

ПРЕИМУЩЕСТВА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ АВТОНОМНОСТИ
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Ю. Ф. Казаков, Ю. В. Константинов, В. Н. Батманов, П. В. Зайцев, К. А. Хафизов

Реферат. Эффективность транспортно-технологических машин во многом определяется величиной поступательной скорости исполнительных рабочих органов. Целью исследований является оценка эффективности транспортно-технологических машин, мобильных агрегатов с кинематической автономностью их составляющих. Машинные агрегаты, в которых мобильные энергетические средства, рама орудия и исполнительные рабочие органы имеют кинематическую автономность, отличаются направлениями движения, их сдвигом во времени и в пространстве, величиной скорости. Многоканальный отбор мощности энергетической установки, сдвинутый во времени процесс вступления в работу составляющих мобильного агрегата, исполнительных рабочих органов, применение колесного движителя со встроенным дифференциалом способствуют достижению поставленной цели. В колесном дифференциале точки приложения вертикальной нагрузки, продольной толкающей силы и ведущего крутящего момента отделены от оси вращения движителя. Комбинированный почвообрабатывающий рабочий орган - механизм с пружинным кротователем, самоприспосабливающийся к изменению продольной твердости почвы путем автоматического изменения геометрических размеров, колесный дифференциал способствуют плавному разгону мобильного агрегата, предотвращая выход его двигателя на перегрузочный режим, позволяя управлять давлением в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. На процесс взаимодействия модернизированного колеса с опорной поверхностью влияют передаточное число встроенного редуктора, автоматический переключение его режима работы. Методика исследований базируется на системном анализе факторов, имеющих причинно-следственную связь с качественными и энергетическими показателями работы мобильных агрегатов, их колесных движителей. Преимущества транспортно-технологического агрегата с кинематической автономностью составляющих состоит в формировании дополнительной касательной силы и крутящего момента на движителе, автоматическом изменении передаточного числа встроенного колесного редуктора, в плавном трогании агрегата с места, предотвращении буксования движителей и выхода двигателя на перегрузочный режим. В связи с вышеизложенным, при прочих равных условиях потребляемая мощность ДВС транспортно-технологических машин с кинематической автономностью составляющих может быть снижена на 8-10%.

Ключевые слова: транспортно-технологические машины, кинематическая автономность, встроенный колесный дифференциал, показатели эффективности.

Введение. Проблема повышения эффективности транспортно-технологических машин (ТТМ), мобильных агрегатов является многогранной, связана с улучшением технико-экономических и экологических показателей, повышением степени нагрузки двигателя, совершенствованием конструкции и методики проектирования ТТМ, сельскохозяйственных машин, рабочих органов, улучшением технологии их применения и др [1, 2, 3].

Сцепная масса колесного трактора играет определяющую роль в обеспечении высоких эксплуатационных показателей, в ограничении техногенного воздействия ходовой системы на обрабатываемую почву. Распределение сцепной массы трактора в условиях эксплуатации зависит от компоновки мобильного энергетического средства (МЭС), расположения зон навешивания сельскохозяйственных машин и технологического оборудования, режимов работы их рабочих органов [4]. Для повышения сцепной массы применяют балласт, масса которого иногда соизмерима с массой МЭС.

Положительно влияет на технико-экономические показатели транспортно-технологических машин (ТТМ) оснащение их многоступенчатой или бесступенчатой трансмиссией, но оно сопровождается повышением

начальной стоимости машин, приведенных эксплуатационных затрат.

В целях повышения эффективности мобильных агрегатов (МА) стремятся увеличить поступательную скорость. Скорости мобильных агрегатов и рабочих органов, как правило, совпадают по величине, во времени и в пространстве. Такое решение в МА с жесткой связью мобильного энергетического средства (МЭС) с рамой, на которой жестко закреплены исполнительные рабочие органы (ИРО), приводит к увеличению скорости нагружения деформируемой среды, обуславливая возрастание ее пределов текучести и временного сопротивления, следовательно, и энергозатрат [4, 5].

Научные изыскания показали перспективность независимого изменения скорости путем повышения кинематической автономности составляющих МА [6]. Это актуально как для рамы орудия относительно МЭС, так и исполнительных рабочих органов (ИРО) относительно рамы орудия [7, 8, 9]. Так как в большинстве случаев силовые и кинематические показатели рабочих органов транспортно-технологических машин изменяются одновременно, то важно разрабатывать МА, в которых МЭС, рама орудия и исполнительные рабочие органы имеют различные по величине и

направлению скорости, возможен автоматически сдвиг их скоростей во времени и в пространстве [10].

Системный подход к повышению эффективности транспортно-технологических МА показал, что изменения технологических параметров, режимов работы, скорости и глубины хода ИРО возможны во взаимообусловленных пределах, обусловленных экологическими, агротехническими, эксплуатационными требованиями [11]. В почвообрабатывающих МА подвод энергии к рабочим органам осуществляется как через движители МЭС, так и непосредственно к рабочему органу, а к комбинированным рабочим органам, как правило, подводится по обоим каналам.

Мощность двигателя и его приспособленность к перегрузкам продиктованы, прежде всего, условиями разгона МА, которые при установившемся режиме движения становятся избыточными. Это подтверждает актуальность разработки МА с поэтапным разгоном масс его составляющих, уточнения методики обоснования максимальной мощности ДВС, повышения коэффициента нагрузки.

Обеспечению плавности разгона масс тягача, масс орудия, почвообрабатывающих рабочих органов посвящены исследования многих ученых [12, 13, 14]. Пассивные («мертвые») массы МА составляют преобладающую часть полной массы МА. ИРО с жестким креплением на раме орудия являются неотъемлемой частью массы орудия, траектория и кинематика их движения определяется аналогичными показателями центра масс всего агрегата. На разгон масс МЭС, пассивных масс орудия требуется значительная часть мощности установленного на нем ДВС.

Проф. Медведев В.И, ученые его научной школы обосновали направление повышения эффективности колесных мобильных агрегатов обеспечением кинематической автономности составляющих МА: МЭС, сельскохозяйственных машин, исполнительных рабочих органов. В процессе работы мобильных агрегатов скорость и путь перемещения масс рабочих органов должны быть возможно большими по сравнению с соответствующими показателями центра масс агрегата. Успешным направлением повышения нагрузки ДВС является применение активных рабочих органов, совершающих движения, отличные по величине и направлению по отношению к движению центра масс агрегата. Автономность движения рабочих органов в таких агрегатах позволяют одновременно транспортировать «мертвые» массы и осуществлять технологический процесс. В кинематически раскрепощенных мобильных агрегатах мощность на разгон и поддержание движения ИРО с необходимой поступательной и/или окружной скоростью сравнительно меньше. Следовательно, такие агрегаты при выполнении энергоемких работ могут удовлетворяться установкой на них двигателей малой мощности, тем

самым, снижая остроту проблемы недогрузки ДВС. Для поэтапного разгона подрессоренных и непрессоренных масс МЭС предложен движитель со встроенным колесным дифференциалом. Предложены почвообрабатывающие агрегаты для обработки склонов со сдвигом во времени процессов транспортировки пассивных масс орудия и активных масс. Последние представлены жестко закрепленными рабочими органами на платформе, движущейся со скоростью, кратно превышающей скорость МЭС и рамы орудия, причем движения происходят в как одной (горизонтально) плоскости, так и разных плоскостях. Кинематическая автономность рабочих органов относительно рамы сельскохозяйственной машины достигнута разработкой рабочих органов – движителей, почвофрез; рабочих органов на упругих стойках; комбинированных почвообрабатывающих рабочих органов и механизмов с реактивными самоприспосабливающимися рабочими органами с 4-5 степенями свободы.

Следовательно, актуальна разработка мобильных агрегатов, в которых движение пассивных масс осуществляется с технологически обоснованными скоростями, а рабочие органы – со скоростями, величина и направление которых способствуют достижению высокой производительности и отражают изменения реологических свойств пахотного слоя. Разработка показателей оценки преимуществ ТТМ с кинематической автономностью составляющих является основным содержанием настоящей работы.

Целью исследований является оценка эффективности транспортно-технологических машин, мобильных агрегатов с кинематической автономностью их составляющих.

Условия, материал и методы. Методика исследований базируется на системном анализе факторов, имеющих причинно-следственную связь с качественными и энергетическими показателями работы мобильных почвообрабатывающих агрегатов, их колесных движителей.

Для количественной и качественной оценки преимуществ транспортно-технологических машин с кинематической автономностью его составляющих использованы методы аналитического, сравнительного, информационно-логического и системного анализа факторов, имеющих причинно-следственную связь с показателями работы мобильных агрегатов, колесных движителей, исполнительных рабочих органов. Анализ двухэтапной работы движителя проведен на положениях теории качения деформируемого колеса по деформируемой опорной поверхности.

Результаты и обсуждение. Следуя методике, изложенной в [12], для оценки эффективности МА с кинематической автономностью составляющих принимаем удельный грузооборот - отношение грузооборота агрегата к обработанной площади F :

$$\gamma_F = \Gamma / F, \quad (1)$$

где Γ – грузооборот, равный произведению G_i силы тяжести составляющей агрегата на путь S_i , пройденный ее центром масс:

$$\Gamma = G_i S_i \quad (2)$$

В агрегате с кинематической автономностью составляющие МЭС, масс орудия, ИРО отличаются по величине удельного грузооборота, так как отличаются силой тяжести и величинами пути, проходимого ими. На энергозатраты таких агрегатов положительно влияет сдвиг по времени выполнения технологических процессов обработки почвы и транспортировки всех масс агрегата. Потребная мощность ДВС устанавливается по ее наибольшему значению на обработку почвы рабочими органами и на транспортировку масс агрегата. Для обработки одной и той же площади можно использовать агрегаты с разной единичной мощностью ДВС, но при разных затратах времени на обработку.

Эффективность МА с кинематической автономностью можно оценить отношением удельного грузооборота его составляющих γ_{Fi} к аналогичному показателю агрегата γ_F , отражающим разницу их скоростей и масс - коэффициентом η :

$$\eta = \gamma_{Fi} / \gamma_F. \quad (3)$$

Для комплексной оценки преимуществ агрегатов с кинематической автономностью предлагаем использовать производную от грузооборота составляющих МА по времени от уравнения (2):

$$\frac{d\Gamma_i}{dt} = G_i \frac{dS_i}{dt}. \quad (4)$$

Тогда, с учетом (1) и (4), удельный грузооборот представим выражением:

$$\frac{d\gamma_F}{dt} = \frac{G_i}{BS_i} \frac{dS_i}{dt}. \quad (5)$$

Анализ выражения (5) показывает, что на удельные энергозатраты в расчете на единицу пути при постоянной ширине захвата B влияют масса и скорость движения составляющих агрегата, которые в МА с кинематической автономностью могут отличаться кратно.

При обработке склонов действует ограничения на величину и направление поступательной скорости масс МЭС и рабочих органов с точки зрения безопасности выполнения работ и выполнения противоэрозионных требований. Отметим, что повышение производительности увеличением скорости МА при работе на склоновых участках не всегда возможно в силу требований по обеспечению безопасности персонала. Требования по противоэрозионной защите предписывают движение рабочих органов поперек склона или вдоль горизонталей. Следовательно, агрегат для обработки склонов с боковым выбегом рабочих органов, движущихся по горизонталям при движении МЭС вдоль склона – характерный пример агрегата с кинематической автономностью составляющих, удовлетворяет вышеназванным требованиям.

Недостатком агрегата для обработки склонов с боковым выбегом рабочих органов, почвообрабатывающих фрезерных машин является жестко обусловленное изменение коэффициента η , без учета изменчивости свойств обрабатываемого пласта на конкретном участке поля.

Устранению этого недостатка призван кротователь в виде пружины сложной формы, прикрепленный к пустотелому дреному 2 щелерезного ножа 1 через подпружиненную тягу 3 (рис. 1). Кротователь 4 в передней части (а) выполнен в виде кругового цилиндра диаметром D_a , в средней (основной) части (b) – в виде конуса с диаметром основания D_b , в завершающей части (c) – в виде параболоида.

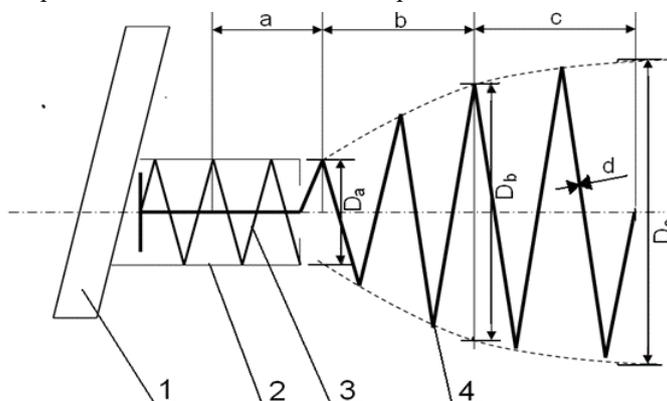


Рис. 1 - Схема рыхлителя с пружинным кротователем: 1 – щелерезный нож; 2 – дреному (тяговая опора); 3 – пружина тяги; 4 – пружинный кротователь: а - передняя часть диаметром D_a , б - основная часть диаметром основания конуса D_b , с - завершающая часть кротователя; d – диаметр прутка

Кинематические параметры пассивной массы (щелерзного ножа) и реактивной массы (пружинного кротователя) отличаются существенно и изменяются непрерывно. Рабочий орган характеризуется изменением величины и направления скоростей функциональных составляющих на различных фазах взаимодействия центра масс кротователя с почвенным пластом: равномерного движения, отставания центра масс кротователя от скорости рамы орудия, обусловленного растяжением кротователя (фаза выстоя), изменением его миделево сечения, ускоренным движением центра масс кротователя после преодоления переуплотненной полосы. Изменение массы рабочего органа в процессе его работы в пахотном слое обусловлено периодическим формированием почвенных наростов на витках и их сходом. Характер движения функциональных элементов самоприспосабливающегося

пружинного кротователя предопределен особенностями конструкции рабочего органа, продиктован интенсивностью изменения продольной твердости пахотного слоя (рис. 2, а и 2, б). Изменение пути x пассивной массы - щелерзного ножа на рисунках представлено лучами из начала координат, изменение скорости x' центра масс кротователя - параболами, а суммарной скорости кротователя - ступенчатыми кривыми. Непрерывное изменение миделево сечения пружинного кротователя приводит к переменным значениям ширины захвата (величины B в формуле (5)), соответственно, площади и объема разрыхленного почвенного пласта, удельных энергозатрат. При увеличении поступательной скорости сокращается длительность фазы выстоя (рис. 2, а), движение приобретает более равномерный характер.

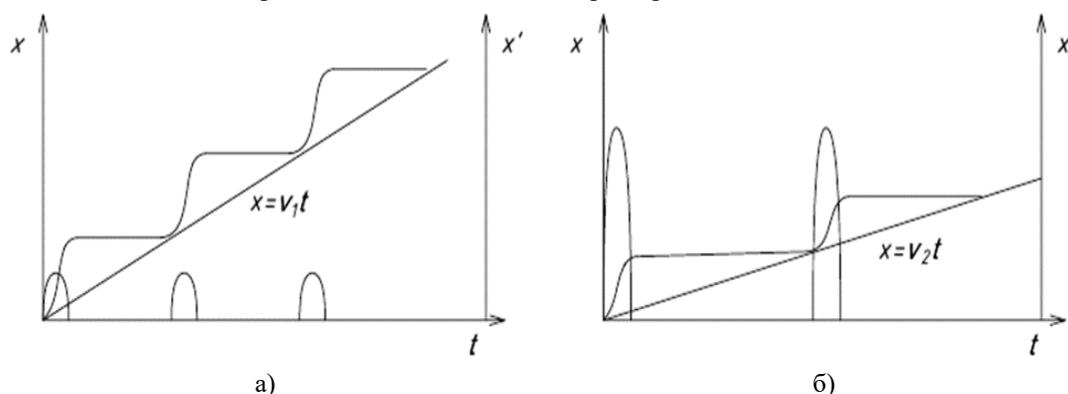


Рис. 2 – Изменение во времени t пути x и скорости x' центра масс кротователя в зависимости от величины скорости v щелерзного ножа, при этом $v_1 > v_2$

От скорости воздействия ИРО зависит напряжение в пласте, а также в рабочих элементах рабочего органа. Если принять, что энергия разрушения

пропорциональна разрушаемому объему, то при ударном характере нагрузки энергия, необходимая для разрушения материала, будет меньше, чем при статической нагрузке. При высоких скоростях рабочего органа в почве преобладают хрупкость, а при малых скоростях – пластичность. Картину напряжений рассмотрим на основе модели Царицына В. В. (измененной модели тела Кельвина) [15]. В. В. Царицын ввел коэффициент δ , изменяющийся в диапазоне от 0 до 1, характеризующий структурное состояние тела, так как приращение деформации не вполне упругого тела зависит не только от времени, но и от соотношения упругих и пластичных свойств в процессе его деформации. При чистой упругости $\delta=0$, и приращение деформации в напряженном теле невозможно. Оно возможно в случае, когда тело обладает вязкостью, то есть, $\delta < 1$. Для снижения суммарных затрат энергии не вполне упругое тело (почвенный пласт), прежде чем разрушится, должно пройти стадии упругости, упруго-вязкости или упруго-пластичности и, наконец, пластического

течения. Следовательно, в зависимости от конкретных показателей физико-механических свойств прилежащего объема пахотного слоя, деформатор должен двигаться с различными скоростями. Пружинный кротователь комбинированного почвообрабатывающего рабочего органа позволяет реализовать это требование. После преодоления переуплотненной полосы в результате ускоренного движения центра масс кротователя взаимодействие витков и пласта приобретает ударный характер разной интенсивности. Результат удара витков зависит от ускорения каждого витка, свойств прилежащего пласта, сети трещин, сформированной проходом ножа и встроенного дренера, иных факторов.

Перспективным направлением обеспечения кинематической автономности самого МЭС нами рассматривается сдвинутый во времени процесс разгона его подрессоренных и неподрессоренных масс, для чего колеса МЭС предлагаем оснащать встроенными дифференциалами. Отделение точки приложения внешней нагрузки и ведущего момента от оси вращения открывает возможности управления эпурой давления в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Следствием этого является предотвращение среза грунта,

заключенного между элементами протектора шины в пятне контакта, скачка касательной силы при разгоне МЭС и переключении передач. Предотвращению внешнего скольжения движителя при изменении эксплуатационных условий в определенных пределах способствует коэффициент приспособляемости МЭС, представленный нами как произведение коэффициентов приспособляемости ДВС и колесного дифференциального редуктора.

В колесном планетарном редукторе - дифференциале без солнечной шестерни один из сателлитов является ведущим и несущим, к нему приложены сила тяжести Q_H , продольная сила $P_{\text{дв}}$ (рисунки 3 и 4). Крутящий момент двигателя трактора вращает ведущую шестерню по эпициклической шестерне, в результате изменяются абсциссы x и ординаты z точки приложения внешней нагрузки. Колесо со встроенным дифференциалом в положении ведущей несущей шестерни в начале разгона представлено на рис. 3, при этом мгновенный центр вращения O^I находится за пределами обода колеса на продолжении вертикального диаметра. На рис. 4 мгновенный центр находится внутри эпициклической шестерни, что соответствует второму этапу разгона. В пер-

вом случае кинематический радиус колеса r_k превышает его динамический радиус, а во втором случае – наоборот.

На первом этапе разгона (рис. 3) обод колеса не вращается. Поступающий от двигателя крутящий момент $M_{ш}$ вращает шестерню с вертикальной нагрузкой Q_H по эпициклической шестерне, преодолевая момент силы $P_{\text{дв}}$, передаваемой от рамы трактора к колесу. В результате изменяется эпюра давления, центр давления (точка приложения результирующей силы) перемещается по пятну контакта, возрастает плеча трения качения a_k (рис. 4). Направление движения частиц почвы в пятне контакта (навстречу вектору R , приложенному к центру давления перпендикулярно отрезку, соединяющему мгновенный центр скоростей с центром давления), способствует повышению давления в пятне контакта. В набегающей зоне колеса происходит увеличение давления за счет перемещения вала ведущей несущей шестерни редуктора под действием приводного момента. При положительной разности абсцисс точек приложения вертикальной нагрузки на шестерню и вертикальной реакции на колесо, когда абсцисса x превышает плечо a_k , формируется опрокидывающий момент.

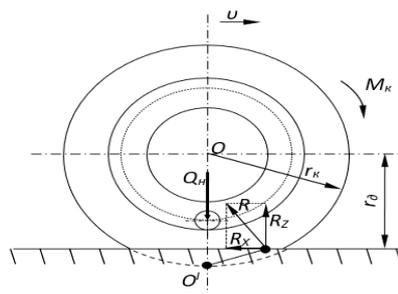


Рис. 3 — Работа колеса на первом этапе разгона:

M_k - крутящий момент; Q_H - сила тяжести; R - результирующая реакция; R_z – вертикальная составляющая реакции; R_x – горизонтальная составляющая реакции; v – направление поступательной скорости; r_k – кинематический радиус колеса; r_d – динамический радиус колеса; O^I - мгновенный центр вращения

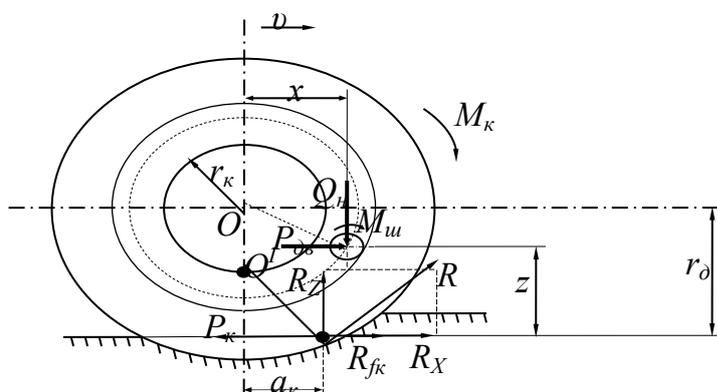


Рис. 4 – Работа колеса на втором этапе: M_k - крутящий момент на ободе колеса; $M_{ш}$ - крутящий момент на ведущей шестерне; Q_H - сила тяжести; $P_{\text{дв}}$ - продольная сила; P_k – касательная сила; R - результирующая реакция; R_z – вертикальная составляющая реакции; R_x – горизонтальная составляющая реакции; R_{fk} – сила сопротивления перекачиванию колеса; v – направление поступательной скорости; r_k – кинематический радиус колеса; r_d – динамический радиус колеса; O^I - мгновенный центр вращения; x - абсцисса центра ведущей шестерни; z – ордината центра ведущей шестерни; a_k - плечо трения качения

Этот момент, преодолев момент инерции колеса и момент сопротивления от технологической нагрузки, приведет к повороту колеса относительно центра давления. Центр давления становится геометрической точкой, относительно которого будет вращаться колесо. При движении колеса без внешнего скольжения эта точка становится мгновенным центром скоростей. Ее положение (ниже дневной поверхности, но выше дна углубления колеса) показывает, что кинематический режим работы незначительно превышает единицу. Наибольшей касательной силе колесного движителя соответствует кинематический режим работы $\lambda = 1,03 - 1,1$ [11].

После завершения двух фаз разгона величина приводного момента от двигателя снизится. Редуктор перейдет в режим дифференциала. Снижается и ведущий момент на ободе колеса, предотвращая внешнее скольжение в пятне контакта. В зависимости от дорожных условий и изменения технологического сопротивления может происходить ускорение или замедление вращения колеса.

Встроенный колесный планетарный редуктор, по сути, является бесступенчатым механическим трансформатором крутящего момента. Эксцентричное приложение внешних нагрузок и приводного момента, способствуя плавному изменению ведущего момента на ободе колеса, предотвращает проскальзывание колеса по опорной поверхности. В результате улучшается динамика преодоления дорожного препятствия в виде порога, а за счет изменения абсциссы и ординаты точки их приложения появляется возможность автоматического управления коэффициентом перекачивания колеса. В связи с непрерывным изменением положения центра ведущей несущей шестерни у колеса со встроенным дифференциалом появляются функции регулятора дорожного просвета, автоматически реагирующего на неровности опорной поверхности. Дополнительные предпосылки формирования высокой касательной силы создаются при использовании универсальной шины с неполнокруглым исполнением боковых дорожек в сочетании с круглой центральной беговой дорожкой.

Эффективность колесного движителя с

дифференциалом ТТМ с кинематической автономностью его составляющих обусловлена формированием:

- дополнительной касательной силы ΔP_k , наибольшая величина которой может составить 80% от силы Q_H изменяющейся автоматически в зависимости от положения ведущей несущей шестерни, которое, в свою очередь, зависит от условий эксплуатации;

- дополнительного крутящего момента ΔM_k за счет дополнительной касательной силы ΔP_k . Его наибольшая величина при разгоне МА в зависимости от условий сцепления шины колеса с опорной поверхностью может составить до 40% от крутящего момента, поступающего через трансмиссию;

- повышенного, в 1,5-2,4 раза, коэффициента приспособляемости моторно-трансмиссионной установки МЭС, равному произведению коэффициента приспособляемости ДВС к кратковременным перегрузкам на кратность изменения передаточного числа встроенного колесного редуктора-дифференциала в зависимости от эксплуатационных условий.

Выводы. Разработку транспортно-технологических машин в соответствии с концепцией кинематической автономности составляющих следует считать перспективной.

Предложены технические решения для повышения эффективности почвообрабатывающих агрегатов с кинематической автономностью составляющих, обоснованы оценочные показатели их преимуществ.

Нецентральное приложение силы тяжести и крутящего момента в колесном движителе со встроенным дифференциальным редуктором обуславливает формирование дополнительного ведущего крутящего момента и дополнительной касательной силы, а автоматический переход планетарного редуктора в дифференциальный режим в зависимости от дорожных условий способствует плавному разгону транспортно-технологической машины.

В связи с вышеизложенным, при прочих равных условиях потребная мощность ДВС ТТМ с кинематической автономностью составляющих может быть снижена на 8-10%.

Литература

1. Методы оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров тракторных транспортно-технологических агрегатов: монография / Н. Ф. Скурятин, Е. В. Соловьев, С. В. Соловьёв и др. Белгород: ООО «Издательско-книготорговый центр Колосс». 2020. 129 с.
2. Совершенствование методики проектирования почвозащитных технологий на склоновых агроландшафтах / С. И. Чучкалов, В. В. Алексеев, И. И. Максимов и др. // Вестник Казанского ГАУ. 2023. № 3 (71). С. 111-116. – DOI 10.12737/2073-0462-2023-111-116.
3. Разработка и обоснование конструктивных и режимных параметров картофелесажалки / М. Н. Калимуллин, Р. Р. Багаутдинов, Р. Р. Хамитов и др. // Вестник Казанского ГАУ. 2022. Т. 17. № 1(65). С. 62-66. – DOI 10.12737/2073-0462-2022-62-66.
4. Пути снижения детерминизма скоростей в почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатах / Ю. Ф. Казаков, В. И. Медведев, В. С. Павлов и др. // Аграрная наука. 2022. Вып. 360. №6. С. 104–111. DOI.org/10.32634/0869-8155-2022-360-6-104-111.
5. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener / A. Valiev, I. Mukhametshin, F. Muhamadyarov, et al. // Engineering for Rural Development. 18th international scientific conference. Jelgava, 2019. P.312–318.
6. Работа колесного дифференциала в процессе разгона пахотного агрегата / Ю. Ф. Казаков,

В. И. Медведев, А. Г. Терентьев и др. // Вестник Казанского ГАУ. 2022. №1(65). С. 56-61. DOI 10.12737/2073-0462-2022-56-61.

7. Kemyeny Z. New revolutionary air suspension <https://globalaircylinderwheels.com> (дата обращения : 05.11.2021).

8. Методика расчета и проектирование дозатора-распределителя почвы / И. Х. Гайфуллин, Д. Т. Халиуллин, М. Н. Калимуллин и др. // Вестник Казанского ГАУ. 2023. № 1 (69). С. 45-51. – DOI 10.12737/2073-0462-2023-45-51.

9. Gainutdinov R., Zemdikhanov M. Kinematics of the disk working body for ground development // E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 274. 11006. URL: https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/abs/2021/50/e3sconf_stcce2021_11006/e3sconf_stcce2021_11006.html (дата обращения 19.04.2022). DOI: 10.1051/e3sconf/202127411006.

10. Яхин С. М., Алиакберов И. И., Валиев А. Р. Обоснование параметров ротационного орудия для поверхностной обработки почвы с наклонными шестиугольными дисками // Вестник Казанского ГАУ. 2022. Вып. 68. №4 С. 106-111. DOI 10.12737/2073-0462-2023-106-111.

11. Акимов А. П., Константинов Ю. В. Оптимизация параметров и режимов функционирования дисков почвообрабатывающих машин и орудий: монография / А. П. Акимов, Ю. В. Константинов. Чебоксары. 2017. 261с.

12. Медведев В. И. Теоретические предпосылки проектирования и расчета машинных агрегатов для обработки почвы на склонах // Межвузовский сборник научных трудов. Пермь. 1987. С.7-12.

13. Медведев В. И., Казаков Ю. Ф., Макаров В. С. и др. Сельскохозяйственный агрегат для работы на склонах // Авторское свидетельство СССР №858589, 10.05.1979.

14. Поливаев О. И., Пиляев С. Н., Болотов Д. Б. Эффективность использования машинно - тракторных агрегатов, работающих с упругодемпфирующими приводами ведущих колес // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 76 –81. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81.

15. Панов И. М., Ветохин В. И. Физические основы механики почв: монография. Киев: Феникс. 2008. 265 с.

Сведения об авторах:

Казаков Юрий Федорович – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail: ura.kazakov@mail.ru

Константинов Юрий Валентинович – кандидат технических наук, доцент кафедры математики, физики и информационных технологий, e-mail: konstantinov@polytech21.ru

Батманов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail: bvn.academi-gsxa@yandex.ru

Зайцев Петр Владимирович – доктор технических наук, профессор кафедры механизации, электрификации и автоматизации сельскохозяйственного производства, e-mail: zapevl@mail.ru

Чувашский государственный аграрный университет, г. Чебоксары, Россия

Хафизов Камиль Абдулхакович – доктор технических наук, заведующий кафедры тракторы, автомобили и безопасности технологических процессов, e-mail: fts-kgau@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

BENEFITS OF KINEMATIC AUTONOMY OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Yu. F. Kazakov, Yu. V. Konstantinov, V. N. Batmanov, P. V. Zaytsev, K. A. Khafizov

Abstract. The efficiency of transport and technological machines is largely determined by the magnitude of the translational speed of the executive working units. The purpose of the research is to evaluate the efficiency of transport and technological machines, mobile units with kinematic autonomy of their components. Machine units, in which mobile power means, the implement frame and the executive working units have kinematic autonomy, differ in the directions of movement, their shift in time and space, and the magnitude of speed. The multi-channel power take-off of the power plant, the time-shifted process of entry into operation of the components of the mobile unit, executive working units, and the use of a wheeled propulsion device with a built-in differential contribute to achieving the goal. In a wheel differential, the points of application of vertical load, longitudinal pushing force and driving torque are separated from the axis of rotation of the propulsion unit. A combined soil-cultivating working unit - a mechanism with a spring mole handler, self-adapting to changes in the longitudinal hardness of the soil by automatically changing the geometric dimensions, a wheel differential contributes to the smooth acceleration of the mobile unit, preventing its engine from reaching overload mode, allowing you to control the pressure in the contact patch of the wheel with the supporting surface. The process of interaction of the modernized wheel with the supporting surface is influenced by the gear ratio of the built-in gearbox and the automatic switching of its operating mode. The research methodology is based on a systematic analysis of factors that have a cause-and-effect relationship with the quality and energy performance of mobile units and their wheeled propulsors. The advantages of a transport-technological unit with kinematic autonomy of its components are the formation of additional tangential force and torque on the propulsion unit, automatic change of the gear ratio of the built-in wheel gearbox, smooth starting of the unit, prevention of slipping of the propulsion units and the engine entering overload mode. In connection with the above, all other things being equal, the required power of the internal combustion engines of transport and technological machines with kinematic autonomy of the components can be reduced by 8-10%.

Key words: transport and technological machines, kinematic autonomy, built-in wheel differential, performance indicators.

References

1. Skuryatin NF, Solovev EV, Solovev SV. Metody optimizatsii konstruktivnykh i ekspluatatsionnykh parametrov traktornykh transportno-tekhnologicheskikh agregatov: monografiya. [Methods for optimizing the design and operational parameters of tractor transport and technological units: monograph]. Belgorod: OOO Izdatel'sko-knigotorgovyy tsentr Koloss. 2020; 129 p.

2. Chuchkalov SI, Alekseev VV, Maksimov II. [Improving the methodology for designing soil protection technologies on slope agricultural landscapes]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2023; 3 (71). 111-116 p. – DOI 10.12737/2073-0462-2023-111-116.

3. Kalimullin MN, Bagautdinov RR, Khamitov RR. [Development and justification of the design and operating

parameters of a potato planter]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2022; Vol.17. 1(65). 62-66 p. – DOI 10.12737/2073-0462-2022-62-66.

4. Kazakov YuF, Medvedev VI, Pavlov VS. [Ways to reduce the determinism of speeds in tillage machine-tractor units]. Agrarnaya nauka. 2022; Vol.360. 6. 104-111 p. DOI.org/10.32634/0869-8155-2022-360-6-104-111.

5. Valiev A, Mukhametshin I, Mukhamadyarov F. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener. Engineering for Rural Development. 18th International scientific conference. Jelgava. 2019; 312-318 p.

6. Kazakov YuF, Medvedev VI, Terentev AG. [The work of the wheel differential during the acceleration of the arable unit]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2022; 1(65). 56-61 p. DOI 10.12737/2073-0462-2022-56-61.

7. Kemyen Z. New revolutionary air suspension. [cited 2021, November 5]. Available from: <https://globalaircylinderwheels.com>.

8. Gayfullin IKh, Khaliullin DT, Kalimullin MN. [Methodology for calculation and design of a soil dispenser/distributor]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2023; 1 (69). 45-51 p. – DOI 10.12737/2073-0462-2023-45-51.

9. Gaynutdinov R, Zemdikhanov M. Kinematics of the disk working body for ground development. [Internet]. E3S Web of Conferences. 2021; Vol.274. 11006. [cited 2022, April 19]. Available from: https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/abs/2021/50/e3sconf_stcce2021_11006/e3sconf_stcce2021_11006.html. DOI: 10.1051/e3sconf/202127411006.

10. Yakhin SM, Aliakberov II, Valiev AR. [Justification of the parameters of a rotary implement for surface tillage of soil with inclined hexagonal disks]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2022; Issue 68. 4. 106-111 p. DOI 10.12737/2073-0462-2023-106-111.

11. Akimov AP, Konstantinov YuV. Optimizatsiya parametrov i rezhimov funktsionirovaniya diskov pochvoobrabatyvayushchikh mashin i orudii: monografiya. [Optimization of parameters and operating modes of disks of tillage machines and implements: monograph]. Cheboksary. 2017; 261 p.

12. Medvedev VI. [Theoretical prerequisites for the design and calculation of machine units for soil cultivation on slopes]. Mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov. Perm. 1987; 7-12 p.

13. Medvedev VI, Kazakov YuF, Makarov VS. [Agricultural unit for working on slopes]. Avtorskoe svidetelstvo SSSR № 858589. 10.05.1979.

14. Polivaev OI, Pilyaev SN, Bolotov DB. [Efficiency of using machine-tractor units operating with elastic-damping drives of drive wheels]. Traktory i selkhoz mashiny. 2021; 6. 76-81 p. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81.

15. Panov IM, Vetokhin VI. Fizicheskie osnovy mekhaniki pochv: monografiya. [Physical foundations of soil mechanics: monograph]. Kiev: Feniks. 2008; 265 p.

Authors:

Kazakov Yuriy Fedorovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Transport and Technological Machines and Complexes, e-mail: ura.kazakov@mail.ru

Konstantinov Yuriy Valentinovich – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor of Department of Mathematics, Physics and Information Technologies, e-mail: konstantinov@polytech21.ru

Batmanov Vladimir Nikolaevich – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor of Department of Transport and Technological Machines and Complexes, e-mail: bvn.academi-gsxa@yandex.ru

Zaytsev Petr Vladimirovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Mechanization, Electrification and Automation of Agricultural Production, e-mail: zapevl@mail.ru

Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia

Khafizov Kamil Abdulkhakovich – Doctor of Technical Sciences, Head of Department of Tractors, Automobiles and Safety of Technological Processes, e-mail: fts-kgau@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.