

УДК 629.114.2-182.8

## АНАЛИЗ РАБОТЫ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА УЭС-2-280А И ТРАКТОРА «БЕЛАРУС 2422», АГРЕГАТИРУЕМЫХ С КОСИЛКОЙ-ПЛЮЩИЛКОЙ РОТАЦИОННОЙ КПр-9

**В. Б. ПОПОВ**

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

**Ключевые слова:** подъемно-навесное устройство, механизм навески, передаточное число, грузоподъемность, управляемость.

### Введение

Косилка-плющилка ротационная КПр-9 [1] предназначена для скашивания трав в валки и посредством подъемно-навесного устройства (ПНУ) обычно агрегируется с универсальными энергетическими средствами, главным образом с УЭС-2-280А или УЭС-2-250А. Использование в качестве мобильных энергоносителей для КПр-9 только УЭС существенно ограничивает объем их реализации как в нашей стране, так и за рубежом, а также возможность замены в хозяйстве одного мобильного энергоносителя другим с соответствующим ПНУ.

Цель работы – анализ процесса перевода задними подъемно-навесными устройствами (рис. 1, а) УЭС-2-280А [2] и «БЕЛАРУС 2422» [3] косилки-плющилки ротационной КПр-9 в транспортное положение, определение и сравнение выходных параметров ПНУ и управляемости машинно-тракторного агрегата (МТА), включающего КПр-9.

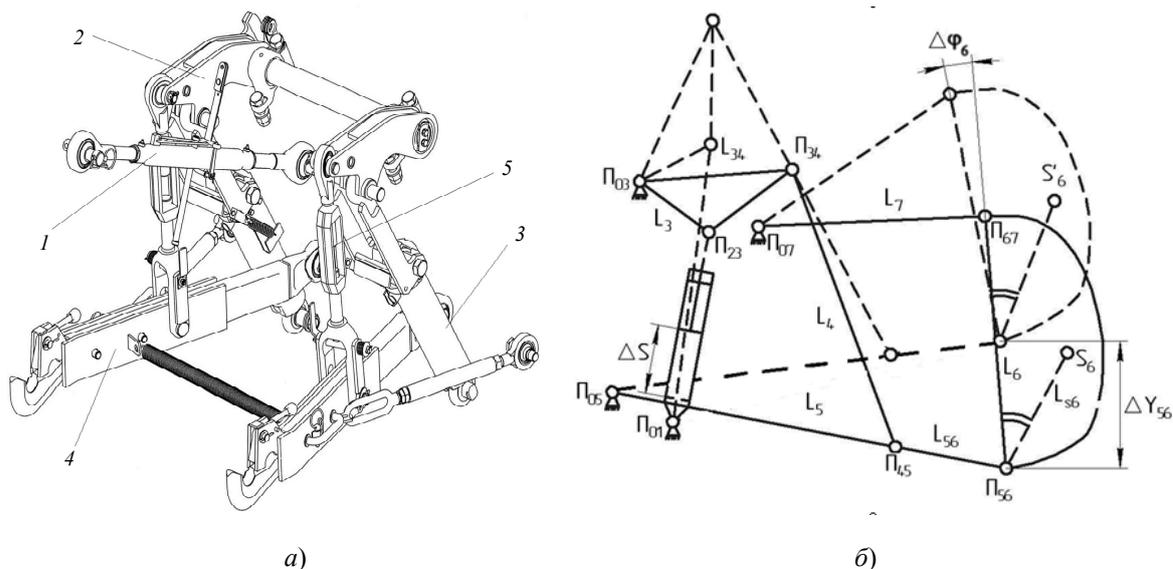


Рис. 1. Подъемно-навесное устройство мобильного энергосредства (а) и плоский аналог кинематической цепи, включающей механизм навески и навесную машину (б):

1 – тяга верхняя; 2 – рычаг поворотный; 3 – гидроцилиндр; 4 – тяга нижняя; 5 – раскос

### Основная часть

Характер связи мобильного энергетического средства (МЭС) с КПП-9 определяется параметрами его ПНУ и массово-геометрическими параметрами КПП-9. ПНУ МЭС состоит из механизма навески (МН) и гидропривода, причем МН – основная составляющая ПНУ, определяющая характер взаимодействия МЭС с навесной машиной (НМ). МН – пространственный шарнирно-рычажный механизм (рис. 1, а), закрепленный на раме МЭС. Тяги МН связаны с НМ (в данном случае КПП-9) через присоединительный треугольник, образуемый шарнирами его верхней и нижних тяг.

Расчет выходных параметров МН проводится на базе его плоского аналога, полученного из пространственной геометрической модели проецированием центров шарниров МН на его продольную плоскость симметрии. В результате имеем одноподвижный восьмизвенный шарнирно-рычажный механизм (рис. 1, б), изменение обобщенной координаты которого ( $\Delta S$ ) однозначно связано с положением его выходного звена ( $L_6$ ) –  $\Delta\varphi_6, \Delta Y_{56}$ .

Геометрический анализ замкнутой кинематической цепи выполнен по методу замкнутых векторных контуров [4]. В результате определяются координаты подвижных шарниров МН и характерных точек кинематической цепи. Координаты оси подвеса МН –  $\Pi_{56}$  определяются по выражениям:

$$X_{56}(S) = X_{05} + L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S); \quad Y_{56}(S) = Y_{05} + L_{56} \cdot \sin \varphi_5(S), \quad (1)$$

где  $X_{05}, Y_{05}$  – координаты неподвижного шарнира  $\Pi_{05}$  на раме УЭС;  $\varphi_5$  – угол, образуемый аналогом нижней тяги в правой декартовой системе координат.

Координаты характерной точки – центра тяжести КПП-9 – определяются в соответствии с выражениями:

$$X_{S6}(S) = X_{56}(S) + L_{S6} \cdot \cos[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}]; \quad (2)$$

$$Y_{S6}(S) = Y_{56}(S) + L_{S6} \cdot \sin[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}], \quad (3)$$

где  $L_{S6}$  и  $\varphi_{S6}$  – характеристики вектора, проведенного от оси подвеса в центр тяжести косилки-плющилки ротационной.

Процедура кинематического анализа формируется путем дифференцирования по независимой переменной ( $t$ ) уравнений, описывающих соответствующие замкнутые векторные контуры. Определение аналогов угловых скоростей звеньев МН проводится в прямом порядке, начиная с подъемного рычага (см. рис. 1, б). Так, дифференцируя по обобщенной координате выражение для угла  $\varphi_3(S)$ , получим аналог угловой скорости подъемного рычага:

$$\varphi_3'(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2S}{\sqrt{4L_{13}^2 L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}. \quad (4)$$

Передаточные отношения  $U_{53}(S)$  и  $U_{65}(S)$ , связывающие между собой угловые скорости (или аналоги этих скоростей) звеньев  $L_{56}$  и  $L_3$ , а также  $L_{56}$  и  $L_6$ , определяются в результате последовательного кинематического анализа замкнутых контуров  $\Pi_{03}\Pi_{34}\Pi_{45}\Pi_{05}$  и  $\Pi_{07}\Pi_{67}\Pi_{56}\Pi_{05}$  (рис. 1, б):

$$U_{53}(S) = \frac{d\varphi_5(S)}{d\varphi_3(S)} = \frac{L_{34} \cdot \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}{L_5 \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_4(S)]}, \quad (5)$$

$$U_{65}(S) = \frac{d\varphi_6(S)}{d\varphi_5(S)} = \frac{L_{56} \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_7(S)]}{L_6 \cdot \sin[\varphi_7(S) - \varphi_6(S)]}. \quad (6)$$

Для данной структурной схемы МН справедливы следующие соотношения:

$$\varphi'_5(S) = \varphi'_3(S)U_{53}(S); \quad U_{63}(S) = U_{53}(S)U_{65}(S); \quad \varphi'_6(S) = \varphi'_3(S)U_{63}(S), \quad (7)$$

где  $\varphi'_5(S)$ ,  $\varphi'_6(S)$  – аналоги угловых скоростей звеньев  $L_{56}$ ,  $L_6$ ;  $U_{63}(S)$  – передаточное отношение, связывающее угловые скорости подъемного рычага и выходного звена кинематической цепи – КПП-9.

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести КПП-9 [5], зависящий от внутренних параметров МН и НМ:

$$I_S(S) = \varphi'_3 U_{53} [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})]. \quad (8)$$

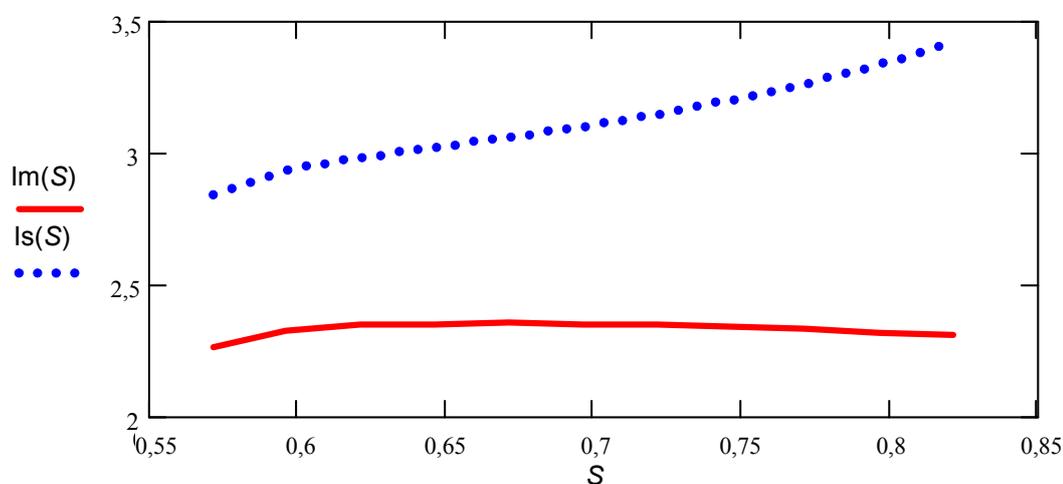


Рис. 2. Передаточные числа на оси подвеса механизма навески и в центре тяжести КПП-9 для подъемно-навесного устройства УЭС-2-280А ( $I_m^{\max} = 2,305$ ,  $I_s^{\max} = 3,415$ )

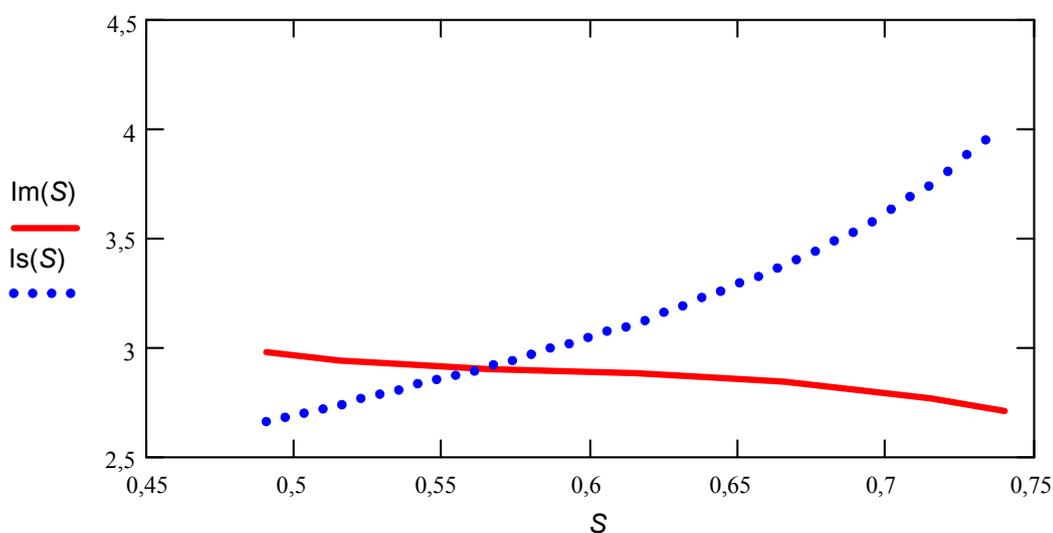


Рис. 3. Передаточные числа на оси подвеса механизма навески и в центре тяжести КПП-9 для подъемно-навесного устройства «БЕЛАРУС 2422» ( $I_m^{\max} = 2,930$ ,  $I_s^{\max} = 4,09$ )

В соответствии с существующей практикой проектирования установлены два выходных кинематических параметра МН – передаточные числа на оси подвеса  $I_m(S)$  и в центре тяжести КПП-9  $I_S(S)$ . Передаточное число МН на оси подвеса определяется в предположении, что там находится центр тяжести навесной машины и оно равно первому слагаемому в выражении (8).

Формализация описания силового анализа замкнутой кинематической цепи состоит в определении сил, действующих в шарнирах звеньев, и выполняется по группам Ассур в обратном порядке, по известной методике [4]. При этом не учитываются вес звеньев МН и возникающие в процессе движения звеньев МН силы инерции.

Полезная нагрузка на гидроцилиндре (ГЦ) пропорциональна основному передаточному числу механизма навески  $I(S)$ :

$$F(S) = P_6 I_S(S), \quad (9)$$

где  $P_6$  – вес КПП-9.

Максимальная движущая сила, развиваемая на штоке ГЦ для преодоления приведенной к ГЦ нагрузки, определяется по выражению:

$$F_{шт}^{\max} = p_{гц}^{\max} F_c, \quad (10)$$

где  $F_c$  – площадь поршня ГЦ;  $p_{гц}^{\max}$  – максимальное давление в ГЦ, ограниченное настройкой предохранительного клапана и потерями давления в напорной и сливной гидромагистралях.

Аналитические выражения для грузоподъемности ПНУ на оси подвеса и в центре тяжести НМ имеют вид [6]:

$$G_m = \frac{p_{шт}^{\max} F_c \eta}{I_m^{\max}}; \quad C_S = \frac{p_{шт}^{\max} F_c \eta}{I_S^{\max}}, \quad (11)$$

где  $\eta$  – коэффициент полезного действия МН.

Грузоподъемность ПНУ МЭС – это интегральный показатель качества, зависящий одновременно от параметров его гидропривода и МН, а также от массово-геометрических характеристик НМ (КПП-9). Следует также отметить, что основное передаточное число МН  $I_S$  увеличивается по мере подъема НМ, а его максимальное значение ограничивает вес НМ, который можно перевести при помощи ПНУ в транспортное положение. Соотношение максимумов  $I_S^{\max}$  в пользу передаточного числа МН УЭС, поскольку оно на 14,91 % меньше, что обеспечивает меньшую энергоемкость перевода КПП-9 в транспортное положение.

**Результаты расчета выходных параметров ПНУ.** Результаты расчета выходных параметров ПНУ УЭС-2-280А и «БЕЛАРУС 2422», агрегируемых с КПП-9, выполнены при помощи функциональной математической модели (ФММ) и представлены в табл. 1 и 2.

Грузоподъемность ПНУ МЭС рассчитывалась по выражениям (11) на оси подвеса  $G_m$  и в характерной точке – в центре тяжести КПП-9. Для УЭС-2-280А расчет показал (табл. 1), что грузоподъемность его ПНУ на оси подвеса составила  $G_m = 77,55$  кН, а на расстоянии 1,05 м от оси подвеса соответственно  $C_S = 48,60$  кН (запас грузоподъемности  $\Delta G_S = 24,6$  %). Для «БЕЛАРУС 2422» расчет показал (табл. 2), что грузоподъем-

ность его ПНУ на оси подвеса составила  $G_m = 63,75$  кН, а на расстоянии 1,05 м от оси подвеса соответственно  $C_s = 45,23$  кН (запас грузоподъемности  $\Delta G_s = 15,97$  %).

Это позволяет сделать заключение о возможности перевода КПП-9 из рабочего в транспортное положение, т. е. об энергетической обеспеченности агрегатирования с ней как УЭС-2-280А, так и «БЕЛАРУС 2422».

Таблица 1

Основные выходные параметры подъемно-навесного устройства УЭС-2-280А

$S$	$Y_{56}$	$\varphi_6$	$\varphi_3'$	$U_{63}$	$F$	$G_m$	$G_{S6}$	$P_{гн}$
[м]	[м]	[град]	[1/м]	[-]**	[кН]	[кН]	[кН]	[МПа]
0,571	—*	—	—	—	—	—	—	—
0,596	0,455	89,312	4,844	0,120	115,762	81,19	61,083	12,131
0,621	0,511	90,173	4,425	0,140	119,376	79,506	59,234	12,51
0,646	0,568	91,086	4,175	0,157	122,108	78,658	57,908	12,796
0,671	0,676	92,057	4,023	0,174	124,637	78,164	56,733	13,061
0,696	0,684	93,92	3,935	0,190	127,234	77,864	55,575	13,333
0,721	0,743	94,203	3,896	0,207	130,043	77,698	54,375	13,628
0,746	0,801	95,403	3,896	0,224	133,165	77,647	53,1	13,955
0,771	0,859	96,708	3,932	0,242	136,698	77,711	51,728	14,325
0,796	0,918	98,139	4,003	0,262	140,756	77,897	50,236	14,75
0,821	0,976	99,723	4,112	0,284	145,484	78,216	48,604	15,246

Таблица 2

Основные выходные параметры подъемно-навесного устройства «БЕЛАРУС 2422»

$S$	$Y_{56}$	$\varphi_6$	$\varphi_3'$	$U_{63}$	$F$	$G_m$	$G_{S6}$	$P_{гн}$
[м]	[м]	[град]	[1/м]	[-]**	[кН]	[кН]	[кН]	[МПа]
0,490	*	—	—	—	—	—	—	—
0,515	0,474	90,093	7,006	-0,029	106,4	62,915	67,805	10,928
0,540	0,547	89,882	6,142	-0,015	109,9	63,448	65,665	11,285
0,565	0,620	89,822	5,709	0,002	113,6	63,788	63,536	11,663
0,590	0,692	89,915	5,491	0,022	117,5	64,053	61,391	12,07
0,615	0,764	90,169	5,409	0,044	121,9	64,331	59,194	12,518
0,640	0,836	90,604	5,431	0,069	126,8	64,695	56,896	13,024
0,665	0,907	91,253	5,550	0,097	132,6	65,211	54,432	13,613
0,690	0,978	92,161	5,773	0,128	139,5	65,951	51,726	14,325
0,715	1,047	93,398	6,130	0,163	148,2	66,995	48,691	15,218
0,740	1,116	95,063	6,686	0,201	159,5	68,439	45,234	16,381

\*Подсоединение косилки-плющилки ротационной КПП-9 выполняется, когда высота оси подвеса ( $Y_{56}$ ) составляет 0,5 м.

\*\*Безразмерная величина.

Для устойчивого управления движением МТА во время транспортного переезда часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес, должна составлять не менее 20 % ( $k \geq 0,2$ ) от общего веса МТА [7].

Для расчета управляемости МЭС (рис. 4) используем уравнение равновесия моментов сил, действующих на компоненты МТА относительно точки опоры (В) ведущих колес:

$$\sum M_B = P_{гп}(a + L) + P_{УЭС}b - P_6 X_{S6} - R_A L = 0,$$

где  $P_{гр}$  – вес балласта;  $P_{МЭС}$  – вес МЭС;  $P_6$  – вес КПП-9;  $R_A$  – нагрузка, приходящаяся на мост управляемых колес;  $X_{S6}$  – горизонтальная координата центра тяжести КПП-9 в транспортном положении;  $L$  – база МЭС;  $a$  и  $b$  – расстояние от вертикальной проекции центра тяжести МЭС до вертикальных проекций центра тяжести противовеса и оси моста ведущих колес соответственно.

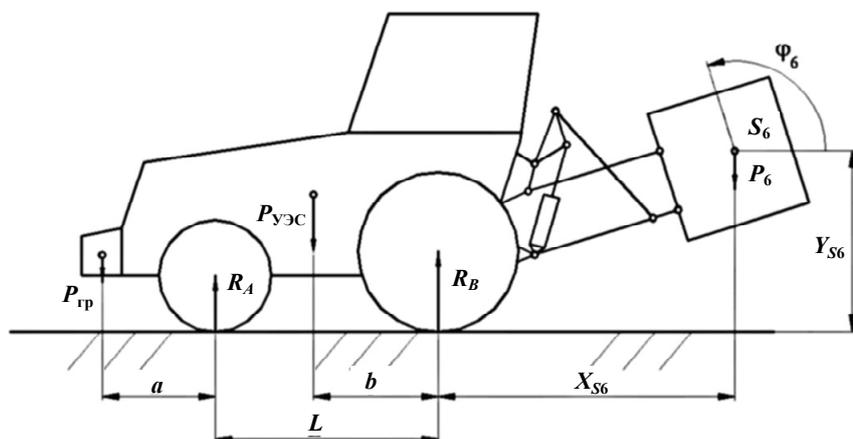


Рис. 4. Схема сил, действующих на машинно-тракторный агрегат при поднятой навесной машине (КПП-9)

Разрешив уравнение моментов сил относительно реакции на управляемом колесе –  $R_A$ , получим:

$$R_A = \frac{P_{гр}(a+L) + P_{МЭС}b - P_6 X_{S6}}{L}. \quad (12)$$

Результаты расчетов по распределению веса МЭС и МТА на управляемые и ведущие мосты представлены в табл. 3.

Таблица 3

**Развесовка МЭС и МТА по управляемому и ведущему мостам, %**

МТА	КПП-9			
	МЭС		МЭС + КПП-9 в транспортном положении	
Реакции на колесах МЭС	$R_A$	$R_B$	$R'_A$	$R'_B$
УЭС-2-280А	45,0	55,0	23,2	76,8
«БЕЛАРУС 2422»	45,0	55,0	20,3	79,7

Расчеты показали, что для МТА на базе УЭС-2-280А  $k = 0,232$ , а для МТА – на базе «БЕЛАРУС 2422»  $k = 0,203$ . Таким образом, управляемость МТА гарантирована в обоих случаях.

**Заключение**

Расчетная грузоподъемность на оси подвеса для ПНУ УЭС-2-280А равна  $G_m = 77,65$  кН, и можно предположить, что КПП-9 весом в 39 кН, с центром тяжести, расположенным на расстоянии 1,05 м от оси подвеса, будет полностью поднята.

В самом деле, в центре тяжести НМ грузоподъемность составила  $C_s = 48,60$  кН, а запас грузоподъемности соответственно  $\Delta G_s = 24,6$  %.

Расчетная грузоподъемность на оси подвеса для ПНУ «БЕЛАРУС 2422» равна  $G_m = 63,45$  кН, в центре тяжести КПП-9 грузоподъемность составила  $C_s = 45,23$  кН, а запас грузоподъемности соответственно  $\Delta G_s = 15,97$  %.

При агрегатировании УЭС-2-280А с косилкой-плющилкой КПП-9 в транспортном положении нагрузка на мосту управляемых колес составляет 20,3 % от общего веса МТА, а при агрегатировании «БЕЛАРУС 2422» с КПП-9 нагрузка на мосту управляемых колес составляет 23,2 % от общего веса МТА.

Одним из условий эффективной эксплуатации КПП-9 во время технологического процесса, выполняемого МТА, является обзорность ее рабочих органов. Заключение об обзорности рабочих органов косилки-плющилки КПП-9 с рабочего места тракториста «БЕЛАРУС 2422» предлагается сделать после дополнительных компоновочных исследований.

В результате можно заключить, что исследование одного из режимов работы ПНУ обоих МЭС при агрегатировании с КПП-9 подтвердило удовлетворение требований по грузоподъемности ПНУ МЭС и управляемости МТА, хотя в случае с ПНУ УЭС-2-280А процесс подъема более экономичный.

### Литература

1. Косилка-плющилка ротационная трехсекционная навесная КПП-9 «ПАЛЕССЕ СН90» : рук. по эксплуатации. – Корма : Поликолор, 2005. – 63 с.
2. Средство энергетическое универсальное УЭС-2-280А «ПАЛЕССЕ 2U280А» : инструкция по эксплуатации. – Корма, 2012. – 127 с.
3. Проспекты тракторов «БЕЛАРУС». – Минск : Тип. МТЗ, 2013. – 139 с.
4. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1988. – 640 с.
5. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
6. Гуськов, В. В. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк. 1981. – 383 с.
7. ГОСТ 10677–2001. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6-8. Типы, основные параметры и размеры : межгос. стандарт. – Введ. 2004-01-01. – М. : Гос. ком. стандартизации и метрологии, 2002. – 8 с.
8. ГОСТ 12.2.111–85. Система стандартов безопасности труда : межгос. стандарт. – Введ. 1987-01-01. – М. : Гос. ком. СССР по стандартам, 1987. – 10 с.

*Получено 09.09.2019 г.*