

ной академии. – 2013. – № 3. – С. 18-23.

7. Ларюшин, Н.П. Обоснование конструктивно-режимных параметров ботвоудаляющего устройства при лабораторных исследованиях / Н.П. Ларюшин, А.М. Ларюшин, Д.И. Фролов // Нива Поволжья. – 2008. – № 2 (7). – С. 46-51.

8. Фролов, Д.И. Моделирование процесса удаления ботвы лука рабочим органом ботвоудаляющей машины / Д.И. Фролов, А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова // Известия Самарской ГСХА. – 2014. – № 3. – С. 29-33.

9. Фролов, Д.И. Обоснование рациональных параметров ботвоудаляющей машины на посевах лука / Д.И. Фролов, С.В. Чекайкин // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс: Периодическое научное издание. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. технол. ун-та. – 2014. – № 06(22). – С. 159-162.

10. Ларюшин, А.М. Совершенствование технологии уборки лука / А.М. Ларюшин, Н.П. Ларюшин, Д.И. Фролов // Труды международного форума по проблемам науки, техники и образования. – М.: Академия наук о Земле, 2007. – С. 17–18.

УДК 631.316

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ДВИЖУЩЕЙ СИЛЫ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА В РЕЗУЛЬТАТЕ ПРИМЕНЕНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ-РЫХЛИТЕЛЕЙ

Мингалимов Руслан Рустамович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тракторы и автомобили»

Мусин Рамиль Магданович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тракторы и автомобили»

ФГБОУ ВПО «Самарская ГСХА»

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная. 8а;

тел.: 8(84663)46-3-46, e-mail: e-mail: mrr63@mail.ru

Ключевые слова: агрегат, энергоёмкость, движущая сила, движитель-рыхлитель, конструктивно-технологические и эксплуатационные параметры.

Анализ результатов научных исследований и опыта передовой практики по эксплуатации машинно-тракторных агрегатов (МТА) позволяет заключить, что одной из наиболее важных проблем в механизации сельскохозяйственного производства является снижение энергоёмкости почвообрабатывающих агрегатов.

В статье на основе теоретических исследований разработана функциональная зависимость взаимодействия движителя-рыхлителя с почвой, позволяющая обосновать оптимальные конструктивно-технологические и эксплуатационные параметры предлагаемого технического средства, обеспечивающего снижение энергоёмкости работы культиваторного агрегата. Определены целесообразность и актуальность применения движителей-рыхлителей на культиваторном агрегате.

Введение

Важнейшей задачей сельскохозяйственного производства в современных условиях является обеспечение дальнейшего роста производительности труда при выполнении всех операций по возделыванию

сельскохозяйственных культур с сохранением высокого качества выполнения работ. Задача эта успешно выполняется. Созданы и получили повсеместное распространение скоростные широкозахватные сельскохозяйственные машины, приводимые в дви-

жение энергонасыщенными тракторами [1, 2]. Разработаны и применяются машины с комбинированными рабочими органами, выполняющие за один проход несколько технологических операций. Продолжается проектирование новых, ещё более мощных скоростных тракторов и комплексов машин к ним.

Одним из главных путей снижения энергоёмкости обработки почвы является уменьшение сил сопротивления передвижению почвообрабатывающих агрегатов и тягового сопротивления посредством изменения значений структурных элементов «вредных» сил реакций почвы. Применение активного привода опорных колёс машинно-тракторных агрегатов (МТА) позволяет перераспределить места приложения движущей силы и тем самым снизить массу энергетической установки [3 - 10]. При взаимодействии ведущего опорного колеса сельскохозяйственной машины (СХМ) с почвой «вредное» сопротивление реакции почвы на перекачивание преобразуется в дополнительную движущую силу и полезную силу рыхления почвы по следу трактора [11].

Анализ исследований по использованию тракторов в сельском хозяйстве свидетельствует о том, что средняя загрузка по мощности двигателей колёсных тракторов составляет 45...50 %, остальную мощность двигателя колёсный трактор расходует на деформацию почвы и буксование, т.е. большая часть энергии затрачивается неэффективно [12]. В связи с широким использованием тракторов в селекционных предприятиях возникла необходимость проведения теоретических исследований движителей-рыхлителей МТА (на базе трактора Т-25А и культиватора КРН-4,2) с целью обоснования и выбора конструктивных параметров и режимов работы рыхлителей, способных повысить эффективность агрегата.

Для обеспечения максимального эффекта от применения движителей-рыхлителей необходимо исследовать процесс взаимодействия с почвой предлагаемых устройств и оптимизировать их конструктивно-технологические и эксплуатационные параметры.

Цель исследования - оценить целесообразность применения движителей-рыхлителей на культиваторном агрегате и обосновать их конструктивно-технологические и эксплуатационные параметры.

Рабочая гипотеза снижения энергоёмкости технологического процесса культиваторного агрегата основана на реализации функциональных возможностей аналитической модели работы экспериментального движителя-рыхлителя.

Конструкторско-технологический анализ движителей-рыхлителей. Возможности создания дополнительной движущей силы культиваторного агрегата (КА) могут быть реализованы в большей мере в случае использования опорных колёс культиватора, снабженных почвозацепами с оптимальными конструктивно-технологическими параметрами [13, 14]. Оптимизация параметров почвозацепов, прежде всего, целесообразна из-за снижения энергоёмкости культиваторного агрегата.

Поскольку КА имеет функции почвообрабатывающего орудия, то целесообразно почвозацепы наделять и технологическими функциями – рыхлением почвы, например, дна колеи по следу трактора.

Технологическая и энергетическая эффективность применения движителя-рыхлителя может быть повышена в результате подбора необходимого места его внедрения в почву, длины и угла расположения почвозацепа-рыхлителя в момент взаимодействия его с дном колеи по следу тракторного колеса.

На практике встречаются движители-рыхлители с эксцентриковыми механизмами. Однако известные эксцентрики кривошипного типа не обеспечивают возможности одновременного регулирования величины выхода рыхлителя за опорную поверхность и изменения угла его наклона к радиусу движителя [15].

Этот недостаток устранен у предложенного нами технического устройства [16], содержащего два концентрических барабана (рис. 1). Барабан, расположенный внутри круглого движителя, имеет возможности плоско-линейного смещения Δx_b и Δz_b от-

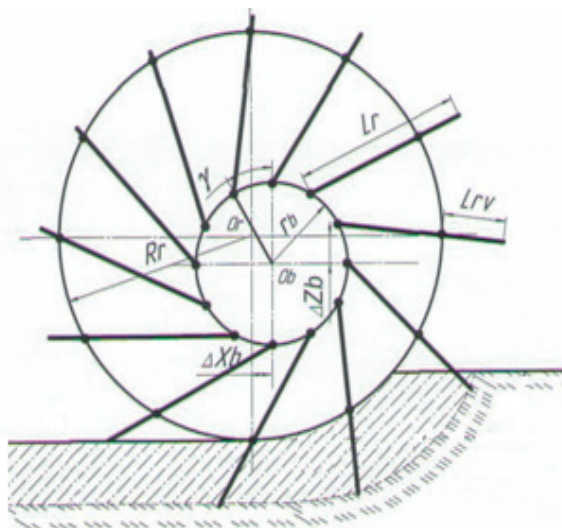


Рис. 1 - К разработке структурной модели движителя-рыхлителя

носителю центра O_r внешнего барабана и поворота вокруг своей оси (в точке O_b) в пределах угла регулировки γ .

Предлагаемый движитель-рыхлитель по принципу работы относится к активным ротационным рабочим органам. Одной из специфических особенностей активных ротационных рабочих органов является возможность изменения режима их перемещения по обрабатываемому почвенному слою (рис. 2).

Из анализа траекторий движения отдельных точек, принадлежащих внешним поверхностям движителя и эксцентрикового барабана, при различных значениях коэффициента кинематического несоответствия Kb ($Kb < 1$ - притормаживание; $Kb = 1$ - «чистое» качение; $Kb > 1$ - буксование; $Kb \gg 1$ - значительное буксование) следует, что на уровне линий C горизонтальные

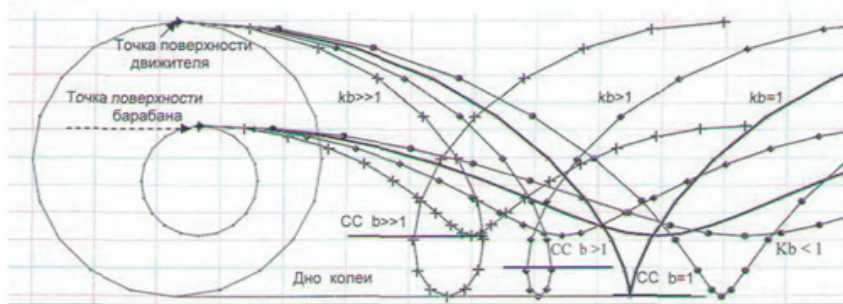


Рис. 2 – Варианты кинематических режимов работы движителя-рыхлителя с барабанным эксцентриком

составляющие скорости движения точек опорной поверхности движителя меняют свое направление и под линией C направлены против направления движения агрегата.

Отмеченные изменения скорости точек опорной поверхности движителя определяются конструктивными размерами его основных элементов и характером их кинематического взаимодействия.

Экспериментальными исследованиями в лабораторных и эксплуатационных условиях модернизированного культиватора КРН-4,2 с движителями-рыхлителями в агрегате с трактором Т-25А определены следующие интервалы основных конструктивных параметров [11, 16]:

- радиус рыхлителя $R_r = 0,2...0,26$ м;
- ширина обода движителя $B_k = 0,1...0,14$ м;
- максимальный выход рыхлителя $L_{rv} = 0,05...0,08$ м;
- количество рыхлителей $n = 20...40$ шт.

В результате исследований экспериментальной установки в почвенном канале выявлено, что максимальная касательная сила тяги движителя-рыхлителя возникает при угле установки эксцентрикового барабана $\gamma = 7...9^\circ$ и угловой скорости колеса $\omega = 1,9...2,1$ с⁻¹ [11].

На форму траекторий отдельных точек барабана также оказывает влияние коэффициент скольжения движителя. Для точек, у которых отсутствуют признаки качения с буксованием, характерно, что минимальные значения их аппликат не совпадают с минимальными значениями аппликат соответствующих точек движителя.

Из этого следует, что за один оборот движителя расстояние между каждыми соответствующими точками изменится от минимального значения до максимального. Это подтверждает графическая интерпретация изменений длины внутренней части рыхлителя за один оборот движителя (рис. 3).

Таким образом, длина

рыхлителя L_r равна максимально-му ее значению внутри движителя, сложенной с величиной страхового выступа над внешней поверхностью движителя.

Теоретический анализ процесса образования движущей силы эксцентрикового механизма движителя-рыхлителя. Траектории перемещения выступающих над внешней поверхностью движителя рыхлителей характеризуют процесс формирования движущей силы механизма в целом (рис. 4).

Анализ траекторий движения рыхлителя (рис. 4) показывает, что наличие эксцентрикового барабана и его соответствующая позиция внутри движителя позволяют обеспечить оптимальное расположение рыхлителя в момент внедрения в почву и затем, в максимально заглубленном состоянии на коротком отрезке пути, сместиться назад, создать импульс движущей силы и после взрыхления почвы покинуть почвенный пласт.

Данный вывод подтверждают закономерности изменения модуля, а также продольных и вертикальных составляющих скорости движения рыхлителя (рис. 5).

Из анализа закономерностей изменения результирующей и структурных составляющих скорости движения рыхлителя следует, что рыхлитель экспериментального дополнительного движителя в процессе взаимодействия с почвой надежно цепляется за колею тракторного следа и интенсивно смещается назад, образуя движущую силу.

Функциональная взаимосвязь конструктивных и технологических параметров экспериментального движителя-рыхлителя может быть представлена системой уравнений:

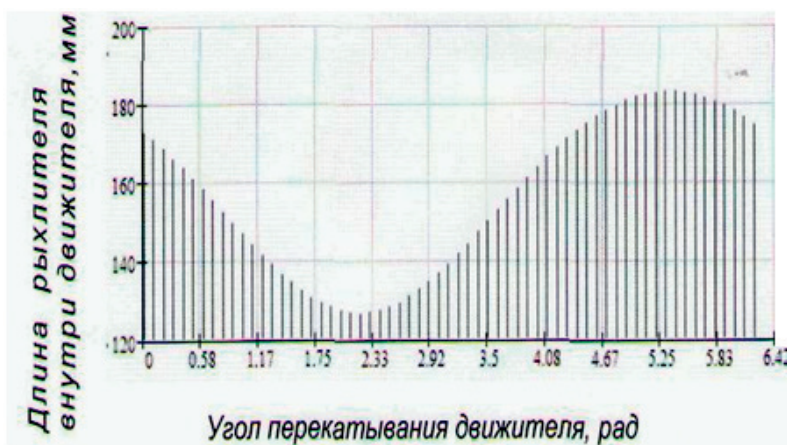


Рис. 3 – Графическая интерпретация изменений длины внутренней части рыхлителя за один оборот движителя

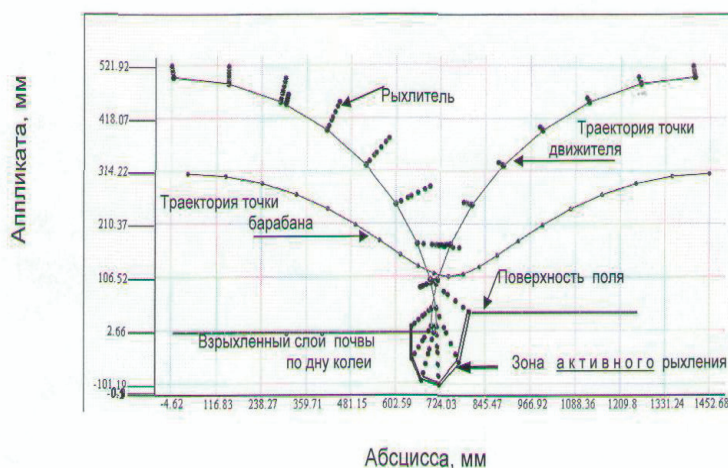


Рис. 4 – Траектории движения рыхлителей, выступающих над внешней поверхностью движителя



Рис. 5 – Закономерности изменения структурных составляющих и результирующей скорости движения рыхлителя

$$\left\{ \begin{array}{l} Rk = f_{Rk}(x_{1Rk}, x_{2Rk}, x_{3Rk}, x_{4Rk}, x_{5Rk}, x_{6Rk}) \\ rb = f_{rb}(x_{1rb}, x_{2rb}, x_{3rb}, x_{4rb}, x_{5rb}, x_{6rb}) \\ \Delta xb = f_{\Delta xb}(x_{1\Delta xb}, x_{2\Delta xb}, x_{3\Delta xb}, x_{4\Delta xb}, x_{5\Delta xb}, x_{6\Delta xb}) \\ \Delta zb = f_{\Delta zb}(x_{1\Delta zb}, x_{2\Delta zb}, x_{3\Delta zb}, x_{4\Delta zb}, x_{5\Delta zb}, x_{6\Delta zb}) \\ Lr = f_{Lr}(x_{1Lr}, x_{2Lr}, x_{3Lr}, x_{4Lr}, x_{5Lr}, x_{6Lr}) \\ \gamma = f_{\alpha r}(x_{1\alpha r}, x_{2\alpha r}, x_{3\alpha r}, x_{4\alpha r}, x_{5\alpha r}, x_{6\alpha r}) \\ Bk = f_{Bk}(x_{1Bk}, x_{2Bk}, x_{3Bk}, x_{4Bk}, x_{5Bk}, x_{6Bk}), \end{array} \right.$$

где R_k – радиус движителя, м; rb – радиус барабана, м; Δxb – смещение по оси x , м; Δzb – смещение по оси z , м; Lr – длина рыхлителя, м; γ – угол регулирования, град.; Bk – ширина движителя, м; $x_{1(Rk...Bk)}$ – твердость почвы, Па; $x_{2(Rk...Bk)}$ – крутящий момент, Н×м; $x_{3(Rk...Bk)}$ – технологический просвет сельскохозяйственной машины, м; $x_{4(Rk...Bk)}$ – скорость движения КА, м/с; $x_{5(Rk...Bk)}$ – радиус барабана, м; $x_{6(Rk...Bk)}$ – коэффициент буксования движителя.

Модель функционирования экспериментального движителя-рыхлителя в сочетании с методикой многофакторной оптимизации конструктивно-технологических параметров позволяет решить функцию цели, определяющую взаимосвязь тягово-динамических показателей:

$$P_{ТАК} - P_{ТАЭ} = \Delta P_{ТАЭ} \Rightarrow \max; P_{ТАЭ} = P_{ТТ} + P_{ТД}; \\ dP_{ТЯГ.А.} = dG \cdot f_{ПК} + dG \cdot f_{БК} + dP_{ТД};$$

где $P_{ТАК}$ – сила тяги классического агрегата, Н; $P_{ТАЭ}$ – сила тяги экспериментального агрегата, Н; $P_{ТТ}$ – движущая сила на ведущих колёсах трактора, Н; $P_{ТД}$ – движущая сила на движителях-рыхлителях, Н; $P_{ТЯГ.А.}$ – сила тяги на крюке, Н; G – вес трактора, Н; $f_{ПК}$ – коэффициент перекачивания передних колёс трактора; $f_{БК}$ – коэффициент перекачивания задних колёс трактора.

Результаты исследований

Результаты лабораторных исследований экспериментального движителя-рыхлителя в почвенном канале (рис. 6) позволили определить рациональные конструктивные размеры основных рабочих органов. При равных условиях с уменьшением числа рыхлителей энергозатраты возрастают, так как увеличение их угловой скорости вызывает

пропорциональный рост и скорости резания. С увеличением угла установки эксцентрика происходит увеличение движущей силы до некоторого его значения. Максимальная касательная сила соответствует углу установки эксцентрика $\gamma_{\text{уст}} = 7...9^\circ$. Это связано с уменьшением буксования благодаря внедрению рыхлителей в зоне буксования, что способствует увеличению зоны сцепления движителя-рыхлителя с почвой. При дальнейшем увеличении зоны сцепления происходит уменьшение касательной силы и увеличение сопротивления качению колеса.

Сравнительные эксплуатационные исследования культиваторного агрегата (Т-25А + КРН-4,2) в серийном и экспериментальном (с движителями-рыхлителями) вариантах (рис. 7) характеризуют эффективность предлагаемой модернизации.

Из графиков (рис. 7) видно, что максимальному значению тягового коэффициента полезного действия агрегатов соответствует минимум кривой погектарного расхода топлива, который для КА с движителями-рыхлителями равен 2,2 кг/га. Погектарный расход топлива на оптимальном режиме работы у экспериментального КА меньше, чем у КА без движителей-рыхлителей на 0,4 кг/га.

Буксование у культиваторного агрегата с движителями-рыхлителями очень мало и не превышает 6 %, а у культиваторного агрегата без движителей-рыхлителей достигает 23 %.

Для комплексной оценки степени совершенства экспериментальной установки была проведена агротехническая оценка её работы по следу опорных колёс в сравнении с серийным культиватором.

После прохода экспериментального агрегата по сравнению с КА, оснащённым серийным культиватором, фракционный состав почвы по следу опорного колеса улучшился. Глыбы размером более 100 мм были полностью измельчены, уменьшилась доля фракций с размером комков от 50 мм до 100 мм, увеличилось процентное содержание фракций с размером комков от 0 мм до

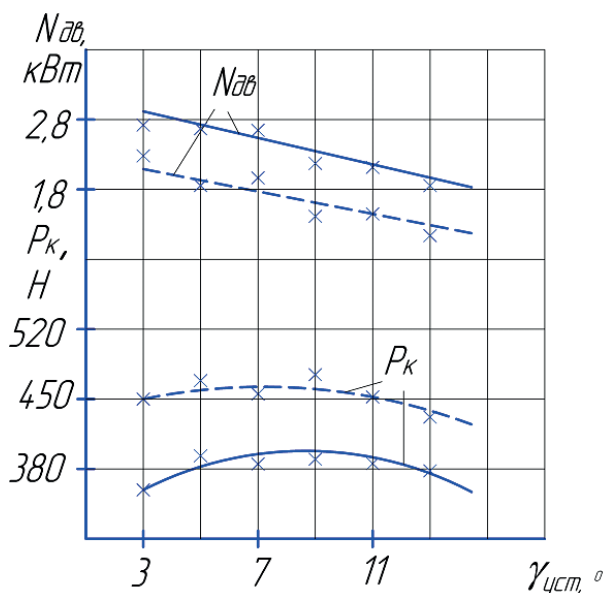


Рис. 6 – Изменение потребной мощности и касательной силы в зависимости от угла установки эксцентрика движителя-рыхлителя (при $r = 25$ см, $b = 12$ см, и $h_{\max} = 6$ см)

— при $p = 20$
 - - - - - при $p = 40$

50 мм. Степень крошения комков почвы по следу опорных колес, определяемая отношением массы частиц от 1 мм до 10 мм к общей массе пробы, после прохода экспериментального агрегата выше, чем у агрегата с навесным культиватором на 9,7 % и составляет 0,254.

Выводы

Разработанная модель взаимодействия движителя-рыхлителя с почвой позволила определить оптимальные конструктивно-технологические и эксплуатационные параметры предлагаемого технического средства с барабанным эксцентриком. Максимальная касательная сила тяги движителя-рыхлителя возникает при угле установки эксцентрикового барабана $g = 7...9^\circ$ и угловой скорости колеса $\omega = 1,9...2,1$ с⁻¹. В результате применения движителей-рыхлителей погектарный расход топлива при использовании экспериментального КА снижается на 0,4 кг/га по сравнению с КА без движителей-рыхлителей. Кроме того, экспериментальный КА улучшает фракционный состав почвы.

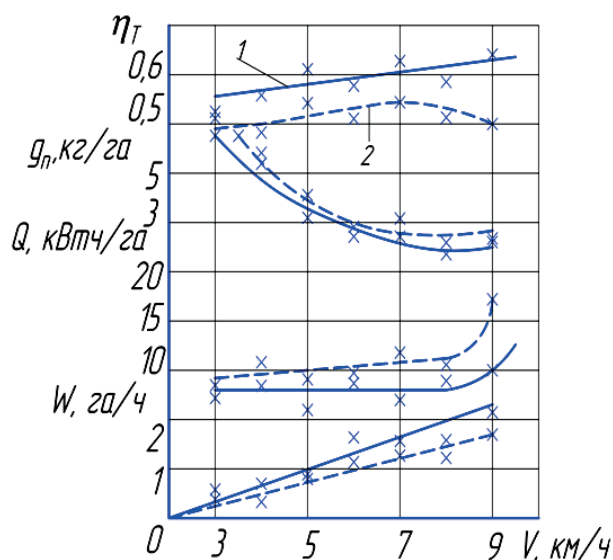


Рис. 7 – Зависимость удельных показателей от скорости движения агрегата

1 - экспериментальный агрегат;
 2 - серийный агрегат

Библиографический список

1. Кушнарев, А.С. Роль комбинированных и широкозахватных машин и агрегатов в уменьшении уплотняющего воздействия на почву / А.С. Кушнарев // Переуплотнение пахотных почв. М.: Наука, 1987. – С. 94-98.
2. Климанов, А.В. Повышение проходимости и тягово-сцепных свойств сельскохозяйственных тракторов. / А.В. Климанов. – Ульяновск, СХИ, 1981. – 93 с.
3. Акимов, А.П. Ротационные рабочие органы-двигатели / А.П. Акимов, В.И. Медведев. – М.: МГОУ, 2004. – 234 с.
4. Полетаев, Ф.А. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию / Ф.А. Полетаев. - М.: Машиностроение, 1971. – 68 с.
5. Кацыгин, В.В. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства. / В.В. Кацыгин и др. - Минск: Наука и техника, 1982. – 272 с.
6. Юшин, А.А. Пути снижения уплотнения почвы мобильными агрегатами. / А.А. Юшин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – № 4. – с. 17–20.
7. Вильде, А.А. Почвозащитные технологии и машины / А.А. Вильде // Тракторы и СХМ. – 1989. - № 5. – С. 15–17.

8. Петров, В.Г. МТА с активным приводом ходовых колес прицепной машины / В.Г. Петров // Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 7. – С. 26–28.
9. Фадеев, А.Ф. Анализ конструкций механизмов привода рабочих органов-двигателей. / А.Ф. Фадеев // Совершенствование конструкций сельскохозяйственной техники: Сб. науч. тр., Горький, 1984. – С. 6-9.
10. Яцук, Е.П. Ротационные почвообрабатывающие машины. / Е.П. Яцук, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1971. – 252 с.
11. Мингалимов, Р.Р. Результаты лабораторно-полевых исследований культиваторного агрегата с движителями-рыхлителями / Р.Р. Мингалимов, Р.М. Мусин, А.А. Гашенко // Известия ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». – Самара, 2008. – Вып. № 3. – С. 24-29.
12. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили / Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 2004. – 504 с.
13. Медведев, В.И. Энергетика машинных агрегатов с рабочими органами двигателями / В.И. Медведев. – Чебоксары: Чувашское кн. изд-во, 1972. – 180 с.
14. Завалишин, Ф.С. Вес и движущая сила агрегата. / Ф.С. Завалишин, В.И. Нагорнов, С.В. Рубцов // Сб. науч. тр. Воронежского СХИ. Т. 53. Воронеж, 1972. – С. 25–36.
15. Полетаев, Ф.А. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. / Ф.А. Полетаев. – М.: Машиностроение, 1971. – 68 с.
16. Патент №2319616 С1, МПК В60В15/12. Двигатель сельскохозяйственного агрегата / Р.Р. Мингалимов, Ю.В. Ларионов, Р.М. Мусин, А.А. Гашенко (РФ). – Опубл. 20.03.2008 г.