

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

К.Т.Н. Фомин С.Д., К.Т.Н. Аврамов В.И., д.т.н. Гапич Д.С., Воронцова Е.С.

Волгоградский государственный аграрный университет, Волгоград, Россия

Gds-08@mail.ru

Изучение переходных режимов функционирования машинно-тракторного агрегата (МТА) с целью повышения энергоэффективности и энергосбережения является весьма важной задачей. Процесс трогания с места и разгона МТА является наиболее тяжелым режимом работы, который характеризуется значительными динамическими нагрузками и который оказывает существенное влияние на важнейшие показатели: производительность, топливную экономичность, а также буксование движителей, истирание почвы и шин, нагруженность и срок службы элементов трансмиссии тракторов. Одним из эффективных методов снижения динамической нагруженности является введение упругодемпфирующих звеньев в привод движителей тракторов. Исследования влияния упругодемпфирующего привода ведущих колес на параметры работы МТА в период разгона проводились комплексно: теоретически на разработанной нами шести массовой динамической эквивалентной модели, адекватно отображающей реально протекающие процессы разгона, и экспериментально в полевых условиях на натурных образцах. Использовались методы программного математического моделирования и разработанные методики экспериментального исследования. Комплексом проведенных исследований установлено: вследствие снижения динамических нагрузок получено улучшение всех эксплуатационных показателей МТА, в том числе уменьшение буксования движителей, износа шин и истирания почвы, существенное повышение энергоэффективности: удельный расход топлива в процессе трогания и разгона МТА с упругодемпфирующим приводом на стерне на передачах с третьей по шестую уменьшается в среднем на 40% по сравнению жестким серийным приводом. Вследствие сглаживания пиков крюковой нагрузки (на 38 %) и крутящего момента (на 36 %) с эластичными элементами происходит более плавный и в то же время более интенсивный разгон агрегата (сокращается время разгона за счет того, что снижается буксование ведущих колес и в меньшей степени уменьшается частота вращения коленчатого вала двигателя).

Ключевые слова: МТА, трогание и разгон, динамик, энергосбережение, топливная экономичность, истирание почвы.

Введение

В настоящее время в связи с ростом энергонасыщенности и увеличением рабочих скоростей современных тракторов изучение переходных режимов является весьма важной задачей [1–14]. Процесс трогания с места и разгона МТА является наиболее тяжелым режимом работы, который характеризуется значительными динамическими нагрузками и который оказывает существенное влияние на производительность, топливную экономичность, буксование движителей, истирание почвы и шин, нагруженность и срок службы элементов трансмиссии тракторов [5, 6, 10, 11]. Одним из эффективных методов снижения динамической нагруженности является повышение податливости в системе передачи энергии МТА посредством введения упругодемпфирующих звеньев в привод движителей тракторов

[2, 7–9], в навесное или сцепное устройство [3], упругой установки рабочих органов сельскохозяйственных машин [4].

Целью работы является исследование влияния упругодемпфирующего привода ведущих колес на параметры работы МТА в период разгона на разработанной шести массовой динамической эквивалентной модели, адекватно отображающей реально протекающие процессы разгона [1]. Экспериментальные исследования проводились в полевых условиях на натурных образцах.

Материалы и методы исследования

Динамическая эквивалентная модель МТА, представленная на рис. 1, описывается системой дифференциальных уравнений второго порядка, являющейся математической моделью движения МТА:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_d - M_M; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_M - (\varphi_2 - \varphi_3)/E_1; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = (\varphi_2 - \varphi_3)/E_1 - (\varphi_3 - \varphi_4)/E_2 - (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)k_2; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = (\varphi_3 - \varphi_4)/E_2 + (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)k_2 - (\varphi_4 - \varphi_5)/E_3; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = (\varphi_4 - \varphi_5)/E_3 - M_K; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 = M_K - M_C; \end{cases}$$

где J_1 – приведенный момент инерции двигателя; J_2 – момент инерции ведомого диска муфты сцепления; J_3 – суммарный приведенный момент инерции трансмиссии; J_4 – приведенный момент инерции дисков ведущих колес; J_5 – приведенный момент инерции шин ведущих колес; J_6 – приведенный момент инерции поступательно движущихся масс трактора (m_1) и сельскохозяйственного орудия (m_2); $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ – углы поворота соответствующих масс, приведенные к валу двигателя; E_1 – суммарная эквивалентная податливость пружин демфера и валов трансмиссии; E_2 – приведенная податливость ведущих полуосей; E_3 – приведенная тангенциальная податливость шин ведущих колес; k_2 – приведенный коэффициент демпфирования ведущих полуосей; M_d – крутящий момент двигателя; M_M – момент трения муфты сцепления; M_K – момент касательных сил взаимодействия движителей с почвой; M_C – момент сопротивления.

Экспериментальные исследования проводились в полевых условиях на натурных образцах.

Использовались методы программного математического моделирования, экспериментальные методы исследований. При исследовании процесса разгона МТА методом математического моделирования задавались следующие исходные параметры: почвенный фон – стерня, время включения муфты сцепления – 0,7 с, крюковая нагрузка постоянная – 9,5 кН, масса прицепного сельскохозяйственного орудия – 400 кг, неровности поверхности качения не учитывались. Процесс разгона исследовался на передачах с третьей на шестую. Результаты счета для жесткого серийного привода с податливостью, приведенной к ведущим полуосям, $E_C = 18 \cdot 10^{-3}$ рад/(кН·м), сравнивались с упругодемпфирующим приводом с податливостью $E_y = 2 \cdot 10^{-1}$ рад/(кН·м).

Эксперименты проводились на III, IV, V, VI передачах без редуктора и VIII с редуктором при максимальной подаче рейки топливного насоса, что соответствовало скорости 1,90; 2,36;

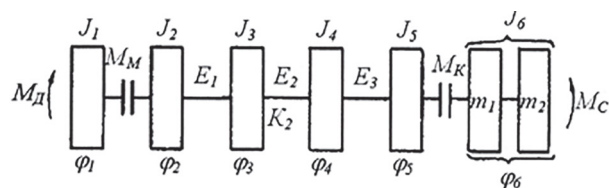


Рис. 1. Динамическая эквивалентная модель МТА

2,81; 3,30 и 3,61 м/с соответственно. Исследования проводились в широком диапазоне податливостей эластичных элементов. Начальное давление жидкости в пневмогидроаккумуляторе P_0 варьировалось от 3 МПа до 10 МПа, начальный объем газа V_0 – от 400 см³ до 2400 см³. Испытания проводились от максимальной жесткости ($P_0 = 10$ МПа, $V_0 = 400$ см³) до максимальной податливости ($P_0 = 3,0$ МПа, $V_0 = 2400$ см³).

Результаты и их обсуждение

На рис. 2 представлена расчетная диаграмма разгона МТА на четвертой передаче с серийным и упругодемпфирующим приводом.

На диаграмме наглядно видно качественное изменение характера протекания процесса разгона при увеличении податливости привода.

Замыкание муфты сцепления в варианте с упругодемпфирующим приводом происходит раньше по времени $T_y = 0,45$ с, чем в серийном варианте $T_C = 0,75$ с. Работа буксования муфты сцепления при разгоне с упругодемпфирующим приводом ($A_y = 3,516$ кДж) снижается по сравнению с серийным ($A_C = 20,823$ кДж) на 83,11 %.

Минимальная угловая скорость двигателя при разгоне с упругодемпфирующим приводом $\omega_0 = 216,41$ рад/с, а с серийным $\omega_C = 195,26$ рад/с.

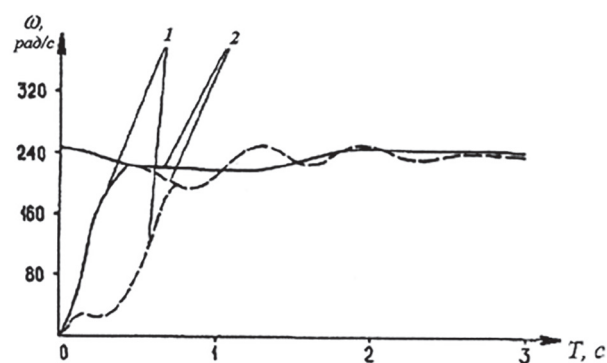


Рис. 2. Диаграмма разгона МТА на стерне на IV передаче: 1 – угловая скорость ведомого диска муфты сцепления, 2 – угловая скорость вала двигателя; ——— серийный привод; ——— упруго демпфирующий привод

Угловая скорость двигателя изменяет свое значение очень плавно, в то время как в серийном варианте она имеет колебательный характер.

На рис. 3 представлены процессы изменения крутящего момента на полуоси T_{Π} и значения буксования δ движителей в период разгона МТА.

В серийном приводе изменение момента T_{Π} носит колебательный характер с ярко выраженным максимумом, достигающим значения $T_{\Pi} = 0,36$ кН·м. В варианте с упругодемпфирующим приводом момент, достигнув значения $T_{\Pi} = 0,25$ кН·м (в 1,44 раза меньше), какое-то время остается на этом уровне, а затем плавно уменьшается. Аналогичным образом изменяет свое значение буксование движителей δ .

Увеличение податливости привода ведущих колес трактора в первую очередь влияет на работу муфты сцепления. При повороте ведущей полуоси на угол φ_{Π} вал муфты сцепления повернется с учетом передаточного отношения i на угол $\varphi_{mc} = \varphi_{\Pi} i$. Поэтому, если при трогании с места МТА с упругодемпфирующим приводом упругий элемент закручивается на угол $\varphi_{\Pi} = 100^{\circ}$, то при передаточном отношении $i = 49,06$ на шестой передаче вал муфты сцепления повернется на угол $\varphi_{mc} = 100^{\circ} \cdot 49,06 = 4906^{\circ}$, т.е. он совершит примерно 13 оборотов. Этим обстоятельством и обусловлено снижение буксования муфты сцепления в период трогания МТА.

Процесс трогания с места МТА с упругодемпфирующим приводом отличается от жесткого серийного тем, что вначале, по мере деформации упругого элемента, происходит поэтапный разгон элементов трансмиссии и

лишь после этого происходит трогание МТА. В серийном варианте элементы трансмиссии и поступательно движущиеся массы разгоняются одновременно. Вследствие этого динамические нагрузки в муфте сцепления возрастают.

В результате снижения динамических нагрузок при исследовании получено уменьшение удельного расхода топлива в процессе трогания и разгона МТА с упругодемпфирующим приводом на стерне на передачах с третьей по шестую в среднем на 40 % по сравнению с жестким серийным приводом (рис. 4).

Экспериментальные исследования проводились в полевых условиях. Трактор был оснащен экспериментальным пневмогидравлическим упругодемпфирующим приводом ведущих колес, изменяющим параметры трансмиссии: увеличивающим ее податливость и диссипативные свойства и обеспечивающим плавное восприятие резко изменяющейся нагрузки. При разгоне исследуемого транспортного агрегата в составе трактора класса 1,4 (МТЗ-80) и двухосного прицепа (ПСЕ-12,5) на 3-ей передаче без редуктора при частоте вращения вала двигателя 2200 мин⁻¹ и резком включении муфты сцепления угол поворота остова трактора в продольно-вертикальной плоскости (дифферент) с жестким приводом составляет 0,75°. Угол поворота остова трактора в продольно-вертикальной плоскости измерялся с помощью датчиков на основе гироскопических чувствительных элементов. Для этой цели использовались авиационные комплексы, сигналы которых преобразовывались специально созданным устройством для последующей регистрации осциллографом.

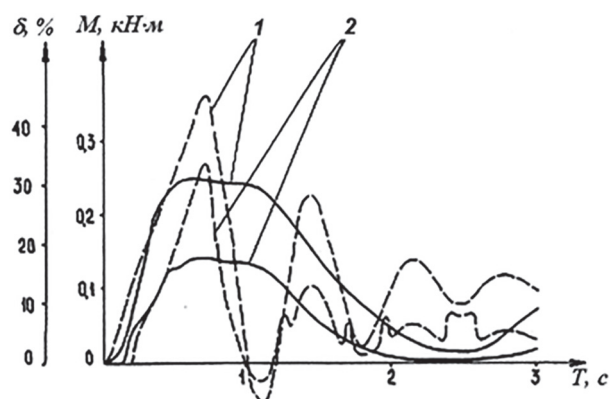


Рис. 3. Изменение значений момента на полуоси 1 и буксования движителей 2 при разгоне МТА на стерне на IV передаче: ——— серийный привод; — упруго демпфирующий привод

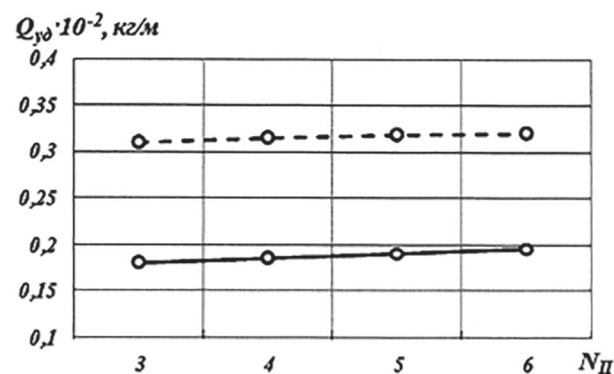


Рис. 4. Зависимость удельного расхода топлива от включенной N_{Π} передачи при разгоне МТА на стерне: ——— серийный привод; — упруго демпфирующий привод

При этом «всплески» крутящего момента и крюковой нагрузки, соответственно, равны: $M_K = 6,48$ кН·м и $P_{KP} = 13,35$ кН. В случае разгона с эластичным приводом при тех же условиях угол поворота равен $0,45^\circ$. «Всплески» крутящего момента и крюковой нагрузки, соответственно, равны: $M_K = 4,76$ кН·м и $P_{KP} = 9,55$ кН. Вследствие сглаживания пиков крюковой нагрузки (на 38 %) и крутящего момента (на 36 %) с эластичными элементами происходит более плавный и в то же время более интенсивный разгон агрегата (сокращается время разгона за счет того, что снижается буксование ведущих колес и в меньшей степени уменьшается частота вращения коленчатого вала двигателя). При этом трактор в значительно меньшей степени опрокидывается в продольно-вертикальной плоскости: величина угла поворота снижается на 40 % (рис. 5).

Аналогичные явления происходят при разгоне и на других передачах. Так, при разгоне агрегата на 5-ой передаче без редуктора при тех же условиях угол поворота остова трактора с жестким приводом составляет $1,60^\circ$, с эластичным – $0,98^\circ$. Имеет место уменьшение угла дифферента на 38 %.

Таким образом, здесь происходят следующие явления. При разгоне агрегата с серийным приводом динамичность действия нагрузок в определенной степени сглаживается буксованием муфты сцепления и ведущих колес. При этом безвозвратно теряется энергия, причем во вредном направлении: происходит износ дисков муфты сцепления, износ шин, истирание почвы. Частично энергия запасается в виде потенциальной энергии подъема центра тяжести трактора при повороте остова относительно ведущих полуосей.

Затем, запасенная таким образом энергия, возвращается (при возврате часть ее все же теряется на пробуксовку). При установке упругодемпфирующих звеньев (эластичных элементов) значительная часть энергии пиковых нагрузок аккумулируется упругими элементами. Поэтому меньшая часть энергии уходит на рассеивание пробуксовкой и на опрокидывание остова трактора. Снижение буксования и дифферента остова трактора благоприятно сказывается на всех эксплуатационных показателях, в том числе на устойчивости и управляемости трактора и агрегата в целом. В принципе, пробуксовку ведущих колес можно рассматривать как своеобразное предохранительное

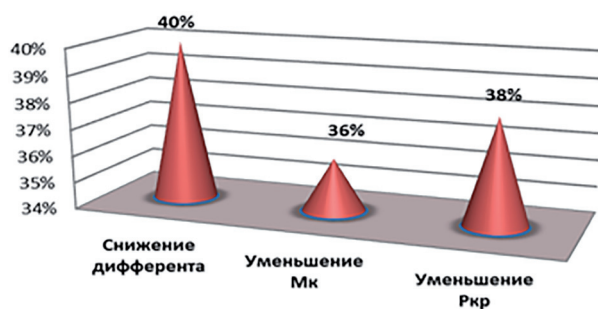


Рис. 5. «Смягчение» динамики разгона транспортного агрегата при введении упругодемпфирующих звеньев

устройство, а поворот остова трактора – как естественный эластичный элемент, снижающий пики нагрузок. В первом случае энергия попусту рассеивается, во втором – запасается, а затем расходуется в полезном направлении. Однако, в отличие от упругодемпфирующих звеньев, аккумулирующих ударные нагрузки в виде потенциальной энергии деформации упругого тела, во втором случае энергия запасается за счет поворота остова трактора, что разгружает передний мост и неблагоприятно сказывается на устойчивости и управляемости.

Заключение

Снижение жесткости трансмиссии за счет увеличения податливости привода ведущих колес трактора существенно снижает динамическую нагруженность при трогании и разгоне МТА, что приводит к улучшению всех эксплуатационных показателей МТА и проявляется, в частности, в снижении буксования движителей, уменьшении истирания почвы, износа шин, повышении энергоэффективности – повышении топливной экономичности до 40 % в широком диапазоне скоростей.

Литература

1. Аврамов В.И., Фомин С.Д. Снижение динамической нагрузки на переходных режимах работы МТА // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2004. № 8. С. 24–25.
2. Карсаков А.А., Фомин С.Д. О возможности снижения потерь энергии в трансмиссиях мобильных машин // Аграрная наука – основа успешного развития АПК и сохранения экосистем: материалы Международной научно-практической конференции. Волгоград: ВолГАУ, 2012. Т. 3. С. 158–163.
3. Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Назаров Е.А. Технико-экономические характеристики горизонтальных стабилизаторов нагрузки МТА // Известия

- Нижеволжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2009. № 4(16). С. 103–108.
4. Кузнецов Н. Г., Гапич Д. С., Назаров Е. А. О проблемах использования сельскохозяйственных машин с упругим креплением рабочих органов // Известия Нижеволжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2010. № 1. С. 132–135.
 5. Поливаев О.И., Панков А.В. Эффективность использования упругодемпфирующего привода ведущих колес // Тракторы и сельхозмашины. 2008. № 2. С. 24–27.
 6. Поливаев О.И., Иванов В.П. Повышение тягово-динамических свойств мобильных энергетических средств за счет совершенствования приводов ведущих колес. М.: РУСАЙНС, 2016. 184 с.
 7. Строков В.Л., Фомин С.Д., Карсаков А.А. Математическая модель для исследования неустановившегося криволинейного движения транспортного агрегата // Совершенствование инженерно-технического обеспечения хозяйств: сборник научных трудов, Волгоград, 1990. С. 90–101.
 8. Строков В.Л., Карсаков А.А., Фомин С.Д. Повышение курсовой устойчивости тракторного поезда // Сб. научн. тр. / Волгоград, 1988. С. 101–108.
 9. Фомин С.Д., Жутов А.Г., Аврамов В.И. О некоторых аспектах динамики разгона и установившегося движения МТА с упругодемпфирующими звеньями // Известия Нижеволжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2010. № 4(20). С. 181–185.
 10. Фомин С.Д. Рациональный тип привода и кинематической связи ведущих колес трактора // Известия Нижеволжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2012. № 3(27). С. 213–219.
 11. Фомин С.Д. Оценка влияния жесткости трансмиссии на устойчивость неуправляемого движения МТА с различным типом кинематической связи ведущих колес // Известия Нижеволжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2012. № 1(25). С. 155–160.
 12. Фомин С.Д. Влияние характеристик трансмиссии на степень галопирования и рыскания трактора // Известия Нижеволжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2011. № 2(21). С. 218–224.
 13. Фомин С.Д., Пындак В.И., Гапич Д.С. Стабилизация курсовой устойчивости управляемого движения машинно-тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 10. С. 13–17.
 14. Dmitry S. Gapich, Roman A. Kosulnikov, Natalya S. Vorobyeva. Forecasting of towing indicators of tractors with 4k4 wheel arrangements. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. vol. 11, no. 11, June 2016. p. 6801–6806.

References

1. Avramov V.I., Fomin S.D. Reduction of the dynamic load in the transient modes of operation of the MTU. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 2004. No 8. pp. 24–25 (in Russ.).
2. Karsakov A.A., Fomin S.D. The possibility of reducing energy losses in transmissions of mobile vehicles. *Agrarnaya nauka – osnova uspehnogo razvitiya APK i sokhraneniya ekosistem: materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Agrarian science as the basis for successful development of agro-industrial complex and conservation of ecosystems: materials of the international scientific and practical conference]. Volgograd: VolGAU Publ., 2012. Vol. 3. pp. 158–163 (in Russ.).
3. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Nazarov E.A. Technical and economic characteristics of the horizontal load stabilizers of MTU. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: nauka i vysshee professional'noe obrazovanie*. 2009. No 4(16), pp. 103–108 (in Russ.).
4. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Nazarov E.A. The problems of using agricultural machines with elastic fastening of working bodies. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: nauka i vysshee professional'noe obrazovanie*. 2010. No 1, pp. 132–135 (in Russ.).
5. Polivaev O.I., Pankov A.V. Efficiency of using an elastic-damping traction wheels drive. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2008. No 2, pp. 24–27 (in Russ.).
6. Polivaev O.I., Ivanov V.P. *Povyshenie tyagovodimicheskikh svoystv mobil'nykh energeticheskikh sredstv za schet sovershenstvovaniya privodov vedushchikh koles* [Increase of traction and dynamic properties of the mobile energy machines by improving the drive of the traction wheels]. Moscow.: RUSAYNS Publ., 2016. 184 p.
7. Strokov V.L., Fomin S.D., Karsakov A.A. Mathematical model for studying the unsteady curvilinear motion of a transport aggregate. *Sovershenstvovanie inzhenerno-tekhnicheskogo obespecheniya khozyaystv: sbornik nauchnykh trudov* [Improving the engineering and technical support of households: collection of scientific papers], Volgograd, 1990, pp. 90–101 (in Russ.).

8. Stokov V.L., Karsakov A.A., Fomin S.D. Increase the stability of the tractor train. *Sb. nauchn. tr. Volgograd, -s. -kh. in.-t* [Collection of scientific papers, Volgograd]. 1988, pp. 101-108 (in Russ.).
9. Fomin S.D., Zhutov A.G., Avramov V.I. Some aspects of the dynamics of acceleration and steady-state motion of an MTU with elastic-damping links. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: nauka i vysshee professional'noe obrazovanie*. 2010. No 4(20), pp. 181-185 (in Russ.).
10. Fomin S.D. Rational drive type and kinematic coupling of the tractor's driving wheels. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: nauka i vysshee professional'noe obrazovanie*. 2012. No 3(27), pp. 213-219 (in Russ.).
11. Fomin S.D. Estimation of the influence of the transmission stiffness on the stability of the uncontrolled movement of the MTU with different types of kinematic coupling of the driving wheels. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: nauka i vysshee professional'noe obrazovanie*. 2012. No 1(25), pp. 155-160 (in Russ.).
12. Fomin S.D. Effect of transmission characteristics on the degree of galloping and yawing of the tractor. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: nauka i vysshee professional'noe obrazovanie*. 2011. No 2(21), pp. 218-224 (in Russ.).
13. Fomin S.D., Pyndak V.I., Gapich D.S. Stabilization of the roadholding ability of the controlled movement of the machine-tractor unit. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 10, pp. 13-17 (in Russ.).
14. Dmitry S. Gapich, Roman A. Kosulnikov and Natalya S. Vorobyeva (2016) Forecasting of towing indicators of tractors with 4k4 wheel arrangements. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. vol. 11, no. 11, June 2016. p. 6801-6806.

ENERGY EFFICIENCY OF THE MACHINE-TRACTOR UNIT IN TRANSIENT MODES

Ph.D. **S.D. Fomin**, Ph.D. **V.I. Avramov**, Dr. Eng. **D.S. Gapich**, **E.S. Vorontsova**
 Volgograd State Agricultural University, Volgograd, Russia
 Gds-08@mail.ru

The study of transient modes of operation of the machine-tractor unit (MTU) in order to improve energy efficiency and energy saving is a very important task. The process of starting and accelerating of MTU is the heaviest mode of operation, which is characterized by considerable dynamic loads and which has a significant influence on the most important indicators: productivity, fuel efficiency, as well as slipping of propulsors, abrasion of the soil and tires, loading and lifetime of the elements of the transmission of tractors. One of the effective methods for reducing dynamic loading is the introduction of elastic-damping links in the drive of propulsors of tractors. The study of impact of elastic-damping drive of traction wheels on the parameters of the MTU operation during the acceleration period were carried out in a complex way: theoretically, on the six mass dynamic equivalent model developed by us, which adequately reflects the actual overlocking processes, and experimentally, in the field conditions on full-scale samples. Methods of software mathematical modeling and developed methods of experimental research were used. The complex of the conducted researches has established: due to the decrease in dynamic loads the improvement of all operational parameters of the MTA has been obtained, including: reduction in the slippage of propellers, tire wear and abrasion, a significant increase in energy efficiency: specific fuel consumption in the process of starting and accelerating of MTU with an elastically damping drive on stubble in gears from the third to the sixth decreases by an average of 40 % compared to a rigid serial drive. Due to the smoothing of the peaks of the hook load (by 38 %) and the torque (by 36 %) with the elastic elements, a more smooth and at the same time more intensive acceleration of the unit is obtained (acceleration time is shortened due to the fact that the slippage is reduced and crankshaft speed is reduced in lesser degree).

Keywords: machine-tractor unit, starting and acceleration, dynamic, energy saving, fuel economy, abrasion of the soil.