

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕСА СО ВСТРОЕННЫМ ДИФФЕРЕНЦИАЛОМ

Ю. Ф. Казаков, В. Н. Батманов, Ю. П. Дмитриев, В. С. Павлов

Чувашский государственный аграрный университет
428003, Чебоксары, Российская Федерация

Аннотация. Чтобы колесные пахотные машинно-тракторные агрегаты трогались с места плавно, предложено оснащать ведущие колеса встроенными дифференциалами. Основой дифференциала является планетарный редуктор без солнечной шестерни. Внешние нагрузки и приводной момент приложены к одному из сателлитов. В зависимости от соотношения ведущего момента и момента сопротивления качению колеса, момента трения в пятне контакта «шина – опорная поверхность» режим работы редуктора автоматически переходит в дифференциальный и наоборот. Колесный дифференциал является автоматическим трансформатором крутящего момента, характеризуется гиперболической зависимостью момента на выходном валу от частоты его вращения при постоянной величине передаваемой мощности. С учетом величины коэффициента запаса двигателя по крутящему моменту колесный трактор со встроенными дифференциалами в движителях имеет широкий диапазон приспособляемости к перегрузкам. Возможность бесступенчатого изменения крутящего момента без разрыва потока мощности обеспечивает высокую среднюю скорость выполнения энергоемких сельскохозяйственных операций. В работе были обоснованы количественные соотношения, проведен анализ оптимальных скоростей, обеспечивающих передачу мощности путем автоматического изменения момента и скорости, произведен кинематический анализ двухфазного разгона пахотного агрегата. На начальном этапе колесо не поворачивается. Ведущая шестерня, вращаясь по эпициклической шестерне, обеспечивает преодоление сил инерции масс агрегата. На втором этапе разгона наступает вращение колеса. Планетарный редуктор переходит в режим дифференциального редуктора – происходит уменьшение передаточного отношения и ведущего момента на ободу колеса. Это предотвращает срыв пятна контакта в набегающем секторе колеса, снижает вероятность наступления буксования. Предложена уточненная методика обоснования конструктивных параметров при проектировании дифференциального редуктора с учетом правил смежности и соосности.

Ключевые слова: колесный трактор, пахотный агрегат, этапы разгона, колесный дифференциал, конструктивные параметры, план скоростей.

Введение. Рациональному использованию мощности двигателя пахотных МТА способствует согласование характеристик двигателя, трансмиссии, возможностей движителей [6]. В результате обеспечивается эффективное использование номинальной мощности двигателя; повышение средней скорости движения мобильного энергосредства (МЭС) на выбранной передаче без частых переключений передач; работу двигателя на экономных режимах расхода топлива; устойчивую работу двигателя на перегрузочном режиме, в частности, при разгоне пахотных МТА [5]. Снижению буксования движителей энергонасыщенных тракторов, требуемой величины максимальной мощности двигателя, погектарного расхода топлива, а также повышению коэффициента загрузки двигателя машинно-тракторных агрегатов способствуют применение орудий с рабочими органами-движителями [1],[14], рабочих органов с растянутым во времени процессом вступления в работу [10], совершенствование конструкции движителей [1],[12], применение балласта [9],[13] и др.

В Чувашском ГАУ проводятся исследования по совершенствованию колесных движителей, предложен ряд технических решений, направленных на повышение движущей силы, расширению возможностей трансмиссии по изменению скорости МТА без разрыва потока мощности [4],[7]. Путем нецентрального приложения внешних нагрузок [11] и приводного момента к планетарному редуктору, встроенному в колесо, достигнута возможность его автоматического перехода в дифференциальный режим. Этот подход позволил впервые разработать дифференциал, встроенный в колесо [15].

Цель исследования – кинематический анализ поэтапного разгона колесного движителя со встроенным дифференциалом. Для достижения цели в статье решаются следующие научные задачи: разработка кинематического анализа колесного дифференциала; установление характера взаимосвязей конструктивных и кинематических параметров устройства.

Материалы и методы исследования. Колесо работает в ведущем режиме, взаимодействует с деформируемой опорной поверхностью. Скоростной анализ встроенного в колесо планетарного редуктора-дифференциала проводится с помощью известных в теории механизмов и машин методов.

Результаты исследования и их обсуждение. Обеспечение передачи требуемой по эксплуатационным условиям мощности через колесный дифференциал предусматривает регулирование приводного момента с учетом условий трения и сцепления колеса с грунтом, а также регулирование частоты вращения колеса на основе рационального соотношения между конструктивными параметрами дифференциала. На рисунке 1 представлена схема колеса 3 с планетарным редуктором 2. Силу тяжести G воспринимает шестерня 1, установленная на ведущий несущий вал редуктора-дифференциала, опирающийся на подшипники центрирующего диска.

При достаточной касательной силе под действием приводного момента M_2 (рис. 2) осуществляется вращение ведущей несущей шестерни по эпициклической шестерне, преодолевающее кантующий $M_{конт} = Fz_i$ и рычажный $M_{рыч} = Gx_i$ моменты. Радиус-вектор r_c повернется с вертикального положения на угол α . Следовательно, происходит непрерывное движение вперед центра давления в пятне контакта в набегающем секторе колеса. Изменяется плечо трения качения, величина которого зависит от режима работы встроенного в колесо планетарного редуктора. Срыва пятна контакта в набегающем секторе колеса удастся избежать, так как происходит снижение момента на ободе колеса за счет перехода в дифференциальный режим. Для выявления качественной картины процесса, определения количественных отношений между геометрическими и кинематическими параметрами, рассмотрим планы линейных скоростей и частоты вращения звеньев колесного дифференциала на первом и втором этапах разгона МЭС.

Известны разные методы установления связи между кинематическими и геометрическими параметрами дифференциально-планетарных передач [3]. Наиболее распространенным является метод обращения вращения. В дифференциально-планетарной передаче имеются две степени свободы, поэтому для ее исследования должны быть заданы скорости двух звеньев.

При скоростном анализе колесного трансформатора задаем скорость ведущей шестерни. Скорости водила и эпициклической шестерни (обода колеса) становятся известными с учетом соотношения моментов трения и момента сопротивления качению, момента ведущего на колесе при планетарном редукторе и при редукторе, работающем в режиме дифференциала.

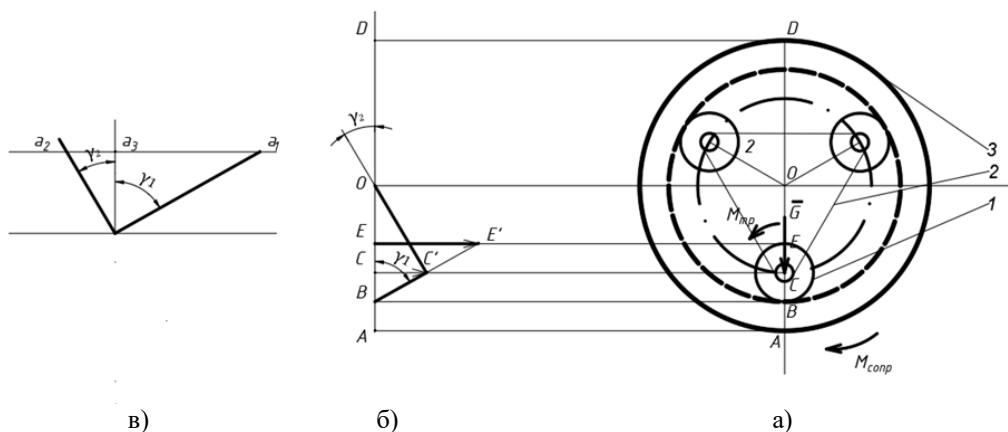


Рис. 1. Первый этап разгона: 1 – ведущая шестерня на несущем валу; 2 – водило; 3 – эпициклическая шестерня, выполненная на ободе колеса

На рисунке 2,б представлен план скоростей планетарного механизма, работающего в режиме планетарного редуктора. МЭС неподвижен, крутящий момент от двигателя через трансмиссию поступает к ведущей шестерне планетарного редуктора. В начальный момент скорости точек O, A и B равны нулю. На плане скоростей эти точки располагаются на отрезке вертикальной прямой AD. Отрезок C-C¹ представляет линейную скорость центра сателлита, а отрезок E-E¹ – линейную скорость точки E, лежащей на вертикальном диаметре ведущей шестерни. Отрезок прямой O-C¹ выражает изменение скорости точек водила.

На рисунке 2,в представлены построения для определения угловой скорости звеньев редуктора. Угловая скорость колеса 3 равна нулю: $\omega_3 = 0$. Колесо МЭС не вращается, так как $M_{сопp} > M_{тр}$.

Луч P-a₁ проведен под углом γ_1 к вертикали, параллельно отрезку B-E¹. Угловая скорость ведущего сателлита ω_1 определяется как $\omega_1 = \frac{\mu_1}{\mu_v} \tan \gamma_1$.

Из полюса P проведен луч, параллельный отрезку прямой O-C¹ (под углом γ_2 к вертикали). Угловая скорость водила 2 определяется как $\omega_2 = \frac{\mu_1}{\mu_v} \tan \gamma_2$.

Передаточное отношение между сателлитом и колесом составляет:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\tan \gamma_1}{\tan \gamma_2}.$$

В этих формулах μ_1 – масштаб линейных размеров конструкции, μ_v – масштаб линейной скорости.

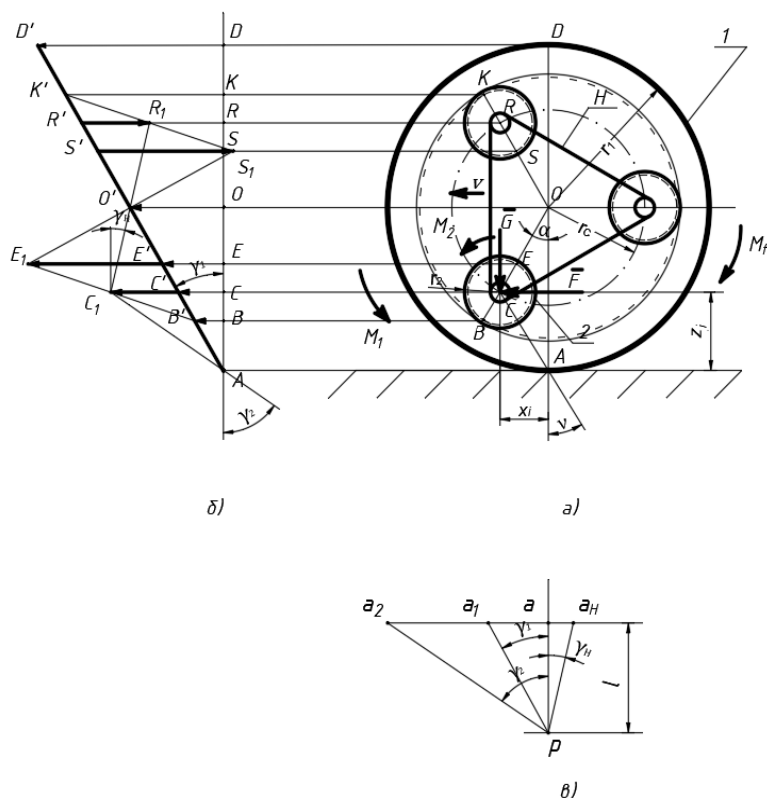


Рис. 2. Второй этап разгона: планетарный механизм в режиме дифференциала, где x_i – абсцисса вала шестерни; z_i – ордината вала шестерни; G – вертикальная нагрузка; F – продольная толкающая сила

На плане скоростей (рис. 2,б): отрезок $O-O^1$ представляет линейную скорость поступательного движения колеса 3; отрезок $D-D^1$ – линейную скорость точки колеса D ; $B-B^1$ – линейную скорость центра шестерни 1; луч $A-D^1$ выражает изменение линейной скорости точек колеса 3 относительно мгновенного центра скоростей A ; луч B^1-C отражает изменение линейных скоростей шестерни при равномерном движении колеса.

На рисунке 2,в представлены положения лучей после завершения разгона. Определим угловые скорости и передаточное отношение от шестерни 1 к колесу 3 при $\omega_2 = \omega_{\text{вод}} = 0$: $\omega_1 / \omega_3 = \tan \gamma_1 / \tan \gamma_3$,

где $\omega_1 = \frac{\mu_1}{\mu_v} \tan \gamma_1$ – угловая скорость сателлита;

$\omega_3 = \frac{\mu_1}{\mu_v} \tan \gamma_3$ – угловая скорость колеса.

Полученные уравнения позволяют установить соотношение между кинематическими и конструктивными параметрами колесного дифференциала.

Колесный дифференциал является автоматическим трансформатором крутящего момента, обеспечивает непрерывное изменение скорости и момента на выходе из него при постоянных величинах этих факторов на входе.

Математически условие функционирования трансформатора крутящего момента (ТКМ) запишется следующим образом:

$$M_2 \omega_2 = \text{const}; M_1 = \text{const}; \omega_1 = \text{const}; N_1 = N_2 = \text{const}.$$

Отсюда следует, что ТКМ должен иметь гиперболическую зависимость между факторами выходного потока [3].

К характеристикам ТКМ относятся: $i_\omega = \frac{\omega_{2\text{план}}}{\omega_{2\text{ред}}}$ – отношение между частотами вращения выходного и входного валов; $i_M = \frac{M_2}{M_1}$ – отношение между моментами на выходном и входном валах.

Момент на входе в колесный трансформатор обусловлен скоростной характеристикой двигателя мобильного энергетического средств (МЭС), его крутящим моментом M_e , а также i_T – передаточным числом трансмиссии: $M_1 = M_e i_T$.

Максимальный момент на входе в трансформатор:

$$M_1 = i_T k_{M_e} M_N, \quad (1)$$

где M_N – номинальный крутящий момент двигателя;

k_{Me} – коэффициент приспособляемости к перегрузкам.

Крутящий момент на выходном валу трансформатора M_2 :

$$M_2 = M_1 i_g, \quad (2)$$

где i_g – передаточное число ТКМ, зависящее от его режима работы.

Крутящий момент на ободе колеса при работе трансформатора в режиме планетарного редуктора:

$$M_{2i\text{план}} = M_1 u_{\text{план}} + Gr_1 i_{\text{план}}. \quad (7)$$

Если колесный трансформатор работает в режиме дифференциала, то

$$M_{2i} = M_1 u_{\text{диф}} + Gr_1 i_{\text{диф}} \sin \alpha. \quad (8)$$

Дифференциальный режим работы, когда колесо и шестерня вращаются, а водило несущественно меняет свое положение, соответствует равномерному движению колеса с незначительным изменением дорожных условий. При этом тригонометрическая составляющая в уравнении (8) момента стремится к нулю. Минимальная величина момента на ободе колеса соответствует углу поворота водила $\alpha=0^\circ$ при работе трансформатора в дифференциальном режиме:

$$M_{2\text{min}} = M_1 u_{\text{диф}}. \quad (9)$$

К параметрам колесного дифференциала как автоматического трансформатора относятся коэффициент его приспособляемости, коэффициент прозрачности, наибольшее значение КПД.

Коэффициент приспособляемости отражает отношение максимального и минимального крутящего момента на ободе колеса:

$$\psi_2 = \frac{M_{2\text{max}}}{M_{2\text{min}}} = \frac{M_1 u_{\text{план}} + Gr_1 u_{\text{диф}} \sin \alpha}{M_1 u_{\text{диф}}} = \frac{u_{\text{план}}}{u_{\text{диф}}} + \frac{Gr_1 \sin \alpha}{M_1}. \quad (10)$$

Отношение аналогичных значений приводного момента на ведущей шестерне является коэффициентом прозрачности $\psi_1 = \frac{M_{1\text{max}}}{M_{1\text{min}}}$.

Коэффициент прозрачности зависит от параметров внешней характеристики двигателя: максимального M_{max} и номинального M_N значений крутящего момента, его коэффициентом приспособляемости к перегрузкам:

$$\psi_1 = \frac{M_{1\text{max}}}{M_{1\text{min}}} = \frac{M_{\text{max}}}{M_N} = k_{Me}. \quad (11)$$

Максимальный КПД колесного трансформатора представляет отношение передаточного числа по моменту к передаточному числу по частоте вращения на ведущей шестерне и ободе колеса:

$$\eta_{\text{max}} = \frac{i_M}{i_\omega} = \frac{M_2 / \omega_{2\text{план}}}{M_1 / \omega_{2\text{ред}}} = \frac{\psi_2}{u_{\text{план}}} = \psi_2 \frac{u_{\text{диф}}}{u_{\text{план}}}. \quad (12)$$

Анализ формул (10), (11) и (12) позволяют судить о зависимости кинематических показателей колесного трансформатора от его конструктивных параметров.

По планам скоростей, представленных на рисунке 3, рассмотрим влияние различных факторов на процесс движения колеса. На начальном этапе (рис. 4,б) обод колеса – на месте, ведущая шестерня вращается по внутренним зубьям обода. Движение массы МЭС возможно в пределах радиуса колеса. На следующем этапе колесо начинает вращение, МЭС начинает движение (рис.3,в и рис 3,г).

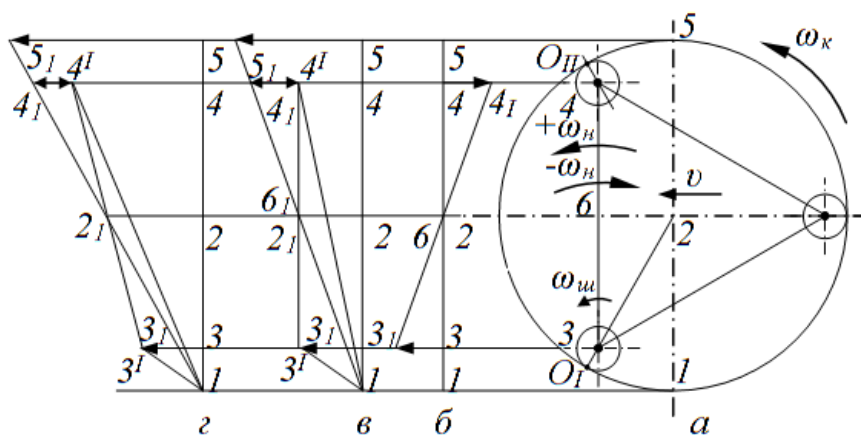


Рис. 3. Планы скоростей колеса со встроенным колесным планетарным дифференциальным редуктором: а – схема; б – план скоростей на первом этапе разгона; в – план скоростей при установившемся движении колеса; г – план скоростей на этапе повышения поступательной скорости от режима установившегося движения

В начале разгона шестерня вращается с угловой скоростью $+\omega$, зависящей от передаточного отношения планетарного редуктора и передаточного отношения трансмиссии, режима работы двигателя. Водило поворачивается против вращения шестерни (рис.3,б), отрезки 3-3 и 4-4 равны, встречно направлены.

На втором этапе разгона начинается поворот колеса (рис. 3,в). Планетарный редуктор перешел в режим дифференциального редуктора, произошло уменьшение передаточного отношения. Поступательная скорость v колеса определяется его окружной скоростью $+\omega_k$, зависящей от передаточного числа редуктора, работающего в режиме дифференциала. Отрезок 5-5¹ представляет поступательную скорость точки 5 в относительном движении, отрезок 2-2¹ – поступательную скорость центра колеса. Отложим от луча 1-5 отрезки 3¹-3¹ и 4¹-4¹, длина которых выражает поступательные скорости центров шестерен 3 и 4, соответственно. Лучи 1-3¹ и 1-4¹ выражают величины скорости точек водила O_1 и O_{11} (центров шестерен) по отношению к мгновенному центру вращения 1. Вертикальное положение отрезка 3¹-4¹ (рис. 3,в), представляющего водило 3-4 (рис. 3,а), демонстрирует равенство нулю его окружной скорости. Следовательно, движение колеса установившееся.

На рисунке 3,г представлен план скоростей при ускорении движения колеса, находящегося в движении. Это характерно для процесса продолжения разгона в результате переключения передачи в трансмиссии при продолжающейся работе планетарного редуктора в режиме дифференциального редуктора. Повышение угловой скорости шестерни отражается в изменении длины отрезка 3-3₁, представляющего скорость точки 3. Длина отрезка 5-5₁ (рис. 3,г) показывает, что линейная скорость точки 5 колеса увеличилась по отношению к скорости в конце разгона (отрезок 5-5₁, рис. 3,в). Положение отрезка 3¹-4¹ (рис. 3,г), выражающего скорости водила с наклоном в сторону поступательного движения колеса, свидетельствует о повороте водила по часовой стрелке с угловой скоростью $+\omega_k$, о повышении линейной скорости точки водила O_{11} по отношению к линейной скорости точки O_1 . Об этом же свидетельствует разница длины отрезков 3-3¹ и 4-4¹. Далее колесо продолжает равномерное поступательное и вращательное движение.

Так как основное влияние на скорость колеса оказывает передаточное число редуктора, следует изыскать конструкционные возможности изменения характеристик колесного трансформатора.

При решении задач синтеза планетарного трансформатора необходимо выполнить следующие условия [3]:

1) условие соосности, выражаемое равенством количества зубьев энициклической шестерни и сателлитов при равенстве модулей всех колес; при этом сателлиты всегда размещаются на равных расстояниях друг от друга, чтобы их центробежные силы были взаимно уравновешены;

3) условие соседства – максимальное количество сателлитов ограничено условием отсутствия касания окружностей зубьев соседних сателлитов.

Как правило, планетарный редуктор имеет сателлиты одинакового размера. В случае с колесным дифференциалом, в котором водило с сателлитами не совершает кругового вращения, диаметр несущего ведущего сателлита может иметь иной диаметр, чем остальные сателлиты. Это позволяет существенно расширить типоразмер колесных дифференциалов с учетом тягового класса колесного трактора или грузоподъемности автомобиля, преимущественных условий эксплуатации.

Выводы. Оснащение колес встроенными дифференциалами, в которых внешние нагрузки и приводной момент приложены к одному из сателлитов планетарного редуктора, работающими в режиме автоматического трансформатора крутящего момента, способствует увеличению средней эксплуатационной скорости пахотных МТА, а, соответственно, и их производительности. Возможность выполнения несущего ведущего сателлита диаметром, отличным от остальных сателлитов, позволяет разработать типоразмерный ряд колесных дифференциалов с учетом назначения мобильного энергетического средства.

Литература

1. Акимов, А. П. Работа колес / А. П. Акимов, В. И. Медведев, В. В. Чегулов. – Чебоксары: ЧПИ МГОУ, 2011. – 168 с.
2. Антонов, А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет / А.С. Антонов. – Ленинград: Машиностроение, 1975. – 480 с.
3. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Москва: Наука, 1988. – 640 с.
4. Ильин, В. В. Обоснование параметров физических величин и режимов работы механического трансформатора крутящего момента / В. В. Ильин // Повышение эффективности механизации сельскохозяйственного производства: сборник научных трудов Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 50-летию инженерного факультета / В. В. Ильин. – Чебоксары: ФГБОУ ВПО ЧГСХА, 2011. – С.116 -120.
5. Ксенович, И. П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов / И. П. Ксенович, В. П. Тарасик. – Москва: Машиностроение, 1979. – 640 с.
6. Медведев, В. И. Энергетика машинных агрегатов с рабочими органами – движителями / В. И. Медведев. – Чебоксары: Чувашское книжное издательство, 1972. – 180 с.
7. Патент № 2268165 Российская Федерация. Колесо с «кантующимся» центром вращения: № 2004108647/11: заявл. 23.03.2004: опубл. 20.01.2006 / Л. В. Ильина. – 5 с.

8. Determination of energy characteristics of conical rotary working tool for tillage / F. Yarullin, A. Valiev, F. Muhamadyarov [at al.] // Engineering for rural development. 19th international scientific conference. – Jelgava, 2020. – P. 1069–1075.
9. Influence of soil-protective technologies on the characteristics of the soils of hop plants / M. Smirnov, P. Smirnov, E. Alexeev [at al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. – P. 012018.
10. Kazakov, Y.F. On the development of combined tillage working bodies-mechanisms. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science / Y. F. Kazakov, V. I. Medvedev, V. M. Ivanov // International AgroScience Conference. 2019. – P. 012019.
11. Kemeny, Z. A. The Physics of the Air Suspension / Z. A. Kemeny // Metals and Mining Rev. – 2015. – P. 1-14.
12. Kinematics and dynamics of an incomplete circular wheel drive of an agricultural tractor / Yu. Kazakov, V. Medvedev, V. Batmanov, V. Pavlov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 935(1)012030.
13. Soil compaction management: reduce soil compaction using a chain-track tractor / S. Mudarisov, I. Gainullin, I. Gabitov [at al.] // J. Terramechanics. – 2020. – 891.
14. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener / A. Valiev, I. Mukhametshin, F. Muhamadyarov [at al.] // Engineering for Rural: 18th international scientific conference. – Jelgava, 2019. – P.312–318.
15. Wheel drive with integrated differential / Yu. Kazakov, V. Batmanov, V. Pavlov, V. Medvedev // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 935(1):012029.

Сведения об авторах

1. **Казаков Юрий Федорович**, доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: ura.kazakov@mail.ru, тел. 8-903-359-66-75;
2. **Батманов Владимир Николаевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: bvn.academi-gsxa@yandex.ru, тел. 8-906-380-44-54;
3. **Дмитриев Юрий Петрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры математики, физики и информационных технологий, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: if2academy21@mail.ru, тел. 8-903-303-15-54;
4. **Павлов Владимир Степанович**, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: pvstolikovo@mail.ru, тел. 8-927-862-30-04.

KINEMATIC ANALYSIS OF A WHEEL WITH A BUILT-IN DIFFERENTIAL

Yu.F. Kazakov, V.N. Batmanov, Yu.P. Dmitriev, V.S. Pavlov
Chuvash State Agrarian University
 428003, Cheboksary, Russian Federation

Brief abstract. *In order for wheeled arable machine-tractor units to start smoothly, it is proposed to equip the drive wheels with built-in differentials. The basis of the differential is a planetary gearbox without a sun gear. External loads and drive moment are applied to one of the satellites. Depending on the ratio of the driving moment and the moment of wheel rolling resistance, the moment of friction in the contact patch "tire - bearing surface", the gearbox operation mode automatically switches to differential and vice versa. The wheel differential is an automatic torque transformer, characterized by a hyperbolic dependence of the torque on the output shaft on the frequency of its rotation at a constant value of the transmitted power. Taking into account the value of the engine torque reserve factor, a wheeled tractor with built-in differentials in the propellers has a wide range of adaptability to overloads. The ability to continuously change the torque without interrupting the power flow provides a high average speed for energy-intensive agricultural operations. In the work, quantitative ratios were substantiated, an analysis was made of the optimal speeds that ensure power transfer by automatically changing the torque and speed, and a kinematic analysis of the two-phase acceleration of an arable unit was carried out. At the initial stage, the wheel does not turn. The drive gear, rotating along the epicyclic gear, provides overcoming the inertial forces of the masses of the unit. At the second stage of acceleration, the wheel rotates. The planetary gearbox switches to the differential gearbox mode - the gear ratio and the driving moment on the wheel rim decrease. This prevents the break of the contact patch in the oncoming sector of the wheel, reduces the likelihood of slipping. A refined method for justifying the design parameters when designing a differential gearbox, taking into account the rules of adjacency and coaxiality, is proposed.*

Key words: *wheeled tractor, arable unit, acceleration stages, wheel differential, design parameters, speed plan.*

References

1. Akimov, A. P. Rabota koles/ A. P.Akimov, V.I.Medvedev, V.V. CHegulov.–CHEboksary: CHPI MGOU, 2011. – 168 s.
2. Antonov, A. S. Silovye peredachi kolesnyh i gusenichnyh mashin. Teoriya i raschet / A.S. Antonov. – Leningrad: Mashinostroenie, 1975. – 480 s.
3. Artobolevskij, I.I. Teoriya mekhanizmov i mashin / I.I. Artobolevskij. – Moskva: Nauka, 1988. – 640 s.
4. Il'in, V.V. Obosnovanie parametrov fizicheskikh velichin i rezhimov raboty mekhanicheskogo transformatora krutyashchego momenta / V. V. Il'in // Povyshenie effektivnosti mekhanizacii sel'skohozyajstvennogo roizvodstva: sbornik nauchnyh trudov Vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvyashchennoj 50-letiyu inzhenernogo fakul'teta / V.V. Il'in. – CHEboksary: FGBOU VPO CHGSKHA, 2011. – S.116-120.
5. Ksenevich, I. P.Sistemy avtomaticheskogo upravleniya stupenchatymi transmissiyami traktorov / I. P.Ksenevich, V.P.Tarasik. –Moskva: Mashinostroenie, 1979. – 640 s.
6. Medvedev, V.I. Energetika mashinnyh agregatov s rabochimi organami – dvizhitelyami / V.I. Medvedev. – CHEboksary: CHuvashskoe knizhnoe izdatel'stvo, 1972. – 180 s.
7. Patent №2268165Rossijskaya Federaciya. Koleso s «kantuyushchimsya» centrom vrashcheniya:№ 2004108647/11: zayavl. 23.03.2004: opubl. 20.01.2006/ L.V. Il'ina. – 5 s.
8. Determination of energy characteristics of conical rotary working tool for tillage / F. Yarullin, A. Valiev, F. Muhamadyarov[at al.] // Engineering for rural development. 19th international scientific conference. – Jelgava, 2020. – P. 1069–1075.
9. Influence of soil-protective technologies on the characteristics of the soils of hop plants / M. Smirnov, P. Smirnov, E. Alexeev [at al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. – P. 012018.
10. Kazakov, Y.F.On the development of combined tillage working bodies-mechanisms. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science / Y.F.Kazakov, V.I.Medvedev, V.M.Ivanov // International AgroScience Conference. 2019. – P. 012019.
11. Kemeny, Z. A. The Physics of the Air Suspension / Z. A. Kemeny // Metals and Mining Rev. – 2015.– P. 1-14.
12. Kinematics and dynamics of an incomplete circular wheel drive of an agricultural tractor /Yu. Kazakov, V. Medvedev, V. Batmanov, V. Pavlov //IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 935(1)012030.
13. Soil compaction management: reduce soil compaction using a chain-track tractor / S. Mudarisov, I. Gainullin, I. Gabitov [at al.] // J. Terramechanics. – 2020. – 891.
14. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener / A. Valiev, I. Mukhametshin, F. Muhamadyarov [at al.] // Engineering for Rural: 18th international scientific conference. – Jelgava, 2019.– P.312–318.
15. Wheel drive with integrated differential / Yu. Kazakov, V. Batmanov, V. Pavlov, V. Medvedev // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 935(1):012029.

Information about authors

1. **Kazakov Yuriy Fedorovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agrarian University, 428003, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: ura.kazakov@mail.ru, tel. 8-903-359-66-75;
2. **Batmanov Vladimir Nikolaevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agrarian University, 428003, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: bvn.academi-gsxa@yandex.ru, tel. 8-906-380-44-54;
3. **Dmitriev Yury Petrovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mathematics, Physics and Information Technologies, Chuvash State Agrarian University, 428003, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: if2academy21@mail.ru, tel. 8-903-303-15-54;
4. **Pavlov Vladimir Stepanovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agrarian University, 428003, Cheboksary, K. Marx, 29; e-mail: pvstolikovo@mail.ru, tel. 8-927-862-30-04.