



МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 631.35

Ю.В. ЧУПРЫНИН, канд. техн. наук
заместитель заведующего отделом¹
E-mail: y.chuprynin@mail.ru

О.В. РЕХЛИЦКИЙ
директор¹

Д.В. ДЖАСОВ, магистр техн. наук
ведущий инженер-конструктор¹
E-mail: dmitrok1@mail.by

Г.В. ЕРМОЛЬЧИК, магистр техн. наук
инженер-конструктор первой категории¹
E-mail: Gle605@gmail.com

В.В. ШЕВКО
ведущий инженер-конструктор — руководитель сектора¹
¹ОАО «Научно-технический центр комбайностроения», г. Гомель, Республика Беларусь

Статья поступила 20.05.2015.

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА САМОХОДНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ДВУХПОТОЧНОГО ТИПА

Разработана динамическая модель гидромеханической трансмиссии двухпоточного типа универсального энергосредства с гидростатической регулируемой передачей второго потока мощности и сумматором на выходе в виде дифференциала. Представлены результаты исследования динамических свойств двухпоточной трансмиссии данного типа на переходных режимах. Сформулированы особенности и преимущества использования двухпоточного режима в переходных процессах для снижения нагруженности и расширения возможностей. Использование разработанной динамической модели двухпоточной трансмиссии позволяет на этапе проектирования машины в сжатые сроки и с минимальными затратами подобрать оптимальные параметры системы, снизить сроки доводки и повысить надежность серийного изделия.

Ключевые слова: трансмиссия, крутящий момент, двухпоточный, момент инерции, крутящий момент, коэффициент жесткости, коэффициент демпфирования, переходный процесс, динамическое моделирование

Введение. Самоходные энергетические средства получили широкое распространение в сельскохозяйственном производстве. Это отечественные машины УЭС-250, УЭС-2-250А, УЭС-2-280А производства ОАО «Гомсельмаш» и широкий спектр самоходных энергетических средств зарубежного производства. Основное их назначение — создание самоходных модульных агрегатов путем агрегатирования с навесными, полунавесными

и прицепными сельскохозяйственными машинами, не имеющими собственной силовой установки. Преимущества применения самоходных энергетических средств очевидны — не требуется дублирование на каждом сельскохозяйственном агрегате таких дорогостоящих систем, как моторная установка, трансмиссия ходовой части, движитель и органы управления. Основное отличие самоходного энергетического средства от трактора заклю-

чается в возможности передачи через вал отбора мощности (ВОМ) всей мощности двигателя. Одним из основных требований, предъявляемых к самоходным энергетическим средствам, является обеспечение возможности бесступенчатого регулирования скорости движения без изменения частоты вращения вала двигателя. Это необходимое условие для обеспечения стабильности технологического процесса при работе с уборочными машинами различного типа, так как для дозирования подачи технологической массы при колебаниях урожайности на поле требуется изменение скорости движения без изменения частоты вращения рабочих органов.

Самым простым решением задачи обеспечения бесступенчатого регулирования скорости является применение гидростатической передачи с объемным регулированием. Для обеспечения необходимого и достаточного тягового усилия на ведущих колесах энергосредства с учетом массы навешиваемых агрегатов и величины преодолеваемых уклонов, как правило, достаточно применения таких гидромашин, которые при рабочем давлении передают мощность, значительно меньше мощности двигателя. Это и понятно, так как основное назначение самоходного энергетического средства это привод активных рабочих органов агрегируемых машин, а на передвижение в нормальных условиях требуется незначительная часть мощности двигателя. Для обеспечения рентабельности в этих условиях зарезервированная мощность ходовой части должна быть достаточной, но не излишней. И в этом проявляется основной недостаток самоходного энергетического средства — невозможность использования на пахоте.

Пахота является одним из основных и весомых по времени использования технологических процессов сельскохозяйственного производства. Невозможность конкурирования с тракторами на этом технологическом процессе лишает самоходное энергетическое средство огромной временной ниши в рамках годовой загрузки.

Постановка задачи. Наиболее подходящим вариантом для обеспечения бесступенчатого регулирования скорости движения при одновременном обеспечении использования энергосредства на пахоте является применение гидромеханической трансмиссии двухпоточного типа.

В работах [1–3] широко освещены вопросы динамики трансмиссии автомобиля и трактора, вопросы взаимодействия трансмиссии колесного трактора и сельскохозяйственной машины, построение динамических моделей трансмиссий машин. В этих работах рассмотрены динамические схемы цепочного и разветвленного типа, схемы с дифференциалами, принципы построения и исследования динамических моделей трансмиссий.

В работе [4] представлена характеристика дизельных двигателей, применяемых в самоходных

сельскохозяйственных машинах. Из этих характеристик следует, что колебания нагрузки неизбежно приведут к нестабильности частоты вращения, в свою очередь регулировка частоты вращения приведет к колебаниям тяги. Из этого следует, что для обеспечения постоянства тяги при переменной скорости требуется применение специального трансмиссионного устройства.

Свойства агрегатов на базе УЭС рассмотрены в работе [5], однако трансмиссии энергосредства уделено недостаточное внимание.

Тягово-скоростные качества колесных машин, взаимодействие движителя с дорогой, формирование тяговых усилий рассмотрены в работах [6–9]. Все описанные в этих работах характеристики узлов и агрегатов можно использовать при построении динамической модели трансмиссии.

Принципы построения и исследования динамических моделей трансмиссии самоходных сельскохозяйственных агрегатов, в том числе и на базе УЭС, широко освещены в работах [10–14]. Однако в этих работах основной упор был сделан на исследование трансмиссии привода рабочих органов. Трансмиссия ходовой части в этих работах упоминается кратко и там рассмотрен привод ходовой части с применением регулируемой гидростатической (ГСТ) передачи, которая, обеспечивая бесступенчатое регулирование скорости, не может обеспечить требуемой тяговой силы на пахоте в длительном режиме с высоким КПД.

Взаимодействие колесного движителя с различными типами почв, характеристика изменения тяговой силы от величины коэффициента буксования рассмотрены в работах [15, 16].

Достаточно мало изученным вопросом считается определение коэффициентов демпфирования упруго-вязких звеньев. Один из методов оценки коэффициентов демпфирования упругих валов изложен в работе [17].

Недостаточно полно во всех выше перечисленных работах освещены схемы трансмиссий с разветвлением потока мощности и последующим соединением.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что трансмиссия самоходного энергетического средства двухпоточного типа с гидростатической регулируемой передачей второго потока мощности и сумматором на выходе в виде дифференциала не имеет достаточного освещения в литературе. Требуют дополнительного изучения и освещения в публикации и принципы построения динамической модели данного типа, и новые свойства, приобретаемые машиной за счет применения такой трансмиссии.

Математическая модель. Рассмотрим в качестве примера гидромеханическую трансмиссию двухпоточного типа, которая была применена на одном из опытных образцов самоходного универсального энергетического средства (УЭС), спро-

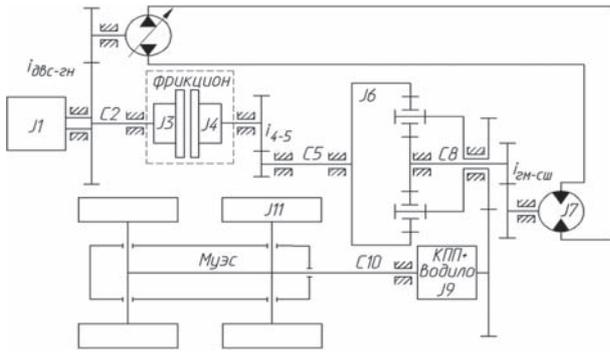


Рисунок 1 — Механическая модель двухпоточной трансмиссии опытного образца УЭС: J_1 — момент инерции двигателя; J_3, J_4 — момент инерции ведущей и ведомой части фрикциона; J_6 — момент инерции эпицикла; J_7 — момент инерции гидромотора; J_9 — момент инерции водила + КПП; J_{11} — момент инерции всех ведущих колес; $M_{уэс}$ — поступательная масса УЭС; $C_2, C_5, C_6, C_8, C_{10}$ — коэффициенты жесткости упругих валов

ектированного и изготовленного в ОАО «НТЦК» (ГСКБ ПО «Гомсельмаш»). Механическая модель двухпоточной трансмиссии опытного УЭС показана на рисунке 1.

Как видно из рисунка 1, в трансмиссии имеется возможность отбирать от двигателя (ДВС) мощность двумя параллельными потоками, один из которых является механическим, второй — регулируемым гидростатическим (ГСТ). Соединение потоков мощности происходит на сумматоре, который представляет собой дифференциальный механизм. Через механическую передачу мощность от ДВС приходит на эпицикл, через ГСТ — на солнечную шестерню. Выходным звеном сумматора является, водило от которого мощность через коробку перемены передач (КПП) идет на колеса. Разгон энергосредства осуществляется замыканием фрикциона ходовой части. При этом от направления и частоты вращения солнечной шестерни в момент замыкания фрикциона зависит скорость движения энергосредства после блокировки фрикциона и затухания колебаний, вызванных переходным процессом.

Преимущество двухпоточной трансмиссии заключается в том, что можно подобрать такие кинематические параметры, при которых наиболее оптимальная скорость движения для осуществления технологического процесса пахоты будет реализовываться в районе нуля регулировки гидронасоса, т. е. чисто на механике для максимизации КПД, а бесступенчатое регулирование скорости для оптимальной работы с уборочными машинами будет осуществляться вокруг этой точки изменением объема насоса.

Вторым неоспоримым преимуществом двухпоточной трансмиссии является возможность существенного снижения динамической нагруженности в момент начала движения и разгона, на переходных режимах, за счет кратковременного существенного изменения передаточного отношения путем обратной раскрутки гидромотором солнечной шестерни. Величиной КПД на переходных режимах можно пре-

небречь, так как они кратковременны, а существенное снижение нагруженности позволяет повысить надежность и снизить материалоемкость.

Проиллюстрируем возможности двухпоточной трансмиссии, приведя результаты исследования динамики переходных процессов.

Для исследования динамических свойств системы составлена математическая модель. Модель представляет собой совокупность вращающихся масс, соединенных упруго-вязкими связями.

Запишем дифференциальные уравнения, описывающие поведение динамической системы. Движение масс 1, 3 и 4 описывают выражения (1...3).

$$J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_d - M_2 - M_{гн} \cdot i_{двс-гн}; \quad (1)$$

$$\text{при } \omega_3 \neq \omega_4 \quad J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 = M_2 - M_{\phi}; \quad (2)$$

$$\text{при } \omega_3 \neq \omega_4 \quad J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = M_{\phi} - M_5 \cdot i_{4-5}, \quad (3)$$

где J_1 — момент инерции двигателя (см. рисунок 1); J_3 и J_4 — моменты инерции ведущей и ведомой части фрикциона ходовой части соответственно (см. рисунок 1); $\ddot{\phi}_i$ — угловое ускорение i -й массы; M_d — крутящий момент на валу двигателя; M_2, M_5 — крутящие моменты на упруго-вязких валах 2 и 5 (см. рисунок 1); $M_{гн}$ — крутящий момент на валу гидронасоса; M_{ϕ} — момент буксования фрикциона ходовой части; $i_{двс-гн}$ — передаточное отношение от ДВС к гидронасосу (см. рисунок 1); i_{4-5} — передаточное отношение от массы 4 к валу 5 (см. рисунок 1).

После блокировки фрикциона ходовой части при $\omega_3 = \omega_4$ выражения (2) и (3) примут вид (4).

$$(J_3 + J_4) \cdot \ddot{\phi}_{3-4} = M_2 - M_5 \cdot i_{4-5}. \quad (4)$$

Движение вращающихся масс 6, 7, 9 и 11 описывается выражениями (5...9) [1, 2, 3].

$$J_6 \cdot \ddot{\phi}_6 = M_5 - M_{дф} \cdot p; \quad (5)$$

$$J_7 \cdot \ddot{\phi}_7 = M_8 - M_{дф}; \quad (6)$$

$$J_9 \cdot \ddot{\phi}_9 = (1 + p) \cdot M_{дф} - M_{10} \cdot i_{кпп}; \quad (7)$$

$$M_{дф} = \frac{\frac{M_8}{J_7} + p \cdot \frac{M_5}{J_6} + (1 + p) \cdot \frac{M_{10} \cdot i_{кпп}}{J_9}}{\frac{1}{J_7} + \frac{p^2}{J_6} + \frac{(1 + p)^2}{J_9}}; \quad (8)$$

$$J_{11} \cdot \ddot{\phi}_{11} = M_{10} \cdot \frac{1}{i_{гн} \cdot i_{бр}} - M_k, \quad (9)$$

где p — характеристика планетарного ряда, представляющая собой отношение числа зубьев эпицикла к числу зубьев солнечной шестерни; $M_{дф}$ — внутренний момент дифференциала [1], позволяющий связать в дифференциальных уравнениях (5), (6) и (7) части дифференциального механизма, выполняющего роль сумматора (см. рисунок 1); $i_{кпп}$ — передаточное отношение КПП на выбранном диапазоне; J_6, J_7, J_9, J_{11} — моменты инерции 6, 7, 9, 11 вращающихся масс (см. рисунок 1); M_8, M_{10} — крутящие моменты на упруго-вязких валах 8 и 10

(см. рисунок 1); $i_{гп}$, $i_{бр}$ — передаточное отношение главной передачи и бортового редуктора; M_k — крутящий момент на ведущих колесах.

Движение поступательной массы УЭС описывается уравнениями (10, 11).

$$M_{УЭС} \cdot \ddot{S}_{12} = \frac{M_k}{R_k} - (F_{сп} + F_{крюк}); \quad (10)$$

$$F_{сп} = M_{УЭС} \cdot g \cdot f_{сп}, \quad (11)$$

где \ddot{S}_{12} — ускорение поступательно движущейся массы УЭС; $M_{УЭС}$ — масса энергосредства; R_k — радиус ведущих колес; $F_{сп}$ — сила сопротивления перекачиванию; $F_{крюк}$ — сила на крюке; g — ускорение свободного падения; $f_{сп}$ — коэффициент сопротивления перекачиванию колес по почве.

Крутящие моменты определяются выражениями (12...19).

$$M_2 = C_2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_3) + H_2 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3); \quad (12)$$

$$M_5 = C_5 \cdot (\varphi_4 \cdot i_{4-5} - \varphi_6) + H_5 \cdot (\dot{\varphi}_4 \cdot i_{4-5} - \dot{\varphi}_6); \quad (13)$$

$$M_8 = C_8 \cdot (-\varphi_7 + \varphi_{сш}) + H_8 \cdot (-\dot{\varphi}_7 + \omega_{сш}); \quad (14)$$

$$\omega_{сш} = \dot{\varphi}_7 \cdot i_{гм-сш}; \quad (15)$$

$$M_{10} = C_{10} \cdot (\varphi_9 \cdot i_{кпп} - \varphi_{11} \cdot \frac{1}{i_{гп} \cdot i_{бр}}) + H_{10} \cdot (\dot{\varphi}_9 \cdot i_{кпп} - \dot{\varphi}_{11} \cdot \frac{1}{i_{гп} \cdot i_{бр}}); \quad (16)$$

$$M_{10} = C_{10} \cdot (\varphi_9 \cdot i_{кпп} - \varphi_{11} \cdot \frac{1}{i_{гп} \cdot i_{бр}}) + H_{10} \cdot (\dot{\varphi}_9 \cdot i_{кпп} - \dot{\varphi}_{11} \cdot \frac{1}{i_{гп} \cdot i_{бр}}); \quad (17)$$

$$P_{гст} = M_{гм} \cdot \frac{20 \cdot \pi}{q_{гм}}; \quad (18)$$

$$M_{гп} = \frac{q_{гп} \cdot P_{гст}}{20 \cdot \pi}, \quad (19)$$

где C_2 , C_5 , C_8 , C_{10} — коэффициенты крутильной жесткости упругих валов 2, 5, 8 и 10 (см. рисунок 1); H_2 , H_5 , H_8 , H_{10} — коэффициенты демпфирования валов 2, 5, 8 и 10 (см. рисунок 1), которые можно определить по методу, описанному в литературе [17]; $\varphi_{сш}$, $\omega_{сш}$ — угол поворота и угловая скорость солнечной шестерни; $i_{гм-сш}$ — передаточное отношение между валом гидромотора и солнечной шестерней; $M_{гм}$ — момент на валу гидромотора; $P_{гст}$ — давление в гидросистеме; $q_{гм}$, $q_{гп}$ — рабочий объем гидромотора и гидронасоса.

Для получения крутящего момента на валу двигателя M_d использована модель двигателя [4] со все-режимным регулятором оборотов. Модель содержит внешнюю характеристику двигателя и алгоритм регулировки тяги в зависимости от разницы заданных и фактических оборотов.

Для получения момента буксования фрикциона M_ϕ использована модель включаемого фрикциона

[10, 11, 12, 13, 14], характеризующаяся максимальным моментом, временем замыкания и характеристикой нарастания усилия.

Крутящий момент на ведущих колесах рассчитывается как доля от предельного момента сцепления колес с опорной поверхностью с учетом величины коэффициента буксования в данный момент времени [15, 16].

Динамика переходных процессов. Описанная выше динамическая модель реализована в среде Borland Pascal Version 7.0. Для доводки и последующей проверки адекватности модели на опытном образце УЭС были установлены на трансмиссионных валах тензометрические датчики для записи величины крутящих моментов, датчики давления в гидромагистрали и подсоединена измерительная аппаратура. Проверка адекватности модели осуществлялась путем моделирования переходных процессов на режимах, аналогичных экспериментальным режимам: при разгоне с места на разных передачах без внешней нагрузки. После доводки программной реализации результаты моделирования полностью совпали с экспериментальными записями по характеру, а отличие по величине фиксируемых значений составило не более 8 %, что считаем достаточным для подтверждения адекватности модели.

Таким способом было подтверждено, что данная модель в виде ее программной реализации может быть использована для прогнозирования поведения трансмиссии опытного УЭС на переходных режимах. Преимущество моделирования перед натурным экспериментом заключается не только в низких затратах на проведение исследования, но и в возможности точной алгоритмизации режима исследования, четкой повторяемости условий и возможности проведения исследований на любых режимах, включая аварийные.

С помощью описанной выше математической модели трансмиссии проведено исследование динамики переходных процессов на режимах разгона энергосредства с места с одновременным заглублением плуга.

Масса машины 10 т, номинальная мощность двигателя 350 л. с., крюковая сила от плуга при моделировании принята 5 т. Разгон начинается на номинальной частоте вращения вала двигателя 2 100 об/мин. Разгон моделировался на каждой из четырех передач КПП путем замыкания фрикциона ходовой части с заданной интенсивностью нарастания передаваемого крутящего момента от нуля до максимального значения за 2,5 с.

Моделировались три режима разгона:

Режим №1 — с остановленной солнечной шестерней — разгон без использования возможностей двухпоточной трансмиссии;

Режим №2 — с подачей гидронасоса на рабочем объеме — $0,5q_{\max}$ в обратную сторону для раскрутки солнечной шестерни в сторону, противоположную вращению эпицикла с последующим ее торможением;

Режим №3 — подача гидронасоса на полном рабочем объеме — q_{\max} для обратной раскрутки солнечной шестерни с последующим торможением.

Результаты динамического моделирования переходных процессов в гидромеханической трансмиссии ходовой части двухпоточного типа опытного УЭС приведены в виде графиков, позволяющих провести сравнительный анализ.

На рисунке 2 показаны сравнительные графики изменения частоты вращения двигателя, ведущей и ведомой частей фрикциона, а также колес в процессе разгона машины на режиме №1 с заглаблением плуга на разных передачах.

На рисунке 3 показаны графики изменения скорости движения машины в процессе разгона с заглаблением плуга на режиме №1 на разных передачах.

Из графиков на рисунке 2 видно, что на 4-й передаче в силу резкого нарастания нагрузки произошла остановка двигателя.

На рисунке 4 показаны сравнительные графики крутящего момента на валах двигателя, привода фрикциона, привода эпицикла сумматора, а также трансмиссионного вала привода колес в процессе разгона УЭС с заглаблением плуга на режиме №1 на разных передачах.

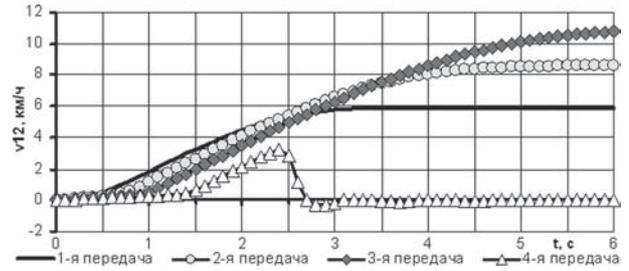
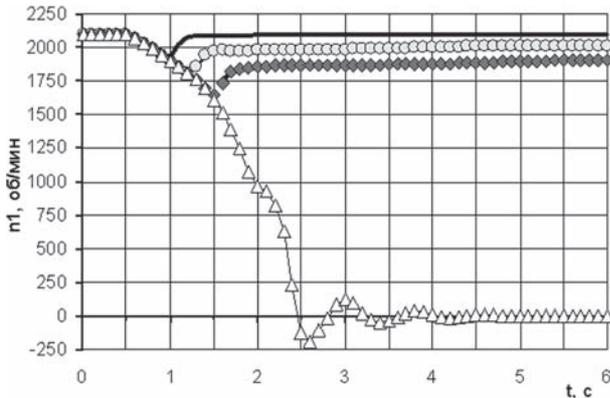


Рисунок 3 — Сравнительные графики изменения скорости движения v_{12} в процессе разгона УЭС с заглаблением плуга на разных передачах на режиме №1 ($q_{\text{гн}} = 0$)

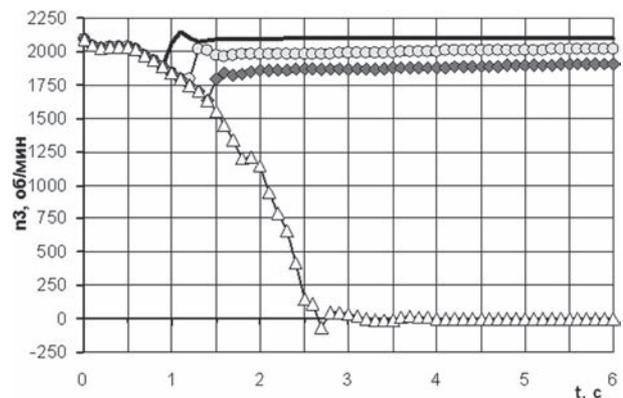
На рисунке 5 показаны сравнительные графики давления в гидросистеме привода солнечной шестерни сумматора при разгоне УЭС с заглаблением плуга на режиме №1 на разных передачах.

На рисунке 6 показаны сравнительные графики изменения частоты вращения двигателя, ведущей и ведомой частей фрикциона, а также колес в процессе разгона машины на режиме №3 с заглаблением плуга на разных передачах.

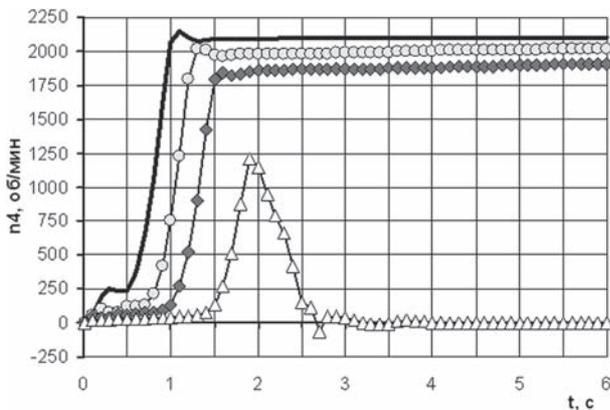
Как видно из графиков на рисунке 6 а, падение частоты вращения двигателя n_1 на режиме №3 на 4-й передаче за период замыкания фрикциона (до 2 с) составило гораздо меньше, чем на режиме №1 даже на 3-й передаче (см. рисунок 2 а). Это достигнуто



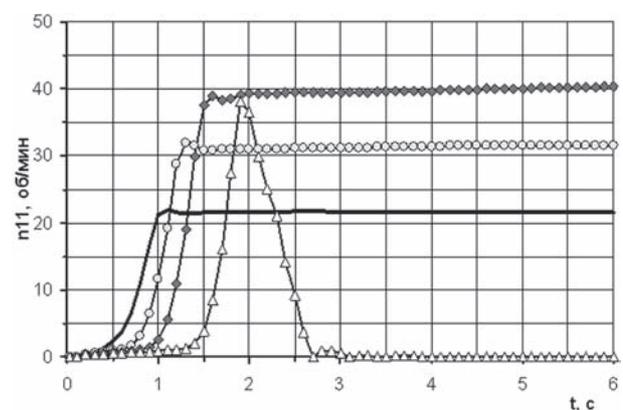
а



б



в



г

Рисунок 2 — Сравнительные графики изменения частот вращения вала двигателя (а), ведущей части фрикциона (б), ведомой части фрикциона (в), колес (г) в процессе разгона УЭС с заглаблением плуга на разных передачах на режиме №1 ($q_{\text{гн}} = 0$)

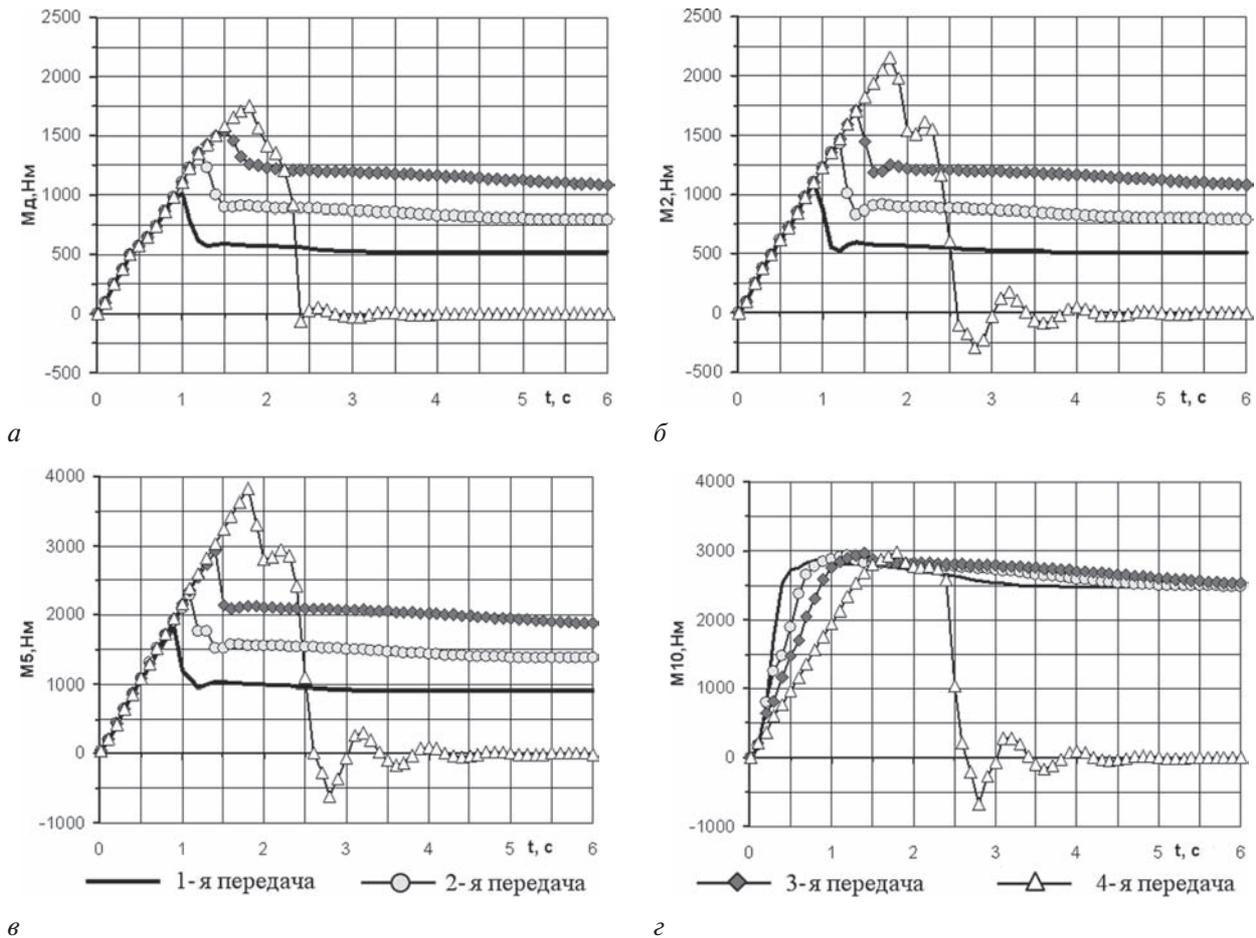


Рисунок 4 — Графики изменения крутящих моментов на валах двигателя (а), привода фрикциона (б), привода эпицикла сумматора (в), привода колес (г) в процессе разгона УЭС на разных передачах с заглаблением плуга на режиме № 1 ($q_{пн} = 0$)

за счет использования на режиме № 3 двухэтапного разгона: первый этап — замыкание фрикциона при обратной раскрутке солнечной шестерни; второй этап — последующее торможение гидравликой солнечной шестерни.

На рисунке 7 показаны сравнительные графики крутящего момента на валах двигателя, привода фрикциона, привода эпицикла сумматора, а также трансмиссионного вала привода колес в процессе разгона УЭС с заглаблением плуга на режиме № 3 на разных передачах.

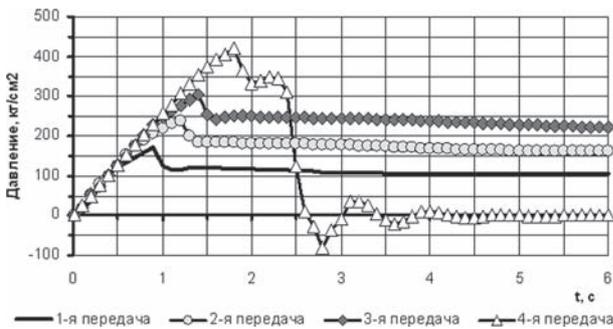


Рисунок 5 — Сравнительные графики изменения давления в гидросистеме привода солнечной шестерни сумматора в процессе разгона УЭС на разных передачах с заглаблением плуга на режиме № 1 ($q_{пн} = 0$)

На рисунке 8 показаны графики изменения скорости движения машины в процессе разгона с заглаблением плуга на режиме № 3 на разных передачах.

На рисунке 9 показаны сравнительные графики изменения частоты вращения вала двигателя в процессе разгона УЭС с заглаблением плуга на 3-й передаче на разных режимах.

Как видно из графиков на рисунке 9, на режиме № 3 падение частоты вращения вала двигателя в процессе разгона за счет обратной раскрутки солнечной шестерни примерно в 5 раз ниже, чем на режиме № 1, что существенно для стабилизации его работы.

На рисунке 10 показаны сравнительные графики изменения крутящего момента на валу двигателя в процессе разгона УЭС с заглаблением плуга на 3-й передаче на разных режимах. Из графиков видно, что на режиме № 3 максимальная величина потребного для разгона крутящего момента двигателя в 2,2 раза меньше, чем на режиме № 1.

Анализируя графики изменения параметров в процессе разгона энергосредства с заглаблением плуга на разных режимах можно сделать вывод, что использование гидравлического потока мощности на переходном режиме для обратной рас-

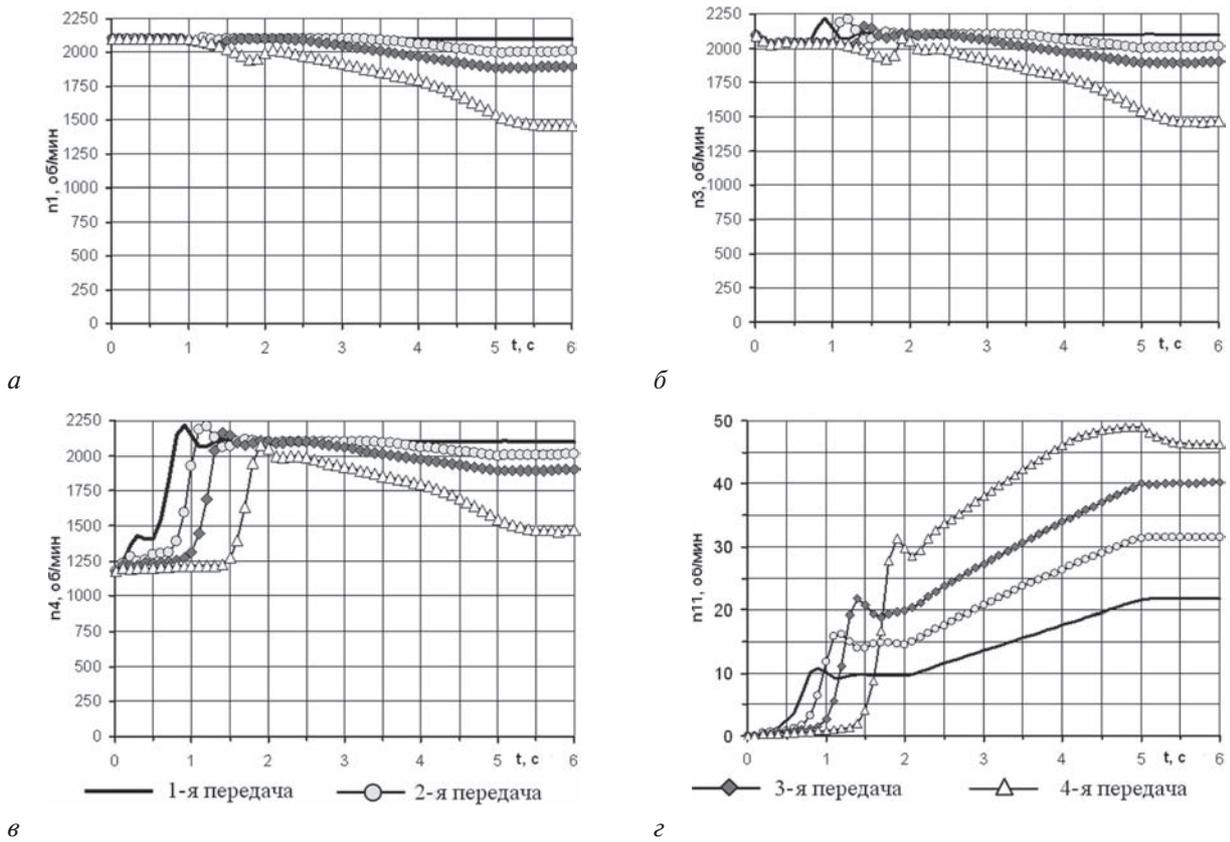


Рисунок 6 — Сравнительные графики изменения частот вращения вала двигателя (а), ведущей части фрикциона (б), ведомой части фрикциона (в), колес (г) в процессе разгона УЭС с заглублением плуга на разных передачах на режиме № 3 ($q_{гн} = -q_{max}$)

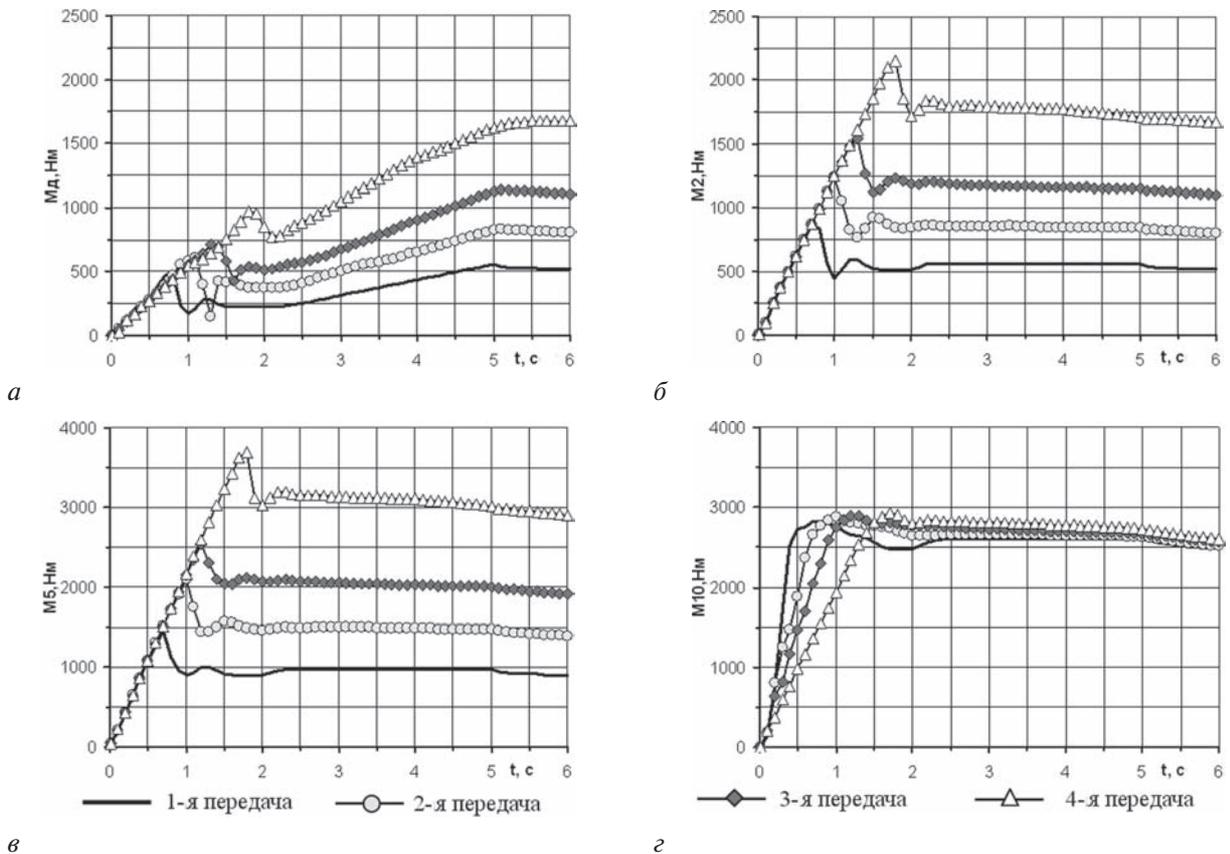


Рисунок 7 — Графики изменения крутящих моментов на валах двигателя (а), привода фрикциона (б), привода эпицикла сумматора (в), привода колес (г) в процессе разгона УЭС на разных передачах с заглублением плуга на режиме № 3 ($q_{гн} = -q_{max}$)

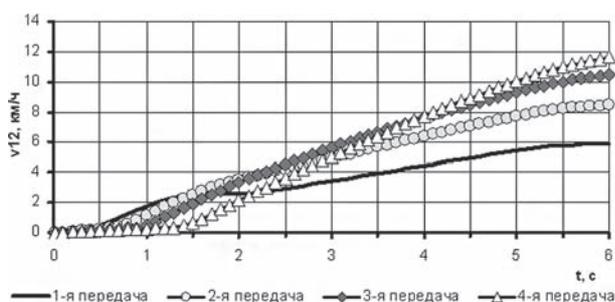


Рисунок 8 — Сравнительные графики изменения скорости движения v_{12} в процессе разгона УЭС с заглублением плуга на разных передачах на режиме № 3 ($q_{гн} = -q_{max}$)

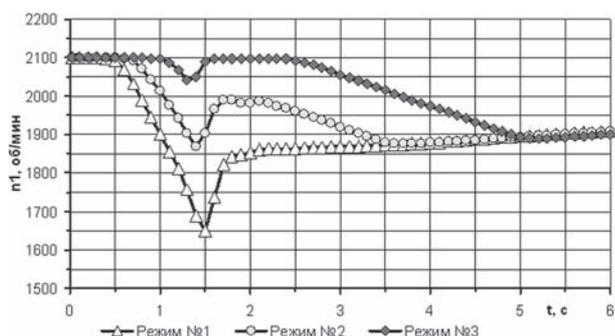


Рисунок 9 — Сравнительные графики изменения частоты вращения вала двигателя n_1 в процессе разгона УЭС на 3-й передаче с заглублением плуга на различных режимах

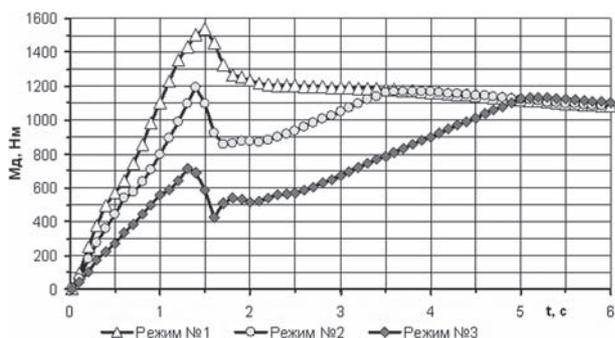


Рисунок 10 — Сравнительные графики изменения крутящего момента двигателя M_d в процессе разгона УЭС на 3-й передаче с заглублением плуга на различных режимах

крутки солнечной шестерни с последующим торможением позволяет снизить нагруженность различных элементов трансмиссии от 1,2 до 2,5 раз, значительно стабилизировать работу силового агрегата, а также существенно расширить возможности энергосредства по характеристикам агрегатируемых машин.

Заключение. Приведена динамическая модель трансмиссии ходовой части универсального энергосредства двухпоточного типа с регулируемой гидростатической передачей второго потока мощности и сумматором в виде дифференциала на выходе.

Проведенные исследования динамических свойств двухпоточной трансмиссии данного типа показали, что использование гидравлического потока мощности на переходном режиме для обратной раскрутки солнечной шестерни с последующим торможением позволяет снизить нагруженность различных элементов трансмиссии исследуемой маши-

ны от 1,2 до 2,5 раз. Это позволяет стабилизировать работу силового агрегата, а так же расширить возможности энергосредства по характеристикам агрегатируемых машин.

Применение двухпоточной трансмиссии позволяет обеспечить возможность использования универсального энергосредства на пахоте, сохраняя способность бесступенчатого регулирования скорости движения при неизменной частоте вращения двигателя, что существенно повышает конкурентоспособность машины.

Список литературы

1. Альгин, В.Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В.Б. Альгин, В.Я. Павловский, С.Н. Поддубко. — Минск: Наука и техника, 1986. — 215 с.
2. Альгин, В.Б. Некоторые вопросы динамики системы «колесный трактор сельскохозяйственная машина» / В.Б. Альгин, В.А. Дьяченко, Р.Р. Русев // Научные труды ВНИИМЭСХ — Руссе (НРБ). — 1978. — Т. XX, сер. I. — С. 47–55.
3. Альгин, В.Б. Динамическое взаимодействие машинного агрегата и подвески колесной машины / В.Б. Альгин, В.Я. Павловский // Научные труды ВНИИМЭСХ — Руссе (НРБ). — 1980. — Т. XXII, сер. I. — С. 67–73.
4. Басуров, В.М. Влияние элементов топливной аппаратуры на экономичность двухцилиндрового дизеля / В.М. Басуров // Тракторы и с.-х. машины. — 1998. — № 9. — С. 32–35.
5. Беляев, Н.М. Самоходные агрегаты на базе модульного энергетического средства / Н.М. Беляев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 1991. — № 11. — С. 24–26.
6. Бортницкий, П.И. Тягово-скоростные качества автомобилей / П.И. Бортницкий, В.И. Задорожный. — Киев: Вища школа, 1978. — 176 с.
7. Гришкевич, А.И. Автомобили: теория: учеб. для вузов / А.И. Гришкевич. — Минск: Выш. шк., 1986. — 208 с.
8. Динамика системы «дорога — шина» / под ред. А.А. Хачатурова. — М.: Машиностроение, 1976. — 536 с.
9. Скойбеда, А.Т. Повышение тяговых усилий самоходных сельскохозяйственных машин / А.Т. Скойбеда // Роль энергии и агрегатирования в повышении технического уровня с.-х. машин. — М., 1987. — С. 76–77.
10. Чупрынин, Ю.В. Исследование динамики фрикционной муфты сцепления тракторов / Ю.В. Чупрынин // Трение и износ. — 1998. — Т. 19, № 1. — С. 67–70.
11. Чупрынин, Ю.В. Влияние изменения коэффициента трения фрикционной муфты сцепления тракторов на характер переходных процессов в трансмиссии / Ю.В. Чупрынин // Трение и износ. — 2000. — Т. 21, № 1. — С. 96–100.
12. Чупрынин, Ю.В. Динамические свойства механической трансмиссии комбайна «Полесье-800» / Ю.В. Чупрынин, В.А. Шуринов, В.А. Балакин // Тракторы и с.-х. машины. — 2000. — № 5. — С. 26–29.
13. Чупрынин, Ю.В. Динамика переходных процессов в трансмиссии УЭС-2-250 / Ю.В. Чупрынин, В.А. Шуринов, В.А. Балакин // Тракторы и с.-х. машины. — 2000. — № 8. — С. 21–24.
14. Чупрынин, Ю.В. Исследование динамики трансмиссии прицепного комбайна КДП-3000 с трактором Т150К / Ю.В. Чупрынин // Современные проблемы машиноведения: материалы междунар. науч.-техн. конф., посвященной П.О. Сухому (научные чтения, посвященные П.О. Сухому). — Гомель: ГПИ, 1996. — С. 34–36.
15. Ксеневиц, И.П. Ходовая система «почва — урожай» / И.П. Ксеневиц, В.А. Скотников, М.И. Ляско. — М.: Агропромиздат, 1985. — 304 с.
16. Скотников, В.А. Проходимость машин / В.А. Скотников, А.В. Пономарев, А.В. Климанов. — Минск: Наука и техника, 1982. — 328 с.
17. Чупрынин, Ю.В. / Оценка коэффициентов демпфирования упругих валов для исследования динамических процессов в трансмиссии / Ю.В. Чупрынин, А.В. Котов // Тракторы и с.-х. машины. — 2012. — № 5. — С. 25–27.

CHUPRYNIN Yuriy V., Cand. Techn. Sc.

Department Deputy Manager¹

E-mail: y.chuprynin@mail.ru

REKHLITSKI Oleg V.

Director¹

DZHASOV Dmitriy V., Master of Techn. Sc.

Leading Design Engineer¹

E-mail: dmitrok1@mail.by

YERMOLCHIK Gleb V., Master of Techn. Sc.

First Category Design Engineer¹

E-mail: Gle605@gmail.com

SHEVKO Vasiliy V.

Leading Design Engineer — Sector Manager¹

Scientific and Technical Center of Combine Engineering, Gomel, Republic of Belarus

Received 20 May 2015.

DYNAMIC PROPERTIES OF SELF-PROPELLED ALL-PURPOSE POWER UNIT WITH A HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF TWO-LINE TYPE

The dynamic model of two-line type hydromechanical transmission for the all-purpose power unit with hydrostatical variable transmission of the second power flow and the adder on the exit in the form of differential is developed. Dynamic properties research results of the two-line transmission given type on transitive regimes are presented. Features and advantages of the two-line regime in transients processes using to decrease loading and possibilities expansion are formulated. The developed dynamic model of two-line transmission using allows at the vehicle design phase in a short space of time and with the minimum expenses to select optimum parameters of system, to lower terms of refinement and to raise reliability of stock-produced items.

Keywords: transmission, torque, with two-line type, inertia moment, driving moment, stiffness coefficient, damping rate, transient, dynamic modeling

References

1. Algin V.B., Pavlovskiy V.Ya., Poddubko S.N. *Dinamika transmissii avtomobilya i traktora* [Dynamics of vehicle and tractor transmission]. Minsk, Science and technique, 1986. 214 p.
2. Algin V.B., Dyachenko V.A., Rusev R.R. Nekotorye voprosy dinamiki sistemy kolesnyy traktor — selskokhozyaystvennaya mashina [Some questions of a wheeled tractor system dynamics — an agricultural vehicle]. *Nauchnie Trudy VNIIMESKH — Russe (NRB)* [Science works VNIIMESKH — Russe (NRB)], vol. 20, no. 1, 1978, pp. 47–55.
3. Algin V.B., Pavlovskiy V.Ya. Dinamicheskoe vzaimodeystvie mashinnogo agregata i podveski kolesnoy mashiny [Dynamic interacting of the gang and the wheel vehicle suspension]. *Nauchnie Trudy VNIIMESKH — Russe (NRB)* [Science works VNIIMESKH — Russe (NRB)], vol. 22, no. 1, 1980, pp. 67–73.
4. Basurov V.M. Vliyaniye elementov toplivnoy apparatury na ekonomichnost dvukhtsilindrovogo dizelya [Influence of fuel equipment elements on two-cylinder diesel engine efficiency]. *Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny* [Tractors and agricultural machinery], 1998, vol. 9, pp. 32–35.
5. Belyaev N.M. Samokhodnye agregaty na baze modulnogo energeticheskogo sredstva [Self-moving aggregates on the module of all-purpose power unit basis]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva* [Mechanization and electrification of farming], 1991, vol. 11, pp. 24–26.
6. Bortnitskiy P.I., Zadorozhnyy V.I. *Tyagovo-skorostnyye kachestva avtomobiley* [Tractive and velocity qualities of vehicles]. Kiev, Vishcha shkola, 1978. 176 p.
7. Grishkevich A.I. *Avtomobili. Teoriya: Uchebnik dlya vuzov* [Vehicles. Theory: Textbook for high schools]. Minsk, Vysh. shk., 1986. 208 p.
8. Khachaturov A.A. *Dinamika sistemy “doroga — shina”* [Dynamics of system “road — tyre”]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 536 p.
9. Skoybeda A.T. Povysheniye tyagovykh usiliy samokhodnykh selskokhozyayst-vennykh mashin [Raising of self-moving agricultural-vehicles tractive effort]. *Rol energii i agregatirovaniya v povyshenii tekhnicheskogo urovnya selskokhozyaystvennykh mashin* [Role of energy and unitizing in agricultural machinery technological level raising]. Moscow, 1987, pp. 76–77.
10. Chuprynin Yu.V. Issledovanie dinamiki friktsionnoy mufty stsepleniya traktorov [Research of a friction coupling dynamics in the clutch of tractors]. *Trenie i iznos* [Friction and wear], 1998, vol. 19, no. 1, pp. 67–70.
11. Chuprynin Yu.V. Vliyaniye izmeneniya koeffitsienta treniya friktsionnoy mufty stsepleniya traktorov na kharakter perekhodnykh protsessov v transmissii [Influence of friction coefficient changing in a friction clutch of tractors coupling on character of transients in transmission]. *Trenie i iznos* [Friction and wear], 2000, vol. 21, no. 1, pp. 96–100.
12. Chuprynin Yu.V., Shurinov V.A., Balakin V.A. Dinamicheskie svoystva mekhanicheskoy transmissii kombayna “Polesye-800” [Dynamic properties of harvester mechanical transmission “Polesye-800”]. *Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny* [Tractors and agricultural machinery], 2000, no. 5, pp. 26–29.
13. Chuprynin Yu.V., Shurinov V.A., Balakin V.A. Dinamika perekhodnykh protsessov v transmissii UES-2-250 [Dynamics of transients in UES-2-250 transmission]. *Traktory*

- i selskokhozyaystvennyye mashiny* [Tractors and agricultural machinery], 2000, no. 8, pp. 21–24.
14. Chuprynin Yu.V. Issledovanie dinamiki transmissii pritsepnogo kombayna KDP-3000 s traktorom T150K [Research of pull-type harvester KDP-3000 dynamics transmission with the tractor T150K]. *Materiali mezhd. nauch.-tekhn. konf. "Sovremennyye problemy mashinovedeniya", posvyashchennoy P.O.Sukhomu* [Materials of the International scientific and technical conference "Modern problems in theoretical engineering", devoted to P.O. Sukhoy]. Gomel, GPI, 1996, pp.34–36.
 15. Ksenevich I.P., Skotnikov V.A., Lyasko M.I. *Khodovaya sistema "pochva – urozhay"* [Chassis system "soil – harvest"]. Moscow, Agropromizdat, 1985. 304 p.
 16. Skotnikov V.A., Ponomarev A.V., Klimanov A.V. *Prokhodimost mashin* [Machinery passability]. Minsk, Science and technique, 1982. 328 p.
 17. Chuprynin Yu.V., Kotov A.V. Otsenka koeffitsientov dempfirovaniya uprugikh valov dlya issledovaniya dinamicheskikh protsessov v transmissii [Damping coefficients estimation of elastic shafts to research dynamic processes in transmission]. *Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny* [Tractors and agricultural machinery], 2012, no. 5, pp. 25–27.