

материального ущерба. Все эти действия помогут автотранспортным предприятиям продемонстрировать положительную динамику ключевых показателей при применении риск-ориентированного подхода, в том числе снизить балльную оценку рисков, тем самым снизив категорию риска транспортного предприятия и снизив уровень административной нагрузки на организацию.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Показатели транспорта в Российской Федерации в 2017 году. [Электронный ресурс] // сайт Федеральной службы государственной статистики. – Режим доступа: [http://www.gks.ru/bgd/regl/B17\\_01/IssWWW.exe/Stg/d12/2-1-7.doc](http://www.gks.ru/bgd/regl/B17_01/IssWWW.exe/Stg/d12/2-1-7.doc)
2. Показатели состояния безопасности дорожного движения. [Электронный ресурс] // Сайт статистики ГИБДД России. – Режим доступа: <http://stat.gibdd.ru/>
3. Короткий, А. А. Риск-ориентированный подход при управлении безопасностью на общественном транспорте. / А. А. Короткий, О. А. Бахтеев // Сборник материалов III международной научной конференции Scientific Discoveries. – 2018.
4. Обзор автомобильных систем оперативного контроля состояния водителя. Результаты собственных исследований. [Электронный ресурс] / А. И. Козловский [и др.] // Интернет-журнал «Науковедение». - 2013. - Режим доступа: <https://naukovedenie.ru/PDF/23TVN613.pdf>
5. Мониторинг состояния водителя за рулем. Fastmb.ru автомобильный журнал [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://fastmb.ru/auto\\_shem/1158-monitoring-sostoyaniya-voditelya-za-rulem.html](https://fastmb.ru/auto_shem/1158-monitoring-sostoyaniya-voditelya-za-rulem.html)
6. Официальный сайт компании «Нейроком». [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.neurocom.ru/ru2/auto/vigiton.html>

УДК 001.895:63

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДА ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

*Бобровник А. И.<sup>1</sup>, Варфоломеева Т. А.<sup>2</sup>, Райко А. А.<sup>1</sup>, Головач В. М.<sup>2</sup>*

*1. Белорусский национальный технический университет, г. Минск*

*2. Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск*

*В данной статье приведены современные разработки в теории ходовых систем мобильных машин и рекомендации по дальнейшему совершенствованию колесных движителей.*

*Ключевые слова: балласт, давление на почву, криволинейное движение, привод, сдвоенные колеса, трактор, ходовая система, циркуляция мощности.*

# MODERNIZATION OF PROPULSION DRIVE FOR WHEEL-TYPE FARM TRACTORS

Bobrovnik A. I.,<sup>1</sup> Varfalameyeva T. A.,<sup>2</sup> Raiko A. A.,<sup>1</sup> Halavach V. M.<sup>2</sup>

1. Belarussian national technical university, Minsk

2. Belarussian state agrarian technical university, Minsk

*Search terms: ballast, ground pressure, curvilinear motion, drive, doubled wheels, tractor, propulsion, power circulation.*

*This material provides advanced developments in the theory of propulsions for mobile equipment guidelines for further wheeled gears improvements.*

Система поступательно движущая масса – трансмиссия-двигатель является колебательной. Основное влияние на величину ускорений оказывает непрерывное изменение сил сопротивления агрегата, периодические изменения которого характеризуются степенью неравномерности  $\delta$  и периодом его изменения  $T$ , а временные, довольно длительные возрастания момента сопротивления - коэффициентом возможной перегрузки. С повышением рабочих скоростей степень неравномерности силы тяги прицепных и навесных орудий возрастает, а частотный диапазон значительно расширяется.

Выполнение других сельскохозяйственных работ в Республике Беларусь МТА на торфяных почвах, в ранневесенний период и в зимнее время на всех видах почв сопровождается значительным буксованием, особенно на низших передачах.

Основы теории взаимодействия колесного хода с почвой, заложенные в трудах В.П. Горячкина, получили дальнейшее развитие в работах Е.А. Чудакова, П.М. Василенко, Гуськова В.В. и др. Наибольших значений буксование достигает в момент трогания и разгона агрегата.

Дифференциальное уравнение движения агрегата с учетом потерь от буксования имеет вид [1]:

$$\overset{g}{V} = \frac{(P_k - \sum P_c)g(1 - \delta)}{G_T - \delta(1 + \xi_2) - q(1 - \delta)}$$

где  $\delta_{BP}$  – коэффициент учета вращающихся масс трактора:  $\delta_{BP} = 1,15 + 0,001i^2$ ,

где  $i$  – передаточное число коробки передач;

$P_k$  – касательная сила тяги;

$\sum P_c$  – сумма внешних сопротивлений;

$G_T$  – сила тяжести трактора (тягача) с учетом массы навесной машины;

$\xi_2$  – отношение приведенной массы передних колес к массе трактора;

$$\xi_2 = \frac{J_n g}{G_T r_n^2},$$

где  $J_n, r_n$  - момент инерции и радиус качения передних колес;

$q$ - отношение массы сельскохозяйственной машины к массе трактора.

С повышением рабочих скоростей коэффициент учета вращающихся масс транспортного средства уменьшается.

Для прицепного агрегата массой  $m_{АП}$  коэффициент учета вращающихся масс

$$\delta_{АП} = \delta \frac{m_A}{m_{АП}}.$$

Так как на низших передачах и почвах с малой несущей способностью работа агрегата с полной загрузкой двигателя сопровождается значительным буксованием, то расхождение расчета по определению ускорения с учетом буксования и без него увеличивается.

Если потери от буксования движителя переменные, то дифференциальное уравнение движения:

$$\frac{g}{V} = \frac{(P_K - \sum P_C)(1 - \delta)G_T^{-1} - V(\delta_{BP} - 1 - \xi_2)(1 - \delta)^{-1} d\delta/dt}{\delta_{BP} - \delta(1 + \xi_2) - q(1 - \delta)}$$

Чем больше производная от буксования движителя и скорость движения агрегата, тем значительнее замедление агрегата.

При  $P_K - \sum P_C = 0$  отклонении действительной скорости агрегата от средней, если будет наибольшей на высших передачах:

$$V = V_0 \left[ \frac{(1 - \delta)}{(1 - \delta_0)} \right]^{-(\delta_{BP}-1)(\delta_{BP}-q)^{-1}}$$

Так как относительное изменение скорости  $E_V$  не должно превышать допустимого значения  $[E_V]$ , то после преобразования получим соотношение между массой сельхозмашины и трактора.

$$q = \left| (\delta_B - 1) \frac{\ln \left[ \frac{(1 - \delta)}{(1 - \delta_0)} \right]}{\ln \{ [E_V] + 1 \}} - \delta_{BP} \right|$$

С увеличением допустимого относительного изменения поступательной скорости агрегата отношение массы сельскохозяйственного агрегата к массе трактора повышается.

Зная величину относительного изменения скорости агрегата и буксования движителя на рабочей передаче, определим наибольшее значение массы сельскохозяйственной машины (прицепа);

$$\Delta G_y = \left| G_T \delta_{BP} \left\{ \frac{\ln \left[ \frac{(1-\delta)}{(1-\delta_0)} \right] [\delta_B P - 1]}{\ln \{ [E_V] + 1 \}} - \delta_{BP} q_0 \right\} \right|$$

$$q_0 = \frac{G_{CO}}{G_T}$$

где  $G_{CO}$  - масса машины, без груза.

С увеличением рабочей скорости величина допустимой массы груза уменьшится, так как коэффициент учета вращающихся масс трактора с уменьшением передаточного числа трансмиссии снижается. Дифференциальное уравнение движения агрегата после преобразования имеет вид:

$$\frac{g}{V} = \frac{(D - \psi)(1 - \delta)g}{\delta_{BP} + q - \delta} - \frac{V(\delta_{BP} - 1) \frac{d\delta}{dt}}{(\delta_{BP} + q - \delta)(1 - \delta)}$$

где  $\psi$  - удельное тяговое сопротивление агрегата;  $D$  - динамический фактор трактора.

Высокими динамическими качествами обладают энергонасыщенные трактора «БЕЛАРУС» классов 3,4,5 кН, освоенные в последнее время ОАО «Минским тракторным заводом». Для повышения проходимости, уменьшения буксования трактора мощностью свыше 80 кВт выполняются с колесной формулой 4х4.

Сдваивание колес в сочетании с балластированием на плотных почвах позволяет значительно улучшить тягово-цепные качества энергосредства. При сдваивании колес значительно уменьшается сопротивление перекачивания трактора, что повышает динамические качества энергонасыщенных тракторов.

Наиболее неблагоприятным с точки зрения воздействия на почву режимом движения энергонасыщенных тракторов класса 5,0 и выше с широкоразнесенными сдвоенными колесами являются повороты и развороты с малыми радиусами. При криволинейном движении сдвоенных колес одного борта в ведущем режиме между ними возникает циркуляция мощности, потому, что внешнее по отношению к центру поворота колесо катится с юзом. Это приводит к срезанию верхних слоев почвы и к увеличению колеобразования. Степень относительного скольжения сдвоенных колес зависит от кинематических параметров процесса движения, от конструктивных особенностей движителя и от характеристик почвы, причем циркулирующий между сдвоенными колесами момент у тракторов «БЕЛАРУС 3522» может достигать 15...20 % от ведущего момента на соответствующей полуоси.

При движении на повороте ведущих и ведомых колес возникают угловые деформации как почвы, так и шин, нарастающие по мере

увеличения поворачивающего момента до тех пор, пока в пятне контакта шины с опорной поверхностью сохраняется сцепление. В пределах упругой деформации шина разворачивается относительно пятна контакта на некоторый угол. Деформация шины растет с увеличением приложенного к ней момента до потери сцепления с опорной поверхностью. С увеличением момента проскальзывание шины распространяется от краев к центру пятна контакта. При некотором значении момента или угла поворота в зависимости от агрофона, влажности почвы, глубины колеи и конструктивных параметров шины ее элементы начинают проскальзывать с разной интенсивностью. При криволинейном движении в случае использования известных систем сдвигания колес негативное воздействие движителей на почву оказывается существенным.

Нами разработана конструкция нового опорно-сцепного устройства для сдвигания наиболее нагруженных задних колес трактора «БЕЛАРУС» (рис. 1),



а

б

Рис. 1-Опорно-сцепное устройство задних сдвоенных колес трактора БЕЛАРУС класса 50 кН: а- макет для полевых испытаний кулачкового механизма отключения наружного колеса; б- лабораторная установка макета на полуоси трактора для учебных целей в БГАТУ, позволяющая улучшить агроэкологические свойства агрегата.

В этом устройстве крутящий момент передается на наружное и внутреннее колеса при прямолинейном движении трактора, а при криволинейном движении наружное колесо отсоединяется от трансмиссии трактора и переводится в ведомый режим [2]. Предложенное устройство позволит снизить динамические нагрузки на конечные передачи заднего моста трактора, а, следовательно, и трансмиссию в целом, обеспечить повышение ресурса узлов трактора, увеличить ходимость шин, повысить транспортную скорость, уменьшить расход топлива, улучшить управляемость и поворачиваемость агрегата [3]. В настоящее время совместно с ОАО «МТЗ» проводится исследование работоспособности предложенного устройства. Испытания будут проводиться при наименьшем радиусе поворота замеряемым по середине следа внешнего переднего

колеса с подтормаживанием внутреннего заднего колеса. В условиях эксплуатации МТА нагрузка на управляемые колеса должна быть не менее 0,2 эксплуатационной массы трактора. Допустимые нагрузки на передний мост 30...60 кН, задний 80-110кН, но не более суммарной грузоподъемности шин задних и передних колес. При сдвигании колес по рекомендации завода изготовителя суммарная нагрузка на обе шины должна быть снижена на 30%. Во всех случаях общая нагрузка на колеса трактора не должна превышать 140 кН, что будет учитываться при исследовании динамики поворота трактора.

Выводы. Предложенные дифференциальные уравнения движения агрегатов с учетом буксования показатели перспективность разработок по улучшению тягово-сцепных свойств энергонасыщенных тракторов, освоенных ОАО «МТЗ» в первую очередь выполненных с колесной формулой 4к и сдвоенными передними и задними колесами. Однако установка сдвоенных колес на энергонасыщенных тракторах при криволинейном движении и движении на неровных опорных поверхности приводит к снижению эксплуатационных качеств тракторов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бобровник, А. И. Повышение эксплуатационных качеств мобильных агрегатов для внесения удобрений / А. И. Бобровник. – Минск, 1997. – 159 с.
2. Бобровник А. И. Совершенствование привода ходовых систем сельскохозяйственных колесных тракторов / А. И. Бобровник, С. Б. Шматко, Т. А. Варфоломеева // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса. Институт механизации и технического сервиса. – Казань, 2017. – 226 с.
3. Пат. 6695 ВУ Российская Федерация, МПК В 60С 3/00. Устройство для улучшения опорно-сцепной проходимости движителя / Прищепов М. А., Карпович С. К., Бобровник А. И. и др.; патентообладатель БГАТУ. - № и 20100270; заявл. 18.03.2010.

УДК 62-311

## СРАВНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СТЕНДА

*Бородин Д. М.<sup>1</sup>, Дудкин Я. К.<sup>1</sup>, Артюшенко Д. А.<sup>1</sup>, Баширов В. А.<sup>1</sup>  
1. ФГБОУ ВО Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень*

*В статье представлен подбор измерительного оборудования для гидравлического стенда и проведение экспериментальных исследований по прогреву рабочей жидкости в гидросистеме.*