



КАФЕДРА

Промышленного
транспорта

100 ЛЕТ



САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА В ЛЕСНОМ КОМПЛЕКСЕ

МАТЕРИАЛЫ
ВСЕРОССИЙСКОЙ
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ

К 100-летию
кафедры
промышленного
транспорта
СПбГЛТУ

28–29 ноября
2019 г.

Министерство науки и высшего образования РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ С.М. КИРОВА**

Институт технологических машин и транспорта леса

**МАТЕРИАЛЫ ВСЕРОССИЙСКОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ**

«АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА В ЛЕСНОМ КОМПЛЕКСЕ»

28-29 ноября 2019

Санкт-Петербург

2020

Рекомендовано к изданию
Научно-техническим советом
Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета

Ответственные редакторы:

Кандидат технических наук, доцент В.М. Гедьо
Кандидат технических наук, доцент Т.В. Коваленко

Технический редактор:

Ведущий специалист отдела конгрессной деятельности Е.В. Чугунова

УДК 630*3

ISBN 978-5-9293-1161-9

DOI: 10.21266/SPBFTU.2019.TRANSPORT

ГРНТИ 66.01.00, 66.17.00, 66.19.00

ББК 43.90

OECD 04.01.KA FORESTRY

Актуальные вопросы транспорта в лесном комплексе / материалы всероссийской научно-практической конференции. / Под. ред. В.М. Гедьо, Т.В. Коваленко. – СПб.: СПбГЛТУ, 2020. – 90 с.

В сборник включены материалы всероссийской научно-практической конференции «Актуальные вопросы транспорта в лесном комплексе», на которой обсуждались важные проблемы проектирования и строительства лесных дорог, вопросы логистики, применение информационных технологий на транспорте, а также вопросы связанные с эксплуатацией транспортно-технологических машин и комплексов.

© СПбГЛТУ, 2019

ПРЕДИСЛОВИЕ

В сборнике, посвященном столетнему юбилею создания кафедр СТЛ и ВТЛ и гидравлики, размещены статьи, затрагивающие актуальные вопросы лесозаготовки, лесотранспортной сети и его влияния на окружающую среду в условиях интенсивной модели лесопользования, новой лесозаготовительной техники, моделированию процессов оптимизации управления транспортом в лесном комплексе

Результаты проведенных научных исследований обсуждались в ходе всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Актуальные вопросы транспорта в лесном комплексе», прошедшей 28-29 ноября 2019 года в стенах Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова.

В представленных статьях изложены материалы, касающиеся технических характеристик современной лесозаготовительной техники, выполнен многофакторный анализ ее технической эффективности изучено и математически описано ее воздействие на почвогрунты, предложены новые технологии использования лесозаготовительных комплексов на лесосеках с различными природными условиями.

Предложены методики оптимизации работы лесотранспорта и его влияния на окружающую среду, рассматриваются вопросы снижения экологических рисков, связанных с заготовкой и транспортировкой лесопродукции. Анализируются сведения о почвенно-грунтовых условиях работы техники. Изложены оригинальные результаты в области исследования взаимодействия движителей лесных машин с лесными почвами и покрытиями лесовозных дорог. Проведен анализ транспортно-логистической инфраструктуры отрасли, для которой выделены группы критериев и основные факторы, обеспечивающие эффективное функционирование, выполнена оценка повышения надежности отдельных элементов лесозаготовительной и лесоперерабатывающей техники

Опубликованные в сборнике статьи представляют научный и практический интерес для специалистов, работающих в транспортной, лесозаготовительной и лесоперерабатывающей отраслях промышленности.

Большой вклад в отбор поданных материалов, их редактирование внесли к.т.н., доцент Т.В. Коваленко, ведущий специалист отдела конгрессной деятельности Е.В. Чугунова.

Г.В. Григорьев,
к.т.н., доцент кафедры
Промышленный транспорт

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРЕДЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА ОСИ СОРТИМЕНТОВОЗНЫХ ПРИЦЕПОВ

Андронов А.В., andronovalexandr@gmail.com,

Зверев И.А., igorzv1997@gmail.com

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

При проектировании сортиментовозного оборудования и, в частности, осей прицепа, возникает потребность в определении предельных нагрузок, воздействующих на элементы конструкции. Поведение подобных расчетов вызывает некоторое осложнение, связанное со значительной неоднородностью перевозимого груза и как следствие, проблемой определения расположения центра тяжести пакета сортиментов.

При помощи САПР определяется максимальная загрузочная площадь коникового устройства S , м².

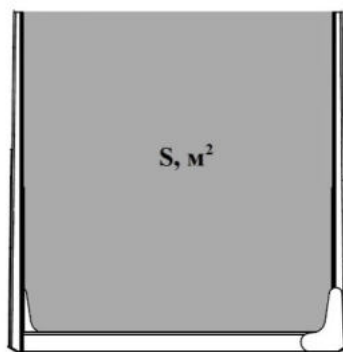


Рис. 1 – Определение максимальной загрузочной площади коникового устройства

Диапазон возможных переводных коэффициентов K_n для перевода геометрического объема загруженных лесоматериалов в конике в плотный объем определяется по ОСТ 13-49-79 Е.

Здесь и в дальнейших расчетах рекомендуется принимать максимально возможные значения коэффициентов.

Средние значения плотности ρ свежесрубленной древесины основных пород, находятся в пределах 740-870 кг/м³.

Масса древесины, приходящаяся на сортиментовоз, равна:

$$Q = S \cdot l \cdot K_n \cdot \rho, \text{ кг,}$$

где l – длина сортиментов.

На рис. 2 представлена расчетная схема прицепа с основными размерами и центром масс снаряженного прицепа. Далее для определения статических нагрузок на оси прицепа, нужно определить истинную колесную базу прицепа, которая определяется по выражению:

$$L = d + \frac{c}{2}, \text{ м,}$$

где d – расстояние между первой (передней) осью и второй осью тележки, м; c – расстояние между осями тележки, м.

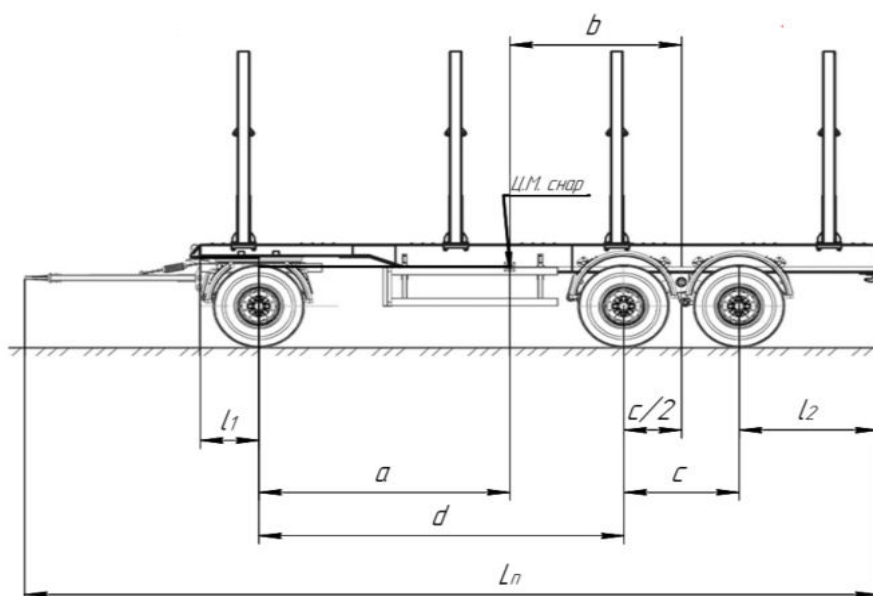


Рис. 2 – Расчетная схема снаряженного прицепа

Снаряженная масса, приходящаяся на переднюю ось, определяется как:

$$m_{п.о} = m_{п} \cdot \frac{b}{L}, \text{ кг;}$$

Снаряженная масса, приходящаяся на заднюю тележку, определяется как:

$$m_{з.т} = m_{п} \cdot \frac{a}{L}, \text{ кг,}$$

где $m_{п}$ – масса прицепа, кг; b – расстояние между центром масс снаряженного прицепа и половиной расстояния между осями тележки, м; a – расстояние между центром масс снаряженного прицепа и передней осью, м.

Нагрузки на вторую и третью оси тележки при применении балансирной подвески, соответственно, будут:

$$m_{2 з.т} = m_{3 з.т} = \frac{m_{з.т}}{2}, \text{ кг.}$$

На рис. 3 приведена расчетная схема прицепа с максимальной длиной сортиментов, массой $m_{гр}^{max}$, кг, с учетом допуска длины по ГОСТ 9463-88, равной:

$$m_{гр}^{max} = S \cdot (l \cdot n \cdot 0,1) \cdot K_n \cdot \rho, \text{ кг,}$$

где n – количество равнодлинных частей сортимента максимальной длины.

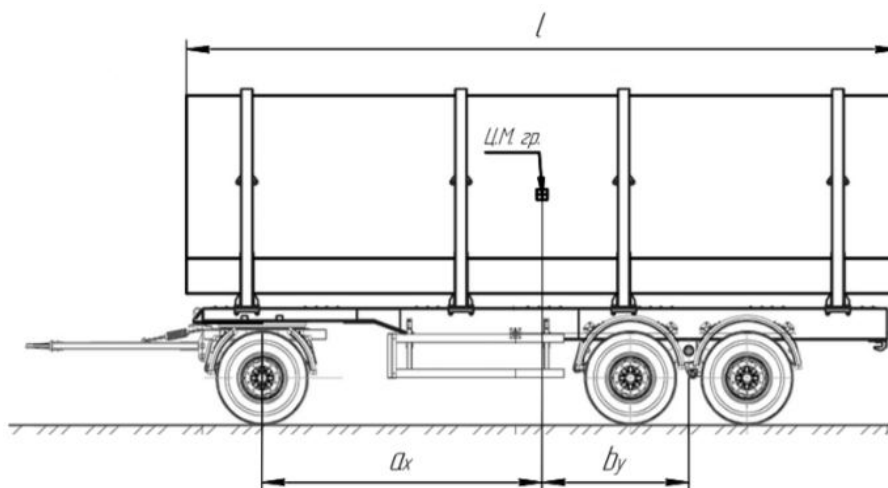


Рис. 3 – Расчетная схема прицепа с максимальной длиной сортиментов

Масса, приходящаяся на переднюю ось, при максимально возможном, равномерно расположенном грузе, равна:

$$m_{п.о}^{гр.мах} = \frac{(m_{п.о} \cdot L + m_{гр}^{мах} \cdot b_y)}{L}, \text{ кг};$$

Масса, приходящаяся на заднюю тележку, равна:

$$m_{з.т}^{гр.мах} = \frac{(m_{з.т} \cdot L + m_{гр}^{мах} \cdot a_x)}{L}, \text{ кг},$$

где b_y – расстояние между центром масс груженого прицепа и половиной расстояния между осями тележки, м; a_x – расстояние между центром масс груженого прицепа и передней осью, м.

Здесь и в дальнейшем, распределение масс на вторую и третью оси, определяется аналогично случаю для снаряженного прицепа.

На рис. 4 приведена расчетная схема загруженного прицепа, пачкой сортиментов, произвольной длины, расположенной ближе к дышлу.

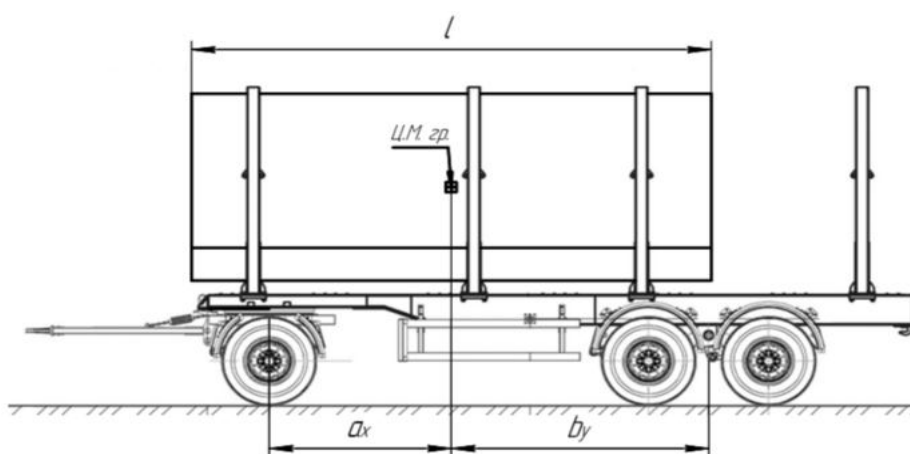


Рис. 4 – Расчетная схема груженого прицепа, пачкой, расположенной ближе к дышлу

Масса, приходящаяся на переднюю ось, будет:

$$m_{п.о}^{гр.l} = \frac{(m_{п.о} \cdot L + Q \cdot b_y)}{L}, \text{ кг};$$

Масса, приходящаяся на заднюю тележку, будет:

$$m_{з.т}^{гр.l} = \frac{(m_{з.т} \cdot L + Q \cdot a_x)}{L}, \text{ кг.}$$

На рис. 5 приведена расчетная схема загруженного прицепа, пачкой сортиментов, произвольной длины, расположенной ближе к концу рамы.

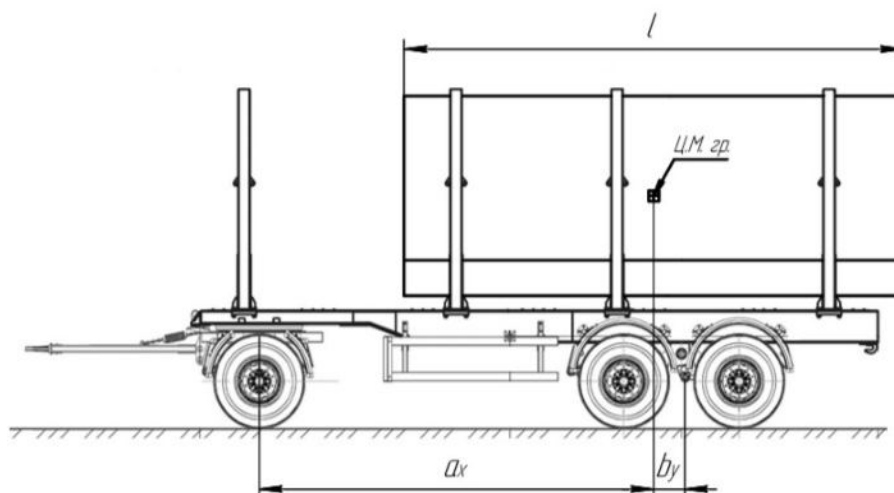


Рис. 5 – Расчетная схема прицепа, загруженного пачкой, ближе к концу рамы

Расчет нагрузок на оси ведется аналогично случаю загруженного прицепа, пачкой сортиментов, расположенных ближе к дышлу.

Выводы: Предлагаемая методика расчета позволяет определить предельные нагрузки на оси сортиментовозных прицепов, с учетом возможного разброса нагрузок, в зависимости от породного состава сортиментов, для четырех расчетных случаев: снаряженного; максимально загруженного; загруженного пачкой ближе к дышлу; загруженного пачкой ближе к концу рамы.

Расчет загруженного прицепа пачкой сортиментов ближе к дышлу и концу рамы, позволяет учесть резкие изменения распределения нагрузок между передней осью и задней тележкой, вызванных смещением центра масс грузеного прицепа, что позволит подобрать на этапе конструирования оптимальные параметры грузоподъемности осей.

Библиографический список

1. ОСТ 13-49-79 Е.
2. ГОСТ 9463-88.

К ВОПРОСУ ОБ АКТУАЛЬНОСТИ ВЗАИМОСВЯЗИ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И РАСХОДА ТОПЛИВА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ХАРВЕСТЕРА

Андронов А.В., andronovalexandr@gmail.com,

Пегов В.Ю., vladimir.pegov95@yandex.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова

Одним из критериев оценки эффективности эксплуатации лесных машин, наряду с энергоемкостью и трудоемкостью [3] лесозаготовительных работ, выступает величина производительности. Данная величина зависит от прямых и косвенных факторов – конструктивные параметры машин, применяемая технология заготовки древесины, параметры предмета труда, рельеф, почвенно-грунтовые условия, мотивация и навыки оператора и др. Стоит отметить, что производительность, при непрерывном процессе лесозаготовок, может характеризоваться производной объема материала древесины на единицу времени [1].

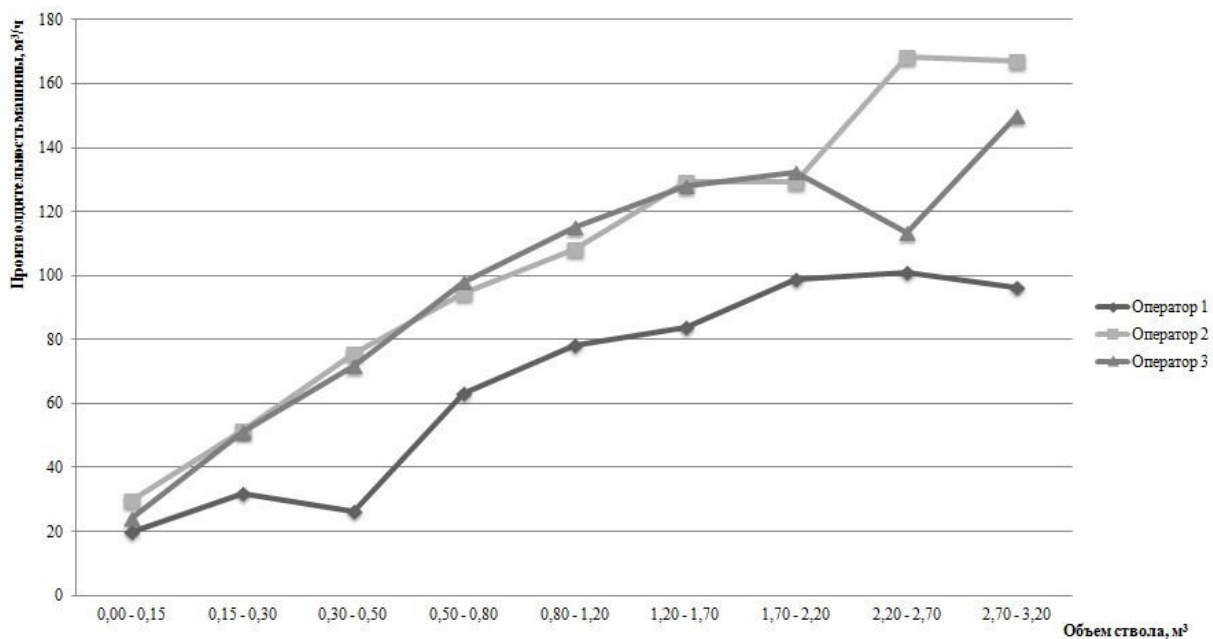
Целью настоящей статьи выступает изложение установленных ранее закономерностей между производительностью харвестера и расходом топлива.

В качестве объекта исследования была использована ВСРМ (валочно-сучкорезно-раскряжевочная машина) марки John Deere 1270G. Предметы исследования были получены посредством программного обеспечения по системе контроля технического состояния и производительности лесозаготовительной цепочки «TimberLink Office». За один и тот же период эксплуатации харвестера и в одну смену случайным образом были взяты на рассмотрение 3 оператора. Работа велась на территории Вологодской области.

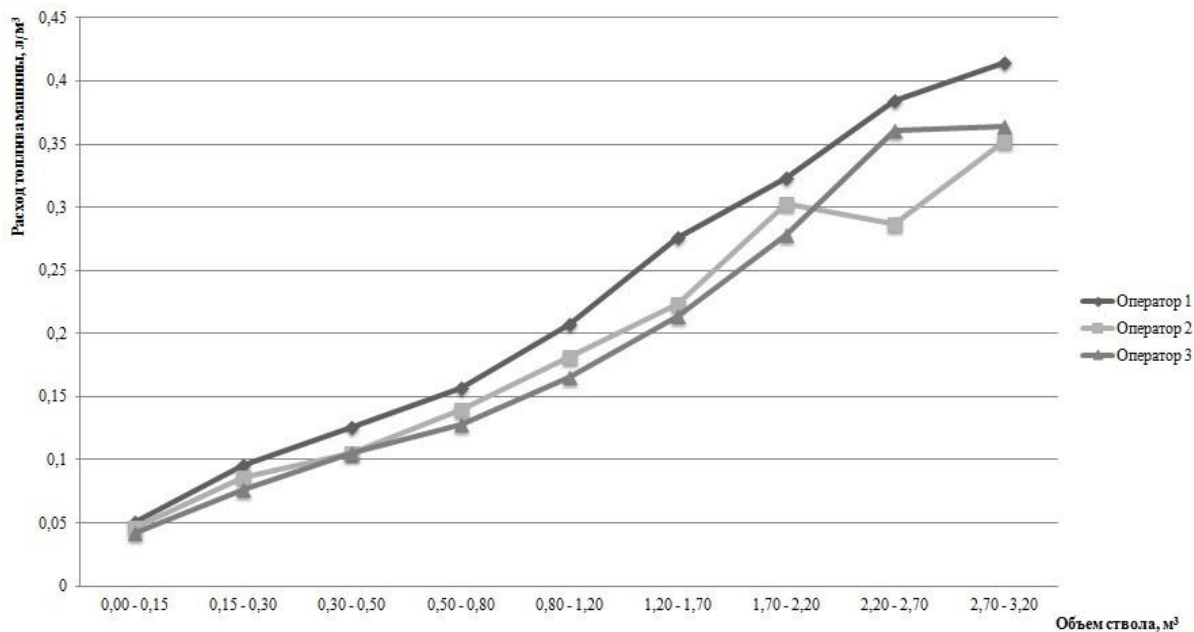
Были проанализированы выходные данные из программы: производительность и расход топлива машины. Для установления взаимосвязей двух разрозненных критериев было принято оценивать их по общему параметру – объему ствола. Результаты представлены графически на рис. 1 (а, б).

При анализе производительности видно (рис. 1. а), что значения соответствующего параметра растут у всех операторов экспоненциально. Однако оператор 1 теряет в производительности при переходе к породному составу с объемом $0,3 - 0,5 \text{ м}^3$. Такая же ситуация резкого падения критерия наблюдается и у оператора 3, но уже в диапазоне $2,2 - 2,7 \text{ м}^3$. Важно помнить, что программное обеспечение «TimberLink Office» не берёт во внимание диаметр комлевой части дерева.

На графике зависимости расхода топлива машины от объема ствола (рис. 1. б), зная, что машина в процессе выполняемых операций работает на холостом ходу, показатель энергоемкости возрастает у всех участников исследования пропорционально. Лишь оператор 2, осуществляя заготовку в диапазоне объемов $2,2 - 2,7 \text{ м}^3$ имеет возможность снизить общий расход топлива машины.



а)



б)

Рис. 1 - Оценка: а) – производительности машины от объема ствола; б) – расхода топлива машины от объема ствола.

При данном отклонении от общего тренда возможно возникновение ряда факторов – стаж и профессионализм оператора, изменение климатических условий и т.д. – непосредственно влияющих на дальнейшую оценку эксплуатации машины.

Исходя из результатов представленного анализа, в первую очередь можно сделать предположение, что в случаях с операторами 1 и 3 (рис. 1. а) резкое снижение параметра их производительности может быть обусловлено изменением диаметра комлевой части предмета труда. Очевидно, что в случаях,

когда машина оснащена харвестерной головкой с большим диаметром раскрытия (от 800 мм) и производит операции над породным составом гораздо меньшего диаметра, происходит потеря мощности, что влечет за собой увеличение расхода топлива и снижение производительности одновременно. Соответственно, при анализе эксплуатации харвестера невозможно сделать комплексную оценку работы машины, устанавливая взаимосвязь лишь с показателем объема ствола.

Решающую роль оказывают современные тенденции к рациональному использованию энергоресурсов, т.е. снижению энергозатрат при заготовке единицы объема древесины. В данном случае лишь достижение максимальной производительности харвестера неизбежно влечет повышение себестоимости получаемой продукции, что негативно отражается на перспективах её реализации.

Библиографический список

1. Базаров С. М. Системный анализ технологической эффективности лесозаготовительной техники. / С.М. Базаров, Ю.И. Беленький, А.Н. Соловьев. – СПб.: СПбГЛТУ, 2019. – 71 с.
2. Герасимов Ю. Ю., Сенькин В. А., Вятайнен К. Производительность харвестеров на сплошных рубках // Resour. Technol.. 2012. С. 82-91.
3. Голякевич С. А. Анализ эксплуатационных режимов работы многооперационных лесозаготовительных машин // Труды БГТУ. №2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. 2013. С. 72-78
4. Пятакин В. И. Технология и машины лесосечных работ: учебник / В.И. Пятакин [и др.]; под ред. В.И. Пятакина. – СПб.: СПбГЛТУ, 2012. – 362 с.
5. Dale Greene W., Erik B., Baker Shown A. (Eds.). Fuel consumption rates of southern timber harvesting equipment. 37th Council on Forest Engineering Annual Meeting. 2014. P. 1-5.

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Базаров С.М., Канищев М.С., Соловьев А.Н., Большаков Р.И., Милехин А.И
Санкт-Петербургский Государственный Лесотехнический Университет им. С.М. Кирова,

Технологический процесс заготовки на лесосеке деревьев является важной составляющей лесосечных работ, выполняемых лесозаготовительными предприятиями на Северо-Западе РФ. Комплексы машин, механизмов и оборудования в процессе совместной работы образуют глубоко интегрированную структуру связанных производственных операций, оптимизация которой зависит от степени применения к ней научных основ системного анализа. В тоже время системный подход так же необходим для анализа самих отдельных операций как суперпозиции подопераций, выполняемых каждой лесозаготовительной техникой. Исследована техническая эффективность валочно-пакетирующей машины, трелевочного трактора с манипулятором, валочно-трелевочная машина, бензопила, трелевочный трактор с чокерной оснасткой и рубительной машины с позиции много факторного

представления времени выполнения операции технологическими подоперациями.

Введение. Целью исследования является анализ технической эффективности лесозаготовительной техники с позиции системного анализа: технологическая операция является единой глубоко интегрированной структурой взаимосвязанных подопераций в едином многофакторном функциональном времени производства. На основании системного подхода становится возможным формулировать наиболее информативные критерии оценки технологической эффективности лесной техники и на их основе решать задачу повышения её производительности.

Методы исследования. Технологический процесс лесосечных работ является достаточно сложной пространственно-временной структурой, выполняющей производственные операции: валки деревьев, очистки деревьев от сучьев, раскряжевки, трелевки, погрузки и др. Каждая производственная операция характеризуется временем её выполнения, поэтому технологическая эффективность комплекса операций рассматривается с позиции многофакторности времени, в которой возможна оценка влияния отдельного фактора (отдельной операции) на общий многофакторный результат процесса [1].

Данный подход следует перенести на построение картины технической эффективности производственных операций, выполняемых отдельными машинами, механизмами и оборудованием, которые применяются в лесозаготовительном производстве, так как каждую производственную операцию можно рассматривать как систему взаимосвязанных подопераций, каждая из которых характеризуется так же своим временем выполнения.

Результаты исследования. Традиционный анализ лесосечных работ сводится к определению значений получаемого продукта труда операции (объем древесины) и затрачиваемого времени на его получение, при таком подходе производительность операции сводится к дискретной формуле [1,2]

$$P = V/T = V_x N / \sum T_i, i = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (1)$$

где V – объем древесины в операции, V_x – средний объем дерева, T – время операции производства, N – число деревьев в операции, T_i – время, приходящееся на подоперацию, i – число подопераций.

На основании алгебраической групповой операции по умножению

$$(V/T_i)(T_i/V) = 1, i = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (2)$$

производительности подоперации ставится в соответствие функциональное время производства единицы объема

$$q_i = T_i/V = 1/P_i. \quad (3)$$

и соответствующей производительности

$$P_i = V / T_i,$$

что позволяет ввести представление суммарной производительности подопераций

$$П_{\Sigma} = \sum П. \quad (4)$$

Функциональное время выполнения всей операции равно

$$Q = \sum q_i = V^{-1} \sum T_i, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (5)$$

на основании которого формулу для определения производительности операции можно записать в виде

$$П = 1 / Q = 1 / [V^{-1} \sum T_i]. \quad (6)$$

Сравнивая формулы (1) и (6) расчета производительности лесозаготовительной операции, видно, что затраченному общему времени выполнения производственной операции в первой ставится в соответствие общее функциональное время производства единицы труда в этой операции во второй

$$T \rightarrow Q.$$

Обобщенный критерий технической эффективности операции в много факторном представлении времени выполнения операции операциями запишем в виде коэффициента

$$K_n = П / П_{\Sigma} \quad (7)$$

или

$$K_n = 1 / [\sum T_i \sum (1/T_i)] \quad (8)$$

при равенстве времени выполнения производственных подопераций коэффициент технической эффективности становится равным

$$K_n = 1 / n^2 \quad (8.a)$$

При двух факторном представлении производственной операции как базовой и сопутствующей подопераций рассматриваемый коэффициент равен

$$K_2 = T_1 T_2 / (T_1 + T_2)^2 \quad (8.б)$$

В качестве примеров значений критериев технической эффективности рассмотрим следующую технику заготовки деревьев на лесосеке [3].

Рубительные машины. Производительность

$$П = V / (t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6), \quad (9)$$

где V – объем бункера накопителя, t_1 – время холостого хода, t_2 – время перехода на стоянку, t_3 – время загрузки бункера, t_4 – время грузового хода, t_5 – время разгрузки, t_6 – время маневрирования.

Заключение. Построенный коэффициент технической эффективности лесозаготовительной операции в много факторном представлении как системы подопераций раскрывает возможности их оптимизации с целью повышения производительности труда.

Библиографический список

1. Базаров С.М. Основы системного анализа производственных процессов / С.М.Базаров, Ю.И.Беленький, А.Н.Соловьев.-СПб.: СПбГЛТУ, 2018.-60 с.
2. Матвейко А.П. Технология и оборудование лесозаготовительного производства. Минск:Техноперспектива, 2006. -447 с.
3. Шегельман И.Р. Техническое оснащение современных лесозаготовок / И.Р. Шегельман, В.И. Скрышник, О.Н. Галактионов. СПб.: «ПРОФИ-ИНФОРМ», 2005.-344 с

МЕТОДИЧЕСКИЙ ИНСТРУМЕНТАРИЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ИНФРАСТРУКТУРЫ В СФЕРЕ ТРАНСПОРТА

Безрукова Т.Л., bezrukova_t_l@mail.ru, Печерская О.А.,
 Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова,
 Терешкина Т.Р., СПбГУПТД,
 Чугунова Е.В.,
 Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова

Необходимым критерием при функционировании хозяйствующих субъектов, вследствие ограниченности множества товарных рынков регионов по емкости и при ввозе товарной продукции из иных территорий, является развитая транспортно-логистическая инфраструктура [1,3].

Условия хозяйствования коммерческих структур изменились при переходе РФ на рыночный тип экономического развития, в связи с этим необходима изменение имеющейся управленческой системы территориальной транспортно-логистической инфраструктурой [2]. Транспортно-логистическая инфраструктура выступает инструментом развития экономики отдельных регионов. Одним из условий ее развития является конкуренция на рынке перевозок, хранения, переработки, качества оказываемых услуг, вторым – занятость местного населения. Динамика изменения основных показателей транспорта на примере Воронежской области представлена в табл. 1.

Табл. 1 – Основные показатели транспорта в Воронежской области

Показатели	Годы				
	2013	2014	2015	2016	2017
Протяженность путей сообщения (км)					
Железнодорожные пути общего пользования	1708	1684	1673	1671	1671
Автомобильные дороги – всего:	26132	29410	29556	29905	29943
в том числе с твердым покрытием	16810	17563	17777	17972	18456
Перевозки грузов (млн.т)					
Транспорт – всего	17,42	17,66	46,5	48,6	39,5
железнодорожный	11,32	10,92	10,6	11,5	13,6
автомобильный	5,58	6,23	35,9	37,1	25,9
воздушный	0,03	0,01	-	-	-
речной	0,49	0,5	-	-	-
Грузооборот (млн. т-км)					
Транспорт – всего	27472,4	25897,5	27426,1	28420	30372

железнодорожный	26859,2	24994,5	25472,1	26240	27440
автомобильный	499,7	846,8	1954,0	2180	2932
воздушный	108,3	50,1	-	-	-
речной	5,2	6,1	-	-	-
Перевозки пассажиров (млн. человек)					
Транспорт общего пользования – всего	283,0	294,1	263,6	260,6	225,9
железнодорожный	9,8	9,8	8,9	8,0	7,8
автобусный	266,3	276,7	254,7	252,6	218,1
трамвайный	-	-	-	-	-
троллейбусный	6,6	7,3	-	-	-
воздушный	0,3	0,3	-	-	-

В настоящее время российская транспортно-логистическая инфраструктура адаптируется под европейскую модель развития. Одним из эффективных путей социально-экономического развития России и ее регионов является разработка и внедрение региональных транспортно-логистических систем (ТЛС) [4].

В качестве важного звена общей стратегии развития мировой и российской транспортно-логистической системы выступает Центрально-Черноземный регион (ЦЧР), поскольку свыше 30% населения РФ живет в радиусе 600 км с центром окружности в г. Воронеж. Транспортная система ЦЧР представлена федеральными магистралями (железнодорожными, автомобильными, авиационными), которые лежат в формате европейских транспортных коридоров. Воронежская область имеет удачное географическое положение, позволяющее расширять зону обслуживания, посредством усиления потоков товаров в Центрально-Черноземном регионе и при транзитных грузовых перевозках из регионов Центрального Федерального округа в направлениях Украины и регионов Южного Федерального округа по транспортным коридорам. Объекты транспортно-логистической инфраструктуры Воронежской области подразделяются на PL-провайдеров в зависимости от уровня комплексности предоставляемых услуг и глубине интеграции. Транспортные узлы расположены в г. Воронеж, г. Лиски, г. Борисоглебск и г. Россошь.

Критерии оценки транспортно-логистической инфраструктуры представлены двумя основными группами [6]: отражающие непосредственно характеристики самого процесса перевозки (партионность, стоимость, время доставки груза и пр.; отражающие деятельность транспортно-логистической инфраструктуры (характеризуются качественными показателями работы, долей оказываемых услуг в определенном рыночном сегменте и др.) [5].

Основными факторами, которые обеспечивают совокупный эффект функционирования транспортно-логистической инфраструктуре в регионе [7], выступают: 1) повышение уровня межотраслевой и межрегиональной координации; 2) использование современных логистических технологий; 3) создание институциональной среды для государственно-частного партнерства.

Безусловно, необходимо в каждом регионе формировать и осуществлять комплексные схемы развития транспортно-логистической инфраструктуры

региона, в которых обязательно должны быть освещены вопросы создания вновь созданных или развития имеющихся инфраструктурных объектов имеющихся в данном субъекте страны видов транспорта, развития транспортных коридоров, создания мультимодальных логистических центров и терминальных комплексов, организации мультимодальных перевозок, формирования единого информационного пространства, использования интегрированной информационной системы управления, создания соответствующей законодательно-нормативной базы, соблюдения более высоких экологических стандартов и т.д. [10,11].

Приоритетными направлениями транспортно-логистической системы территории является обслуживание: 1) импортного грузопотока, который поступает из г. Москвы, г. Санкт-Петербурга и морского порта г. Новороссийск для потребления в регионах ЦФО; 2) экспортного грузопотока регионов ЦФО, в котором грузы перевозятся из порта г. Новороссийск морским транспортом; 3) импортно-экспортного грузопотока из Украины, а в перспективе из Казахстана и Китая, который следует по маршруту международного транспортного коридора «Запад – Восток»: Украина – Курск – Воронеж – Борисоглебск – Саратов – Казахстан – Китай; 4) межрегиональных перевозок.

Повышенный интерес к теории пространственной экономики порождает актуализировавшийся поиск точек роста регионов РФ.

Общая черта присуща тем исследованиям, в которых формулировка и решение задач транспорта и логистики выполнены на региональном уровне. При исследовании данный факт тесно связан со строительством графа, который информирует и отображает транспортную структуру региона (рис. 1). Для того чтобы решить этот ряд проблем, построение графа или гиперграфа осуществляется с отображением на нем всей нужной информативной базы, выступающей ключевым фактором [8,9].

Методика, подразумевающая разработку проектов развития региональной транспортной инфраструктуры, заключается в следующем: многоуровневая математическая модель задается исходными условиями, применение многокритериальной оптимизации транспортной региональной системы, решает задачу в дуальной постановке.

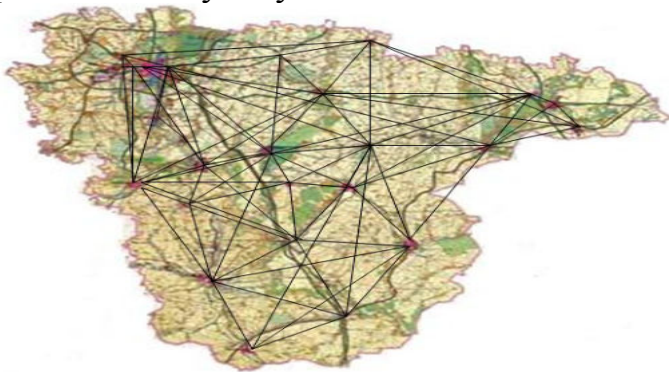


Рис. 1 – Гиперграф транспортной системы Воронежской области с основными межрегиональными транспортными связями

Построение модели основывалось на проведенном анализе транспортной инфраструктуры территории РФ. Морфология экономического пространства субъекта РФ определяется гиперграфом транспортной сети, представленной

магистральными дорогами железнодорожного и автомобильного транспорта, поскольку в процессе ее формирования присутствует антропогенный фактор. Оценивают транспортную инфраструктуру посредством технико-технологических параметров инфраструктуры и с позиции вероятностного фактора Благоприятности природных условий территории (табл. 2).

Табл. 2 – Параметры уровня «Благоприятность природных условий» по Воронежской области

Факторы Благоприятности природных условий территории	Баллы
Рекреационная оценка	6,7
Уровень сейсмической опасности	0
Обеспеченность питьевой водой	8,9
Ландшафтно-рекреационная Оценка благоприятствования для промышленного и гражданского строительства оценка	8,5
Оценка благоприятствования для сельского хозяйства	9,2
Средняя температура	9,1
Доступность и достаточная протяженность автомобильных дорог	7,2
Уровень экологической чистоты окружающей среды вдоль автомобильных дорог с твердым покрытием	6,7

Глобальная экономика диктует свои условия, требует оценку эффективности деятельности хозяйствующих субъектов в масштабах национальной экономики и в сравнении с мировыми конкурентами. Представленные меры в управлении помогут в преодолении указанных условий.

Библиографический список

1. Ахметов Л.А. Совершенствование предпринимательской деятельности на автотранспорте России, Ученые записки: Роль и место цивилизованного предпринимательства в экономике России: сб. науч. трудов. Вып. XXIII, М.: Российская Академия предпринимательства; Агентство печати «Наука и образование», 2010, 232 р.
2. Безрукова Т.Л., Печерская О.А. and Нестеров С.Ю. Совершенствование управления транспортно-логистической инфраструктурой: организационно-методические основы, эффективный инструментарий, методы и модели оптимизации, М.: Кнорус, 2015, 110 р.
3. Герами В.Д., Колик А.В. Управление транспортными системами. Транспортное обеспечение логистики, М.: Юрайт, 2015, 510 р.
4. Кизим А.А., Исаулова С.С. Виртуальная транспортно-логистическая система. Логистические центры как пункты виртуального экономического анализа, Финансы и кредит, 2004, Vol.1, Issue 139, pp. 63 – 67.
5. Купавых С.С., Безрукова Т.Л. Предпосылки совершенствования системы управления развитием транспортного комплекса в условиях глобализации, Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования, 2015, Vol. 2, Issue 2, pp. 776-779.
6. Купавых С.С., Безрукова Т.Л., Печерская О.А. Оптимизация транспортно-логистической инфраструктуры регионов как фактор повышения конкурентоспособности российской экономики, Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования, 2016, Vol.1, Issue 3, pp. 430-432.
7. Прокофьева Т.А., Адамов Н.А. Стратегия развития логистической инфраструктуры в транспортном комплексе России, М.: Экономическая газета, 2011, р.302.
8. Нестеров С.Ю., Терешкина Т.Р. Печерская О.А. Системный подход к управлению автотранспортным логистическим предприятием, Перспективы инновационного развития современного мирового сообщества: экономико-правовые и социальные аспекты: материалы

Международной юбилейной научно - практической конференции ВЭПИ-ВГЛТА-2012, Воронеж, 2012, pp. 166-169.

9. Нестеров С.Ю. Развитие региональной логистики в Центрально-Черноземном регионе, Логистика, 2012, pp.32 – 34.

10. Печерская О.А. Приоритетные направления развития транспортно-логистических комплексов Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования, 2014, Vol. 1, pp. 415-420.

11. Печерская О.А., Безрукова Т.Л. Нестеров С.Ю. Метод оценки эффективности организации взаимодействия участников транспортно-логистической инфраструктуры региона, Лесотехнический журнал, 2015, Vol.3, pp. 45-52.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПЕРЕДАТОЧНОГО РЯДА ТРАНСМИССИИ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

Власов Е.Н., vlasov-en@mail.ru, Епифанова А.Ю., sandra85-07@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Технико-экономические показатели машины лесного комплекса в значительной мере определяются согласованностью характеристик привода условиям функционирования. На отечественных машинах лесного комплекса устанавливаются двигатели, изготовленные для тракторов сельскохозяйственного назначения, где условия функционирования более благоприятные в сравнении с лесными. Специальные двигатели для машин лесного комплекса не выпускаются. В этой связи, на стадии проектирования машины лесного комплекса предъявляются особые требования к выбору типа привода, способного надежно работать при частых сменах нагрузочных и скоростных режимах, а также определению передаточного ряда трансмиссии, обеспечивающего при номинальном запасе мощности двигателя преодоление кратковременных перегрузок без переключения передач. Указанные требования могут быть реализованы путем научно-обоснованного выбора типа двигателя, основных его показателей, передаточного ряда трансмиссии, массы машины. Это позволит повысить эффективность и технико-экономические показатели машины [1].

Тягово-скоростные показатели машинно-тракторного агрегата (МТА), его эффективность зависят, в основном, от того, насколько соответствуют передаточное число, а также передаточный ряд трансмиссии мощности привода (двигателя), характеру выполняемых технологических операций и условиям функционирования МТА. При проектировании машин лесного комплекса необходимая величина массы определяется силой сцепного веса, который определяет максимальную силу тяги на номинальных нагрузочном и скоростном режимах. Мощность двигателя выбирается в соответствии с тягово-скоростными характеристиками МТА на номинальном режиме [2].

Условия функционирования лесохозяйственного трактора существенно отличаются тем, что подготовка почвы для посадки происходит, как правило, на вырубках с количеством пней до 600 штук на гектар [3]. Это создает

предпосылки к частым переключениям передач и переходам, например, с третьей на вторую или со второй на первую передачу. Такой недостаток можно компенсировать установкой двигателя большой мощности. Однако, большой запас мощности двигателя экономически нецелесообразен из-за повышенного расхода топлива. Возникает вопрос: "Каким должен быть запас мощности двигателя, при котором возможны преодоления временно возникших перегрузок без перехода с одной передачи на другую, при которой соблюдались бы условия эффективности МТА?" Очевидно, запас мощности должен обеспечивать не только потери на динамические нагрузки, но и, по возможности, преодоление временных перегрузок без переключения передач.

Идеальной тягово-скоростной характеристикой МТА принято считать характеристику, при которой произведение касательной силы тяги на скорость его движения есть величина постоянная.

$$F_{\text{к0}} \cdot v_0 = N_0 \cdot \eta_0 = \text{const}, \quad (1)$$

где $N_0 = (0,6 \dots 0,8)N_{\text{ен}}$; η_m – механический КПД, $\eta_m = \eta_{\text{тр}}\eta_{\text{дж}}\eta_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{дж}}$ – КПД трансмиссии и движителя, соответственно; $N_{\text{ен}}$ – номинальная эффективная мощность; v_0 – регулярная составляющая скорости движения МТА.

Эти требования выполняются при условии распределения передаточного ряда трансмиссии по закону гиперболы. Следовательно, и приращения касательной силы тяги также должны изменяться по закону гиперболы. При этом, передаточный ряд трансмиссии должен соответствовать отношению передаточных чисел, равному расчетному коэффициенту запаса мощности (1,2...1,4). То есть отношение ближайших по ряду передаточных чисел должно быть постоянным.

В соответствии с техническими условиями на проектирование МТА задаются максимальные значениями касательной силы тяги – в режиме пахоты и скорости движения – в транспортном режиме, минимальными значениями скорости движения – в режиме наибольшей нагруженности и силы тяги – в транспортном режиме. Определяется экономически целесообразная скорость движения в пахотном режиме, обеспечивающая заданную производительность МТА с учетом технологических требований и вычисляются передаточные числа. Рассмотрены следующие варианты определения остальных передач, чтобы при минимально заданном запасе мощности преодолевать временно возросшие перегрузки:

- передаточный ряд трансмиссии должен соответствовать отношению передаточных чисел, обеспечивающих преодоление временной перегрузки, исходя из расчетного запаса мощности без переключения передач;

- приращения $F_{\text{к0}}(v_0)$ по равным длинам дуг гиперболы (по передачам) должны быть равными и обеспечивать преодоление временной перегрузки без перехода на ближайшую передачу;

- комбинированный – состоящий из первых двух способов.

Скорости движения и касательные силы тяги на первой и пятой передачах соответствуют требованиям ТЗ. Передаточные числа, касательная сила тяги и скорость движения выбираются из условия (1) по всей длине дуги гиперболы. Расчеты выполнены для следующих вариантов трансмиссии МТА:

-штатная комплектация с 5-ти ступенчатой коробкой перемены передач (КПП), как "эталон" для сравнения с последующими вариантами;

-деление гиперболы $F_{ко}(v_0)$ на равные длины дуг с 5-ти ступенчатой КПП;

-деление гиперболы $F_{ко}(v_0)$ на равные длины дуг с 6-ти ступенчатой КПП;

-передаточный ряд трансмиссии, соответствующий отношению передаточных чисел, равному расчетному запасу мощности с 5-ти ступенчатой КПП;

-передаточный ряд трансмиссии, соответствующий отношению передаточных чисел, равному расчетному запасу мощности с 6-ти ступенчатой КПП.

Совершенство выбранной КПП оценивается по минимально допустимому запасу мощности, часовому расходу топлива и масла на экономически целесообразной сменной производительности. Результаты расчета регулярных значений скорости движения МТА v_0 и касательной силы тяги $F_{ко}$, затрат мощности N_0 , расхода топлива B_0 и масла на угар $C_{сир}$, сменной производительности $П_{см}$, а также приращение мощности ΔN_0 и суммарная величина $N_{е\Sigma}$, необходимые для преодоления временной перегрузки, для различных КПП и условий пахоты на вырубке, приведены в табл.1. Номер передачи и скорость движения v_0 в каждом случае приняты максимальными с учетом ограничения по силе тяги. Значения коэффициентов для расчета 8-часовой сменной производительности приняты максимальными.

Табл. 1. – Предельные значения показателей МТА на базе ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70-4 для различных КПП и условий пахоты на вырубке

Варианты КПП	Условия	Номер передачи	$v_{оп}$, м/с	$F_{оп}$, кН	$N_{оп}$, кВт	$\Delta N_{оп}$, кВт	$N_{\Sigma п}$, кВт	$B_{оп}$, кг/ч	$C_{сироп}$, кг/ч	$П_{см}$, га/см
КПП-5 Штатная	л.у.	IV	1,781	23,08	60,45	21,27	81,72	13,299	0,359	3,140
	т.у.	II	0,857	50,89	64,14	14,26	78,40	14,111	0,381	1,511
КПП-5 $\Delta F_{ко}=12,98$ кН	л.у.	IV	1,473	22,93	49,67	14,42	64,09	10,927	0,295	2,597
	т.у.	II	0,819	50,87	61,27	9,76	71,02	13,479	0,364	1,444
КПП-6 $\Delta F_{ко}=10,38$ кН	л.у.	V	1,603	22,99	54,20	14,06	68,26	11,924	0,322	2,827
	т.у.	III	0,944	50,92	70,69	16,91	78,94	15,552	0,420	1,664
КПП-5 $i_{пр}=1,38$ 32	л.у.	IV	1,773	23,08	60,18	16,91	77,09	13,240	0,357	3,126
	т.у.	II	0,927	50,91	69,40	17,27	86,67	15,268	0,412	1,635
КПП-6	л.у.	V	1,892	23,15	64,41	14,98	79,39	14,170	0,383	3,336

$i_{пр}=1,29$ 63	т.у.	II	0,869	50,89	65,03	15,01	80,03	14,307	0,386	1,532
---------------------	------	----	-------	-------	-------	-------	-------	--------	-------	-------

Примечания: л.у. – легкие условия; т.у. – тяжелые условия.

Библиографический список

1. Горячкин В. П. Собрание сочинений. 2-е изд., т. 1. – М.: Колос, 1968. – 720 с.
2. Болтинский В. Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке.– М.: ОГИЗ-Сельхозгиз, 1949.– 214 с.
3. Добрынин Ю. А. Исследование вертикальной динамики колесного трактора на трелевке в условиях рубок промежуточного пользования: дис. ... канд. техн. наук.– Л.: ЛТА, 1973.– 205с.

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ВХОДНОГО КОНТРОЛЯ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛЕСОПИЛЬНОГО ПОТОКА

Елисеев И.В., yeliseyef@yandex.ru, Шифрин Б.М., shifrinb@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Важной задачей при использовании современного лесопильного оборудования является повышение его эксплуатационных характеристик. Один из необходимых шагов для этого – установка сканеров наличия металлических включений (металлодетекторов) на линии подачи пиловочника. Они помогают избежать простоя производственных линий, затрат на ремонт дорогостоящего оборудования и других потерь из-за сбоев, вызванных попаданием металлических предметов в производственное оборудование (стоимость одной профессиональной пилы может достигать до 500 евро), а также позволяют обеспечить выход готовой продукции без содержания в ней посторонних металлических включений. Особенно это актуально для европейской части России, так как в местах боев Второй мировой войны возрастной лес содержит много металлических включений.

На сегодняшний день одной из крупнейших компаний по производству оборудования малого и среднего лесопиления является Kallion Konepaja Oy [1]. Круглопильные бревнопильные станки KARA MASTER отвечают высоким стандартам по критериям безопасности, динамичности и эффективности. В данной статье в качестве объекта управления выбрана линия малого лесопиления на базе двух круглопильных станков KARA MASTER (рис. 1).

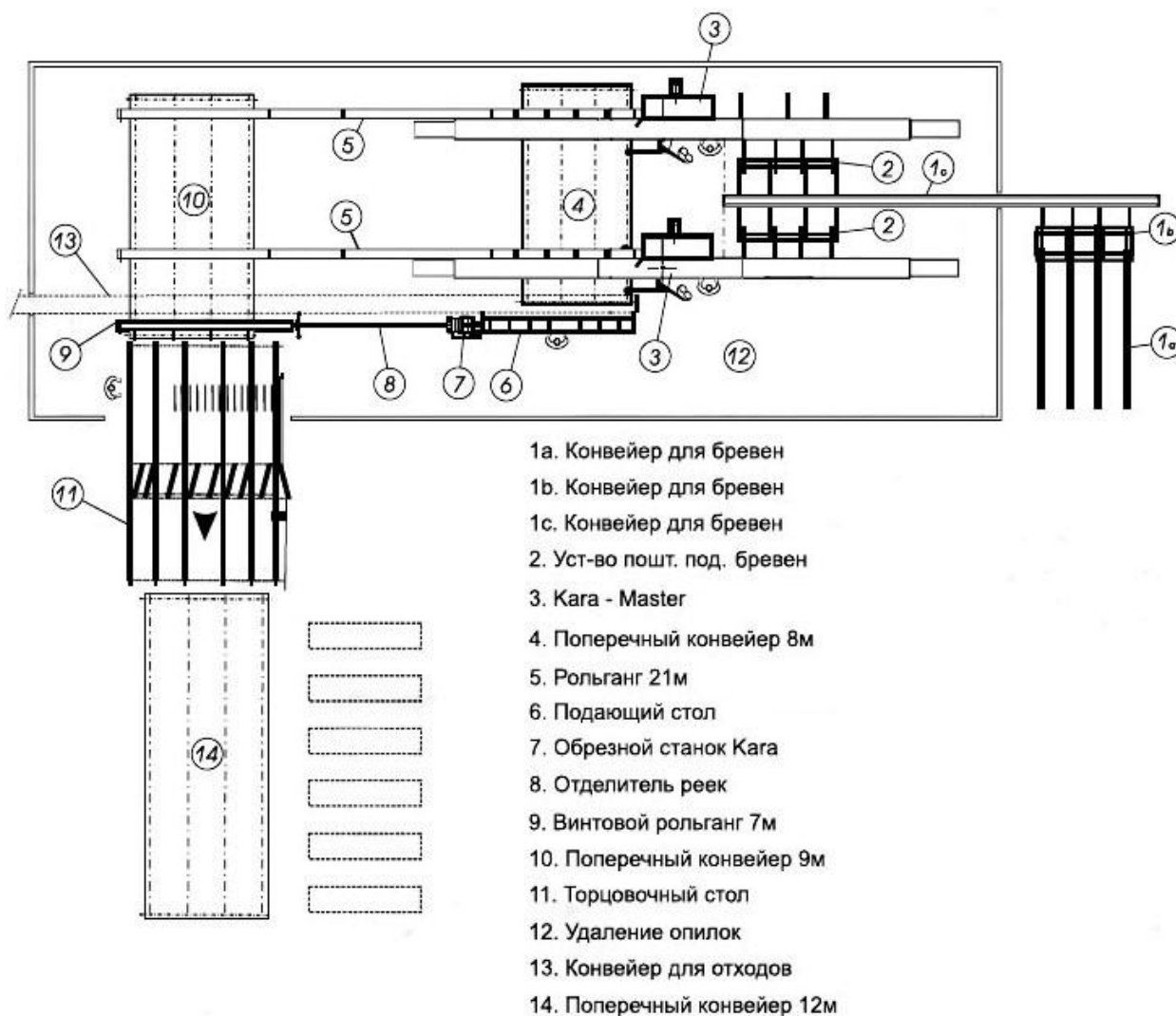


Рис. 1 - Технологическая схема лесопильного потока на базе двух станков KARA

Согласно технологической схеме, после прохождения бревном цепного конвейера, установленного снаружи цеха, оно передается на цепной конвейер, установленный перед станками KARA MASTER, далее с помощью устройства поштучной подачи бревен на свободный станок. Оператор станка производит визуальный осмотр бревна, определяет по диаметру тонкого конца способ раскроя бревна в соответствии с технологическим заданием. После этого согласно технологической карте выбирается программа, и бревно распиливается на горбыль, обрезные и необрезные доски. Оператор второго станка действует точно по такому же алгоритму. Далее обрезные пиломатериалы, поступают по рольгангу к гравитационному сбрасывателю, где под действием сил гравитации падают по наклонным направляющим к месту сортировки и укладки досок в пакеты. Непригодный к дальнейшей переработке горбыль отбрасывается на ленточный транспортер для удаления отходов, а из необрезных досок выпиливаются доски требуемой ширины, которые поступают на торцовочный станок.

Мы предлагаем модифицировать классическую схему таким образом, чтобы транспортируемый по конвейеру пиловочник проходил через проем

металлодетектора. При наличии посторонних металлических включений электронная система реагирует на их присутствие. При этом подающий конвейер останавливается. Сброс бревен, содержащих металл, происходит в специальный карман, расположенный за металлодетектором.

Для разработки модели логического управления металлодетектором и бревнотаской, представляющей собой конвейер, который осуществляет транспортировку бревна от зоны металлоискателя до зоны окорки или брака, предлагается использовать так называемую SWITCH-технология [2, 3], суть которой заключается в разработке функционального программного обеспечения для систем логического управления, на основе теории конечных детерминированных автоматов. Эту технологию, прекрасно зарекомендовавшую себя для управления различными объектами [4-9], предполагается внедрить для разработки моделей типизированного технологического процесса малого лесопиления.

Граф переходов системы логического управления металлодетектором (рис. 2) базируется на 5 основных состояниях:

0. **«ОЖИДАНИЕ БРЕВНА»**. Состояние, в котором металлодетектор пребывает в первый момент времени. В этом состоянии привод внутреннего конвейера устройства заблокирован, а сам датчик металлодетектора выключен.

1. **«ОБРАБОТКА БРЕВНА»**. Состояние, в которое металлодетектор переходит при наличии бревна в зоне подачи.

2. **«НАЛИЧИЕ МЕ ВКЛ»**. В это состояние металлодетектор переходит в случае регистрации в обрабатываемом бревне наличие металлических включений.

3. **«ОТСУТСТВИЕ МЕ ВКЛ»**. В это состояние металлодетектор переходит в случае регистрации факта отсутствия металлических включений в обрабатываемом бревне.

4. **«ВРЕМЕННАЯ БЛОКИРОВКА»**. В это состояние система может попасть в случае поступления сигнала от бревнотаски, которая блокируется сама и блокирует всю подсистему подачи бревен в лесопильный цех.

Дуги графа показывают, при каких условиях происходит смена состояний, а при каких – нет (так называемые петли). Рядом с дугами принято показывать, при каких входных воздействиях происходит данный переход, и какие при этом генерируются выходные сигналы.

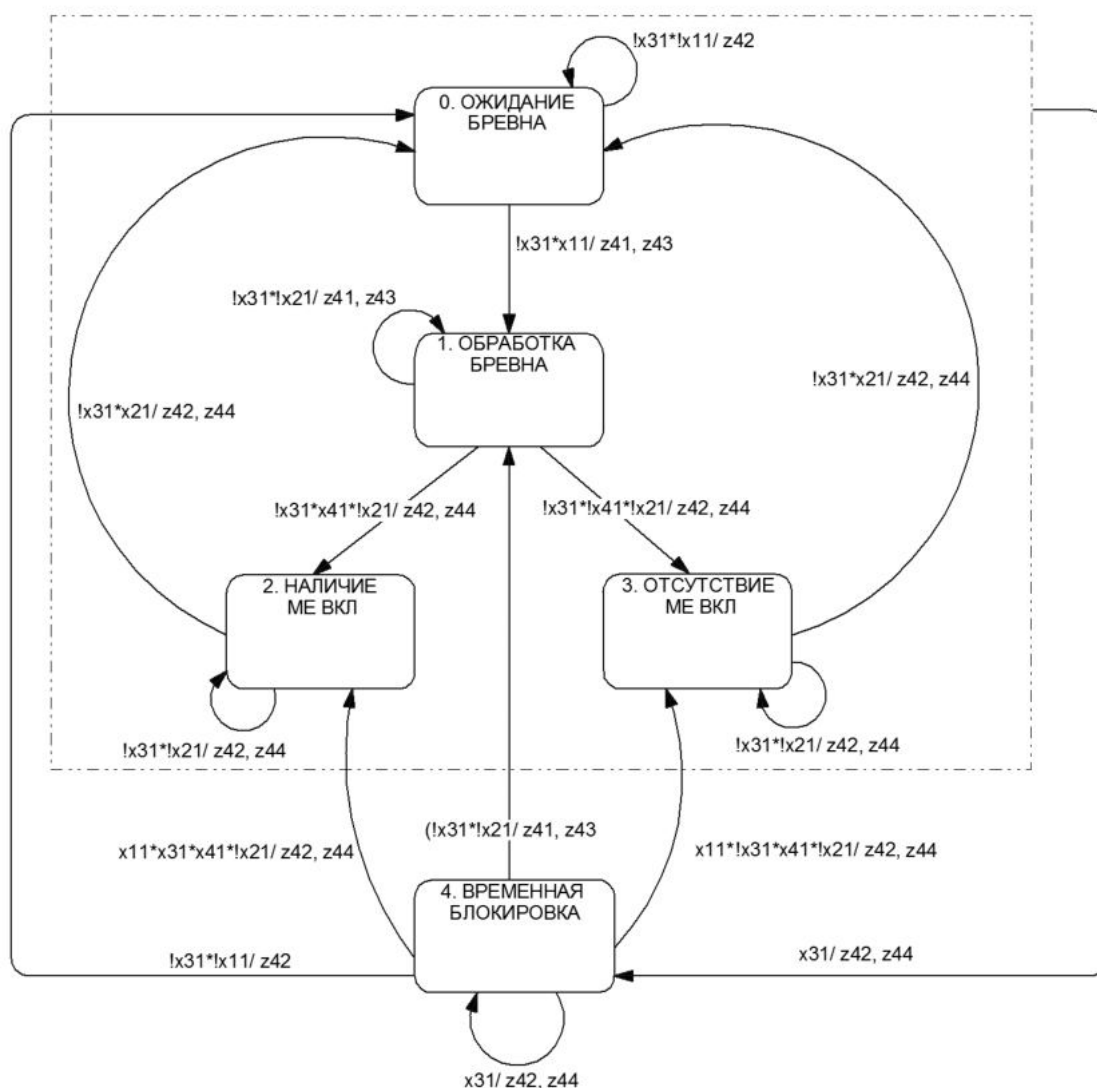


Рис. 2 - Граф переходов системы логического управления металлодетектором

В начальный момент времени управляющий автомат находится в состоянии «**ОЖИДАНИЕ БРЕВНА**», в этом состоянии привод внутреннего конвейера металлоискателя заблокирован (**z42**), датчик наличия/отсутствия металлических включений выключен (**z44**).

При поступлении сигнала о наличии бревна в зоне подачи (**x11**) управляющий автомат переходит в состояние «**ОБРАБОТКА БРЕВНА**». Изменяются выходные сигналы: происходит активация привода внутреннего транспортера металлоискателя (**z41**), и подается сигнал на включение датчика наличия/отсутствия металлических включений (**z43**).

Обработанное бревно поступает по внутреннему транспортеру к бревнотаске (**x21**), а автомат, управляющий работой металлоискателя, в зависимости от того, были ли найдены в бревне металлические включения, переходит либо в состояние «**НАЛИЧИЕ МЕ ВКЛ**», либо «**ОТСУТСТВИЕ МЕ ВКЛ**» соответственно. В одном из этих состояний автомат находится до момента фиксации события доставки бревна в зону окорки.

Вышеописанный режим работы справедлив в случае, если отсутствует блокировка бревнотаски, т.е. в конце бревнотаски нет бревна (**!x31**). В

противном случае (**x31**) система переходит в состояние «**ВРЕМЕННАЯ БЛОКИРОВКА**», выдавая команды на блокировку работы всех движущихся и приводных механизмов объекта управления. После снятия блокирующего сигнала бревнотаски по входу **!x31** система возвращается в то состояние, в котором находилась до момента блокировки.

Разрабатываемые на основе предлагаемого подхода модели позволяют автоматизировать получение управляющих программ для программируемых логических контроллеров, управляющих линией малого лесопиления, на базе которых строится преимущественно большинство систем управления, что в конечном итоге способствует повышению производительности и качества процесса лесопиления.

Библиографический список

1. Черных П.П. Технологический процесс лесопиления на базе однопильных круглопильных станков KARA // ЛеспромИнформ. 2003. №12. – С. 22-25.
2. Шалыто А.А. SWITCH-технология. Алгоритмизация и программирование задач логического управления. СПб.: Наука, 1998. – 698 с.
3. Поликарпова Н.И., Шалыто А.А. Автоматное программирование. СПб.: Питер. 2009. – 176 с.
4. Елисеев И.В. Основные положения автоматного проектирования систем логического управления объектами лесопромышленного комплекса // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2007. № 178. – С. 92-95.
5. Шифрин Б.М. Применение SWITCH-технологии для разработки логической модели управления процессом сушки шпона // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2008. № 185. – С. 186-194.
6. Шифрин Б.М. Применение SWITCH-технологии для разработки логической модели управления процессом загрузки шпона. Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2009. № 186. – С. 151-155.
7. Елисеев И.В., Пендриков Е.С. Особенности алгоритмического и программного моделирования систем управления деревообрабатывающим оборудованием // Современные проблемы лесозаготовительных производств, производства материалов и изделий из древесины: пиломатериалы, фанера, деревянные дома заводского изготовления, столярно-строительные изделия: материалы Международной научно-практической конференции 27-28 марта 2009 г. Т. 2. СПб.: ЛТА, 2009. – С. 83-90.
8. Елисеев И.В. Решение задачи автоматизации лесопильных линий с использованием автоматного подхода и SWITCH-технологии // Сборник материалов Международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов. СПбГЛТА. 2010. – С. 224-230.
9. Елисеев И.В., Шифрин Б.М., Соколова В.А. Разработка логических систем управления технологическими процессами лесопиления пиломатериалов. Системы. Методы. Технологии. 2018. № 4 (40). – С. 157-162.

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ КОЛЕЙНОСТИ НА ЛЕСНЫХ ДОРОГАХ

Зубова О.В., Тихомиров О.С., Бжеленко П.В. ok_z19@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова, г. Санкт-Петербург

Введение.

Ежегодно происходит увеличение интенсивности движения на автомобильных дорогах как общего пользования, так и на дорогах специального назначения. Возрастающие нагрузки приводят к большему износу дорожных одежд, а, следовательно, к разрушению полотна дороги. Одной из наиболее существенных деформаций, влияющих на безопасность движения, является колеиность.

Есть несколько причин возникновения колеи – это недостаточная прочность материала покрытия к износу, а также потеря прочности и сдвигоустойчивости в нижних слоях дорожных одежд и в грунтах активной зоны земляного полотна.

Теоретические предпосылки

Практика показывает, что разрушение верхнего слоя дороги происходит в процессе истирания поверхности в режиме торможения транспортного средства, что обусловлено достаточно большой скоростью, а также маневренностью автомобилей. Такой характер движения более распространен на дорогах общего пользования.

Колеиность лесных дорог возникает за счет применения все более мощных автопоездов с высокой нагрузкой на ось. Таким образом, на лесных дорогах колея образуется за счет сдвигов и деформаций в нижних слоях дорожных одежд и в земляном полотне. Это происходит чаще в весенне-осенний период при переувлажнении грунтов.

В этом случае ремонт покрытия дорожной одежды при образовании колеи дает кратковременный эффект, при этом экономически нецелесообразен, т.к. материалы для устройства дорожного покрытия являются наиболее дорогостоящими. Намного более продуктивным представляются меры по предупреждению колееобразования, т.е. на лесных дорогах меры по повышению прочности и сдвигоустойчивости земляного полотна и оснований дорожных одежд.

В настоящее время в рекомендациях по выявлению и устранению колеи на нежестких дорожных одеждах [1] предложены следующие мероприятия:

- расчет и конструирование дорожных конструкций (дорожной одежды и земляного полотна) с учетом накопления остаточной деформации в допустимых пределах;
- устройство верхних слоев покрытия из материалов с высокой сдвигоустойчивостью и сопротивлением износу, а слоев основания - из материалов с высоким сопротивлением структурным разрушениям и образованию остаточных деформаций;

- использование армированных слоев в покрытиях и жестких слоев в основаниях;

- устройство земляного полотна из дренирующих материалов;

- устройство дренажей и систем отвода воды.

Для обеспечения дренируемости земляного полотна, а также для увеличения жесткости земляного полотна и нижних слоев дорожной одежды целесообразно применять шламогрунты – местные грунты, укрепленные нефелиновым шламом. Исследования [2] показывают, что шламогрунты – это пористые материалы, обладающие высокой по сравнению с неукрепленными грунтами прочностью, способные к частичному самовосстановлению при разрушении. Их характеристики позволяют предположить высокую устойчивость к сдвиговым напряжениям.

Выводы

1. Грунты земляного полотна, укрепленные нефелиновым шламом, теоретически будут обладать высокими физико-механическими показателями за счет образования центров кристаллизации в структуре материала. Повышение прочности и сдвигоустойчивости дорожного основания повысит эксплуатационные качества и срок службы лесных дорог.

2. Использование в качестве стабилизирующего земляное полотно материала нефелинового шлама, являющегося отходом производства, незначительно повысит стоимость дорожного строительства. При этом достигается существенная экономия дорогостоящих материалов покрытия, как при новом строительстве за счет уменьшения толщины конструктивного слоя покрытия, так и при проведении средних и капитальных ремонтов за счет уменьшения колееобразования.

Библиографический список

1. Рекомендации по выявлению и устранению колеи на нежестких дорожных одеждах. Часть 3./ Утверждено распоряжением Росавтодора № ОС-556-р от 24.06.2002./ <http://docs.cntd.ru/document/1200030624>
2. Зубова О.В., Кулик Д.М., Луговой В.И., Силецкий В.В. Исследование смесей нефелинового шлама с различными компонентами – заполнителями в качестве материалов для строительства лесных дорог. В сборнике по итогу конференции Института леса и природы пользования «Актуальные вопросы в лесном хозяйстве» с.155-158.

ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕВОЗКИ ЩЕПЫ ИЗ ЛЕСОСЕКИ АВТОТРАНСПОРТОМ

Ильюшенко Д.А., dilium@yandex.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова

Локштанов Б.М., blokshtanov@mail.ru; Орлов В.В., artictvetal1987@gmail.com

Федеральное государственное казенное военное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Военную академию связи имени Маршала Советского Союза С.М.Буденного» Министерства обороны Российской Федерации

В последнее время большое внимание в России уделяется производству щепы из лесосечных отходов, низкокачественной древесины, отходов лесопиления, отходов строительных материалов, тары и другой древесной продукции и перевозки щепы к котельным установкам и предприятиям ЦБП. Щепа различается по породам, по плотности, по размерам (фракционному составу), влажности и по назначению. Из лесосечных отходов и не обработанной низкокачественной древесины возможно производить топливную щепу. Из отходов лесопиления, а также обработанной низкокачественной древесины, производят технологическую щепу.

Объемы лесосечных отходов и НКД зависят от объема заготовок, состава древостоя, бонитета и т.д. По данным таксации лесосечные отходы составляют 18-25%, что при годовой заготовке в РФ 190 ~ 200 млн.пл.м³. С учетом того, что часть лесосечных отходов, около 50%, уходит на укрепление волоков, то расчетные 20 млн.пл.м³ в год лесосечных отходов могут служить сырьем для производства топливной щепы. В настоящее время в РФ на некоторых лесозаготовительных предприятиях производят топливную щепу из лесосечных отходов, но эти объемы не превышают 2 млн.пл.м³ в год [1], что для такой большой лесной страны как РФ – очень мало. Это в первую очередь связано с большими затратами труда на сбор лесосечных отходов, рубку их на щепу и трудностями перевозки полученной щепы автотранспортом по лесным дорогам.

Что касается низкокачественной древесины (НКД), то ее объемы зависят от соотношения в заготовках хвойной и лиственной древесины и оцениваются величиной 20-25%. С учетом годового объема заготовок по РФ количество НКД может достигать 40-50 млн.м³. Спрос на НКД у потребителей древесины практически отсутствует и поэтому использование ее лесозаготовителями затруднено и становится большой проблемой.

Нами разработаны технологические процессы производства топливной щепы на лесосеке из лесосечных отходов и НКД и способы повышения эффективности перевозки такой щепы. Предлагается два варианта производства щепы, которые основаны на заготовке древесины сортаментами и использование промежуточного склада – терминала, который расположен на ветке или магистрали.

Вариант 1. Лесосечные отходы и НКД, расположенные возле волоков после работы харвестера, собирает форвардер, снабженный дополнительными съемными стойками для трелевки такого вида груза. Этот груз форвардер трелюет до верхнего склада, разгружает его и формирует кучу. Сюда подъезжает щеповоз типа ЛТ-7А, снабженный манипулятором, перегружает груз в кузов и перевозит на промежуточный склад – терминал. Груз разгружает в кучу, возле которой находится мобильная рубительная машина, которая рубит лесосечные отходы и НКД на топливную щепу. Погрузчиком типа Liebherr формируют кучу щепы высотой 5-6 метров или перегружают щепу в автощеповоз с объемом кузова 90-100м³. При расчетной заготовке сортиментов 250 тыс.пл.м³ в год расчетный объем лесосечных отходов и НКД на терминале составит около 80 тыс.пл.м³ в год. На терминале одна рубительная машина производительностью от 30пл.м³ в час и работы в две смены обеспечивает выработку щепы из указанного объема отходов. Отгрузка щепы на щеповозы большого объема кузова позволяет перевозить щепу на расстояние до 250 км (с экономической выгодой).

Вариант 2. По этому варианту сбор лесосечных отходов и НКД и их трелевку до пункта погрузки производят как и по варианту 1. К куче лесосечных отходов и НКД направляют рубительную машину и щеповоз ЛТ-7А (без манипулятора). Нарубленную щепу ЛТ-7А перевозит на терминал, разгружает ее и направляется к другой бригаде (к другой куче), куда подъезжает мобильная рубительная машина. Процесс повторяется. На терминале происходит только перевалка щепы с помощью погрузчика на большеобъемные щеповозы. По варианту 2 требуется уже две рубительные машины, так как много времени затрачивается на переезд машины от одной бригады к другой (при производстве 80тыс.пл.м³ щепы в год).

Первый вариант является более предпочтительным, так как требуется меньше механизмов.

Нами предлагается на терминале производить и технологические операции, позволяющие улучшить качество вырабатываемой щепы: очистить щепу от минеральных примесей и снизить ее влажность. Предлагается устройство, включающее рубительную машину, сортировку щепы и центрифугу, смонтированные на одной мобильной установке [2,3], позволяющее снизить содержание минеральных включений в щепе с 8% до 1,5% за счет удаления мелкой фракции с мусором и снизить влажность щепы с 100-120% (абс.) до 35-40% за счет удаления основной массы свободной влаги[4]. Кроме того, предлагается на щеповозах установить вибраторы, которые уплотняют щепу с коэффициента полндревесности 0,36 при засыпке в кузов до 0,55 от вибрации [5], увеличивая плотный объем щепы в кузове в 1,4 – 1,5 раза. Разгрузка такой щепы происходит при включенных вибраторах или применении транспортеров или стокеров, расположенных на дне кузова.

Библиографический список

1. Система производства топливной щепы из лесосечных отходов. Патент на полезную модель № 129355 Оpubл. 27.06.2013 в бюл. № 18

2. Устройство для изготовления топливной щепы из лесосечных отходов. Патент на полезную модель № 141391 Оpubл. 10.06.2014 в бюл. № 16
3. Проектирование лесозаготовительных производств: учебное пособие для бакалавров направления подготовки 35.03.02 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств» / Б.М. Локштанов [и др.]: СПбГЛТУ, 2015. – 80 с.
4. Коновалов Д.С., Локштанов Б.М. Повышение качественных показателей щепы из лесосечных отходов // Актуальные проблемы развития лесного комплекса: материалы Международной научно–технической конференции. – Вологда: ВоГУ, 2017. 110 – 114 с.
5. Локштанов Б.М., Теппоев А.В., Бачериков И.В., Тарасов И.И., Невзоров В.Н. Уплотнение щепы вибрацией // Актуальные проблемы развития лесного комплекса: материалы Международной научно–технической конференции. – Вологда: ВоГУ, 2015. 133 – 136 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОЛОЧЕК ТЕХНИЧЕСКИХ МЫШЦ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА

Кизилов А.Б.

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Технические мышцы (ТМ), изначально созданные как приводные элементы промышленных и специальных роботов, могут найти широкое применение и в машинах и оборудовании лесного комплекса. Во многих случаях ТМ могут успешно заменить традиционный гидравлический привод [1]. Однако, если необходимое быстродействие обеспечивается применением так называемой "холодной десорбции", то прочие характеристики ТМ зависят в основном от свойств их оболочек.

В приводных оболочковых элементах технических мышц применяются два основных принципа построения: введение нерастяжимых гибких тяг и использование внешней анизотропной структуры оплетки.

Первое направление, позволившее достичь продольного сокращения оболочки до 10%, характеризуется невысоким рабочим ресурсом, что связано со значительными деформациями упругого внутреннего слоя.

Второй метод, обеспечивающий продольное сокращение до 30%, более технологичен. Использование однородной оплетки повышает ресурс и прочность оболочки. Это дает возможность работать на высоких давлениях, что улучшает удельные силовые характеристики ТМ. Таким образом, преимущества использования оплеточных анизотропных оболочек определили направление исследований. Были изучены три типа кордовых оплеток, выполненных посредством вязки, плетения и комбинированного метода "Шармэ". Выбор типа оболочки определяется конкретными требованиями к ТМ и условиями ее работы.

С целью аналитического описания оболочки представим систему "эластомерный цилиндр - анизотропная оплетка" эквивалентной гипотетическому упругому цилиндру, выполненному из условного цельного

материала, характеризуемого приведенным коэффициентом Пуассона μ_x [2]. Величина указанного коэффициента зависит от степени деформации ТМ:

$$\mu_x = \frac{x_{np.} - 1}{x_{np.} - r_{np.}}, \quad (1)$$

где $x_{np.}$ и $r_{np.}$ - приведённая длина и приведённый радиус ТМ, то есть кратность изменения длины и радиуса оболочки соответственно.

Анализ геометрических и силовых связей в указанной оболочке позволяет получить на основе теории упругости следующую барогеометрическую зависимость:

$$q = \frac{Eh_0(x_{np.} - 1)(x_{np.} - r_{np.})(2r_0r_{np.} - h_0)}{(r_0r_{np.} - h_0)^2(2 - 3x_{np.} + r_{np.})}, \quad (2)$$

где q - внутреннее давление; E —модуль Юнга; h_0 , r_0 - толщина стенки упругого цилиндра и его наружный радиус в исходном состоянии.

Связь между изменением радиуса и продольным сокращением непосредственно определяется анизотропной структурой кордовой оболочки. Так, для плетеной оболочки с ромбическим рисунком плетения:

$$r_{np.} = \frac{(1 - x_{np.}^2 \cos^2 \alpha_0)}{\sin \alpha_0}, \quad (3)$$

где α_0 - угол между касательной к стороне ромбического элемента оплетки и линией на поверхности оболочки параллельной оси ТМ в исходном состоянии.

Величина предельного сокращения ТМ определяется из условия достижения максимального внутреннего объема:

$$x_{np.\min} = \frac{\sqrt{3}}{3 \cos \alpha_0}, \quad (4)$$

Соответственно, для увеличения "хода" технической мышцы необходимо выбрать возможно меньший начальный угол. Поскольку значение начального угла ограничивается толщиной нитей, целесообразно использовать для плетения нитей особо прочные материалы, такие как кевлар (предел прочности $\sigma_B = 3640$ МПа).

При создании технической возникает необходимость подбора газа, слабо проникающего через стенку эластомерной трубки. В общем случае проницаемость газа через стенку возможна по двум механизмам: диффузия через поры материала и растворение газа в материале стенки, диффузия через материал и испарение с внешней стороны стенки. В рассматриваемом случае материал не пористый и лимитирующим оказывается второй механизм, первый этап которого — растворение — является экспоненциальной функцией свободной энергии растворения, которая увеличивается с повышением размера

молекулы, так как требуется большая энергия для образования “кавиты” в материале. Также она увеличивается с увеличением разности полярностей фаз. Вторая стадия диффузия также замедляется с увеличением размера молекулы, причем в данном случае размер молекулы влияет как на преэкспоненту, так и на энергию активации экспоненциальной формулы коэффициента диффузии. Поскольку при создании "быстрых" ТМ необходимо выбирать химически стойкий газ с молекулами, обладающими наибольшим дипольным моментом, рациональным представляется пара "аммиак - упругие оболочки из модификации изопренового каучука КИП-13.

Таким образом, для обеспечения эффективной работы в машинах и оборудовании лесного комплекса в ТМ целесообразно использовать две коаксиальных оболочки: внешнюю анизотропную из кевларовых нитей и минимальным начальным углом плетения, а также внутреннюю эластомерную, выполненную из изопренового каучука.

Библиографический список

1. Кизилев А.Б. Перспективы внедрения технических мышц в машины и оборудование лесного комплекса//Сборник статей по материалам научно-технической конференции института технологических машин и транспорта леса по итогам научно-исследовательских работ 2017 г. -СПб.:СПбГЛТУ, 2018. № 1, с. 184-191.
2. Черных К.Ф. Введение в анизотропную упругость. -М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1988. -192 с.

ВЫВОД МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ РАДИАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Котенев Е.В., kotenew@bk.ru, Григорьев Г.В., vtl-lta@mail.ru,
Дмитриева И.Н., IN2907@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

При решении задач по оценке колеобразования и тягово-сцепных свойств лесных машин проводится расчет осадки почвогрунта под воздействием движителя [1] – [5], для этого численно решается уравнение вдавливания штампа в деформируемое полупространство, например [2] – [4], [6] – [8]:

$$h = \frac{p_s}{p_s - p} \cdot \frac{abJp}{\sqrt{E^2 - JpE}} \operatorname{arctg} \frac{(H - h)E}{ab\sqrt{E^2 - JpE}} \quad (1),$$

где E – модуль общей деформации почвогрунта, J – параметр, характеризующий соотношение ширины b и длины l штампа, a – параметр, учитывающий мощность полупространства H , p – среднее давление по пятну контакта, p_s – несущая способность почвогрунта.

Параметры уравнения (1) рассчитываются по формулам [2] – [4], [6] – [10]:

$$J = \frac{0,03b + l}{0,6b + 0,43l} \quad (2),$$

$$a = 0,64 \left(1 + \frac{b}{H} \right), \quad (3)$$

$$p = \frac{G_w}{bl} \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_s = p_{s0} \alpha_z \\ p_{s0} = 0,5K_1 N_1 \gamma b + N_2 \gamma h + K_3 N_3 C \\ K_1 = \frac{l}{l + 0,4b}; K_3 = \frac{l + b}{l + 0,5b} \\ N_1 = \frac{1 - S^4}{S^5}; N_2 = \frac{1}{S^2}; N_3 = \frac{2(1 + S^2)}{S^3}; S = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \\ \alpha_z = 1 + \frac{H_\varphi h}{2H \cdot (H - h - 0,25H_\varphi)}; H_\varphi = \frac{\sqrt{2}}{2} \exp \left[\left(\frac{\pi}{4} + \frac{3\varphi}{4} \right) \tan \frac{3\varphi}{4} \right] b \cos \frac{3\varphi}{4} \operatorname{tg} \varphi \end{array} \right. , \quad (5)$$

где G_w – нагрузка на движитель, p_{s0} – несущая способность полупространства с неограниченной мощностью, α_z – коэффициент, учитывающий мощность деформируемого слоя полупространства, K_1, K_3 – коэффициенты, учитывающие соотношение сторон штампа, N_1, N_2, N_3 – коэффициенты, учитывающие внутреннее трение частиц почвогрунта, φ – угол внутреннего трения частиц почвогрунта, C – удельное сцепление частиц почвогрунта, γ – удельный вес почвогрунта, S, H_φ – вспомогательные обозначения.

Реологические свойства почвогрунта учитываются введением поправочных коэффициентов к несущей способности, определяемых на основе экспериментальных данных о деформировании почвогрунтов по времени [11]. Для учета неоднородности строения почвогрунта предложен подход, основанный на подборе модуля деформации и несущей способности для неоднородного массива почвогрунта, сжатие и осадка которого эквивалентны сжатию и осадке однородного массива [12], [13].

В уравнениях (1) – (5) присутствуют две величины, зависящих от геометрии пятна контакта движителя с почвогрунтом – ширина b и длина пятна l .

Для эластичных колесных движителей лесных машин b и l определяются по формулам [6], [8], [9]:

$$b = B + \frac{10h_z h}{1 - h + H_T - h_z} \quad (6)$$

$$l = \sqrt{dh_z - h_z^2} + \sqrt{d(h + h_z) - (h_z + h)^2}, \quad (7)$$

где B – ширина шины, H_T – высота шины, h_z – радиальная деформация шины, d – диаметр колеса, h_z – радиальная деформация колеса.

Обратим внимание, что, с учетом эластичности движителя, в уравнениях появляется еще один независимый параметр – радиальная деформация колеса

h_z . Его наличие осложняет поиск численного решения уравнения (1). При заданных значениях физико-механических свойств почвогрунта (E, C, φ, γ, H) и движителя (B, d, H_T, p_w, G_w), которые относятся к исходным данным, в уравнении (1) присутствует две неизвестные величины – h и h_z .

Исключим из уравнений дополнительный параметр – радиальную деформацию колеса h_z . Отметим, что такой подход использовался и ранее [7], [8], [14], однако вспомогательные уравнения были получены для диапазонов параметров движителя и почвогрунта, не покрывающих в полной мере возможный спектр их варьирования. Используем эмпирическое уравнение, связывающее деформацию колеса и среднее давление по пятну контакта [6]:

$$p = \frac{p_w + p_0}{2} \cdot \frac{\pi h_z}{B} \left(\frac{B}{H_T} + \frac{3H_T}{B} \right) \left(1 - \frac{h_z}{B} \right), \quad (8)$$

где p_w – давление в шине, p_0 – давление по пятну контакта движителя с недеформируемой опорной поверхностью, G_w – нагрузка на колесо.

Давление по пятну контакта колеса с недеформируемой опорной поверхностью найдем по уравнениям (4), (6), (7) при $h = 0$:

$$p_0 = \frac{G_w}{B \sqrt{dh_{z0} - h_{z0}^2}}, \quad (9)$$

где деформация h_{z0} определяется уравнением Хейдекеля [6]:

$$h_{z0} = \frac{G_w}{\pi p_w \sqrt{Bd}}. \quad (10)$$

На основании формул (4), (6) – (10) получаем уравнение:

$$\frac{G_w}{\left(B + \frac{10h \cdot h_z}{1 - h + H_T - h_z} \right) \left(\sqrt{dh_z - h_z^2} + \sqrt{d(h + h_z) - (h_z + h)^2} \right)} = \left(\frac{p_w}{2} + \frac{G_w}{2B} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{dG_w}{\pi p_w \sqrt{Bd}} - \left(\frac{G_w}{\pi p_w \sqrt{Bd}} \right)^2}} \right) \cdot \frac{\pi h_z}{B} \left(\frac{B}{H_T} + \frac{3H_T}{B} \right) \left(1 - \frac{h_z}{B} \right). \quad (11)$$

Теперь обратим внимание, что в уравнение (11) входят параметры G_w, p_w, B, d, H_T , которые отнесем к исходным данным, и неизвестные h, h_z . Найти точное замкнутое решение уравнения (11) относительно h_z не представляется возможным, в связи с чем проанализируем численное решение. Нами выполнена серия расчетов при варьировании параметров в пределах, характерных для лесных машин: $G_w = 0,015 \dots 0,065$ МН, $B = 0,6 \dots 0,8$ м, $d = 1,2 \dots 1,8$ м, $H_T = 0,3 \dots 0,6B$, $p_w = 0,1 \dots 0,75$ МПа, $h = 0 \dots 0,5$ м. Результаты расчетов обработаны при помощи метода наименьших квадратов, в результате

получено уравнение, практически функционально точно ($R^2 \approx 0,99$) связывающее радиальную деформацию h_z [м] с параметрами G_w, p_w, B, d, H_T, h (размерности соответствуют указанным выше):

$$h_z = 0,0645 \sqrt[3]{\frac{BG_w^2}{h^{0,75} dp_w^2}}. \quad (12)$$

Благодаря формуле (12), радиальная деформация h_z исключается из независимых факторов, следовательно, осадка почвогрунта h под воздействием колесного движителя по уравнению (1) однозначно определяется входными данными математической модели: E, H, C, φ, γ (свойства почвогрунта), B, d, H_T, p_w, G_w (свойства движителя).

Библиографический список

1. Рудов С.Е., Хитров Е.Г., Рудов М.Е., Устинов В.В. Расчет тяговых и сцепных свойств колесного скиддера с использованием данных зарубежных коллег. Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 1 (12). С. 223-228.
2. Хитров Е.Г., Бартенев И.М. Расчет глубины колеи колесного движителя лесных тракторов на склонах. Лесотехнический журнал. 2016. Т. 6. № 4 (24). С. 233-239.
3. Хитров Е.Г., Хахина А.М., Дмитриева М.Н., Песков В.Б., Григорьева О.И. Уточненная модель для оценки тягово-сцепных свойств колесного движителя лесной машины. Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2016. № 217. С. 108-119.
4. Ivanov V., Stepanishcheva M., Khitrov E., Iliushenko D. Theoretical model for evaluation of tractive performance of forestry machine's wheel. В сборнике: International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 18. 2018. С. 997-1003.
5. Хитров Е.Г., Боровский П.С. Оценка тягово-сцепных свойств малогабаритных трелевочных тракторов. В сборнике: Сборник статей по материалам научно-технической конференции института технологических машин и транспорта леса по итогам научно-исследовательских работ 2018 года отв. ред. В.А. Соколова. Санкт-Петербург, 2019. С. 100-109.
6. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. -232 с.
7. Песков В.Б. Совершенствование моделей для оценки колееобразования и уплотнения почвогрунтов под воздействием движителей колесных лесных машин. Автореферат дисс... канд. техн. наук. Архангельск: С(А)ФУ, 2018. 20 С.
8. Хитров Е.Г. Повышение эффективности трелевки обоснованием показателей работы лесных машин при оперативном контроле свойств почвогрунта. Автореферат дис. ... кандидата технических наук / Сев. (Арктический) федер. ун-т. Архангельск, 2015
9. Ларин В.В. Методы прогнозирования опорной проходимости многоосных колесных машин на местности: дисс. . докт. техн. наук: 05.05.03.-М., 2007.- 530 с.
10. Хитров Е.Г., Божбов В.Е., Ильюшенко Д.А. Расчет несущей способности лесных почвогрунтов под воздействием колесных движителей. Системы. Методы. Технологии. 2014. № 4 (24). С. 122-126.
11. Калистратов А.В., Иванов В.А., Коротков Р.К., Хитров Е.Г., Григорьев Г.В. Исследование коэффициента фильтрации лесной почвы (случай дерново-подзолистой почвы). Системы. Методы. Технологии. 2014. № 2 (22). С. 190-193.
12. Казаков Д.П., Песков В.Б., Хитров Е.Г., Андронов А.В. Решение задачи о вдавливании штампа в неоднородное полупространство неограниченной толщины. В сборнике: Леса России: политика, промышленность, наука, образование Материалы третьей международной научно-технической конференции. Под редакцией В.М. Гедьо. 2018. С. 174-177.

13. Хитров Е.Г., Песков В.Б., Казаков Д.П., Божбов В.Е., Степанищева М.В. Метод решения задачи о вдавлении штампа-двигателя в неоднородный массив грунта. Системы. Методы. Технологии. 2018. № 2 (38). С. 116-120.

14. Дмитриева М.Н. Моделирование взаимодействия колесного двигателя малогабаритных лесных машин со слабонесущим грунтом. Автореферат дисс... канд. техн. наук. Архангельск: С(А)ФУ, 2018. 20 С.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПАРАМЕТРЫ ДВИЖИТЕЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ КОЛЕСНЫХ ФОРВАРДЕРОВ

Котенев Е.В., kotenev@bk.ru Григорьев Г.В., vtl-lta@mail.ru,

Дмитриева И.Н., IN2907@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

На сегодняшних день рынок техники предлагает лесозаготовителям широкий ассортимент колесных форвардеров, основные производители – это фирмы John Deere, Ponsse, Komatsu; представлена техника производства Caterpillar, HSM Timberpro, Logset, Prosilva, Амкодор [1]. Проанализируем взаимосвязи характеристик современных форвардеров. Материалом служат сведения веб-сайта [2].

На рис. 1 представлена зависимость грузоподъемности форвардеров L от веса машины без груза W_0 .

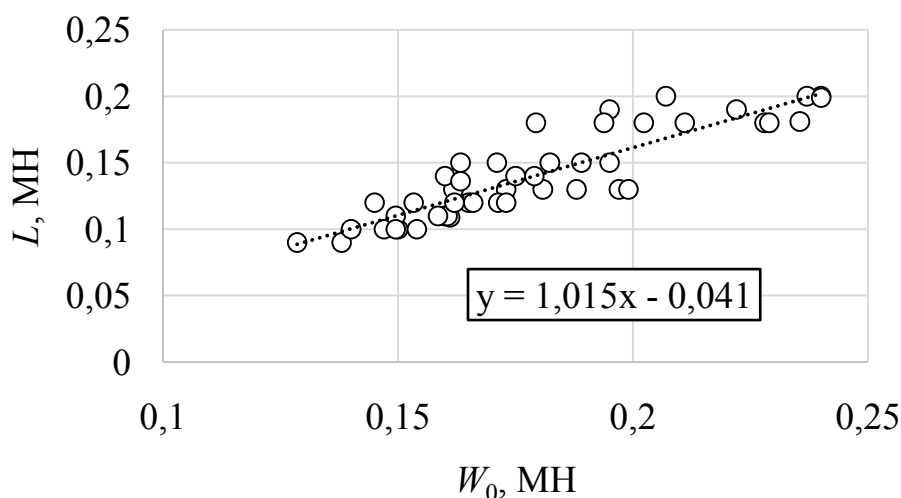


Рис. 1 – Зависимость грузоподъемности колесных форвардеров от веса машины

Вес форвардеров W_0 варьируется в пределах 0,125-0,25 МН (12,5-25 т), грузоподъемность L изменяется от 0,1 до 0,2 МН (10-20 т). Таким образом, вес груженого тяжелого форвардера может достигать 0,45 МН (45 т).

Обработка данных показывает, что грузоподъемность L [МН] связана с весом машины W_0 [МН] линейной зависимостью:

$$L = 1,015W_0 - 0,0417. \quad (1)$$

График на рис. 2 иллюстрирует зависимость максимального веса машины с грузом W , представляющего собой сумму:

$$W = W_0 + L. \quad (2)$$

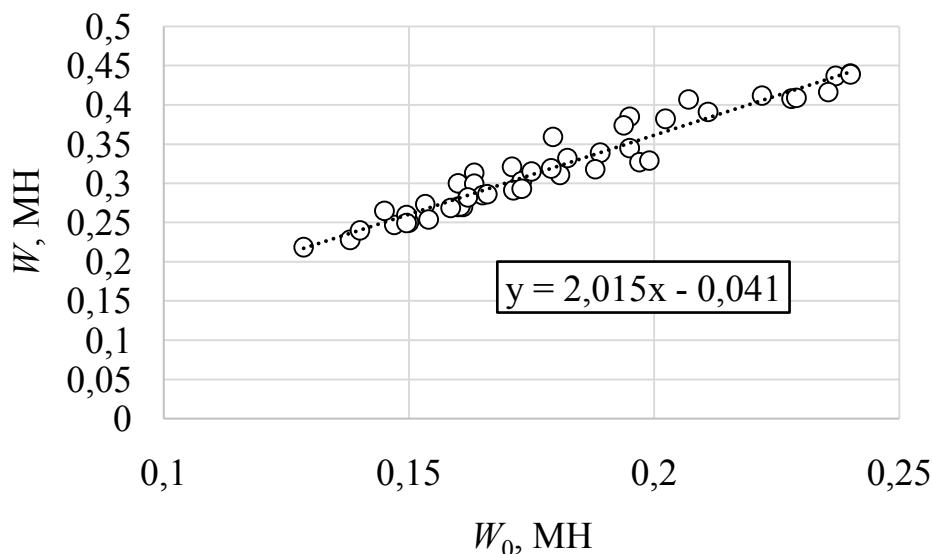


Рис. 2 – Зависимость веса при полной загрузке колесных форвардеров от веса машины
Данные с высокой точностью описываются линейным уравнением:

$$W = 2,015W_0 - 0,0417. \quad (3)$$

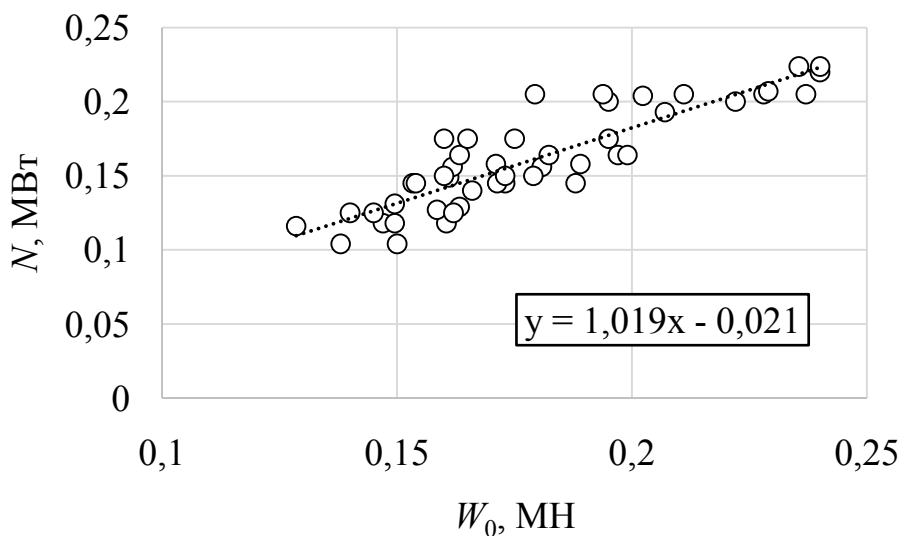


Рис. 3 – Зависимость мощности двигателя колесных форвардеров от веса машины

Сопоставление сведений о мощности двигателя N [МВт] и весе машины W_0 [МН] (рис. 3) показывает, что между этими величинами присутствует линейная связь, описываемая уравнением:

$$N = 1,0191W_0 - 0,0214. \quad (4)$$

По всему модельному ряду ширина колеса B изменяется в пределах от 600 до 780 мм, диаметр колеса d – в пределах от 1170 до 1900 мм. Анализ сведений о геометрических параметрах движителей форвардеров показывает, что чаще

всего машины оснащаются колесами с шириной B 690-710 мм и диаметром d 1333-1340 мм (рис. 4, 5).

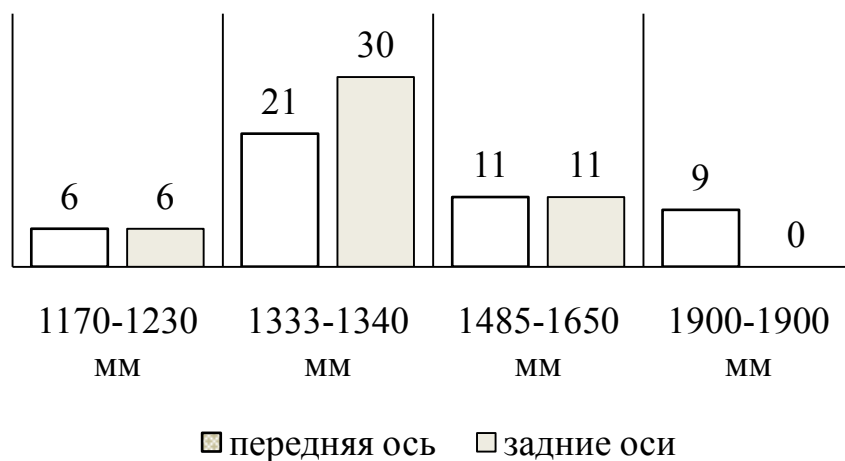


Рис. 4 – Частота оснащения форвардеров шинами по диаметру

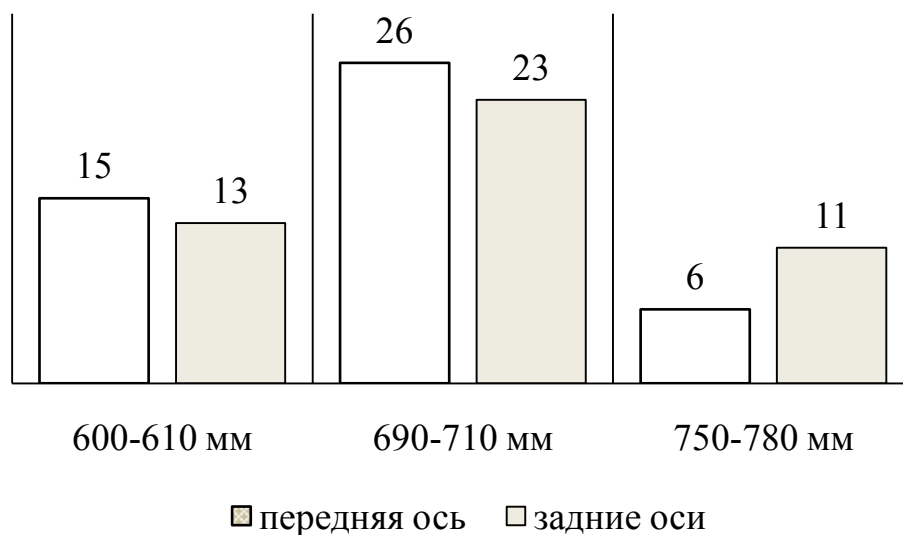


Рис. 5 – Частота оснащения форвардеров шинами по ширине

Полученные уравнения связей мощности двигателя, грузоподъемности с весом, могут использоваться при разработке программы для автоматизированного расчета показателей форвардерной трелевки. Установленные границы изменения эксплуатационных характеристик машин и результаты анализа геометрических параметров движителей могут использоваться для уточнения диапазона исходных данных при проведении вычислительных экспериментов по исследованию показателей взаимодействия техники с лесными почвогрунтами, методика проведения которых изложена в работах [1], [3], [4], [5]; при необходимости рассчитать изменение фильтрационных свойств грунтов, вызванное циклической нагрузкой со стороны движителя, следует использовать сведения [1], [6].

Библиографический список

1. Хитров Е.Г. Повышение эффективности трелевки обоснованием показателей работы лесных машин при оперативном контроле свойств почвогрунта. Автореферат дис. ... кандидата технических наук / Сев. (Арктический) федер. ун-т. Архангельск, 2015.
2. <https://www.deere.com/en/forwarders/> [веб-сайт компании John Deere, раздел «Forestry», сравнение характеристик форвардеров с конкурентами, дата обращения: 01.10.2019 г.]
3. Рудов С.Е., Хитров Е.Г., Рудов М.Е., Устинов В.В. Расчет тяговых и сцепных свойств колесного скиддера с использованием данных зарубежных коллег. Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 1 (12). С. 223-228.
4. Хитров Е.Г., Бартенев И.М. Расчет глубины колеи колесного движителя лесных тракторов на склонах. Лесотехнический журнал. 2016. Т. 6. № 4 (24). С. 233-239.
5. Хитров Е.Г., Хахина А.М., Дмитриева М.Н., Песков В.Б., Григорьева О.И. Уточненная модель для оценки тягово-сцепных свойств колесного движителя лесной машины. Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2016. № 217. С. 108-119.
6. Калистратов А.В., Иванов В.А., Коротков Р.К., Хитров Е.Г., Григорьев Г.В. Исследование коэффициента фильтрации лесной почвы (случай дерново-подзолистой почвы). Системы. Методы. Технологии. 2014. № 2 (22). С. 190-193.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Кретинин В.И., kvi_1960@mail.ru, Теппоев А.В., avt01@inbox.ru,

Кривоногова А.С., kas.spb.lta@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы взаимодействия режущих элементов лесохозяйственных машин с почвой и древесно-кустарниковой растительностью. По результатам экспериментальных исследований при упрочнении почворежущих элементов рекомендуется использовать газопламенное напыление износостойких покрытий из самофлюсующихся сплавов.

Введение.

Главная задача расчистки лесных площадей состоит в обеспечении комплексной механизации работ в целях создания и обустройства необходимого количества посадочных мест, противопожарных разрывов и просек, трасс под осушительные каналы, линии электропередач и лесные дороги, площадей под лесные питомники. При лесовосстановлении основными препятствиями для работы машин и орудий являются пни, крупные корни, порубочные остатки древесины, валежник, неликвидная древесина, мелкоколесье, кустарник и каменистость почв. Работы по расчистке на лесных землях могут проводиться несколькими способами: отдельным удалением наземной части древесной растительности и корневой системы; удалением древесно-кустарниковой растительности вместе с корневой системой (на грунтах с каменистыми включениями); фрезерованием кустарника и пней вместе с почвой.

Применяемые для этих целей почвообрабатывающие машины и орудия в ряде случаев не обеспечивают надлежащего качества выполняемых работ из-за быстрого затупления режущих элементов (лемехов, лап, дисков, ножей и др.). Одним из наиболее эффективных путей повышения долговечности режущих рабочих органов лесохозяйственных машин, взаимодействующих с почвой и древесно-кустарниковой растительностью, является использование их биметаллической рабочей части, позволяющей реализовать эффект самозатачивания.

Цель исследования. Теоретически обосновать выбор материала покрытий при упрочнении режущих деталей рабочих органов лесохозяйственных машин газопламенным напылением.

Методика исследования. Особенности условий эксплуатации почвообрабатывающих машин и орудий в лесном хозяйстве существенно влияют на долговечность их основных узлов и деталей, особенно на ресурс рабочих органов (лемехов, ножей, дисков) и на срок службы машин и орудий в целом. В связи с этим возникает необходимость изыскания путей повышения ресурса рабочих органов лесохозяйственных машин, работающих в условиях абразивного износа и ударных нагрузок, что в особенности характерно для почв Северо-Западного региона. В зависимости от состава и физико-механических свойств почвы оказывают различное изнашивающее воздействие на детали почвообрабатывающих машин. На лесных почвах, содержащих щебнисто-каменистые включения, износ почворежущих деталей возрастает более чем в 3 раза, а это, следовательно, ведет к увеличению расхода запасных частей.

Наблюдения за изнашиванием почворежущих деталей показывают, что износ их происходит в результате режущего или скользящего действия твердых частиц почвы.

Абразивный износ металлов в большей степени зависит от природы абразивных частиц и условий их воздействия с поверхностью металла.

В зависимости от условий взаимодействия детали с абразивными частицами разрушение металла может происходить путем микрорезания, многократной пластической деформации поверхности трения и коррозионно-механического изнашивания. Экспериментально установлено, что механизм абразивного износа определяется главным образом соотношением значений твердости материала H_m и твердости H_a абразивных частиц [3]. При $H_m \ll H_a$ наблюдается микрорезание и интенсивная пластическая деформация поверхностей трения. При более высокой твердости сплава процесс разрушения протекает в основном за счет коррозионно-механического истирания или хрупкого разрушения. В реальных условиях работы почворежущих деталей все виды износа в той или иной мере проявляются одновременно [6]. Однако, износостойкость определяется каким-то одним видом изнашивания, доминирующим в конкретных условиях работы.

Результаты исследований. При выборе износостойких покрытий для упрочнения и восстановления применительно к условиям эксплуатации рабочих органов лесохозяйственных машин необходимо учитывать динамические нагрузки и прочность сплава. Оптимальная твердость сплавов

зависит от условий износа. При истирании сплавов в абразивной среде ($k_d = 1$) твердость их может ограничиваться только технологическими факторами. Если деталь не испытывает существенных нагрузок, то обычно чем выше твердость, больше в сплаве карбидов, тем долговечнее материал.

При наличии ударных нагрузок оптимальная твердость ограничивается прочностью материала. В этих условиях необходимо повышать вязкость сплава. Детали почвообрабатывающих машин изготавливаются из углеродистых сталей с содержанием углерода 0,4–0,7% или из стали 60Г, 65Г и твердость их после термообработки не превышает 7000 МПа. Твердость же абразивных частиц почвы значительно выше и составляет 11000 МПа. Поэтому поверхности почворезущих деталей, соприкасающихся с абразивной средой, необходимо упрочнять твердосплавным материалом, твердость которого должна быть не ниже 0,8 твердости абразива, то есть не ниже 8800 МПа. Такими характеристиками обладают самофлюсующиеся сплавы на основе никеля. Проведенные исследования [2, 4, 5] и металлографический анализ показывает, что самофлюсующийся сплав ПР-Н70Х17С4Р4 после оплавления образует практически беспористую многофазовую структуру. Наличие в структуре составляющих (боридов и карбидов) твердостью около 11 ГПа позволяет покрытию обладать значительной абразивной износостойкостью [1, 5].

Выводы. При выборе износостойкого покрытия и способа упрочнения почвообрабатывающих рабочих органов лесохозяйственных машин необходимо учитывать многочисленные факторы. К числу наиболее существенных относятся:

- условия работы детали (давление на рабочую поверхность, ударные нагрузки и т.д.);
- материал детали, химический состав и физико-механические свойства;
- геометрические размеры и конфигурация рабочей поверхности;
- возможность исключения механической обработки;
- возможность получения металлопокрытия с заданными служебными свойствами, простота технологии и экономичность работ.

Применение самофлюсующихся сплавов при упрочнении рабочих органов лесохозяйственных машин позволяет наносить покрытия газопламенным способом на поверхности сложной конфигурации с заданными физико-механическими свойствами, необходимой толщины и не требует значительных затрат при внедрении в производство.

Библиографический список

1. Assessing the impact strength of blade edges of forestry machinery operating components. Markov V.A., Sokolova V.A., Kretinin V.I. Lecture Notes in Mechanical Engineering/ Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2018) p. 837-844.
2. Борисов Ю.С., Харламов Ю.А., Сидоренко С.Л., Ардатовская Е.Н. Газотермические покрытия порошковых материалов: Справочник. – Киев: Наукова думка, 1987. – 544 с.
3. Добровольский А.Г., Кошеленко П.И. Абразивная износостойкость материалов: Справочное пособие. – К.: Техника, 1989. – 128 с.

4. Кретинин В.И. Повышение долговечности рабочих органов лесопосадочных машин газопламенным напылением при ремонте. Автореферат дисс. ... канд. тех. наук. – Л.: 1990. – 19 с.
5. Кретинин В.И., Марков В.А., Соколова В.А., Марков А.Н. Теоретические предпосылки повышения долговечности почворезущих деталей при упрочнении. // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2017. Вып. 219. С. 156–160.
6. Хрущов М.М., Бабичев М.А. и др. Износостойкость и структура твердых наплавов. – М.: Машиностроение, 1971. – 95 с.

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Кушнерев В.О. maisan2007@inbox.ru, Сергеевичев А.В., 910sav@gmail.com, Сергеевичев В.В., alexander910@yandex.ru
Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова

Как известно, в машиностроении широко используются подшипники скольжения, имеющие в ряде случаев применения достоинства перед подшипниками качения. К ним можно отнести надежность работы в высокоскоростных приводах, способность воспринимать значительные ударные и вибрационные нагрузки вследствие больших размеров рабочих поверхностей и высокой демпфирующей способности масляного слоя, бесшумность работы, сравнительно малые радиальные размеры, простота конструкции. Однако подшипниковые узлы скольжения требуют постоянного надзора из-за высоких требований к наличию смазочного материала и опасности перегрева, имеют значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке, а также большой расход смазочного материала и необходимость его очистки и охлаждения. Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным изнашиванием вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкрашиванием. Абразивное изнашивание возникает вследствие попадания со смазочным материалом абразивных частиц и неизбежного режима граничной смазки по пуске и останове. Заедание возникает вследствие разрыва масляной пленки, например, из-за повышенных местных давлений и температур, сопровождается металлическим контактом и образованием под действием молекулярных сил мостиков микросварки, которые, разрушаясь, приводят к глубинному вырыванию материала. Усталостное выкрашивание поверхности вкладышей происходит при пульсирующих нагрузках.

Целью работы являлось выявить возможность применения древесных пресс-масс с добавлением органических связующих или без них в целях замены цилиндрических втулок подшипников скольжения из традиционных материалов для повышения их износостойкости, улучшение физико-механических свойств антифрикционных деталей из древеснопрессовочных масс.

Исследования проводились на сформированном из древесных прессовочных масс брикете, пропитанном расплавом легкоплавкого металла при давлении 12-

15 МПа, подогретом до температуры, превышающей на 5-10° температуру плавления металла. Пропитка брикетов осуществлялась сплавом на основе олова (марки Л-145). Сплав содержит: олово – 49,8%; свинец – 32%; кадмий – 18,2%. Антифрикционные детали изготавливались окончательным прессованием брикета при температуре 140-150° до заданной плотности материала готовой втулки. Испытание полученных образцов проводилось на сжатие по ГОСТ 4551-63, твердость определялась по ГОСТ 9627-61 стальным шариком диаметром 5 мм, величина усилия – 2500 Н. Для определения глубины и качества пропитки, изготовленные образцы были разрезаны на части. Наружный осмотр позволил заключить, что они пропитаны равномерно и насквозь [1].

Полученные образцы имеют следующие физико-механические свойства: плотность 1300 кг/м³; Предел прочности при сжатии 200 МПа; твердость 314 МПа; теплопроводность 0,0175-0,193 КДж/м с °С; характер распределения металла в разрезе – равномерный. Сравнительный анализ характеристик полученных образцов с известными, изготовленными из облагороженной древесины с пропиткой ее расплавами металлов, показал превосходство изготовленных образцов по пределу прочности в 2 раза; по твердости в 1,5; по теплопроводности в 10 раз.

На основании проведенных исследований можно сделать следующий вывод: разработка подшипниковых деталей трения способом пропитки расплавом металла брикета древеснопрессовочных масс с последующим нагревом при гидростатическом давлении и окончательным прессованием позволяет значительно повысить физико-механические свойства антифрикционных деталей из древеснопрессовочных масс, модифицированных металлом.

Библиографический список

1. Патент РФ 2446589. Способ изготовления антифрикционных деталей. /Модин Н.А., Мовнин М.С., Гарнагин Е.М., Мурзич Р.М., Сергеевичев В.В. Опубл. 30.09.78. Б.И. № 36 05.09.1978. Патентообладатель: СПбЛТА.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО РЯДА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Михайлов О.А., kerro07@mail.ru, Тарадин Г.С., grisha190@mail.ru,
Спиридонов С.В., svslta@yandex.ru, Козьмин С.Ф., cozminsf@yandex.ru,
Пушков Ю.Л., pushkov_yura@mail.ru

*Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им.
С.М. Кирова*

Развитие в последние годы сортиментной технологии заготовки не привело к замораживанию работ по созданию машин для хлыстовой заготовки леса. В структуре хлыстовой технологии лесосечных работ наиболее энергоемким элементов является процесс трелевки заготавливаемой древесины, поэтому

повышение производительности и топливной экономичности трелевочных тракторов является актуальной задачей. Опыт эксплуатации зарубежных трелевочных тракторов (скиддеров) с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) в условиях отечественных лесозаготовок показывает достаточно высокую их эффективность. Многообразие условий эксплуатации скиддеров требует тщательного подбора общего передаточного числа трансмиссии для обеспечения широкого диапазона их тяговых показателей.

Целью данной работы является разработка методики определения величины оптимального передаточного числа механической части ГМТ на примере одной из моделей трелевочного трактора Онежского тракторного завода. В качестве критериев оценки эффективности были избраны величина транспортной производительности ($\Pi_{тр}$) и удельного расхода топлива на 1 м^3 стрелованной древесины (G_n).

Производительность трактора в общем виде можно определить по формуле:

$$\Pi = \frac{Q}{t_{ц}}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}, \quad (1)$$

где Q – объем трелюемой пачки, м^3 ;

$t_{ц}$ - полное время цикла, ч.

Полное время цикла определяется по формуле:

$$t_{ц} = t_{набор} + t_{груз.} + t_{сброс} + t_{хол.} \quad (2)$$

Из четырех слагаемых в формуле (2) только время грузового и холостого хода зависят от передаточного числа трансмиссии. Передаточное число трансмиссии на холостом ходу лимитируется максимально возможной скоростью движения скиддера, которая определяется техническим заданием и обычно составляет 10-12 км/ч. Поэтому далее будем рассматривать только процесс транспортной производительности, то есть грузовой ход.

Время грузового хода определяем по формуле:

$$t_{груз} = \frac{S}{V_{груз}}, \text{ ч}, \quad (3)$$

где S – расстояние трелевки, км;

$V_{груз}$ – скорость движения трактора при грузовом ходе, км/ч.

В процессе трелевки касательная сила тяги меняется в широком диапазоне от минимальной до максимальной по сцеплению. При этом динамика изменения сопротивления движению достаточно высока. Это обстоятельство делает невозможным переключение передач во время выполнения грузового хода, поэтому скорость грузового хода можно рассчитывать по величине средней скорости выполнения процесса трелевки.

В общем виде средняя скорость определяется по формуле:

$$\bar{V} = \frac{3,6 * \bar{N}_к}{\bar{P}_к}, \frac{\text{км}}{\text{ч}}, \quad (4)$$

где \bar{N}_k – средняя мощность на ведущем колесе, кВт;

\bar{P}_k – средняя касательная сила тяги, кН.

Многочисленные исследования [1,3,4,5] показали, что изменение касательной силы тяги в процессе выполнения грузового хода подчиняется нормальному закону распределения, поэтому величины средней мощности и соответственно средней скорости за грузовой ход рассчитываются с учетом нормального закона распределения. Параметры закона распределения будут определяться природно-производственными условиями и объемами трелюемых пачек деревьев.

Средняя мощность и средний часовой расход топлива определяются по формулам:

$$\bar{N}_k = \int_{P_{k \min}}^{P_{k \max}} N_k(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (5)$$

$$\bar{G}_t = \int_{P_{k \min}}^{P_{k \max}} G_T(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (6)$$

; где $N_k(P_k)$ - функциональная зависимость мощности на колесе от касательной силы тяги

$G_T(P_k)$ - функциональная зависимость часового расхода топлива от касательной силы тяги.

Подынтегральные функции $N_k(P_k)$ и $G_T(P_k)$ определяются на основании тягового расчета для различных передаточных чисел [2].

Плотность распределения вероятностей касательной силы тяги ($f(P_k)$) находится по формуле:

$$f(P_k) = \frac{1}{\sigma_k \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{P_k - \bar{P}_k}{\sigma_k} \right)^2 \right\}. \quad (7)$$

Пределы интегрирования $P_{k \min}$ и $P_{k \max}$ определяются соответственно силой сопротивления качению скиддера P_f и ограничением силы тяги по сцеплению P_ϕ .

P_f и P_ϕ рассчитываются для конкретных природно-производственных условий.

Производительность грузового хода трактора рассчитывается по формуле:

$$\Pi_{\text{груз}} = \frac{Q}{t_{\text{груз}}}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}, \quad (8)$$

Удельный расход топлива грузового хода на 1 м³ стрелеванной древесины определяется по формуле:

$$G_{n.\text{груз}} = \frac{G_T}{\Pi_{\text{груз}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (9)$$

где G_T - часовой расход топлива грузового хода, кг/ч;

$P_{груз}$ - производительность грузового хода трактора, м³/ч.

На этом основании мы проводим исследование влияния величины передаточного числа механической части гидромеханической трансмиссии на выбранные критерии.

В качестве объекта исследований выбран скиддер «Онежец-300» с ГМТ.

Исходные данные по трактору:

- двигатель Д - 245-2S2;
- $N_e=90$ кВт при 2200 мин^{-1} ;
- радиус ведущей звездочки $r_{зв}=0,385$ м;
- вес машины $G_a=121$ кН.

Показатели природно-производственных условий: грунт второй категории [5]; коэффициент сцепления $\varphi = 0,7$; коэффициент сопротивления качению скиддера $f = 0,2$; объем трелюемой пачки $Q = 10 \text{ м}^3$; угол уклона $\alpha = 10^0$; коэффициент сопротивления волочения пачки $f_B = 0,9$.

Перебор рабочих передаточных чисел осуществляется при условии реализации максимальной силы тяги по сцеплению для каждой передачи. Результаты расчетов по формулам (3)-(4), (6)-(9) представлены на рис. 1-2.

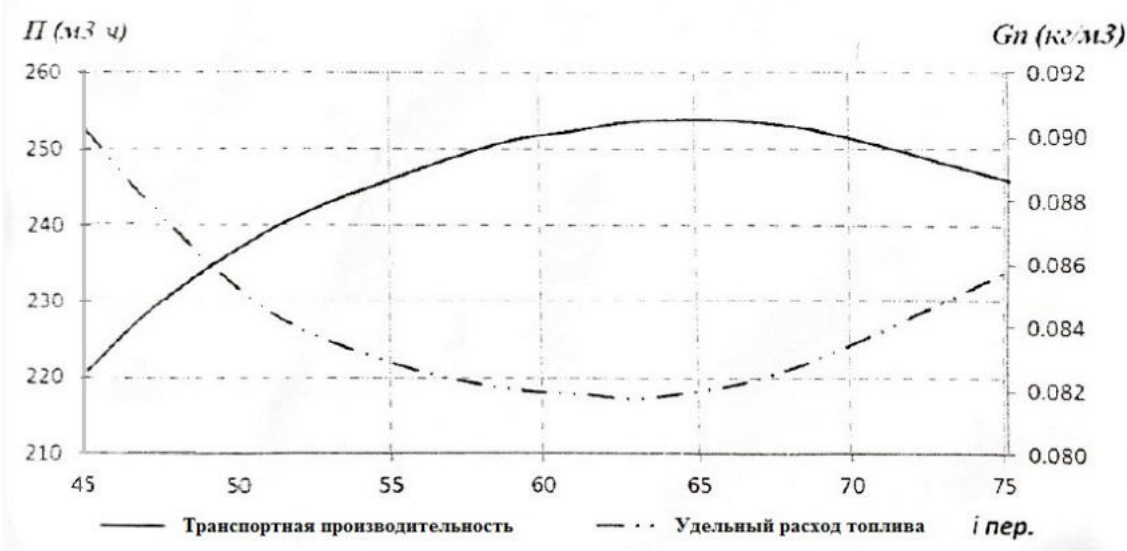


Рис. 1 – Зависимости транспортной производительности и удельного расхода топлива от рабочих передаточных чисел (при $Q = 10 \text{ м}^3$, $f = 0,2$, $\varphi = 0,7$)

Из графиков, приведенных на рис. 1, видно, что для конкретного природно-производственного условия существует одна оптимальная передача ($i = 65$), при которой достигаются максимальная транспортная производительность и минимальный удельный расход топлива. Величина этих критериев существенно зависит от величины передаточного числа. Так, отклонение передаточного числа от оптимального на 40% снижает производительность на 15% и повышает удельный расход топлива на 11%.

Для объяснения данного результата рассмотрим графики зависимостей средней мощности на колесе и зоны работы гидротрансформатора ($i_{ГТ.мин}$) от передаточного числа (табл. 2, рис. 2, б).

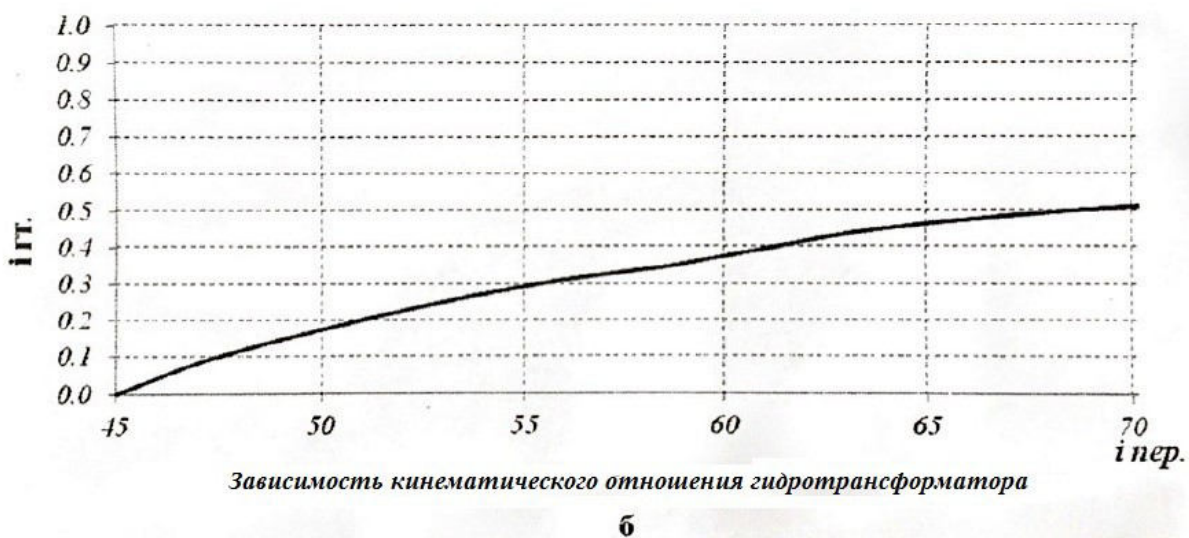
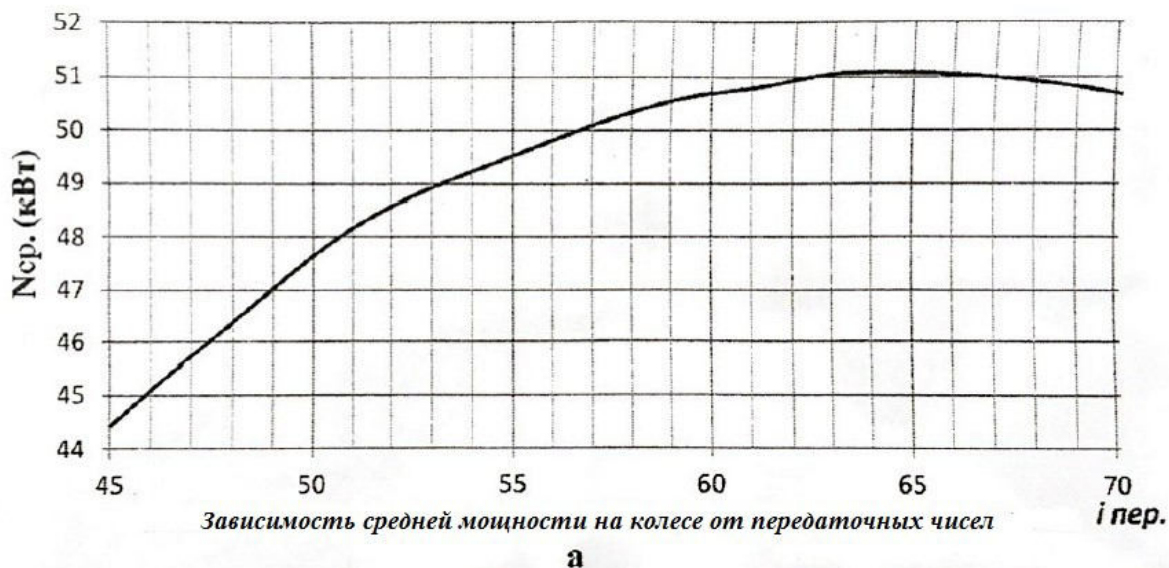


Рис. 2. – Зависимости средней мощности на колесе (а) и кинематического отношения гидротрансформатора (б) от рабочих передаточных чисел (при $Q = 10 \text{ м}^3$, $f = 0,2$, $\varphi = 0,7$)

Как следует из рис. 2, а, уменьшение передаточного числа от оптимальной величины приводит к увеличению времени работы ГТ в зоне низких КПД, а в дальнейшем к снижению средней мощности на ведущих колесах. Увеличение передаточного числа в большую сторону приводит к сужению зоны работы ГТ и увеличению времени работы ГТ в зоне высоких кинематических отношений гидротрансформатора ($i_{ГТ} = 0,8 - 0,95$), что ведет к снижению снимаемой мощности двигателя, поскольку на режиме $i_{ГТ}$ больше 0,85 совмещение работы ДВС и ГТ проходит на регуляторной ветви скоростной характеристики ДВС (рис. 2, б).

Разработанная методика позволяет определить оптимальные передаточные числа с учетом паспортных характеристик двигателя и гидротрансформатора, параметров грунта и объема трелюемой пачки.

В качестве примера по данной методике определена оптимальная передача механической части ГМТ ($i = 65$) для трактора «Онежец-300» при условии

работы на наиболее распространенном грунте второй категории ($f = 0,2$, $\varphi = 0,7$) с пачкой 10 м^3 (по рекомендации завода-изготовителя). Как показали расчеты, отклонение передаточного числа от оптимального на 40% снижает производительность на 15% и повышает удельный расход топлива на 11%.

Библиографический список

1. Анисимов Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора. – М.: Лесн. про-ть, 1975. – 165 с.
2. Мартынов Б.Г. [и др.]. Тяговый расчет трелевочных тракторов. – СПб.: СПб ЛТА, 2008. – 64 с.
3. Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Тяговый расчет гусеничной транспортно-тяговой машины: метод. указания. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 75 с.
4. Сергеев В.П. Обоснование основных параметров гидромеханической трансмиссии лесопромышленных тракторов. автореф. дис. ...канд. техн. наук. – Л.: ЛТА, 1990. – 19 с.
5. Шуткин С.А., Довжик В.Л., Куан Ву Хай [и др.]. Методика выбора рабочих передач трелевочного трактора. Изв. Санкт-Петербур. лесотехн. акад. – СПб.: СПб ГЛТУ, 2012. – Вып. 2012.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТЕЙ ВРЕМЕНИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Михайлов О.А., kerro07@mail.ru, Тарадин Г.С., grisha190@mail.ru,
 Мартынов Б.Г., lgkm@spbftu.ru, Спиридонов С.В., svslta@yandex.ru,
 Козьмин С.Ф., cozminsf@yandex.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова

Известно, что потребная мощность двигателя трелевочного трактора определяется соотношениями [2]

$$N_e = \frac{P_k \cdot v}{3600 \cdot \eta_{TP} \cdot \eta_{\Gamma}}, \quad (1)$$

$$P_k = G_C \cdot \Psi, \quad (2)$$

где P_k – касательная сила тяги, Н;

v – скорость движения трактора, км/ч;

η_{TP} – механический КПД трансмиссии;

η_{Γ} – коэффициент, учитывающий потери на ведущем участке гусеницы;

G_C – вес лесотранспортной системы, Н.

Крутящий момент двигателя равен

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n_e}, \quad (3)$$

где n_e – частота вращения коленчатого вала соответствующая N_e .

Из формул (1)-(3) следует

$$M_e = \frac{G_c \cdot \Psi \cdot v}{0,377 \cdot \eta_{TP} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n_e} \quad (4)$$

В свою очередь, тяговый момент M_e связан с номинальным моментом двигателя M_{eH} (моментом, соответствующим номинальной мощности) следующим выражением

$$M_e = M_{eH} \cdot K_3, \quad (5)$$

где K_3 – коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту.

Аналогичная зависимость имеется между частотой вращения коленчатого вала n_e и частотой вращения коленчатого вала при номинальной мощности двигателя n_{eH}

$$n_e = n_{eH} \cdot K_n, \quad (6)$$

где K_n – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала.

После некоторых преобразований из формул (1)-(6) получаем [2]:

$$\Psi = 0,377 M_{eH} \cdot K_3 \cdot \eta_{TP} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n_{eH} \cdot K_n (G + Q)^{-1} v^{-1}, \quad (7)$$

где G – вес трактора, Н;

Q – вес пачки леса, Н.

В производственных условиях объемы рейсовых нагрузок трелевочных тракторов складываются под воздействием ряда технологических факторов (запас древесины на 1 га, объем хлыстов, тип технологического оборудования, способ трелевки). Поэтому, при определении вероятностей времени использования передаточного числа трансмиссии для конкретного лесного региона предположение о неслучайном характере веса трелеваемой пачки леса может оказаться некорректным.

В данной работе рассмотрим влияние случайного характера веса пачки Q (с плотностью распределения $f_Q(q)$) на время использования различных передаточных чисел.

При указанной выше трактовке в формуле (7) случайная величина Ψ является функцией уже не одной случайной величины v , а двух v и Q . В связи с этим запишем формулу (7) в виде

$$\left. \begin{aligned} \Psi &= \frac{\gamma}{(G + Q) \cdot v} \\ \gamma &= 0,377 M_{eH} \cdot K_3 \cdot \eta_{TP} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n_{eH} \cdot K_n \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где G – вес трактора и γ – неслучайные величины.

Найдем плотность распределения $f_V(v)$ скорости движения системы по законам распределения случайных величин Ψ и Q .

Пусть $f(\Psi, q)$ – двумерная плотность распределения случайных свойств волока Ψ и веса трелеваемой пачки леса q . Эти величины практически взаимно незаменимы, то есть можно считать

$$f(\Psi, q) = f_{\Psi}(\Psi) \cdot f_Q(q). \quad (9)$$

Воспользуемся общими формулами, устанавливающими связь между законами распределения случайных величин, связанных функционально [1, 4]. Из (8) следует, что функция распределения $f_V(v)$ равна вероятности

$$F_V(v) = P\left(\frac{\gamma}{(G+Q)\Psi} < v\right). \quad (10)$$

В силу определения двумерной функции распределения выражение (10) может быть представлено в виде

$$F_V(v) = P\left((G+Q)\Psi > \frac{\gamma}{v}\right) = \iint_D f(\Psi, q) d\Psi dq = \int_0^{\infty} dq \int_{\frac{\gamma}{v(G+q)}}^{\infty} f(\Psi, q) d\Psi \quad (11)$$

В самом деле, в (11) следует вести интегрирование по области D , где учтено, что $f_Q(q) = 0$ при $q < 0$ (вес пачки не может быть отрицательным). Переход к искомой плотности распределения $f_V(v) = F'_V(v)$ осуществляется с помощью дифференцирования внутреннего повторного интегрирования в (10) по переменному нижнему пределу. Имеем

$$f_V(v) = \frac{\gamma}{v^2} \int_0^{\infty} f\left(\frac{\gamma}{v(G+q)}, q\right) \frac{dq}{G+q} \quad (12)$$

В силу независимости случайных величин Q и Ψ по (9) и (12) находим искомую формулу для плотности распределения случайной скорости движения V системы

$$f_V(v) = \frac{\gamma}{v^2} \int_0^{\infty} \frac{f_{\Psi}\left(\frac{\gamma}{v(G+q)}\right) f_Q(q)}{G+q} dq \quad (13)$$

Отсюда получаем выражение для времени движения T_i , соответствующему использованию i передаточного числа

$$f_V(v) = \frac{\gamma}{v^2} \int_0^{\infty} \frac{f_{\Psi}\left(\frac{\gamma}{v(G+q)}\right) f_Q(q)}{G+q} dq \quad (14)$$

Естественно принять, что случайная величина – вес пачки Q распределяется нормально

$$f_Q(q) = \frac{1}{\sigma_0} \varphi\left(\frac{q - Q_0}{\sigma_0}\right)$$

где Q_0 и σ_0 – математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение веса пачки $\left(MQ = Q_0, DQ = \sigma_0^2\right)$.

Тогда (7) и (8) дают

$$f_V(v) = \frac{\gamma}{v^2 \sigma \sigma_0} \int_0^{\infty} \frac{1}{G+q} \varphi\left(\frac{\gamma}{v\sigma(G+q)} - \frac{a}{\sigma}\right) \left[1 + \frac{\alpha}{6} H_3\left(\frac{\gamma}{v\sigma(G+q)} - \frac{a}{\sigma}\right)\right]$$

$$-\frac{a}{\sigma} + \frac{\beta}{720} H_6 \left(\frac{\gamma}{v\sigma(G+q)} - \frac{a}{\sigma} \right) \left] \varphi \left(\frac{q-Q_0}{\sigma_0} \right) dq \right.$$

причем

$$T_i = T \int_{v_i^{\min}}^{v_i^{\max}} f_V(v) dv$$

Практически можно считать $\beta = 0$ и в этом случае окончательный результат имеет вид

$$T_i = T \int_{v_i^{\min}}^{v_i^{\max}} \frac{\gamma_i dv}{v^2 \sigma \sigma_0} \left[\int_0^{\infty} \frac{1}{G+q} \varphi \left(\frac{\gamma_i}{v\sigma(G+q)} - \frac{a}{\sigma} \right) \left[1 + \frac{\alpha}{6} H_3 \left(\frac{\gamma_i}{v\sigma(G+q)} - \frac{a}{\sigma} \right) \right] \varphi \left(\frac{q-Q_0}{\sigma_0} \right) dq \right]$$

Таким образом, с помощью преобразования функции нескольких случайных величин найдены формулы расчета вероятностей времени использования передаточных чисел трансмиссии с учетом случайного характера веса пачки леса. Расчетная формула, содержащая интеграл от быстро затухающей функции, запрограммирована для вычисления на ЭВМ.

Библиографический список

1. Гнеденко Б.В. Курс теории вероятностей – М.: Наука, 1969.- 400 с.
2. Зайчик М.И., Гольдберг А.М., Ерахтин Д.Д. и др. Тяговые машины и подвижной состав лесовозных дорог. – М.: Лесная промышленность, 1967. – 712 с.
3. Михайлов О.А. Улучшение тягово-скоростных свойств трелевочного трактора и снижение энергоемкости трелевки путем увеличения приспособляемости дизеля. Дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук, Л.: ЛТА, 1986.- 198с.
4. Пугачев В.С. Теория случайных функций. – М.: Физматгиз, 1962.- 884 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ СТРУКТУРЫ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ СЕТИ В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНОЙ МОДЕЛИ ЛЕСОПОЛЬЗОВАНИЯ

Моисеева К.С., kseyu-0705@yandex.ru, Тюрин Н.А., tnalif@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Интенсивное лесопользование, в том числе лесные плантации, как показывает мировая практика, являются эффективным путем лесосырьевого обеспечения для деревообрабатывающих и целлюлозно-бумажных предприятий и представляют собой ускоренное выращивание древесины на землях, предназначенных для лесного пользования. Ежегодно в мире создается более 1 млн га плантационных культур для получения балансов, пиловочника,

фанерного кряжа, сырья для энергетических нужд. На таких плантациях заготавливается более трети мирового потребления древесины. Лидерами в данной области являются США и Китай. В этих странах развитие такого вида лесного бизнеса активно поддерживается государственными структурами. В последние годы плантационное лесовыращивание получило широкое развитие в латиноамериканских странах, благодаря чему они стали занимать ведущие позиции на мировом рынке целлюлозно-бумажного производства [1]

Цель работы:

1. осветить актуальность и возможность реализации интенсивной модели лесопользования в климатических условиях Архангельской области, а также вычислить теоретически необходимую площадь для потенциальной плантации, исходя из потребностей целлюлозно-бумажного комбината с учетом оборота рубки;

2. оценить затраты при ведении экстенсивной и интенсивной моделях лесопользования; вычислить стоимость одного кубометра древесины в рублевом эквиваленте и сравнить полученные результаты;

3. определить оптимальные зоны тяготения дорог общего пользования, магистралей, веток, усов, магистральных и пасечных волоков по критерию минимума затрат на трелевку, вывозку, лесовозобновление, строительство и содержание лесотранспортной сети, а также на строительство погрузочных пунктов, затрат на содержание, перевозку автомобилем и основные лесосечные работы: валка, обрезка сучьев, раскряжевка и трелевка, а также работ, связанных с интенсивным ведением лесного хозяйства.

Объект исследования – Лесной филиал компании АО «Группа «Илим» в г. Коряжме.

Предмет исследования – дорожная инфраструктура лесопромышленного лесозаготовительного комплекса в г. Коряжме.

Актуальность и практическая значимость выбранного исследования заключается в непосредственном вовлечении в приоритетный инвестиционный проект крупнейшего целлюлозно-бумажного комбината на территории Российской Федерации с возможностью дальнейшего внедрения идей и предложений в Проект на основе полученного анализа для рационализации размещения дорожной сети и упрощения процесса ее планирования.

Целлюлозно-бумажное предприятие – это сложное, многозадачное, комплексное и капиталоемкое производство, основанное на глубокой термической переработке древесного сырья и требующее наличия множества подразделений различных направлений: экономического, химического, энергетического, лесозаготовительного, производственного, логистического, стратегического, управленческого и их побочных служб. Используя такое возобновляемое сырье, как древесина, целлюлозно-бумажная промышленность реализует тем самым важное веяние XXI века – устойчивое лесопользование, то есть формирует и реализует определенные меры по регулированию воздействий на лесную экосистему, производя стабильное и непрерывное неистощительное многоцелевое лесопользование, сохраняя и повышая производительности, устойчивости и биоразнообразия лесов. [2]

В работе были рассмотрены две сравниваемые модели ведения лесопользования – экстенсивная и интенсивная в производственных условиях Лесного филиала г. Коржмы АО «Группы «Илим».

В разработанной оптимизационной модели в среде MS Excel был произведен ввод исходных данных с одинаковыми стоимостями строительства дорог: стоимость строительства магистрали оценена в 7 000 тысяч рублей за 1 км, ветки – 2 380 тысяч рублей, лесовозного уса – 1 300 тысяч рублей, магистрального волока – 100 тысяч рублей, пасечного волока – 60 тысяч рублей, строительство одного погрузочного пункта обходится в 30 тысяч рублей.

В результате произведенной оптимизации с помощью разработанной модели в программе MS Excel были вычислены оптимальные грузосборочные зоны лесовозных дорог при экстенсивной и интенсивной модели лесопользования.

Так, при экстенсивной модели зона тяготения к магистрали равна 9,74 км, следовательно, буферная зона составляет 4,87 км; зона тяготения к ветке – 8,99 км (буфер – 4,5 км), зона тяготения к усу – 2,07 км (буфер – 1,04 км), оптимальное расстояние между погрузочными пунктами – 0,45 км, расстояние между пасечными волоками – 20 метров. Среднее расчётное расстояние вывозки при реальном условии нахождения ЦБК от участка аренды 80 км составило 96,1 км. На производстве данный показатель составляет 100 км. Среднее расстояние трелевки при экстенсивной модели предложено 886 м, что выше производственного показателя. При данном машинном расчете целесообразно использование двух форвардеров на трелевке. Целевая оптимизируемая функция, равна 1405 рублей 97 копеек, остается меньше реальной производственной. Требуемая густота магистралей веток и усов должна быть 7,26 км/1000 га, что превышает реальный показатель в арендуемых лесах в 3,8 км/1000 га почти в два раза.

При расчете с потенциальным внедрением интенсивной модели лесопользования системой предложен вариант с большей плотностью дорог на единицу площади. Потребная густота составила уже 11,9 км/1000 га, что сопоставимо с достигнутой густотой лесных дорог в Финляндии. [3] Оптимальная зона тяготения к магистрали – 9,73 км (буфер – 4,9 км), к ветке – 8,78 км (буфер – 4,39 км), к усу – 1,06 км (буфер – 0,5 км), оптимальное расстояние между погрузочными пунктами определено как 0,28 км, расстояние между пасечными волоками – 20 метров, как и при экстенсивной модели. Среднее расстояние вывозки – 96,5 км, трелевки – 488 метров, что меньше реального производственного показателя в 500-550 метров. Уменьшение расстояния трелевки древесины благоприятно сказывается на экологии лесозаготовок, а также повышает производительность форвардера за счет снижения времени операции. Оборот рубки при выращивании целевой породы сосны скрученной принят 50 лет с годовым приростом 4 м³/год. Для обеспечения годовой потребности комбината в лесосырье почти в 4,947 млн м³ ежегодно требуется вырубка 24 735 га (радиус участка 8,875 км). При обороте рубки 50 лет общая площадь арендуемого массива только для высадки целевой

породы должна составлять 1 236 750 га, что меньше площади арендуемых лесных участков на сегодняшний день. Себестоимость сырья для ЦБК составила 2 606 рублей 15 копеек.

Нельзя забывать, что такая мощная и развитая компания, как Группа «Илим» имеет тенденцию к наращиванию производственных объемов из-за внедрения новых инвестиционных проектов, например, строительства дополнительных заводов и совершенствование и переоборудование существующих производственных линий с целью увеличения продаж производимой продукции и наращивания доходности. Начало реализации плантационного выращивания и ведения интенсивного лесопользования должно быть приоритетным стратегическим направлением крупных компаний в среднесрочной перспективе. Интенсивная модель требует больших затрат, но снижает риски и зависимости от внешних поставщиков щепы и древесных балансов.

Библиографический список

1. Лесные плантации [Текст] / Г. Паничев, Н. Зенина, Н. Русин ; фото В. Кострикина // Живой лес. - 2011. - N 3. - С. 24-26
2. Моисеева К.С. «Оптимизация структуры лесотранспортной сети в условиях интенсивной модели лесопользования»//Выпускная квалифицированная работа магистра /СПбГЛТУ им. С.М.Кирова – 2019 г., 75 с.
3. Раевский К.В. «Динамика производства и инвестиций лесных филиалов 2013-2023 гг.»//Отчет для Производственного Совета – 2018 г., 16 стр.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УРОВНЯ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ЛЕСОЗАГОТОВОК

Мушкарова О.М., olgamuschkarova@ya.ru, Михеева М.Ф., mihcherpar@ya.ru
Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова

Производство множества полезностей с позиций экономического содержания представляет собой функцию взаимодействия различных факторов, важнейшим из которых является сырьевой. Особенность сырья определяется характером его происхождения и условиями его воспроизводства. ГОСТ 30166-2014 отводит понятию «сырье» вторичное (видовое) положение по отношению к первичному (родовому) понятию «ресурсы» [1].

Различают **первичные ресурсы**, образуемые и накапливаемые в биоестественных (природных) условиях, и **вторичные ресурсы**, образуемые в техногенных (антропогенных) условиях хозяйственной деятельности. Образующиеся и накопленные вторичные материальные ресурсы являются ресурсами вторичного сырья. Использование древесины как первичного ресурса формирует значительные объемы отходов, переработка которых или использование в качестве сырья и топлива позволяет получить существенный экономический и экологический эффект, снижая выбросы углекислого газа. Несмотря на то, что при сжигании этих отходов выделяется углекислый газ, это

благоприятно сказывается на климате, поскольку отходы лесозаготовки в ином случае все равно быстро разлагаются и высвобождают углерод и иные парниковые газы [2-6].

Уровень ресурсосбережения определяется системой показателей, которые должны оценивать особенности условий возникновения древесных отходов на всех этапах заготовки древесины. Применение системного подхода для решения данной проблемы позволяет выстроить алгоритм формирования оценки эффекта ресурсосбережения. На рис. 1 представлена структурно-логическая схема методических подходов к обоснованию факторов и показателей, характеризующих уровень эффекта ресурсосбережения. Графическое представление проблемы в виде диаграммы Исикавы [7] позволяет визуализировать и оценивать причинно-следственные связи технологических, экономических и экологических показателей оценки эффекта ресурсосбережения.

Обобщающая оценка уровня ресурсосбережения технологии лесозаготовок определяется матричным методом, позволяющим систематизировать частные оценки разнообразных показателей (таб. 1). Оценка показателей проводится экспертным путем. Экспертные методы относятся к неформализованным приемам описания экономических задач на основе интуиции и прошлого опыта [8].

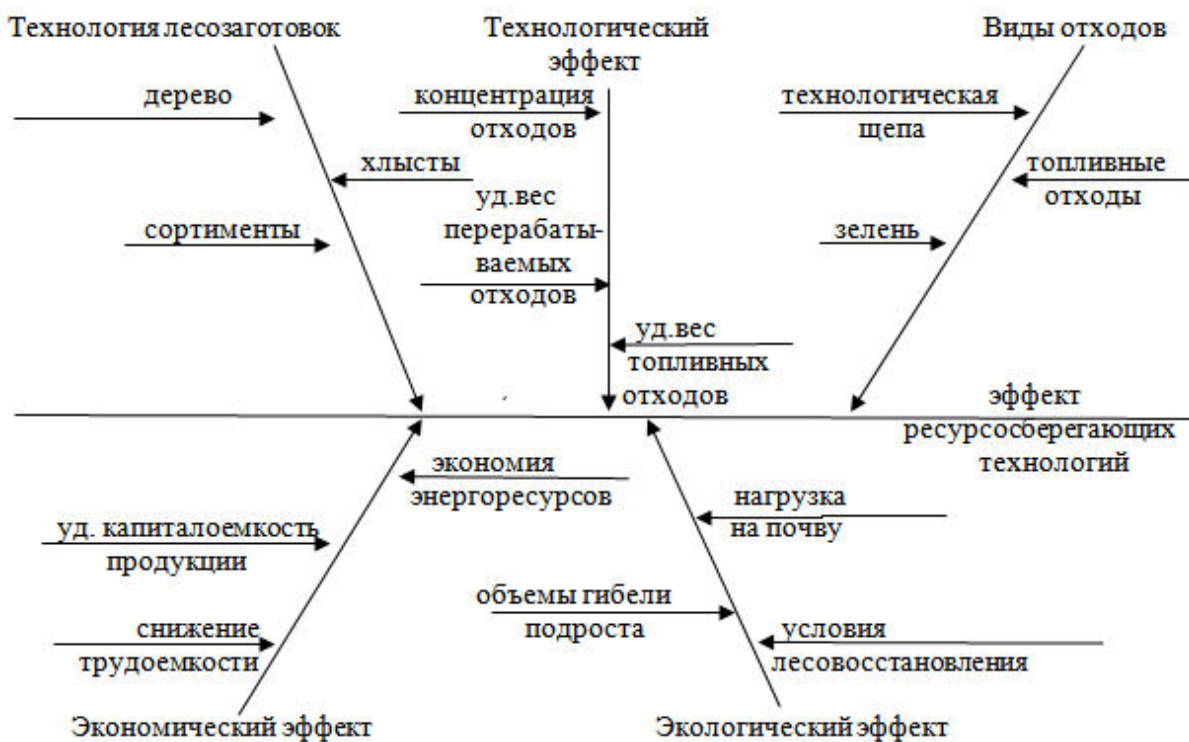


Рис 1. – Структурно-логическая схема формирования показателей эффекта ресурсосбережения

Опрос экспертов проводится методом Дельфи путем рассылки опросника, (таб. 1), который позволяет выявить независимое мнение каждого эксперта. Последних следует привлекать из специалистов лесной промышленности и

проектировщиков техники для лесозаготовительных работ. Эксперты p присваивают каждому i -тому фактору коэффициент значимости $k_{i,p} \in [-1; 1]$. На основании полученных данных по формуле рассчитывается суммарная оценка технологии заготовки древесины Q :

$$Q = \sum_{i=1}^n \sum_{p=1}^m k_{i,p} ,$$

где, Q – суммарная оценка технологии заготовки древесины; n – количество критериев оценки, в данном случае, см. табл. 1, $n = 9$; m – количество экспертов p , в соответствии с методом Дельфи – не менее 20 человек; $k_{i,p}$ – коэффициент значимости фактора i , присвоенный p -тым экспертом, $k_{i,p} \in [-1; 1]$.

Приведенная матрица будет содержать рейтинговые экспертные оценки, которые будут выставлены на основе сравнения показателей, характеризующих технологические, экологические и экономические аспекты анализируемых технологий. Каждая из рейтинговых оценок характеризует приоритет соответствующего показателя по сравнению с аналогичными для каждой технологии. Максимальное значение суммарной рейтинговой оценки определит предпочтительные технологии лесозаготовок, которые могут быть признаны ресурсосберегающими с позиций экономического, экологического и технологического эффекта.

Табл. 1. – Матрица оценки эффекта ресурсосбережения различных технологий лесозаготовок

Показатели		Технология заготовки древесины		
		деревья	хлысты	сортименты
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ	степень концентрации отходов			
	отходы для производства технологической щепы			
	топливные отходы			
ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ	нагрузка на почву			
	гибель подроста			
	условия лесовосстановления			
ЭКОНОМИЧЕСКИЕ	экономия энергоресурсов			
	трудоемкость работ			
	удельная капиталоемкость продукции			

Библиографический список

- ГОСТ 30166-2014 Ресурсосбережение. Основные положения.
- IEA. Tracking Clean Energy Progress 2017 (IEA, Paris, 2017).
- Searchinger, T.D., Beringer, T., Holtsmark, B. *et al.* Europe's renewable energy directive poised to harm global forests. *Nat Commun* **9**, 3741 (2018) doi:10.1038/s41467-018-06175-4
- Machacova, K., Vainio, E., Urban, O. *et al.* Seasonal dynamics of stem N₂O exchange follow the physiological activity of boreal trees. *Nat Commun* **10**, 4989 (2019) doi:10.1038/s41467-019-12976-y

5. Energy conservation in the mechanical forest industries. FAO FORESTRY PAPER 93. Rome: FAO. 1990, 118 p.
6. Бачериков И.В. Технология подготовки отходов к сжиганию в ТЭЦ на предприятиях ЦБП / И.В. Бачериков, Б.М. Локштанов, А.А. Ржавцев // Актуальные проблемы развития лесного комплекса: материалы Международной научно-технической конференции. – Вологда: ВоГТУ, 2013. – С. 104-107
7. Тютин В.В. Разработка управленческих решений: авторский курс лекций для студентов ФЭУ всех форм обучения по специальностям 06.08. – СПб.: СПбГЛТА, 1999. – 68 с.
8. Чернов В.А. Анализ коммерческого риска. – М.: Финансы и статистика. 1998. – 128 с.

СИСТЕМА РАДИОЧАСТОТНОГО КОНТРОЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КРУГЛОЙ ДРЕВЕСИНЫ

Побединский А.А. vm993711@mail.ru

Государственный аграрный университет Северного Зауралья

Россия обладает огромными запасами лесных ресурсов, и является одним из ключевых игроков на рынке по продаже древесины. Общий запас насаждений составляет примерно около 80 млрд. м³, а средний запас древесины на душу населения выше в 4 раза от среднего мирового уровня. Общий прирост составляет ежегодно около 800 млн. м³, но прежде следует отметить, что примерно половина запасов древесины сосредоточена в Восточно-Сибирском районе страны, а количество населения наоборот в большем соотношении (примерно около 90%) проживает на европейской территории страны. Если рассматривать этот аспект только внутри страны то уже можно предварительно сказать, что логистика круглых лесоматериалов еще долгие годы будет востребована, причем с каждым годом все больше.

Инвесторы, корпорации, индивидуальные предприниматели занимающиеся заготовкой и реализацией круглой товарной древесиной всегда заинтересованы выйти и на международный рынок. Основными покупателями древесины из России являются: с восточной стороны это Китай, Япония, с западной – Финляндия, Германия и др. которые готовы приобретать круглую древесину хвойных и лиственных пород на постоянной основе. Соответственно встает вопрос о длительной транспортировке круглых лесоматериалов, заготовленной именно на законных основаниях. Для этих целей предлагается специальная методика основанная на радиочастотах система RFID (рис. 1).

Данная технология позволяет показывать хранящуюся на ней информацию, а именно породу, возраст, диаметр и другие размерно-качественные характеристики сырья. Данные метки наносятся сразу на круглые сортименты при заготовке на сортименты или хлысты, а также после посещения нижнего склада могут быть внесены дополнительные данные о сырье. Каждая метка представляет из себя своеобразный чип, на который при наведении электромагнитной энергии можно получить достоверную информацию о лесных материалах на мониторе компьютера. Можно с уверенностью сказать, что каждая метка, присвоенная к сортименту, является своеобразным паспортом на всем пути следования от заготовки до потребителя. Таким

образом, проезжая через сканирующее устройство (рис. 2) начиная от заготовки древесины или от нижнего склада можно контролировать перемещение законно заготовленной древесины, как в виде сортиментов, так и в виде хлыстов на всем протяжении пути, где будет установлена система сканирования. Проехать незамеченным через постоянно функционирующую систему сканирования, используя RFID-метки на стволах древесины, представляется невозможным.

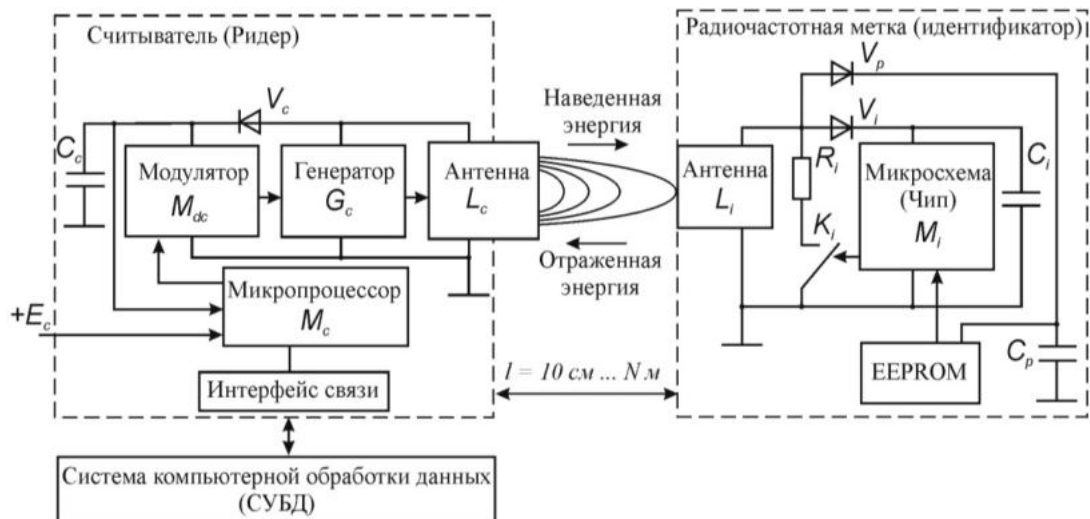


Рис. 1 - Схема работы системы RFID.

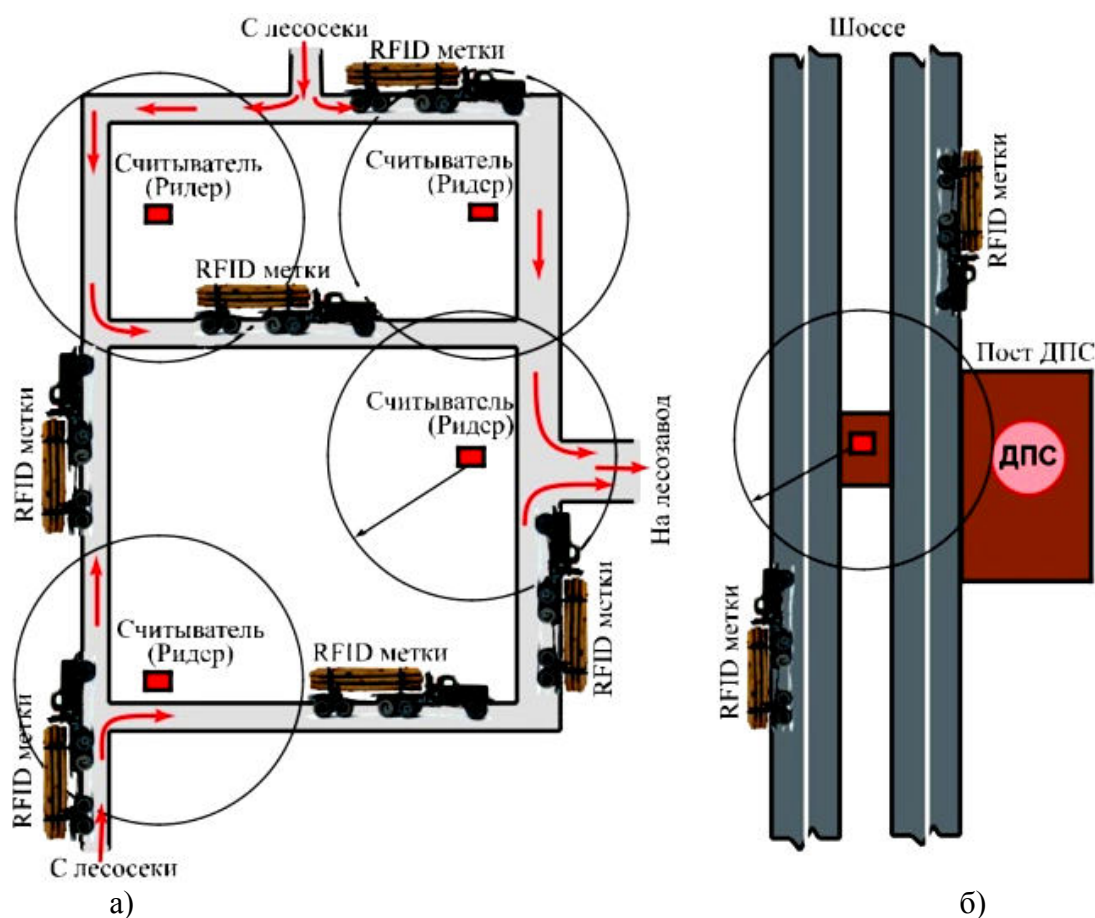


Рис. 2 - Расположение сканирующих устройств
 а) второстепенных дорогах б) магистральных дорогах

Система радиочастотного контроля перемещения круглых лесоматериалов не требует значительных капитальных вложений и может подойти для всех средних и крупных компаний по продаже круглых лесоматериалов, которые необходимо транспортировать на дальние расстояния. Благодаря такой технологии продавцу и покупателю можно отслеживать перемещение и следить за сохранностью древесных материалов.

Библиографический список

1. Лесной кодекс РФ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.leskod.ru> (от 23.06.2016 № 218-ФЗ).
2. Сбор данных о состоянии и транспортировке леса / В.В. Побединский, И.В. Бородулин, А.А. Побединский // Лесная наука в реализации концепции уральской инженерной школы: социально-экономические и экологические проблемы лесного сектора экономики: матер. XI Междунар. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2017. – С. 85–88.
3. Методика проведения мониторинга движения лесосырьевых потоков в лесопромышленном производстве на основе технологии RFID / С.П. Санников, В.В. Побединский, И.В. Бородулин, А.А. Побединский // Лесная наука в реализации концепции уральской инженерной школы: социально-экономические и экологические проблемы лесного сектора экономики: матер. XI Междунар. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2017. – С. 88–91.
4. RFID [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org> (05.03.2012 г.)

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОЭКРАНИРУЮЩЕГО ЭФФЕКТА МАСЕЛ НА ВОЗМОЖНОСТЬ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЗАЕДАНИЙ В ПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Попов Д. А. qaz.7@mail.ru, Рудик М. А., Подзолков А.С.

Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова

Дается оценка вероятной причине возникновения задиров на поверхности подвижных сопряжений машин с точки зрения тепловой динамики трения. Результаты исследований подтверждают гипотезу о роли теплоэкранирующего эффекта смазок на перегрев микроконтакта и изменение структуры и свойств, как смазочного материала, так и поверхностного слоя металла, которые в свою очередь вызывают повышенный износ деталей машин.

Даже при использовании самых современных смазочных материалов и технологий обработки металлов на рабочей поверхности деталей, работающих при относительно высоких скоростях и давлениях, наблюдаются в разной степени характерные повреждения – задиры. Такие дефекты поверхности возникают в результате явления местного соединения двух твердых тел, происходящего вследствие действия молекулярных сил при трении [1]. Издержки лесной отрасли, вызванные преждевременной заменой деталей машин, существенно сказываются на эффективности лесозаготовки [2].

Для возникновения условий, при которых атомы кристаллических решеток твердых тел образуют молекулярные связи, необходимо сближение поверхностей до субмикроскопических расстояний при отсутствии

промежуточного тела, которым, как правило, выступает смазка и (или) окисные пленки. Откуда же возникают усилия, способные на разрыв прочной молекулярной пленки масла и окислов, ведь конструктивно, по прочностям расчетам, выполненным с кратным запасом и резервированием ресурса, усилия, способные на разрыв пленки, возникнуть не могут. Вместе с этим известно, что прочность материалов снижается при нагреве, в том числе фрикционным, но и для этого случая производится проверочный тепловой расчет, гарантирующий заданный разогрев, но только из условия взаимодействия макроскопических поверхностей. При этом известно [5], что твердые тела взаимодействуют по фактической площади контакта, образуемой интегральной микрошероховатостью сопряжений.

Ответ на данный вопрос может быть найден, если воспользоваться тепловой динамикой трения [5]. Согласно теории, взаимодействие твердых тел осуществляется на микроконтактах сопряжений, характеризующихся малой фактической площадью контакта рис. 1. Как видно из рисунка, учитывая соотношения размеров выступов микроконтакта и покрытия, тепловой расчёт необходимо вести с учетом теплофизических свойств разнородных материалов, отличающихся по теплопроводности и теплоемкости.

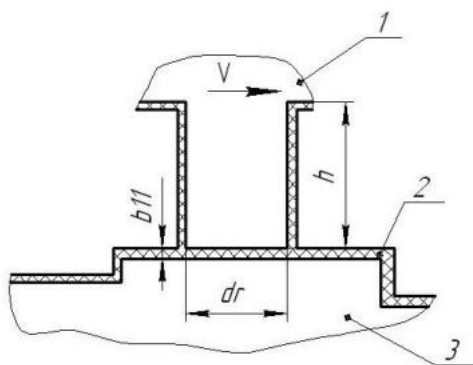


Рис. 1 – Модель фрикционного микроконтакта

1 – микровыступ (подвижная деталь); 2 – пленка; 3 – микронеровность (неподвижная деталь); d_r – диаметр пятна контакта; b_{11} – толщина пленки; h – высота микровыступа; v – скорость перемещения

Допускаем, что пленка, находящаяся на фрикционном контакте, равномерно покрывает единичный металлический микровыступ. Теплофизические свойства материалов пленки и микровыступа существенно различаются. Следовательно, система «металл-пленка» будет иметь теплофизические характеристики, отличающиеся от характеристик металла и пленки. Обозначаются они как приведенные теплофизические характеристики, определяемые по формулам [3].

Результаты теоретических расчетов показали, что величина температуры на поверхности трения с учетом и без экранирующего эффекта может отличаться в десятки раз, так, например, без учета приведенных теплофизических характеристик температура поверхности по расчету составила 30°C , а с учетом, в зависимости от толщины масляной пленки и времени действия температурной вспышки составила 472°C ! (при 5 мкм и 10^{-4} с) и 2098°C ! (при 5 мкм и 10^{-6} с .) [3].

С целью проверки теоретических расчётов, было создано устройство, имитирующее фрикционную вспышку в стационарных условиях [4] и распространение теплового потока через масляную пленку и без нее.

Однофакторные эксперименты, проведенные на созданном устройстве при малых толщинах масляных пленок ($h_{\text{п}} = 1-10$ мкм) и времени импульсов мощности ($t = 0,1-15,0$ мс), выявили существенную разницу температур (рис. 2) между сухим и смазанным контактом (гранично).

Теоретические расчеты подтверждаются экспериментальными результатами с расхождением не более 8 ...10 %. По результатам проведенных расчетов и экспериментальных исследований установлено, что экранирующее действие масляной пленки проявляется в двух случаях:

1) с увеличением ее толщины, что согласуется с классическими представлениями о термическом сопротивлении разнородных сред в зависимости от коэффициента теплопроводности материалов среды;

2) с уменьшением времени действия (теплового импульса) источника теплоты – температурной вспышки, возникающей при фрикционном взаимодействии сопряжений.

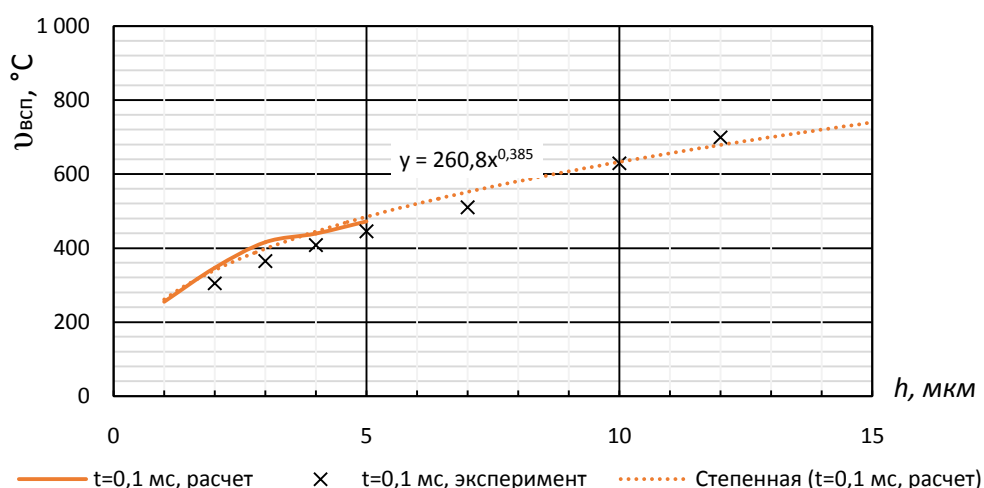


Рис. 2 – Зависимость температуры вспышки $U_{\text{всп}}$ от толщины масляной пленки h по теоретическим расчетам и экспериментальным данным при $N_3 = 325$ Вт

Значения температур вспышки на микроконтакте сопряжения, полученные на основании расчетов, способны привести не только к деструкции смазочного материала, находящегося в зоне контакта, но и к существенным структурным изменениям микроскопических объемов металла.

Библиографический список

- ГОСТ 27674-88 Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. – М. : Изд-во стандартов, 1992. – 19 с.;
- Кулакова, Е.Н. Совершенствование нормативно-правового и научно-методического обеспечения воспроизводства лесов / Е. Н. Кулакова, М. П. Чернышов, С. И. Дегтярева. // Вестник Московского государственного университета леса – Лесной вестник. – 2016. – Т. 20. – №2. С. 106-111.

3. Попов, Д. А. Аналитический расчет температуры на поверхности трения с учетом экранирующего действия тонких граничных пленок [Текст] / Д. А. Попов, А. М. Кадырметов, В. В. Заикин, А. Ю. Синельников // Актуальные направления научных исследований XXI века : теория и практика : сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции. – Воронеж, 2016. – № 5, ч. 4 (25-4) – С. 115-120.
4. Попов, Д. А. Устройство для исследования теплоэкранирующего действия граничных масляных пленок / Д. А. Попов, А. М. Кадырметов, А. С. Пустовалов // Сб. докладов по итогам Международной технической конференции «МЕХТРИБОТРАНС – 2016». – Ростов на Дону РГУПС – 2016. – т.1. – С. 223-227.
5. Чичинадзе, А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. - М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.; ил..

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСНОЙ ТРЕЛЕВОЧНОЙ СИСТЕМЫ С ВОЛОКОМ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Пушков Ю.Л., pushkov_yura@mail.ru, Михайлов О.А., lts55@mail.ru,
Тарадин Г.С., grisha190@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова

Идеализированная схема колесной трелевочной системы представляет собой механическую систему, состоящую из двух модулей, соединенных между собой шарниром. Передний модуль представляет собой трелевочный трактор, задний – трелюемая пачка деревьев.

Движение трелевочного трактора по волоку имеет свои специфические особенности, обусловленные его неровностями различной высоты и протяженности и небольшим значением коэффициента сцепления.

Случайными воздействиями при торможении при торможении можно считать изменения нормальных и тангенциальных реакций, вызываемые колебаниями колес, остовом трактора, пачкой деревьев и случайными изменениями сцепления шин с дорогой.

Как показал обзор литературных источников [1,2,3] и предварительный анализ процессов торможения трелевочного трактора, колебания колесной трелевочной системы происходит в низкочастотном диапазоне (8...10 Гц).

Исследования только низкочастотных колебаний системы « колесный трелевочный трактор – пачка – волок» существенно упрощает эквивалентную схему в виде динамической системы, состоящей из ряда сосредоточенных масс, соединенных между собой безынерционными и демпфирующими элементами. Основными упругими и демпфирующими элементами в системе являются пневматические шины и пачка деревьев.

Моменты инерции масс каждого из модулей рассматриваемой колесной трелевочной системы могут быть определены либо расчетным путем по известным формулам теоретической механики, либо экспериментально.

Особым элементом системы является трелюемая пачка деревьев, колебания которой в случае полуподвешенной трелевки носят более сложный характер,

чем при трелевке в полупогруженном состоянии, за счет дополнительной степени свободы подвешенного конца пачки. Массу трелюемой пачки можно распределить дискретными массами, сосредоточенными в трех точках: две - по концам и одна – в центре масс пачки. Эта модель пачки проста, универсальна и позволяет учесть ее свойства. Критерием эквивалентности является соответствие частот вынужденных колебаний расчетной схемы реальной системы.

Чтобы система трех дискретных масс соответствовала в динамическом отношении действительной распределенной массе трелюемой пачки деревьев, необходимо соблюдение следующих условий:

-сумма указанных масс должна быть равна действительной распределенной массе пачки;

-центр тяжести трех масс должен совпадать с центром масс пачки;

-момент инерции выбранных дискретных масс относительно оси, проходящей через центр масс пачки, должен быть равен моменту инерции пачки относительно той же оси.

Решение уравнений, описывающих эти условия, дает следующие результаты:

$$m_{1n} = \frac{J_n}{l_5 \cdot l_n}; \quad (1)$$

$$m_{2n} = \frac{J_n}{l_6 \cdot l_n}; \quad (2)$$

$$m_{3n} = M_n - \frac{J_n}{l_5 \cdot l_6}; \quad (3)$$

где J_n – момент инерции пачки относительно центра масс;

l_5, l_6 – расстояние от соответствующих масс до центра масс пачки;

l_n – общая длина пачки;

M_n – масса трелюемой пачки.

Проведенные исследования показали, что трелюемую пачку деревьев можно рассматривать как усеченный конус и определять момент инерции пачки относительно ее центра масс по следующей формуле:

$$J_n = \frac{M_n \cdot \left[(R^2 + 3 \cdot R \cdot r + 6 \cdot r) \cdot l_n^2 + \frac{3}{2} \cdot (R^4 + R^3 \cdot r + R^2 \cdot r^2 + R \cdot r^3 + r^4) \right]}{10 \cdot (R^2 + R \cdot r + r^2)}, \quad (4)$$

где R – радиус основания конуса;

r – радиус вершины конуса.

Определение значений коэффициентов изгибной жесткости и демпфирования пачки осуществляется обычно экспериментальным путем. Результаты экспериментальных исследований [4] позволяют определить жесткостные и демпфирующие свойства как отдельных, так и трелюемой пачки в целом, в зависимости от конструктивной схемы подвеса, высоты подъема комлевой части, длины и породы деревьев.

Кроме того, при трелевке деревьев с кроной желательно учитывать упругодемпфирующие свойства кроны, как в вертикальном, так и в продольном направлениях. Численные значения упругодемпфирующих свойств кроны пачки могут быть определены экспериментальным путем.

Вторым важным элементом рассматриваемой динамической системы является пневматическая шина. Для большинства лесных колесных машин пневматическая шина является основным упругим и демпфирующим элементом.

Наличие на трелевочном тракторе с шарнирно - сочлененной рамой межосевой муфты свободного хода обуславливает, в значительном диапазоне нагрузок, работу силового привода в режиме торможения, при котором соотношение радиусов качения существенно влияет на распределение тормозных моментов по осям. Указанные радиусы зависят от нормальных нагрузок на колеса, давления воздуха в шинах и типа поверхностей качения. Разница в радиусах качения колес различных осей при торможении трактора, вызывает перераспределение тормозного момента между колесами трактора.

Для определения радиуса качения шины в тормозном режиме используем уравнение [5].

$$r_{\kappa} = r_{\kappa}^0 - \lambda M_{Ti}; \quad (5)$$

В случае торможения трактора реализуемый колесами тормозной момент i -оси будет иметь вид:

$$M_{Ti} = \frac{r_i^0 - r_a}{\lambda_i}, \text{ где} \quad (6)$$

r_i^0 - радиус качения колеса i -ой оси в режиме торможения,

r_a - обобщенный радиус колеса;

λ_i - коэффициент тангенциальной деформации шины i - оси в режиме торможения ;

λ - коэффициент тангенциальной деформации шины колеса.

Радиус качения колеса i -ой оси в процессе торможения рассчитывается по формуле:

$$r_i^0 = r_{on} - \nu \left(P_{WON} - P_{WI} \right) \frac{K \sqrt{G_{ki}}}{G + P_{WI}}, \text{ где} \quad (7)$$

r_{on} - свободный радиус колеса, при нормальном давлении воздуха в шине (P_{WON});

K, ν - константы тангенциальной деформации шин;

P_{wi} - текущие значения давления воздуха в шинах колес i – ой оси,

G_{ki} - нормальная нагрузка на колесо в процессе торможения;

G – константа, численно равная величине давления внешней среды.

Вертикальные взаимодействия шины с опорной поверхностью достаточно описывается упругим звеном, обладающим жесткостью и демпфирующим сопротивлением. Для определения коэффициента нормальной жесткости шины

необходимо знать зависимость между нормальным прогибом шины и ее конструктивными и эксплуатационными параметрами.

Используя зависимость предложенную в работах определим:

$$h_z = \frac{K_z}{1 + P_W} \cdot \sqrt[4]{G_K^3}, \quad (8)$$

где K_z – коэффициент, определяемый экспериментально, числовые значения которого для диагональных шин низкого давления равны 0,41-0,74; для шин с регулируемым давлением 0,45 – 0,74; для широкопрофильных шин 0,25-0,5.

Вывод:

Проведенная оценка других упругих элементов трелевочной системы по величине жесткости показали, что наибольшей жесткостью обладают металлоконструкции и гидропривод технологического оборудования, жесткость которых значительно превосходит сопоставимые между собой жесткости шин и пачки.

Следовательно, при исследовании трактора в режиме торможения, можно ограничиться рассмотрением упругих деформаций шин и пачки, считая остальные элементы абсолютно жесткими.

Библиографический список:

1. Кочнев А.М. Повышение эксплуатационных свойств колесных трелевочных тракторов путем обоснования их основных параметров: Дис. ... д-ра техн. наук. СПб. : ЛТА, 1995. 424 с.
2. Малиновский Е. Ю., Гайцгори М.М. Динамика самоходных машин с шарнирно-сочлененной рамой. М.: Машиностроение, 1974. 176 с.
3. Смирнов С.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.: ил.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1980. 270 с.
5. Кацыгин В.В., Горин Г.С. Тангенциальные эластичности движителей трактора 4-4 при взаимодействии с почвой. // Тракторы и сельхозмашины, № 10, 1980. С. 15-17.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ В УСЛОВИЯХ ОЦИЛИНДРОВКИ БРЕВЕН

Сергеевичев А.В., 910sav@gmail.com,

Сергеевичев В.В., alexander910@yandex.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова

Режущий инструмент, осуществляя срезание стружек при резании, и сам подвергается износу под воздействием обрабатываемого материала. Износ, кроме прочих факторов, является результатом трения рабочих граней о стружку и обрабатываемую поверхность и сопровождается удалением части металла, уменьшением его массы и ухудшением режущей способности. Потеря массы инструмента в результате износа к моменту снятия его со станка из-за потери режущей способности ничтожна. Но именно вследствие износа этого малого

объема металла и происходит в основном затупление инструмента. Это связано с тем, что активная часть режущего инструмента сосредоточена на очень малом участке (лезвии), находящемся в контакте со стружкой и поверхностью обработки изделия. Износ режущего инструмента всегда сопровождается потерей массы и изменением микрогеометрии режущей части – затуплением. Износ и затупление режущего инструмента сложный многофакторный процесс. На степень износа и характер затупления инструментов влияют: физико-механические свойства и структура материала режущих элементов; геометрические и угловые параметры режущих элементов; физико-механические свойства обрабатываемой древесины (порода, влажность, обрабатываемость и др.); условия и режимы резания (вид резания, глубина резания и толщина стружки, скорость резания и подачи); условия и режим работы инструмента (точность, жесткость и колебания инструмента, состояние станка, продолжительность работы инструмента и др.); качество подготовки инструмента к работе (заточка и доводка режущих элементов) [1-4].

Для уменьшения износа и затупления необходимо упрочнять режущую часть инструментов. В настоящее время повышение стойкости инструментов осуществляется различными методами [3]:

- совершенствуются инструментальные материалы;
- улучшается конструкция инструментов;
- улучшаются подготовка к работе и режимы эксплуатации инструментов;
- совершенствуются угловые параметры и форма инструментов;
- режущая часть инструментов оснащается твердым сплавом;
- осуществляется местное упрочнение лезвия инструментов.

Методы упрочнения инструментов различаются между собой физической природой воздействия на инструмент, достигаемыми результатами и эффективностью. В настоящее время существуют следующие методы упрочнения режущих инструментов [4]:

- нанесение на рабочие поверхности износостойких покрытий;
- нанесение на рабочие поверхности антифрикционных покрытий;
- химико-термическое насыщение контактных поверхностей химическими элементами и соединениями;
- нанесение на поверхности гальванических покрытий;
- воздействие на поверхностный слой инструментов магнитным полем, лучом лазера, электрической искрой (дугой), холодом и др. для повышения твердости и износостойкости;
- электроконтактная закалка режущей части;
- электроискровое упрочнение и легирование рабочей поверхности;
- лазерное термоупрочнение режущей части;
- алмазное выглаживание рабочих поверхностей;
- ультразвуковой наклеп поверхности мелкими стальными шариками;
- фрикционно-упрочняющая обработка рабочей поверхности.

Применительно к ножам оцилиндровочных станков эффективными методами повышения стойкости можно считать: совершенствование инструментального материала; оснащение режущей части инструментов

твердыми металлокерамическим сплавом; наплавка на режущую часть инструментов литого твердого сплава ВЗК; оптимизация геометрии, конструкции и угловых параметров инструментов. Для ножей оцилиндровочных станков рекомендуется применять быстрорежущую сталь Р18. Ножи могут быть изготовлены целиком из стали Р18 или оснащены пластинками из данной стали. Пластинки должны крепиться со стороны передней поверхности методом пайки. Применение пластинок из быстрорежущей стали Р18 и корпуса ножей из конструкционной легированной стали 40Х (ГОСТ 4543-71) повышает эффективность использования ножей. В условиях оцилиндровки бревен целесообразно использовать ножи с пластинками твердого сплава. Материал режущей части таких ножей – металлокерамический твердый сплав марки ВК15 (ГОСТ3882-74). Материал корпуса ножей с твердым сплавом – конструкционная легированная сталь 40Х (ГОСТ 4543-71). Наплавка литого твердого сплава ВЗК на переднюю поверхность режущей части ножей может производиться многими способами. Различают дуговую, газовую, электрошлаковую, плазменную, индукционную наплавку. Широко применяется наплавка посредством ацетиленокислородного пламени. При газовой наплавке рекомендуется применять газовую горелку с наконечником №1 или №2. Давление кислорода устанавливается около 4 атм., а давление ацетилена – около 0,4 атм. Наплавку целесообразно производить в предварительно подготовленный паз на передней поверхности ножей в зоне лезвия литой твердый сплав поставляется в виде прутков диаметром от 6 до 8 мм. После наплавки ножи в режущей зоне подвергаются отпуску с охлаждением на воздухе. Наплавленный слой должен быть ровным, плотным без пор и раковин. Наплавленные ножи поступают на заточку и доводку поверхностей оселком или другим станочным способом. Так как наплавка на ножи износостойких материалов (литых твердых сплавов и др.) является сравнительно трудоемким процессом, то применение этого способа оправдывается в случае, если нельзя применять припайвание пластинок твердых сплавов. Заточка ножей, оснащенных пластинками твердого сплава (ВК-15) производится алмазным кругом, а наплавленных сплавом (ВЗК) – обычными корундовыми или электрокорундовыми кругами. Для заточки и доводки ножей из быстрорежущей легированной стали, используются шлифовальные круги из синтетического абразивного материала – боразона или эльбора. Использование данных кругов позволяет повысить износостойкость ножей в 1,3÷1,8 раза по сравнению с кругами из электрокорунда.

Для уменьшения периода приработочного износа ножей необходимо улучшить их качество заточки и доводки. Целесообразно при заточке режущим элементом (лезвию) ножей придавать форму естественного износа, т.е. устойчивую форму, конкретную для условий резания при оцилиндровке бревен. Полезно создание при заточке фаски на задней поверхности (грани) лезвия не 0,20...0,25 мм по ширине.

Библиографический список

1. Глебов И.Т. Резание древесины. СПб.: «Лань», 2010. 256 с.

2. Зотов Г.А. Дереворежущий инструмент. Конструкция и эксплуатация. СПб.: «Лань», 2010. 384 с.
3. Каменев Б. Б., Сергеевичев А. В. Дереворежущие инструменты. СПб.: СПбГЛТУ, 2013. 330 с.
4. Санев В.И., Каменев Б.Б., Сергеевичев А.В. Резание древесины и древесных материалов. СПб.: «Лань», 2018. 456 с.

ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ РАЗМЕЩЕНИЯ СЕТИ ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ. КЛАСТЕРИЗАЦИЯ ЛЕСОСЕК. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МИНИМИЗАЦИИ СУММАРНОЙ СТОИМОСТИ СТРОИТЕЛЬСТВА ДОРОГ ДО ЦЕНТРОВ КЛАСТЕРОВ

Симоненкова А.В., sukhodolskaya.anastasia@gmail.com

Санкт-Петербургский государственный университет, Санкт-Петербург;

Бачериков И.В., ivashka512@gmail.com, Симоненков М.В., zumanew@yandex.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова, Санкт-Петербург;

Введение

На предыдущем этапе в результате решения модели транспортного потока множества продуктов были получены кратчайшие пути между лесосеками по стоимости строительства дорог [1]. На основе полученных кратчайших путей будет решаться задача кластеризации. В предлагаемой методологии задача кластеризации не рассматривается в ее классическом понимании - как задача разбиения множества объектов на группы с похожими характеристиками, а рассматривается как способ разделения исходного большого набора данных на несколько меньших по объему. Результат кластеризации будет использован в качестве исходных данных для поиска дорожной сети внутри и между кластеров, которая в свою очередь будет использована в качестве исходных данных для решения задачи размещения сети лесовозных автомобильных дорог (ЛАД).

Цель работы

Разработать математическую модель кластеризации лесосек на основе дорог наименьшей стоимости между лесосеками в рамках решения задачи оптимизации размещения сети лесовозных автомобильных дорог.

Методы исследования

Задача модели – разделить всю совокупности лесосек на группы с наименьшей стоимостью строительства дорог от лесосек внутри кластера до его центра, который также является лесосекой, при ограничениях на минимальное число лесосек в кластере и максимальное число лесосек.

Целевая функция:
$$\sum_{\substack{v_i \in sV, \\ v_j \in sV}} v K_{v_i, v_j} pSP_{v_i, v_j} \rightarrow \min \quad (1)$$

Множества:

Множество	Индекс	Описание
sV	v, v_i, v_j	Вершины графа

Параметры:

Параметр	Описание
pB_v	1 – если вершина графа v является центром лесосеки, 0 – в противном случае
pSP_{v_i, v_j}	Кратчайший путь от центра лесосеки v_i до центра лесосеки v_j , км
pM	Максимальное количество кластеров
pU	Минимальное число лесосек в кластере

Переменные:

Переменная	Описание
vC_v	Переменная обозначающая, что лесосека v является центром кластера
vK_{v_i, v_j}	Переменная обозначающая, что лесосека v_i попала в кластер, центром которой является лесосека v_j

Свойства переменных:

Переменная	Тип	Левая граница	Правая граница	Область возможных значений
vC_v	Бинарная	0	1	$pB_v = 1$
vK_{v_i, v_j}	Бинарная	0	1	$pB_{v_i} = 1, pB_{v_j} = 1$

Ограничения:

Ограничение на максимальное число кластеров:

$$\sum_{v \in sV} vC_v \leq pM \quad (2)$$

Одна лесосека должна принадлежать только одному кластеру

$$\sum_{v_j \in sV} vK_{v_i, v_j} = 1 \quad \forall v_i \in sV \mid pB_{v_i} = 1 \quad (3)$$

Лесосека не может входить в кластер с центром в другой лесосека, если другая лесосека не является центром этого кластера

$$vK_{v_i, v_j} \leq vC_{v_j} \quad \forall v_i, v_j \in sV \mid pB_{v_i} = 1 \text{ и } pB_{v_j} = 1 \quad (4)$$

Ограничение на минимальное число лесосек в одном кластере:

$$\sum_{v_i \in sV} vK_{v_i, v_j} \geq pU vC_{v_j} \quad \forall v_j \in sV \mid pB_{v_j} = 1 \quad (5)$$

Результаты исследования

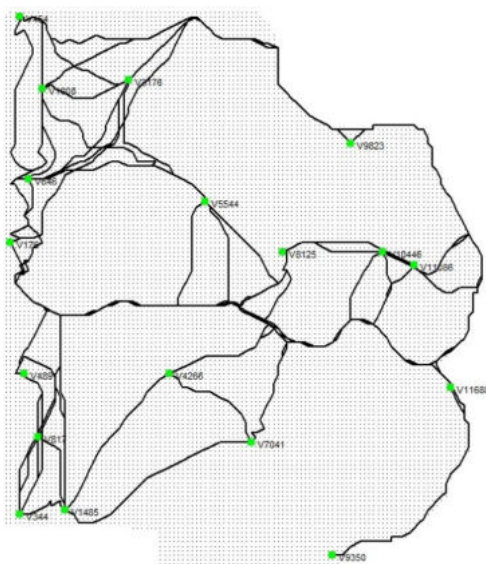


Рис 2.– Кратчайшие пути между всеми лесосеками

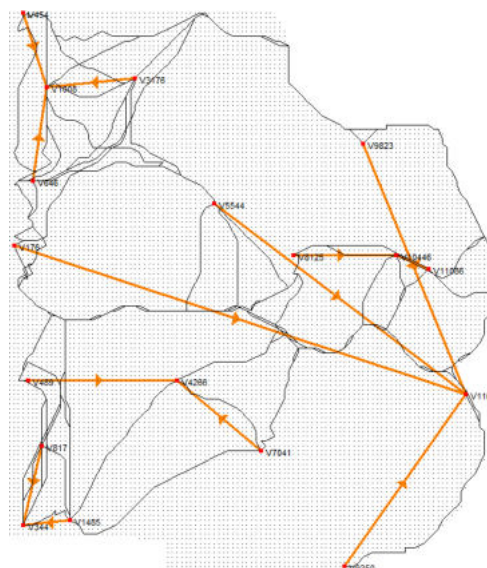


Рис 3.– Деление на кластеры с минимальным числом лесосек в кластере равным 3

Табл. 1. – Размер оптимизационной модели и время расчета.

Показатель	Модель кластеризации	Показатель	Модель кластеризации
Ограничений	362	Отклонение от оптимального решения	0,00
Переменных	343	Время расчета, с	0,11
В том числе целочисленных	342	Значение целевой функции, руб	64342,07288

Был проведен вычислительный эксперимент: оптимизационная модель была решена при разных значениях параметра pU , значение которого варьировалось от 1 до 18 лесосек. Результаты представлены на рис. 4 и рис. 5.

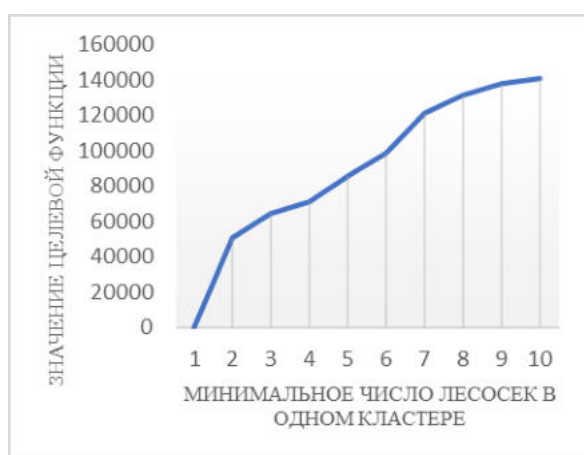


Рис 4. – График зависимости значения целевой функции от минимального числа лесосек в кластере

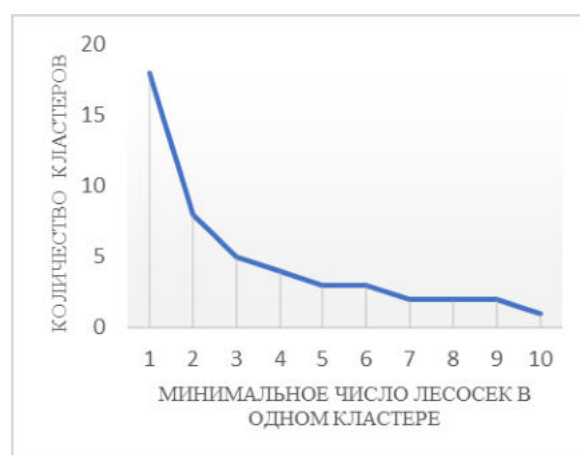


Рис 5– График зависимости количества кластеров от минимального числа лесосек в кластере

Из представленных графиков видно, что с увеличением минимального числа лесосек в кластере увеличивается значение целевой функции и уменьшается количество кластеров. Из дальнейшего анализа будут исключены некоторые решения: когда минимальное число лесосек равно единице или

десяти и более, так как при таких значениях параметра результат решения не будет соответствовать требованиям методологии решения задачи размещения ЛАД, а именно разделения данных. Также будет исключено решение с минимальным числом лесосек равным двум, так как между парой точек нет точки Штейнера.

Финансирование

Исследование выполнено при финансовой поддержке Фонда содействия инновациям. Договор № 14592ГУ/2019 от 23.07.2019.

The research was partially supported by FASIE. Grant № 14592ГУ/2019 to 23.07.2019.

Библиографический список

1. Симоненкова А.В., Бачериков И.В., Симоненков М.В. Задача оптимизации размещения сети лесовозных автомобильных дорог. Способ поиска дорог наименьшей стоимости для кластеризации лесосек // Материалы III МНТК «Актуальные вопросы лесного хозяйства». СПб.:СПбГЛТУ, 2019. 119-125 с.
2. Kusiak, Andrew. "Analysis of integer programming formulations of clustering problems." Image Vision Comput. 2 (1984): 35-40.

МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА МОЩНОСТИ ЛЕСОПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕХОВ

Соколова В.А., sokolova_vika@inbox.ru, Парфенопуло Г.К., parfenon73@mail.ru, Алексеева Е.А., kas.spb.lta@mail.ru, Теппоев А.В., avt01@inbox.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Асинхронные машины в настоящее время являются самыми распространенными машинами в народном хозяйстве. На долю асинхронных двигателей приходится не менее 80% всех электродвигателей, используемых в лесной промышленности. Они широко используются в устройствах автоматики и телемеханики, приводах технологического оборудования, деревообрабатывающих станков, транспортеров и т.п. Широкое распространение асинхронных двигателей объясняется простотой их конструкции, надежностью в работе, хорошими эксплуатационными свойствами, невысокой стоимостью и простотой в обслуживании. На лесопромышленном предприятии может одновременно работать значительное количество электродвигателей с различными техническими характеристиками. Например, для участка окорки можно предложить следующий вариант реализации электропривода. Механизм конвейера: 1 асинхронный частотно-регулируемый электропривод со скалярным управлением; механизм подачи окорочного станка: 6 асинхронных частотно-регулируемых электроприводов с векторным управлением; короснимающий механизм: 1 асинхронный частотно-регулируемый электропривод со скалярным управлением.

Мероприятия, проводимые по повышению коэффициента мощности эксплуатируемых или проектируемых устройств могут быть разделены на группы, не требующие применения компенсирующих устройств - так

называемая естественная компенсация, и на группы, связанные с применением компенсирующих устройств – искусственная компенсация. Применительно к нашему объекту в качестве мероприятия по естественной компенсации выступает внедрение частотных преобразователей на базе ШИМ-модуляции, а в качестве искусственной – компенсация реактивной мощности установкой компенсации на базе статических конденсаторов.

Функции преобразования параметров электрической энергии питающей сети к таким значениям, которые необходимы для нормальной работы двигателя, а также функцию дозирования электрической энергии, подводимой к двигателю для регулирования его скорости, выполняет преобразовательное устройство.

Широкое распространение в настоящее время получили двухступенчатые преобразователи частоты с промежуточным звеном постоянного тока и инвертором напряжения на полностью управляемых силовых полупроводниковых элементах. В настоящее время в массовом электроприводе (от нескольких ватт до сотен киловатт) используются, как правило, преобразователи частоты на IGBT-транзисторах. В этом устройстве при использовании неуправляемого выпрямителя, обеспечивающего высокое значение коэффициента мощности, регулирование значения выходного напряжения может осуществляться методом ШИМ-модуляции [1].

Данная схема содержит входной неуправляемый выпрямитель, емкостной фильтр и собственно трехфазный мостовой инвертор с системой управления. Мостовое соединение ключей позволяет получать двухполярное напряжение на обмотке двигателя при однополярном источнике питания. Индуктивный характер нагрузки учитывается подключением к основным ключам встречно-параллельных диодов, обеспечивающих защиту силовых ключей и возврат запасенной магнитной энергии в конденсатор фильтра. Так как входной выпрямитель не проводит ток в обратном направлении, для двигателей с высокой интенсивностью тормозных режимов предусмотрена специальная схема рассеивания электрической энергии.

Если управляющий сигнал U_x представляет собой синусоиду, то напряжение на выходе инвертора будет представлять собой гармоническую, содержащую наряду с первой гармоникой, имеющей частоту управляющего сигнала, ряд гармонических составляющих более высокого порядка. Таким образом если амплитуда U_x не превышает значения $U_{опт}$, то первая гармоника напряжения на выходе инвертора в определенном масштабе повторяет управляющий сигнал. Изменение его частоты приводит к изменению частоты на выходе инвертора. Изменение амплитуды управляющего сигнала при неизменной частоте будет приводить к изменению соотношения длительности положительных и отрицательных импульсов напряжения на выходе, т.е. к изменению его первой гармоники.

При высокой частоте ШИМ и активно-индуктивной нагрузке, какой является обмотка статора, ток нагрузки оказывается практически синусоидальным.

В условиях, когда отдаваемая двигателем энергия в тормозных режимах велика и целесообразно обеспечить ее передачу в сеть переменного тока, то должен использоваться управляемый выпрямитель. Благодаря свойству обратимости по направлению преобразования энергии, на выходе преобразователя частоты может использоваться транзисторный инвертор напряжения с ШИМ. В тормозных режимах привода он будет выполнять роль инвертора, обеспечивающего рекуперацию энергии в сеть из цепи постоянного тока, а в двигательном режиме привода перейдет в выпрямительный режим. При выполнении этих функций обеспечивается высокая степень синусоидальности сетевых токов и возможность регулирования реактивной мощности обоих знаков. Дополнительным преимуществом следует считать использование на входе и выходе преобразователя частоты одинаковых транзисторных устройств. Такой электропривод обладает широким диапазоном регулирования (диапазон изменения скорости $(30-60)f$ и более), высоким коэффициентом полезного действия (без учета двигателя он достигает 0,98), высоким коэффициентом мощности (до 0,98), высокой надежностью и компактностью преобразователя.

Оценка мощности для частотно регулируемого двигателя проводится для условий обеспечения требуемой перегрузочной способности. В этом случае можно считать, что рассчитанное значение мощности будет являться максимально возможным. Для условий кратковременной работы двигателя потребуется меньшее значение мощности.

Оценим основные параметры энергопотребления: $\cos\varphi$ и η (кпд).

Основной вклад в мощность потерь вносят потери в меди ротора, которые зависят от величины скольжения. Также учтены потери в статоре, которые идут на обеспечение магнитной связи. Аналогичные потери в роторе малы и не учитываются.

При рассматриваемом способе управления работа асинхронного двигателя при уменьшении развиваемого момента (возрастании угла α) сопряжена со значительным снижением коэффициента мощности, так как с ростом α увеличивается фазовый сдвиг первой гармоники тока φ и уменьшается $\cos\varphi$ на обмотках статора. Такое управление сопровождается ростом удельного веса высших гармоник тока (v), что вызывает дополнительные потери активной мощности и в целом ухудшает энергетические показатели двигателя. Принимаем $v=0,9$.

Оценка энергетических характеристик для условий, когда для инвертирования напряжения и выпрямления и выпрямления используются преобразователи частоты с ШИМ-модуляцией. Значение $\cos\varphi$ на частоте $f_{кр}$ практически не изменяется по сравнению со значениями $\cos\varphi$ приведенными в паспортных данных, т.е. его можно принять равным $\cos\varphi=0,89$. Значение кпд двигателя также можно принять равным $\eta=0,89$ из паспортных данных. Это возможно т.к. величина скольжения остается постоянной. Тогда итоговый $\cos\varphi=0,8$.

Так как станочное устройство состоит из системы приводов, и, как правило, мощность главного привода намного больше мощности периферийных

устройств, то введение преобразователей частоты именно для главных приводов или, если это единственный двигатель станка, для станка в целом, существенным образом повышает расчетный коэффициент мощности по сравнению с тем значением, что дает справочное пособие [2].

Введением преобразователя частоты для главного привода станков, мы добились на шинах низкого напряжения $\cos\varphi=0,79$.

Библиографический список

1. Парфенуло Г.К., Соколова В.А., Алексеева Е.Е. Разработка методики оценки качества технологических процессов машиностроительного производства. В сборнике: Повышение эффективности лесного комплекса Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. 2018. С. 132-134.

2. РТМ 36.18.32.4-92 Указания по расчету электрических нагрузок ВНИПИ ТЯЖПРОМЭЛЕКТРОПРОЕКТ Москва 1992 Источник: https://znaytovar.ru/gost/2/RTM_361832492_Ukazaniya_po_ras.html

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА ДВИГАТЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ

Тарабан М.В., arcan65@mail.ru, Затенко С.И., s_lana2004@mail.ru,

Коськин В.К. koskin23@yandex.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Сельскохозяйственная техника во многом обуславливает рентабельность аграрной отрасли, так как позволяет значительно повысить производительность труда. Несмотря на то, что сельское хозяйство не является доминирующей частью национальной экономики, без агропромышленного комплекса невозможно обеспечить продовольственную безопасность страны, поэтому вопросы, связанные с эффективным использованием техники, являются актуальными. Эффективность использования техники напрямую зависит от возможности быстро оценить ее техническое состояние, что достигается использованием диагностических средств, исключающих разборочно-сборочные операции при выявлении отказов и неисправностей. Особый интерес представляют диагностические средства с использованием виброизмерительных преобразователей – акселерометров, которые устанавливаются на объект диагностирования с помощью прижимных устройств, технологических переходных шпилек или переходников, располагаемых на имеющихся крепежных элементах узлов и механизмов дизеля.

Остаточная неуравновешенность (дисбаланс) вращающихся масс двигателя приводит к неравномерности крутящего момента, что снижает тяговую мощность трактора, вызывает повышенный расход топлива, кроме того оказывает негативное воздействие на механизатора, ухудшая условия работы. Гармонические колебания создают динамические нагрузки на крепежные

элементы узлов и механизмов, в результате чего происходит ослабление резьбовых соединений, усиливается износ деталей.

У трактора, двигатель, которого жестко соединен с корпусными элементами трансмиссии, колебания, вызванные неуравновешенностью двигателя, передаются на весь трактор. В этом случае колебания силового агрегата на частоте $f = \frac{n}{60}$ необходимо рассматривать в целом как колебание твердого тела, установленного на упругих опорах – пневматических колесах. Вредное воздействие дисбаланса усиливается в связи с тем, что направление действия центробежной силы постоянно изменяется. Дисбаланс оценивают его статистическим моментом ΔS относительно оси вращения неуравновешенных масс. Вертикальная составляющая вызванной им центробежной силы, оказывающая динамическую нагрузку на опоры вращающихся валов, может быть представлена в следующем виде

$$P_d = \Delta S \omega_d^2 \cos \alpha = 1,12 \cdot 10^{-5} n_d^2 \Delta S \cdot \cos \alpha ,$$

где ω_d и n_d - угловая скорость и частота вращения вала, имеющего дисбаланс ΔS , выраженный в $г \cdot мм$.

Классические методы [1] определения и устранения дисбаланса предусматривают установку коленчатого вала или коленчатого вала с маховиком или сцеплением в сборе на специальный стенд. Балансировка двигателя в сборе также осуществляется на специальном стенде. В дальнейшем, при установке узлов и механизмов на двигатель и установке двигателя на трактор возникает суммарный остаточный дисбаланс, а в процессе эксплуатации он увеличивается.

Вибрационный метод позволяет определить параметры дисбаланса двигателя и устранить его, не снимая двигатель с трактора. При этом используются накладные вибропреобразователи, установленные на объект диагностирования с помощью имеющихся на тракторе крепежных элементов. Для получения диагностических сигналов, характеризующих параметры дисбаланса, измерительные вибропреобразователи-акселерометры устанавливаются в двух плоскостях коррекции в плоскости шкива коленчатого вала и в плоскости маховика. Вибропреобразователи устанавливаются с помощью специальных болтов, которые в свою очередь устанавливаются в имеющиеся резьбовые отверстия. В плоскости шкива болт с вибропреобразователем устанавливается на передний кронштейн двигателя вместо регулировочного болта, а в плоскости маховика болт с вибропреобразователем устанавливается на нижнюю поверхность корпуса сцепления в непосредственной близости от задней опоры коленчатого вала в имеющееся резьбовое отверстие [2].

Задается номинальный скоростной режим работы двигателя $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$. Сигналы с измерительных вибропреобразователей поочередно поступают на вход блока обработки сигнала, а с его выхода на блок связи автоматизированного машинотестера. Для синхронизации работы двигателя и

измерительной аппаратуры с помощью струбины на топливопровод высокого давления второй секции устанавливается синхронизирующий датчик и два отметчика вращения.

Для установки отметчиков вращения может быть использована измерительная шестерня, устанавливаемая под болт крепления шкива коленчатого вала. Зависимость напряжения диагностического сигнала от величины дисбаланса ΔS можно представить в виде

$$V = K_n \cdot K_u \cdot 1,12 \cdot 10^{-5} n_d^2 \Delta S \cdot \cos \alpha$$

где K_n - коэффициент преобразования измерительного датчика; K_u - коэффициент преобразования измерительной цепи.

Сигнал с измерительного вибропреобразователя в блоке обработки сигнала усиливается, фильтруется и в результате на экране дисплея появляется кривая диагностического сигнала с разверткой по углу поворота коленчатого вала, по которой определяется амплитуда и фаза остаточного дисбаланса двигателя на тракторе в каждой плоскости коррекции. Место установки корректирующего груза определяется по фазе минимального значения амплитуды диагностического сигнала. Масса корректирующего груза определяется по номограмме, отражающей зависимость массы корректирующего груза от величины диагностического сигнала, или используя формулу

$$m_k = \frac{V - 3,2}{28,15}$$

где m_k - значение массы корректирующего груза, V - напряжение диагностического сигнала.

При балансировке узлов двигателя при помощи установки на боковую поверхность опорного диска муфты сцепления корректирующего груза его можно установить только в определенные места плоскости коррекции. Часто угол дисбаланса не совпадает с этими местами, поэтому корректировку выполняют установкой двух грузов различных масс под две близлежащие к углу коррекции гайки крепления. Значения масс грузов находят, используя формулы:

$$m_1 = \frac{D_{нач}}{r_k} \cdot \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_3}; \quad m_2 = \frac{D_{нач}}{r_k} \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_3}$$

где $D_{нач}$ - начальный дисбаланс r_k - радиус коррекции, φ_1 , φ_2 - углы между линией действия дисбаланса и местами установки корректирующих масс m_1 и m_2 соответственно, $\varphi_3 = 180 - (\varphi_1 + \varphi_2)$.

Использование диагностических средств с накладными преобразователями позволяет сократить объем необоснованных разборочных работ при поиске и устранении неисправностей механизмов тракторного дизеля, в результате чего повышается эффективность использования техники.

Библиографический список

1. Левит М.Е., Рыженков В.М. Балансировка деталей и узлов. - М.: Машиностроение, 1986.- 248 с.

2. Муравьев К.Е., Петровский Н.В. Оценка индикаторных параметров и неуравновешенности дизеля вибрационным методом. М.: Методы и средства повышения эффективности технического обслуживания, 1990.-73

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ХАРВЕСТЕРА С УЧЕТОМ ПРИРОДНО-ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЙ

Хитров Е.Г., yegorkhitrov@gmail.com, Григорьев Г.В., vtl-lta@mail.ru,
Дмитриева И.Н., IN2907@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Изложим порядок расчета производительности харвестера с учетом факторов, относящихся как к параметрам машины, так и к параметрам древостоя. За основу примем методику [1]. Для расчета сменной производительности харвестера используем формулу [2]:

$$П_{см} = \frac{T_{см} - t_p}{t_y} \cdot V_x, \quad (1)$$

где $T_{см}$ – продолжительность смены, t_p – время регламентированных простоев харвестера, t_y – время обработки дерева, V_x – средний объем хлыста.

Время обработки дерева складывается из составляющих [2]:

$$t_y = t_{xa} + t_z + t_e + t_{oc} + t_p + t_n, \quad (2)$$

где t_{xa} – время, затрачиваемое на наведение и подвод харвестерной головки к дереву, t_z – время захвата дерева, t_e – время валки дерева, t_{oc} – время, затрачиваемое на обрезку сучьев, t_p – время, затрачиваемое на раскряжевку, t_n – время переезда между технологическими стоянками харвестера в расчете на одно дерево.

Время, затрачиваемое на наведение и подвод харвестерной головки к дереву, определим по формуле [1]:

$$t_{xa} = \frac{2(R^3 - r^3)}{3V_{xa}(R^2 - r^2)}, \quad (3)$$

где R – максимальный вылет манипулятора, r – минимальный вылет манипулятора харвестера, V_{xa} – скорость подвода харвестерной головки к дереву.

Время, затрачиваемое на захват дерева, рассчитаем по формуле [1]:

$$t_z = \frac{D_{xa} - D_z}{V_z}, \quad (4)$$

где D_{xa} – диаметр максимального раскрытия захвата харвестерной головки, D_z – диаметр ствола в месте захвата, V_z – скорость перемещения зажимов харвестерной головки.

Время, затрачиваемое на валку дерева, найдем по формуле [2]:

$$t_e = \frac{\pi d_c k_n}{4\Pi_{чп} \varphi_{чп}}, \quad (5)$$

где d_c – диаметр дерева в месте среза, k_n – коэффициент, учитывающий затраты времени на падение дерева, $\Pi_{чн}$ – производительность чистого пиления, $\varphi_{чн}$ – коэффициент использования производительности чистого пиления.

Производительность чистого пиления найдем по формуле [2]:

$$\Pi_{чн} = \frac{\pi d_c V_n}{4}, \quad (6)$$

где V_n – скорость подачи в механизме пиления.

Время, требующееся для обрезки сучьев, найдем по формуле [1]:

$$t_{oc} = \frac{l_x k}{V_{n0}} + \frac{l_x(1-k)}{V_n}, \quad (7)$$

где l_x – длина хлыста, k – соотношение бессучковой зоны дерева и длины хлыста, V_{n0} – скорость протаскивания ствола без обрезки сучьев, V_n – скорость протаскивания ствола при обрезке сучьев.

Время, затрачиваемое на раскряжевку, рассчитаем по формуле [1]:

$$t_p = \frac{d_{cp} n_p}{V_n} + \frac{V_{n0} n_p}{a_m}, \quad (8)$$

где d_{cp} – средний диаметр ствола в месте пропила, n_p – число пропилов, a_m – замедление, вызванное торможением при протаскивании дерева.

Замедление, вызванное торможением при протаскивании дерева, определим по формуле [1]:

$$a_m = \frac{V_{n0}^2}{2l_m}, \quad (9)$$

где l_m – средний путь торможения харвестерной головки перед остановкой для выполнения пропила.

Средний диаметр ствола в месте пропила определим по формуле [1]:

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{d_1^2 + d_2^2 + \dots + d_n^2}{n_p}}, \quad (10)$$

где $d_1, d_2 \dots d_n$ – диаметр ствола в месте пропила.

Время переезда между технологическими стоянками харвестера в расчете на одно дерево определим по формуле [1]:

$$t_n = \frac{l_{nep}}{Vn}, \quad (11)$$

где l_{nep} – расстояние между технологическими стоянками харвестера, V – скорость харвестера при движении по лесосеке, n – число деревьев, обрабатываемых харвестером с одной стоянки.

Расстояние между технологическими стоянками харвестера найдем по формуле [2]:

$$l_{nep} = R - r, \quad (12)$$

Число деревьев, обрабатываемых харвестером с одной стоянки, определим по формуле [1]:

$$n = \frac{n_{дер}}{n_{ост}}, \quad (13)$$

где $n_{дер}$ – число деревьев на одной пасечной ленте, $n_{ост}$ – число технологических стоянок харвестера при разработке одной пасечной ленты.

Число деревьев на одной пасечной ленте [2]:

$$n_{дер} = \frac{S_{пл} q}{V_x}, \quad (14)$$

где $S_{пл}$ – площадь пасечной ленты, q – запас древесины на единицу площади.

Число технологических стоянок харвестера при разработке одной пасечной ленты рассчитаем по формуле [2]:

$$n_{ост} = \frac{l_{пл}}{l_{пер}}, \quad (15)$$

Диаметр дерева в месте среза, длина и объем хлыста могут быть оценены по диаметру дерева на высоте груди $d_{1,3}$ [2]:

$$d_c = c_1 d_{1,3}, \quad (15)$$

$$L_x = a d_{1,3}^2 + b d_{1,3} + c, \quad (17)$$

$$V_x = \frac{\pi d_{1,3}^2}{4} L_x k_\phi, \quad (18)$$

где a, b, c – коэффициенты, зависящие от породы древесины, k_ϕ – коэффициент формы хлыста, зависящий от породы (табл. 1).

Табл. 1 - Коэффициенты формул для расчета длины и объема хлыста, плотность свежесрубленной древесины [2]

Коэффициент	Сосна	Ель	Береза	Осина
c_1	1,25	1,25	1,21	1,16
a	-47	0	-134	-100
b	68	24,6	100	94
c	1,45	9,2	0,4	0
k_ϕ	0,52	0,52	0,46	0,46

Пример результатов расчета представлен в табл. 2.

Таблица 2 – Пример результатов расчета производительности харвестера при заготовке сортиментов (сосна, диаметр в на высоте груди 25 см)

исходные данные	параметры древо-стоя	Обозн.	Параметр	Разм.	Знач.
		c_1	коэффициенты формы ствола (по табл. 1)		
a				-47	
b				68	
c				1,45	
k_ϕ				0,52	
		$d_{1,3}$	Диаметр хлыста на высоте груди	см	25

параметры технологии	k	коэффициент, учитывающий длину бессучковой зоны		0,2	
	q	запас на 1 га	м^3	120	
	l_l	длина пасечной ленты	м	300	
	L	длина сортимента	м	6	
	$T_{см}$	продолжительность смены	ч	8	
	t_p	регламентированные простои	ч	1	
	параметры харвестера	R	максимальный вылет манипулятора	м	12
		r	минимальный вылет манипулятора	м	3
		V_{xa}	скорость перемещения харвестерного агрегата	м/с	4
		V_p	скорость перемещения зажимных рычагов	м/с	0,25
		V_H	скорость надвигания в механизме пиления	м/с	0,15
		V_0	средняя скорость протаскивания ствола	м/с	0,4
		V	средняя скорость протаскивания ствола без обрезки сучьев	м/с	0,7
		V_M	средняя скорость перемещения машины	м/с	0,97
		$\varphi_{чп}$	коэффициент использования производительности чистого пиления		0,6
k_n		коэффициент затрат времени на падение дерева		1,6	
результаты расчета	S_l	площадь пасечной ленты	м^2	5760,00	
	N	деревьев на 1 га		303,06	
	N_d	среднее количество деревьев на разрабатываемой ленте		174,56	
	D_{xa}	диаметр максимального раскрытия харвестерного агрегата	м	0,36	
	H	длина хлыста	м	15,51	
	V_x	средний объем хлыста	м^3	0,40	
	D_p	диаметр ствола дерева в плоскости зажимных рычагов	м	0,31	
	D_n	диаметр ствола в месте пропила	м	0,31	
	D_{cp}	средний диаметр пропила	м	0,25	
	n_p	число пропилов		3,00	
	$n_{ост}$	количество технологических стоянок харвестера при движении по ленте		33,33	
	n	количество деревьев, обрабатываемых с одной стоянки		5,24	
	$l_{пер}$	расстояние между стоянками	м	9,00	
	a_T	замедление при торможении протаскивания ствола	м/с^2	0,27	
	l_T	средний путь торможения харвестерного агрегата перед остановкой для выполнения пропила	м	0,90	
	$\Pi_{чп}$	производительность чистого пиления	$\text{м}^2/\text{с}$	0,04	
	t_{xa}	время наведения и доставки харвестерного агрегата к дереву	с	2,08	
	t_3	время зажима рычагов харвестерного	с	0,20	

		агрегата		
	t_b	время валки дерева	с	17,78
	t_{oc}	время обрезки сучьев	с	35,46
	t_p	время раскряжевки хлыста	с	12,71
	t_n	время переезда от одной технологической стоянки к другой в расчете на одно дерево	с	9,28
	$t_{ц}$	продолжительность цикла	с	77,51
	$\Pi_{см}$	сменная производительность	м ³ /см.	128,74

Результаты расчета производительности при варьировании среднего объема хлыста (определяется породой и диаметром дерева на высоте груди) представлены на рис. 1 (прочие исходные данные те же, что указаны в табл.2).

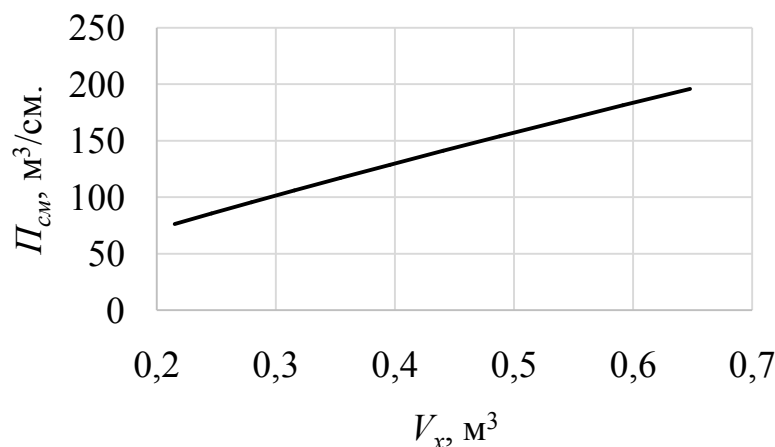


Рис. 1 - Пример результатов расчета производительности харвестера при заготовке сортиментов (сосна)

Библиографический список

- Газеева, Е.А. Современное оборудование для лесозаготовок за рубежом [Текст] / Е.А. Газеева, А.Ф. Уразова // УГЛТУ, Екатеринбург, 2014. 38 С.
- Кочегаров, В.Г. Технология и машин лесосечных работ [Текст] / В.Г. Кочегаров, Ю.А. Бит, В.Н. Меньшиков // М.: Лесная промышленность. 1990- 387 с.

МОДЕЛЬ ИНВЕСТИЦИОННОГО БИЗНЕС-ПРОЦЕССА ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТОМ В ЛЕСНОМ КОМПЛЕКСЕ

Чудовская Л.А.,

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М.Кирова

Галилеев С.М. , Галилеев М.М. ,

Санкт-Петербургский государственный экономический университет

Электронная идентификация системы управления транспортом будет способствовать повышению эффективности функционирования лесного

комплекса. Управляемость транспортных систем повысится за счет получения достоверной информации о состоянии объектов управления в режиме реального времени. Это расширит возможности практического использования современных логистических технологий, так как точная и своевременная информация - залог успешной совместной работы нескольких операторов в цепочке доставки грузов в лесном комплексе.

Модель данной задачи близка к транспортной задаче и позволяет оптимизировать работу транспортных узлов лесного комплекса с точки зрения эффективности вложения инвестиций. Информация, получаемая от операторов является нечеткой, существуют интервалы изменений параметров.

Нечеткий вариант стандартной задачи математического программирования получается, если допустить возможность нарушения условий с той или иной степенью. Вместо максимизации целевой функции, $f(x)$ может стремиться к достижению некоторого заданного ее значения, причем различным отклонениям значения $f(x)$ от этой величины можно приписывать различные степени допустимости (например, чем больше отклонение, тем меньше степень его допустимости).

Пусть a — заданная величина функции цели NPV (ЧПС) инвестиционного бизнес процесса, достижение которой считается достаточным для выполнения цели принятия решений в бизнес-процессе, связанном с транспортными структурами в лесных хозяйствах, и пусть имеется пороговый уровень b , такой, что неравенство $NPV < a - b$ означает сильное нарушение неравенства $NPV > a$. Тогда функцию принадлежности для нечеткой функции цели можно определить следующим образом:

$$\mu_G(x) = \begin{cases} 0, & \text{если } f(x) \leq a - b, \\ \mu_a(x), & \text{если } a - b < f(x) < a, \\ 1, & \text{если } f(x) \geq a, \end{cases}$$

где μ_a — функция принадлежности, описывающая степени выполнения соответствующего неравенства с точки зрения лица, принимающего решения.

Аналогично определяется функция принадлежности $\mu_C(x)$ для нечетких ограничений. В результате исходная задача оказывается сформулированной в форме задачи выполнения нечетко определенной цели, к которой применим подход Беллмана-Заде, в основе которого лежит использование интегрального критерия, как нечёткой свёртки частных критериев.

При моделировании ситуации в форме задачи линейного программирования

$$\max \left\{ NPV \left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \alpha_i q_{ij} x_{ij} \leq Q_{don}, \\ \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J V_{tij} x_{ij} \leq V_{don}, \quad \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J of_{tij} x_{ij} \leq of_{don} \end{array} \right. \right\}$$

о коэффициентах известно лишь то, что они находятся в некотором множестве, отражающем все реальные возможности.

В отдельных случаях точно описанное множество ограничений (допустимых альтернатив) может оказаться лишь приближением в том смысле, что в реальной задаче альтернативы вне множества ограничений могут быть не допустимыми, а лишь в той или иной степени менее желательными для лица, принимающего решение, чем альтернативы внутри этого множества.

Рассмотрим задачу нахождения максимума на заданной области. Пусть задана область вида

$$P = \left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \alpha_i q_{ij} x_{ij} \subseteq Q_{\text{don}} + \\ \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J V_{ij} x_{ij} \subseteq V_{\text{don}} + \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J of_{ij} x_{ij} \subseteq OF_{\text{don}} \end{array} \right\},$$

где коэффициенты — нечеткие подмножества множества \mathbb{R} , а бинарная операция $+$ обозначает сложение нечетких множеств. Требуется найти максимальное NPV на заданной области.

Коэффициент при каждой переменной в ограничениях можно считать функцией полезности, определенной на числовой оси.

Сведем решение исходной задачи к решению ряда задач линейного программирования. Для этого введем дискретные α -уровни. В результате нечеткие ограничения принимают следующий интервальный вид:

$$P = \left\{ \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \sigma_{\alpha}(\alpha_i q_{ij}) x_{ij}; \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \sigma_{\alpha}(V_{ij}) x_{ij}; \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \sigma_{\alpha}(of_{ij}) x_{ij} \right\}$$

Таким образом, переходим от нечетких множеств к четко определенным и зная, что α — обычный интервал, можем записать задачу в виде ограничений для левого и правого значения коэффициентов, т. е. размерность системы ограничений увеличилась в два раза.

Чтобы привести задачу к виду обычной задачи линейного программирования, достаточно записать неравенства отдельно по левому и правому краям интервалов, с учетом знаков неравенства.

С помощью несложных преобразований задача с нечеткими коэффициентами сводится к задаче линейного программирования с четкими коэффициентами; полученная задача решается методом Балаша. Аддитивный алгоритм Балаша — метод неявного перебора, который применим для решения линейной задачи булевого программирования.

Исходная задача нечеткого математического программирования представляется в виде совокупности обычных задач линейного программирования на всевозможных множествах уровня множества допустимых альтернатив. Для решения поставленной задачи используется пакет MatLab с Toolbox Fuzzy Logic. При решении задачи нечеткой оптимизации использованы построенные функции принадлежности —

треугольные и гауссовы на основе экспертных оценок. Предлагаемая модель позволяет оптимизировать инвестиции в транспортную структуру лесного хозяйства.

Для экспериментальной проверки выбран пакет ПП WinQSB, результаты расчета распределения инвестиций по предприятиям лесного комплекса с транспортной структурой представлены в рис. 1:

	Decision Variable	Solution Value	Unit Cost or Profit C(j)	Total Contribution	Reduced Cost	Basis Status
1	X11	1,0000	-29 128,0000	-29 128,0000	0	basic
2	X12	0	-48 779,0000	0	-19 651,0000	at bound
3	X21	1,0000	-16 683,0000	-16 683,0000	0	basic
4	X22	0	-22 334,0000	0	-5 651,0000	at bound
5	X31	1,0000	-24 070,0000	-24 070,0000	0	basic
6	X32	0	-32 248,0000	0	-8 178,0000	at bound
7	X41	1,0000	-20 019,0000	-20 019,0000	0	basic
8	X42	0	-26 828,0000	0	-6 809,0000	at bound
9	X43	0	-103 081,0000	0	-83 062,0000	at bound
10	X51	1,0000	-13 595,0000	-13 595,0000	0	basic
11	X52	0	-18 244,0000	0	-4 649,0000	at bound
12	X53	0	-70 943,0000	0	-57 348,0000	at bound
13	X61	1,0000	-14 912,0000	-14 912,0000	0	basic
14	X62	0	-58 421,0000	0	-43 509,0000	at bound
15	X63	0	-78 282,0000	0	-63 370,0000	at bound
16	X71	1,0000	-10 194,0000	-10 194,0000	0	basic
17	X72	0	-12 791,0000	0	-2 597,0000	at bound
18	X81	1,0000	-11 768,0000	-11 768,0000	0	basic
19	X82	0	-48 374,0000	0	-36 606,0000	at bound
20	X83	0	-64 886,0000	0	-53 118,0000	at bound
21	X91	1,0000	-8 140,0000	-8 140,0000	0	basic
22	X92	0	-44 886,0000	0	-36 746,0000	at bound
23	X93	0	-33 490,0000	0	-25 350,0000	at bound
24	X101	1,0000	-6 396,0000	-6 396,0000	0	basic
25	X102	0	-36 591,0000	0	-30 195,0000	at bound
	Objective Function		(Max.) =	-154 905,0000		

Рис. 1. Результаты расчета распределения инвестиций по предприятиям лесного комплекса

Библиографический список

1. Асаи К., Ватада Д., Иваи С. и др./Под ред. Т. Тэрано, К. Асаи, М. Сугено, Прикладные нечеткие системы- М.: Мир, 1993. - 368 с.
2. Вошинин А.П., Сотиров Г.Р. Оптимизация в условиях неопределенности. - Изд-во МЭИ (СССР) и Техника (НРБ), 1989. – 224с

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННОЙ УСТАНОВКИ КОЛЕСНОГО ЛЕСОПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

Чураков А.В., mex_kn2011@mail.ru, Соколова В.А., sokolova_vika@inbox.ru,

Марков В.А., mactor85@mail.ru, Кретинин В.И., kvi_1960@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова

С целью решения задач анализа и синтеза технических систем, в том числе и колесных лесопромышленных тракторов, необходимо располагать моделями их функционирования. В зависимости от цели и задач исследования колесной трелевочной системы могут приниматься различные динамические схемы,

отличающиеся точностью представления в них отдельных узлов и агрегатов системы. Однако любая схема должна соответствовать реальным процессам, происходящим в системе, и обеспечивать совпадение с заданной точностью результатов расчетов с данными исследовательских испытаний.

В процессе движения колесного трелевочного трактора по волоку узлы и отдельные детали трансмиссии находятся под действием большого числа различных знакопеременных нагрузок, как случайного, гармонического, так и детерминированного характера. Основными источниками возмущений являются: двигатель (высокочастотные возмущения), микро и макронеровности волока (низкочастотные возмущения), различные зазоры в сопряжениях узлов и деталей трансмиссии, а также их податливость на кручение.

Исследование колебаний трансмиссии при различных режимах эксплуатации трактора можно проводить как на многомассовых эквивалентных динамических схемах трансмиссии, учитывающих все возможные связи между ее элементами, там и на более простых эквивалентных динамических схемах трансмиссии, соответствующих отдельным режимам движения трактора.

В сложившейся практике исследования колебаний как многомассовых динамических систем в целом, так трансмиссий транспортных машин в частности наиболее распространенным подходом является рассмотрение первоначальной общей колебательной схемы рассматриваемой динамической системы с последующим обоснованием перехода к более простым эквивалентным динамическим схемам трансмиссии, соответствующим определенным режимам ее работы.

Используем аналогичный подход и к решению задач, поставленных в данной работе: обоснование общей эквивалентной динамической схемы трансмиссии колесного лесопромышленного трактора и разработка математической модели ее колебаний, позволяющей исследовать нагруженность трансмиссий во всем диапазоне режимов работы лесопромышленного трактора.

Методы упрощения и приведения параметров к единой скорости вращения или движения применяются при замене реальной динамической системы эквивалентной расчетной схемой. Такие эквивалентные схемы служат основой для разработки и исследования математических моделей с целью измерения динамических свойств системы и совершенствования ее потенциальных свойств.

Анализ динамических моделей трансмиссии, применяемых в настоящее время для оценки нагрузочных режимов трансмиссий, частотного анализа и изучения ее колебаний в условиях резонанса, указал на необходимость учета моментов инерции и жесткостей реактивных элементов трансмиссии, а также демпфирования в них.

Для решения поставленной задачи примем следующие допущения: трактор совершает установившееся прямолинейное движение по горизонтальной поверхности; остова трактора не совершает колебания под действием реактивных сил и моментов, передаваемых на него отдельными агрегатами трансмиссии.

С учетом конструктивных особенностей трансмиссии колесного лесопромышленного трактора, динамическая модель его трансмиссии может быть идеализирована в виде схемы, представленной на рис.

На рис. обозначены: $J_1 \dots J_{10}$ - моменты инерции маховой массы элементов трансмиссии; $c_1 \dots c_{11}$ - жесткость; k - коэффициент демпфирования; M_e - крутящий момент; M_{cnp} - момент сопротивления.

Представленную динамическую систему можно описать системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_2(\varphi_1 - \varphi_2) - k_1\varphi_1 - c_1\dot{\varphi}_1 &= 0; \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_3(\varphi_2 - \varphi_3) - k_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_2(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_e; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 + A_1\dot{\varphi}_3 + A_2\dot{\varphi}_5 - k_3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_3(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 + k_5\dot{\varphi}_4 + c_5\varphi_4 - k_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - c_4(\varphi_5 - \varphi_4) &= \dot{\varphi}_3(A_5 - A_1) + \dot{\varphi}_5(A_4 - A_2) \\
 J_5 \ddot{\varphi}_5 - A_3\dot{\varphi}_3 - A_4\dot{\varphi}_5 + k_6(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + c_6(\varphi_5 - \varphi_6) + k_7(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_7) + \\
 + c_7(\varphi_5 - \varphi_7) + k_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) + c_4(\varphi_5 - \varphi_4) &= 0; \\
 J_6 \ddot{\varphi}_6 + k_8(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_8) + c_8(\varphi_6 - \varphi_8) - k_6(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - c_6(\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\
 J_7 \ddot{\varphi}_7 + k_9(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_9) + c_9(\varphi_7 - \varphi_9) - k_7(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_7) - c_7(\varphi_5 - \varphi_7) &= 0; \\
 J_8 \ddot{\varphi}_8 + k_{10}(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{10}) + c_{10}(\varphi_8 - \varphi_{10}) - k_8(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_8) + c_8(\varphi_6 - \varphi_8) &= 0; \\
 J_9 \ddot{\varphi}_9 + k_{11}(\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_{10}) + c_{11}(\varphi_9 - \varphi_{10}) - k_9(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_9) - c_9(\varphi_8 - \varphi_9) &= 0; \\
 J_{10} \ddot{\varphi}_{10} + k_{10}(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{10}) + c_{10}(\varphi_8 - \varphi_{10}) - k_{11}(\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_{10}) - c_{11}(\varphi_9 - \varphi_{10}) &= -M_{cnp}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

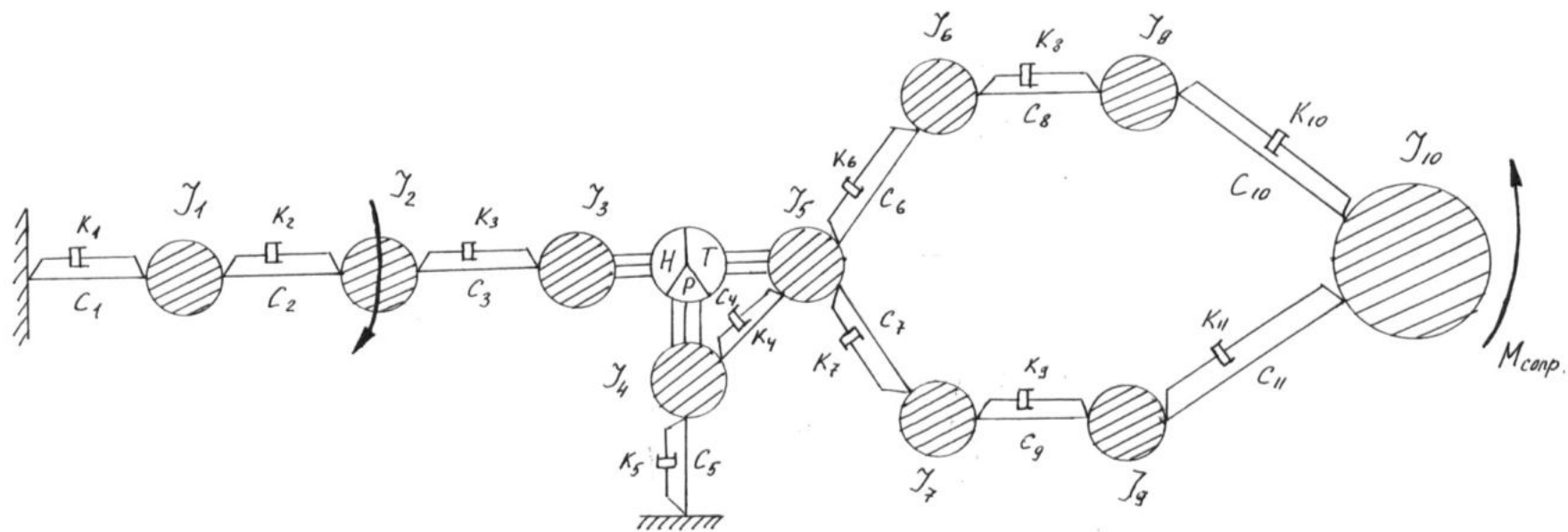


Рис.1 Динамическая схема трансмиссии.

Выводы: Разработанная математическая модель позволяет на стадии проектирования определить влияние жесткости элементов трансмиссии на возможность появления резонансных явлений в трансмиссии.

Библиографический список

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. 280 с.
2. Калякин Л.А., Бычаров Н.Ф., Семенов В.М. Влияние жесткости привода колесного тягача 4x4 на распределение динамических крутящих моментов. Известия ВУЗов. Машиностроение, 1970, №3.
3. Жуков А.В., Леонович И.И. Колебания лесотранспортных машин. Минск. Изд. БГУ им. В.И. Ленина, 1973. 240 с.
4. Анисимов Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора. М.: Лесная промышленность, 1975. 166 с.
5. Цитович И.С., Альгин В.Б. Динамика автомобиля. Минск: Наука и техника, 1981. 192 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Методика расчета предельной нагрузки на оси сортиментовозных прицепов, Андронов А.В., Зверев И.А.	4
К вопросу об актуальности взаимосвязи производительности и расхода топлива при эксплуатации харвестера, Андронов А.В., Пегов В.Ю.	8
Многофакторный анализ технической эффективности лесозаготовительной техники, Базаров С.М., Канищев М.С., Соловьев А.Н., Большаков Р.И., Милехин А.И.....	10
Методический инструментарий совершенствования инфраструктуры в сфере транспорта, Безрукова Т.Л., Терешкина Т.Р., Чугунова Е.В.	13
Обоснование выбора передаточного ряда трансмиссии лесохозяйственного трактора, Власов Е.Н., Епифанова А.Ю.....	17
Разработка модели входного контроля лесоматериалов для повышения эксплуатационных характеристик лесопильного потока, Елисеев И.В., Шифрин Б.М.	20
Предупреждение колеяности на лесных дорогах, Зубова О.В., Тихомиров О.С., Бжеленко П.В.....	25
Особенности перевозки щепы из лесосеки автотранспортом, Ильюшенко Д.А., Локштанов Б.М., Орлов В.В.....	27
Исследование основных характеристик оболочек технических мышц для транспортных машин и оборудования лесного комплекса, Кизиллов А.Б.	29
Вывод многопараметрической функции радиальной деформации колесного движителя, Котенев Е.В., Григорьев Г.В., Дмитриева И.Н.	31
Эксплуатационные характеристики и параметры движителей современных колесных форвардеров, Котенев Е.В., Григорьев Г.В., Дмитриева И.Н.	35
Повышение надежности рабочих органов лесохозяйственных машин, Кретинин В.И., Теппоев А.В., Кривоногова А.С.,.....	38
Анализ исследований износостойкости подшипниковых узлов скольжения, Кушнерев В.О. , Сергеевичев А.В., Сергеевичев В.В.	41
Методика определения оптимального передаточного ряда гидромеханической трансмиссии, Михайлов О.А., Тарадин Г.С., Спиридонов С.В., Козьмин С.Ф., Пушкин Ю.Л.	42
Определение вероятностей времени использования передаточных чисел трансмиссии трелевочного трактора, Михайлов О.А., Тарадин Г.С., Мартынов Б.Г., Спиридонов С.В., Козьмин С.Ф.	47
Оптимизация структуры лесотранспортной сети в условиях интенсивной модели лесопользования, Моисеева К.С., Тюрин Н.А.....	50
Методика оценки уровня ресурсосбережения технологии лесозаготовок, Мушкарова О.М., Михеева М.Ф.....	53
Система радиочастотного контроля перемещения круглой древесины, Побединский А.А.	56

Оценка влияния теплоэкранирующего эффекта масел на возможность возникновения заеданий в подвижных сопряжениях транспортных машин, Попов Д. А, Рудик М. А., Подзолков А.С.....	58
Взаимодействие колесной трелевочной системы с волоком в режиме торможения, Пушков Ю.Л.; Тарадин С.Г.; Михайлов О.А.	61
Современные методы повышения стойкости дереворежущих инструментов в условиях оцилиндровки бревен, Сергеевичев А.В., Сергеевичев В.В.	64
Задача оптимизации размещения сети лесовозных автомобильных дорог. Кластеризация лесосек. Математическая модель минимизации суммарной стоимости строительства дорог до центров кластеров, Симоненкова А.В., Бачериков И.В., Симоненков М.В.	67
Мероприятия по повышению коэффициента мощности лесопромышленных цехов, Соколова В.А., Парфенопуло Г.К., Алексеева Е.А., Теппоев А.В.	70
Динамическая балансировка двигателя в эксплуатационных условиях, Тарабан М.В., Затенко С.И., Коськин В.К.....	73
Пример расчета производительности харвестера с учетом природно-производственных условий, Хитров Е.Г., Григорьев Г.В., Дмитриева И.Н.....	76
Модель инвестиционного бизнес-процесса оптимального управления транспортом в лесном комплексе, Чудовская Л.А., Галилеев С.М, Галилеев М.М.	80
Математическая модель моторно-трансмиссионной установки колесного лесопромышленного трактора, Чураков А.В., Соколова В.А., Марков В.А., Кретинин В.И.....	83

Научное издание

Ответственные редакторы:
Гедьо Василий Михайлович
Коваленко Тарас Викторович

Технический редактор:
Чугунова Елена Викторовна

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА В ЛЕСНОМ КОМПЛЕКСЕ

Материалы научно-практической конференции
28-29 ноября 2019 года



КАФЕДРА

Промышленного
транспорта

1 0 0 Л Е Т

МАТЕРИАЛЫ
ВСЕРОССИЙСКОЙ
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ



САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ