

УДК 631.3.07

Научная статья

DOI: 10.32634/0869-8155-2024-379-2-113-119

Ю.Ф. Казаков ✉
В.Н. Батманов
Ю.В. Константинов
П.В. Зайцев

Чувашский государственный аграрный
университет, Чебоксары, Россия

✉ ura.kazakov@mail.ru

Поступила в редакцию:
10.08.2024

Одобрена после рецензирования:
15.01.2024

Принята к публикации:
30.01.2024

Research article

DOI: 10.32634/0869-8155-2024-379-2-113-119

Yuri F. Kazakov ✉
Vladimir N. Batmanov
Yuri V. Konstantinov
Petr V. Zaitsev

Chuvash State Agrarian University,
Cheboksary, Russia

✉ ura.kazakov@mail.ru

Received by the editorial office:
10.08.2024

Accepted in revised:
15.01.2024

Accepted for publication:
30.01.2024

Повышение эффективности использования тракторов оснащением ведущих колес встроенным дифференциалом

РЕЗЮМЕ

Актуальность. На эффективность использования колесных мобильных агрегатов сельскохозяйственного назначения, процесса взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью влияют его конструкционные параметры, свойства опорной поверхности и протектора шины, соотношение вертикальной нагрузки и продольной силы. В целях снижения буксования колес предложен встроенный дифференциал с нецентральной приложением внешних нагрузок.

Методы. Для количественного и качественного описания работы колеса использованы методы аналитического, сравнительного, информационно-логического и системного анализа факторов, имеющих причинно-следственную связь с показателями работы мобильных агрегатов, колесных движителей. Анализ работы движителя проведен на положениях теории качения деформируемого колеса по деформируемой опорной поверхности. Предмет исследования — двухэтапный процесс взаимодействия поверхности и ведущего колеса в ходе разгона. Движение поддрессоренной массы трактора на первом этапе происходит в пределах радиуса колеса, при этом колесо не вращается. На втором этапе движение масс трактора происходит при вращающемся колесе, колесный редуктор работает в дифференциальном режиме, предотвращая его внешнее скольжение.

Результаты. Колесный дифференциал способствует поддержанию максимальной величины коэффициента сцепления и рационального соотношения ведущего момента и момента сопротивления перекачиванию. Применение встроенного дифференциала в колесных движителях является перспективным вариантом их совершенствования, способствует поддержанию высокой удельной продольной реакции, предотвращая буксование и тем самым разрушение структуры почвы. Как следствие, повышается производительность колесных мобильных агрегатов, снижается износ шин, уменьшается уплотнение почвы.

Ключевые слова: колесный трактор, ведущее колесо со встроенным дифференциалом, нецентральное приложение нагрузки и крутящего момента, удельная продольная реакция, пятно контакта, предотвращение внешнего скольжения

Для цитирования: Казаков Ю.Ф., Батманов В.Н., Константинов Ю.В., Зайцев П.В. Повышение эффективности использования тракторов оснащением ведущих колес встроенным дифференциалом. *Аграрная наука*. 2024; 379(2): 113–119.

<https://doi.org/10.32634/0869-8155-2024-379-2-113-119>

©Казаков Ю.Ф., Батманов В.Н., Константинов Ю.В., Зайцев П.В.

Improving the efficiency of using tractors by equipping the drive wheels with a built-in differential

ABSTRACT

Relevance. The efficiency of the use of agricultural wheel units, the process of interaction of the wheel mover with the support surface is influenced by structural parameters, the properties of the support surface and the tire tread, the ratio of vertical load and longitudinal pushing force. In order to reduce wheel slipping, a built-in differential with an off-center application of external knobs and a driving torque is proposed

Methods. For a quantitative and qualitative description of the operation of the wheel, methods of analytical, comparative, information-logical and system analysis of factors that have a causal relationship with the performance of mobile units, wheel propellers were used. The analysis of the propeller operation was carried out by the methods of theoretical mechanics on the provisions of the theory of rolling of a deformable wheel on a deformable supporting surface. The subject of the study is a two-stage process of interaction between the surface and the drive wheel during acceleration. At the first stage, the sprung mass of the tractor moves with a stationary wheel rim within its radius. At the second stage, the movement of the tractor masses occurs with a rotating wheel, the wheel gear operates in differential mode, preventing its external slip.

Results. The wheel differential contributes to maintaining the maximum value of the friction coefficient and the rational ratio of the driving moment and the moment of resistance to rolling. The use of a built-in differential in wheel propellers is a promising option for their improvement, it helps to maintain a high specific longitudinal reaction, preventing slipping and, thereby, destruction of the soil structure. As a result, the productivity of wheeled mobile units increases, fuel consumption and tire wear decrease, soil compaction decreases.

Key words: wheeled tractor, drive wheel with built-in differential, non-central application of load and torque, specific longitudinal reaction, contact patch, external slip prevention

For citation: Kazakov Yu. F., Batmanov V.N., Konstantinov Yu.V., Zaitsev P.V. Improving the efficiency of using tractors by equipping the drive wheels with a built-in differential. *Agrarian science*. 2024; 379(2): 113–119 (in Russian).

<https://doi.org/10.32634/0869-8155-2024-379-2-113-119>

©Kazakov Yu.F., Batmanov V.N., Konstantinov Yu.V., Zaitsev P.V.

Введение/Introduction

Увеличение производства зерновых, пропашных и технических культур — основа продовольственной безопасности страны. Это предполагает эффективное использование мобильных агрегатов в составе энергонасыщенных тракторов отечественного производства с однооперационными широкозахватными и комбинированными сельскохозяйственными машинами и орудиями. Отрицательным следствием применения тяжелых мобильных агрегатов на пахотных работах являются уплотнение почвы движителями, их буксование, дымный выхлоп двигателей в начале движения и при разгоне агрегатов [1–3]. Эффективность использования трактора во многом определяется совершенством движителей. Почвозацепами колеса в результате деформации смятия и среза существенно разрушается структура почвы. Ширина зоны уплотнения до 1,5 раз превышает ширину колесного движителя, а ее глубина — зону залегания основной массы корней сельскохозяйственных культур.

Буксование движителей сельскохозяйственных тракторов отрицательно сказывается на их тяговой характеристике и тем самым на балансе мощности и энергетическом потенциале повышения производительности. К недостаткам колесных тракторов относится ограниченная проходимость на поверхностях с невысокой несущей способностью [4, 5]. В результате повышаются погектарный расход топлива, износ шин [6].

С учетом вышеприведенного в целях снижения буксования и уплотнения почвы предложено оснащать колесные движители встроенным дифференциалом, влияющим на соотношение площадей трения и упругого скольжения в пятне контакта.

Цели исследований — повышение эффективности использования колесных мобильных агрегатов увеличением удельной касательной силы колеса со встроенным дифференциалом, анализ влияния дорожных условий, свойств шины и внешних нагрузок на сцепление в пятне контакта.

Материалы и методы исследования / Materials and methods

Для количественного и качественного описания процесса работы колеса со встроенным дифференциалом использованы методы аналитического, сравнительного, информационно-логического и системного анализа факторов, имеющих причинно-следственную связь с качественными и энергетическими показателями работы мобильных агрегатов, их колесных движителей.

Анализ работы колеса проведен методами теоретической механики на основных положениях теории качения колеса [7]. При этом опорная поверхность и колесо приняты деформируемыми. Предметом исследования принят двухэтапный процесс взаимодействия опорной поверхности и ведущего колеса трактора со встроенным дифференциалом в ходе разгона.

В колесном планетарном редукторе сателлит 2 радиусом r_1 является ведущим и несущим, к нему приложены сила тяжести Q , продольная сила P_T (рис. 1).

Вал 3 редуктора-дифференциала 1 опирается на подшипники 4 центрирующего диска 5 радиусом r . Небольшой крутящий момент вращает ведущий сателлит по эпициклической шестерне, при этом изменяются координаты точки приложения внешней нагрузки L по горизонтали и H вертикали. Это первая фаза разгона

МЭС, она проходит при неподвижном колесе. За счет силы P_T и абсциссы, изменяющейся в пределах $0-L_2$, формируется кантующий момент переменной величины. Образуется также переменный рычажный момент за счет вертикальной нагрузки Q и ординаты, изменяющейся в диапазоне H_1-H_3 . Когда сумма кантующего и рычажного моментов и ведущего момента превысит момент сопротивления перекачиванию колеса, эпициклическая шестерня (ЭШ) начинает движение, планетарный редуктор переходит в режим дифференциальной передачи. Начинается вторая фаза разгона трактора.

Результаты и обсуждение / Results and discussion

Наукой и передовой практикой предложены разные решения по снижению буксования движителей энергонасыщенных тракторов, повышению их производительности, увеличению касательной силы ведущего колеса¹ [7–9]. Выделим наиболее распространенные: использование балласта; оснащение догрузителем сцепной массы; использование активных почвообрабатывающих рабочих органов — движителей; растянутый во времени процесс вступления в работу комбинированных рабочих органов — механизмов [7, 10, 11]. Совершенствование колесных движителей является важным направлением снижения буксования и повышения производительности колесных машинно-тракторных агрегатов.

На эффективность процесса взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью влияют конструктивные параметры движителя, свойства опорной поверхности и протектора шины, деформация шины и опорной поверхности, соотношение между вертикальной нагрузкой и продольной силой от рамы трактора к колесу.

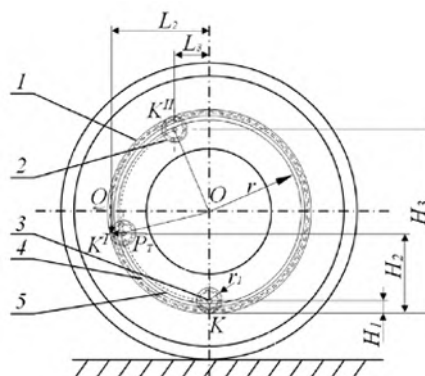
Величина касательной силы P_K , формируемой ведущим моментом на движителе, зависит от суммарной реакции опорной площади в горизонтальной плоскости R_x [7]:

$$R_x = A c_o Y_1 + P_N \varphi_o Y_2,$$

где A — площадь поверхности, по которой происходит сдвиг почвогрунта, c_o — коэффициент сцепления частиц почвогрунта между собой, P_N — нормальная суммарная нагрузка на поверхности сдвига, φ_o — коэффициент внутреннего трения почвы, Y_1 и Y_2 — передаточные функции.

Проведем анализ данного выражения. Значения c_o и φ_o зависят от физико-механических свойств

Рис. 1. Схема колеса со встроенным редуктором — дифференциалом
Fig. 1. Diagram of a wheel with a built-in gearbox — differential



¹ Kemeny Z. The Revolutionary Air Suspension Wheel <https://globalaircylinderwheels.com/> (date of the application: 05.11.2021).

почвогрунта и его влажности. Для конкретного почвогрунта они постоянны. Передаточные функции Y_1 и Y_2 определяют эффективность использования сил трения и сцепления протектора шины с почвогрунтом, их величина изменяется в пределах 0–1. Следовательно, модуль касательной силы P_k зависит от опорной площади и нормальной нагрузки на поверхность сдвига. Для повышения тягово-сцепных качеств колесных движителей и проходимости мобильной машины необходимо изыскивать возможности их увеличения.

Наиболее результативно параметр A можно повысить за счет увеличения габаритных размеров движителя, деформаций его опорной части, применения искусственных уширителей. Наибольший эффект от увеличения параметра A проявляется на связных почвогрунтах и меньшей степени на супесчаных почвах. На песчаной поверхности увеличение A способствует некоторому увеличению Y_2 вследствие меньшей деформации движителя и большей площади трения. Нормальная нагрузка P_N в основном зависит от силы тяжести, приходящейся на движитель. В результате деформации опорной поверхности и движителя, изменения скоростного режима элементарные реакции в пятне контакта могут отклоняться от вертикали. Результирующую силу R_x формируют проекции элементарных реакций на горизонтальную поверхность. В зависимости от нормальной нагрузки на ведущее колесо касательное усилие P_k повышается до некоторого предельного значения, а затем падает (рис. 2).

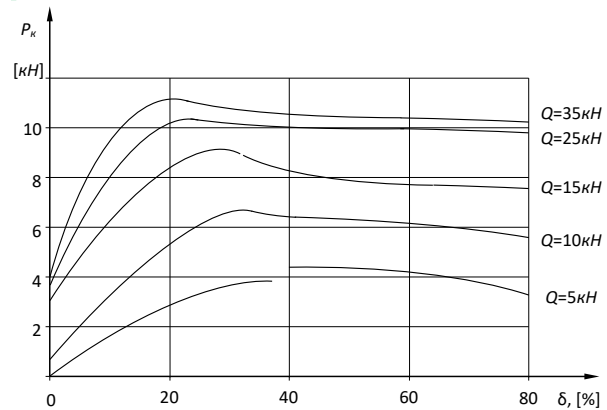
На рисунке 2 приведены результаты экспериментальных испытаний шины 12–38'' на фоне стерни колосовых влажностью 15–18% при разной нормальной нагрузке на нее. Почва — серо-лесная [7]. Максимальные значения касательных усилий получены при буксовании $\delta = 20...30\%$. По мнению профессора В.И. Медведева, это обусловлено наступлением предела прочности почвы по деформации сдвига [7].

Анализ графиков показывает, что соотношение между вертикальной нагрузкой и касательной силой $\gamma = P_k/Q_k$ влияет на величину буксования, при которой достигается наибольшая касательная сила (рис. 2). При этом высокие значения соотношения сил соответствуют большому буксованию: буксование составляет 40–50% при $\gamma = 0,86$ (нижняя кривая на рис. 2), оно равно 20% при $\gamma = 0,32$ (верхняя кривая).

По мнению автора, качественная сторона такой закономерности обусловлена малой деформацией шины и

Рис. 2. Максимальные значения касательных усилий P_k и соответствующее им буксование колеса δ при разной нормальной нагрузке Q [7]

Fig. 2. The maximum values of tangential forces P_k and the corresponding wheel slip δ at different normal loads Q [7]



почвы в пятне контакта при низком давлении от невысокой нагрузки, рациональным соотношением зон скольжения и трения при фактическом отсутствии внешнего скольжения. При $\gamma = 0,86$ в пятне контакта площадь зон со сцеплением преобладает над площадями, в которых имеют место упругое скольжение и трение.

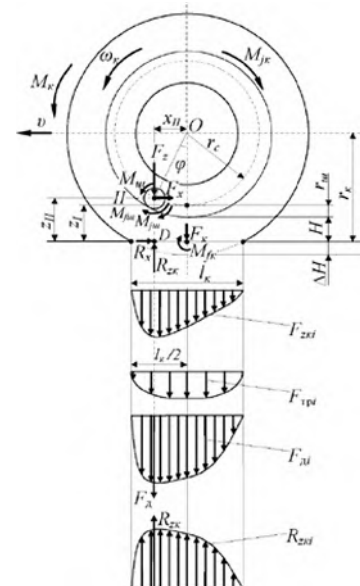
По мере возрастания нагрузки увеличивается деформация шины, роль ее боковин в формировании касательной силы. На боковинах шины более выражено упругое скольжение, соответственно, снижается площадь зоны, в которой касательная сила формируется за счет сцепления. Под беговыми дорожками около продольной плоскости симметрии шины доля площадей со сцеплением снижается, соответственно, возрастает доля площади в пятне контакта, взаимодействующей с протектором преимущественно в виде трения. Так как величина коэффициента трения меньше величины коэффициента сцепления, то и буксование, соответствующее наибольшей касательной силе, будет меньше и составляет около 20%.

Процесс взаимодействия колеса со встроенным дифференциалом с опорной поверхностью имеет ряд особенностей, которые отражаются на эпюре давления в пятне контакта [12, 13].

В связи с нецентральной приложением внешних сил, приводного момента, а также с деформацией опорной поверхности в набегающем и сбегающем секторах пятна контакта длиной l_k формируется неравномерно распределенная нагрузка F_{zki} (рис. 3).

Рис. 3. Эпюра давления колеса в фазе разгона: r_w — радиус шестерни, r_k — кинематический радиус колеса, r_c — радиус водила, ω_k — угловая скорость вращения колеса, v — поступательная скорость колеса, l_k — длина пятна контакта, H — высота профиля шины, ΔH — прогиб шины, φ — угол поворота водила, Z_1 — ордината центра шестерни в начальном положении, Z_{11} — ордината центра шестерни во втором положении, X_{11} — абсцисса центра шестерни во втором положении, F_x — горизонтальная нагрузка на шестерню, F_z — вертикальная нагрузка на шестерню, F_k — вертикальная нагрузка на опорную поверхность, F_{zki} — распределенная нагрузка в пятне контакта, F_{tpi} — сила трения в элементах шины, F_{di} — распределенная сила трения и упругости шины, F_d — равнодействующая силы трения и силы упругости шины, R_{zk} — равнодействующая реакции опорной поверхности на колесо, R_{zki} — распределенная реакция опорной поверхности на колесо, M_w — ведущий момент шестерни, M_k — ведущий момент колеса, M_{fw} — маховой момент инерции водила и шестерни, M_{fk} — маховой момент инерции колеса, M_{fw} — момент сопротивления перекачивания шестерни, M_{fk} — момент сопротивления перекачивания колеса

Fig. 3. Plot of wheel pressure in the acceleration phase: r_w — gear radius, r_k — kinematic radius of the wheel, r_c — carrier radius, ω_k — angular speed of wheel rotation, v — forward speed of the wheel, l_k — contact patch length, H — tire profile height, ΔH — tire deflection, φ — carrier rotation angle, Z_1 — ordinate of the gear center in the initial position, Z_{11} — ordinate of the gear center in the second position, X_{11} — abscissa of the gear center in the second position, F_x — horizontal load on the gear, F_z — vertical load on the gear, F_k — vertical load of the wheel on the supporting surface, F_{zki} — distributed load in the contact patch, F_{tpi} — friction force in tire elements, F_{di} — distributed friction force and elasticity of the tire, F_d — is the resultant of the friction force and the elastic force of the tire, R_{zk} — is the resultant reaction of the supporting surface on the wheel, R_{zki} — distributed reaction of the supporting surface to the wheel, M_w — driving moment of the gear, M_k — driving moment of the wheel, M_{fw} — flywheel moment of inertia of the carrier and gear, M_{fk} — flywheel moment of inertia of the wheel, M_{fw} — moment of resistance of gear rolling, M_{fk} — moment of resistance to wheel rolling



Ее характер обусловлен также силами упругости шины и силами трения элементов протектора шины. Вышесказанное влияет на величину кинематического радиуса колеса r_k .

Силы упругости в средней продольной плоскости колеса пропорциональны радиальной деформации шины и зависят от ее коэффициента радиальной жесткости. При движении колеса радиальная деформация набегающих частей протектора возрастает, а на сбегающей части — уменьшается. Изменение деформации приводит к различным по величине относительным вертикальным перемещениям элементов шины, поэтому между ними возникают силы трения F_{TP} , которые направлены противоположно относительным скоростям деформации шины. В набегающем секторе колеса они препятствуют увеличению радиальной деформации шины, а в сбегающем — препятствуют ее уменьшению. Следовательно, в набегающем секторе силы трения и силы упругости шины совпадают по направлению, а в сбегающем — имеют противоположные направления. Равнодействующая F_d этих сил (ввиду несимметричности суммарной эпюры) смещена в сторону поступательного движения колеса на расстояние X_{II} от поперечной плоскости симметрии колеса.

В соответствии с третьим законом Ньютона допускаем, что эпюра равнодействующей опорной поверхности R_{zk} будет ее зеркальным отражением, поэтому к центру давления на том же расстоянии X_{II} приложим вектор нормальной реакции опорной поверхности на колесо. Равнодействующая нормальных реакций $R_{zk} = -F_d = -F_z$. Нормальная реакция опорной поверхности на колесо и вектор F_d приложена в набегающем секторе шины к одной точке, называемой центром давления.

Воздействие момента M_k приводит к дополнительной окружной деформации как боковин шины, так и ее протектора. Элементы шины набегающей полуокружности подвергаются сжатию, а сбегающей — растяжению. Эта деформация суммируется с окружной деформацией от силы F_z . Элементы шины, находящиеся в контакте с опорной поверхностью, нагружаются по-разному и неравномерно: входящие с ней в контакт подвергаются сжатию, а выходящие — растяжению. Как следствие, на контактной поверхности шины формируются тангенциальные напряжения, уравниваемые силами сцепления.

Равнодействующая всех элементарных сил сцепления, действующих в пятне контакта, представляет собой касательную реакцию опорной поверхности на колесо. В общем случае она раскладывается на продольную и поперечную составляющие. Продольная составляющая при равномерном движении колеса со встроенным дифференциалом равна по модулю силе F_x , но имеет противоположное направление. С увеличением момента $M_{ш}$ на валу шестерни (следовательно, и на колесе) касательные напряжения в пятне контакта возрастают. Из-за неравномерности их распределения по контактной поверхности у отдельных элементов протектора шины касательные напряжения могут превысить силы сцепления. Элементы протектора начинают проскальзывать относительно опорной поверхности. При дальнейшем нарастании M_k все элементы шины начинают проскальзывать, наступает фаза внешнего скольжения колеса (буксование).

По сравнению с «классическим» колесом явление буксования колеса со встроенным дифференциалом пренебрегается и при большем приводном моменте. Это

связано с автоматическим переходом модернизированного колесного редуктора в режим дифференциала, следствием которого является снижение передаточного числа, следовательно, и крутящего момента на ободе колеса. У колеса с дифференциалом за счет вращения шестерни по внутренним зубьям эпициклической шестерни при возрастании крутящего момента происходит увеличение горизонтальной координаты центра давления. Увеличивается асимметрия эпюры давления в пятне контакта за счет движения центра несущей ведущей шестерни в сторону поступательного движения, поэтому центр давления смещается вперед по пятну контакта. При развитых элементах протектора тракторных шин (ввиду возросшей вертикальной нагрузки на набегающий сектор пятна контакта) сдвиг комков почвы, расположенных между элементами протектора, по почвенному основанию наступит раньше, чем скольжение элементов протектора шины по опорной поверхности. Это отражается на соотношении касательной силы к вертикальной нагрузке на колесо — удельной продольной силе, развиваемой колесным двигателем.

При постоянном положении органа, управляющего подачей топлива, величина потребного момента зависит от изменения дорожного сопротивления. Если дорожное сопротивление практически не изменяется, положение центра шестерни по отношению к эпициклической шестерне, выполненной на ободе колеса, можно принять постоянным. При изменении дорожного сопротивления неизбежно изменение угловой скорости колеса. При возрастании сопротивления произойдет снижение частоты вращения колеса, а несущая ведущая шестерня продолжает движение по эпициклической шестерне. Следовательно, происходит изменение координат центра шестерни. Как следствие, изменяются касательная сила и удельная продольная реакция γR_x :

$$\gamma R_x = R_{zk} / R_x, \quad (1)$$

где: R_{zk} — вертикальная реакция опорной поверхности на колесо, формируемая от силы тяжести, приходящейся на колесо; R_x — продольная реакция опорной поверхности на колесо, направлена против вектора поступательной скорости v .

Векторы реакций R_{zk} и R_x прикладываются к центру давления — точке D (рис. 3). Величина удельной продольной реакции рассматривается в качестве показателя эффективности взаимодействия колеса с опорной поверхностью, рациональности соотношения зон трения и упругого скольжения в пятне контакта, отражающего отношение приложенных внешних нагрузок к касательной силе колеса.

Интенсивность изменения удельной продольной реакции обусловлена конструктивными параметрами r_c и $r_{ш}$ колесного дифференциала, соотношением передаточных чисел редуктора при работе в режиме дифференциала $U_{диф}$ и планетарного редуктора $U_{ред}$, момента сопродинения $M_{ш}$ перекачиванию ведущей шестерни по эпициклической шестерне маховых моментов инерции водила и шестерни $M_{ш}$, а также колеса M_{jk} , конструкцией и параметрами H шины, ее деформацией ΔH (рис. 3).

Передаточное число колесного трансформатора U_g , работающего в режиме планетарного редуктора, равно:

$$U_g = Z_{эш} / Z_{ш} = U_{ред}, \quad (2).$$

Передаточное число редуктора в дифференциальном режиме:

$$U_g = Z_{эш}/Z_{ш} - 1 = U_{диф}, \quad (3)$$

где $Z_{эш}$ — число зубьев эпициклической шестерни.

Из уравнений (2) и (3) следует, что с переходом трансформатора в дифференциальный режим работы передаточное число колеса уменьшается.

В колесах со встроенным дифференциалом сила тяжести F_z прилагается к центру ведущей шестерни (к одному из сателлитов планетарного редуктора, встроенного в колесо). Сила тяжести формирует силу трения F_T колеса с дорогой:

$$F_T = \mu F_z = U_{диф}, \quad (4)$$

где μ — коэффициент трения.

Под действием крутящего момента $M_k = M_{ш} U_{ред}$ колеса формируется касательная сила F :

$$F_T = \frac{M_k}{Z_i} = \frac{M_{ш} U_{диф}}{Z_i}, \quad (5)$$

где Z_i — текущее значение ординаты центра ведущей шестерни.

Так как колесо оснащено редуктором, в котором сила тяжести, продольная толкающая сила и приводной момент приложены не центрально, то на его ободе формируется дополнительный крутящий момент, пропорциональный приложенной силе тяжести F_z и текущей величине эксцентриситета — абсциссе центра ведущей шестерни X_i (рис. 3). Следствием этого является формирование дополнительной касательной силы, обратно пропорциональной ординате центра ведущей шестерни Z_i :

$$\Delta F = F_k \frac{X_i}{Z_i}, \quad (6)$$

При равномерном движении его величина незначительно отличается от нуля. При интенсивном разгоне будет иметь значительную величину, зависящую от дорожных условий, достигая наибольшей величины при преодолении единичных неровностей на дороге. В итоге продольная реакция колеса будет представлена двумя составляющими: постоянной F , зависящей от силы тяжести, приходящейся на колесо, переменной ΔF , пропорциональной как силе тяжести, так и абсциссе и ординате точке приложения силы тяжести:

$$YR_x = R_z/R_x = R_z/(F + \Delta F), \quad (7)$$

Положение центра ведущей шестерни зависит от величины приводного момента двигателя, от дорожных условий, передаточного числа трансмиссии и передаточного числа колесного редуктора.

На рисунке 4 представлен график изменения удельной продольной реакции ведущего колеса. Начальная часть графика ОА — общая для «классического» колеса и колеса со встроенным дифференциалом. Величина $(YR_x)_{max} = \varphi_{x max}$ отражает максимальный коэффициент продольного сцепления колеса с опорной поверхностью.

После достижения $\varphi_{x max}$, соответствующего коэффициенту скольжения λ^* , удельная продольная реакция

снижается до величины $\varphi_{x \delta}$ при $\lambda = 1$ из-за возрастания буксования. Штриховая линия (рис. 4) отражает уменьшение удельной продольной силы ввиду возрастания коэффициента скольжения колеса (буксования).

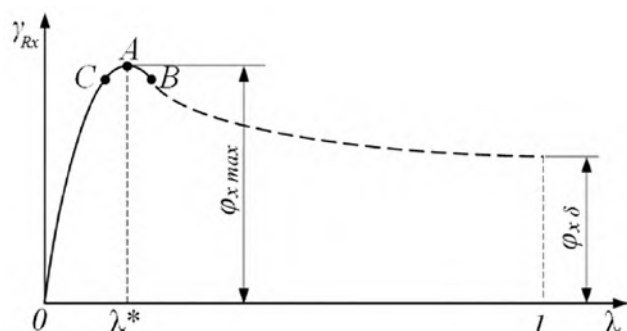
Участок графика С — А — В отражает изменение удельной продольной силы колеса со встроенным дифференциалом в зависимости от изменения режима работы колесного редуктора. Снижение удельной продольной реакции прекращается в точке В. Это связано с уменьшением величины крутящего момента на ободе колеса в результате перехода редуктора в дифференциальный режим. На участке В — А графика наблюдается возрастание удельной продольной силы за счет снижения в пятне контакта доли площадей трения и возрастания доли площадей, на которых имеет место упругое скольжение элементов шины. Следовательно, на основной площади пятна контакта величина коэффициента сцепления φ_x^1 остается близкой к максимальному значению (участок С — А — В).

Участок О — А отражает изменение удельной продольной реакции YR_x при работе колесного дифференциала на первом этапе разгона, когда касательная сила практически полностью формируется сцеплением. Величина ведущего момента на ободе остается меньше величины момента трения в пятне контакта. На втором этапе (участок А — В) характер зависимости удельной продольной силы от изменения коэффициента скольжения колеса останется неизменным. Но интенсивность снижения удельной продольной силы будет меньше ввиду автоматического переключения колесного редуктора в режим дифференциала и последующего снижения ведущего момента на ободе колеса. Его величина становится меньше величины момента трения между колесом и пятном контакта. Повышение буксования прекратится, начинается повышение удельной продольной реакции (участок В — А), поэтому график на этом этапе будет совпадать с графиком изменения удельной продольной силы «классического» колеса. Это имеет место до формирования дополнительной касательной силы ΔF за счет $(P - \Delta)$ — эффекта от эксцентрично приложенной вертикальной силы F_z (рис. 3) [8]. Величина YR_x колеса с дифференциалом будет соответствовать наибольшей величине, характерной «классическому» колесу.

Формирование дополнительной касательной силы в пятне контакта за счет эксцентриситета X_{11} приводит к увеличению ведущего момента на ободе колеса при снижении ведущего момента от двигателя трактора. Кроме этого, при смещении центра сателлита в условиях формирования дополнительной касательной силы

Рис. 4. Зависимость удельной продольной реакции YR_x от коэффициента скольжения колеса λ

Fig. 4. Dependence of the specific longitudinal reaction YR_x on the slip coefficient of the wheel λ



изменяется эпюра давления в набегающей части пятна контакта, способствуя возрастанию основной составляющей касательной силы. Таким образом, величина γR_x будет выше максимального значения, характерного классическому колесу. В конце первого этапа кривая удельной продольной реакции γR_x для колеса с дифференциалом может быть расположена выше участка графика, характерного для «классического» колеса.

Эти процессы находят отражение и в закономерности изменения кинематического радиуса колеса r_k (рис. 5). Отрезок прямой 1 — 2 (рис. 5) вытекает из уравнения академика Е.А. Чудакова, отражает влияние ведущего момента M_k и коэффициента окружной жесткости шины $C_{ш0}$ на радиус качения колеса [7]:

$$r_k = r_{k0} - \frac{C_{ш0}}{M_k}$$

где r_{k0} — кинематический радиус колеса при $M_k = 0$.

Кривая 1 — 2 — 3 — 4 отражает изменение расстояния от мгновенного центра вращения до центра качения колеса (кинематического радиуса колеса r_{op}). Точка 3 соответствует началу внешнего скольжения колеса, поэтому величина момента на ободе колеса, в этом случае формируемая только трением, снижается. В точке 4 стремится к 0 и кинематический радиус колеса r_{op} .

Точки 2' и 2'' соответствуют различным значениям передаточного числа дифференциала в колесе. При малом соотношении передаточных чисел планетарного редуктора и дифференциала в точке 2' произойдет автоматическое переключение в дифференциал. Точка 2'' соответствует переключению режимов редуктора при большом соотношении передаточных чисел $U_{ред}$ и $U_{диф}$. Таким образом, точку 3, соответствующую началу внешнего скольжения (буксования) колеса, можно избежать при наличии встроенного дифференциала с рациональным передаточным отношением и величиной конструкционного параметра m :

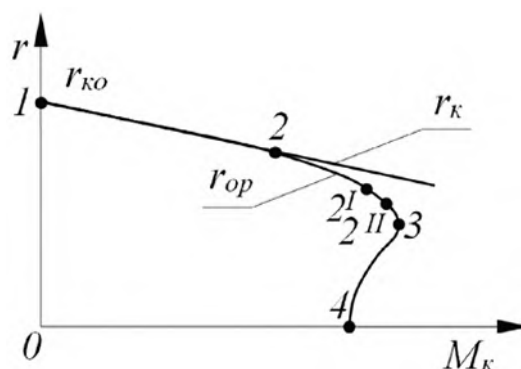
$$m = r_c / r_{k0},$$

где r_c — радиус окружности центра ведущей шестерни (водила) (рис. 3).

Следовательно, повышаются эксплуатационная

Рис. 5. Зависимость радиуса колеса r от величины приложенного ведущего момента M_k

Fig. 5. Dependence of the wheel radius r on the magnitude of the applied driving moment M_k



скорость и производительность колесного трактора с дифференциалом в колесах, способствуя снижению погектарного расхода топлива.

Выводы/Conclusions

Колесный дифференциал способствует поддержанию коэффициента сцепления, близко к максимально возможной величине, рационального соотношения ведущего момента и момента трения на ободе колеса, площадей трения и упругого скольжения, предотвращая внешнее скольжение в пятне контакта.

Этому способствует: формированию дополнительной силы и дополнительного момента на ободе колесе без увеличения потребного от ДВС ведущего момента; опережающему перемещению точки приложения вертикальной нагрузки к несущей ведущей шестерне по сравнению со смещением центра давления в пятне контакта; автоматическому поддержанию величины момента на ободе колеса в пределах, предотвращающих внешнее скольжение, переходом колесного редуктора в дифференциальный режим.

Применение в колесных движителях встроенного дифференциала является перспективным вариантом их модернизации, способствует поддержанию высокой удельной продольной реакции в пятне контакта с почвой. В результате снижаются буксование, уплотнение почвы. Тракторы с такими колесами будут обладать высоким энергетическим потенциалом для увеличения производительности.

Все авторы несут ответственность за работу и представленные данные.

Все авторы внесли равный вклад в работу.

Авторы в равной степени принимали участие в написании рукописи и несут равную ответственность за плагиат.

Авторы объявили об отсутствии конфликта интересов.

All authors bear responsibility for the work and presented data.

All authors made an equal contribution to the work.

The authors were equally involved in writing the manuscript and bear the equal responsibility for plagiarism.

The authors declare no conflict of interest.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мазитов Н.К., Сахапов Р.Л., Шарафиев Л.З. Отечественная техника и технология ликвидации продовольственной зависимости *Вестник Курганской ГСХА*. 2020; (3): 76–80. <https://elibrary.ru/erbbmn>
2. Ворососов И.В., Овчинников Д.Н. Повышение производительности почвообрабатывающего агрегата за счет полного использования тягового усилия трактора. *Инженерное обеспечение в реализации социально-экономических и экологических программ АПК. Материалы Всероссийской (национальной) научно-практической конференции*. Курган: Курганская государственная сельскохозяйственная академия. 2020; 4–9. <https://elibrary.ru/wtlitgm>
3. Попов И.П., Чумаков В.Г., Родионов С.С. Динамика трогания составного сельскохозяйственного транспортно-технологического комплекса с упругими сцепками. *Вестник Курганской ГСХА*. 2022; (2): 53–62. https://doi.org/10.52463/22274227_2022_42_53

REFERENCES

1. Mazitov N.K., Sakhapov R.L., Sharafiev L.Z. Domestic machinery and elimination technology food dependency. *Vestnik Kurganskoy GSKhA*. 2020; (3): 76–80 (in Russian). <https://elibrary.ru/erbbmn>
2. Vorososov I.V., Ovchinnikov D.N. Increasing the productivity of the tillage unit by fully utilizing the tractor's traction force. *Engineering support in the implementation of socio-economic and environmental programs of the agro-industrial complex. Proceedings of the All-Russian (national) scientific and practical conference*. Kurgan: Kurgan State Agricultural Academy. 2020; 4–9 (in Russian). <https://elibrary.ru/wtlitgm>
3. Popov I.P., Chumakov V.G., Rodionov S.S. Driving dynamics of a composed agricultural transportation and technological complex with elastic hitchings. *Vestnik Kurganskoy GSKhA*. 2022; (2): 53–62 (in Russian). https://doi.org/10.52463/22274227_2022_42_53

4. Mudarisov S., Gainullin I., Gabitov I., Hasanov E., Farhutdinov I. Soil compaction management: Reduce soil compaction using a chain-track tractor. *Journal of Terramechanics*. 2020; 89: 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2020.02.002>
5. Valiev A., Mukhametshin I., Muhamadyarov F., Yarulhin F., Pikmullin G. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener. *Engineering for Rural Development*. 2019; 18: 312–318. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N511>
6. Сури́н Р.О., Кузнецов Е.Е., Шитов С.В. Определение тягового усилия колесного полурамного энергетического средства с установленным фронтальным прокалывателем-щелерезом в условиях движения по склону. *Известия Оренбургского государственного аграрного университета*. 2022; (4): 117–122. <https://elibrary.ru/elvnhv>
7. Акимов А.П., Медведев В.И., Чегулов В.В. Работа колес. Чебоксары: ЧПИ (ф) МГОУ. 2011; 168. ISBN 978-5-4246-0070-8 <https://elibrary.ru/zbpwpxd>
8. Kemeny Z.A. The Physics of the Air Suspension Wheel. Wheel Rolling Assisted by Planetary Hub Action *Metals and Mining Rev.* 0. June 21. The Physics of the Air Suspension Wheel Copyright ©, 2014LLC, 2015 1 of 14.
9. Gainutdinov R., Zemdikhonov M. Kinematics of the disk working body for ground development. *E3S Web of Conferences*. 2021; 274: 11006. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202127411006>
10. Яхин С.М., Алиакберов И.И., Вахитов А.Р. Обоснование параметров ротационного орудия для поверхностной обработки почвы с наклонными шестигранными дисками. *Вестник Казанского государственного аграрного университета*. 2022; 17(4): 106–111. <https://doi.org/10.12737/2073-0462-2023-106-111>
11. Поливаев О.И., Пилыев С.Н., Болотов Д.Б. Эффективность использования машинно-тракторных агрегатов, работающих с упругодемпфирующими приводами ведущих колес. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2021; (6): 76–81. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81
12. Корзов Д.Б., Акимов А.П., Медведев В.И., Егоров В.П. Имитационная модель колесного трактора с кантующим приводом задних ведущих колес на базе двухколесного велосипеда. *Вестник Чувашской государственной сельскохозяйственной академии*. 2020; (2): 100–105. <https://elibrary.ru/giqcfq>
13. Казаков Ю.Ф., Медведев В.И., Терентьев А.Г., Батманов В.Н., Павлов В.С. Работа колесного дифференциала в процессе разгона пахотного агрегата. *Вестник Казанского государственного аграрного университета*. 2022; 17(1): 56–61. <https://doi.org/10.12737/2073-0462-2022-56-61>
4. Mudarisov S., Gainullin I., Gabitov I., Hasanov E., Farhutdinov I. Soil compaction management: Reduce soil compaction using a chain-track tractor. *Journal of Terramechanics*. 2020; 89: 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2020.02.002>
5. Valiev A., Mukhametshin I., Muhamadyarov F., Yarulhin F., Pikmullin G. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener. *Engineering for Rural Development*. 2019; 18: 312–318. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N511>
6. Surin R.O., Kuznetsov E.E., Shchitov S.V. Determination of the traction force of a wheeled semi-frame power vehicle with a front-mounted piercing-cutter on a slope. *Izvestia Orenburg State Agrarian University*. 2022; (4): 117–122 (in Russian). <https://elibrary.ru/elvnhv>
7. Akimov A.P., Medvedev V.I., Chegulov V.V. Wheels operation. *Cheboksary: Cheboksary Polytechnic Institute (branch) Moscow State Open University*. 2011; 168 (in Russian). ISBN 978-5-4246-0070-8 <https://elibrary.ru/zbpwpxd>
8. Kemeny Z.A. The Physics of the Air Suspension Wheel. Wheel Rolling Assisted by Planetary Hub Action *Metals and Mining Rev.* 0. June 21. The Physics of the Air Suspension Wheel Copyright ©, 2014LLC, 2015 1 of 14.
9. Gainutdinov R., Zemdikhonov M. Kinematics of the disk working body for ground development. *E3S Web of Conferences*. 2021; 274: 11006. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202127411006>
10. Yakhin S.M., Aliakberov I.I., Vakhitov A.R. Substantiation of parameters of a rotary implement for surface treatment of soil with inclined hexagonal disc. *Vestnik of Kazan State Agrarian University*. 2022; 17(4): 106–111 (in Russian). <https://doi.org/10.12737/2073-0462-2023-106-111>
11. Polivaev O.I., Pilyaev S.N., Bolotov D.B. Efficiency of using machine-tractor units operating with elastic-damping drives of drive wheels. *Tractors and agricultural machines*. 2021; (6): 76–81 (in Russian). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81
12. Korsov D.B., Akimov A.P., Medvedev V.I., Egorov V.P. Simulated model of a wheeled tractor with turning drive of rear driving wheels on the basis of a two-wheel bike. *Vestnik Chuvash State Agricultural Academy*. 2020; (2): 100–105 (in Russian). <https://elibrary.ru/giqcfq>
13. Kazakov Yu.F., Medvedev V.I., Terentyev A.G., Batmanov V.N., Pavlov V.S. Operation of the wheel differential during the acceleration of the arable unit. *Vestnik of Kazan State Agrarian University*. 2022; 17(1): 56–61 (in Russian). <https://doi.org/10.12737/2073-0462-2022-56-61>

ОБ АВТОРАХ

Юрий Федорович Казаков

доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов
ura.kazakov@mail.ru
orcid.org/0000-0002-3189-3759

Владимир Николаевич Батманов

кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов
bvn.academi-gsxa@yandex.ru
orcid.org/0000-0002-0556-9154

Юрий Валентинович Константинов

кандидат технических наук, доцент кафедры математики, физики и информационных технологий
konstantinov@polytech21.ru
orcid.org/0000-0002-2975-0599

Петр Владимирович Зайцев

доктор технических наук, профессор кафедры механизации, электрификации и автоматизации сельскохозяйственного производства
zapevl@mail.ru
orcid.org/0000-0002-6139-9751

Чувашский государственный аграрный университет,
ул. К. Маркса, 29, Чебоксары, 428003, Россия

ABOUT THE AUTHORS

Yuri Fedorovich Kazakov

Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes
ura.kazakov@mail.ru
orcid.org/0000-0002-3189-3759

Vladimir Nikolaevich Batmanov

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes
bvn.academi-gsxa@yandex.ru
orcid.org/0000-0002-0556-9154

Yuri Valentinovich Konstantinov

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mathematics, Physics and Information Technologies
konstantinov@polytech21.ru
orcid.org/0000-0002-2975-0599

Petr Vladimirovich Zaitsev

Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechanization, Electrification and Automation of Agricultural Production
zapevl@mail.ru
orcid.org/0000-0002-6139-9751

Chuvash State Agrarian University,
29 K. Marks Str., Cheboksary, 428003, Russia