

Моделирование процесса переключения передач в коробках передач сельскохозяйственных тракторов

д.т.н. проф. Городецкий К.И.¹, Шуваев Д.Н.¹,
Алендеев Е.М.², Муратова С.К.³, Мельников А.Ю.⁴
¹Университет машиностроения, ²ОАО «НИИ стали»,
³ГБОУ СПО Политехнический техникум №2, ⁴ООО «Арк-Доджик
(495) 223-05-23, доб. 1527, kg1101@yandex.ru

Аннотация. Рассмотрены вопросы моделирования процесса переключения передач в коробках передач сельскохозяйственных тракторов и метод кусочно-бесступенчатого регулирования скорости тракторов, в основе которого лежит рациональный выбор достаточно небольшого диапазона корректорной характеристики двигателя, где мощность не уменьшается ниже номинальной и сохраняется топливная экономичность.

Ключевые слова: трактор, дизельный двигатель, коробка передач, внешняя скоростная характеристика двигателя, регулирование скорости движения.

В конструкциях современных сельскохозяйственных тракторов широкое распространение получили механические ступенчатые коробки передач (КП) с шестернями постоянного зацепления с использованием двух и более мокрых фрикционных муфт (ФМ) с гидropоджатием. К таким КП относятся зарубежные типа Powershift и упрощенные преселекторные. Как правило, в них основным средством управления переключением передач без разрыва потока мощности является изменение крутящих моментов включаемой и выключаемой муфт путем изменения давлений в их бустерах. В зависимости от кинематики в КП типа Powershift переключения передач могут производиться без разрыва потока мощности как внутри диапазонов, так и между диапазонами. В подобных трансмиссиях применены однопарные переключения внутри одного диапазона и двухпарные переключения, в которых задействуются четыре муфты (Full Powershift).

Процесс переключения передач в тракторных КП с разрывом потока мощности от двигателя и с различной степенью перекрытия передач подробно рассмотрен в работах [1 – 10]. Однако во всех этих работах не уделено внимание точности управления процессом переключения передач в КП с учетом внешней скоростной характеристики двигателя (ВСХ).

Рассмотрим наиболее простую кинематическую схему КП с однопарным переключением (рисунок 1). Схема включает две фрикционные муфты Φ_{K-1} и Φ_K с зубчатыми передачами с передаточными числами $i_{K-1} > i_K$ и два импульсных датчика оборотов T_1 и T_2 , установленных на первичном 1 и вторичном 2 валах КП. Датчики оборотов предназначены для получения точной информации о частотах вращения валов, что может быть использовано системой управления КП.

На рисунке 2 представлена физическая модель, облегчающая алгоритмизацию процесса переключения передач в КП трактора. Модель включает «весы» 1 крутящих моментов от буксующих фрикционных муфт и пружинный динамометр 2 со шкалой 3, по которой измеряется крутящий момент двигателя. Принимается, что чаши весов вместе с разной длины нерастяжимыми нитями, на которых они подвешены, имеют нулевую массу. Разная длина нитей весов обусловлена разными передаточными числами передач: длины нитей левой и правой чаш должны соотноситься, как i_{K-1}/i_K . Массам грузов на чашах весов соответствуют давления в бустерах муфт, т.е. моменты от фрикционных муфт на первичном валу. По положениям оснований чаш весов по вертикальной оси $M_{\text{втор}}$ можно определить момент на вторичном валу КП. Замыкание той или иной фрикционной муфты и выход на скорость, соответ-

ствующую ее передаточному отношению, произойдет при соприкосновении чаши данной муфты с опорной поверхностью, а срыв в буксование – при поднятии чаши от опорной поверхности.

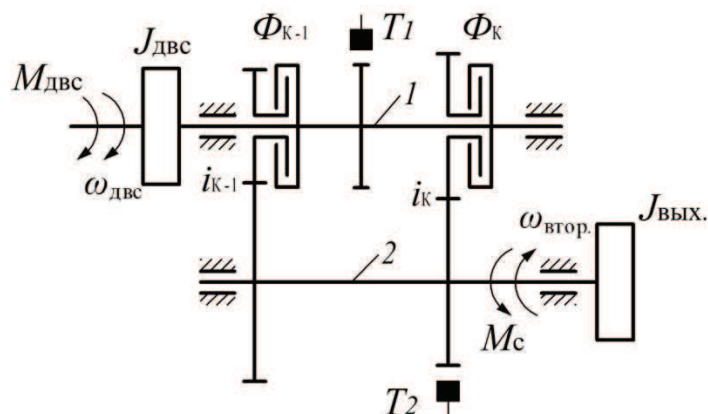


Рисунок 1. Кинематическая схема КП с мокрыми муфтами на первичном валу:

$M_{двс}$ – крутящий момент двигателя; $\omega_{двс}$ – угловая скорость вала двигателя; $J_{двс}$ – момент инерции двигателя, приведенный к первичному валу КП; $\Phi_{к-1}$, $\Phi_{к}$ – ФМ включения передач соответственно К-1 и К; M_c – момент сопротивления движению тракторного агрегата, приведенный к вторичному валу КП; $\omega_{втор.}$ – угловая скорость вторичного вала КП; $J_{вых.}$ – момент инерции тракторного агрегата, приведенный к вторичному валу КП; T_1 , T_2 – датчики частоты вращения первичного и вторичного валов КП

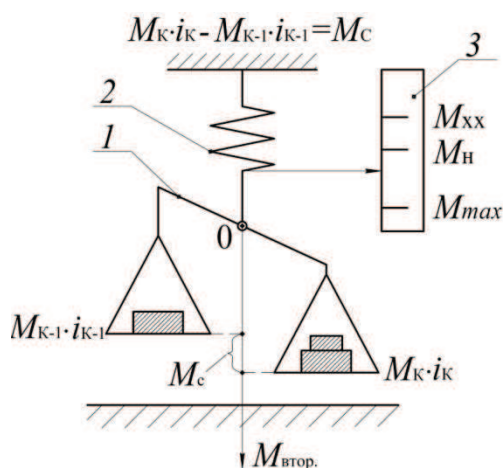


Рисунок 2. Физическая модель однопарного переключения передач в КП трактора

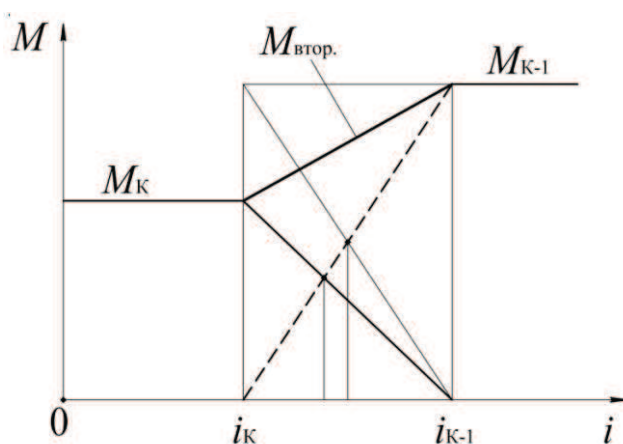


Рисунок 3. Изменение крутящих моментов на вторичном валу КП от обеих фрикционных муфт

Запишем уравнение моментов на вторичном валу от обеих фрикционных муфт, которые обеспечивали бы приведенный к тому же валу момент сопротивления:

$$M_c = \text{sign}(\Delta\omega_{к-1}) M_{к-1} i_{к-1} + \text{sign}(\Delta\omega_{к}) M_{к} i_{к} = \text{const}, \quad (1)$$

где: M_c – приведенный к вторичному валу КП момент сопротивления движению тракторного агрегата; $M_{к-1} i_{к-1}$, $M_{к} i_{к}$ – моменты от муфт низшей и высшей передач, приведенные к вторичному валу КП; $\text{sign}(\Delta\omega_{к-1})$, $\text{sign}(\Delta\omega_{к})$ – операторы, учитывающие знак относительных скоростей скольжения для определения знака моментов от муфт $\Phi_{к-1}$ и $\Phi_{к}$ в ходе переключения передач.

Изменение состояния процесса переключения передач в КП не возникнет при сохранении равенства (1). Для обеспечения процесса переключения передач необходимо увеличить давление в бустере включаемой фрикционной муфты, либо уменьшить – в выключаемой, либо проделать два данных действия одновременно. Процесс переключения будет продолжаться, пока включаемая фрикционная муфта не перестанет буксовать. Если в ходе этапа изменения скорости в бустер выключаемой муфты будет также подаваться давление, то в контуре

КП будет возникать циркуляция мощности. Баланс в соответствии с выражением (1), позволяющий избежать циркуляции мощности, возможен при уменьшении одного момента и увеличении другого. Точка равенства моментов фрикционных муфт на вторичном валу КП может быть определена с помощью рисунка 3, на котором по оси абсцисс отложены передаточные числа КП, а по оси ординат – крутящие моменты.

Время переключения передачи зависит от величины, на которую изменяется суммарный момент на вторичном валу КП, и влияет на ускорение или замедление трактора и, соответственно, на работу буксования фрикционных муфт.

Такое переключение первого уровня управления может сопровождаться циркуляцией мощности и имеет, по нашему мнению, достаточно грубый характер, так как осуществляется за счет изменения давлений в бустерах фрикционных муфт, которые определяют трение между их фрикционными дисками. Коэффициент трения не обладает стабильностью, диски муфты подвержены короблению, залипанию, влиянию трения в шлицах, также создающему нестабильность [7, 11 – 13].

Повышение качества переключения может быть достигнуто путем использования импульсных датчиков T_1 и T_2 частот вращения, что позволяет применить управление второго уровня, которое подразумевает использование данных о частотах вращения валов с указанных [4]. При этом частота импульсов с датчиков может в несколько раз превышать частоты вращения валов 1 и 2 (рисунок 1). Обязательным условием переключения передач без разрыва потока мощности является буксование обеих муфт [4]. Если одна из муфт не буксует, это означает, что включена передача, соответствующая этой муфте. В связи с этим работу системы управления в данном случае можно выстроить таким образом, чтобы в качестве параметра обратной связи в каждый момент времени переключения выступало фактическое передаточное число КП (рассчитанное по данным с датчиков), сравниваемое с передаточным числом включаемой передачи, или относительная скорость скольжения дисков включаемой муфты, сравниваемая с нулем.

Скорости вращения валов КП являются определяющим фактором для описанного алгоритма переключения передач и непосредственно зависят от особенностей характеристики двигателя.

Дизельные двигатели тракторов прежних лет имели практически линейную возрастающую ВСХ, достигавшую номинального режима, что позволило выделить некоторую рабочую область, в которой допускались небольшие отклонения крутящего момента и, следовательно, силы тяги на крюке трактора [14].

Современные дизельные двигатели и их характеристики существенно отличаются от ранее существующих тем, что имеют турбонаддув, электронное управление подачей топлива, аппараты топливоподачи с высокими параметрами впрыска и др.

Характеристики современных двигателей в табличной форме регулярно публикуются в интернете лабораторией испытаний тракторов Технического университета штата Небраска (США) [15]. Практически все новые модели тракторов, выпускаемые в мире, проходят стандартный цикл испытаний в лаборатории. К настоящему времени собран достаточно большой объем материалов, в частности касающихся современных ВСХ тракторных дизельных двигателей.

Применение имеющихся сведений в сочетании с техническими возможностями их реализации может обеспечить работу трактора в более выгодной области корректорной характеристики двигателя, исключив регуляторную ветвь [16].

Для ряда современных моделей двигателей в таблице 1 приведены их параметры, полученные путем пересчета данных испытаний:

- среднее эффективное давление P_e , отнесенное к рабочему объему V_l двигателя (литражу);
- мощность N_e и удельный расход топлива;
- частота вращения $n_{двс}$ коленчатого вала двигателя.

Данные испытаний современных моделей дизельных двигателей

№	Двигатель	N_e/V_l , кВт/л	P_e , МПа	$n_{двс}$, мин ⁻¹	Часовой расход топлива, отнесен- ный к V_l , л/(ч·л)	Удельный расход топлива	
						кг/(кВт·ч)	кВт·ч/л
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Buhler wersatile 2360, $V_l=14,039$ л	15,6	1,99	1400			
		18,5	1,84	1801	5	0,228	3,72
		16	1,36	2101	4,82	0,255	3,33
		13,8	1,16	2135	4,37	0,267	3,17
		10,5	0,87	2160	4,07	0,294	2,88
		7,1	0,58	2212	2,87	0,343	2,47
		3,6	0,29	2212	2,12	0,5	1,7
		0,6	0,05	2226	1,64	2,87	0,41
2	Case Steiger 535, $V_l=14,945$ л	23,7	2,01	1406			
		26,8	1,78	1801	7,44	0,233	3,6
		25,1	1,51	1998	7,15	0,239	3,51
		23,7	1,35	2101	7,03	0,249	3,37
		16,5	0,86	2153	5,45	0,295	2,84
		10,3	0,57	2152	4,21	0,343	2,44
		5,2	0,29	2174	2,5	0,403	2,08
		0,1	0,01	2177	1,36	11,303	0,07
3	Cat Challenger MT865B, $V_l=18,130$ л	18	1,73	1251			
		22,4	1,53	1751	6	0,225	3,73
		20,7	1,25	1981	5,76	0,235	3,59
		18,7	1,07	2100	5,42	0,244	3,46
		16,6	0,91	2191	5,21	0,264	3,19
		12,5	0,68	2200	4,39	0,295	2,85
		8,4	0,46	2200	3,57	0,259	2,34
		4,2	0,23	2200	2,67	0,54	1,56
0,1	0,01	2200	1,57	15,212	0,06		
4	Fendt 926 vario, дизель МАН, $V_l=6,871$ л	25,1	2,14	1405			
		29	1,83	1901	7,7	0,223	3,77
		28,6	1,69	2034	7,72	0,227	3,71
		26,3	1,4	2251	7,43	0,238	3,53
		22,9	1,19	2306	6,39	0,243	3,42
		17,4	0,89	2339	5,48	0,264	3,18
		11,8	0,6	2371	4,08	0,291	2,89
		6	0,3	2399	2,62	0,37	2,27
5	John Deere 8410, $V_l=8,134$ л	20,6	2,12	1400			
		24,8	1,21	2001	6,8	0,232	3,65
		21,7	0,96	2201	6,36	0,248	3,41
		18,9	0,82	2255	5,77	0,258	3,28
		14,2	0,61	2265	4,61	0,274	3,09
		9,6	0,41	2276	3,54	0,313	2,71
		4,8	0,2	2286	2,39	0,425	1,99
		0,2	0,01	2294	1,42	5,248	0,16
6	Massey Fergus- son 8480, Sisu diesel, $V_l=8,419$ л	16,5	1,65	1202			
		23,7	1,42	2002	6,94	0,244	3,42
		23,5	1,39	2035	6,96	0,247	3,38
		21,8	1,19	2200	6,9	0,263	3,16
		19,4	1,01	2304	6,77	0,29	2,87
		14,7	0,76	2316	5,24	298	2,79
		9,8	0,51	2328	3,75	0,319	2,61
		4,9	0,26	2342	2,38	0,403	2,07

№	Двигатель	N_e/V_l , кВт/л	P_e , МПа	$n_{двс}$, мин ⁻¹	Часовой расход топлива, отнесенный к V_l , л/(ч·л)	Удельный расход топлива	
						кг/(кВт·ч)	кВт·ч/л
1	2	3	4	5	6	7	8
7	New holland T9040 (TJ 430), Iveco diesel, $V_l=12,880$ л	27,3	2,33	1406			
		31	2,06	1801	8,6	0,233	3,6
		29	1,75	1998	8,28	0,239	3,51
		27,4	1,57	2101	8,13	0,249	3,37
		17,9	1	2153	6,03	0,295	2,84
		11,9	0,66	2152	4,87	0,343	2,44
		6	0,33	2174	289	0,403	2,08
		0,1	0,01	2177	1,58	11,303	0,07
8	White 8810, $V_l=8,268$ л	17,4	1,4	1498			
		20,6	1,12	2201	6,59	0,271	3,11
		17,9	0,95	2269	5,96	0,28	3
		13,7	0,72	2313	4,89	0,299	2,81
		9,3	0,48	2358	3,78	0,341	2,47
		4,8	0,24	2404	2,65	0,467	1,8
		0,2	0,01	2445	1,62	9,058	0,09

При этом затемненные строки в таблице 1 относятся к корректорным ветвям ВСХ двигателя, остальные – к регуляторным ветвям.

Из таблицы 1 видно, что более подробные данные получены для регуляторных ветвей характеристик, хотя работа на этих режимах не рекомендуется из-за низкой экономичности. Внимание, уделяемое рекомендуемым для работы корректорным характеристикам, явно недостаточно.

Одной из причин, требующих более подробного рассмотрения корректорных характеристик двигателя, является то, что помимо приводимых в цифровых форматах данных первоисточников в конце таблицы 1 дополнительно указаны максимальные крутящие моменты двигателя и соответствующие им частоты вращения коленчатого вала.

Исходя из этого, при более высоких частотах вращения двигателя подача топлива регулируется так, чтобы крутящий момент двигателя не превышал максимального значения. Это же следует из таблицы 1, где среднее эффективное давление P_e , пропорциональное крутящему моменту уменьшается на более высоких частотах вращения конкретных двигателей.

Среднее эффективное давление P_e является относительным показателем крутящего момента к рабочему объему и удобно при сравнении двигателей разных размерностей. Напряженность работы двигателя зависит от P_e и частоты вращения коленчатого вала, что влияет на его долговечность. Также из данных в таблице 1 видно, что расход топлива на корректорной ветви изменяется в незначительных пределах. Поэтому важной представляется возможность рассмотрения целесообразности использования диапазона регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя на его корректорной ветви для выбора числа передач в КП, основные показатели которой рассчитываются по формуле геометрического ряда [14, 16]:

$$q = \left(\frac{V_{max}}{V_1} \right)^{\frac{1}{p-1}},$$

где: q – знаменатель геометрической прогрессии; p – количество передач рабочего диапазона скоростей; V_1 и V_{max} – скорость трактора, соответственно, на первой и высшей передаче рабочего диапазона.

На рисунке 4 представлена ВСХ двигателя, построенная на основе данных, взятых из таблицы 1. График рисунка может также называться лучевым, но отличается с учетом сказанного тем, что построен по современным теоретическим характеристикам. Вертикальные линии показывают диапазон регулирования частоты вращения коленчатого вала, равный для большинства случаев 1,5 (от 1400 мин⁻¹ до 2100 мин⁻¹). Точно отметить этот диапазон не

представляется возможным, т.к. он охватывает данные восьми моделей двигателей, имеющих незначительно, но отличающиеся диапазоны. На правой вертикали отмечены минимальная V_{min} при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_{двс}=1000 \text{ мин}^{-1}$, максимальная V_{max} при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_{двс}=2100 \text{ мин}^{-1}$ и V_1, V_2, V_3, V_{p-1} – первая, вторая, третья и $(p-1)$ скорости движения трактора. Из лучевой диаграммы видно, что в некоторых случаях частота вращения двигателя при максимальном P_e может составлять 1200 мин^{-1} , а не 1400 мин^{-1} , как для большинства моделей. При этом ограничительным условием может стать условие сцепления движителей трактора с грунтом.

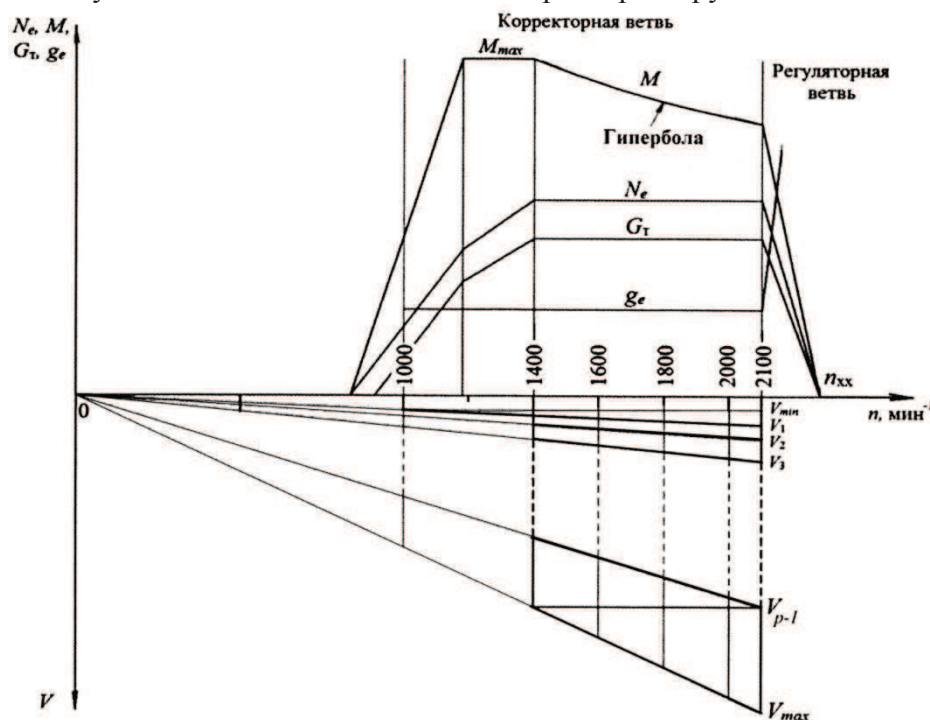


Рисунок 4. Пример соответствия теоретической ВСХ дизеля и трансмиссии трактора

Так, например, если число ступеней КП $p=8$ при знаменателе геометрической прогрессии $q=1,5$, соответствующем диапазону регулирования частоты вращения двигателя, то весь диапазон изменения скорости трактора будет 17,1 (при максимальной скорости равной 40 км/ч первая скорость будет 2,3 км/ч). Следовательно, при задействовании двигателя в управлении скоростью трактора возникает возможность ее бесступенчатого регулирования на всем диапазоне частот вращения двигателя, а применение управления второго уровня переключением передач в КП позволит получить его безразрывность при рациональных параметрах плавности и работы буксования муфт.

Реализация такого весьма привлекательного варианта возможна, если оператор задаст только скорость движения трактора, не связывая ее с какими-либо другими параметрами работы. Обработка заданной скорости движения должна выполняться системой управления КП по следующему алгоритму:

- включение соответствующих шестерен КП посредством управления давлениями во включаемой и выключаемой муфтах с одновременным управлением частотой вращения коленчатого вала двигателя, обеспечивающим безударное включение шестерен путем регулирования подачи топлива;
- установка частоты вращения коленчатого вала двигателя, обеспечивающей заданную скорость трактора.

Такая КП может быть отнесена к роботизированному типу, систему управления которой целесообразно автоматизировать.

Выводы

1. Предложены физическая модель процесса переключения передач в КП трактора и способ увеличения точности управления переключением передач за счет использования систе-

мой управления КП данных с датчиков частот вращения ее валов.

2. Согласование показателей двигателя и КП трактора необходимо выполнять на основе лучевой диаграммы, предложенной проф. Е.Д. Львовым, с учетом современных ВСХ тракторных двигателей, электронных средств управления и др.

Литература

1. Городецкий К.И., Аландеев Е.М., Тимофиевский А.А. Разгон тракторного агрегата и переключение передач с подключением фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №2. – С. 14-17.
2. Работа фрикционных муфт в тракторных коробках передач с неподвижными осями валов/ В.М. Шарипов, М.И. Дмитриев, А.С. Зенин, И.А. Маланин // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2013. – Т. 6. – № 10 (113). – С. 5, 6.
3. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности/ В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, М.И. Дмитриев и др. // Тракторы и сельхозмашины. 2012. – №5. – С. 19 – 23.
4. Аландеев Е.М. Однопарные переключения ступеней в коробках передач тракторов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – Т. 1. – №2 (20). – С. 87 – 92.
5. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2014. – № 5. – С. 50 – 69.
6. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes // SAE Technical Paper 2013-01-2894, 2013, doi:10.4271/2013-01-2894.
7. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов при переключении передач. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 122 с.
8. Определение параметров буксования фрикционных муфт для различных вариантов их установки в тракторных коробках передач при переключении передач без разрыва потока мощности/ В.М. Шарипов, М.И. Дмитриев, А.С. Зенин и др. // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 1. – № 1(15). – С. 241 – 248.
9. Работа сцепления в коробке передач при переключении без разрыва потока мощности/ В.М. Шарипов, М.И. Дмитриев, А.С. Зенин, Я.В. Савкин // Справочник. Инженерный журнал. – 2010. – № 11. – С. 8 – 15.
10. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт/ В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, М.И. Дмитриев и др. // Известия МГТУ «МАМИ». – 2012. – № 1 (13). – С. 12 – 21.
11. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
12. Сцепления транспортных и тяговых машин / И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галагин и др. Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
13. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 300 с.
14. Львов Е.А. Теория трактора. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
15. Nebraska Tractor Test Labarotiry. URL: <http://tractortestlab.unl.edu> (дата обращения – 12.02.2015).
16. Городецкий К.И., Шуваев Д.Н., Шевелёв А.С. Предпосылки создания тракторов с кусочно-бесступенчатым регулированием их скорости // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 3. – С. 13-16.