

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ БАЛАНСИРНОГО КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ В КОНСТРУКЦИИ ДОРОЖНЫХ И ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

доктор технических наук, профессор **П. И. Попиков**¹

кандидат технических наук, доцент **В. В. Гудков**²

П. А. Сокол¹

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

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

Статья посвящена проблемам эксплуатации колесных лесозаготовительных и дорожных машин в сложных условиях леса, направленным на снижение уплотнения почвы при вертикальном и горизонтальном воздействии колесных движителей на почвенный покров при многократных проходах по лесосеке. Лесозаготовительные и дорожные машины работают в сложных условиях эксплуатации, особенно в период распутицы, способствующей образованию колеи и микроврагов, 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 узлов и агрегатов колесных движителей лесозаготовительных и дорожных машин на этапе проектирования для широкого внедрения в лесозаготовительное производство. Значительное влияние на производительность лесозаготовительных и дорожных 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 лесозаготовительных и дорожных 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 лесозаготовительных и дорожных 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. Дан обзор применения в конструкции ходового оборудования дорожных машин и лесозаготовительных форвардеров-сортиментовозов однотипных по конструкции балансирных (тандемных) тележек привода ведущих колес, а также варианты повышения тяговых показателей машин.

Ключевые слова: лесозаготовительная машина, крутящий момент, циркуляция, сопротивление, балансир, эффективность.

ANALYSIS OF THE APPLICATION OF THE BALANCED WHEELED RUNNING GEAR IN THE CONSTRUCTION OF ROAD MACHINES AND TIMBER TRUCKS

DSc (Engineering), Professor **P. I. Popikov**¹

PhD (Engineering), Associate Professor **V. V. Gudkov**²

P. A. Sokol¹

1 – Federal State Budget Educational Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation

2 – FSOMEI HE «Military Education and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy», Voronezh, Russian Federation

Abstract

The article is devoted to the problems of operation of wheeled timber and road machines in difficult forest conditions, aimed at reducing soil compaction with vertical and horizontal effects of wheeled running gears on soil cover during multiple passes through the cutting area. Timber and road trucks work in difficult operating conditions, especially during the period of slush road, contributing to the formation of tracing ruts and micro-ravines, washing away a layer of soil of various thicknesses, the restoration of which requires a long time. The development of advanced logging technologies, the level of mechanization of manual labor and the procedure for performing technological operations are going to be determined by rational technical solutions embedded in the design of assemblies and assemblies of wheeled running gears for timber trucks and road machines at the design stage for widespread introduction into logging production. Significant impact on traction performance timber trucks and road machines is given by the performance of wheeled running gears which can be increased through the use of new technical solutions in their design. It is necessary to calculate the rational parameters of the wheeled running gears when conducting a theoretical analysis of the theory of interaction between the wheel propulsion and the supporting surface and experimental studies in order to increase the tractive indices for movement along the deformed supporting surfaces. Severe operating conditions of logging and road machines impose increased requirements on transmissions and wheel propulsion, technical characteristics affecting the performance indicator of the application, the ability to overcome obstacles in the form of powerful root systems of various tree species and logging residues for long-term movement on difficult terrain with optimum speed. These properties are largely determined by the effectiveness of the distribution of power and torque between the drive wheels in order to increase traction performance and reduce the cost of power per movement. Thus, the problem of creating timber trucks and road machines with improved traction performance for efficient operation in various climatic zones and on logging sites with low physical and mechanical properties of soil grounds during technological operations to develop hard-to-use logging stock in various conditions of the Russian Federation is one of the most serious and urgent ones. An overview of the use of road machinery and logging forwarders-short log trucks of the same design as balancing (tandem) drive wheels for driving wheels, as well as options for improving the traction performance of trucks is given.

Keywords: logging machine, torque, circulation, resistance, balancer, efficiency.

В конструкции трехосных колесных дорожных автогрейдеров (рис. 1, 2) и форвардеров-сортиментовозов (рис. 3) применяются симметричные балансирующие тележки привода средней и задней ведущих осей. Балансирный колесный движитель обеспечивает приемлемый контакт ведущих колес с опорной поверхностью, но не совсем равномерное распределение внешних нагрузок и реакций на них. Установка балансирующих тележек, помимо уменьшения удельного давления на грунт, позволяет улучшить ходовые качества и геометри-

ческую проходимость машины, способствует хорошей боковой устойчивости, плавности хода и малым колебаниям базовой машины. Это дает возможность работать на сложных грунтовых и почвенных условиях и развивать достаточно высокие рабочие скорости при выполнении технологических операций. Однако при поворотах происходит боковое скольжение ведущих колес, что способствует разрушению почвенного покрова, но его воздействие на почву значительно меньше, чем у тракторов на гусеничном ходу.



Рис. 1. Автогрейдер ДЗ-122 с балансирным приводом



Рис. 2. Автогрейдер ДЗ-122 с балансирным приводом



а)



б)

Рис. 3. Форвардеры-сортировозы с балансирным приводом задней тележки ЛТ-189 (а) и МЛ-131 (б)

Блокированный балансирный колесный движитель автогрейдера и тандемный мост лесозаготовительных машин вследствие дополнительной механической связи через опорную поверхность образуют замкнутую механическую систему, в результате чего создается возможность появления в системе «силовой привод – колесный движитель – опорная поверхность» циркулирующей мощности. Отсутствие дифференциала (при жестко связанных шестеренчатым приводом ведущих колесах) вместе с неоднородным характером распределения внешних сил и моментов

между ведущими валами балансира часто приводит к изменению тяговой мощности на каждом из ведущих валов балансира, в результате кинематическое рассогласование по ведущим валам вызывает появление циркуляции мощности, приводящей к снижению мощности для создания силы тяги. Крутящий момент конструктивно подводится обычно в точке подвеса балансира (рис. 4). При этом он затрачивается на создание силы тяги и, соответственно, тяговой мощности машины на преодоление дополнительных сопротивлений движению.

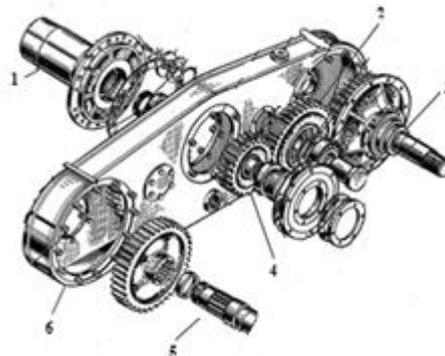


Рис. 4. Устройство балансира дорожной машины:
1 – ось тележки; 2 – шестерня паразитная; 3 – ось паразитной шестерни; 4 – шестерня ведущая; 5 – вал;
6 – корпус балансира

При движении дорожной машины с симметричным балансирным колесным движителем по деформируемой опорной поверхности (рис. 5, а) в результате одновременного действия ее вертикальных и горизонтальных реакций и внешних сил переднее ведущее колесо будет поднимать балансир и тянуть вперед, а реакция на эту поднимающую составляющую будет пытаться прижать заднее ведущее колесо балансира к ОП, увеличивая нагрузку на пневматическую шину (рис. 5, б) [1]. При этом колесный движитель начнет интенсивно буксовать, произойдет перераспределение вертикальных реакций опорной поверхности между передним и задним колесами балансира и изменение силового радиуса шин и крутящих моментов по ведущим валам балансира, что приведет к появлению циркуляции мощности в замкнутом контуре колесный движитель – опорная поверхность.

В результате действия крутящего момента, подводимого от двигателя, моментов сопротивления качению и несовпадения центров ведущих колес балансира

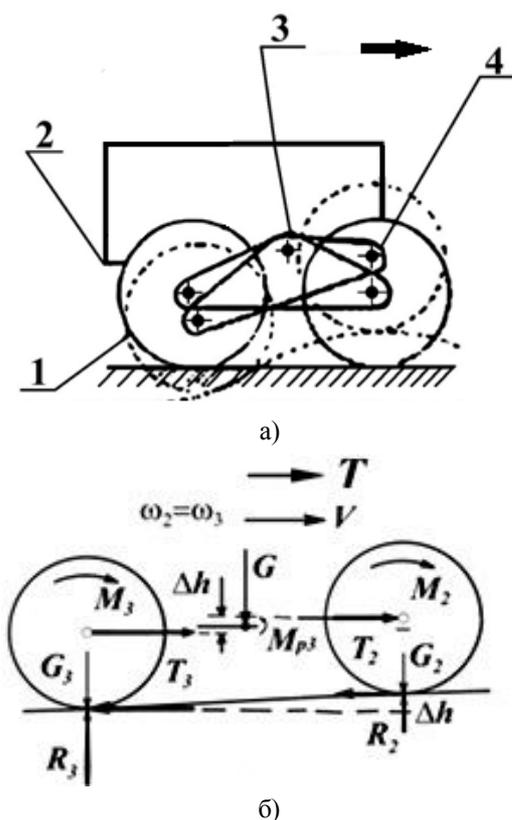


Рис. 5. Схема поворота балансирной тележки при движении вокруг точки подвеса:

- 1 – ведущее колесо; 2 – рама; 3 – балансир;
- 4 – ведущий вал; R_2, R_3 – реакции опорной поверхности; M_2, M_3 – крутящий момент на ведущих колесах; G – нагрузка на балансир;
- T_2, T_3 – сила тяги развиваемая ведущими колесами;
- M_{p3} – реактивный крутящий момент; Δh – высота подъема переднего колеса балансира

происходит перераспределение вертикальных реакций опорных поверхностей, действующих на ведущие колеса, и величин окружных сил, приложенных к пятну контакта. Кроме того, при отклонении машины от прямолинейного движения скорость вращения передних колес балансира относительно задних колес будет изменяться за счет буксования и проскальзывания по опорной поверхности, что также приведет к перераспределению крутящего момента между ведущими колесами. В результате подводимый крутящий момент к ведущим валам балансиров уменьшается, в итоге ведущие колеса будут пытаться вращаться с разными скоростями, т.е. неоднородный характер распределения внешних сил в колесном движителе является основной причиной поломок в трансмиссии.

Согласно материалам работы [2] и принятой автором модели (рис. 6), при величине эксцентриситета $e = 0$ (рис. 7) и значении произведения передаточного числа балансира и его КПД как редуктора, равном 1, можно получить полностью уравновешенный балансир с одинаковой нагрузкой на ведущие оси, равной $G/2$. Данное утверждение противоречит реальности и закону сохранения энергии, т.к. требует ее притока.

Отличительной особенностью балансирной тележки дорожной машины А-120 является наличие планетарных рядов в главной передаче. Планетарный ме-

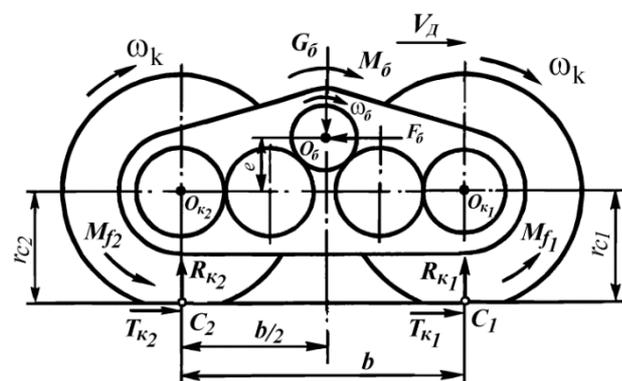


Рис. 6. Модель работы балансирного привода

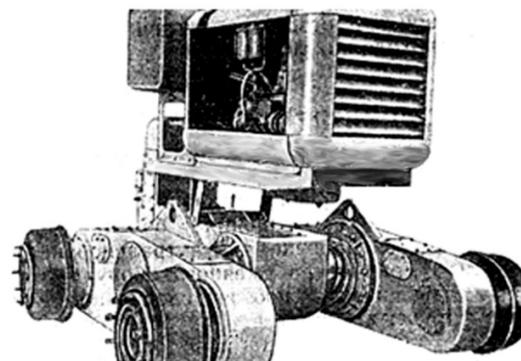


Рис. 7. Балансир дорожной машины с уменьшенным эксцентриситетом

ханизм позволяет обеспечить увеличение крутящего момента на ведущих колесах. Передаточное отношение балансирных редукторов равно единице, что позволяет сделать тележку привода ведущих колес сбалансированной (рис. 8).

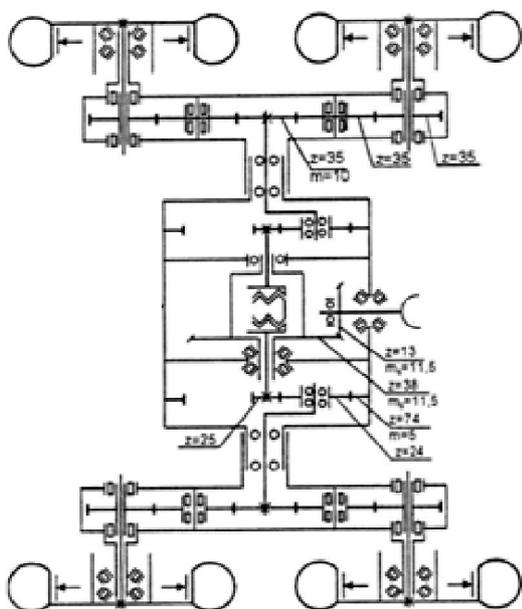


Рис. 8. Кинематическая схема автогрейдера А-120

Таким образом, ведущие мосты дорожных машин выполнены в виде балансирной тележки, включающей в себя: поперечную балку, расположенную в ней главную передачу и полуоси, продольные балансиры, смонтированные на концах поперечной балки, силовые передачи внутри каждого из ведущих и ведомых элементов. Такую конструкцию балансирного колесного движителя характеризуют неравномерные распределения вертикальных и горизонтальных внешних нагрузок и реакций опорной поверхности на ведущие колеса, при наличии у каждого из балансиров передаточного числа, отличного от единицы и расположения оси качания балансира выше центров осей ведущих колес, значительных габаритов главной передачи из-за передаваемого достаточно большого суммарного крутящего момента для реализации силы тяги на ведущих колесах (рис. 9-11).

Изменение величин вертикальных опорных реакций по ведущим колесам балансира автогрейдера является следствием не только наличия угла поперечного наклона опорной поверхности, но и изменения величин тяговых усилий, развиваемых ведущими коле-

сами и реализуемых на отвале (рис. 12). Анализ экспериментальных зависимостей позволяет сделать вывод, что с изменением тягового усилия на отвале от нуля до максимального значения происходит изменение вертикальных опорных реакций опорной поверхности по всем ведущим колесам балансирной тележки автогрейдера.

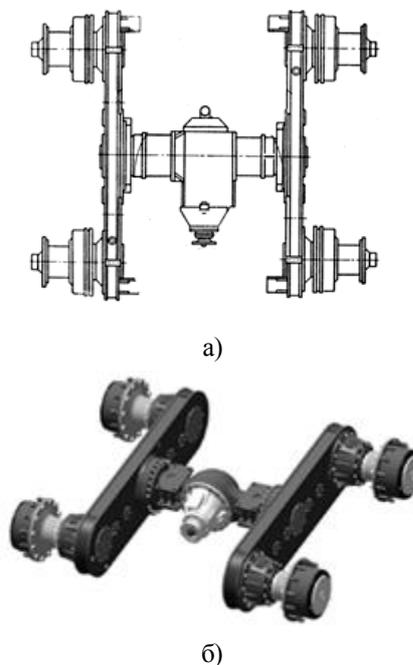


Рис. 9. Задний ведущий мост с балансирами автогрейдера (а – вид сверху, б – вид сбоку)

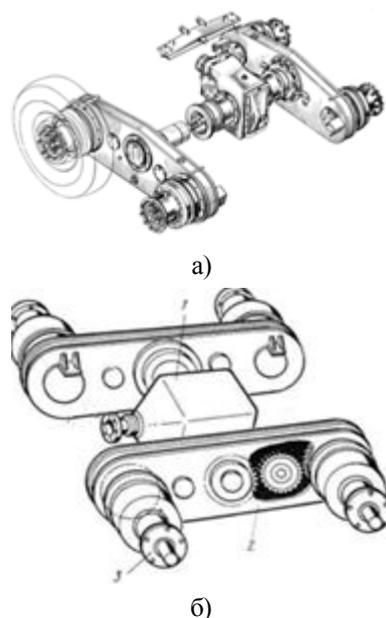


Рис. 10. Задний ведущий мост с шестернями привода: 1 – задний мост; 2 – промежуточная шестерня; 3 – вал

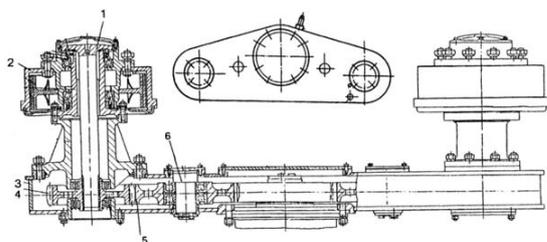


Рис. 11. Балансир автогрейдера А120:

1 – полуось; 2 – ступица с тормозным барабаном;
3 – корпус редуктора; 4, 5 – шестерни; 6 – ось

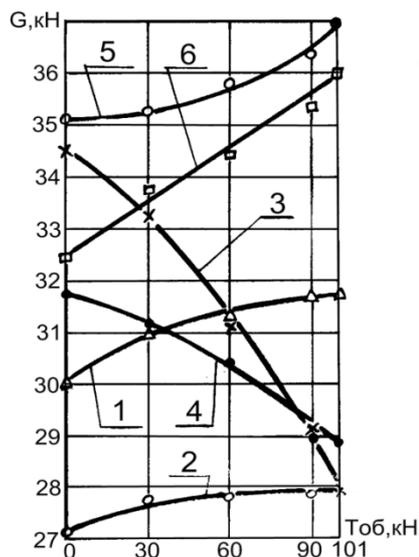


Рис. 12. Изменение нормальных опорных реакций на колесах автогрейдера:

1 – колесо № 1; 2 – колесо № 2; 3 – колесо № 3;
4 – колесо № 4; 5 – колесо № 5; 6 – колесо № 6

Перераспределение вертикальных опорных реакций по мостам и по ведущим колесам балансиров наблюдается при различных точках приложения внешней нагрузки на отвале и установки углов захвата. В процентном отношении изменение вертикальных опорных реакций на ведущих колесах составляет от -18 % до +14 %. Перераспределение вертикальных опорных реакций по ведущим колесам балансира происходит в результате возникновения реактивного момента от действия тяговых усилий на ведущих колесах относительно оси вращения (точки качания) балансира.

Балансирная тележка (рис. 13) имеет две цепные передачи, каждая из которых приводит во вращение свое ведущее колесо. В конструкции могут применяться планетарные передачи, а привод осуществляется от эпициклической планетарной шестерни. Недостаток

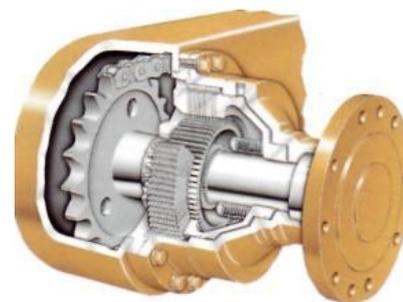


Рис. 13. Балансир с цепной передачей

данной конструкции – сложность, т.к. тележки такого типа требуют наличия механизмов натяжения цепей и применяются только на легких машинах.

В последнее время многие ведущие компании используют в качестве базовых машин для форвардеров-сортировщиков специальные колесные шасси с шарнирно-сочлененной рамой (рис. 14-15), ведущими колесами увеличенного диаметра (по сравнению со стандартами) и широкопрофильными шинами низкого давления [3].

В ходе проведенных исследований экспериментально было установлено, что при эксплуатации в сложных условиях леса проходимость и надежность машин с шарнирно-сочлененной рамой несколько выше, чем у обычных автомобильных шасси [4]. При этом конструкторы используют принцип модульного построения машины для создания семейства максимально унифицированной лесозаготовительной техники. Шарнирно-сочлененная рама обеспечивает максимальное использование сцепного веса машины и минимизирует вывешивание или разгрузку одного из ведущих колес, что положительно сказывается на проходимости. Но шарнирное соединение с дополнительными степенями свободы снижает запас устойчивости по опрокидыванию, для чего применяется блокировка горизонтального шарнира. Лесные почвы часто не обладают достаточно высокой несущей способностью, поэтому необходимость обеспечения высокой проходимости лесозаготовительной техники на лесосеках в различных климатических условиях предъявляет специфические требования к выбору схемы трансмиссии и привода колесного движителя. Рациональное распределение массы загруженной сортировщиком машины по ведущим осям создает достаточно низкое удельное давление на почву, обеспечивая удовлетворительную проходимость с малым колеобразованием, чему в большей степени способствует наличие tandem тележек привода ведущих колес.

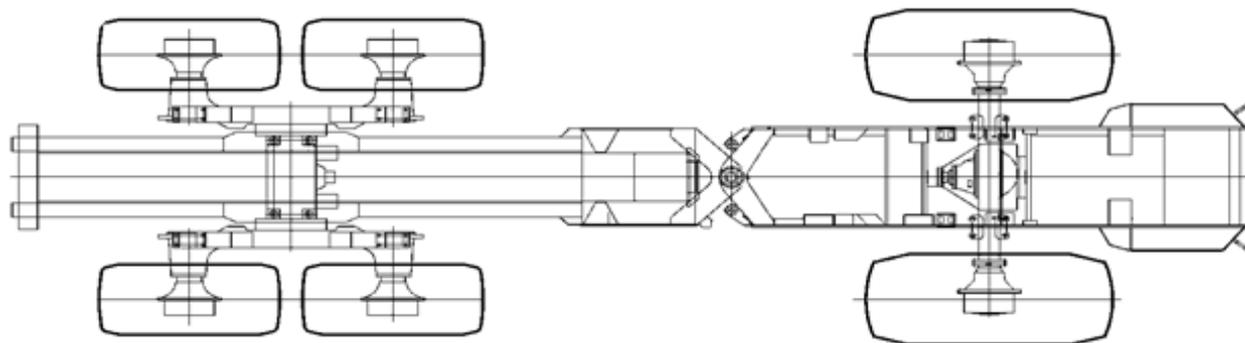


Рис. 14. Подвеска задних колес форвардера АМКОДОР 2661

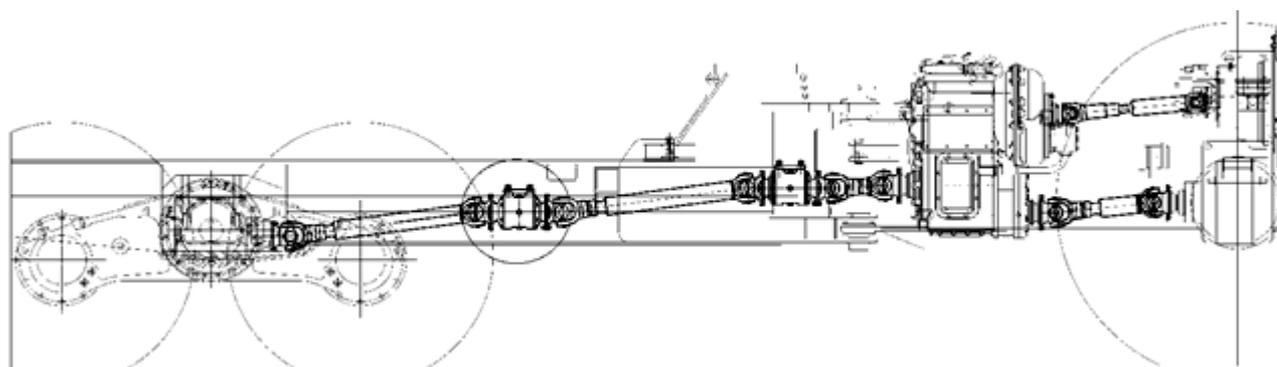


Рис. 15. Подвеска задних колес форвардера АМКОДОР 2661

Типаж форвардеров-сортиментовозов базируется в основном на колесных шасси с колесной формулой 6К6 и 8К8, а в зависимости от мощности двигателя делится на классы: легкие – до 50 кВт, средние – 75кВт и тяжелые – свыше 75кВт.

В конструкции форвардера-сортиментавоза ЛТ-189М Карельского научно-исследовательского института и Орловского завода дорожных машин применено агрегатирование задней части трактора МТЗ-80 и балансирной тележки автогрейdera ДЗ-122 (рис. 16). При его эксплуатации были выявлены недостаточная прочность элементов металлоконструкций технологического оборудования и недостаточная надежность трансмиссии.

Тандемные (балансирные) тележки лесозаготовительных машин в основном одинаковы по конструкции с балансирными тележками автогрейдеров (рис. 17-19), выполняются с зубчатыми передачами, цепные передачи применяются редко, в основном на легких машинах, но имеют отличия, связанные с особенностями эксплуатации на лесозаготовках. К ним относятся: порталная конструкция тележки с увеличенным эксцентриситетом, т.е. ось

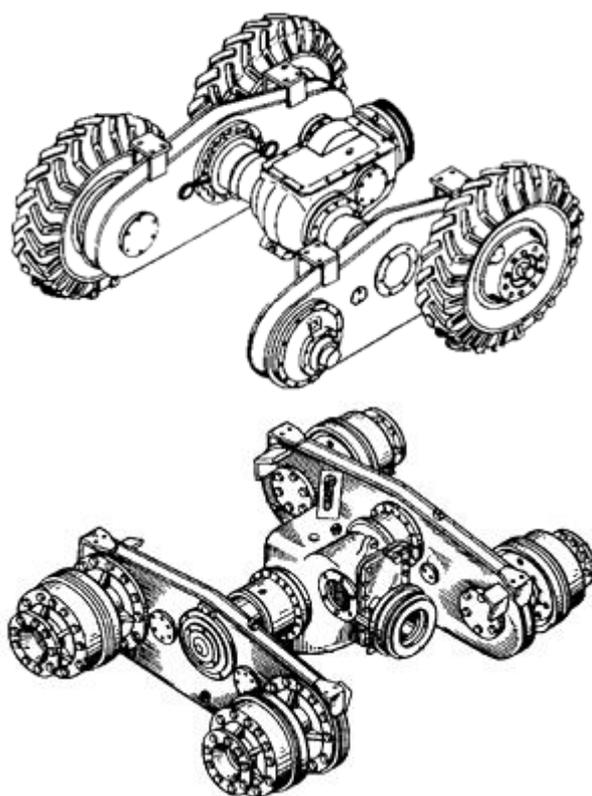


Рис. 16. Задняя тележка ДЗ-122 форвардера ЛТ-189 (вид справа, вид слева)



Рис. 17. Тандемный мост "NAF" лесозаготовительной машины

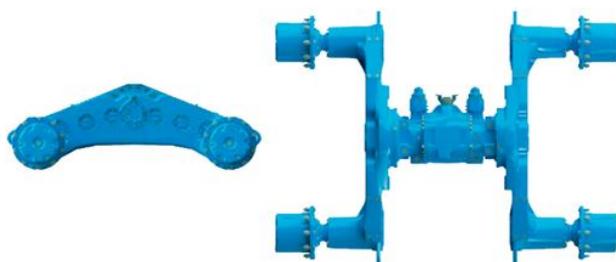


Рис. 18. Тандемный мост "NAF" с увеличенным эксцентриситетом

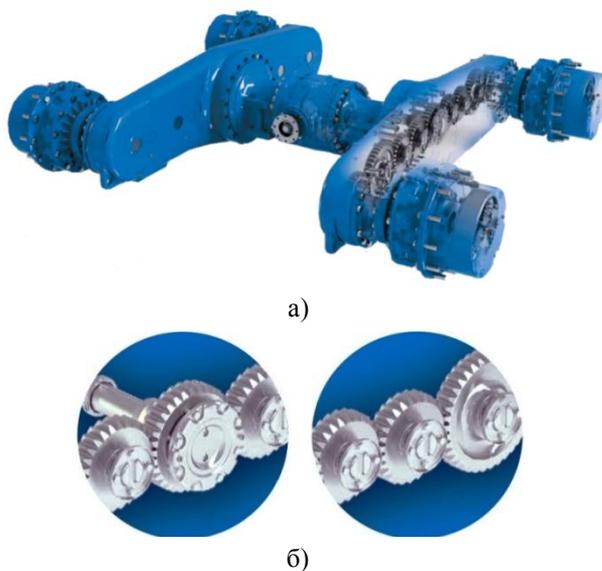


Рис. 19. Зубчатые передачи тандемного моста "NAF": а – тандемный мост; б – зубчатые передачи

моста поднята выше центров осей колес для обеспечения необходимого клиренса. Увеличенный угол качания балансира относительно оси подвеса, обеспечивающий преодоление корневых препятствий; наличие блокировки дифференциала ведущего моста; обтекаемая форма корпусов балансирных

редукторов для лучшего соскальзывания с корневых препятствий. Очень часто в корпус центрального моста устанавливаются планетарные передачи [5], которые только частично компенсируют действие реактивных сил.

Результаты проведенных авторами в работе [6] исследований подтвердили, что на перераспределение горизонтальных и вертикальных реакций опорной поверхности, а также на изменение величины силы тяги и крутящих моментов по ведущим колесам балансиров оказывают влияние: условия движения машины по лесосеке и состояния опорной поверхности, тип привода колесного движителя, соотношение плеч балансира относительно точки качания, величины силовых радиусов ведущих колес. Авторами было установлено, что при движении груженой лесоматериалами погрузочно-транспортной машины с тандемным мостом задние колеса балансиров догружаются в среднем на 30-35 % при скорости движения 3,6 км/ч и на 35-40 % при скорости движения 10,8 км/ч. А возникающие при этом реактивные моменты снижают тяговые показатели машины, способствуют возникновению явления циркулирующей мощности в замкнутом контуре колесный движитель – опорная поверхность, дополнительно нагружающего узлы и агрегаты трансмиссии и ходовой части.

Таким образом, у симметрично тандемного моста с зубчатыми бортовыми передачами происходит перераспределение внешних сил и реакций опорной поверхности по ведущим колесам балансира, способствующих его повороту вокруг точки качания в сторону, противоположную подводимому крутящему моменту.

Это подтверждает необходимость введения в конструкцию балансира новых технических решения для выбора его рациональных параметров, которые обеспечили бы высокие тяговые показатели машины при снижении потерь мощности на ее циркуляцию.

Вариант решения проблемы обеспечения равномерного распределения нагрузок на колеса и уменьшения габаритов главной передачи в работе [7] предложил коллектив авторов, смонтировав в ведущем элементе силовой передачи каждого балансира планетарный ряд (рис. 20).

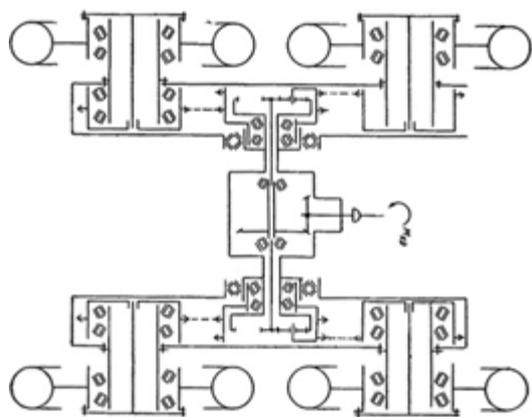


Рис. 20. Балансирная тележка с планетарным рядом

Один из способов равномерного распределения вертикальных нагрузок по ведущим колесам балансирной тележки колесного транспортного средства был предложен в работе [8], суть которого заключалась в переносе реакции ступицы планетарного редуктора, установленного в приводе каждого колеса балансира, через реактивную тягу на раму машины (рис. 21).

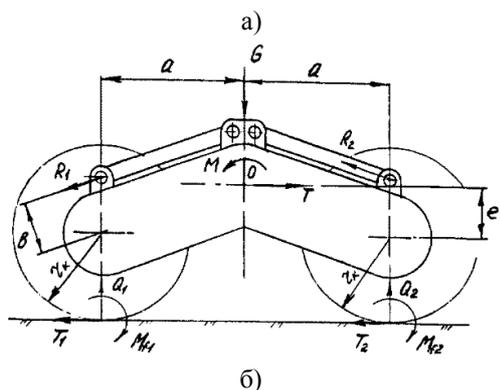
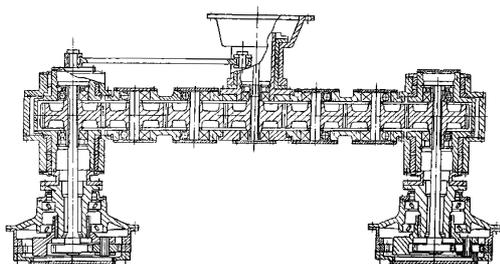


Рис. 21. Балансирная тележка с реактивными тягами (а – вид сверху; б – вид сбоку)

Решение проблемы обеспечения плавности хода и повышения транспортной скорости, соединив задний конец каждого балансира с рамой дорожной машины путем последовательно установ-

ленных и скрепленных шарнирно между собой силовых цилиндров и рессор (рис. 22), предложено в работе [9] коллективом авторов.

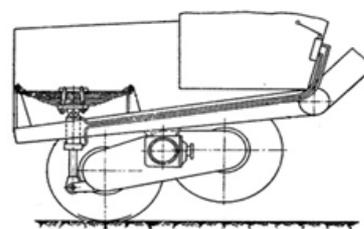


Рис. 22. Подвеска задних колес дорожной машины

Патент на изобретение № 2563468 (рис. 23) основан на смещении общей точки качания ББКД и его привода из условия создания баланса мощностей по колесам ББКД и развиваемой ими мощности [10].

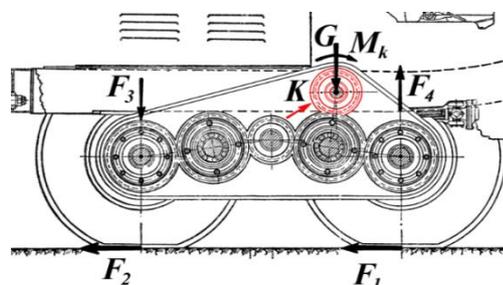


Рис. 23. Несимметричный балансирный колесный движитель

Таким образом, лесозаготовительные (форвардеры и сортиментовозы) и дорожные машины составляют основную группу машин лесного комплекса и оказывают непосредственное влияние на его эффективность. Принципиальная особенность колесных лесных и дорожных машин состоит в том, что выполнение операций технологического цикла возможно только в процессе движения путем реализации на рабочем органе или ходовом оборудовании силы тяги, развиваемой колесным движителем. Поэтому вопросы тяговой динамики колесного движителя являются первоочередными в деле повышения эффективности машин, и решение этой задачи невозможно без дальнейшего совершенствования методов оценки их тяговых показателей, по результатам натурных и лабораторных испытаний, порядок проведения которых регламентируется соответствующими методиками. Данная проблема является актуальной и требует дальнейшего изучения.

Библиографический список

1. Гудков, В. В. Колесные движители. Балансирные приводы [Текст] : моногр. / В. В. Гудков, П. А. Сокол, Е. Н. Ляпич. – Воронеж : Воронежский ЦНТИ – филиал ФГБУ «РЕА» Минэнерго России, 2015. – 182 с.
2. Бузин, Ю. М. Работа балансирного колесного движителя автогрейдера [Текст] / Ю. М. Бузин // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 11. – С. 46-52.
3. Форвардеры АМКОДОР 2661, АМКОДОР 2661-01.Руководство по эксплуатации 2661.00.00.000РЭ [Текст] / А. К. Герасимович [и др.]. – Мн. : ОАО «Амкодор» – управляющая компания холдинга», 2013. – 207 с.
4. Перспективная колесная база для лесных машин [Текст] / И. В. Григорьев, А. А. Чураков, А. И. Никифорова, М. В. Цыгаров // Леса России в XXI веке. – С. 32-38.
5. Тандемные мосты для работы ваших машин в тяжелых условиях [Электронный ресурс] // NAF Driven by innovation. NAF: Modulaz Minided Axles. – Режим доступа: Nafaxles.com.
6. Жуков, А. В. Погрузочно-транспортная машина Мл-131 [Текст] / А. В. Жуков, Д. В. Клоков, В. Н. Лой // Труды БГТУ. Сер. 2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Минск. – Вып. 8.
7. Патент на изобретение № 519525 СССР, М. Кл.Е02F3/62 Ведущий мост самоходной строительной машины, например автогрейдера [Текст] / Е. С.Бабурин, А. В. Жаворонков, В. И. Силяков, М. И. Хейфец; заявитель и патентообладатель Всесоюзный НИИ строительного и дорожного машиностроения. – № 519525; заявл. 12.09.74; опубл. 30.06.76; приоритет 12.09.74.
8. Патент на изобретение № 2189911 РФ, МПК В60К14/00. Балансирная тележка колесного транспортного средства [Текст] / М. И. Андрущин, Ю. Е. Рыскин; заявитель и патентообладатель ОАО Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт механизации и энергетики лесной промышленности. – № 2189911; заявл. 10.01.00; опубл. 27.09.02; приоритет 10.01.00.
9. Патент на изобретение № 293967 СССР, МПК Е02f9/02 Подвеска задних колес автогрейдера [Текст] / А. В. Жаворонков, С. Ф. Маршак, Э. И. Толстопятенко, М. И. Хейфец; заявитель и патентообладатель Всесоюзный НИИ строительного и дорожного машиностроения. – № 293967; заявл. 17.11.69; опубл. 26.01.71; приоритет 17.11.69.
10. Патент № 2563468 Российская Федерация, МПК Е02F 3/84/ Несимметричный балансирный привод ведущих колес автогрейдера [Текст] / В. В. Гудков, П. А. Сокол, Е. Н. Ляпич. – № 2563468; заявл. 05.05.2014; опубл. 20.09.2015; приоритет 05.05.2014 (RU). – 7 с.

References

1. Gudkov V. V., Sokol P. A., Lyapich E. N. *Kolesnye dvizhiteli. Balansirnye privody* [Wheel propellers. Balance drivers]. Voronezh, 2015, pp. 182. (In Russian)
2. Buzin U. M. *Rabota balansirnogo kolesnogo dvizhitelja avtogrejdera* [The work of the balance wheel propulsion grader] *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny* [Construction and Road machines]. 2014, no 11, pp. 46-52. (In Russian)
3. Gumennikov A. K., Washkevich G. M., Melyashkevich A. U., Samuschenko L. A. *Forvardery AMKODOR 2661, AMKODOR 2661-01.Rukovodstvo po jekspluatácii 2661.00.00.000RJe* [Forwarders AMKODOR 2661, AMKODOR 2661-01. Manual 26.61.00.000РЭ]. 2013, pp. 207. (In Russian)
4. Grigorev U. B., Churakov A. A., Nikiforova A. I., Cegarov M. V. *Perspektivnaja kolesnaja baza dlja lesnyh mashin* [Promising Wheelbase for forest machines]. *Lesa Rossii v XXI veke* ["Russian forests in XXI century"] pp. 32-38. (In Russian)
5. *Tandemnye mosty dlja raboty vashih mashin v tzhzhelyh uslovijah* [Tandem bridges for your machines in difficult conditions]. NAF Driven by innovation. NAF: Modulaz Minided Axles. Nafaxles.com., Available at: Nafaxles.com. (In Russian)
6. Zhukov A. B., Klokov D. V., Loy V. N. *Pogruzochno-transportnaja mashina Ml-131* [Loading and employ machine MI-131] *Trudy BGTU. Ser. 2. Lesnaja i derevoobrabatvujushhaja promyshlennost'*. [Trudy BSTU. Ser. 2. Timber and woodworking industry]. Minsk.
7. Baburin E. S., Zhavoronkov A. V., Silyakov V. I., Heifetz M. I. *Vedushhij most samohodnoj stroitel'noj mashiny, naprimer avtogrejdera* [Drive axle of a self-propelled construction machine, for example motor grader] Patent

PF no. 519525, 1974.

8. Andryuchin M. I., Ryskin U. E. *Balansirnaja teleshka kolesnogo transportnogo sredstva* [Wheeled vehicle balance trolley] Patent PF no. 2189911, 2002.

9. Zhavoronkov A. V., Marshak C. F., Tolstopyatenka E. I., Heifetz M. I. *Podveska zadnih koles avtogrejdera* [Motor grader rear wheel suspension] Patent PF no. 293967, 1971.

10. Gudkov V. V., Sokol P. A., Lyapich E. N. *Nesimmetrichnyj balansirnyj privod vedushhih koles avtogrejdera* [Asymmetrical balancing drive of grader wheel] Patent PF no. 2563468, 2015.

Сведения об авторах

Попиков Петр Иванович – и. о. заведующего кафедрой механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», доктор технических наук, профессор, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: popikovpetr@yandex.ru

Гудков Виктор Владимирович – доцент кафедры автомобильной подготовки ФГКВБОУ 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 – экстерн кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: pavsokol@yandex.ru.

Information about authors

Popikov Petr Ivanovich – Acting Head of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, FSBEI HE «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», DSc (Engineering), Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: popikovpetr@yandex.ru

Gudkov Victor Vladimirovich – Associate Professor of Department of Automotive Training, FSOMEI HE «Military Education and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy», PhD (Engineering), Associate Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: gydvik-51@yadnex.ru.

Sokol Pavel Aleksandrovich – external student of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, FSBEI HE «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation; e-mail: pavsokol@yandex.ru.

DOI: 10.12737/article_5c1a323ff0ed79.44618896

УДК 630.004.54:630*182

ЭКОЛОГО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРИМЕНЕНИЯ СОРТИМЕНТНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ЗАГОТОВКИ ДРЕВЕСИНЫ НА РУБКАХ УХОДА

доктор технических наук, профессор **В. И. Прядкин**¹

доктор технических наук, профессор **И. М. Бартенев**¹

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

Применение современных технологий на рубках ухода и высокопроизводительных агрегатных машин приводит к экологическим проблемам, в частности к снижению качества и продуктивности древесины на этапе сплошных рубок. В статье рассматриваются методики определения экологического ущерба при проведении рубок ухода и их влияние на продуктивность древесины на этапе сплошных рубок. Многие методики устарели и не отражают многофункциональность современных технологий и новых высокопроизводительных агрегатных машин. В статье показана необходимость применения комплексной методики эколого-экономической оценки сортиментной технологии заготовки древе-