

АНАЛИЗ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЯВЛЕНИЯ ЦИРКУЛЯЦИИ МОЩНОСТИ В БЛОКИРОВАННОМ БАЛАНСИРНОМ КОЛЕСНОМ ДВИЖИТЕЛЕ ТРАКТОРА 6К6

кандидат технических наук, доцент **В.В. Гудков**¹

экстерн **П.А. Сокол**²

кандидат технических наук, доцент **Е.В. Носов**¹

1 - ФГКВООУ ВПО «Военный Учебно - Научный Центр Военно -Воздушных Сил Военно –Воздушная Академия им.проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж, Российская Федерация

2 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация

Статья посвящена проблемам эксплуатации колесных лесосечных машин в лесозаготовительной промышленности Российской Федерации, направленным на снижение уплотнения почвы при вертикальном и горизонтальном воздействии колесных движителей на почвенный покров при многократных проходах. Лесосечные машины работают в сложных условиях эксплуатации, особенно в период ливневых дождей, способствующих образованию колеи и микрооврагов, смыванию слоя почвы различной толщины, на восстановление которого необходимо продолжительное время. Развитие прогрессивных технологий выполнения лесосечных работ, уровень механизации ручного труда и порядка выполнения технологических операций будут определяться рациональными техническими решениями, заложенными в конструкцию колесных движителей лесосечных машин на этапе проектирования для широкого внедрения в лесозаготовительное производство. Значительное влияние на производительность лесосечных машин оказывают тяговые показатели колесных движителей, повысить которые возможно за счет применения в их конструкции новых технических решений. При проведении теоретического анализа теории взаимодействия колесного движителя и опорной поверхности и экспериментальных исследований необходимо рассчитать рациональные параметры колесных движителей с целью увеличения тяговых показателей для движения по деформируемым опорным поверхностям. Тяжелые условия эксплуатации лесосечных машин предъявляют повышенные требования к трансмиссиям и колесным движителям, техническим характеристикам влияющим на показатель эффективности применения, к способности преодолевать препятствия в виде мощных корневых систем различных пород деревьев и порубочных остатков для длительного движения по сложно-пересеченной местности с оптимальной скоростью. Эти свойства в значительной мере определяются тем, насколько эффективно происходит распределение мощности и крутящего момента между ведущими колесами в целях повышения тяговых показателей и снижения затрат мощности на движение. Таким образом, серьезной и актуальной является проблема создания машин с улучшенными тяговыми показателями, для эффективной эксплуатации в различных климатических зонах и на лесосеках с низкими физико-механическими свойствами почвогрунтов при выполнении технологических операций по освоению труднодоступного лесосечного фонда в разнообразных условиях Российской Федерации.

Ключевые слова: лесное хозяйство, крутящий момент, циркуляция, сопротивление, балансир, трелевочный

ANALYSIS OF THE OCCURENCE OF EVENT OF POWER CIRCULATION IN A BLOCKED BALANCING WHEELED RUNNING GEAR OF 6K6 TRACTOR

PhD (Engineering), Associate Professor **V.V. Gudkov**¹

PhD (Engineering), Associate Professor **E.V. Nosov**¹

External student **P.A. Sokol**²

1 - FSOMEI HE "Military Education and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy" (Voronezh) the Ministry of Defense of the Russian Federation

2 – FSBEI HE «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation

Abstract

The article is devoted to the problems of operation of wheeled harvesting machines in the timber industry of the Russian Federation aimed at reducing soil compaction in the vertical and horizontal action of wheeled gears on the soil cover with multiple passes. Harvesting machines operate under difficult operating conditions, especially during heavy rains, which contribute to the formation of rut and micro-ravines, washing of a layer of soil of various thicknesses, restoration of which requires a long time. Development of progressive technologies for the performance of logging operations, level of mechanization of manual labor and procedure for performing technological operations will be determined by rational technical solutions incorporated in the design of wheeled gears of harvesting machines at the design stage for widespread introduction into logging operations. Significant impact on the productivity of logging machines is provided by traction indicators of wheeled gears, which can be increased by using new technical solutions in their design. When carrying out a theoretical analysis of the theory of interaction between wheeled gear and a supporting surface and experimental studies, it is necessary to calculate the rational parameters of wheeled gears in order to increase the traction indexes for motion along deformable bearing surfaces. Heavy operating conditions of harvesting machines make increased demands on transmissions and wheeled gears, technical characteristics affecting the efficiency index of the application, ability to overcome obstacles in the form of powerful root systems of various tree species and felling residues for long traffic along difficult terrain at the optimum speed. These properties are largely determined by how effectively the distribution of power and torque between the driving wheels occurs in order to increase traction and reduce the cost of power for traffic. Thus, the problem of creating machines with improved traction indicators for efficient operation in various climatic zones and on logging areas with low physical and mechanical properties of soils is serious and urgent one when performing technological operations to develop hard-to-reach logging facility in a variety of conditions in the Russian Federation.

Keywords: forestry, torque, circulation, resistance, stabilizer, skidding

В настоящее время в Российской Федерации лесозаготовительные производства используют в основном лесосечные машины гусеничного типа, а в зарубежных странах с развитой лесозаготовительной промышленностью на лесосеке, а также при механизации лесохозяйственных работ доминируют лесопромышленные тракторы с колесным двигателем. Внедрение колесных лесосечных машин может сдерживаться, особенно в лесных регионах, имеющих почво-грунты с низкой

несущей способностью, как не отвечающих лесоводственным требованиям по давлению ведущих колес на опорную поверхность (ОП).

С конца 80-х годов прошлого века в ряде лесопромышленных регионов СССР начала внедряться скандинавская технология, как при сплошной рубке, так и на главной рубке [1], и для проведения таких рубок выпускалась специальная лесозаготовительная техника на базе лесных колесных тракторов нескольких модификаций. Диа-

пазон технологической гибкости лесосечных работ, уровень механизации труда и сроки выполнения технологических операций будут определяться новыми техническими решениями, заложенными в конструкцию трансмиссий и колесных движителей лесосечных машин, а также концепциями формирования системы машин для развития прогрессивных технологий.

Основным отличием структуры лесной почвы от сельскохозяйственной является ее насыщенность мощной корневой системой различных пород деревьев и наличием порубочных остатков, при этом диаметры корней и размеры порубочных остатков имеют существенно большие значения, чем у корневой системы сельскохозяйственных растений, (т.е. масса корневой системы на единицу объема почвы выше).

Разнообразные климатические условия эксплуатации лесных и лесозаготовительных машин требуют повышения их тягово-сцепных показателей и проходимости по деформируемым грунтам. По этой причине актуальной является проблема создания погрузочно-транспортных машин повышенной проходимости, которые бы могли эффективно эксплуатироваться как на лесосеках с высокими физико-механическими свойствами почво-грунтов, так и при освоении труднодоступного лесосечного фонда. Значительное влияние на производительность лесозаготовительных машин оказывают их тягово-сцепные показатели, повышение которых возможно за счет применения новых и перспективных технических решений, направленных на создание колесных движителей рациональной конструкции, имеющих совершенные схемы трансмиссий и ходовой части.

Исследования процесса взаимодействия колесного движителя с ОП проводились рядом авторов, с использованием при этом различных методов и подходов, однако сложным и в настоящее время недостаточно изученным остается вопрос обоснования рациональных параметров колесного движителя с заблокированным балансирным приводом. Проведенный анализ теорий взаимодействия заблокированных балансирных колесных движителей (ББКД) и ОП позволяет сделать вывод, что удовлетворительного математического

описания для расчета влияния циркуляции мощности на их тяговые показатели при выполнении трактором технологических операций нет. Имеющиеся методики расчетов тяговых показателей содержат отдельные не формализуемые этапы и многочисленные допущения, что снижает точность конечных результатов. Исходя из основных положений и результатов специальных исследований в области прикладной механики, циркуляция мощности в замкнутой механической системе с вращающимися элементами может характеризоваться одним главным признаком – нагружением хотя бы одного силового вращающегося элемента системы (вала, оси, муфты, шестерни и т.п.) со стороны источника механической энергии крутящим моментом, противоположным по знаку угловой скорости данного элемента, а со стороны приемника энергии (рабочего органа) – крутящим моментом одного с угловой скоростью знака. Для этого использовался признак, характеризующий наличие в замкнутом механическом контуре циркулирующей мощности, а именно существованием в этом контуре элемента, нагруженного со стороны источника энергии крутящим моментом, вектор которого по направлению противоположен вектору угловой скорости вращения. Поскольку возвратный поток мощности в системе привода колесного движителя не может возникнуть, минуя колесо, в качестве элемента исследования было взято само колесо в системе ББКД – ОП. С помощью результатов теоретических и экспериментальных исследований были оценены тягово-сцепные и технико-эксплуатационные показатели погрузочно-транспортных машин и тракторов с заблокированной трансмиссией при движении по почвогрунтам.

Автор в работе [2] рассмотрел некоторые особенности кинематики и динамики трактора 4К4 с заблокированным приводом (рис. 1) и выявил, что теоретические окружные скорости передних и задних колес различаются между собой, однако их оси, жестко связанные с остоном трактора, имеют одинаковую скорость поступательного движения. Было показано, что у тракторов с заблокированным приводом почти всегда существует некоторое кинематическое несоответствие между передними и

задними колесами, обуславливающее неравенство теоретических скоростей. При прямолинейном движении различие в окружных скоростях, даже если на тракторе установлены колеса одинаковой равномерности, возникает вследствие перераспределения нагрузки по ведущим осям при работе с крюковой нагрузкой, различной степени изношенности протекторов шин, из-за неодинакового давления воздуха в шинах и др.

При применении в конструкции трактора передних и задних колес разных номинальных диаметров, отличие в окружных скоростях получается в результате невозможности точного согласования угловых скоростей вращения колес обеих осей.

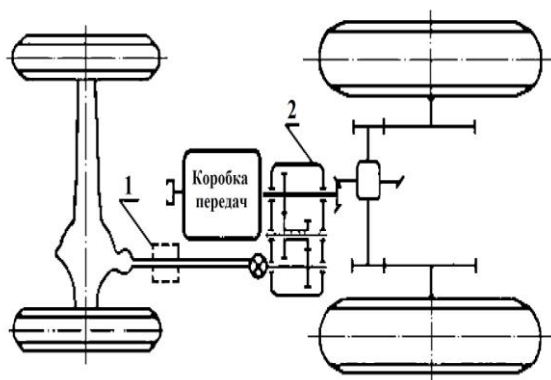


Рис. 1. Схема блокированного привода двух ведущих осей трактора 4К4:

1 – муфта свободного хода; 2 – раздаточная коробка

Установлено, что при поворотах кинематическое несоответствие обуславливается еще и тем, что при криволинейном движении трактора каждая из его осей должна одновременно проходить разные пути, между тем как обе оси, будучи заблокированными, стремятся двигаться с одинаковыми поступательными скоростями. Выравнивание поступательных скоростей обеих ведущих осей, т.е. обеспечение равенства действительных скоростей, было обеспечено только при условии определенного буксования или юза колес, поскольку буксование уменьшает поступательную скорость оси колеса, а юз ее увеличивает.

Наличие кинематического несоответствия ухудшает тяговые показатели трактора и если пе-

редние и задние колеса работают с разным буксованием, то сцепные качества отстающих колес используются в меньшей степени, чем сцепные качества забегающих колес. Чем больше кинематическое несоответствие, тем не равномернее используются сцепные качества колес обеих осей, в этом случае ведущими колесами остаются только забегающие колеса, т.к. отстающие колеса катятся с юзом, следовательно, они становятся ведомыми. В работе [2] автор рассмотрел прямолинейное движение трактора 4К4, у которого задние колеса забегают, а передние катятся с юзом (рис. 2). В этом случае на передние колеса действует отрицательная касательная сила тяги P_{K1} , создаваемая реакциями ОП и направленная против движения и являющаяся тормозной, образующей крутящий момент M_{T1} , который через привод передних колес передается к раздаточной коробке. Таким образом, к раздаточной коробке трансмиссии крутящий момент подводится двумя потоками: от двигателя по пути, показанному на схеме сплошной линией, и от передних отстающих колес по пути, показанному пунктиром. Соединившись, оба потока через привод поступают к задним ведущим колесам, как показано толстой линией, и образуют положительную касательную силу тяги P_{K2} , определяемую соотношением:

$$P_{k2} = \frac{M_{k2}}{r_{o2}}, \quad (1)$$

где M_{K2} – ведущий момент на задних колесах.

Часть касательной силы тяги P_{K2} через остов трактора передается отстающим передним колесам и затрачивается на преодоление сопротивления, создаваемого силой P_{K1} , а другая часть силы P_{K2} затрачивается на преодоление сопротивления, создаваемого крюковой силой $P_{кр}$.

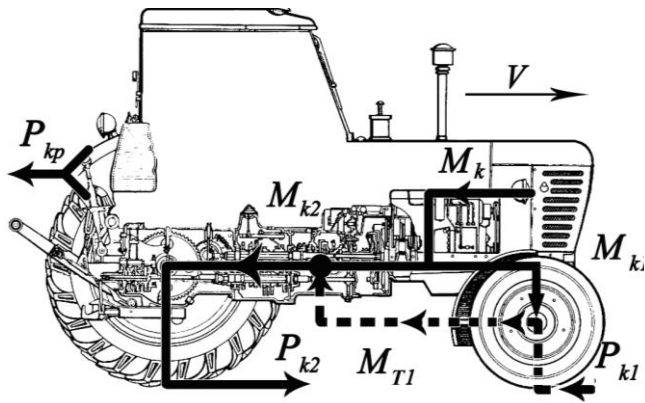


Рис. 2. Схема распределения крутящих моментов в трансмиссии трактора 4К4

Следовательно, можно записать:

$$P_{R2} = P_{k1} + P_{kp} \quad (2)$$

Таким образом, момент, создаваемый реакцией ОП на ведомых, движущихся с юзом колесах, циркулирует по замкнутому контуру: от передних колес через трансмиссию к ведущим задним колесам, а от последних через остов трактора обратно к передним колесам, катящимся с юзом. Циркулирующая мощность бесполезна, нагружает трансмиссию и создает в ней дополнительные механические потери. Кроме того, на юз отстающих колес расходуется часть толкающей силы забегающих колес, что ухудшает тяговые показатели трактора.

В разное время при анализе процессов взаимодействия колесного движителя с ОП и проведения расчетов при проектировании трансмиссии авторами принимались следующие допущения:

- коэффициент тангенциальной эластичности пневматической шины принимался приблизительно постоянным [3];
- сила сопротивления качению принималась как не зависящая от величины крутящего момента колесного движителя, также она считалась как условная сила сопротивления качению [3], [4];
- угловая скорость ведущих колес принималась постоянной [4], [5], т.е. работа колесного движителя рассматривалась без связи с характеристиками двигателя и трансмиссии;

- опорная поверхность считалась однородной [4], либо грунты считались плотными [6];

- величина свободной силы тяги на ведущих колесах принималась при оптимальном значении коэффициента сцепления [4];

- деформация шин учитывалась только коэффициентами деформации [4], нормальные деформации пневматических шин считались равными, шина деформировалась только в радиальном направлении [7];

- принималось, что нагрузка на ведущие колеса обеспечивает передачу окружного усилия [4];

- принимали силы реакции грунта одинаковыми на правых и левых колесах [4], [8], [6], и преобладающим видом деформации грунта принималось его вертикальное сжатие [7];

- коэффициенты сопротивления качению передних и задних колес принимались равными между собой, а также как условная количественная характеристика сопротивления качению колеса [4], [6], либо коэффициент сопротивления качению принимался постоянным [5];

- силы тяги ведущих колес балансирной передачи принимались одинаковыми или ведущие колеса в жесткой балансирной передаче принимались на одной оси ведущими, а на второй оси тормозящими [9], а разница в величинах сил тяги искусственно задавалась [9];

- пренебрегались величинами сил трения в подшипниках осей ведущих колес [4], [6];

- разница в силовых радиусах колес не учитывалась [6], или силовой радиус принимался как не зависящий от режимов работы [4].

- трактор совершал установившееся прямолинейное движение по горизонтальной ОП [8];

- давление воздуха в шинах принималось одинаковым [8];

- динамический радиус качения колес каждой оси принят усредненным для левого и правого бортов [8].

При движении трактора с ББКД по деформируемой ОП значения нормальных реакций грунта действующих на ведущие колеса постоянно изменяются, что приводит к перераспределению опорных реакций между колесами левого и право-

го бортов, изменению силового радиуса пневматических шин, изменению моментов по ведущим осям и появлению циркуляции мощности в балансирном приводе ведущих колес. А наиболее эффективным в эксплуатации является такой колесный движитель, связь между ведущими осями которого обеспечивает постоянное соответствие подводимого к ним крутящего момента и вертикальных нагрузок, действующих на колеса. Таким образом, чем большая часть мощности, подведенной от двигателя к колесному движителю будет преобразована в тяговую мощность, тем эффективнее будет работа трактора на лесных вырубках при выполнении технологических операций.

Конструктивно балансирная передача (тандемный мост) трактора БКб имеет жесткий привод, что обеспечивает одинаковую угловую скорость вращения колес на ведущих осях и является, по своей сути замкнутым контуром. В свою очередь, колесный движитель трактора вследствие дополнительной механической связи через ОП образует замкнутую механическую систему, в результате чего создаются условия для появления в системе привод – движитель – опорная поверхность циркулирующей мощности. А общим признаком возникновения циркуляции мощности является наличие в замкнутом контуре ведущего и тормозящего колес. При наличии жесткой связи между колесами (кинематической и конструктивной) происходит перераспределение нагрузок и реакций от ОП между осями. Поскольку пневматические шины являются эластичными, то различие в величинах их силовых радиусов является причиной различной их линейной скорости. Разница в линейных скоростях позволяет считать одно из колес более быстрым (ведущим), а второе соответственно тормозящим (ведомым). Циркулирующая мощность рассеивается в силовое нагружение колес, зубчатых пар и проскальзыванием колес в области контакта с ОП. Появление циркуляции мощности заметно при передаче мощности от входного вала к выходному, при этом существенно меняется КПД системы. Циркулирующая мощность может быть, как постоянной, так и переменной, и остается внутри механизма (рис. 3)

[10]. Поскольку в системе нет других источников энергии кроме двигателя, то циркулирующая мощность снижает общую полезную мощность двигателя и КПД трактора в целом, а энергия на покрытие потерь идет от внешнего источника (двигателя).

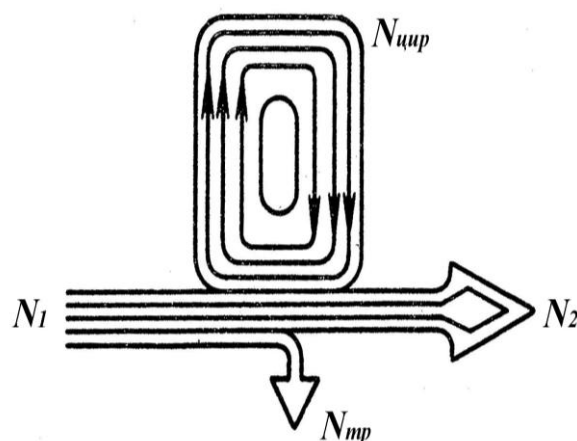


Рис. 3. Баланс мощности в замкнутом механизме: N_1 – мощность, подводимая к механизму; N_2 – мощность, отводимая от механизма; $N_{мп}$ – потери мощности в механизме; $N_{цир}$ – циркулирующая мощность

В зубчатых механизмах, к которым относятся и блокированные балансирные приводы ведущих колес (тандемные мосты) трелевочных тракторов, учитывают следующие виды потерь: потери в полюсах зацепления, связанные со скольжением колес относительно друг друга, потери в опорах валов, потери на взбалтывание масла в картере; потери на трение между зубчатыми элементами шестерен, участвующих в передаче крутящих моментов и потери на трение в подшипниках, которые зависят от величины передаваемых моментов и скорости вращения валов трансмиссии.

Рассмотрим процессы, происходящие в заблокированном балансирном приводе ведущих колес при подведении к нему крутящего момента (рис. 4), который подводится обычно в точке качения балансира и затрачивается на создание полезной силы тяги и, соответственно, тяговой мощности, для преодоления посторонних сопротивлений.

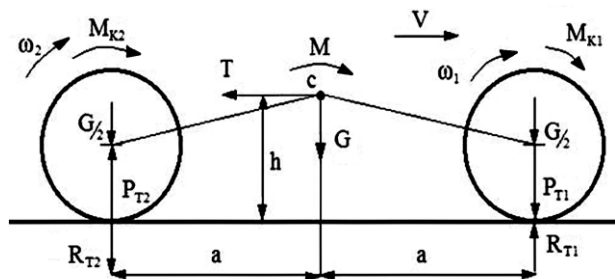


Рис. 4. Схема сил, действующих на балансирный привод при передаче момента: M_{k1}, M_{k2} – крутящий момент на ведущих колесах; M_0 – крутящий момент, подведенный к балансиру; T – сила тяги; ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения колес; G_1, G_2 – нагрузка на ведущие колеса; c – точка подвеса балансира; a – расстояние от точки подвеса до центров осей ведущих колес; G – нагрузка на балансир; P_{T1}, P_{T2} – реакции от силы тяги; R_{T1}, R_{T2} – реакции опорной поверхности на силы P_{M1}, P_{M2}

Известно, что одна и та же сила, приложенная к одной и той же массе, сдвигает тело, обладающее этой массой на разное расстояние, только при наличии сил сопротивления, разных по модулю [13]. Моменты, действующие на ведущие колеса, также поворачивают и сам балансир. При движении трактора сумма сил на переднем, тянущем колесе балансирного привода будет пытаться тянуть его вперед и вверх. А сумма сил заднего, толкающего колеса, двигает балансирный привод вперед, но вниз (рис. 5), и часть полезной мощности двигателя расходуется на поворот балансирного привода вокруг точки его качания (подвеса).

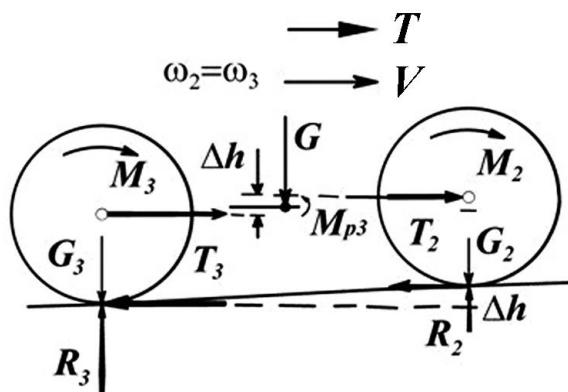


Рис. 5. Схема тяговых показателей блокированного балансирного колесного движителя

В движении ведущее колесо передней оси балансира будет поднимать его и тянуть вперед, а

ответная реакция на эту поднимающую составляющую будет пытаться прижать ведущее колесо задней оси балансира к опорной поверхности, увеличивая нагрузку на пневматическую шину. В это время колеса балансирной тележки начнут буксовать, что приведет к перераспределению опорных реакций между ведущими колесами левого и правого бортов, изменению силового радиуса пневматических шин и изменению моментов по ведущим осям, что приведет к появлению циркулирующей мощности. В свою очередь, величина циркулирующей мощности будет возрастать с увеличением силы сопротивления качению трактора, вертикальных реакций ОП на ведущих колесах, разности в их радиусах и суммарной силы тяги, и может достигать порядка 30% от номинальной мощности двигателя [12].

В работе [8] автор уточнил, что распределение суммарной радиальной реакции $R_2 + R_3$ по осям балансира зависит от соотношения между его плечами L_2 и L_3 , которые у балансирных передач обычно равные (рис. 6.), и, соответственно уравнивал вертикальные реакции ОП, действующие на балансирную тележку. Также автор указал, что циркулирующая мощность в замкнутом контуре балансирной тележки растет с увеличением разности радиусов свободного качения колес его осей, поступательной скорости трактора, вертикальных реакций ОП, силы сопротивления качению с уменьшением тангенциальной эластичности шин.

Рассмотрим схему возникновения явления циркуляции мощности в замкнутом контуре ББКД-ОП при движении трактора по деформируемой ОП (рис. 7.)

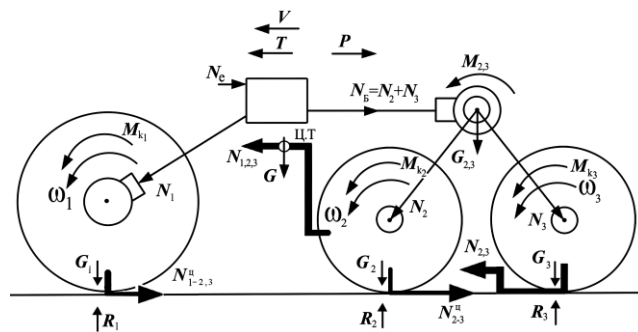


Рис. 7. Схема циркуляции мощности в системе колесный движитель - ОП трелевочного трактора:

M_{K1}, M_{K2}, M_{K3} - подведённый крутящий момент; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - угловая скорость вращения колёс; G_1, G_2, G_3 - нагрузка от ведущих мостов на опорную поверхность; R_1, R_2, R_3 - реакции опорной поверхности; N_1, N_2, N_3 - мощность подведенная к ведущим мостам; $G_{2,3}$ - нагрузка от тандемного моста; $M_{2,3}$ - крутящий момент подведенный к тандемному мосту; N_B - мощность подведенная к тандемному мосту; $N_{ц}$ - циркулирующая мощность; N_e - мощность подведенная от двигателя

Силовое рассогласование по ведущим осям также приводит к изменению тягового усилия и снижению мощности для создания силы тяги трактора (рис. 8). В работе [11] было отмечено, что на горизонтальной ОП действие вертикальной составляющей приводит к снижению реализуемого тягового усилия на 3%, что относительно базового составляет 35,6%. Циркулирующая мощность в замкнутом контуре балансирного привода растет с

увеличением разности радиусов качения ведущих колес, вертикальных реакций ОП, действующих на них, а также с увеличением силы сопротивления качению трактора.

Также во время движения трактора, в результате действия крутящего момента, подводимого от двигателя, моментов сопротивления качению и несовпадения центров ведущих колес балансира происходит перераспределение вертикальных реакций, действующих на ведущие колеса (рис. 9). Перераспределение вертикальных реакций ведет к изменению силового радиуса ведущих колес и, как следствие, момента по ведущим осям.

А силовое рассогласование по осям приводит к появлению циркуляции мощности и снижению мощности для создания силы тяжести трактора.

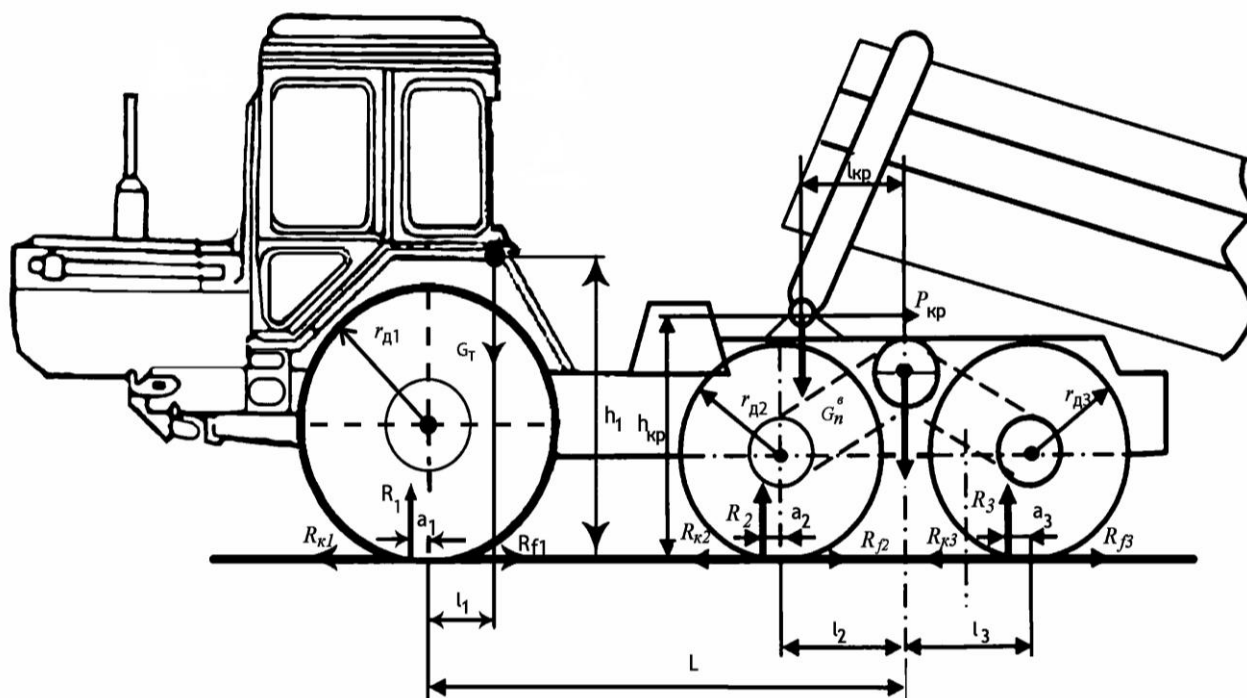


Рис. 6. Действие сил и реакций на балансирный колесный движитель трелевочного трактора 6К6:

G_m - вес трактора; $P_{к1}, P_{к2}, P_{к3}$ - касательные силы тяги; R_1, R_2, R_3 - вертикальные реакции опорной поверхности; $r_{д1}, r_{д2}, r_{д3}$ - динамические радиусы качения колес; G_n^e - часть веса пачки древесины, передаваемая на трактор;

$P_{кр}$ - горизонтальная составляющая крюковой силы тяги; $P_{ф1}, P_{ф2}, P_{ф3}$ - сила сопротивления качению колес; h_1, l_1 - координаты центра тяжести трактора; $h_{кр}, l_{кр}$ - координаты точки приложения крюковой силы тяги; a_1, a_2, a_3 - смещение вертикальных реакций опорной поверхности от ведущих осей

Исходя из вышеперечисленного, расчетную схему балансира (тандемного моста) в первом приближении можно представить, как жесткую горизонтальную балку, с двумя вертикальными опорами по краям, соответствующей высоты h , которые в физическом смысле соответствуют силовым радиусам соответствующих колес (рис. 10). Используя обозначения строительной механики, условно показываем балансир и силовые радиусы колес прямыми линиями, а всю конструкцию рассматриваем единым целым, с определенными значениями параметров на каждом отрезке длины.

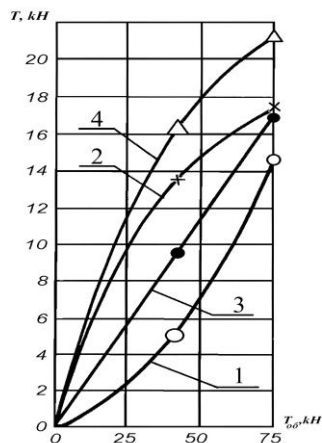


Рис. 8. Изменение тяговых усилий, развиваемых ведущими колесами балансирного привода в зависимости от величины тяговых усилий при движении по волоку: 1,2 – передние колеса балансира; 3,4 – задние колеса балансира

С точки зрения классической механики, область контакта колеса и ОП представляет собой шарнирно-неподвижную опору, т.к. буксование колес в области контакта с ОП на процесс их взаимодействия не влияет, сохраняя направления сил, а влияет только на закон изменения силы тяги, т.е. горизонтальной силы, несколько ограничивая ее.

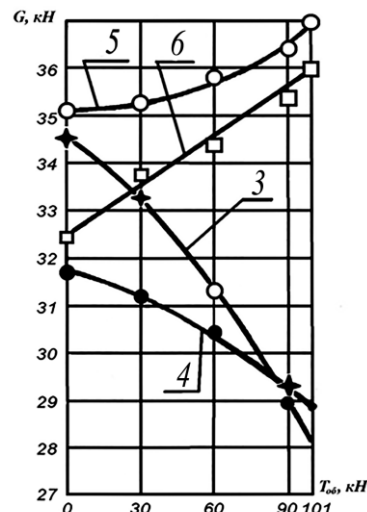


Рис. 9. Изменение вертикальных опорных реакций на ведущих колесах балансира в зависимости от изменения общего тягового усилия:

3,5 – кривые колес левого борта; 4,6 – кривые колес правого борта

Рассмотрим распределение сил и моментов при движении и качении балансирного колесного движителя, представив его как жесткую конструкцию с заблокированным приводом (рис 10), для определения величины реакций, действующих в точках контакта колес с ОП.

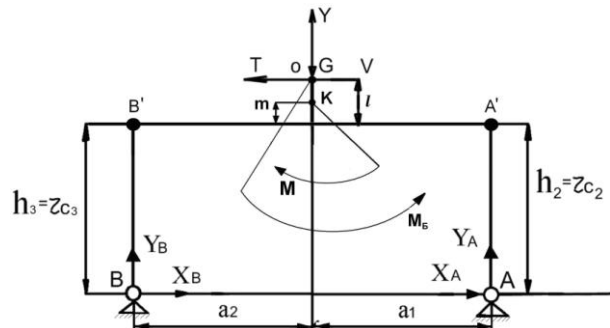


Рис. 10. Схема распределения сил и моментов в балансирном приводе колесного движителя: A, B – точки контакта ведущих колес с опорной поверхностью; A', B' – точки центра осей вращения ведущих колес; l – расстояние от оси подвески балансира до оси центров колес; h_1, h_2 – свободные радиусы ведущих колес; X_A, X_B – тангенциальные реакции от взаимодействия шин с ОП; Y_A, Y_B – вертикальные реакции; G – нагрузка на балансирный привод; M – крутящий момент; a_1, a_2 – расстояния между осями ведущих колес и осью подвески балансира; m – вертикальное расстояние от балки до точки приложения момента; k – горизонтальная

координата точки приложения момента; o – точка качания балансира, M_B – реакция балансира на подводимый крутящий момент

С учетом сделанных предположений, для решения задачи по определению реакций и моментов, от них возникающих, без учета динамических составляющих, схема рассматривается как статическая с принятием допущений $i=1$ и $\eta=1$, без учета сопротивления качению колеса и с обращенным движением (балансир стоит, а ОП движется). Исходя из статического равновесия полученной схемы, а также используя принцип независимого действия нагрузок и метод обращенного движения, решение задачи сводится к решению дважды статически неопределимой системы. Решением этой системы уравнений являются выражения (4) – (7) для определения реакций в шарнирах А и В, на основе канонического уравнения эквивалентности, основной и заданной систем (3):

$$X_1 \delta_{11} + \Delta_{1p} = 0 \quad (3)$$

$$Y_a = \frac{G}{2} + \frac{M}{2a} - T \frac{h+l}{2a} \quad (4)$$

$$Y_b = \frac{G}{2} - \frac{M}{2a} + T \frac{h+l}{2a} \quad (5)$$

$$X_A = -\frac{3}{2}G \frac{a}{h+l} - \frac{3}{2} \frac{M}{h+m} + \frac{T}{2} \quad (6)$$

$$X_B = \frac{3}{2}G \frac{a}{h+l} + \frac{3}{2} \frac{M}{h+m} + \frac{T}{2} \quad (7)$$

Конструктивно балансир представляет собой жесткую стальную раму-короб и два пневматических колеса, поэтому вертикальная нагрузка на ось балансира будет также вертикально передаваться на оси колес пропорционально соответствующим расстояниям:

$$X_A = \frac{T}{2} - \frac{3}{2} \frac{M}{h_1 + m} \quad (8)$$

$$X_B = \frac{T}{2} + \frac{3}{2} \frac{M}{h_2 + m} \quad (9)$$

$$Y_A = G \frac{a_2}{a_1 + a_2} - T \frac{h_1 + l}{a_1 + a_2} + \frac{M}{a_1 + a_2} \quad (10)$$

$$Y_B = G \frac{a_1}{a_1 + a_2} + T \frac{h_2 + l}{a_1 + a_2} - \frac{M}{a_1 + a_2} \quad (11)$$

Задаваясь в уравнениях (8) – (11) значениями силы тяги, можно получить зависимости реакций в области контакта от развиваемой балансирным колесным двигателем силы тяги. Рассматривая и анализируя работу предложенной выше модели, можно получить графики распределения вертикальной нагрузки по осям, тормозных сил и их величин от координат точки качания балансира, т.е. определить величину циркуляции мощности. Обозначения колес балансира исходят из того, что переднее колесо трактора является управляемым и условно не показано.

Как видно из графика (рис. 11), вертикальная сила, действующая на заднее колесо балансира, увеличивается, а на переднее уменьшается, т.е. происходит поворот балансира вокруг точки качания в сторону, противоположную приложенному крутящему моменту.

А как видно из графика (рис. 12), горизонтальная реакция от взаимодействия пневматических шин и ОП на заднем колесе балансира увеличивается более интенсивно, чем на переднем, вследствие увеличения сил трения и сдвига грунта элементами протектора шины в области ее контакта с ОП, (сцепление колеса и ОП – идеальное). При движении трактора по криволинейной траектории (повороты, маневры) из-за стремительного развития процесса буксования тяговая мощность (N_T), достигнув своего максимального значения в точке А (рис. 13), начинает уменьшаться, достигая нулевого значения при полном буксовании.

Поэтому характер изменения тяговой мощности полностью зависит от протекания процесса буксо-

вания колесного движителя (на графике кривая δ_k).

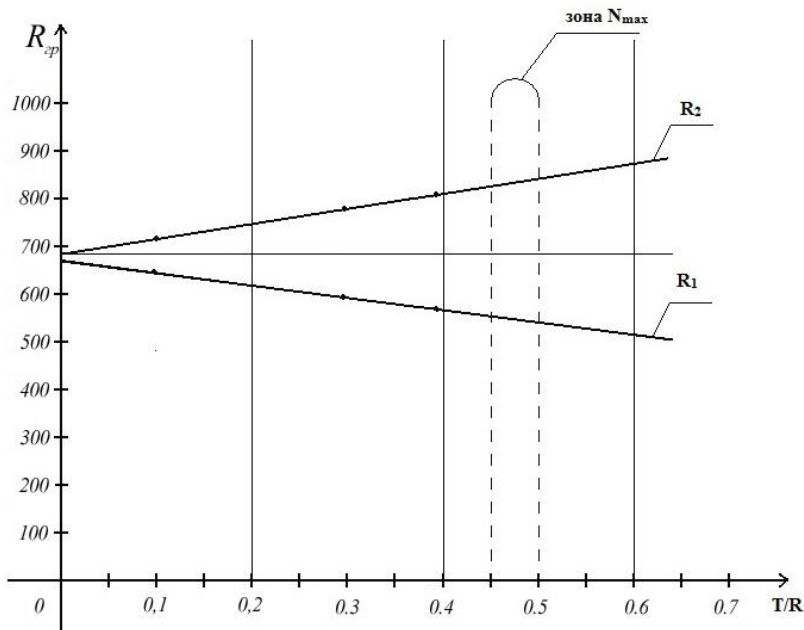


Рис. 11. Зависимость изменения вертикальной нагрузки на колесах балансира от отношения T/G

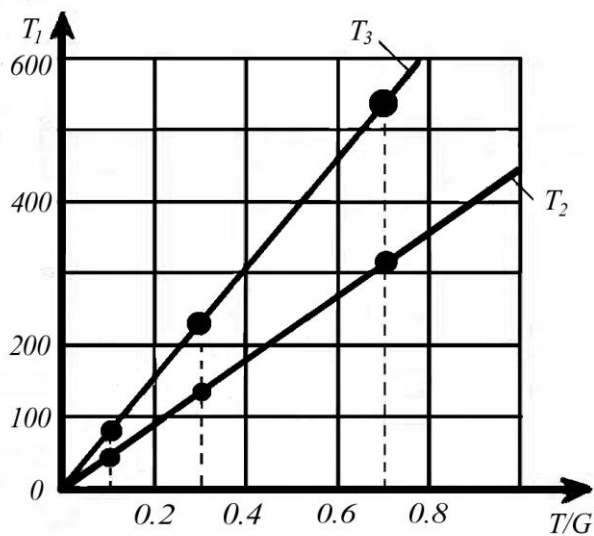


Рис. 12. Зависимость величин горизонтальных реакций T_2 , T_3 от отношения T/G для физической модели балансира

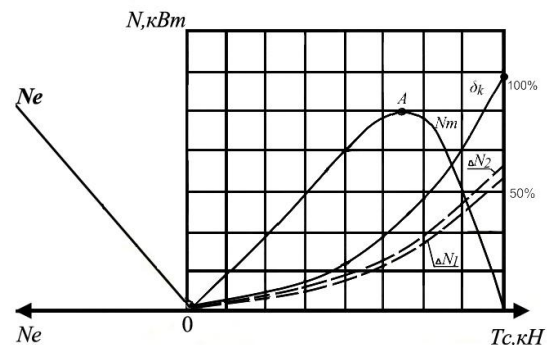


Рис. 13. Зависимость изменения тяговой мощности от процесса буксования колесного движителя: ΔN_1 - циркуляция мощности внешнего борта; ΔN_2 - циркуляция мощности внутреннего борта; N_T - тяговая мощность; N_E - мощность двигателя; δ_k - коэффициент буксования; A - точка, соответствующая max значению N_T

Величина циркулирующей мощности возрастает с увеличением силы сопротивления качению трактора, вертикальных реакций на ведущих колесах, разности в их радиусах и суммарной силы тяги (кривые ΔN_1 , ΔN_2). Также при увеличении силы тяги происходит увеличение циркулирующей мощности и соответст-

венно снижение полезной мощности двигателя, при этом на циркуляцию уходит до 20% мощности, так же 35% полезной мощности расходуется на буксование. В результате исследований [8] было установлено, что паразитная мощность, циркулирующая в балансирном приводе, существенно зависит от скорости поступательного движения машины и может достигать 65-70% от номинальной мощности двигателя. Анализируя особенности работы балансирного колесного движителя трактора на тяговом режиме, можно сделать вывод о том, что снижение мощности для создания оптимальной силы тяги трактора происходит из-за кинематического рассогласования по ведущим осям и появления явления циркуляции мощности, негативно влияющей на показатель эффективности применения.

В процессе работы на трактор действуют силы, различные по характеру и величине, оказывающие значительное сопротивление его движению. Эти факторы влияют на величину и направление возникающих в точках контакта колес с ОП сил сцепления и в итоге на КПД колесного движителя и устойчивость хода трактора.

Одним из способов снижения циркуляции мощности может быть изменение соотношения плеч a_1 и a_2 балансира, которое приведет к равенству вертикальных нагрузок Y_A , Y_B или равенству мощностей подводимых к колесному движителю (рис. 14), при этом рабочая точка подвеса (качания) балансира выбирается из условия максимальной тяговой мощности.

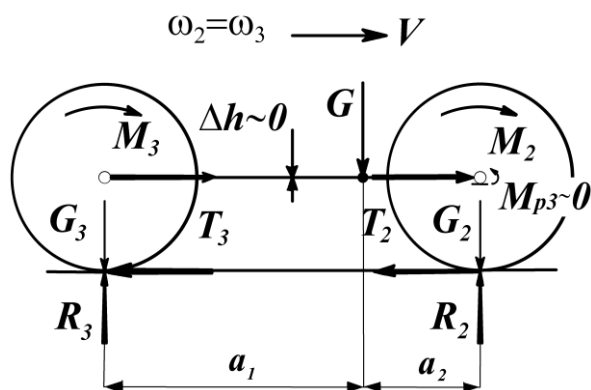


Рис. 14. Схема тяговых показателей ББКД со смещенной точкой качания

Как видно из рисунка 15, с увеличением силы тяги T (или нагрузки T/G) начинается перераспределение вертикальных реакций Y_A , Y_B и горизонтальных реакций X_A , X_B на ведущих колесах балансира (в симметричном балансире это перераспределение достигает значительной величины). При этом, из-за различия в величинах реакций колеса балансира имеют неодинаковый силовой радиус, соответственно, линейная скорость движения колес будет различной, что приводит к неравномерному буксованию колес. При одинаковой силе тяги T переднее колесо, имеющее большой радиус, при меньшей загрузке начинает буксовать раньше, а заднее колесо буксует позже ($\delta_A > \delta_B$).

В этом случае и при наличии симметричного балансира переднее колесо срывается в полное буксование ($\delta_A = 100\%$), тогда как второе колесо еще создает тягу, что приводит к появлению явления циркуляции мощности. Если рациональная конструкция балансира способствует выравниванию нагрузки и скорости движения колес (например, несимметричный балансир с разными плечами качания), то противодействия сил тяги от вращения ведущих колес одного борта не происходит, и процесс буксования колес наступает одновременно при большей величине силы тяги T или нагрузки T/G (кривая δ_C)

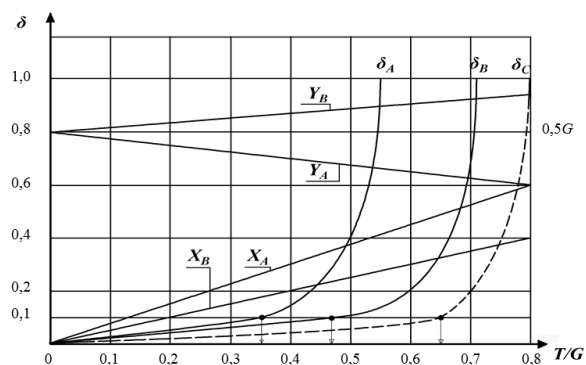


Рис. 15. Зависимость вертикальных и горизонтальных реакций на валах балансира и величины буксования ведущих колес от нагрузки: X_A , X_B - горизонтальные реакции опорной поверхности; Y_A , Y_B - вертикальные реакции опорной поверхности; δ_A - буксование переднего колеса балансира симметричного ББКД; δ_B - буксование заднего колеса

балансира симметричного ББКД; δ_c - буксование несимметричного ББКД

Проведенный анализ показывает, что циркуляция мощности может забирать значительную часть полезной мощности, и для ее снижения можно использовать, например, изменение геометрических параметров балансира. При работе трактора в режиме максимальной тяговой мощности это позволит увеличить полезную мощность трактора примерно на 30 %, не снижая тяговых показателей при работе на лесных вырубках.

На основании результатов, полученных в ходе аналитических расчетов, были построены графики тяговых показателей (рис. 16) для действительных параметров трактора со штатным симметричным и предлагаемым усовершенствованным несимметричным ББКД с рациональными параметрами, способствующими увеличению тяговой мощности. Из анализа графика можно сделать вывод, что мощность силового двигателя ($N_e = 100$ кВт) практически полностью реализуется в виде тяговой мощности в точке A' ($N_T = 80$ кВт), а ее потери из-за возникновения циркулирующей мощности в замкнутом контуре (балансирующий привод – опорная поверхность) минимальны ($N_{II} = 14$ кВт). Таким образом, смещая точку качания балансира, можно получить величину одинаковой тяговой мощности, развиваемой ведущими колесами и компенсировать действие циркулирующей мощности.

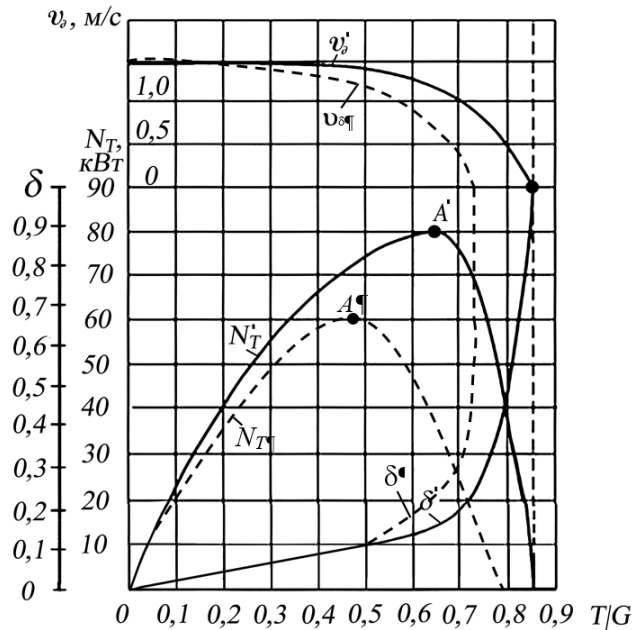


Рис. 16. Тяговые показатели колесного движителя с блокированным балансирующим приводом: точка A – величина максимальной тяговой мощности, развиваемая с симметричным ББКД (реальная); точка A' – величина максимальной тяговой мощности, развиваемая с несимметричным ББКД (теоретическая)

Увеличение тяговой мощности позволит увеличить рабочую скорость трактора за счет снижения затрат времени на движение по лесной вырубке, что будет способствовать увеличению показателя эффективности применения в ходе выполнения технологических операций.

Библиографический список

1. Герасимов Ю.Ю. Лесосечные машины для рубок ухода: Компьютерная система принятия решений [Текст] / Ю.Ю.Герасимов, В.С. Сюнев // – Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1998. – 236 с.
2. Савочкин А. В «Тяговая динамика колесного трактора». [Текст] / А.В. Савочкин //М.: МГТУ «МАМИ», – 2015. – 97 с.
3. Пирковский Ю.В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса [Текст] / Ю.В.Пирковский// Автомобильная промышленность. – 1965. – №12 – С. 26-29. .
4. Бромберг А.А. «Машины для земляных работ. Теория и расчет.». [Текст] / А.А. Бромберг // – М.: Машиностроение, 1964. – 342 с.
5. Ульянов Н.А., Ронинсон Э.Г., Соловьев В.Г. «Самоходные колесные землеройно-транспортные машины». [Текст] /Н.А. Ульянов, Э.Г. Ронинсон, В.Г. Соловьев // – М.: Машиностроение, 1976, – 354 с.
6. Севров К.П., Горячко Б.В., Покровский А.А. «Автогрейдеры». [Текст] /К.П. Севров, Б.В. Горячко, А.А. Покровский// – М.: Машиностроение, 1970, – 191 с.
7. Ульянов Н.А. «Колесные движители строительных и дорожных машин»: теория и расчет. [Текст] / Н.А. Ульянов// – М.: Машиностроение, 1982, – 279 с.

8. Кочнев А.М. «Математическая модель циркуляции мощности в трансмиссии колесного трелевочного трактора». Лесной журнал. – 2009. – № 6. – С. 80-87.
9. Чудаков Е.А. «Движение бездифференциальной тележки с эластичными колесами». [Текст] / Е.А. Чудаков // – М.: Академия Наук СССР, 1946, – 134 с.
10. Антонов А.С. «Армейские автомобили. Теория». [Текст] / А.С. Антонов // – М.: Воениздат, 1970, – 523 с.
11. Шарипов Л.Х., Васиков С.Н. «Экспериментальные исследования нагрузок, действующих на ходовое оборудование автогрейдера». [Текст] / Л.Х. Шарипов, С.Н. Васиков // Тяговая динамика колесных ЗТМ (сборник). ВИСИ, – 1985, – 144 с.
12. Гудков В.В., Сокол П.А., Ляпич Е.Н., Колесные движители. Балансирные приводы [Текст]: моногр. / В.В. Гудков, П.А. Сокол, Е.Н. Ляпич. - Воронеж: ВУНЦ ВВС «ВВА», 2014. – 111 с.
13. Даламбер Ж. Динамика. [Текст] / Ж. Даламбер // – М. – Л.: Государственное издательство научно-технической литературы, 1950. – 345 с.
14. Hunter A.G. Soil-Vehicle interaction. Journal of Terramechanics, Vol. 28, No. 4, pp. 297-308, 1991.
15. Marklund B. Driving damages technique// New thought about strip roads, damages and techniques in thinning operations/ The Swedish University of Agricultural Sciences, 1986. Rep. 52, Pp. 64-70.
16. Matthies D. The effect of Using Excavators and Backhoe Loaders as Base Machines in Forest Operations to Ground Disturbance, Soil Compaction and Erosion// Research Note No., Swedish University of Agricultural Sciences, 1999. P. 25-39.
17. Oljaca M.V. Damage to soil mechanical properties caused by iron and rubber tracks// Journal of Terramechanics, 1994, Vol. 31, No. 5, Pp. 279-284.
18. Wasterlund I. Environmental aspects of machine traffic// Journal of Terramechanics. 1994. Vol. 31. #5. Pp. 265-277.

References

1. Gerasimov Y.Y. Woodcutting machines for thinning: Computer decision-making system / Y.Y. Gerasimov, V.S. Suyonov. Petrozavodsk: Publishing House of PetrSU, 1998 p.236.
2. Savochkin A.V. «Traction dynamics of wheeled tractor». – М.: MGTU «MAMI», 2015, p.97.
3. Perkovskiy U.V. «Some questions rolling of an automobile wheel». Automobile industry 1965. №12.
4. Bromberg A.A «Earth-moving machines. Theory and calculation» М.: Mechanical Engineering, 1964, p.342.
5. Ulyanov N.A., Roninson E.G., Solovev V.G. «Self-propelled wheel excavators». М.: Mechanical Engineering, 1976, p.354.
6. Sevrov K.P, Goryachko B.V., Pokrovskiy A.A. «Motor graders». М.: Mechanical Engineering, 1970, p.191.
7. Ulyanov N.A. «Wheel propellers of construction and road machines»: Theory and calculation. М.: Mechanical Engineering, 1982, p.279.
8. Kochnev A.M «Mathematical model of power circulation in the transmission of the wheeled skidder tractor». Forest Journal. 2009. №6.
9. Chudakov E.A. «Movement of a non-differential trolley with elastic wheels». М.: Academy of Science USSR, 1946, p.134.
10. Antonov A.S. «Military vehicle. Theory». М.: Military publishing house, 1970, p.523.
11. Sharipov L.M., Yasikov S.N., «Experimental research fo load acting on the running equipment of the motor grader». Traction dynamics of wheeled excavators (Digest of articles). VISI, 1985, p.144.
12. Gudlov V.V., Sokol P.A., Lyapich E.N. «Wheel propellers. Ballan's rom: Monography».
13. D`Alembert J. Dynamics. –М. –Л.: State publishing house of scientific and technical literature, 1950. p.357.
14. Hunter A.G. Soil-Vehicle interaction// Journal of Terramechanics, Vol. 28, No. 4, pp. 297-308, 1991.

15. Marklund B. Driving damages technique// New thought about strip roads, damages and techniques in thinning operations/ The Swedish University of Agricultural Sciences, 1986. Rep. 52, Pp. 64-70.
16. Matthies D. The effect of Using Excavators and Backhoe Loaders as Base Machines in Forest Operations to Ground Disturbance, Soil Compaction and Erosion// Research Note No., Swedish University of Agricultural Sciences, 1999. P. 25-39.
17. Olijaca M.V. Damage to soil mechanical properties caused by iron and rubber tracks// Journal of Terramechanics, 1994, Vol. 31, No. 5, Pp. 279-284.
18. Wasterlund I. Environmental aspects of machine traffic// Journal of Terramechanics. 1994. Vol. 31. #5 Pp. 265-277.

Сведения об авторах

Гудков Виктор Владимирович - доцент кафедры автомобильной подготовки, ФГКВОУ ВПО «Военный учебно-научный центр Военно Воздушных Сил Военно Воздушная Академия имени Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», кандидат технических наук, доцент, г.Воронеж, Российская Федерация; e-mail: gydvik-51@yandex.ru

Сокол Павел Александрович - старший преподаватель кафедры автомобильной подготовки, ФГКВОУ ВПО «Военный учебно-научный центр Военно Воздушных Сил Военно Воздушная Академия имени Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г.Воронеж, Российская Федерация; e-mail: pavsokol@yandex.ru

Носов Евгений Викторович - доцент кафедры автомобильной подготовки, ФГКВОУ ВПО «Военный учебно-научный центр Военно Воздушных Сил Военно Воздушная Академия имени Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», кандидат технических наук, доцент, г.Воронеж, Российская Федерация

Information about authors

Gudkov Victor Vladimirovich, Ph.D. Engeinceving, associate professor of Departameut of Automotive Training, Aif Force Education and Reseach Centre Zhukovskiy and Gagarin Air Force Academy, Russia, Voronezh, e-mail: gydvik-51@yadnex.ru

Sokol Pavel Aleksandrovich, Senior Lecturer of Departament of Automotive Training, Air Force Education and Reseach Centre Zhukovskiy and Gagarin Air Force Academy, Russia, Voronezh, e-mail: pavsokol@yandex.ru

Nosov Evgeniy Victorovich - associate professor of Departameut of Automotive Training, Aif Force Education and Reseach Centre Zhukovskiy and Gagarin Air Force Academy, Russia