

по величине углового ускорения выходного вала, пропорционального продольному ускорению погрузчика.

Продольное ускорение погрузчика при переключении ступени в ГМКП, без учета демпфирующих способностей шин, можно выразить через угловое ускорение выходного вала. Его легко определить из анализа информации от системы диагностики. Угловое ускорение – это приращение угловой скорости $\Delta\omega$ за среднюю продолжительность между соседними импульсами T_i и T_{i+1} , т.е. за период времени $(T_i + T_{i+1})/2$. Поскольку один импульс выходного сигнала – это поворот шестерни, связанной с выходным валом, на один зуб, то приращение угловой скорости в рад/с найдется из выражения

$$\Delta\omega = 2\pi/z \left(1/T_{i+1} - 1/T_i\right).$$

Тогда, угловое ускорение в рад/с² можно отслеживать, постоянно анализируя длительность соседних импульсов выходного сигнала датчика по зависимости

$$\varepsilon_i = 4\pi/z \left((T_i - T_{i+1})/T_i \cdot T_{i+1} (T_i + T_{i+1}) \right).$$

Выводы

1. Используя анализ шага зацепления ведомой шестерни относительно высокочастотного опорного сигнала, генерируемого с ведущего вала, путем подсчета импульсов на каждом периоде зубцовой частоты и длительности этих периодов, легко оценить и техническое состояние фрикционных элементов гидромеханической трансмиссии, используя компью-

тер с соответствующим алгоритмом обработки данных как средство диагностирования.

2. Проведенные расчетно-теоретические исследования показывают, что любую трансмиссию мобильной машины легко адаптировать к компьютерной диагностике. При этом можно получить высокую точность постановки диагноза при минимальных затратах, используя современные средства диагностики. Создание системы компьютерной диагностики на основе предложенного импульсного метода диагностирования трансмиссий позволит существенно снизить затраты на эксплуатацию, поскольку трудоемкость ремонтных работ по трансмиссии при выходе ее из строя достаточно велика.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. 6802 ВУ, С1 G 01M 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г.Л. Антипенко, Д.Г. Антипенко, А.Н. Максименко, Б.М. Моргалек (РБ). - №а20020570; Заявлено 02.07.2002; Опубл. 30.03.2005.- 5 с. : ил.
2. Пат. 9279 ВУ, С1 G 01M 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г.Л. Антипенко, Д.Г. Антипенко, А.Н. Максименко, Б.М. Моргалек (РБ). - №а20040773.
3. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. – Мн.: Дизайн ПРО, 2004. – 640с.

Статья поступила в редакцию 11.10.2007

УДК 629.114

Амельченко П.А., Гуськов А.В., Дубовик Д.А., Мелешко М.Г.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ТРАКТОРОВ

Введение. Одним из важнейших вопросов при создании колесного трактора является обоснование рационального распределения масс последнего на оси, которое обеспечивает наилучшие тягово-сцепные свойства и максимальный тяговый КПД η_m трактора. Тягово-сцепные свойства колесного трактора в составе машинно-тракторного агрегата определяются взаимодействием ходовой системы с опорной поверхностью.

При неустановившемся движении на горизонтальной поверхности действующие нагрузки в общем случае определяются вертикальными нагрузками на оси трактора, сопротивлением агрегируемых машин, силой инерции, сопротивлением воздуха, крутящими моментами, подводимыми к ведущим колесам и моментом инерции всего агрегата. Реактивные силы при этом определяются как касательные силы тяги и силы сопротивления движению, вертикальные реакции.

Теоретический анализ [1, 2] показывает, что увеличение размеров шины (диаметра D и ширины b) при одинаковой вертикальной нагрузке G на шину приводит к улучшению ее тягово-сцепных качеств. При этом уменьшается сопротивление $F_{сnp}$ перекачиванию (за счет уменьшения образования колеи и смятия грунта движителем), увеличивается касательная F_k сила тяги (за счет увеличения площади опорной поверхности) и улучшается проходимость (благодаря уменьше-

нию давления движителя на грунт, увеличению дорожного просвета). Вместе с тем, увеличение размеров шины (при $G = const$) приводит к увеличению веса всего трактора и стоимости шин. Поэтому рационально подобранные шины (по диаметру D и ширине b , давлению воздуха в шине P_w , числу слоев корда и т.д.) позволят улучшить тяговый КПД трактора и его проходимость.

Таким образом, необходимо искать компромиссное решение, которое представлено следующим алгоритмом: при $G = const$ и $D, b = var$, $F_{сnp} \rightarrow \min$; $F_k \rightarrow \max$;

$\eta_k \rightarrow \max$; $q \rightarrow \min$, где η_k - тяговый коэффициент полезного действия ведущего колеса; q - давление на грунт, Н/м².

При разработке перспективных колесных тракторов на МТЗ используется номенклатура шин, приведенная в таблице 1, в которой указаны обозначения шины, обода и ее параметры: b - ширина, D - наружный диаметр, $r_{ст}$ - статический радиус и r_x - кинематический радиус качения, $G_{дон}$ - допустимая нагрузка при скорости $V = 40$ км/ч и давлении воздуха в шине P_w , МПа. Из этой таблицы можно выбрать шины по предельной G_{max} нагрузке, т.е. решать задачу, кото-

Амельченко Петр Адамович, д.т.н., профессор, начальник отдела тракторов Государственного научного учреждения «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси».

Дубовик Дмитрий Александрович, к.т.н., зам. директора по научной работе Государственного научного учреждения «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси».

Беларусь, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

Гуськов Андрей Владимирович, к.т.н., начальник отдела Производственного объединения «Минский тракторный завод».

Мелешко Михаил Григорьевич, генеральный конструктор Производственного объединения «Минский тракторный завод». Беларусь, «Минский тракторный завод», 220009, г. Минск, ул. Долгобродская, 29.

рую можно выразить условием $G \leq G_{max}$. Однако ответить на вопрос, при каких же параметрах шина при переменных нормальных нагрузках ($G = var$) будет обладать наилучшими тягово-сцепными качествами не представляется возможным.

Тягово-сцепные свойства ведущих колес тракторов. Исследование по теории взаимодействия колесного движителя с почвой [3,4] показали, что для каждой шины определенной размерности можно подобрать такую нагрузку, при которой она будет обладать наилучшими тягово-сцепными качествами и проходимость. Или решить задачу типа: $D, b, P_w \dots = const$, принимая в качестве критерия эффективности η_k - КПД ведущего колеса, найти оптимальную вертикальную нагрузку G для шины с учетом перераспределения этой нагрузки при приложении комплексных нагрузок от агрегируемых с трактором машин и орудий, т.е., имея функциональную зависимость $\eta_k = f(G)$, решить уравнение

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial G} = 0.$$

Можно решить и обратную задачу: при $G = const$ найти оптимальные размеры шин D и b (давление в шине P_w определяется агротехническими требованиями и прочностью шины), т.е. имея зависимость $\eta_k = f(D, b)$, решить уравнение

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial D, b, P_w} = 0.$$

Решение упомянутой задачи приводится в настоящей статье.

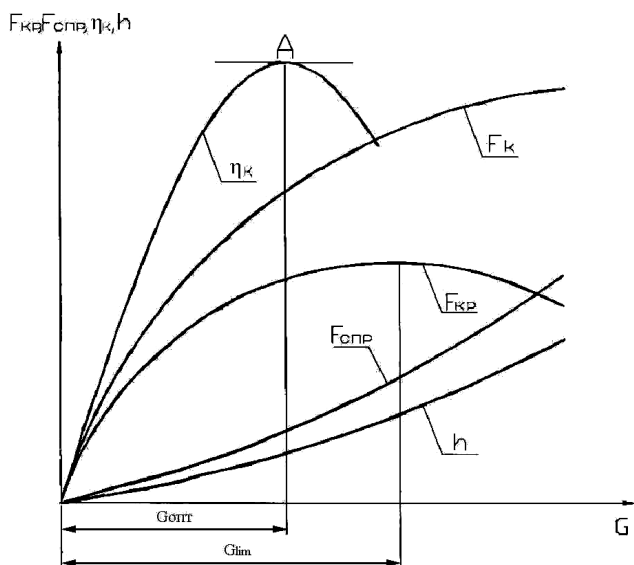


Рис. 1. Тягово-сцепные свойства ведущего колеса: F_k - касательная сила тяги; F_{kp} - сила тяги колеса; F_{cnp} - сила сопротивления движению; η_k - КПД колеса; h - глубина колеи; G_{lim} - предельная весовая нагрузка; G_{opt} - оптимальная весовая нагрузка

Исследования [1,2] показали, что тяговый КПД η_k в зависимости от переменной вертикальной нагрузки (D и $b \dots = const$) изменяется (рис.1). Естественно, при нулевой нагрузке ($G = 0$), $\eta_k = 0$. Затем, при увеличении верти-

кальной нагрузки η_k возрастает и достигает в точке А максимума. Соответствующая вертикальная нагрузка будет оптимальной для колеса данной размерности. Дальнейшее увеличение нагрузки ведет к уменьшению КПД колеса, что нежелательно с точки зрения экономики и долговечности шин ведущих колес.

Если принять предел изменения η_k до 5% в ту или другую сторону, т.е. $0,95\eta_k \dots \eta_k \dots 0,95\eta_k$ (рис. 1), то получаем область вертикальных нагрузок, оптимальных для колеса данной размерности.

КПД ведущего колеса в теории трактора [3, 4] принято оценивать следующей формулой:

$$\eta_k = (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{cnp}}{F_k} \right), \quad (1)$$

где δ - буксование, в долях единицы; F_{cnp} - сила сопротивления перекатыванию при смятии грунта движителем и образования колеи, Н; F_k - касательная сила тяги, Н.

Для определения силы сопротивления F_{cnp} перекатыванию существует ряд зависимостей, связывающих последнюю с вертикальной нагрузкой G , размерами шин (D - диаметр, b - ширина, P_w - давление воздуха в шине), физико-механическими свойствами грунта (σ_0 - несущая способность грунта, K - коэффициент объемной деформации грунта).

Одной из зависимостей, отображающей процесс взаимодействия ведущего колеса с грунтом, является [3]:

$$F_{cnp} = \int_0^h br \cos \alpha_0 \sigma_0 th \left[\frac{K}{\sigma_0} r \ln h \right] dh \quad (2)$$

и

$$h = \int_0^h br \sin \alpha_0 \sigma_0 th \left[\frac{K}{\sigma_0} r \ln h \right] dh, \quad (3)$$

где α - угол обхвата опорной поверхности колеса.

Принимая, что давление $q_x = \frac{G}{bL} \cong q_{cp}$, (т.е. распределение нагрузки по площади опорной поверхности происходит равномерно), формулы (2) и (3) можно значительно упростить:

$$F_{cnp} = \frac{G^2}{KbD_{np}^2} \quad (4)$$

и

$$h = \frac{G^2}{K^2 b^2 D_{np}^3} \quad (5)$$

при этом ошибка не превышает 5%. Здесь D_{np} - приведенный диаметр

$$D_{np} = D_0 \left(1 + \frac{2G}{\sigma_0 D_0} \right), \quad (6)$$

где D_0 - номинальный диаметр шины, м.

Расчетные результаты для шины 580/70R42 приведены на рис.2. При этом было принято, что ведущее колесо перекатывается по горизонтальной поверхности стерни на суглинке нормальной влажности, имеющей следующие физико-механические свойства:

$$\sigma_0 = 1,58 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2; K = 1,1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^3.$$

Таблица 1. Справочные данные по шинам ведущих колес тракторов Беларуси

Шина	Обод	Параметры шин, мм				Допустимая нагрузка $G_{доп}$, кгс при $V=40$ км/ч и давлении P_w , МПа										
		Ширина, b	Наружный диаметр, D	Статический радиус, r	Кинематич. радиус качения, r_k	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	
7,50L-16	4,50E-16	205	704	328	335	200	332	384	432	472	516	548	584			
210/80R16	W7-16	205	750	350	357	445	510	565	620	670						
11,2-16	W8-16	264	905	420	425	464	520	600	635	670	740	770	840			
12,4L-16	W8-16	297	930	425	425	530	605	675	735	790	845	905	960			
9.00R20	5,50F20	224	930	450	455			555	610	650	700	750	790	830	930	
11,2-20	W9-20	274	983	460	465		610	680	745	800	865	915	940			
	W7-20	254														
11,2R20	W9-20	274	985	450	470	725	830	920	1010	1090						
	W7-20	254														
13,6-20	W12-20	345	1060	490	500	670	765	855	930	1000	1075	1145				
13,6R20	W12-20	345	1060	480	500	670	765	855	930	1000	1075	1145				
360/70R20	W12-20	360	1045	467	496		1065	1185	1295	1400						
16,0-20	W12-20	405	1075	490	513		1030	1145	1250	1350						
11,2R24	W10-24	284	1095	509	521	755	895	955	1090	1180						
14,9R24	W12-24	378	1245	560	590	1135	1290	1435	1570	1700						
360/70R24	W12-24	360	1145	509	544	1000	1140	1270	1385	1500						
380/70R24	W12-24	380	1180	520	554		1035	1150	1260	1360						
420/70R24	W12-24	420	1245	569	590		1425	1605	1755	1900						
11,2R28	W10-28	284	1200	555	574	835	950	1055	1155	1250						
16,9R30	DW14L-30	420	1470	665	690	1535	1745	1945	2125	2300						
18,4L-30	DW14L-30	470	1520	693	720		1696	1780	1932	2092	2252					
480/70R30	DW16-30	480	1485	670	704		1935	2175	2380	2575						
	DW16-30															
540/6530	DW15-30	530	1464	671	705	1735	1890	2125	2360	2915	3020	3195	3620	3750		
	DW16-30															
18,4R34	DW16-34	467	1640	760	778	1865	2125	2345	2590	2800						
15,5R38	DW14L-38	394	1570	730	750		1164	1304	1420	1520	1648					
16,9R38	DW15L-38	429	1685	780	800	1715	1755	2175	2380	2575						
	DW14L-38															
18,4R38	DW15L-38	467	1750	805	829	1950	2115	2475	2740	3000						
	DW18L-38															
18,4R38	DW15L-38	467	1750	785	835	2000	2280	2535	2775	3000						
	DW18L-38															
520/70R38	DW15L-38	520	1750	795	835		2545	2830	3100	3350						
9,5R42	W8-42	241	1512	725	725	582	634	712	776	832	896	944				
580/70R38	DW18L-38	580	1835	827	875		3230	3590	3930	4250						
11,2R42	W8-42	284	1572	745	749			880	960	1032	1112	1184	1256	1312	1350	
580/70R42	DW18-42	580	1900	833	907		3230	3590	3930	4250						
710/70R38	DW23H-38	714	1959	857	916	3755	4065	4275	4835	5300						

Примечание: при работе на скоростях до 8 км/ч допускается увеличение нагрузки на 40%; при работе на скорости 35 км/ч допускается увеличение нагрузки на 3%.

Из рисунка видно, что с увеличением вертикальной нагрузки G сила $F_{сnp}$ возрастает. Причем градиент возрастания все время увеличивается.

Среди многих формул, отражающих зависимость $F_k = f(G, D, b, P_w, f_{ск}, \dots)$, наилучшее приближение дает уравнение [1, 2]:

$$F_k = \int_0^L b f_{ск} q_x \left(1 + \frac{f_{np}}{ch \frac{\delta L}{k_\tau}} \right) th \frac{\delta L}{k_\tau} dx, \quad (7)$$

где b – ширина колеса, м; L – длина опорной поверхности колеса, м; $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения; f_{np} – приведенный коэффициент трения, $f_{np} = f(f_{ск}, f_{п})$; $f_{п}$ – коэффициент трения покоя; δ – буксование, в долях единицы; q_x – давление колеса на грунт, давление колеса на грунт, Па (Н/м^2); k_τ – коэффициент деформации, м.

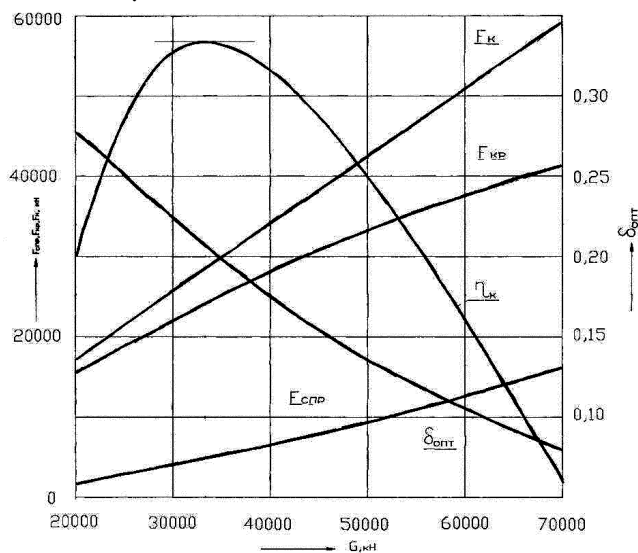


Рис. 2. Тягово-сцепные свойства шины

При условии, что $q_x \cong q_{cp} = \frac{G}{bL}$, уравнение (7) упрощается и имеет вид:

$$F_k = \frac{f_{ск} k_\tau b q_{cp}}{\delta} \left[\ln ch \frac{\delta L}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] \quad (8)$$

или

$$F_k = \frac{f_{ск} k_\tau G}{\delta L} \left[\ln ch \frac{\delta L}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L}{k_\tau}} - 1 \right) \right]. \quad (9)$$

Длина опорной поверхности при этих условиях определяется формулой:

$$L = r_{np} \alpha_0 + \sqrt{2r_{np} h}.$$

Здесь $\alpha_0 = \arctg \sqrt{\frac{2r_{np} h - h^2}{r_{np} - h}}$, $r_{np} = \frac{D_{np}}{2}$, м.

Следует также отметить, что для минеральных грунтов коэффициенты трения грунта ($f_{ск}, f_{п}, f_{np}$) зависят от давления q : чем больше q , тем меньше $f_{ск}, f_{п}, f_{np}$. Исходя из этого, для суглинка нормальной влажности эту зависимость можно записать следующим выражением [1, 2]:

$$f_{ск} = f_{np} = a - b q_{cp}, \quad (10)$$

где a и b – эмпирические коэффициенты [1].

Формулы (8) и (9) показывают, что касательная сила тяги колеса зависит от буксования δ .

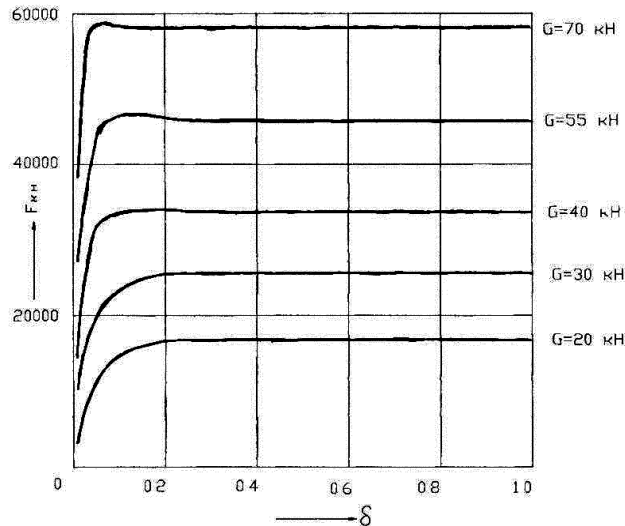


Рис. 3. Тягово-сцепные свойства шины в зависимости от буксования при различных вертикальных нагрузках

Зависимости $F_k = f(\delta)$ при различных нагрузках G для шины 580/70R42 приведены на рис. 3. Из него видно, что при условии качения ведущего колеса по горизонтальной поверхности суглинка нормальной влажности, касательная сила тяги F_k достигает максимального значения при определенном буксовании, которое обозначено как δ_{opt} , т.е. буксование оптимально. Отметим, что δ_{opt} увеличивается при уменьшении вертикальной нагрузки G (рис. 4).

Алгоритм определения оптимальных вертикальных нагрузок

1. Для заданной размерности шины находится диапазон вертикальных нагрузок, $0,3G_{дон} \leq G_{дон} \leq 1,5G_{дон}$, где $G_{дон}$ – допустимая нагрузка при $V=40$ км/ч и давлении $P_w = 0,14$ МПа (таблица 1).

2. В соответствии с физико-механическими свойствами грунта (таблица.2), определяется зависимость $F_{сnp} = f(G)$. При различных вертикальных нагрузках, в указанном в пункте 1 диапазоне $G_{дон}$, значения зависимости $F_{сnp}$ наносятся на график (рис. 2).

Таблица 2

Наименование грунта	σ_0 , Па	K , Н/м^3	$f_{ск}$	$f_{п}$	f_{np}
Стерня суглинка нормальной влажности	$1,59 \cdot 10^6$	$1,1 \cdot 10^6$	0,82	0,88	0,83

Примечания: Значения $f_{ск}, f_{п}, f_{np}$ приведены при среднем давлении $q_{cp} = 42$ кПа.

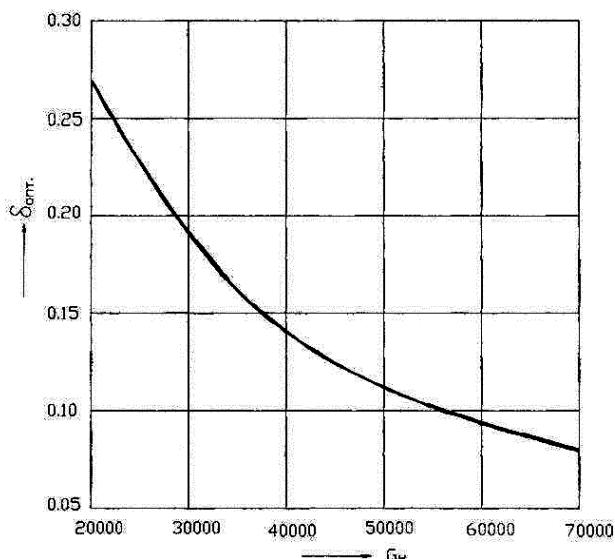


Рис. 4. Зависимость буксования от нагрузки

3. Определяется зависимость $F_k = f(\delta)$ при различных нагрузках (рис. 3), при этом отмечаются соответствующие значения F_{kmax} и δ_{opt} , а затем эти значения наносятся на график (рис. 2).

4. Определяется зависимость $\eta_k = (1 - \delta_{opt}) \left(1 - \frac{F_{Cпр}}{F_{kmax}} \right)$ при различных вертикальных нагрузках и наносится на график (рис. 2).

5. Оптимальную нагрузку G_{opt} можно определить аналитически, решая уравнение $\frac{\partial \eta_k}{\partial G} = 0$.

Выводы. Анализ зависимости тягово-сцепных свойств шины от вертикальной нагрузки показывает, что эта нагрузка может быть: оптимальной G_{opt} (при максимальном КПД

$\eta_k \rightarrow \max$), допустимой $G_{доп}$ (в зависимости от скорости движения и давления воздуха) и предельной $G_{пред}$ (при критическом усилии $F_k \rightarrow \max$).

При выборе шин ведущих колес следует ориентироваться на диапазон $G_{opt} \dots G_{доп}$, отдавая предпочтение G_{opt} .

В справочных данных по шинам ведущих колес тракторов «Беларусь» отсутствуют данные по оптимальной нагрузке, которая соответствует максимальному коэффициенту полезного действия.

Приведенные расчеты дают возможность оценить тягово-сцепные качества и код шин при различных режимах нагрузки, давления воздуха и скорости движения.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГНТП «Белавтотракторостроение». Задание АТ-02.15 «Создать семейство универсально-пропашных тракторов семейства «Беларусь» мощностью двигателя 80...100 л.с. с целью повышения технико-экономических и эксплуатационных качеств, энергонасыщенности, улучшения условий тракториста». Отчет по НИР. Этап АТ-15.06.01.04 «Определить тягово-сцепные характеристики шин ведущих колес тракторов мощностью 80...100 л.с.» БГПА (рукопись). – Мн., 2002. – 36 с.
2. ГНТП «Белавтотракторостроение». Задание АТ-02.19 «Создать базовую модель колесного трактора общего назначения тягового класса 5.0 мощностью до 350 л.с. для выполнения энергоемких работ в сельском хозяйстве, промышленности, строительстве и других отраслях». Отчет по НИР. Этап АТ-19.06.01.12 «Определить распределение вертикальных нагрузок по осям трактора и дать рекомендации по их рациональному распределению» БГПА (рукопись). – Мн., 2002. – 28 с.
3. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. – М: Машиностроение, 1996. – 194 с.
4. Тракторы. Теория. Под редакцией проф. В.В. Гуськова. – М: Машиностроение, 1984. – 374 с.

Статья поступила в редакцию 06.06.2007

УДК 631.301 (ББК 38.623)

Козлович П.А., Гриценко П.А.

МЕСТО УСТАНОВКИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ В ТРАНСМИССИИ ЗЕМЛЕРОЙНОЙ МАШИНЫ

Введение. Для защиты элементов привода землеройных машин и машин для фрезерования застарелых почв применяют предохранительные муфты. Тензометрические замеры нагрузок на машинах для фрезерования застарелых почв показали, что фактический коэффициент динамичности колеблется в пределах 1,8...3,8 в зависимости от условий фрезерования и структурно-механических свойств залежи [1]. Наиболее полно требованиям защиты от перегрузок привода отвечают фрикционные предохранительные муфты из-за наибольшей точности срабатывания и чувствительности, что позволяет достаточно полно использовать мощность двигателя трактора и избежать дополнительных динамических нагрузок, предохранить трансмиссию от перегрузок.

При проектировании новой машины весьма важно не только рассчитывать конструктивные параметры предохранительной муфты, но и определить рациональное место ее установки в трансмиссии (ближе к рабочему органу либо к двигателю, либо в середине трансмиссии).

Положение предохранительной муфты в трансмиссии землеройной машины. Рассмотрим эти вопросы на применяемых в машинах для глубокого фрезерования застарелых почв многодисковых фрикционных муфтах. Вращающий момент, передаваемый многодисковой муфтой [2], определяется по формуле:

Гриценко Петр Александрович, к.т.н., доцент кафедры основ машиностроения Учреждения образования «Мозырский государственный педагогический университет» им. И.П. Шамякина».

Козлович Петр Андреевич, студент 5-го курса инженерно-педагогического факультета Учреждения образования «Мозырский государственный педагогический университет» им. И.П. Шамякина».