

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОВОРОТА ИНТЕГРАЛЬНОГО УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА

Анатолий Иванович Завражнов¹

Владимир Иванович Оробинский²

Александр Николаевич Беляев²

Николай Владимирович Михеев¹

Татьяна Владимировна Тришина²

¹Мичуринский государственный аграрный университет

²Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

Машинно-тракторные агрегаты (МТА) при работе в полевых условиях совершают ежедневно путь значительной длины, при этом рабочие ходы сопровождаются и чередуются с холостыми заездами и поворотами, во время которых ухудшаются условия качения колес, увеличиваются силы сопротивления при взаимодействии их с мягким грунтом и по ним неравномерно распределяются нормальные реакции, что является причиной нарушения устойчивости и ухудшения управляемости криволинейного движения трактора. Поэтому выбор рационального способа движения МТА на поворотной полосе, позволяющего «смягчить» динамические процессы, является важной задачей. Проведены экспериментальные исследования комбинированного навесного широкозахватного МТА на базе универсально-пропашного энергонасыщенного трактора с интегральной компоновкой со всеми управляемыми и ведущими колесами при повороте на поворотной полосе различными способами: I – передние управляемые колеса; II – передние и задние управляемые колеса с синхронным изменением угла поворота колес в разные стороны относительно остова трактора; III – комбинированный способ с синхронным изменением угла поворота колес в одну сторону относительно остова трактора при входе в поворот и передними управляемыми колесами на участке установленногося поворота. Установлено, что фронтальные и задние навесные орудия способствуют увеличению вертикальных, продольных и боковых сил, возрастанию амплитуд их колебаний. Максимальные значения крутящих моментов на участке входа в поворот при изменении скорости движения от 0,68 до 1,37 м/с при повороте передними управляемыми колесами у комбинированного МТА в сравнении с трактором увеличились на 32–35%. Реализация поворота комбинированным способом во всем диапазоне изменения рабочих скоростей позволяет снизить средние значения крутящих моментов на участке установленногося поворота на 17–21% по сравнению со способом I и на 6–9% по сравнению со способом II, а энергозатраты на передвижение МТА – соответственно на 13–22 и 10–13%.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: универсально-пропашной трактор, комбинированный машинно-тракторный агрегат, устойчивость, управляемость, поворот, крутящий момент, энергозатраты.

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE DYNAMICS OF TURNING OF THE INTEGRATED GENERAL PURPOSE ROW CROP WHEEL TRACTOR

Anatoly I. Zavrazhnov¹

Vladimir I. Orobinsky²

Alexander N. Belyaev²

Nikolay V. Mikheyev¹

Tatyana V. Trishina²

¹Michurinsk State Agrarian University

²Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

Machine and tractor units (MTU) in the field environment perform daily an operation on a long distance, when the driving strokes are accompanied and alternated with idle rides and turns, during which the rolling conditions of the wheels deteriorate, the resistance forces increase when interacting with soft ground, and the normal reactions are unevenly distributed over them. So, due to the abovementioned road stability is disturbed and the tractor driving

qualities at curvilinear motion become progressively worse. Therefore, it is an important issue to adopt rational method of MTU motion on the headland, which allows softening dynamic processes. The authors conducted experimental studies of the combined mounted unit during its motion on the headland in a number of ways: (i) front steer wheels; (ii) front and rear steer wheels with synchronous change in the steering angle of the wheels in all directions above the frame of the tractor; (iii) combined steering motion with synchronous change in the steering angle of the wheels in one direction above the frame of the tractor at the beginning of the turn and the front steer wheels in the area of stabilized steering motion. It was revealed that front and rear mounted attachments contribute to an increase in vertical, longitudinal and lateral forces, and an increase in the amplitudes of their oscillations. The maximum torque values of the combined MTU increased by 32-35% in comparison with the tractor when the MTU was turning by front steer wheels at the stage of coming into the corner when the travel speed was changed from 0.68 to 1.37 m/s. The combined type of the MTU motion on the headland within the whole range of the travel speed allowed reducing the average torque values in the stage of steady steering motion by 17-21% in comparison with the first studied type of steering motion, by 6-9% in comparison with the second studied type of steering motion, and energy consumption of the MTA, respectively, by 13-22% and 10-13%.

KEYWORDS: general purpose row crop tractor, combined machine and tractor unit (MTU), road stability, driving qualities, motion on the headland, torque, energy consumption.

В настоящее время в мировой практике расширяется парк энергонасыщенных универсально-пропашных тракторов, которые способны выполнять самые различные операции в составе комбинированных машинно-тракторных агрегатов (МТА) с передней и задней навесками машин. Однако такого типа агрегаты имеют недостаточную устойчивость движения, поэтому одной из первоочередных задач, стоящих перед исследователями и разработчиками новых образцов техники, является повышение устойчивости движения машинно-тракторного агрегата (МТА), в том числе при криволинейном движении. Так как МТА представляет собой сложный динамический объект, то решение указанной проблемы должно быть комплексным, базирующимся на правильном выборе ряда конструктивных и эксплуатационных показателей с учетом их влияния на тягово-цепные свойства и энергозатраты на выполнение технологической операции [1].

Одним из основных направлений повышения эффективности МТА является создание их на базе тракторов, имеющих большую единичную мощность с возможностью одновременного выполнения нескольких агротехнологических операций, в том числе с широкозахватными комбинированными машинами на передней и задней навесках [14, 18]. Таковыми являются универсально-пропашные энергонасыщенные трактора с интегральной компоновкой со всеми управляемыми и ведущими колесами [9, 15].

Одним из основных динамических факторов, влияющим на управляемость, устойчивость и энергозатраты при криволинейном движении МТА по деформированному основанию, когда происходит значительное ужесточение динамических процессов (в сравнении с прямолинейным движением), являются величины и характер изменения подводимых к ведущим колесам трактора крутящих моментов, а также их перераспределение по ним [2, 3, 4, 5, 8, 10, 11, 20]. Процесс этот достаточно сложный из-за многофакторной зависимости от эксплуатационных условий [5, 6, 7, 10, 11, 21, 23, 24]. Очевидно, что для каждого конкретного случая точные зависимости крутящих моментов могут быть получены лишь в результате проведения экспериментальных исследований при непосредственном выполнении различных технологических операций в сельскохозяйственном производстве, так как большинство моделей криволинейного движения МТА дают рекомендации, которые носят весьма приближенный характер [22].

В качестве объекта испытаний, на котором была реализована предлагаемая методика, выбран энергонасыщенный универсально-пропашной трактор интегральной схемы класса 2 со всеми ведущими и управляемыми одинакового размера колесами конструкции ЛТЗ-155 [9, 15]. При проведении полевых испытаний трактор использовался в составе навесного комбинированного МТА с фронтальным и задним навесными орудиями, оборудованного по схеме КРШ-8,1 + НП-5,4 + ЛТЗ-155 + ССТ-18, предназначенного для обработки междуурядий пропашных культур, например сахарной свеклы.

Для оценки степени влияния на устойчивость движения собственных свойств трактора также были проведены эксперименты с одиночным трактором.

Трактор оборудовали опытной [12] и серийной системой рулевого управления [15]. Поворот осуществлялся различными способами:

I – передние управляемые относительно остова колеса;

II – передние и задние управляемые колеса с синхронным изменением угла поворота колес в разные стороны относительно остова трактора [17, 19];

III – комбинированный способ поворота с синхронным изменением угла поворота колес в одну сторону относительно остова трактора при входе в поворот («краб») и передними управляемыми колесами на участке установившегося движения [16].

На рисунке 1 представлены полученные экспериментально зависимости крутящих моментов на колесах трактора комбинированного МТА при входе в поворот способом I от угла поворота внутреннего управляемого колеса при скоростях движения $v = 0,68$ и $v = 1,37$ м/с при выполнении кругового беспетлевого поворота.

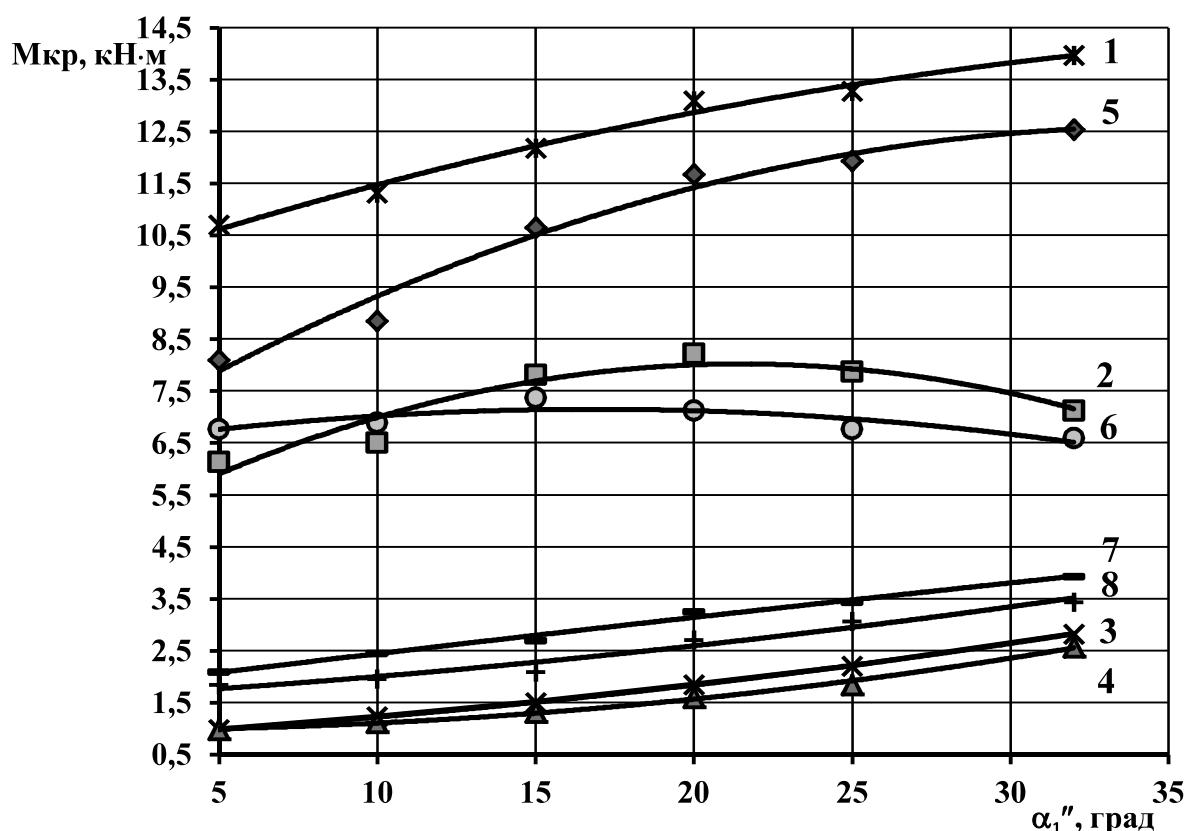


Рис. 1. Зависимости крутящих моментов на колесах трактора в составе комбинированного МТА от углов поворота внутреннего управляемого колеса при повороте способом I:
1, 2, 3, 4 – $v = 0,68$ м/с; 4, 5, 6, 7, 8 – $v = 1,37$ м/с; 1, 5 – суммарный момент на колесах;
2, 6 – момент на правом переднем колесе; 3, 6 – момент на правом заднем колесе;
4, 8 – момент на левом заднем колесе

Из анализа полученных зависимостей (рис. 1) можно сделать вывод, что с увеличением скорости движения с $v = 0,68$ м/с до $v = 1,37$ м/с при входе в поворот суммарная величина крутящего момента на колесах трактора возрастает на 10–20%, а при изменении угла поворота направляющих колес при $v = 0,68$ м/с – на 35% и при $v = 1,37$ м/с – на 23%. Это объясняется возрастанием момента сопротивления повороту вследствие возрастания динамического воздействия микропрофиля опорной поверхности на колеса, сил сопротивления качению, центробежной силы и момента сил инерции [5].

Меньшая интенсивность возрастания суммарного крутящего момента на колесах трактора при $v = 1,37$ м/с связана с увеличением буксования на данном режиме движения, которому способствует в том числе и его значительная величина, боковое скольжение колес и увеличение сопротивления качения с ростом угла поворота колес.

С увеличением угла поворота колес наружное забегающее переднее колесо отключается ввиду того, что в переднем ведущем мосту установлен храповой дифференциал, и крутящий момент полностью распределялся на внутреннее, по отношению к центру поворота, колесо. Крутящий момент заднего ведущего моста распределялся достаточно равномерно между колесами, несмотря на появление на внутреннем и внешнем колесах значительной разности буксований как по величине, так и по характеру изменения [5]: момент на левом заднем колесе был выше, чем на правом заднем: при $v = 0,68$ м/с – на 8–16%, при $v = 1,37$ м/с – на 10–23%.

Таким образом, при криволинейном движении МТА происходит неравномерное распределение крутящего момента между ведущими колесами. Возникающая боковая сила от разности касательных сил тяги создает момент, стремящийся повернуть трактор в сторону с меньшей касательной силой тяги [13, 19].

Величина крутящего момента, приходящегося на передний мост, при $v = 0,68$ м/с в среднем в 2,3 раза, а при $v = 1,37$ м/с – в 1,32 раза выше, чем величина крутящего момента, приходящегося на задний мост, вследствие большей весовой нагрузки переднего моста, кинематического рассогласования из-за разности длин траекторий переднего и заднего мостов, повышения динамического воздействия микропрофиля опорной поверхности, возрастания момента сопротивления повороту, инерционных сил и моментов. Уменьшение величин крутящего момента переднего ведущего моста с увеличением угла поворота колес и скорости движения обусловлено снижением их бокового скольжения и буксования, а также более равномерным распределением вертикальных нагрузок по мостам трактора [5].

Максимальных значений крутящие моменты достигают в конце участка входа в поворот – начале участка установившегося движения, где при $v = 0,68$ м/с $M_{kp} = 12,54$ кН·м, при $v = 1,37$ м/с $M_{kp} = 13,97$ кН·м, а при $v = 1,67$ м/с $M_{kp} = 16,1$ кН·м. Интенсивность изменения перечисленных параметров достаточно высокая, вследствие малого промежутка времени на совершение указанного маневра. Для сравнения: при средней скорости прямолинейного движения МТА $v = 1,37$ м/с с орудиями, поднятыми в транспортное положение, среднее суммарное значение крутящего момента на колесах трактора составило $M_{kp} = 8,22$ кН·м; при выполнении технологической операции по культивации и посеву при крюковых усилиях переднего орудия $P_{kpr} = 10$ кН и заднего орудия $P_{kprz} = 12,38$ кН значение крутящего момента $M_{kp} = 21,3$ кН·м [5].

На рисунке 2 приведены полученные экспериментально зависимости крутящих моментов на колесах отдельного трактора при входе в поворот способом I от угла поворота внутреннего управляемого колеса при скоростях движения $v = 0,68$ м/с и $v = 1,37$ м/с при выполнении кругового беспетлевого поворота.

Анализ приведенных зависимостей показал, что с увеличением скорости движения $v = 0,68$ м/с до $v = 1,37$ м/с при входе в поворот суммарная величина крутящего момента на колесах трактора возрастает на 4–9%, а при изменении угла поворота направляющих колес при $v = 0,68$ м/с – на 26% и $v = 1,37$ м/с – на 28%. В сравнении с комбинированным МТА суммарный крутящий момент уменьшился при $v = 0,68$ м/с на 23–33% и $v = 1,37$ м/с – на 35–39% за счет снижения весовой нагрузки, центробежных сил инерции, момента сопротивления повороту.

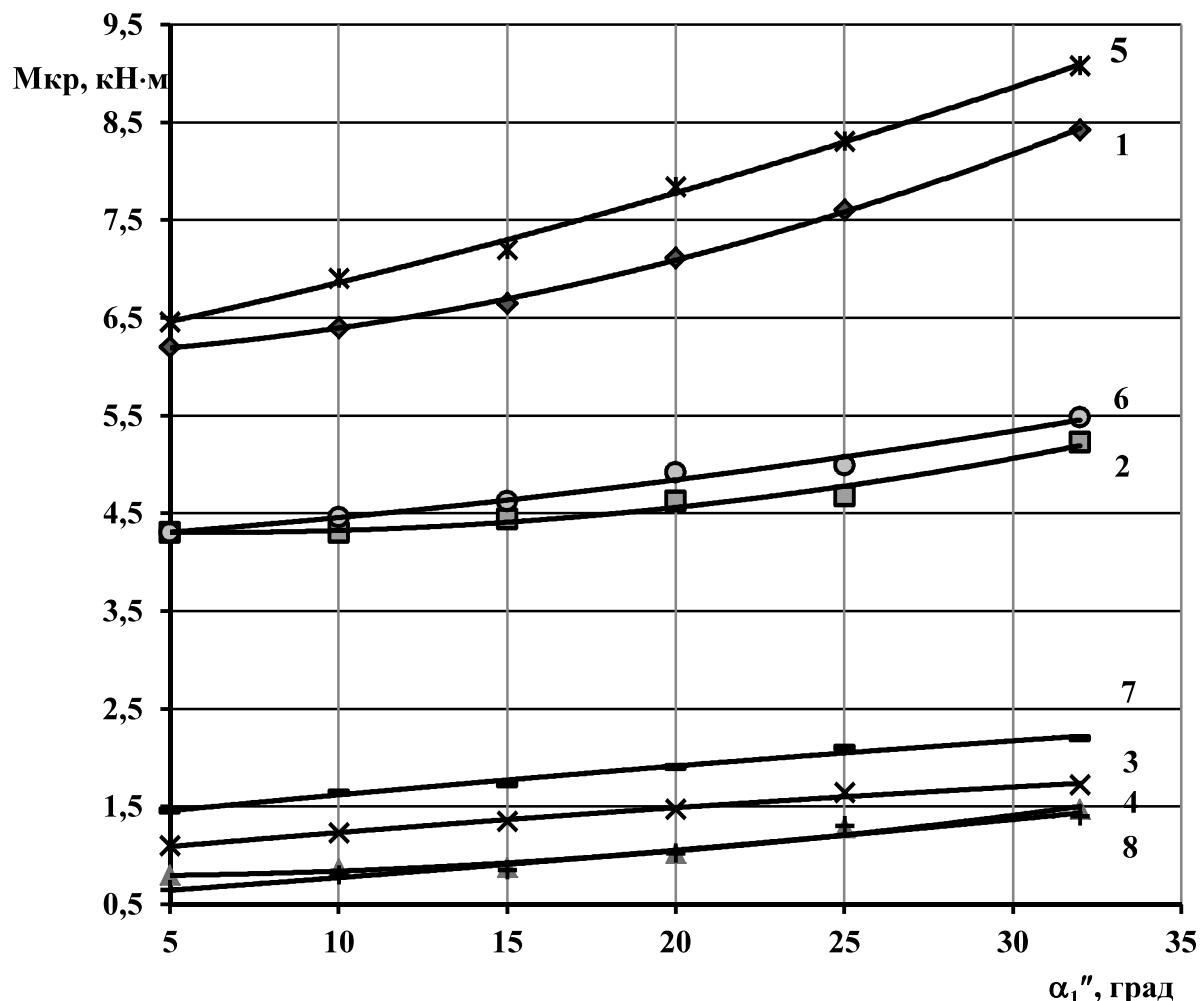


Рис. 2. Зависимости крутящих моментов на колесах трактора от углов поворота внутреннего управляемого колеса при повороте способом I:

1, 2, 3, 4 – $v = 0,68 \text{ м/с}$; 4, 5, 6, 7, 8 – $v = 1,37 \text{ м/с}$; 1, 5 – суммарный момент на колесах;
2, 6 – момент на правом переднем колесе; 3, 6 – момент на правом заднем колесе;
4, 8 – момент на левом заднем колесе

Характер изменения кривых суммарных крутящих моментов для МТА на рисунке 1 отличается от приведенных аналогичных зависимостей для трактора на рисунке 2 в связи с отсутствием заносящих трактор инерционных моментов [5], а также снижения бокового скольжения и буксования. Крутящий момент на левом заднем колесе был выше, чем на правом заднем: при $v = 0,68 \text{ м/с}$ – на 14–35%, при $v = 1,37 \text{ м/с}$ – на 36–55% за счет большей нагрузки и меньшего значения буксования.

Величина крутящего момента, приходящегося на передний мост, при $v = 0,68 \text{ м/с}$ в среднем в 1,9 раза, а при $v = 1,37 \text{ м/с}$ – в 1,7 раза выше, чем величина крутящего момента, приходящегося на задний мост, вследствие большей весовой нагрузки переднего моста, кинематического рассогласования из-за разности длин траекторий переднего и заднего мостов, повышения динамического воздействия микропрофиля опорной поверхности, возрастания момента сопротивления повороту, инерционных сил и моментов.

Максимальных значений крутящие моменты достигают в конце участка входа в поворот – начале участка установившегося движения, где при $v = 0,68 \text{ м/с}$ $M_{kp} = 8,495 \text{ кН}\cdot\text{м}$, при $v = 1,37 \text{ м/с}$ $M_{kp} = 9,08 \text{ кН}\cdot\text{м}$. В сравнении с поворотом МТА уменьшение составило соответственно 32 и 35%.

Таким образом, фронтальные и задние навесные орудия приводят к увеличению крутящих моментов на колесах трактора при криволинейном движении вследствие увеличения центробежной силы инерции, боковых реакций на колесах, что в значительной степени изменяет траекторию движения, увеличивает радиус поворота МТА. Наличие орудий приводит к увеличению вертикальной, продольной и боковой сил, а также способствует возрастанию амплитуд их колебаний.

Анализ результатов экспериментальных исследований зависимостей крутящих моментов на колесах трактора при входе в поворот комбинированного МТА, составленного по схеме КРШ-8,1 + НП-5,4 + ЛТЗ-155 + ССТ-18, способом I (рис. 1) и способом II при синхронном повороте колес в разные стороны относительно остова трактора (рис. 3) от углов поворота внутренних управляемых колес при скоростях движения $v = 0,68 \text{ м/с}$ и $v = 1,37 \text{ м/с}$ при выполнении кругового беспетлевого поворота показал, что закономерности их изменений абсолютно идентичные и обусловлены теми же факторами, что и приведенными при анализе зависимостей, имевших место при повороте способом I (рис. 1).

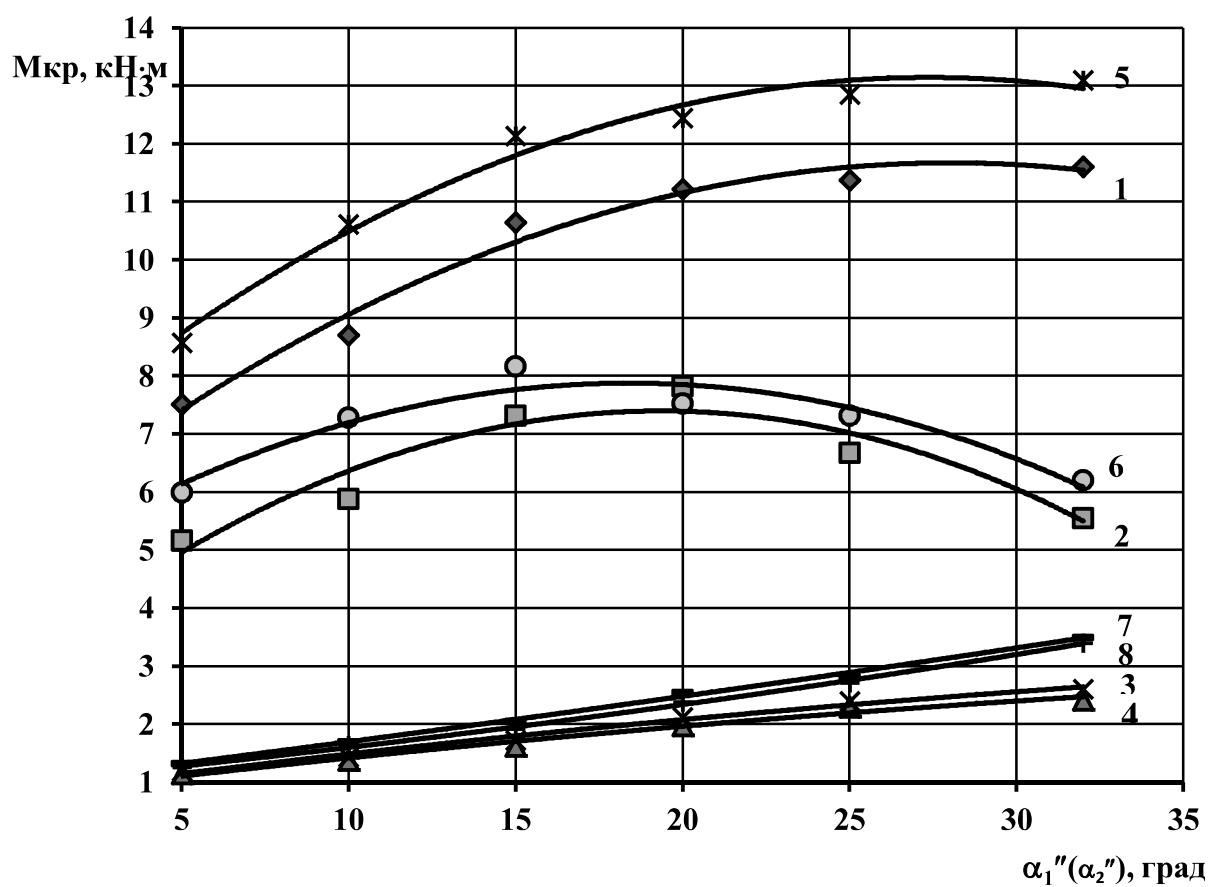


Рис. 3. Зависимости крутящих моментов на колесах трактора в составе комбинированного МТА от углов поворота внутренних управляемых колес при повороте способом II:
1, 2, 3, 4 – $v = 0,68 \text{ м/с}$; 4, 5, 6, 7, 8 – $v = 1,37 \text{ м/с}$; 1, 5 – суммарный момент на колесах;
2, 6 – момент на правом переднем колесе; 3, 6 – момент на правом заднем колесе;
4, 8 – момент на левом заднем колесе

Значения суммарных крутящих моментов при повороте способом II в сравнении с поворотом способом I ниже: при $v = 0,68 \text{ м/с}$ – до 7%, а при $v = 1,37 \text{ м/с}$ – до 9%. При повороте способом II величина крутящего момента, приходящегося на передний мост, при $v = 0,68 \text{ м/с}$ в среднем в 1,8 раза, а при $v = 1,37 \text{ м/с}$ – в 1,7 раза выше, чем величина крутящего момента, приходящегося на задний мост (при повороте способом I при

$v = 0,68 \text{ м/с}$ – в 2,3, а при $v = 1,37 \text{ м/с}$ – в 1,32 раза); крутящий момент заднего ведущего моста при этом распределялся более равномерно между колесами: момент на левом заднем колесе при $v = 0,68 \text{ м/с}$ и при $v = 1,37 \text{ м/с}$ лишь на 4–7% был выше, чем на правом заднем (при повороте способом I при $v = 0,68 \text{ м/с}$ – на 8–16%, при $v = 1,37 \text{ м/с}$ – на 10–23%).

Таким образом, при идентичных условиях проведения эксперимента при повороте комбинированного МТА способом II происходит уменьшение рассматриваемых динамических характеристик по сравнению со способом I. Это обусловлено большей однородностью поверхности под задними колесами, которые движутся по следу, укаптанному передними колесами, и увеличением за счет этого коэффициента сцепления колес с почвой, наличием дополнительного поворачивающего момента за счет поворота задних управляемых колес. Силовой привод при этом более равномерно распределяет крутящие моменты по бортам, мостам и колесам трактора из-за снижения кинематического несоответствия [5].

Однако при повороте способом II наблюдается увеличение бокового скольжения МТА при входе в поворот вследствие наличия значительных, более интенсивно возрастающих инерционных сил и моментов [5].

Таким образом, по всем рассмотренным случаям (рис. 1, 2, 3) выявлено, что с увеличением угла поворота направляющих колес общий момент сопротивления повороту МТА за счет роста составляющих сил увеличивается, возрастают боковые реакции на колесах трактора, увеличивается неравномерность распределения вертикальных нагрузок по левым и правым колесам переднего и заднего мостов [5]. Все это приводит к увеличению бокового увода колес, что, в свою очередь, снижает интенсивность изменения кривизны траектории МТА, а также способствует развитию процесса потери сцепления колес с почвой, боковому скольжению агрегата. С увеличением скорости движения возрастают величины крутящих моментов на колесах за счет увеличения величины частоты динамического воздействия микропрофиля опорной поверхности на колеса трактора [5].

Разность крутящих моментов на колесах переднего моста обусловлена конструкцией установленного в нем храпового дифференциала, а на колесах заднего моста – не только различием динамических радиусов качения колес, но и высоким кинематическим рассогласованием в его приводе. Такое рассогласование приводит также к неравномерному распределению крутящих моментов между мостами трактора.

Разности касательных сил тяги левых и правых колес мостов, непосредственно связанных с крутящими моментами на них, вызывают дополнительные моменты сопротивления повороту, что значительно ухудшает условия движения и увеличивает отклонение МТА от желаемой траектории движения [19].

На рисунке 4 приведены экспериментальные зависимости крутящих моментов на колесах трактора от углов поворота внутренних управляемых колес при входе в поворот комбинированного МТА, составленного по схеме КРШ-8,1 + НП-5,4 + ЛТЗ-155 + ССТ-18, способом III при синхронном повороте колес в одну сторону относительно остова трактора при скоростях движения $v = 0,68 \text{ м/с}$ и $v = 1,37 \text{ м/с}$ при выполнении кругового беспетлевого поворота.

С увеличением скорости движения с $v = 0,68 \text{ м/с}$ до $v = 1,37 \text{ м/с}$ суммарная величина крутящего момента на колесах трактора возрастает на 12–15% (при повороте способом II – на 20%), а при изменении угла поворота направляющих колес при $v = 0,68 \text{ м/с}$ – на 16% и $v = 1,37 \text{ м/с}$ – на 18% (при повороте способом II – до 30%).

С увеличением угла поворота колес крутящие моменты мостов равномерно распределялись по колесам.

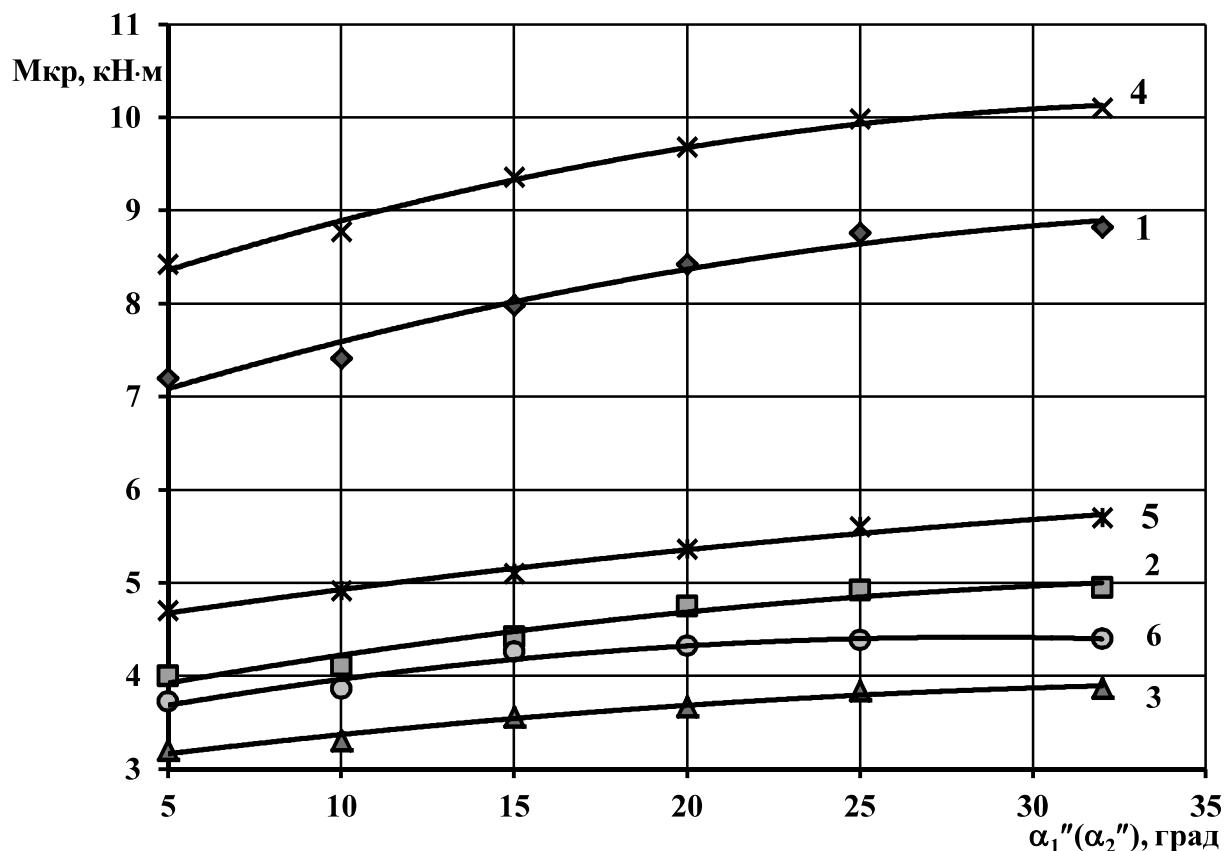


Рис. 4. Зависимости крутящих моментов на колесах трактора в составе комбинированного МТА от углов поворота внутренних управляемых колес при повороте способом III:
 1, 2, 3 – $v = 0,68 \text{ м/с}$; 4, 5, 6 – $v = 1,37 \text{ м/с}$; 1, 4 – суммарный момент на колесах;
 2, 5 – суммарный момент на передних колесах; 3, 6 – суммарный момент на задних колесах

Величина крутящего момента, приходящегося на передний мост, при $v = 0,68 \text{ м/с}$ и при $v = 1,37 \text{ м/с}$ в среднем в 1,26 раза выше, чем величина крутящего момента, приходящегося на задний мост (при повороте способом II при $v = 0,68 \text{ м/с}$ – в 1,8 раза, а при $v = 1,37 \text{ м/с}$ – в 1,7 раза).

Максимальных значений крутящие моменты достигают в конце участка входа в поворот – начале участка установившегося движения, где при $v = 0,68 \text{ м/с}$ $M_{kp} = 8,82 \text{ кН}\cdot\text{м}$, при $v = 1,37 \text{ м/с}$ $M_{kp} = 11,8 \text{ кН}\cdot\text{м}$. В сравнении со значениями при повороте способом I снижение составило соответственно 32 и 28%, а со значениями при повороте способом II – 24 и 23%.

Графики зависимостей средних значений крутящих моментов от скорости движения при установившемся режиме поворота комбинированного МТА для всех рассматриваемых способов поворота подтверждают эффективность применения комбинированного способа движения на поворотной полосе (рис. 5).

Средние значения крутящих моментов на участке установившегося поворота несколько ниже, чем максимальные на участке входа в поворот, ввиду стабилизации режима движения по всем способам.

Во всем диапазоне изменения рабочих скоростей средние значения крутящих моментов при повороте способом III на участке установившегося поворота на 17–21% и на 6–9% ниже в сравнении с поворотами способами I и II. При этом крутящие моменты изменяются более плавно, снижаются амплитуды их колебаний.

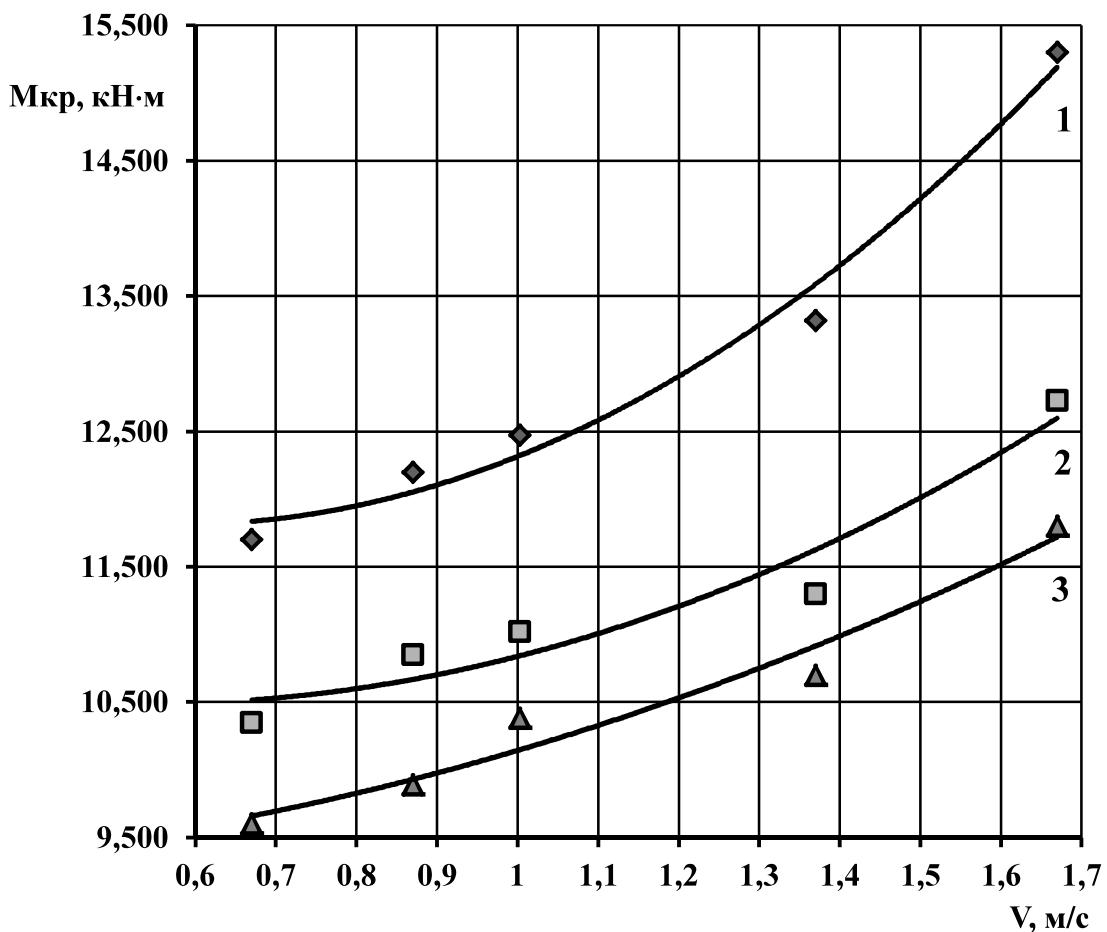


Рис. 5. Зависимости крутящих моментов на колесах трактора в составе комбинированного МТА от скорости движения:
1 – способ поворота I; 2 – способ поворота II; 3 – способ поворота III

Улучшение динамических характеристик при повороте способом III обусловлено тем, что при входе в поворот повышаются тягово-цепные свойства колес с почвой и уменьшаются силы сопротивления качению; снижается буксование движителей за счет более равномерного распределения нормальных нагрузок по колесам трактора, находящихся практически в равных условиях качения; инерционные и боковые силы имеют более низкие значения и, следовательно, боковое скольжение МТА незначительное; воздействие микропрофиля опорной поверхности на колеса трактора более щадящее; практически отсутствует траекторное кинематическое несоответствие в приводе ведущих колес. Моменты сопротивления повороту от разности касательных сил тяги колес мостов при этом имеют низкие значения, так как обусловлены в основном лишь разностью динамических радиусов качения ведущих колес. МТА плавно выходит на участок установившегося поворота, совершая более равномерный поворот, чему способствует снижение амплитуд колебаний крутящих моментов, с радиусом кривизны, близким к теоретическому.

Установлено также, что суммарная величина крутящего момента и его распределение по ведущим колесам практически не зависят от типа шин и давления воздуха в них.

При исследовании энергетики тяговой машины часто бывает важно выявить перераспределение энергозатрат, приводящих к дополнительным расходам энергии в системе ведущих мостов. Их величина может быть обусловлена ростом частоты вращения

движителей в силу потери сцепления, динамическим воздействием микропрофиля опорной поверхности на колеса, изменением крутящих моментов, а также их взаимосвязанным влиянием [8].

Для полной оценки управляемости МТА при совершении поворота на поворотной полосе проведен энергетический анализ его работы. Расчет затрат энергии на единицу пути (рис. 6) проведен для исследуемых способов поворота комбинированного МТА [5].

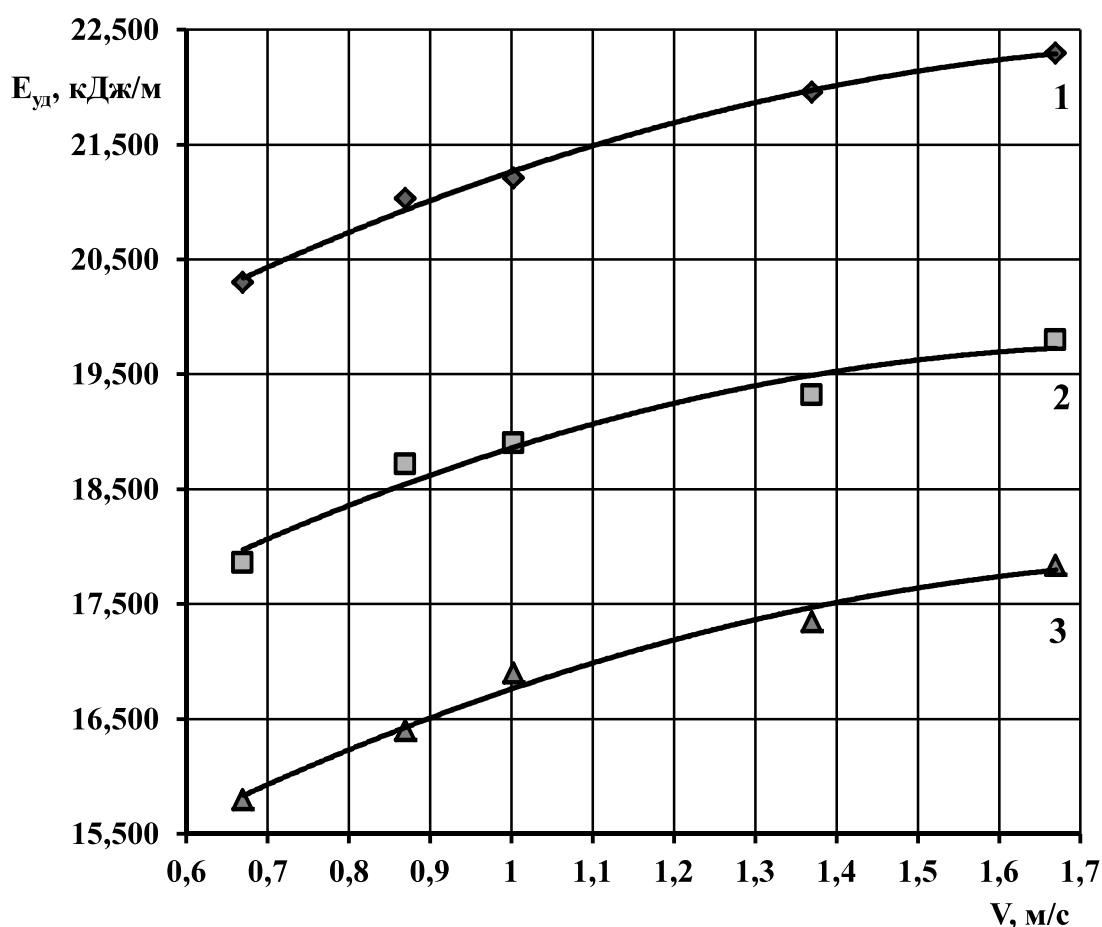


Рис. 6. Зависимости энергозатрат на передвижение трактора в составе комбинированного МТА от скорости движения:
1 – способ поворота I; 2 – способ поворота II; 3 – способ поворота III

Сравнительный анализ показал, что реализация комбинированного способа поворота позволяет снизить энергозатраты на передвижение МТА в сравнении с поворотами способами I и II соответственно на 20–22% и 10–13% за счет стабилизации крутящих моментов на колесах трактора, а также снижения при этом их буксования и момента сопротивления повороту путем более равномерного перераспределения касательных сил тяги по движителям. Полученные результаты позволяют сделать вывод о лучшей управляемости МТА при криволинейном движении при повороте способом III.

Для сравнения: в тех же диапазонах скорости движения по выполнению технологической операции культивации и посева значения $E_{уд}$ изменяются в пределах 35–36,5 кДж/м [5], что также подтверждает вывод о динамичности и энергоемкости процесса криволинейного движения МТА.

Таким образом, для улучшения управляемости и повышения устойчивости, снижения динамической нагруженности при криволинейном движении как универсально-пропашного интегральной схемы со всеми ведущими и управляемыми колесами трактора, так и навесного комбинированного агрегата на его базе наиболее эффективным является движение по предложенному способу поворота.

Библиографический список

1. Барский И.Б. Динамика тракторов / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – Москва : Машиностроение, 1973. – 280 с.
2. Беляев А.Н. Определение касательных сил тяги при повороте трактора со всеми управляемыми колесами / А.Н. Беляев, В.В. Свистов, Т.В. Тришина // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2017. – № 1 (52). – С. 145–153.
3. Беляев А.Н. Определение сил при повороте трактора / А.Н. Беляев // Техника в сельском хозяйстве. – 2012. – № 4. – С. 22–23.
4. Беляев А.Н. Определение сил при повороте трактора со всеми управляемыми колесами / А.Н. Беляев, В.В. Свистов, Т.В. Тришина // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2016. – № 3 (50). – С. 132–140.
5. Беляев А.Н. Улучшение характеристик криволинейного движения комбинированного МТА на базе колесного трактора класса 2 ЛТЗ применением упруго-демпфирующего привода колес : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А.Н. Беляев. – Воронеж, 1995. – 217 с.
6. Донцов И.Е. Устойчивость движения МТА с орудиями фронтальной или задней навески / И.Е. Донцов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 9. – С. 31–34.
7. Донцов И.Е. Устойчивость движения комбинированных МТА с фронтальными и задними навесными орудиями / И.Е. Донцов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 12. – С. 20–22.
8. Гольдман В.Т. Исследование энергетики трактора при движении по криволинейной траектории : автореф. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В.Т. Гольдман. – Казань, 1971. – 25 с.
9. Кабаков Н.С. Трактор ЛТЗ-155 для возделывания пропашных культур / Н.С. Кабаков, А.Г. Пономарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 1. – С. 7–9.
10. Козлов Д.Г. О движении универсально-пропашного трактора со всеми управляемыми колесами на поворотной полосе поля / Д.Г. Козлов // Аграрный научный журнал. – 2016. – № 1. – С. 51–55.
11. Козлов Д.Г. Снижение динамической нагруженности почвы при криволинейном движении комбинированного МТА на базе трактора тягового класса 2 : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Д.Г. Козлов. – Миасск-Наукоград, 2013. – 146 с.
12. Козлов Д.Г. Совершенствование системы рулевого управления транспортным средством / Д.Г. Козлов // Вестник Орловского государственного аграрного университета. – 2015. – № 2 (53). – С. 45–50.
13. Кринко М.С. Влияние разности касательных сил тяги ведущих колес на управляемость / М.С. Кринко // Труды ЦНИИ механизации и электрификации сельского хозяйства Нечерноземной зоны СССР. – 1964. – Вып. 3. – С. 205–214.
14. Надыкто В.Т. Перспективное направление создания комбинированных широкозахватных МТА / В.Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 3. – С. 26–30.
15. Обоснование параметров и конструкции универсально-пропашного трактора повышенной эффективности / К.Н. Виноградов и др. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1978. – 164 с.

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

16. Пат. 2164211 Российская Федерация, МПК B62D 7/14 (2000.01). Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колесами / А.Н. Беляев, О.И. Поливаев, Е.М. Попов, Д.А. Глаголев ; заявитель и патентообладатель Воронежский ГАУ. – № 99111541/28 ; заявл. 01.06.1999 ; опубл. 20.03.2001, Бюл. № 8. – 5 с.
17. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – Москва : Машиностроение, 1990. – 352 с.
18. Соловей В.Е. Комбинированные агрегаты / В.Е. Соловей, О.А. Маховецкий, Е.К. Черногор // Сахарная свекла. – 1984. – № 5. – С. 21–22.
19. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов и др. – Москва : Машиностроение, 1988. – 376 с.
20. Трояновская И.П. Взаимодействие колесного движителя с грунтом на повороте с точки зрения механики / И.П. Трояновская // Тракторы и с.-х. машины. – 2011. – № 3. – С. 29–35.
21. Трояновская И.П. Механика криволинейного движения тракторных агрегатов : монография / И.П. Трояновская. – Челябинск : ЧГАУ, 2009. – 152 с.
22. Трояновская И.П. Ошибки при описании силового взаимодействия колеса с грунтом на повороте / И.П. Трояновская // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 8. – С. 17–19.
23. Field R.V. Modeling of dynamic forces of a tractor in the MATLAB-simulink program environment / R.V. Field, E.J. Hurtado. – New York : Society of Automotive Engineers, 2003. – 112 p.
24. Itoh H. Numerical simulation of a 4WD–4WS tractor turning in a rice field / H. Itoh, A. Oida, M. Yamazaki // Journal of Terramechanics. – 1999. – Vol. 36, No. 2. – Pp. 91–115. DOI: 10.1016/S0022-4898(98)00037-8.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ Принадлежность к организации

Анатолий Иванович Завражнов – доктор технических наук, академик РАН, главный научный сотрудник, профессор кафедры технологических процессов и техносферной безопасности ФГБОУ ВО «Мичуринский государственный аграрный университет», Россия, Тамбовская область, г. Мичуринск, e-mail: aiz@mgau.ru.

Владимир Иванович Оробинский – доктор сельскохозяйственных наук, профессор, зав. кафедрой сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей, декан агроинженерного факультета ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: main@agroeng.vsau.ru.

Александр Николаевич Беляев – кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой прикладной механики, проректор по заочному и дополнительному образованию ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru.

Николай Владимирович Михеев – кандидат технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и основ конструирования ФГБОУ ВО «Мичуринский государственный аграрный университет», Россия, Тамбовская область, г. Мичуринск, e-mail: mikheyev@mgau.ru.

Татьяна Владимировна Тришина – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: tata344@rambler.ru.

Дата поступления в редакцию 18.04.2019

Дата принятия к печати 15.05.2019

AUTHOR CREDENTIALS Affiliations

Anatoly I. Zavrazhnov, Doctor of Engineering Sciences, Academician of RAS, Chief Researcher, Professor, the Dept. of Technological Processes and Technosphere Safety, Michurinsk State Agrarian University, Russia, Tambov Oblast, Michurinsk, e-mail: aiz@mgau.ru.

Vladimir I. Orobinsky, Doctor of Agricultural Sciences, Professor, Head of the Dept. of Agricultural Machinery, Tractors and Cars, Dean of the Faculty of Rural Engineering, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: main@agroeng.vsau.ru.

Alexander N. Belyaev, Candidate of Engineering Sciences, Docent, Head of the Dept. of Applied Mechanics, Vice Rector for the Correspondence and Additional Education, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru.

Nikolay V. Mikheyev, Candidate of Engineering Sciences, Professor, the Dept. of Transport and Technological Machines and Principles of Design, Michurinsk State Agrarian University, Russia, Tambov Oblast, Michurinsk, e-mail: mikheyev@mgau.ru.

Tatyana V. Trishina, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: tata344@rambler.ru.

Received April 18, 2019

Accepted May 15, 2019