижающий редуктор.

Исходные данные, необходимые для построения тяговой диаграммы колесной трелевочной машины МЛ-126 с шарнирно-сочлененной рамой и канатно-чокерным технологическим оборудо-

ванием, представлены в табл. 6 и 7.

Таблица 6. Исходные данные для проведения тягового расчета

Наименование параметра	Значение
Масса трелевочной машины, кг	8500
Максимальная мощность двигателя, кВт	57,8
Частота вращения двигателя при максимальной мощности, об/мин	2200
Частота вращения двигателя при максимальном моменте, об/мин	1400
Радиус колеса, мм	840

Таблица 7. Передаточные числа и коэффициенты полезного действия трансмиссии трелевочной машины

Передача	Передаточные числа		КПД	
	редуктор выключен	редуктор включен	редуктор выключен	редуктор включен
1	316,229	418,055	0,850	0,816
2	185,719	245,521	0,850	0,816
3	109,197	144,358	0,886	0,850
4	88,881	117,500	0,886	0,850
5	75,055	99,223	0,886	0,850
6	64,132	84,782	0,886	0,850
7	52,200	69,008	0,886	0,850
8	44,079	58,273	0,886	0,850
9	23,701	31,333	0,922	0,885

Тяговая диаграмма колесной трелевочной машины МЛ-126 построена в I квадранте (рис. 5), три остальных квадранта являются вспомогательными.

Начало координат в I квадранте обозначено точкой O. Справа от точки O в определенном масштабе отложены касательные силы тяги P_k . Слева от точки O отложена величина силы сопротивления движению [5]

$$P_f = \psi_1 \cdot G,$$

где ψ_1 – коэффициент сопротивления трелевочного волока; G – вес трелевочной машины.

Полученная точка O_1 является началом координат для отсчета касательной силы тяги. Далее в I квадранте построена кривая бук-

сования $\delta = f(P_k)$, значения коэффициента буксования отложены в долях единицы.

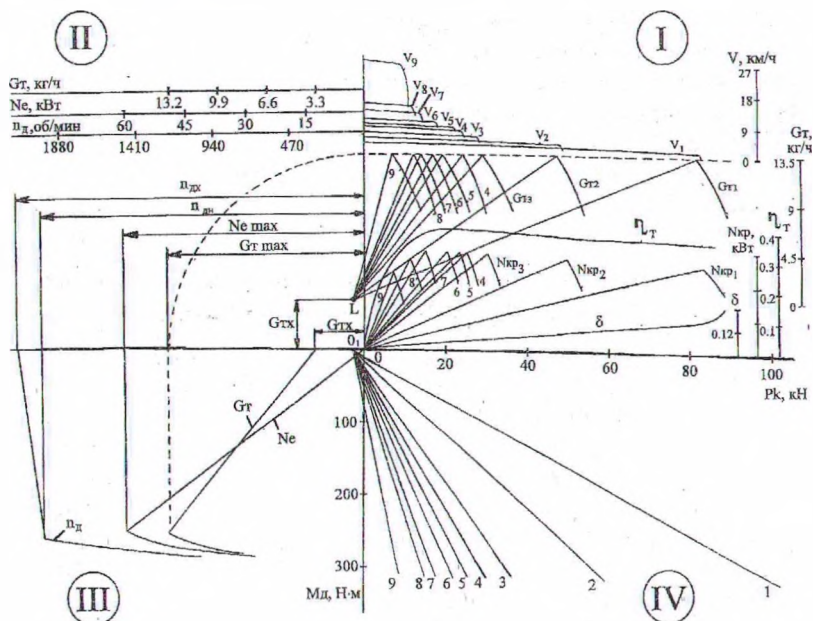


Рис. 5. Тяговая диаграмма колесной тросовочной машины МЛ-126

В III квадранте (рис. 5) построена регуляторная характеристика двигателя в функции от крутящего момента. Значения момента отложены по оси ординат вниз от точки O , а значения эффективной мощности двигателя N_e , часового расхода топлива G_t и частоты вращения коленчатого вала двигателя n_d — по оси абсцисс влево от точки O . На оси моментов двигателя имеются две характерные точки, соответствующие номинальному $M_{д.н}$ и максимальному $M_{д.маx}$ крутящим моментам двигателя. Соответствующие $M_{д.н}$ значения $N_{e.маx}$, $G_{т.маx}$ и $n_{д.н}$ характеризуют номинальный режим работы двигателя.

В IV квадранте тяговой диаграммы (рис. 5) построены лучевые диаграммы зависимости $P_k = f(M_{д, i})$. В связи с тем что зависимость между касательной силой тяги и крутящим моментом двигателя линейная [5], при построении луча каждой передачи достаточ-

но рассчитать значения для двух точек. Координаты первой точки определяются при $M_d = 0$, в этом случае и касательная сила тяги равна нулю. Координаты второй точки определяются для каждой передачи при условии, что $M_d = M_{д.н.}$

В I квадранте тяговой диаграммы построена кривая тягового КПД. Для построения данной зависимости необходимо определить несколько значений касательной силы тяги (не менее пяти точек). Здесь также построены кривые крюковой мощности для каждой передачи, действительной скорости движения и часового расхода топлива (не менее пяти точек). Все кривые часового расхода топлива начинаются в точке L с координатами $P_k = 0$ и $G_t = G_{т.х.}$. При нахождении рассмотренных величин значения крутящего момента двигателя, частоты вращения коленчатого вала и часового расхода топлива определяются по регуляторной характеристике, приведенной в квадранте III (рис. 5). Для выбранного значения касательной силы тяги с оси P_k опускается перпендикуляр до пересечения с соответствующим лучом данной передачи (квадрант IV) зависимости $P_k = f(M_d)$. Затем из точки пересечения с лучом проводится прямая, параллельная оси абсцисс, до пересечения с кривыми N_e , G_e и n регуляторной характеристики (квадрант III). Таким образом определяются необходимые значения мощности двигателя, частоты вращения коленчатого вала и часового расхода топлива. Подобные построения и расчеты соответствующих величин проводятся для каждой передачи не менее чем по пяти точкам.

Анализ тяговой диаграммы колесной трелевочной машины МЛ-126 показал, что в случае ее движения на 1 передаче коробки передач (КП), мощность двигателя не реализуется из-за недостаточного сцепного веса. Наиболее выгодный режим работы машины массой 8500 кг на лесном грунте находится в пределах: по крюковому усилию – 33,4 кН и по скорости движения – 4,6 км/ч. Максимальное тяговое усилие по сцепным возможностям 60 кН достигается при выключенном понижающем редукторе на 1 передаче, при включенном редукторе – на 1 и 2 передачах.

Проведенный комплекс расчетов также показал, что движение трелевочной машины МЛ-126 с пачкой объемом 6 м^3 по горизонтальному участку сухого трелевочного волока, с учетом тяговых возможностей, обеспечивается на 1–3 передачах КП. Максимально достигаемая скорость движения машины с грузом при выключенном понижающем редукторе составляет 4,2 км/ч.

Для движения трелевочной машины МЛ-126 с пачкой максимального объема по горизонтальному влажному трелевочному волоку могут также использоваться 1–3 передачи КП. Максимально возможная скорость движения трелевочной машины в этих условиях при включенном понижающем редукторе составляет 3,1 км/ч.

При движении как по сухому, так и по влажному трелевочному волоку на 1 передаче реализация максимально возможной касательной силы тяги ограничивается условиями сцепления колес с грунтом. Однако при использовании этой передачи обеспечиваются малые скорости движения, необходимые для выполнения ряда вспомогательных операций (подъезд к погрузочным площадкам, маневрирование в трудных условиях и т. д.). Движение трелевочной машины по зимнему волоку на 1–2 передачах происходит с недогрузкой двигателя. Движение на передачах выше 3 не обеспечивается по тяговым возможностям машины. Максимально достигаемая скорость движения на горизонтальном участке в этих условиях эксплуатации составляет 2,3 км/ч.

В случае многократных проходов трелевочной машины по одному следу растет глубина колеи, а следовательно, увеличивается сила сопротивления качению. Так, при увеличении числа проходов трелевочной машины МЛ-126 по колее от 1 до 45...50 сила сопротивления качению возрастает в 4,2 раза. Это снижает тяговые возможности машины, т. е. при оптимальных скоростях движения уменьшается объем транспортируемой пачки. Следовательно, для высокопроизводительной работы трелевочной машины МЛ-126 в сложных условиях лесозаготовок необходимо увеличение мощности двигателя не менее чем до 75...80 кВт (102...109 л.с.), что обеспечит возможность транспортировки пачки объемом 6 м³ при глубине колеи 0,3 м (45...50 проходов) с оптимальными скоростями движения, позволяющими реализовать максимальную касательную силу тяги колесного движителя.

Аналогичным образом производились расчет и построение тяговой диаграммы для колесной трелевочной машины МЛ-127 с шарнирно-сочлененной рамой и пачковым захватом. На рассматриваемой машине установлен двигатель Д-245 мощностью 77 кВт (105 л.с.) и пятиступенчатая коробка перемены передач. Исходные данные, необходимые для построения тяговой диаграммы трелевочной машины МЛ-127, представлены в табл. 8 и 9. Тяговая диаграмма рассматриваемой машины приведена на рис. 6.

Таблица 8. Исходные данные для проведения тягового расчета

Наименование параметра	Значение
Масса трелевочной машины, кг	9500
Максимальная мощность двигателя, кВт	77
Частота вращения двигателя при максимальной мощности, об/мин	2200
Частота вращения двигателя при максимальном моменте, об/мин	1400
Радиус колеса, мм	840

Таблица 9. Передаточные числа и коэффициенты полезного действия трансмиссии трелевочной машины

Передача	Передаточные числа	КПД
1	249,945	0,842
2	156,982	0,877
3	86,494	0,877
4	56,913	0,886
5	30,37	0,895

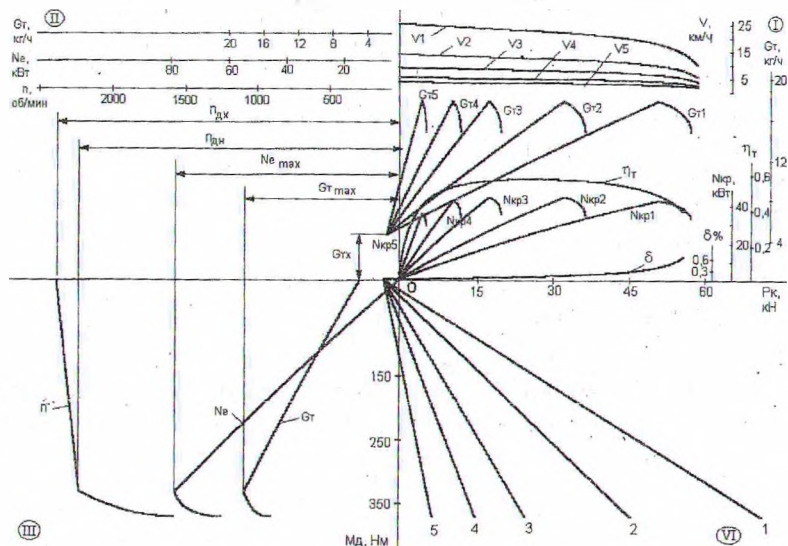


Рис. 6. Тяговая диаграмма колесной трелевочной машины МЛ-127С

Анализ тяговой диаграммы трелевочной машины МЛ-127С показал, что при движении по горизонтальному участку сухого трелевочного волока максимальный объем трелеваемой пачки составляет 5 м³. При этом движение по тяговым возможностям происходит на 1–2 передачах КП. Максимальная достигаемая скорость движения машины с грузом в этом случае составляет 4...4,5 км/ч.

Таким образом, принятые конструктивные параметры рассматриваемых трелевочных машин на базе шарнирно-сочлененного шасси позволяют обеспечить их эффективную эксплуатацию по тягово-сцепным свойствам, причем мощность устанавливаемых на них двигателей должна быть не менее 75 кВт (102 л.с.).

Исходные данные для расчета и построения тяговой диаграммы трелевочного трактора ТТР-401, широко используемого в настоящее время на лесодобывающих предприятиях Республики Беларусь, приведены в табл. 10 и 11. Тяговая диаграмма рассматриваемой машины приведена на рис. 7.

Таблица 10. Исходные данные для проведения тягового расчета трелевочного трактора ТТР-401

Наименование параметра	Значение
Масса трелевочной машины, кг	4700
Максимальная мощность двигателя, кВт	60
Частота вращения двигателя при максимальной мощности, об/мин	2200
Частота вращения двигателя при максимальном моменте, об/мин	1400
Радиус колеса, мм	0,738

Таблица 11. Передаточные числа и коэффициенты полезного действия трансмиссии трелевочного трактора ТТР-401

Передача	Передаточные числа		КПД	
	редуктор выключен	редуктор включен	редуктор выключен	редуктор включен
1	241,96	319,92	0,854	0,820
2	142,10	187,99	0,854	0,820
3	83,55	110,47	0,890	0,854
4	68,01	89,92	0,890	0,854
5	57,48	75,93	0,890	0,854
6	49,07	64,88	0,890	0,854

Передача	Передаточные числа		КПД	
	редуктор выключен	редуктор включен	редуктор выключен	редуктор включен
7	39,94	52,81	0,890	0,854
8	33,73	44,59	0,890	0,854
9	18,3	23,98	0,927	0,889

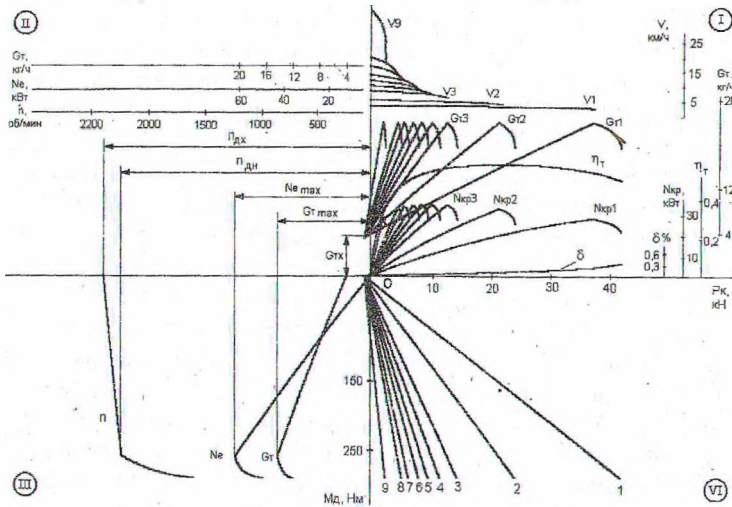


Рис. 7. Тяговая диаграмма колесного трелевочного трактора ТТР-401

Проведенный комплекс тяговых расчетов колесного трелевочного трактора ТТР-401 показал, что движение его по горизонтальному участку сухого трелевочного волока с пачкой объемом 2 м^3 , в соответствии с тяговыми возможностями, обеспечивается на 1–2 передачах КП. Максимальная скорость движения трактора с грузом составляет $4,494 \text{ км/ч}$.

При движении трелевочного трактора ТТР-401 по горизонтальному влажному трелевочному волоку скорость движения при включенном понижающем редукторе составляет $3,399 \text{ км/ч}$. Движение трелевочной машины по зимнему волоку целесообразно осуществлять на 1 и 2 передачах.

Максимально достигаемая скорость движения на горизон-

тальном участке в этих условиях эксплуатации составляет 2,639 км/ч.

3.3. Оценка проходимости колесных трелевочных тракторов

3.3.1. Методика оценки проходимости

Под проходимостью лесных трелевочных машин понимается их способность двигаться по волокам и бездорожью, работать на болотистых и переувлажненных почвах с сохранением заданной силы тяги и скорости движения, возможность преодоления отдельных пороговых препятствий без существенного снижения показателей эффективности их эксплуатации. Потеря проходимости может произойти в результате ухудшения опорных свойств, которые характеризуются давлением движителей на грунт и колесобразованием, а также вследствие недостаточных тягово-сцепных свойств машины.

Помимо опорной проходимости для лесных машин не менее важное значение имеют показатели профильной проходимости, которые в основном определяются такими геометрическими параметрами машины, как величина и углы переднего и заднего свеса, дорожный просвет, база, углы складывания полурам в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Проходимость по дорогам с ослабленным полотном или по бездорожью, в том числе по снегу, зависит главным образом от величины удельного давления колеса на лесной почвогрунт. Если удельное давление превышает несущую способность грунта, колесо начинает вязнуть и погружаться в него, образуя колею, глубина которой увеличивается в зависимости от числа проходов машины. В этом случае проходимость лесозаготовительных машин ограничивается габаритной проходимостью, т. е. дорожным просветом – расстоянием от опорной поверхности до наиболее низкой точки шасси.

В связи с ужесточением экологических требований, предъявляемых к лесозаготовительной технике, применение на лесозаготовках различных технологий, а также соответствующих машин и оборудования регламентируется Лесным кодексом Республики Беларусь.

Одним из основных параметров, нормируемых лесоводственными требованиями, является давление, оказываемое движителем трелевочной машины на лесной почвогрунт. Его предельно допус-

тимые значения при рубках главного пользования составляют 40...50 кПа. Поскольку в лесоводственных требованиях к технологиям лесосечных работ и рубок ухода термин «удельное давление» не определен и методика расчета не приводится, среднее давление движителей принимается приближенно по ГОСТ 7057-81. Но в этом случае для оценки воздействия колесных лесозаготовительных машин необходимо иметь нормативы допустимых средних давлений в зависимости от типа движителя.

Обоснованность такого подхода подтверждается опытом нормирования воздействия мобильных машин на почву в сельском хозяйстве. Так, в ГОСТ 24096-80 установлены следующие нормативы среднего давления на жесткое основание для колесного движителя – 80...100 кПа.

Однако в связи с тем, что величина среднего давления не может однозначно характеризовать степень воздействия движителя на почву, ГОСТ 24096-80 в 1987 г. заменен ГОСТ 26955-86. Этот стандарт основан на положении о том, что воздействие ходовых систем самоходных машин на почву определяется не средним, а действительным или максимальным давлением с учетом кратности влияния, режима работы, влажности почвы и других факторов.

Действительные значения средних давлений современных колесных лесопромышленных машин значительно превышают эти нормативы, причем у машин, производимых и в странах СНГ, и в западноевропейских странах.

Данные о низком давлении на почву, указываемые в технических характеристиках колесных лесозаготовительных машин стран Западной Европы и Скандинавии, объясняются тем, что их расчетная оценка проводится по методике, дающей значительно заниженные значения в сравнении с результатами, полученными по методикам соответствующих стандартов, действующих в странах СНГ. Так, рассчитанное по скандинавской методике [33] среднее давление в 2...3 раза меньше, чем полученное по действующему в странах СНГ стандарту.

В соответствии со скандинавской методикой, площадь контакта колеса с опорной поверхностью определяется при условии, что колесо погружается в грунт на глубину 15% его диаметра $H = 0,15D$ (рис. 8), по формуле

$$F = 1,625 \cdot B \cdot R,$$

где B – ширина колеса, м; R – радиус колеса, м.

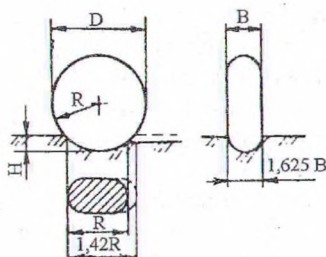


Рис. 8. Схема определения площади контакта с грунтом по скандинавской методике

Для расчета стандартных значений максимального давления колесного движителя на почву q_k , нормируемого ГОСТ 26955-86, необходимо вначале определить среднее давление движителя на жесткое основание $q_{ср}$, контурную площадь контакта F_k и ширину (или длину) прямоугольной площадки колеса с грунтом.

Среднее давление (кПа) колесного движителя на жесткое основание, в соответствии с ГОСТ 26955-86, определяется по формуле

$$q_{ср} = \frac{G_k}{F_k}, \quad (3.6)$$

где G_k – вертикальная нагрузка на грунт, кН.

Контурную площадь контакта (m^2) на жестком основании можно найти по формуле

$$F_k = \frac{\pi}{4} a_k b_k,$$

где a_k и b_k – длина и ширина отпечатка контурной площади на жестком основании, м.

$$a_k = C_3 \sqrt{D f_{ст} - f_{ст}^2};$$

$$b_k = 2 \sqrt{2 R_{пр} f_{ст} - f_{ст}^2},$$

где $f_{ст}$ – статический прогиб шины при нагрузке G_k ; $R_{пр}$ – приведенный радиус шины, м.

$$R_{\text{пр}} = \frac{B + H}{2,5},$$

где D , H и B – диаметр, высота и ширина профиля шины, м; C_3 – поправочный коэффициент для тракторных шин, определяемый по формуле

$$C_3 = \frac{20,5}{11,9 \left[\frac{D}{B} - \frac{(n-9)}{2} - 3 \right]},$$

где n – норма слойности шины.

Статический прогиб шины может быть принят по данным эксперимента или найден по зависимости

$$f_{\text{ст}} = \frac{C_2 G_{\text{к}}}{2(p_w + p_0)} + \sqrt{\left[\frac{C_2 G_{\text{к}}}{2(p_w + p_0)} \right]^2 + C_1 G_{\text{к}}},$$

где p_w – давление воздуха в шине; p_0 – условное давление в шине при отсутствии в ней воздуха; C_1 и C_2 – постоянные эмпирические коэффициенты [34].

Максимальное давление (кПа) колесного движителя на опорную поверхность, в соответствии с ГОСТ 26953-86, определяется из выражения

$$q_{\text{max}} = \frac{K_2 q_{\text{ср}}}{K_1},$$

где K_1 – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины (табл. 12); $K_2 = 1,5$ – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины с грунтом [34].

Практический опыт показывает, что параметры движителя следует выбирать с учетом деформации грунта и образования колеи. На процесс образования колеи влияют физико-механические свойства грунта, особенности ходового аппарата, его размеры и внешние силы, нагружающие грунт, и многие другие факторы.

Таблица 12. Численные значения коэффициента K_1

D , м	до 0,6	0,6...0,8	0,8...1,0	1,0...1,2	1,2...1,5	более 1,5
K_1	1,6	1,4	1,3	1,2	1,15	1,10

Движение лесозаготовительных машин по волоку сопровождается процессом накопления деформаций, имеющим, как правило, нелинейный характер, в результате чего растет глубина колеи. С увеличением числа проходов машины по трассе, в зависимости от давления движителя, типа и состояния почвы, происходит либо затухание темпов увеличения глубины колеи, либо их рост. В первом случае в опорном массиве преобладают деформации уплотнения, во втором случае – деформации сдвигов.

Для определения глубины колеи при одноразовом нагружении почвы в общем случае используется зависимость [8]

$$h = \frac{\alpha \cdot q_{\max}}{1 + b' \cdot q_{\max}}, \quad (3.7)$$

где q_{\max} – максимальное давление колесного движителя на опорную поверхность; b' – величина, зависящая от вида деформации.

Коэффициент линейной деформации α массива лесного почвогрунта определяется по следующей формуле [17]:

$$\alpha = 1,12 \frac{1 - \mu^2}{E_0} \cdot b \cdot \chi^{0,385},$$

где μ – коэффициент продольного расширения грунта; E_0 – общий модуль деформации квазиоднородного расширения грунта; χ – отношение ширины опорной поверхности к ее длине.

Значения коэффициентов продольного расширения для различных типов почвогрунтов приведены в табл. 13 [16].

Таблица 13. Значения коэффициента продольного расширения грунта

Тип почвогрунта	Значения коэффициента μ
Глина и суглинки:	
– твердые и полутвердые	0,1...0,15
– тугопластичные	0,2...0,25
– пластичные и текучепластичные	0,3...0,4
– текучие	0,45...0,50
Супесь	0,15...0,30
Песок	0,20...0,25

Общий модуль деформации квазиоднородного расширения грунта может быть найден экспериментально с помощью ударника СоюзДорНИИ. Принцип действия ударника основан на погружении наконечника в грунт на глубину 10 см при определенном числе ударов груза весом 25 Н о шайбу при свободном падении с высоты 0,4 м. По числу ударов груза определяется модуль деформации квазиоднородного расширения грунта (МПа) из формулы А.К. Бирули:

$$E_0 = 1,55 \cdot N,$$

где N – число ударов гири.

В случае отсутствия деформаций сдвигов, когда колея образуется в результате уплотнения почвы, величина b' может быть рассчитана по формуле

$$b' = \frac{\alpha}{h_{\max}},$$

где h_{\max} – максимальная деформация уплотнения почвы до состояния наиболее плотной упаковки твердых частиц.

$$h_{\max} = H_0 \left(1 - \frac{\rho_0}{(1-w) \cdot \rho_{\text{тв}}} \right),$$

где H_0 – толщина эквивалентного слоя почвы; ρ_0 – начальная плотность почвы; $\rho_{\text{тв}}$ – плотность почвы в состоянии наиболее плотной упаковки частиц; w – влажность почвы.

Плотность грунтов может быть определена методом режущего кольца. Данный метод позволяет определить плотность связных грунтов, легко поддающихся вырезке, а также в том случае, когда объем и форма отбираемого образца грунта могут быть сохранены только при помощи жесткой тары. После проведения необходимых замеров при помощи режущего кольца плотность грунта может быть определена отношением массы образца грунта к его объему:

$$\rho = \frac{(m_1 - m_2)}{V},$$

где m_1 – масса грунта с кольцом, г; m_2 – масса кольца, г; V – внутренний объем кольца, см³.

Так, например, по результатам эксперимента, проводившегося для колесной трелевочной машины МЛ-126, плотность грунта на

лесосеке в контроле составила 0,89...1,189 г/см³. Но уже после 5 проходов она увеличилась до 1,4 г/см³, а после 10 – до 2,12 г/см³. Также было установлено, что после 10 проходов процесс уплотнения лесного почвогрунта замедляется.

Численные значения плотности почвы в состоянии наиболее плотной упаковки частиц приведены в табл. 14 [16].

Таблица 14. Численные значения плотности почвы в состоянии наиболее плотной упаковки частиц

Тип почвы	Плотность $\rho_{тв}$, г/см ³
Пески	2,66
Супеси	2,70
Суглинки	2,71
Глины	2,74
Гумусовые и горизонты черноземов	2,50
Торф	1,60

Толщина эквивалентного слоя

$$H_0 = \frac{(1-\mu^2)}{1-2\mu} \cdot \omega \cdot b,$$

где b – ширина площади нагружения; ω – коэффициент, зависящий от формы и размеров площадки, передающей нагрузку, который может быть определен по формуле

$$\omega = \frac{J}{b \cdot \pi}.$$

Сложность математического описания процесса деформации грунта при многократном приложении нагрузки заключается в том, что в результате каждого нагружения лесного почвогрунта изменяются его прочностные характеристики и при последующих проходах машины по своему следу она опирается на почвенный массив с измененными физико-механическими свойствами, в котором сжимающие напряжения и деформации уплотнения и сдвигов развиваются по другому закону, нежели при первом нагружении.

В связи с тем, что упругость большинства лесных почв небольшая, их можно рассматривать как пластичные материалы, в которых показатели механических свойств изменяются при приложении нагрузки и остаются постоянными после разгрузки. Вследст-

вие этого накопление деформации уплотнения лесного почвогрунта при многократных проходах машины по трелевочному волоку можно описать следующим выражением [17]:

$$h_n = \frac{\alpha_0 \cdot Q_{\max} \cdot n}{1 + \frac{\alpha_0 \cdot Q_{\max} \cdot n}{h_{\max}}}, \quad (3.8)$$

где n — число проходов; α_0 — коэффициент линейной деформации почвы в начале первого нагружения.

При движении колесной трелевочной машины по поверхности лесосеки вследствие деформации опорной поверхности и шин возникает сила сопротивления движению. Сила сопротивления движению имеет сложный характер и вызывается совокупным действием различных факторов. Прежде всего, она связана с гистерезисными потерями в опорной поверхности, сюда можно отнести потери на смятие грунта, деформирование его в вертикальной плоскости на глубину колеи. Эти потери вызваны необратимыми остаточными и медленно восстанавливающимися деформациями лесного почвогрунта. Гистерезисные потери связаны с так называемым «упругим несовершенством» грунта, т. е. с малой скоростью восстановления деформации при быстром уменьшении нормальных нагрузок на него. К гистерезисным потерям относятся все виды гистерезисных деформативных потерь в материале шин при действии на них нормальных, тангенциальных, осевых и боковых реакций лесного грунта.

Гистерезисные потери составляют основную, но не единственную часть сопротивления качению колесных лесозаготовительных машин при их движении по деформируемому грунту.

На характер изменения силы сопротивления качению оказывают влияние потери из-за сжатия и разрушения микронеровностей и посторонних включений (корни деревьев, камни и т. п.) на волоке. К ним относятся потери от накатывания на выступы, оставляемые почвозацепами предыдущих колес, а также от накатывания на выступы и впадины, появившиеся вследствие эксплуатационной макрошероховатости основания трелевочного волока.

Сила сопротивления качению зависит от потерь, связанных с проскальзыванием поверхностей колес по поверхности грунта в некоторых или во всех областях контакта. Сюда относятся потери из-

за скольжения, вызванного различием в жесткости материалов колеса и лесного почвогрунта, что приводит к неодинаковым тангенциальным деформациям при действии одних и тех же касательных сил. В результате этого явления в пятне контакта возникают зоны скольжения, сцепления и покоя. К потерям, связанным с проскальзыванием, относится проскальзывание из-за шероховатости поверхностей колеса и волока, а также проскальзывание точек поверхности шины в пятне контакта при радиальной деформации пневмоколеса.

При движении колесной лесозаготовительной машины по поверхности лесосеки возникают потери из-за молекулярного и электростатического взаимодействия поверхностей грунта и колеса. Это потери, связанные с преодолением сил электрического притяжения на поверхности колеса и грунта в задней части пятна контакта при непрерывно раскрывающемся стыке этих поверхностей, а также потери из-за липкости, т. е. связанные с разрывом поверхности, образованной слоем адсорбирующих веществ или окислов, смазок и т. п., которые связывают, схватывают контактирующие поверхности. Этот вид потерь не оказывает существенного влияния на силу сопротивления качению, поэтому при расчетах они не учитываются [9].

При движении лесозаготовительных машин по водонасыщенным почвогрунтам значительное сопротивление качению оказывают потери на отжатие воды из пор лесного почвогрунта, лобовое сопротивление свободной воды и на раздавливание толстых слоев под колесом.

В зависимости от условий качения могут преобладать те или иные причины, вызывающие сопротивление качению, но рассмотренные выше потери оказывают одновременное влияние на силу сопротивления качению колеса. На величину силы сопротивления качению значительное влияние оказывает глубина образующейся колеи, тип и состояние опорной поверхности, диаметр колеса и вертикальная нагрузка на него.

При установившемся движении по горизонтальному участку трелевочного волока сила сопротивления качению колеса может быть определена по формуле [10]

$$P_f = \frac{12 \cdot (2 - \mu) \cdot (3 - \mu) \cdot D^{1/2} \cdot h^{1/2}}{8 \cdot (3 - \mu)^2 \cdot D - 9 \cdot (2 - \mu)^2 \cdot h} \cdot G_k, \quad (3.9)$$

где μ – коэффициент продольного расширения грунта; D – диаметр колеса, м; G_k – вертикальная нагрузка на колесо, Н; h – глубина образующейся колеи, м.

3.3.2. Анализ проходимости колесных трелевочных машин МТЗ

По изложенной методике оценки показателей проходимости колесных трелевочных машин произведем расчет глубины колеи и силы сопротивления качению машины МЛ-126.

Анализ результатов расчета глубины колеи показал, что наибольшее влияние на образование колеи оказывает влажность грунта (рис. 9). Так, например, для колесной трелевочной машины МЛ-126 при начальной плотности грунта $\rho_0 = 1,1 \text{ г/см}^3$ и плотности грунта при максимальной упаковке частиц $\rho_{тв} = 2,7 \text{ г/см}^3$, толщине эквивалентного слоя $H_0 = 1,39 \text{ м}$, модуле деформации $E_0 = 3,1 \text{ МПа}$ и числе проходов машины по следу $n = 50$ с влажностью почвы $W = 20\%$ глубина колеи составляет 17 см; при $W = 40\%$ – 27 см; при $W = 60\%$ – 32 см; при $W = 70\%$ – 37 см.

Рост глубины колеи с увеличением числа проходов трелевочной машины по трелевочному волоку носит непрямолинейный характер (рис. 10).

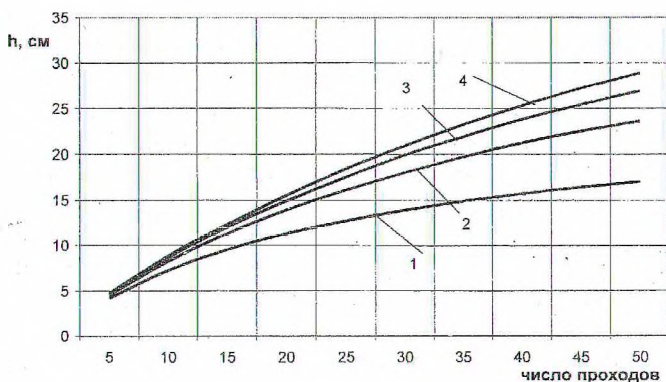


Рис. 9. Зависимость глубины колеи от числа проходов и влажности почвы:
1 – влажность почвы составляет 20%; 2 – 30%; 3 – 40%; 4 – 50%

Анализ приведенной графической зависимости показал, что наиболее интенсивное колеобразование происходит при первых 10...15 проходах машины. Далее интенсивность образования колеи замедляется ввиду уплотнения почвы.

Для улучшения несущей способности лесных почвогрунтов, повышения проходимости колесных лесозаготовительных машин и снижения отрицательного воздействия на лесные почвы при проведении лесосечных работ используется укрепление технологических элементов лесосеки отходами лесозаготовок [35]. Особенно это актуально на труднодоступных заболоченных лесосеках, удельный вес которых составляет около 30% отводимого в рубку лесфонда.

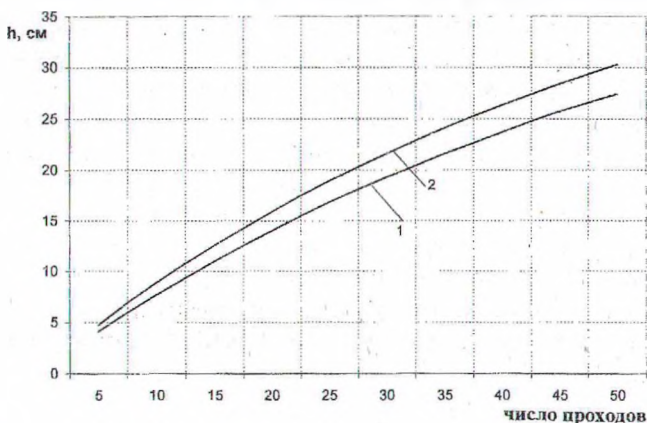


Рис. 10. Зависимость глубины колеи от числа проходов для переднего (1) и заднего (2) колес трелевочной машины МЛ-126

Толщина хворостяной подстилки зависит от количества отходов на лесосеке, пригодных для укрепления волоков, коэффициента полндревесности сучьев и ветвей, а также общей площади трелевочных волоков. Так, например, по данным Федоренчика А.С. и Протаса П.А. [16, 35], на лесосеке площадью 6 га со средним запасом $150 \text{ м}^3/\text{га}$ при заготовке хлыстов бензопилой и трелевке колесным трелевочным трактором средняя толщина укрепляющего слоя составляет 19 см. В случае увеличения среднего запаса до $220 \text{ м}^3/\text{га}$ при тех же природно-производственных условиях укрепление волока возможно порубочными остатками с толщиной выстилки 27 см. Наилучшие показатели работоспособности укрепленного волока на-

блюдаются при использовании на трелевке колесных тракторов, так как гусеничный движитель значительно быстрее разрушает покрытие из сучьев.

Авторами также установлено, что на технологических элементах лесосеки, укрепленных порубочными остатками, образование колеи после 15...20 проходов уменьшается в 1,5...2 раза, а при 3...5 проходах колея практически не образуется (рис. 11). Использование хворостяной подстилки позволяет снизить интенсивность уплотнения дерново-подзолистых почв на 40...60%.

Использование отходов лесозаготовок как материала покрытия волока улучшает экологические показатели лесных экосистем. В частности, значительно снижается уплотнение почвы, корни растущих деревьев повреждаются в меньшей степени. Также снижаются выбросы отработавших газов двигателей лесозаготовительной техники, так как повышается проходимость машин, что позволяет уменьшить расход топлива. Перегнивающие порубочные остатки ускоряют процесс разуплотнения почвы на волоке, что повышает ее плодородие.

Теоретические исследования по определению площади контакта колес трелевочной машины МЛ-126 с канатно-чокерным технологическим оборудованием и шарнирно-сочлененной рамой и сравнение полученных результатов с экспериментальными данными показали, что методика определения площади контакта колес по ГОСТ 7057-81 является достаточно точной. Результаты теоретических и экспериментальных исследований представлены в табл. 15.

Анализ полученных данных, приведенных в табл. 15, показывает, что теоретическая методика определения площади контакта колесного движителя по ГОСТ 7057-81 с жестким основанием и лесным почвогрунтом позволяет производить оценку воздействия колесного движителя существующих и вновь проектируемых специальных лесных машин.

По приведенной методике также была произведена оценка силы сопротивления качению с учетом деформации лесного почвогрунта колесной трелевочной машины МЛ-126 с шинами низкого давления 30,5L32. Установленные на трелевочную машину шины имеют следующие характеристики: диаметр $D = 1,79$ м, ширина $B = 0,767$ м, статический радиус $r_{ст} = 0,82$ м, норма слойности $n = 12$, высота профиля $V = 0,546$ м, статический прогиб $f_{ст} = 0,0965$ м. На рис. 12 представлена зависимость изменения силы

сопротивления качению от глубины колеи, образующейся при движении колесной трелевочной машины МЛ-126 по трелевочному волоку.

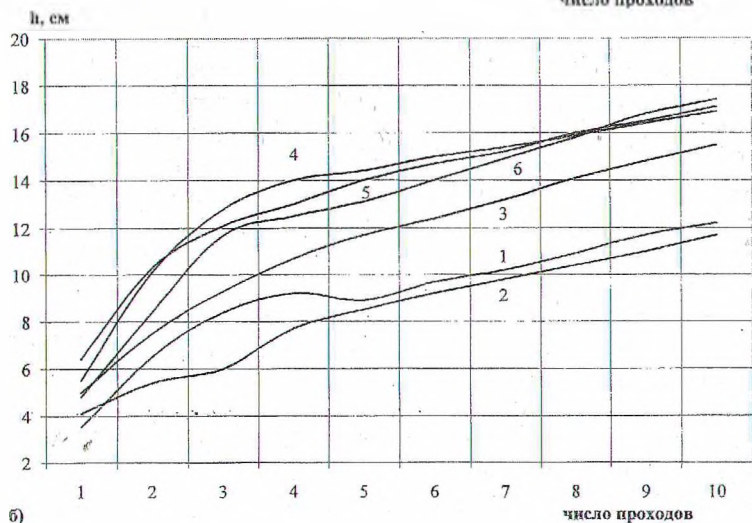
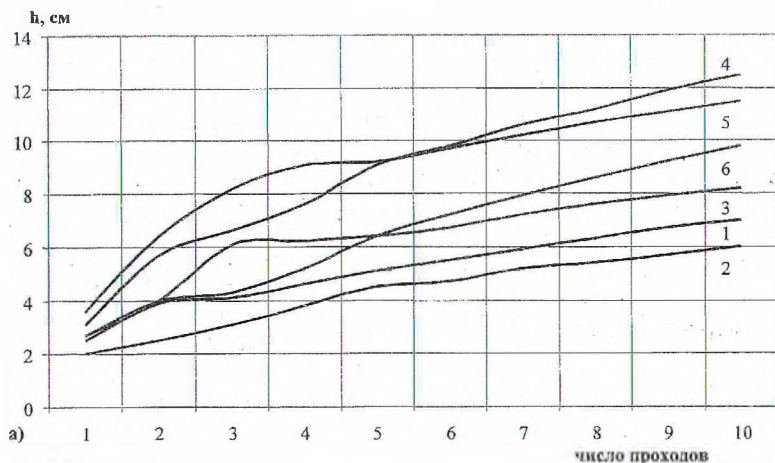


Рис. 11. Зависимость глубины колеи на укрепленном (а) и не укрепленном (б) сучьями волокне на поперечниках в сечениях 1-6 (соответственно, кривые 1-6) от числа проходов колесной лесозаготовительной машины

Таблица 15. Площади контакта колес трелевочной машины МЛ-126 с опорной поверхностью

Тип данных	Методика		Площадь контакта колес	
			передних	задних
Теоретические	По ГОСТ 7057-81	$F_{кз}, \text{м}^2$	0,227	0,227
		$F_{кш}, \text{м}^2$	0,628	0,628
	Скандинавская методика	$F_{ск}, \text{м}^2$	0,651	0,651
Экспериментальные	На жестком основании	$F_{ж}, \text{м}^2$	0,256	0,142
	На лесном почвогрунте	$F_{лп}, \text{м}^2$	0,612	0,59

Проведенный комплекс расчетов по определению силы сопротивления качению колес трелевочной машины МЛ-126 показал, что при увеличении глубины колеи с 0,02 м (что соответствует одному проходу машины по волоку) до 0,3 м (примерно 45...50 проходов машины по колее) сила сопротивления качению возрастает в 4,2 раза. Расчет силы сопротивления качению производился также при моделировании движения трелевочной машины по различным типам лесных почвогрунтов. Так, кривая 1 (рис. 12) соответствует движению машины по текучим суглинкам ($\mu = 0,5$), кривая 2 – по пластичным и текучепластичным суглинкам ($\mu = 0,4$), кривая 3 – по супеси ($\mu = 0,3$), кривая 4 – по тугопластичным суглинкам ($\mu = 0,25$) и кривая 5 ($\mu = 0,15$) – по твердым суглинкам. Анализ полученных результатов показал, что с увеличением коэффициента продольного расширения грунта с 0,15 до 0,5 сила сопротивления качению уменьшается в 1,08...1,09 раза.

Итак, на основе проведенного комплекса расчетов компоновки и тягово-сцепных свойств, а также показателей проходимости для колесной трелевочной машины МЛ-126 можно сделать вывод, что максимальная сила тяги на крюке обеспечивается при одинаковой нагрузке на передний и задний мост. Величина крутящего момента, реализуемого по сцеплению с почвой для колеса, катящегося по неуплотненной поверхности (передние колеса машины), и для колеса, которое катится по следу (задние колеса машины), зависит от вертикальной нагрузки, действующей на колесо. Таким образом, при равенстве вертикальных нагрузок на передние и задние колеса тре-

левочной машины достигается не только максимальная сила тяги, но и одинаковые загрузочные режимы передних и задних мостов.

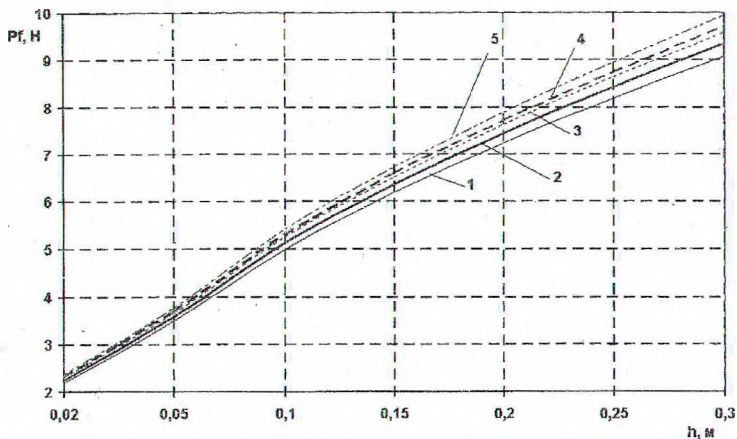


Рис. 12. Зависимость изменения силы сопротивления качению P_f от глубины колеса h : 1 — $\mu = 0,5$; 2 — $\mu = 0,4$; 3 — $\mu = 0,3$; 4 — $\mu = 0,25$; 5 — $\mu = 0,15$

Проведенные расчеты также показали, что рациональные компоновочные параметры трелевочной машины МЛ-126 обеспечиваются при величине продольной базы 2,95 м, так как в этом случае коэффициент неравномерности распределения веса порожней машины k составляет 1,4 с оптимальной загрузкой передней оси, а это дает возможность получить более равномерную загрузку осей в процессе движения машины с грузом.

4. ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ПЛАВНОСТИ ХОДА КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ МАШИН

4.1. Общие положения

Оценка плавности хода и анализ динамических процессов, происходящих при движении трелевочной машины, предполагают в первую очередь определение независимых, изменяющихся во времени координат (степеней свободы), обуславливающих положение всех масс данной машины.

Трелевочная машина включает множество упругих и демпфирующих элементов, массы которых при наличии возмущений совершают колебательные перемещения, что сказывается на устойчивости движения, нагруженности агрегатов и узлов, надежности машины и в конечном итоге влияет на производительность.

Исследования по динамической нагруженности лесозаготовительной машины обычно начинаются с выбора и построения ее физической модели. Данная модель отражает силовое взаимодействие основных подсистем (двигатель, трансмиссия, шасси, пакет хлыстов) и влияние возмущающих факторов (неровности поверхности дороги, крутящий момент двигателя) на показатели движения.

При построении математической модели, отражающей структуру трелевочной машины, учитывается ее связь с технологическим оборудованием и пачкой деревьев, обладающей упругими и демпфирующими свойствами. Также учитывается двигатель как источник заданной мощности, крутильные колебания в трансмиссии и колебания корпуса на упругих элементах колесного движителя.

Причинами, вызывающими колебания машины, могут являться: неровности поверхности волока, неуравновешенность вращающихся частей машины (колеса, трансмиссия, двигатель), инерционные силы, возникающие при трогании, изменение скорости, направления движения и другие рабочие операции, связанные с формированием и погрузкой (разгрузкой) пачки.

Проведенный обзор работ по исследованию колебаний лесотранспортных машин показывает, что при рассмотрении динамических процессов можно ограничиться частотным диапазоном до

30 Гц – это упрощает эквивалентную расчетную схему [19, 20].

Воздействие возмущающих факторов на транспортную систему представляется в виде случайного процесса, поэтому объективными критериями оценки могут служить только соответствующие вероятностные показатели. При исследовании переходных процессов в качестве оценочных показателей принимаются пиковые значения линейных и угловых отклонений звеньев динамической системы, а также их продолжительность.

Известно, что колебания в поперечной плоскости можно считать не связанными с продольно-вертикальными, так как трелевочная машина симметрична относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через ее центр тяжести [21].

Трелевочная машина представляет собой динамическую систему, состоящую из сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругодемпфирующими связями. Основными упругодемпфирующими элементами являются: шины, подвеска мостов, элементы трансмиссии, звенья технологического оборудования, пакеты хлыстов.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы, происходящие при движении трелевочной машины, принимаются следующие основные допущения: механизм рулевого управления зафиксирован так, что трелевочная машина движется прямолинейно, без спусков и подъемов; распределенные массы трансмиссии, машины, дерева заменены сосредоточенными, соединенными безынерционными упругодемпфирующими связями, т. е. рассматривается динамическая система с конечным числом степеней свободы; перемещения масс системы малы, а высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии не рассматриваются; трелевочная машина рассматривается как пространственная система, симметричная относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести машины; упругие характеристики шин и других упругих элементов линейные или кусочно-линейные, а силы сопротивления пропорциональны скорости деформации; высоты микронеровностей волокна под колесами правой и левой колеи усреднены, и шины имеют постоянный контакт с микропрофилем без пробуксовки и бокового проскальзывания.

4.2. Математические модели трелевочных систем

Разработка математической модели трелевочной машины является одним из важнейших этапов при оценке плавности хода, динамики и обосновании ее параметров. Модель должна максимально отражать сложную взаимосвязь в подсистемах шасси колесной трелевочной машины (двигатель, трансмиссия, ведущие мосты, движители) и предмета труда (пакета хлыстов или деревьев), учитывать реальные возмущающие воздействия от двигателя как источника мощности и неровностей поверхности волока. Модель наряду с задачами общей и тяговой динамики, устойчивости и плавности хода позволяет решать также круг вопросов, связанных с динамической нагруженностью узлов и агрегатов шасси машины и технологического оборудования.

Расчетная динамическая модель процесса движения трелевочной машины разрабатывается с учетом перечисленных допущений и на основе анализа конструкции и кинематики движения звеньев и агрегатов машины. Расчетная схема позволяет комплексно исследовать динамику системы «двигатель – трансмиссия – движитель – предмет труда – поверхность движения». Для трелевочной машины характерна раздельно-агрегатная компоновка, поэтому в расчетной схеме двигатель, трансмиссию и ведущие мосты целесообразно представить как подсистемы, соединенные между собой упругими элементами.

4.2.1. Трелевочные системы с канатно-чокерным оборудованием

Математическая модель трелевочной системы с канатно-чокерным технологическим оборудованием, соответствующая трелевочному трактору с шарнирно-сочлененной рамой и колесной формулой 4К4, приведена на рис. 13. Данной расчетной схемой и соответствующей ей математической моделью учтена связь крутильных колебаний трансмиссии, вертикальных, продольных и продольно-угловых колебаний корпуса машины (масса M_T и момент инерции I_T), вертикальных и продольных колебаний пачки (массы m_1, m_2, m_3). Модель позволяет учитывать возмущающие воздействия со стороны двигателя (момент M_d) при изменении условий и режимов

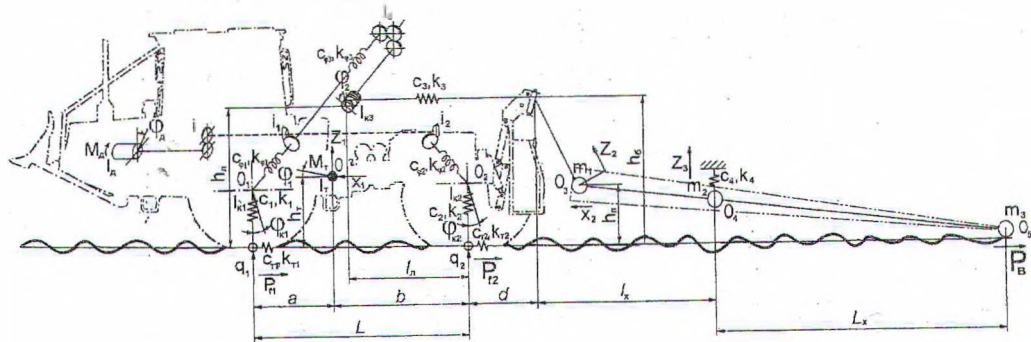


Рис. 13. Обобщенная расчетная схема трелевочной системы с канатно-чokerным технологическим оборудованием

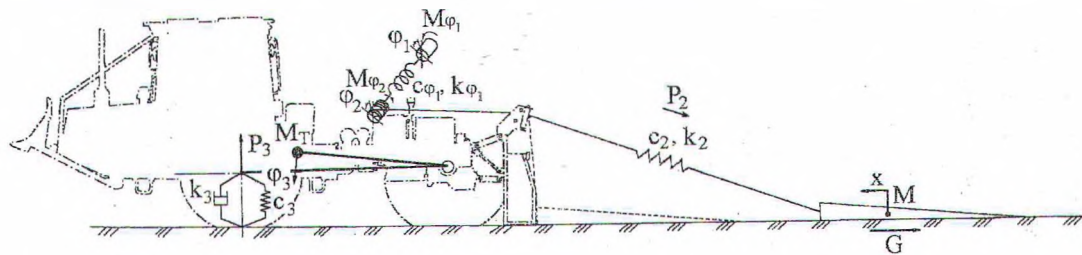


Рис. 14. Расчетная схема, эквивалентная колебаниям колесного трелевочного трактора при подтаскивании пачки

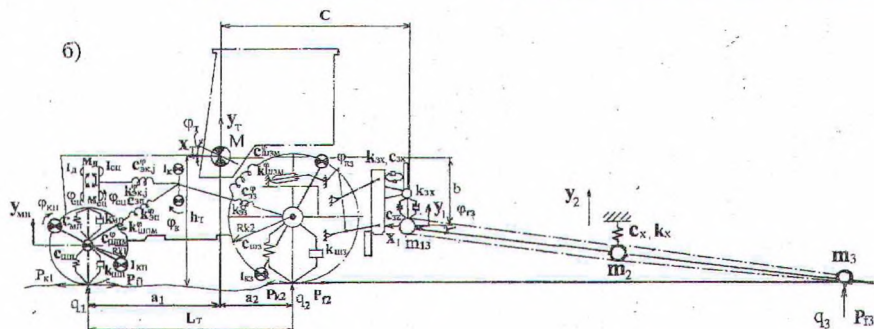
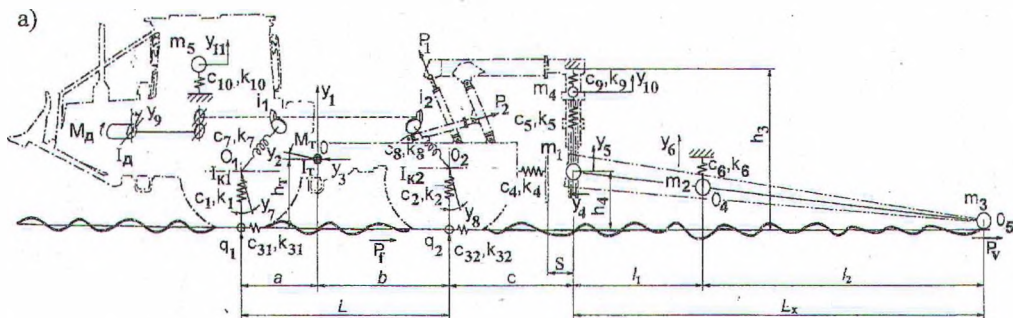


Рис. 15. Расчетная схема бесчокерной трелевочной системы типа 4К4:

а – технологическое оборудование стрелового типа;

б – технологическое оборудование со щитом и пачковым захватом

движения машины, а также реальные воздействия на колеса от неровностей поверхности движения — $q_1(t)$ и $q_2(t)$. Общая модель составлена с учетом возможности ее декомпозиции для изучения отдельных вопросов по плавности хода, а также нагруженности ходовой части, трансмиссии и технологического оборудования и ряда других задач.

Динамическая система, объединяющая подсистемы: моторно-трансмиссионная установка; подрессоренный корпус; технологическое оборудование; пачка деревьев, имеет 10 степеней свободы, учитывающих вертикальные, продольные и продольно-угловые перемещения корпуса трактора (z_1, x_1, φ), перемещения пачки деревьев (z_2, z_3, x_2), угловые перемещения двигателя, барабана лебедки, передних и задних колес трактора ($\varphi_d, \varphi_2, \varphi_{k1}, \varphi_{k2}$). На расчетной схеме обозначены моменты инерции элементов привода I_{k1}, I_{k2}, I_{k3} , динамически приведенные к осям передних и задних колес трактора и оси барабана лебедки. Динамическая система учитывает упругую податливость и сопротивление приводов осей трактора и лебедки, а также элементов демпфирования корпуса трактора, технологического оборудования и пачки ($c_{\varphi 1}, c_{\varphi 2}, c_{\varphi 3}, c_1, c_2, c_3, k_{\varphi 1}, k_{\varphi 2}, k_{\varphi 3}, k_1, k_2, k_3$). Из внешних сил, действующих на систему, приняты в расчет: момент двигателя M_d , силы сопротивления, приложенные к колесам трактора, $P_{f1}, P_{f2}, M_{f1}, M_{f2}$; сила сопротивления волочения пачки P_B .

Модель позволяет рассматривать как установившееся движение, так и процесс разгона с учетом изменения передаточных отношений в приводах колес трактора i_1, i_2 и лебедки i_3 при подтаскивании пачки. При рассмотрении поступательного движения машины могут быть учтены силы сопротивления при подъеме по уклону и силы инерции при разгоне.

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы трелевочной машины в продольной вертикальной плоскости, имеет вид

$$\ddot{z}_1 \cdot M_T + c_1(z_1 - a\varphi_2) + c_2(z_1 - b\varphi_2) + c_5(z_1 - (b+c)\varphi_2 - z_2) + c_6 \left(z_1 - (b+c) \frac{l_2}{L_x} \varphi_2 - z_3 \right) = 0;$$

$$\begin{aligned} & \Phi_1 \cdot I_T + c_1 a(z_1 + a\varphi_2) - c_2 b(z_1 - b\varphi_2) - (b+c)c_5(z_1 - (b+c)\varphi_2 - z_2) - \\ & - (b+c)\frac{l_2}{L_x}c_6\left(z_1 - (b+c)\frac{l_2}{L_x}\varphi_2 - z_3\right) - c_{31}(k_1 - r_{k2}) \times \\ & \times (z_2 - \varphi_2(h_1 - r_{k1})) - c_{32}(h_2 - r_{k2})(z_2 - \varphi_2(h_1 - c_{k2})) - \\ & - c_1 a q_1 + c_2 b q_2 = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 \cdot M_T + c_4(x_1 - x_2) + c_{31}(x_1 - \varphi_2(h_1 - r_{k1})) + \\ + c_{32}(x_1 - \varphi_2(h_1 - r_{k2})) + P_f - P_k = 0; \end{aligned}$$

$$\ddot{x}_2 \cdot M_n - c_4(x_1 - x_2) + P_v = 0;$$

$$\ddot{z}_2 \cdot m_1 - c_5(z_1 - (b+c)\varphi_2) + z_2 = 0;$$

$$\ddot{z}_3 \cdot m_2 - c_6\left(z_1 - (b+c)\frac{l_2}{L_x}\varphi_2 - z_3\right) = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_{k1} \cdot I_{k1} - c_{31}r_{k2}(x_1 - \varphi_2(h_1 - r_{k1})) + c_7\left(\varphi_{k1} - \frac{1}{i_1}x_1\right) = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_{k2} \cdot I_{k2} - c_{32}r_{k2}(x_1 - \varphi_2(h_2 - r_{k2})) + c_8\left(\varphi_{k2} - \frac{1}{i_2}\varphi_g\right) = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_g \cdot I_g - \frac{1}{i_1}c_7\left(\varphi_{k1} - \frac{1}{i_1}\varphi_g\right) - \frac{1}{i_2}c_8\left(\varphi_{k2} - \frac{1}{i_2}\varphi_g\right) - M_g = 0;$$

$$P_v = \frac{2M_n g f_v}{3},$$

где $M_n = m_1 + m_2 + m_3$ — масса пачки хлыстов.

Декомпозиция общей модели в частную подсистему при рассмотрении разных этапов рабочего процесса трелевки осуществляется введением ограничений и условий, определяющих работу машины и технологического оборудования на данном этапе. Так, при формировании пачки деревьев и ее подтаскивании к щиту трактор неподвижен при опущенном и опирающемся на грунт щите. При этом момент двигателя через привод передается на барабан лебедки радиусом r_6 и реализуется в виде усилия на тяговом тросе $P_{тр}$, под действием которого происходит поступательное движение пачки. На систему действует также сила сопротивления волочению пачки $P_v = G_n \cdot f_v$, где G_n — нормальная реакция пачки на грунт; f_v — коэффи-

коэффициент сопротивления волочению пачки по поверхности грунта. Пачка при этом рассматривается как жесткое тело, т. е. перемещение $z_3 = 0$. Учитываются угловые перемещения φ , корпуса трактора на подвеске относительно точки упора щита в грунт, к которой динамически приводится его момент инерции I_T .

При оговоренных условиях в случае подтаскивания пачки к щиту динамическая система имеет 4 степени свободы: обобщенные координаты $\varphi_d, \varphi_1, \varphi_2, x_2$. Соответствующая этому случаю расчетная схема приведена на рис. 14. Уравнения движения рассматриваемой динамической системы, соответствующей этапу формирования пачки, имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} I_d \ddot{\varphi}_d + \frac{c_{\varphi 3}}{i_3} (\varphi_d / i_3 - \varphi_2) + \frac{k_{\varphi 3}}{i_3} (\dot{\varphi}_d / i_3 - \dot{\varphi}_2) - M_d &= 0; \\ I_{k3} \ddot{\varphi}_2 + c_3 \cdot r_b (r_b \varphi_2 - x - L_d \varphi_1) + c_{\varphi 1} (\varphi_d / i_3 - \varphi_2) + \\ + k_3 r_b (r_b \dot{\varphi}_2 - \dot{x} - L_d \dot{\varphi}_1) + k_{\varphi 1} (\dot{\varphi}_d / i_3 - \dot{\varphi}_2) &= 0; \\ M_n \cdot \ddot{x}_2 - c_3 (r_b \varphi_2 - L_d \varphi_1 - x_2) - k_3 (r_b \cdot \dot{\varphi}_2 - L_d \dot{\varphi}_1 - \dot{x}_2) + P_B &= 0; \\ I_T \ddot{\varphi}_1 - c_3 L_d (r_b \varphi_2 - L_d \varphi_1 - x_2) + c_1 L_w^2 \varphi_3 - k_3 L_d (r_b \dot{\varphi}_2 - L_d \dot{\varphi}_1 - \dot{x}_2) + \\ + k_1 L_w^2 \dot{\varphi}_3 &= 0, \end{aligned}$$

где L_d и L_w – расстояния от точки упора щита в грунт и соответственно до центра масс корпуса трактора и барабана лебедки; r_b – радиус барабана лебедки; i – передаточное отношение привода.

4.2.2. Трелевочные системы с бесчokerным технологическим оборудованием

Трелевочные машины бесчokerного типа существенно различаются по конструкции технологического оборудования, что оказывает влияние на вид общей математической модели. Модель базовой машины как подсистемы существенно не изменяется и близка к уже описанной.

Обобщенная математическая модель трелевочной системы с бесчokerным технологическим оборудованием, соответствующая трелевочному трактору МЛ-127С, приведена на рис. 15, а. Остановимся на расчетной схеме, соответствующей трактору типа

ТТР-401М-01 (рис. 15, б), в которой учтены все вышеуказанные допущения. Связь трактора с пакетом хлыстов осуществляется клещевым захватом и моделируется посредством упругих связей с жесткостью c_{3z} . Изгибные деформации дерева моделируются упругим элементом с коэффициентом жесткости c_x . Все упругие звенья системы в направлении своей податливости обладают также демпфирующим сопротивлением.

Расчетная динамическая модель «двигатель – трансмиссия – движитель – предмет труда – поверхность движения» имеет 12 степеней свободы, позволяющих описать колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение масс трелевочной машины определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя φ_d ; углами поворота элементов трансмиссии соответственно сцепления и выходного вала коробки передач $\varphi_{сц}$, φ_k ; угловыми перемещениями массы трактора φ_T ; угловыми координатами переднего и заднего колес $\varphi_{кп}$, $\varphi_{кз}$; вертикальными перемещениями центра тяжести машины и переднего моста Z_T , $Z_{мп}$; вертикальными перемещениями трелевочного захвата и дискретной массы пакета хлыстов, центра тяжести пакета хлыстов Z_1 , Z_2 ; продольным перемещением трелевочного захвата, пачки хлыстов X_1 и машины X_T .

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы трелевочной машины в продольной вертикальной плоскости, имеет вид [32]

$$\begin{aligned}
 I_d \cdot \ddot{\varphi}_d &= M_d - M_{сц}; \\
 I_{сц} \cdot \ddot{\varphi}_{сц} + c_{эк,j}^\varphi \cdot (\varphi_{сц} - \varphi_k) + k_{эк,j}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_{сц} - \dot{\varphi}_k) &= M_{сц}; \\
 I_k \cdot \ddot{\varphi}_k - c_{эк,j}^\varphi \cdot (\varphi_{сц} - \varphi_k) + c_{эз}^\varphi \cdot (\varphi_k - \varphi_{кз}) + c_{эп}^\varphi \cdot (\varphi_k - \varphi_{кп}) - \\
 - k_{эк,j}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_{сц} - \dot{\varphi}_k) + k_{эз}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{кз}) + c_{эп}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{кп}) &= 0; \\
 I_{кп} \cdot \ddot{\varphi}_{кп} - c_{эз}^\varphi \cdot (\varphi_k - \varphi_{кп}) + c_{шпм}^\varphi \cdot (\varphi_{кп} - (x_T + (h_T - R_{к1}) \times \\
 \times \varphi_T / R_{к1} \cdot i_{Тр1})) - k_{эп}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{кп}) + k_{шпм}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_{кп} - (\dot{x}_T + (h_T - R_{к1}) \times \\
 \times \dot{\varphi}_T / R_{к1} \cdot i_{Тр1})) - P_{к1} \cdot R_{к1} / i_{п,j} \cdot \eta_{Тр1} &= 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{K3} \cdot \ddot{\phi}_{K3} - c_{33}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_K - \dot{\phi}_{K3}) - k_{33}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_K - \dot{\phi}_{K3}) + c_{\text{ШЗМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{K3} - (\dot{x}_T + \\
& + (\dot{h}_T - R_{K2}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K2} \cdot i_{Tp2}) + k_{\text{ШЗМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{K3} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K2}) \times \\
& \times \dot{\phi}_T / R_{K2} \cdot i_{Tp2}) - P_{K2} \cdot R_{K2} / i_{3,j} \cdot \eta_{Tp2} = 0; \\
& M \cdot \ddot{x}_T - c_{\text{ШПМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{KП} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K1}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K1} \cdot i_{Tp1}) - k_{\text{ШПМ}}^{\Phi} \times \\
& \times (\dot{\phi}_{KП} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K1}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K1} \cdot i_{Tp1}) - c_{\text{ШЗМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{K3} - (\dot{x}_T + \\
& + (\dot{h}_T - R_{K2}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K2} \cdot i_{Tp2}) - k_{\text{ШЗМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{K3} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K2}) \times \\
& \times \dot{\phi}_T / R_{K2} \cdot i_{Tp2}) + c_{3X} \cdot (x_T - x_1 + \varphi_{T3} \cdot b) + k_{3X} \cdot (\dot{x}_T - \dot{x}_1 + \\
& + \dot{\varphi}_{T3} \cdot b) + P_{K1} + P_{K2} - P_{f1} - P_{f2} - P_{f3} = 0; \\
& M \cdot \ddot{y}_T + c_{MП} \cdot (y_T + \varphi_T \cdot a_1 - y_{MП}) + k_{MП} \cdot (\dot{y}_T + \dot{\varphi}_T \cdot a_1 - \dot{y}_{MП}) - \\
& - c_{\text{ШЗ}} \cdot (y_T - q_2 - a_2 \cdot \dot{\varphi}_T) - k_{\text{ШЗ}} \cdot (\dot{y}_T - \dot{q}_2 - a_2 \cdot \dot{\varphi}_T) + c_{3Z} \cdot (y_T - \\
& - \varphi_T \cdot c - y_1) + k_{3Z} \cdot (\dot{y}_T - \dot{\varphi}_T \cdot c - \dot{y}_1) = 0; \\
& m_{13} \cdot \ddot{y}_1 - c_{3Z} \cdot (y_T - \varphi_T \cdot c - y_1) - k_{3Z} \cdot (\dot{y}_T - \dot{\varphi}_T \cdot c - \dot{y}_1) - c_X \times \\
& \times (y_2 - 0,6y_1) \cdot 0,6 - k_X \cdot (\dot{y}_2 - 0,6\dot{y}_1) \cdot 0,6 + c_X \cdot (0,36y_1 - 0,6y_2) \times \\
& \times 0,36 + k_X \cdot (0,36\dot{y}_1 - 0,6\dot{y}_2) \cdot 0,36 = 0; \\
& m_2 \cdot \ddot{y}_2 + c_X \cdot (y_2 - 0,6y_1) + k_X \cdot (\dot{y}_2 - 0,6\dot{y}_1) - c_X \cdot (0,36y_1 - \\
& 0,6y_2) \cdot 0,6 - k_X \cdot (0,36\dot{y}_1 - 0,6\dot{y}_2) \cdot 0,6 - P_{f3} = 0; \\
& m_{13} \cdot \ddot{x}_1 - c_{3X} \cdot (x_T - x_1) - k_{3X} \cdot (\dot{x}_T - \dot{x}_1) = 0; \\
& m_{MП} \cdot \ddot{y}_{MП} + c_{MП} \cdot (y_{MП} - q_1) + k_{MП} \cdot (\dot{y}_{MП} - \dot{q}_1) + c_{MП} \cdot (y_T + \\
& + \varphi_T \cdot a_1 - y_{MП}) - k_{MП} \cdot (\dot{y}_T + \dot{\varphi}_T \cdot a_1 - \dot{y}_{MП}) = 0; \\
& I_T \cdot \ddot{\phi}_T - c_{\text{ШПМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{KП} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K1}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K1} \cdot i_{Tp1}) \cdot (\dot{h}_T - \\
& - R_{K1}) - k_{\text{ШПМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{KП} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K1}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K1} \cdot i_{Tp1}) \cdot (\dot{h}_T - \\
& - R_{K1}) + c_{MП} \cdot (y_T + \varphi_T \cdot a_1 - y_{MП}) \cdot a_1 + k_{MП} \cdot (\dot{y}_T + \dot{\varphi}_T \cdot a_1 - \dot{y}_{MП}) \times \\
& \times a_1 - c_{\text{ШЗМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{K3} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K2}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K2} \cdot i_{Tp2}) \cdot (\dot{h}_T - R_{K2}) - \\
& - k_{\text{ШЗМ}}^{\Phi} \cdot (\dot{\phi}_{K3} - (\dot{x}_T + (\dot{h}_T - R_{K2}) \cdot \dot{\phi}_T / R_{K2} \cdot i_{Tp2}) \cdot (\dot{h}_T - R_{K2}) + \\
& + c_{\text{ШЗ}} \cdot (q_2 - y_T + a_2 \cdot \dot{\varphi}_T) \cdot a_2 + k_{\text{ШЗ}} \cdot (q_2 - \dot{y}_T + a_2 \cdot \dot{\varphi}_T) \cdot a_2 - c_{3Z} \times
\end{aligned}$$

$$\times (y_T - \varphi_T \cdot c - y_1) \cdot c - k_{3z} \cdot (\dot{y}_T - \dot{\varphi}_T \cdot c - \dot{y}_1) \cdot c + (P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2}) \cdot h_T = 0,$$

где m , m_{13} , $m_{мп}$, m_2 , m_3 — соответственно массы машины, клещевого захвата, переднего моста и дискретные массы пакета хлыстов; I_d , $I_{сц}$, $I_{кп}$, $I_{кз}$, I_T — соответственно моменты инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления, момент инерции ведомых частей и вала сцепления, момент инерции валов коробки передач, приведенный к выходному валу (КП) на j -й передаче, момент инерции привода переднего моста, приведенный к колесам, момент инерции привода заднего моста, приведенный к колесам, момент инерций трактора в продольной плоскости; $c_{шп}$, $c_{шз}$, $c_{мп}$, c_{3z} , c_{3x} , c_x , $k_{шп}$, $k_{шз}$, $k_{мп}$, k_{3z} , k_{3x} , k_x — вертикальные жесткости и сопротивления соответственно передних и задних шин, переднего моста, элементов технологического оборудования, пакета хлыстов; r_{k1} , r_{k2} — радиусы качения колес соответствующих ведущих мостов; L_T , h_T , a_1 , a_2 , c , b — соответственно база машины, вертикальная координата центра тяжести машины, расстояние от центра масс машины до точек касания переднего и заднего колес с грунтом, расстояние до приведенного центра масс клещевого захвата и дискретной массы пакета хлыстов; $M_{сц}$ — крутящий момент сцепления.

Входящие в уравнение значения динамических продольных сил (см. рис. 15) на передних и задних колесах определяются по формулам [22]

$$P_{k1} = \frac{\varphi_{кп} \cdot r_{k1} / i_{п,j} - x_T}{c_{тпш}} + K_{тпш} \cdot (\varphi_{кп} \cdot r_{k1} / i_{п,j} - \dot{x}_T),$$

$$P_{k2} = \frac{\varphi_{кз} \cdot r_{k2} / i_{з,j} - x_T}{c_{тзш}} + K_{тзш} \cdot (\varphi_{кз} \cdot r_{k2} / i_{з,j} - \dot{x}_T),$$

где $c_{тпш}$, $c_{тзш}$, $k_{тпш}$, $k_{тзш}$ — тангенциальные податливости и коэффициенты сопротивления соответственно передних и задних шин.

Силы сопротивления движению учитывают перераспределение нагрузок от сил инерции и динамического воздействия неровностей опорной поверхности при движении. Их значения можно определить по методике, изложенной в работе [38].

Процесс подъема (опускания) хлыста клещевым захватом

можно рассмотреть в два этапа.

На первом этапе масса m_{13} движется под действием постоянной по величине среднепусковой движущей силы P_1 . Шток гидроцилиндра задней навески воспринимает нагрузку только от массы m_0 . Масса m_2 находится в покое.

Расчетная динамическая система на первом этапе имеет 7 степеней свободы: угловое перемещение остова машины φ_t ; вертикальные перемещения центра тяжести машины и переднего моста $U_t, U_{мп}$; вертикальные перемещения трелевочного захвата и дискретной массы пакета хлыстов, центра тяжести пакета хлыстов U_1, U_2 ; продольные перемещения трелевочного захвата и пачки хлыстов x_1 и машины x_t .

Для решения системы дифференциальных уравнений нужно знать вид функции движущегося или тормозящего усилия $f(P)$, развиваемого гидроприводом машины. Исследованиями [23] установлено, что скорость перемещения поршня в гидроцилиндре может быть определена по формуле

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{q_n}{60 \cdot f_{\Pi}} \cdot \eta_n^{\circ} \cdot \eta_{\Pi}^{\circ} - \frac{q_n}{60 \cdot f_{\Pi}} \cdot (K_n \cdot \eta_{\Pi}^{\circ} + K_{\Pi} \cdot \eta_n^{\circ}) \cdot p - \frac{K_v \cdot \eta_{\Pi}^{\circ}}{f_{\Pi}} \cdot \frac{dp}{dt},$$

где q_n — объемная постоянная насоса; n — число оборотов его вала; $\eta_n^{\circ}, \eta_{\Pi}^{\circ}$ — теоретические объемные КПД насоса с распределителем и гидроцилиндра; f_{Π} — эффективная площадь поршня; K_v, K_n, K_{Π} — коэффициенты пропорциональности; p — давление в гидросистеме.

Принимая $n = \text{const}$ в период пуска гидропривода, обозначаем

$$\frac{q_n}{60 \cdot f_{\Pi}} \cdot \eta_n^{\circ} \cdot \eta_{\Pi}^{\circ} = a;$$

$$\frac{q_n}{60 \cdot f_{\Pi}} \cdot (K_n \cdot \eta_{\Pi}^{\circ} + K_{\Pi} \cdot \eta_n^{\circ}) = b;$$

$$\frac{K_v \cdot \eta_{\Pi}^{\circ}}{f_{\Pi}} = c,$$

где b и c — коэффициенты, учитывающие удельное изменение скорости движения поршня вследствие утечек жидкости и упругой ее деформации.

Тогда с учетом принятых обозначений можно записать

$$\frac{dP_1}{dt} = a - b \cdot p - c \cdot \frac{dp}{dt}.$$

Жесткость гидросистемы зависит от приведенного модуля упругости, полезной площади поршня и первоначального объема масла в системе [24]:

$$c = \frac{E_{\text{пр}} \cdot S^2}{Q},$$

где c – жесткость гидросистемы; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости; S – полезная площадь поршня; Q – первоначальный объем масла в гидросистеме.

Второй этап характеризуется совместным движением всех масс. На этом этапе комель или вершина поднимается захватом на высоту, необходимую для последующей трелевки.

4.3. Моделирование внешних возмущающих воздействий

Для моделирования процесса движения трелевочной машины необходимо знать возмущающие воздействия. При движении по волочку машина подвергается возмущающему воздействию со стороны его неровностей.

Возмущающее воздействие рассматривается как стационарный случайный процесс [29].

Дискретные массивы микропрофилей опытных участков выражаются в функции времени и принимаются с учетом запаздывания на задние колеса по отношению к передним. С учетом того что шаг замеренных значений ординат реального микропрофиля не совпадает с расчетным шагом по времени, при решении уравнений движения промежуточные точки микропрофиля определяются по интерполяционной формуле Ньютона.

Ордината микропрофиля корректируется по формуле Ломако Д.М., Веремеева Н.Н., которая учитывает сглаживающую способность шин:

$$h_{0i} = Y_k - a_0 - r_{\text{ш}} + f_{\text{ст}},$$

где $r_{ш}$ – свободный радиус шины; $f_{ст}$ – статический прогиб шины; a_0 – произвольно выбираемая ордината, превышающая максимальную высоту микронеровностей дороги; Y_k – ордината центра колеса.

Значение ординаты Y_k определяется с учетом коэффициента жесткости шин из условия [25]

$$G_0 - \Delta G_0 \leq Z \leq G_0 + \Delta G_0,$$

где Z – вертикальная составляющая реакции на шину со стороны волока; G_0 – статическая нагрузка на колесо; ΔG_0 – заданная точность определения реакции.

Статистическими характеристиками поверхностей волоков являются корреляционная функция и спектральная плотность микропрофиля.

Корреляционная функция воздействия микропрофиля, согласно существующей методике [30], определяется по формуле

$$R(\tau) = \frac{1}{N+1} \cdot \sum_{i=1}^{i=N} [h_{ti} - m_H] \cdot [h_{ti+\tau} - m_H],$$

где N – количество ординат; m_H – математическое ожидание; $h_{ti} - m_H = H_{ti}$ – значение центрированной случайной величины в момент времени t_i ; $h_{ti+\tau} - m_H = H_{ti+\tau}$ – значение центрированной случайной величины в момент времени $t_{i+\tau}$; τ – интервал корреляции.

Для сравнительного анализа результатов удобнее использовать безразмерную величину нормированной корреляционной функции:

$$\rho(\tau) = R(\tau) / R(0),$$

где $R(0)$ – дисперсия случайной величины.

Полученные экспериментальным путем корреляционные функции в большинстве случаев можно аппроксимировать выражением

$$\rho(\tau) = A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |\tau|} \cdot \cos(\beta_1 \cdot \tau) + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |\tau|} \cdot \cos(\beta_2 \cdot \tau),$$

где α_1, α_2 – коэффициенты, характеризующие интенсивность затухания корреляционной функции; β_1, β_2 – коэффициенты, характеризующие колебательный процесс; A_1, A_2 – коэффициенты полинома.

Для определения значений коэффициентов α_i и β_i могут быть использованы следующие формулы:

$$\beta_i = \frac{k \cdot \pi}{2 \cdot T_k}; \quad \alpha_i = \frac{\beta}{\pi} \cdot \ln \left| \frac{R(0)}{R_m(-\tau_1)} \right|,$$

где T_k – абсцисса точки, в которой корреляционная функция k -й раз пересекает ось τ ; $R_m(-\tau_1)$ – значение первого отрицательного максимума корреляционной функции.

При статистическом исследовании динамических систем важное значение имеют статистические характеристики в частотной области, которые дают представление о частоте ω повторения длин неровностей и распределении мощности колебаний по частотам при случайном воздействии.

Выполнив преобразование Фурье аналитического выражения корреляционной функции, получим спектральную плотность стационарного случайного процесса [26]:

$$\Phi(\omega) = \frac{R(0)}{\pi} \cdot \left(\frac{A_1 \cdot \alpha_1 \cdot (\alpha_1^2 + \omega^2 + \beta_1^2)}{(\alpha_1^2 + \omega^2 - \beta_1^2)^2 + 4 \cdot \alpha_1^2 \cdot \beta_1^2} + \frac{A_2 \cdot \alpha_2 \cdot (\alpha_2^2 + \omega^2 + \beta_2^2)}{(\alpha_2^2 + \omega^2 - \beta_2^2)^2 + 4 \cdot \alpha_2^2 \cdot \beta_2^2} \right)$$

Спектральная плотность воздействия зависит от скорости движения. Значения коэффициентов α_i и β_i для различных скоростей определяются следующими отношениями:

$$\alpha_i = \alpha_1 \cdot v_i; \quad \beta_i = \beta_1 \cdot v_i,$$

где α_1 и β_1 – значения коэффициентов при единичной скорости движения ($v = 1$ м/с); v_i – текущее значение скорости, при котором определяются значения α_i и β_i .

На рис. 16 для примера приведены графики спектральной плотности опытных участков магистрального и пасечного волоков [31] для различных скоростей движения со среднеквадратичными отклонениями высот микронеровностей соответственно 0,033 и 0,053 м.

Редко трелевочная машина при эксплуатации подвергается воздействиям со стороны единичных неровностей различной формы (рис. 17): пень, лежащее дерево и т. д. Моделирование динамического возмущающего воздействия производится в данном случае в

соответствии со специальными условиями характеристики формы неровности.

Исследование динамики машины, значительную часть времени работающей на неустановившихся режимах движения, необходимо проводить с учетом двигателя как источника заданной ограниченной мощности. Крутящий момент двигателя задают обычно в зависимости от частоты вращения коленчатого вала по его статистическим характеристикам.

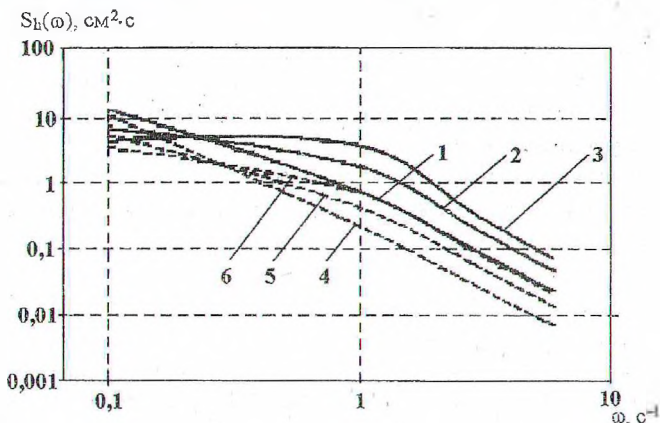


Рис. 16. Спектральная плотность опытных участков трелевочных волоков (1, 2, 3 — для пасечного, 4, 5, 6 — для магистрального)

На рис. 18 для примера приведена статическая скоростная характеристика дизельного двигателя со всережимным регулятором. Статическая характеристика обуславливает изменение величины крутящего момента $M_d[\dot{\phi}_d, H(t)]$ от угла поворота коленчатого вала двигателя и положения педали подачи топлива: $H = 0$ — соответствует холостому ходу (линия $A_1B_1C_1D_1E_1K_1M_1F_1$), педаль отпущена; $H = 1$ — педаль полностью нажата (линия $A_2B_2C_2D_2E_2K_2M_2F_2$). Область I ($A_1B_2B_2A_2$) описывает работу двигателя до $\dot{\phi}_{дн}$, причем плоскость $B_1B_2C_1C_2$ характеризует начало неустойчивой работы двигателя при пуске. В данной области $\dot{\phi}_d < \dot{\phi}_{дн}$, а это значит, что регулятор полностью отключает подачу топлива, и в таком случае двигатель работает в тормозном режиме. В области II ($C_1C_2D_2D_1$)

при $\phi_d \geq \phi_{дн}$ происходит пуск двигателя, и крутящий момент определяется соотношением $M_d = k \cdot \phi_d$. В области II происходит регулирование подачи топлива регулятором от минимальной при $\phi_d = \phi_{дн}$ до полной при $\phi_d = \phi_{д\min}$ (линия D_1D_2).

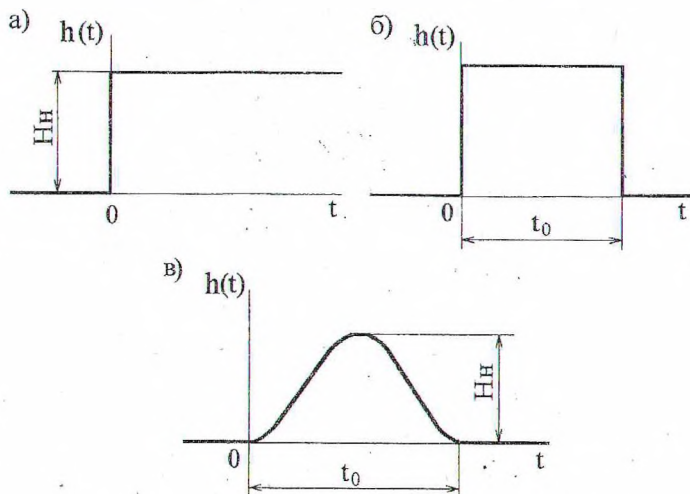


Рис. 17. Графическое представление функций возмущающего воздействия

Область III ($D_1D_2E_2E_1$) характеризует работу двигателя при полной подаче топлива, от $\phi_{д\min}$ — минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива (линия D_1D_2) до $\phi_{др}$ — частоты вращения, соответствующей номинальной мощности двигателя (точка E_2). Крутящий момент двигателя в этом случае можно выразить:

$$M_d = M_{др} \cdot \left[1 + \alpha_1 \cdot \left(1 - \phi_d / \phi_{др} \right) - \alpha_2 \cdot \left(1 - \phi_d / \phi_{др} \right)^2 \right],$$

где α_1, α_2 — коэффициенты аппроксимации, зависящие от параметров двигателя, при этом частота вращения коленчатого вала двигателя в зависимости от положения педали подачи топлива изменяется в пределах

$$\phi_{д\min} \leq \phi_d \leq \phi_d(H),$$

где $\dot{\phi}_{др}(H)$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной мощности при установленном H (начало регуляторной ветви, точка, лежащая на линии E_1E_2), которая определяется из выражения

$$\dot{\phi}_{др}(H) = \dot{\phi}_{д \min} + H(\dot{\phi}_{др} - \dot{\phi}_{д \min}).$$

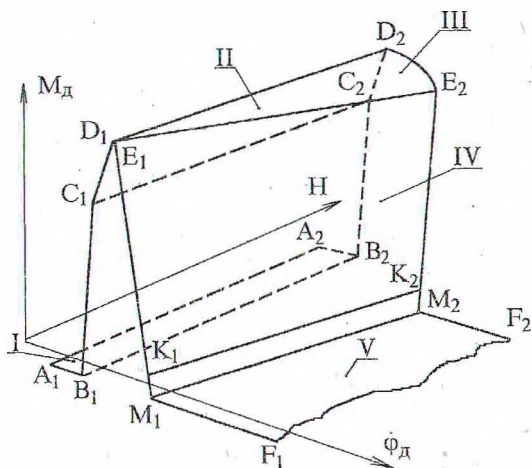


Рис. 18. Статическая скоростная характеристика дизельного двигателя со всережимным регулятором

Область IV ($E_1E_2K_2K_1$) описывает работу двигателя в регуляторной зоне. Принимаем угол наклона регуляторных ветвей одинаковый для любого положения педали управления подачей топлива. На регуляторной ветви крутящий момент определяется выражением

$$M_{д} = \frac{M(H)\{1 - [\dot{\phi}_{д} - \dot{\phi}_{др}(H)]\}}{\dot{\phi}_{д \max} - \dot{\phi}_{др}},$$

где $M_{др}(H)$ – крутящий момент двигателя, соответствующий началу регуляторной ветви при установленном H , его значение определяется из выражения для III области при $\dot{\phi}_{д} = \dot{\phi}_{др}(H)$; $\dot{\phi}_{д \max}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя в тяговом режиме (точка K_2).

Таким образом, для получения наиболее полного представления о процессе колебаний трелевочной машины необходимо учитывать комплексное воздействие возмущений на систему.

4.4. Оценка адекватности полученной математической модели

Оценка адекватности разработанных математических моделей производится путем проведения сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных.

Методика оценки адекватности моделей может быть различной в зависимости от данных, которыми располагает исследователь. Однако чаще она содержит элементы, рассмотренные в примере, изложенном ниже.

На рис. 19 приведен график зависимости тягового усилия в тросе лебедки машины МЛ-126 при подтаскивании пачки хлыстов. Полное время подтаскивания до упора пачки в щит при расстоянии 29 м составило 38 с. С момента включения лебедки до времени 6 с (4,8 м) произошло резкое (близкое к линейному) возрастание усилия $P_{тр}$ до значения 24 кН.

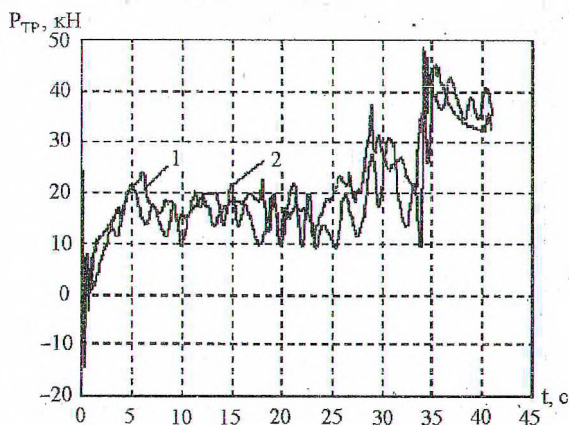


Рис. 19. Усилия в тросе лебедки при подтаскивании пачки объемом 4 м^3 (скорость подтаскивания $0,71 \text{ м/с}$, расстояние подтаскивания 29 м): 1 – экспериментальная зависимость; 2 – расчетная кривая

Как характер изменения процесса, так и его количественные

характеристики хорошо согласуются с экспериментом (рис. 19). По характеру изменения кривые 1 и 2 совпадают точно, имеющиеся отклонения по отдельным всплескам невелики и объясняются, во-первых, принятыми допущениями, а во-вторых, различием реальных и расчетных значений коэффициента сопротивления волочению по длине волокна. Но поскольку коэффициент f_b принимался при моделировании переменным по пути (зависимость $f_b = k_{\text{н}} \cdot f_{\text{срб}}$) то различие кривых по среднеквадратическим отклонениям оказалось незначительным и для рассматриваемого случая составило всего 7%. Необходимо отметить, что такой подход к моделированию силы сопротивления волочению, если судить по имеющимся литературным данным, применен впервые и может быть использован не только в рассматриваемом случае, но и при оценке динамики установившегося и неустановившегося движения трелевочных и других лесных машин.

Наибольшую достоверность имеют данные, полученные по результатам статистической обработки. На рис. 20 представлены нормированные спектральные плотности динамической реакции переднего моста трелевочной машины для бесчокерной трелевки ТТР-401М-01 [32].

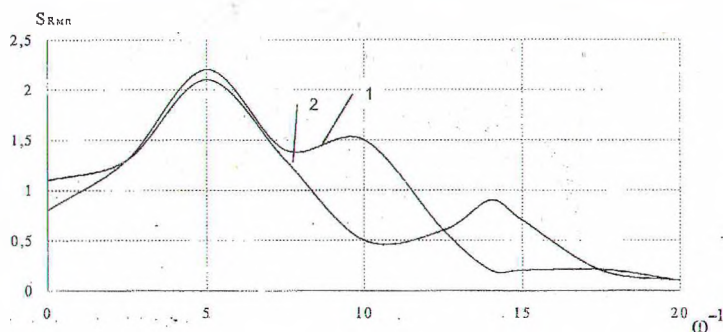


Рис. 20: Нормированные спектральные плотности вертикальной реакции переднего моста: 1 — экспериментальная кривая; 2 — теоретическая кривая

В основу теста эквивалентности положено использование логарифмического преобразования оценки спектральной плотности, подчиняющейся нормальному распределению. При этом сравнива-

ются две спектральные плотности, с учетом того что они получены с одинаковой разрешающей способностью в одной и той же полосе. Выражение имеет вид

$$D^2 = \left(n_{\text{ур}}^{-1} + n_{\text{уд}}^{-1} \right)^{-1} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\log \left(\frac{S_p(w_i)}{S_3(w_i)} \right) \right)^2,$$

где $S_p(W_i)$ и $S_3(W_i)$ – расчетная и экспериментальная оценки спектральной плотности соответственно; $n_{\text{ур}}$ и $n_{\text{уд}}$ – соответствующее число уравнений при получении оценки спектральной плотности.

Так как величина D^2 имеет приблизительно то же распределение, что и величина χ^2 , проверка гипотезы об эквивалентности расчетных и экспериментальных спектральных плотностей определялась неравенством

$$D^2 \leq \chi_{n,\alpha}^2,$$

где n – число полос, на которые делится спектральная плотность, минус число наложенных отражений (13); α – уровень значимости критерия (0,05).

Проведенные расчеты показали, что величина статистики D^2 для динамической реакции переднего моста равна 8,37 при значении области принятия гипотезы $\chi_{n,\alpha}^2 = 22,3$, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

4.5. Оценка динамической нагруженности технологического оборудования

Нагруженность канатно-чокерного технологического оборудования трелевочных машин оценивается усилием в тросе лебедки при различных режимах работы (подтаскивание и формирование пачки, установившееся движение, перезд единичных неровностей).

Изменение усилия в тросе лебедки трелевочной машины в процессе подтаскивания пачки хлыстов рассмотрим на примере машины МЛ-126 (рис. 21).

Движение моделировалось по пасечному волоку, среднее и среднеквадратическое отклонения значений коэффициента сопро-

тивления на котором составляли 0,12 и 0,34 см соответственно.

Полное время подтаскивания до упора пачки в щит при расстоянии 29 м составило 41 с. С момента включения лебедки до времени 6 с (4,8 м) произошло резкое возрастание усилия $P_{тр}$ до значения 24 кН. Далее наблюдалось колебательное изменение нагрузки относительно среднего ее значения, равного 17 кН, которое определяется силой сопротивления волочения пачки P_v по поверхности лесосеки. Размах этих колебаний относительно линии средней нагрузки составляет ± 5 кН. Частоты изменения этих нагрузок не постоянны и зависят от характера силового взаимодействия пачки с волокном (0,2...0,35 Гц) и собственных крутильных колебаний в приводе лебедки (около 1 Гц). Через 28 с после начала подтаскивания пачки начинается постепенный подъем щита и происходит резкое возрастание нагрузки $P_{тр}$ до 37 кН, а затем ее спад до значения 20 кН. В этот момент (34 с или 27 м от начала подтаскивания) пачка упирается в щит, и тяговое усилие быстро возрастает до 43 кН, что является следствием удара пачки о щит.

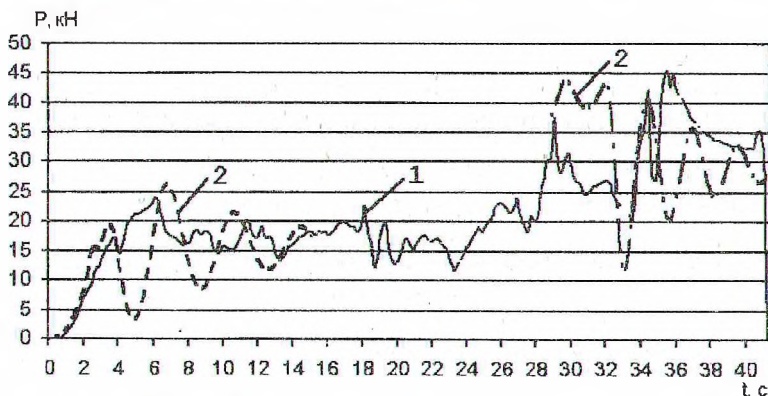


Рис. 21. Усилия в тросе лебедки при подтаскивании пачки объемом 4 м^3 (скорость подтаскивания 0,8 м/с, расстояние подтаскивания 29 м): 1 — экспериментальная зависимость; 2 — расчетная кривая

Далее в течение 4 с (подъем защитно-опорного щита) наблюдается падение $P_{тр}$ до значения 27 кН. Затем следует натаскивание пачки на щит и его одновременный подъем, тяговое усилие увеличивается до 46 кН, после чего имеет место спад нагрузки до значе-

ция постоянного ее прижима к щиту при затормаживании лебедки (30...32 кН). Для примера на рис. 22 приведена кривая изменения коэффициента сопротивления волочению для опытного участка во-лока, на котором осуществлялось подтаскивание пачки деревьев.

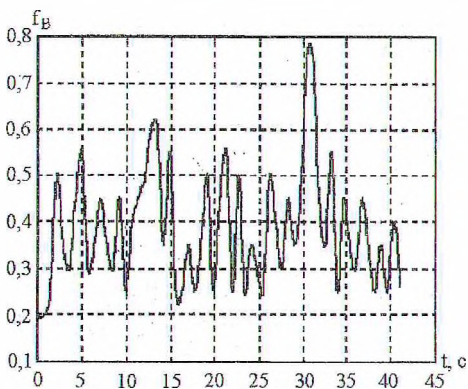


Рис. 22. Кривая изменения коэффициента сопротивления волочению опытного участка лесного во-лока

Работа двигателя моделировалась на основе регуляторной характеристики двигателя Д-243, который установлен на трелевочной машине МЛ-126. Как показано на рис. 23, в установившемся режиме средняя величина момента на валу двигателя составляет около 0,025 кН·м, что с учетом передаточного отношения привода лебедки согласуется с внешней силой сопротивления, передающейся через трос. Наибольшее значение момента наблюдается при трогании пачки с места. Значительное, по сравнению со средним, повышение загрузки двигателя происходит при натаскивании пачки на щит. Коэффициент динамичности при этом равен 2,4. При увеличении объема пачки и скорости подтаскивания он значительно возрастает.

Нагрузки, передаваемые на ходовую часть трактора, по характеру изменения аналогичны усилию в тросе лебедки (рис. 24), однако их максимальные значения значительно превышают значения установившейся нагрузки. В рассматриваемом случае коэффициент динамичности вертикальных нагрузок на подвеску $K_{д3}$ составляет 3,51, в трансмиссии – 2,67.

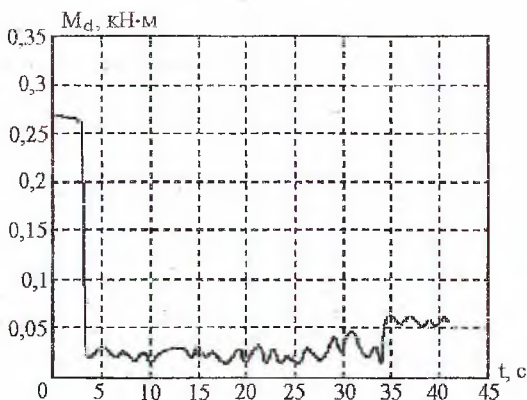


Рис. 23. Зависимость изменения крутящего момента двигателя от времени

Зависимости, по которым рассчитывались динамические составляющие момента в трансмиссии $M_{тр}$, усилия в тросе $P_{тр}$ и усилия в подвеске трактора P_p , имеют следующий вид:

$$M_{тр} = c_1 \left(\frac{\phi_1}{i} - \phi_2 \right) + k_1 \left(\dot{\phi}_1 / i - \dot{\phi}_2 \right);$$

$$P_{тр} = c_2 \cdot r_2 \cdot \phi_2 - \phi_3 - L_d \cdot \phi_4 + k_2 \cdot r_2 \cdot \dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3 - L_d \cdot \dot{\phi}_4;$$

$$P_p = c_3 \cdot L_w^2 \cdot \phi_4 + k_3 \cdot L_w \cdot \dot{\phi}_4.$$

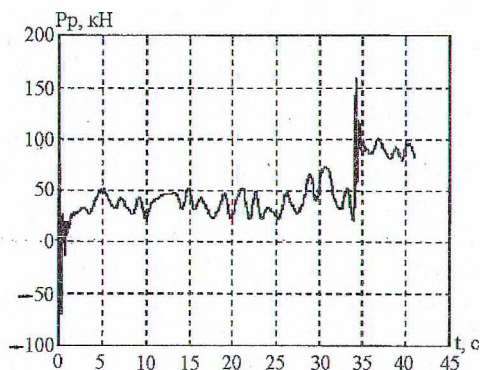


Рис. 24. Вертикальные усилия в подвеске трактора при подтаскивании пачки
($Q = 4 \text{ м}^3$; $v = 0,707 \text{ м/с}^2$)

Из параметров, наиболее существенно влияющих на нагруженность динамической системы в режиме подтаскивания пачки, являются: характеристики жесткости и демпфирования упругих элементов технологического оборудования, трансмиссии и подвески; размерные и весовые показатели; скорость подтаскивания; конфигурация и состояние волокна.

На рис. 25, а показано, что наибольшие значения K_d имеют место при значениях жесткости $(6...8) \times 10^3$ кН/м, при жесткости 1000 кН/м его значения минимальны.

Увеличение коэффициента k_2 ведет к снижению динамики трособлочной системы и трансмиссии, в подвеске же трактора усилия несколько возрастают. Исследования указывают на целесообразность установки в трособлочной системе технологического оборудования демпфера со следующими параметрами жесткости и сопротивления: $c_2 = 1000...1500$ кН/м; $k_2 = 110...120$ кН·с/м.

Из параметров следует особо выделить такие, которые не только существенно влияют на динамику, но и которые возможно изменить в процессе доработки машины. Это, прежде всего, относится к размерным и кинематическим параметрам технологического оборудования: расстояния L_d и L_w , высота подвеса блока, высота подъема комлевой части пачки, угол наклона тягового троса, угол наклона щита и др.

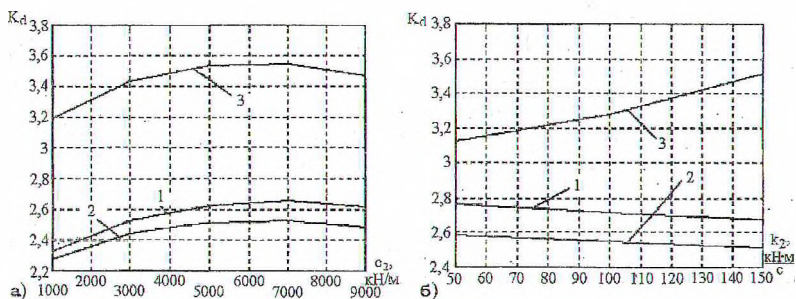


Рис. 25. Зависимости коэффициента динамичности от жесткости (а) и коэффициента сопротивления (б) в трособлочной системе технологического оборудования: 1 – в трансмиссии; 2 – в трособлочной системе; 3 – в подвеске трактора

Установлено, например, что изменение расстояния L_w от цен-

тра масс трактора до точки упора щита в грунт на 0,4 м приводит к изменению коэффициента динамичности нагрузок на 7...8%.

Во время исследований была произведена оценка влияния угла наклона щита на процесс подъема пачки при погрузке, при этом установлено, что оптимальное значение его составляет 60° .

Изменение передаточного отношения трансмиссии сказывается на величине динамических нагрузок, влияет на загрузку двигателя и нагруженность трансмиссии, особенно на переходных режимах движения. Так, снижение передаточного отношения вдвое от исходного при скорости подтаскивания пачки 0,707 м/с увеличило коэффициент динамичности момента в трансмиссии K , с 2,67 до 3,31, а коэффициент загрузки двигателя при натаскивании пачки на щит составил 2,1, увеличившись с 0,06 до 13 кН·м. При возрастании скорости влияние этого параметра усиливается, что хорошо иллюстрируется зависимостями 1-3, приведенными на рис. 26 и полученными для $v = 0,808$ м/с.

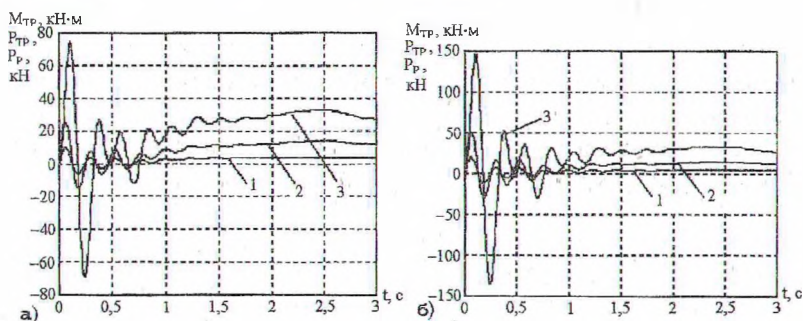


Рис. 26. Зависимости изменения динамических нагрузок от времени при подтаскивании пачки со скоростью 0,808 м/с:

1 - $M_{тр}$; 2 - $P_{тр}$; 3 - P_p (а - $i = 200$; б - $i = 100$)

На рис. 27 показан фрагмент, соответствующий подтаскиванию пачки на первом этапе движения от его начала до $t = 3$ с при $i = 200$ (а) и $i = 100$ (б).

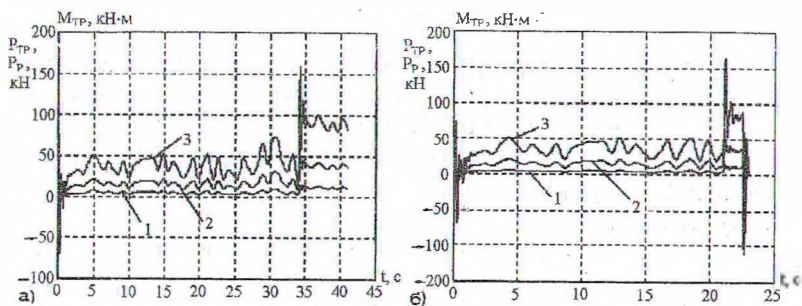


Рис. 27. Изменение крутящего момента в трансмиссии (1), усилий в тросе (2) и подвеске трактора (3) при скоростях подтаскивания 0,707 (а) и 0,807 м/с (б)

Изменение скорости подтаскивания сказывается как на количественных, так и на качественных показателях динамического процесса, что хорошо иллюстрируется зависимостями, приведенными на рис. 27.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кирильчик А.И., Жуков А.В. Опыт создания лесозаготовительных машин на базе колесных сельскохозяйственных тракторов: Обзорная информация. – Мн.: БелНИИНТИ, 1990. – 48 с.
2. Жуков А.В., Амельченко П.А., Кизино Ф.Е. Конструктивные особенности и применение колесных машин на лесозаготовках: Обзорная информация. – Мн.: БелНИИНТИ, 1992. – 48 с.
3. Виногоров Г.Х. Технология лесозаготовок. – М.: Лесная промышленность, 1984. – 296 с.
4. Верхов Ю.В., Горюнов А.К., Ярцев И.В. Лесоэксплуатация и транспорт леса. – М.: Лесная промышленность, 1989. – 520 с.
5. Гуськов В.В. Тракторы. – Мн.: Вышэйшая школа, 1977. – Часть II. Теория–384 с.
6. Андреев А.Ф., Атаманов Ю.Е., Будько В.В. и др. Тракторы: Дипломное проектирование. – Мн.: Вышэйшая школа, 1985. – 160 с.
7. Миронов Е.И., Рохленко Д.Б., Беловзоров Л.Н. и др. Машины и оборудование лесозаготовок: Справочник. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 440 с.
8. Котиков В.М. Воздействие лесозаготовительных машин на лесные почвы: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01 / Моск. гос. ун-т леса. – М., 1995. – 37 с.
9. Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Пройодимость машин. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 328 с.
10. Полетаев А.Ф. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. – М.: Машиностроение, 1971. – 68 с.
11. Почвы Белорусской ССР/Под ред. чл.-кор. АН БССР Т.Н. Кулаковской, акад. АН БССР П.П. Рогового и канд. с.-х. наук Н.И. Смеяна. – Мн.: Ураджай, 1974. – 328 с.
12. Виногоров Г.К. Типизация природно-производственных условий лесозаготовительных районов. – Химки: ЦНИИМЭ, 1986. – 70 с.
13. Жуков А.В., Провоторов Ю.И., Скотников В.А., Ляско М.И., Гинзбург Ю.В. Мелиоративные, строительные и лесные тракторы. – Мн.: Ураджай, 1989. – 335 с.
14. Турлай И.В., Завойских Г.И., Федоренчик А.С. Инженерно-информационное обеспечение лесосечных работ. – Мн.: БТИ, 1989. – 81 с.

15. Матвейко А.П., Федоренчик А.С., Завойских Г.И. Справочник мастера лесозаготовок. – М.: Экология, 1993. – 288 с.
16. Протас П.А. Оценка влияния лесозаготовительных машин на лесные почвы: Дис. ... магистра техн. наук. – Мн., 2000. – 109 с.
17. Котиков В.М. Исследование динамических нагрузок в силовой передаче гусеничного трелевочного трактора: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1971. – 21 с.
18. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. – М.: Гослесбуиздат, 1963. – 272 с.
19. Жуков А.В., Кадалко Л.И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний. – Мн.: Наука и техника, 1978. – 264 с.
20. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Конев А.Д. Колебания автомобиля. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
21. Горбачевский В.А. Исследование конструктивных параметров и эксплуатационных показателей колесных трелевочно-транспортных машин: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Л., 1972. – 43 с.
22. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1966. – 195 с.
23. Дваранаускас Э.А. Обоснование параметров трелевочного телескопического манипулятора и его применение на рубках ухода в средневозрастных насаждениях: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / БТИ. – Мн., 1987. – 22 с.
24. Приторовский Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 248 с.
25. Ротенберг В.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 391 с.
26. Крылов В.И., Бобков В.В., Монастырский П.И. Вычислительные методы. – М.: Физматгиз, 1976. – Ч. I. – 234 с.
27. Жуков А.В., Клоков Д.В., Лой В.Н., Бычск А.Н. Моделирование процесса взаимодействия колесных трелевочных машин с лесными почвогрунтами // Современные проблемы агротехнической проходимости и экологии сельскохозяйственных ландшафтов: Материалы международной научно-технической конференции / БАТУ. – Мн., 1999. – С. 38–41.
28. Жуков А.В., Иевинь И.К., Федоренчик А.С. и др. Заготовка сортиментов на лесосеке. Технология и машины. – М.: Экология,

1993. – 312 с.

29. Жуков А.В. Теория лесных машин. – Мн.: БГТУ, 2001. – 640 с.

30. Силаев А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.

31. Клоков Д.В. Обоснование параметров и оценка динамических показателей лесной колесной погрузочно-транспортной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 2001. – 21 с.

32. Бычек А.Н. Обоснование параметров бесчokerной трелевочной машины на базе трактора МТЗ-82: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 2000. – 21 с.

33. Рыскин Ю.Е., Андрияшин М.И. Воздействие колесных тракторов на грунт // Лесная промышленность. – 1988. – № 6. – С. 20–21.

34. ГОСТ 26953-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву.

35. Федоренчик А.С., Макаревич С.С., Протас П.А. Определение глубины колеи на трелевочных волоках, укрепленных отходами лесозаготовок // Труды БГТУ. Серия II. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Мн., 2002. – Вып. X. – С. 52–56.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
1. Общая классификация, типы и параметры колесных трелевочных машин.....	6
1.1. Общая классификация колесных трелевочных машин.....	6
1.2. Конструкции трелевочных машин.....	8
1.3. Параметры машин.....	13
2. Виды рабочих операций и условия эксплуатации.....	17
2.1. Технологические схемы и рабочие процессы.....	17
2.2. Характеристики транспортных путей лесосеки.....	20
2.3. Характеристики несущей способности опорной поверхности лесосеки.....	23
3. Тягово-сцепные свойства и проходимость колесных трелевочных тракторов.....	27
3.1. Методика тягово-динамического расчета.....	27
3.2. Тягово-скоростные свойства колесных трелевочных машин МТЗ.....	30
3.3. Оценка проходимости колесных трелевочных тракторов..	38
3.3.1. Методика оценки проходимости.....	38
3.3.2. Анализ проходимости колесных трелевочных машин МТЗ.....	47
4. Оценка динамической нагруженности и плавности хода колесных трелевочных машин.....	53
4.1. Общие положения.....	53
4.2. Математические модели трелевочных систем.....	55
4.2.1. Трелевочные системы с канатно-чokerным оборудованием.....	55
4.2.2. Трелевочные системы с бесчokerным технологическим оборудованием.....	60
4.3. Моделирование внешних возмущающих воздействий.....	65
4.4. Оценка адекватности полученной математической модели.....	71
4.5. Оценка динамической нагруженности технологического оборудования.....	73
Литература.....	80

Учебное издание

Жуков Анатолий Васильевич

Лой Владимир Николаевич

ДИНАМИКА КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Учебное пособие

Редактор Н.В. Гвасалия.

Подписано в печать 28.01.2004. Формат 60×84¹/16.

Бумага офсетная. Гарнитура Times. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5,9. Усл. кр.-отг. 5,9. Уч.-изд. л. 5,0.

Тираж 70 экз. Заказ 53.

Учреждение образования

«Белорусский государственный технологический университет».

Лицензия ЛВ № 276 от 15.04.2003. 220050. Минск, Свердлова, 13а.

Отпечатано в лаборатории полиграфии Учреждения образования

«Белорусский государственный технологический университет».

220050. Минск, Свердлова, 13.