

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ГИДРОЦИЛИНДРА
ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА УНИВЕРСАЛЬНОГО
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА**

*Analytic Description for Hydraulic Cylinder's Piston Motion
of Mounted Lifting Device of Multi-purpose Power Unit*

Попов В.Б., к.т.н., доцент
Popov V.B.

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого», Республика Беларусь
Sukhoj State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Реферат: В статье с комментариями представлено уравнение движения нагруженного гидроцилиндра подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства «ПОЛЕСЬЕ». Использование этого уравнения позволяет уточнить закон движения поршня и грузоподъемность подъемно-навесного устройства мобильного энергетического средства.

Summary: *The article deals with analytic description and comments for motion equation of loaded hydro cylinder of the mounted lifting device of the multi-purpose power unit "POLESSIE". This equation's usage makes it possible to define more adequate piston's motion and lifting capacity of the mobile power unit's mounted lifting device.*

Ключевые слова: универсальное энергетическое средство, подъемно-навесное устройство, закон движения поршня, грузоподъемность.

Key words: *multi-purpose power unit, mounted lifting device, motion law of a piston, lifting capacity.*

Введение. Опыт эксплуатации трех поколений универсальных энергетических средств (УЭС) показывает, что в процессе функционирования подъемно-навесного устройства (ПНУ), наиболее энергоемкой операцией, выполняемой ПНУ с навесной машиной (НМ) является её перевод из рабочего в транспортное положение [1]. Шлейф, навешиваемых на УЭС машин и орудий, имеет тенденцию к росту, при этом многократно повторяемый процесс подъема НМ выполняется, как правило, неэкономично.

Одной из причин, затрудняющих эффективное агрегатирование УЭС с разными НМ, следует отметить несоответствие применяемых методик расчета ПНУ режиму автоматизированного проектирования современной с/х техники. Среди конструкторов задача обеспечения запаса грузоподъемности ПНУ, косвенно связанная с достижением соответствующего характера закона движения поршня гидроцилиндра $S(t) = f(\ddot{S}, \dot{S}, S, t)$, пока активно не дискутируется. В этом можно убедиться, познакомившись с тематикой тезисов докладов международных научно-практических конференций [2,3] за последние пять лет.

В технических университетах России [4] и Беларуси расчёт грузоподъемности ПНУ, обычно, ведется по известному из учебника [5] выражению:

$$m = \frac{F_{um}^{max} \cdot \eta_{MH}}{g \cdot i_s} \quad (1)$$

где, m - масса поднимаемого груза (НМ) при максимально допустимом усилии на штоке гидроцилиндра - F_{um}^{max} , g - ускорение свободного падения, η_{MH} - средний КПД МН, i_s - передаточное число МН, определяемое графоаналитически [4].

Цель работы: обоснованно предложить уточненный аналитический расчет параметров уравнения движения нагруженного гидроцилиндра (гидроцилиндров) ПНУ и скорректированное выражение для расчета его грузоподъемности.

Основная часть. Для формирования адекватной динамической модели нагруженного со стороны механизма навески (рис.1) гидропривода ПНУ, важно получить правильное описание движения

поршня гидроцилиндра (ГЦ). При подстановке в уравнение Лагранжа второго рода выражения для кинетической энергии движущейся навесной машины (НМ) или рабочего орудия, считая при этом, что обобщенная сила равна разности между силой, движущей поршень и силами сопротивления движению, после некоторых преобразований получим выражение:

$$m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \dot{S}^2 = F_{\partial\sigma} - [F(S) + F_{mp}^{np}(S)] \quad (1)$$

где, S , \dot{S} , \ddot{S} - соответственно обобщенная координата (ход поршня), её скорость и ускорение; $m(S)$ - приведенная масса; $m'(S)$ - производная от приведенной к штоку ГЦ массы по обобщенной координате; $F_{\partial\sigma}$ - движущая сила, $F(S)$ - полезная нагрузка; $F_{mp}^{np}(S)$ - приведенная сила трения.

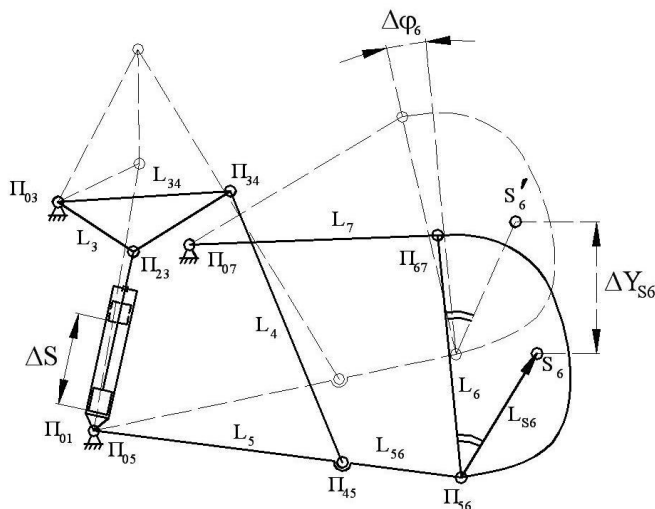


Рисунок 1 - Схема подъема механизмом навески навесной машины

Анализируя левую часть уравнения (1), представляющую выражение для приведенной к штоку ГЦ силы инерции, отметим, что, в отличие от [5], у нас оно состоит из двух компонент. Первая компонента определяет часть силы инерции, зависящую от ускорения поршня (рис. 2), а вторая компонента зависит от скорости поршня и постоянно присутствует в период его установившегося движения.

Приведенная к штоку ГЦ масса НМ определяется из выражения для кинетической энергии элементов замкнутой кинематической цепи, включающей звенья МН и НМ.

$$m(S) = m_6 \cdot I_v^2(S) + J_6 \cdot \varphi_6'^2(S), \quad (2)$$

где, m_6 , J_6 - соответственно масса и момент инерции НМ; $I_v(S)$ - аналог линейной скорости центра тяжести НМ; $\varphi_6'(S)$ - аналог угловой скорости НМ.

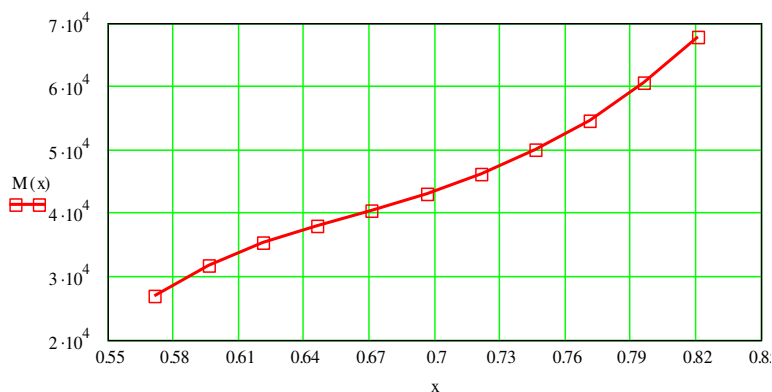


Рисунок 2 – Приведенная к штоку гидроцилиндра масса навесной машины

Выражение (2) также состоит из двух компонент: первая характеризует влияние массы НМ, а вторая её момента инерции. В учебной литературе [5] первая определяется через аналог вертикальной скорости центра тяжести НМ - $I_{S_6}(S)$, что справедливо только в случае плоскопараллельного подъема НМ, а стандарт [6], меж тем, допускает завал стойки - $\Delta\varphi_6$ до 15 градусов, (рис. 1), при этом вторая компонента в [5] даже не рассматривается. Но, с появлением тяжелых и объемных адаптеров (КПР-9, КНК-500, КСН-6), агрегируемых посредством ПНУ с универсальными энергетическими средствами (УЭС), выпускаемыми ОАО "Гомсельмаш", при ограниченной мощности гидропривода ПНУ, необходим учет влияния, как приведенной силы трения, так и обеих компонент приведенной силы инерции.

Аналог угловой скорости НМ представляет собой производную от угла наклона стойки (L_6) по обобщенной координате, связывающий угловые скорости подъемного рычага и НМ, определяемый по выражению [7]:

$$\varphi'_6(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{63}(S) \quad (3)$$

где, $\varphi'_3(S)$ - аналог угловой скорости поворотного рычага - L_3 ; $U_{63}(S)$ - передаточное отношение угловых скоростей звеньев L_6 и L_3 .

Аналог угловой скорости поворотного рычага определяется по выражению:

$$\varphi'_3(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}} \quad (4)$$

где, L_{13} - база четырехзвенника $\Pi_{01}\Pi_{23}\Pi_{03}$ (рис.1).

Передаточное отношение $U_{63}(S)$ определяется в результате кинематического анализа замкнутой кинематической цепи (рис.1), выполняемого при помощи метода замкнутых векторных контуров [8]:

$$U_{63}(S) = U_{53}(S) \cdot U_{65}(S) = \frac{L_{34} \cdot \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}{L_5 \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_4(S)]} \cdot \frac{L_{56} \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_7(S)]}{L_6 \cdot \sin[\varphi_7(S) - \varphi_6(S)]} \quad (5)$$

где, $\varphi_{34}(S)$, $\varphi_4(S)$, $\varphi_5(S)$, $\varphi_6(S)$, $\varphi_7(S)$ - углы, образуемые соответствующими звеньями замкнутой кинематической цепи в правой декартовой системе координат $U_{53}(S)$ и $U_{65}(S)$ - передаточные отношения между угловыми скоростями соответствующих звеньев.

В выражении (2) массы и моменты инерции звеньев МН не учитываются, так как они почти на два порядка меньше соответствующих параметров НМ. Аналог линейной скорости центра тяжести НМ определяется как отношение скорости центра тяжести НМ к скорости поршня ГЦ:

$$I_v(S) = \frac{v_{S_6}(S)}{\dot{S}}$$

где, v_{S_6} , \dot{S} - линейная скорость центра тяжести НМ и поршня ГЦ соответственно.

Поскольку $v_{S_6} = \sqrt{\dot{X}_{S_6}^2 + \dot{Y}_{S_6}^2}$, т. е. всегда $I_v(S) \geq I_{S_6}(S)$ - [6], постольку определение приведенной массы НМ по выражению $m(S) = m_6 \cdot I_{S_6}^2(S)$ из [5] для случая агрегирования УЭС с вышеупомянутыми тяжелыми адаптерами некорректно. Подставив в выражение для определения v_{S_6} значения для $\dot{X}_{S_6}^2$ и $\dot{Y}_{S_6}^2$ и, выполнив некоторые преобразования получим:

$$I_v(S) = \varphi'_5 \cdot \sqrt{L_{56}^2 + U_{65}^2 L_{S_6}^2 + 2U_{65} L_{56} L_{S_6} \cos(\varphi_5(S) - (\varphi_{S_6} + \varphi_6(S)))} \quad (6)$$

где, φ'_5 - аналог угловой скорости нижней тяги.

Производная от приведенной массы определяется по выражению:

$$m'(S) = 2 \cdot [(m_6 \cdot I_v(S) \cdot I'_v(S) + J_6 \cdot \varphi'_6(S) \cdot \varphi''_6(S)], \quad (7)$$

где, $I'_v(S)$ – производная от $I_v(S)$ по обобщенной координате; $\varphi''_6(S)$ - аналог углового ускорения НМ.

Аналог углового ускорения НМ определяется как результат повторного дифференцирования аналога угловой скорости НМ по обобщенной координате.

$$\varphi''_6(S) = [\varphi'_6(S)]' = \varphi''_3(S) \cdot U_{63}(S) + \varphi_3(S) \cdot [U'_{53}(S) \cdot U_{65}(S) + U_{53}(S) \cdot U'_{65}(S)]$$

Здесь $\varphi''_3(S)$ - аналог углового ускорения звена L_3 , определяемый как результат дифференцирования по обобщенной координате - S аналога его угловой скорости - $\varphi'_3(S)$:

$$\varphi''_3(S) = \frac{2 \cdot [S^4 - (L_3^2 - L_{13}^2)^2]}{\sqrt{[4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_3^2 + L_{13}^2)]^2]^3}}$$

Производные по обобщенной координате от функций $U_{53}(S)$, $U_{65}(S)$, $I_v(S)$ определяются аналогично вышеприведенным параметрам по известному из курса высшей математики алгоритму дифференцирования сложных функций.

Что касается присутствующей в уравнении (1) приведенной силы трения, то вывод её аналитического выражения уже рассматривался в [9]. Здесь важно отметить её переменный характер (рис.3) в отличие от принятого в [5] “усредненного” значения.

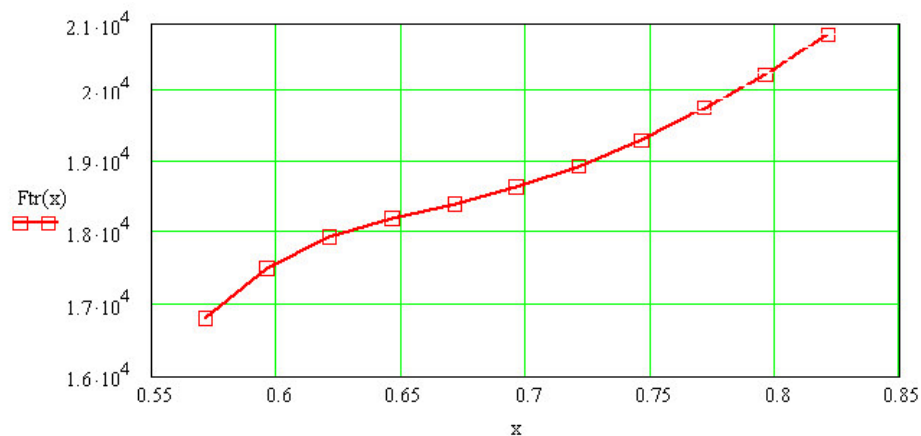


Рисунок 3 - Приведенная к штоку гидроцилиндра сила трения

Движущая сила в уравнении (1) по величине равна приведенной нагрузке, состоящей из трех компонент [9]. Большая её часть относится к полезной нагрузке - $F(S)$, равной произведению веса НМ на передаточное число - $I_{S6}(S)$.

Результаты и их обсуждение. В качестве примера, рассмотрим результаты расчета (табл. 1 и табл. 2) некоторых выходных параметров ПНУ, в том числе приведенной массы и её производной при подъеме косилки КПР-9 подъемно-навесным устройством «УЭС-290/450».

Таблица 1 - Выходные параметры ПНУ «УЭС-290/450»

S	$Y_{56}(S)$	$\Phi_6(S)$	$\Phi'_6(S)$	$I_5(S)$	$m(S)$	$I_v(S)$	$M(S)$	$\frac{m(S)}{M(S)}$	$M'(S)$
[м]	[м]	[град]	[1/м]	[-]	[кг]	[-]	[кг]	[-]	[кг/м]
0,571*									
0,596	0,551	89,261	0,583	2,687	$2,816 \cdot 10^4$	2,813	$3,205 \cdot 10^4$	0,879	$1,515 \cdot 10^5$
0,621	0,605	90,132	0,632	2,805	$3,069 \cdot 10^4$	2,943	$3,518 \cdot 10^4$	0,872	$1,079 \cdot 10^5$
0,646	0,66	91,07	0,678	2,885	$3,246 \cdot 10^4$	3,043	$3,771 \cdot 10^4$	0,861	$9,822 \cdot 10^4$
0,671	0,715	92,077	0,728	2,952	$3,399 \cdot 10^4$	3,136	$4,021 \cdot 10^4$	0,845	$1,034 \cdot 10^5$
0,696	0,771	93,16	0,785	3,015	$3,545 \cdot 10^4$	3,234	$4,295 \cdot 10^4$	0,825	$1,174 \cdot 10^5$
0,721	0,827	94,33	0,851	3,079	$3,697 \cdot 10^4$	3,344	$4,614 \cdot 10^4$	0,801	$1,386 \cdot 10^5$
0,746	0,883	95,601	0,929	3,147	$3,862 \cdot 10^4$	3,469	$4,995 \cdot 10^4$	0,773	$1,677 \cdot 10^5$
0,771	0,94	96,998	1,021	3,222	$4,049 \cdot 10^4$	3,615	$5,461 \cdot 10^4$	0,741	$2,066 \cdot 10^5$
0,796	0,995	98,539	1,133	3,305	$4,260 \cdot 10^4$	3,786	$6,039 \cdot 10^4$	0,705	$2,592 \cdot 10^5$
0,821	1,051	100,25	1,268	3,401	$4,511 \cdot 10^4$	3,99	$6,773 \cdot 10^4$	0,666	$3,315 \cdot 10^5$

* при $S = 0,571$ кинематическая цепь, состоящая из МН и НМ, не замкнута.

Расчет приведенной массы $m(S)$ для ПНУ трактора в [5] ведется по выражению, не учитывающему влияние горизонтальной составляющей скорости центра тяжести НМ:

$$m(S) = m_6 \cdot I_{S6}^2(S), \quad (8)$$

Для сравнения выполним расчет приведенной массы $M(S)$ без учета вращательного движения НМ – второй компоненты формулы (2), т.е. $M(S) = m_6 \cdot I_v^2(S)$. Как следует из таблицы 1 различия между $m(S)$ и $M(S)$ существенны, и за цикл изменения обобщенной координаты прогрессивно нарастают от 12,1% до 33,3%.

Таблица 2 - Выходные параметры ПНУ «УЭС-290/450»

S	$F(S)$	$F_{ин}(S)$	$n_1(S)$	$F_{тр}(S)$	$n_2(S)$	$F_{тр}(S)$	$n(S)$	$p_{тр}(S)$	$G_S(S)$
[м]	[кН]	[Н]	[%]	[кН]	[%]	[кН]	[%]	[МПа]	[кН]
0,571									
0,596	104,8	371,09	0,354	17,59	16,78	123,57	17,14	9,518	81,46
0,621	109,4	264,27	0,242	17,93	16,39	127,34	16,63	9,809	78,31
0,646	112,5	240,64	0,214	18,16	16,14	130,43	16,36	10,046	76,12
0,671	115,1	253,33	0,220	18,39	15,97	133,33	16,21	10,270	74,27
0,696	117,6	287,58	0,245	18,63	15,85	136,32	16,09	10,503	72,52
0,721	120,1	339,63	0,228	18,92	15,75	139,55	16,00	10,750	70,76
0,746	122,7	410,85	0,335	19,28	15,71	143,20	16,05	11,032	68,89
0,771	125,6	506,28	0,403	19,73	15,70	147,42	16,11	11,355	66,86
0,796	128,9	635,04	0,493	20,24	15,71	152,38	16,19	11,737	64,63
0,821	132,6	812,22	0,612	20,85	15,72	158,36	16,34	12,198	62,11

$F_{тр}(S)$, $p_{тр}(S)$ – приведенная к ГЦ нагрузка и давление в его напорной полости
 $G_S(S)$ - грузоподъемность ПНУ

Влияние каждой составляющей приведенной нагрузки по отношению к полезной ее части представлено в таблице 2, определяется для каждой компоненты (n_1 и n_2) отдельно и в сумме n :

$$n_1 = \frac{F_{ин}^{np}(S)}{F(S)} \cdot 100\%, \quad n_2 = \frac{F_{тр}^{np}(S)}{F(S)} \cdot 100\%, \quad n = \frac{F_{ин}^{np}(S) + F_{тр}^{np}(S)}{F(S)} \cdot 100\%$$

Из таблицы 2 следует, что приведенная сила инерции составляет от 0,354% до 0,612% от полезной нагрузки, её участие в формировании приведенной к штоку ГЦ нагрузки минимально. С другой стороны приведенная сила трения составляет существенную часть от полезной нагрузки (от 15,70% до 16,78%).

Аналитически грузоподъемность ПНУ можно определить по формуле:

$$G_{S6}^{\min} = \frac{p_{zu}^{\max} \cdot F_c - [F_{ин}^{np}(S^*) + F_{тр}^{np}(S^*)]}{I_{S6}^{\max}}, \quad (9)$$

где p_{zu}^{\max} - максимальное давление в ГЦ; F_c - площадь поршня ГЦ со стороны напорной магистрали; $F_{ин}^{np}(S^*)$ - приведенная сила инерции и $F_{тр}^{np}(S^*)$ - приведенная сила трения, определенные для значения обобщенной координаты - S^* , соответствующей максимуму передаточного числа (для ПНУ УЭС, как правило, соответствует транспортному положению навесной машины).

В формуле (9) под p_{zu}^{\max} подразумевается максимально возможное давление в напорной полости ГЦ, определяемое со стороны гидропривода потерями давления в напорной магистрали и настройкой предохранительного клапана.

Запас по грузоподъемности ПНУ УЭС определяется, как отношение разности между развиваемым ПНУ (в диапазоне изменения S) минимальным значением грузоподъемности - G_{S6}^{\min} и весом НМ - P_6 , к весу НМ:

$$\Delta G_S = \frac{G_{S6}^{\min} - P_6}{P_6} \cdot 100\% \quad (10)$$

В данном случае $\Delta G_S = 59,3\%$. Это означает, что мы можем: 1. увеличить на 59% вес НМ; 2. увеличить на 59% по горизонтали от оси подвеса расположение центра тяжести НМ; 3. увеличить 1 и 2, но не более чем на 59%. Имеющийся запас грузоподъемности должен положительно сказаться на эксплуатационной надежности ПНУ, при агрегатировании УЭС с КПП-9 можно уменьшить настройку предохранительного клапана в гидроприводе ПНУ.

Таким образом, аналитическое выражение для передаточного числа МН - I_{S6}^{\max} позволяет рассчитать соответствующую заданным L_{S6} и φ_{S6} (рис.1), грузоподъемность G_{S6} ПНУ УЭС. Это обычно расчетное минимальное значение $G_{S6}^{\min} = 62,11$ кН (см. табл.2), соответствующее максимальному значению передаточного числа $I_{S6}^{\max} = 3,401$ (см. табл.1)

Формализованное описание выражений для определения приведенной силы инерции позволяет точнее оценить КПД и грузоподъемность базового, модернизированного или проектируемого ПНУ, что важно при ограниченной мощности его гидропривода в случае агрегатирования УЭС (или другого мобильного энергетического средства) с тяжелыми и объемными адаптерами.

Заключение. Исследование, динамической модели нагруженного со стороны механизма навески гидропривода ПНУ, позволяет сделать выводы о важности учета отдельных параметров НМ для успешного в энергетическом аспекте агрегатирования навесной техники с УЭС или другими мобильными энергетическими средствами (трактор, самоходное шасси), имеющими идентичные по структуре ПНУ.

Вес НМ и удаление её центра тяжести от оси подвеса МН МЭС имеют общую тенденцию к росту, а траектория подъема НМ может быть воспроизведена, если только обеспечен достаточный запас грузоподъемности ПНУ.

Передаточные числа МН УЭС - $I_{S6}(S), I_v(S)$ изменяются (как правило, увеличиваются) по мере подъема навесной машины, их максимальные значения с одной стороны ограничивает вес поднимаемой НМ и её расположение относительно оси подвеса, а с другой влияют на динамику подъема НМ.

Разработанная методика автоматизированного расчета приведенных сил инерции и трения в ПНУ УЭС может использоваться для идентичных по структуре ПНУ тракторов, самоходных шасси и фронтальных погрузчиков.

Библиографический список

1. Попов В.Б. Развитие подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники: материалы Международной научно-практической конференции. Краснодар: Кубанский гос. аграрный университет,

2013. С. 171–174.

2. Перспективные технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве: материалы Международной научно-практической конференции (Минск, 11-12 апреля 2013 г.). В 2 ч. / под общ. ред. В.Б. Ловкиса, В.Н. Дашкова, Т.А. Непарко. Минск: БРАТУ, 2013.

3. Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сборник тезисов докладов 2-ой международной научно-практической конференции. Гомель: Научно-технический центр комбайностроения ОАО “Гомсельмаш”, 2018. 159 с.

4. Василенко В.В. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин: учеб. пособие. Воронеж: Истоки, 2004. 194 с.

5. Гуськов В.В. Тракторы. Ч. III: Конструирование и расчет. Мн.: Вышэйш. шк., 1981. 383 с.

6. ГОСТ 10677. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6 - 8. Типы, основные параметры и размеры (Межгосударственный стандарт). Минск, 2002.

7. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. 2000. № 2. С. 25-29.

8. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1988. 640 с.

9. Попов В.Б. Формализованное описание режима работы подъемно-навесного устройства самоходного измельчителя кормоуборочного комбайна «ПАЛЕССЕ FS60» // Вестник БГСХА. 2017. № 5 (63). С. 35-43.

References

1. Popov V.B. *Razvitie pod'emno-navesnyh ustrojstv universal'nyh energeticheskikh sredstv // Tekhnika budushchego: perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennoj tekhniki: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferentsii. Krasnodar: Kubanskij gos. agrarnyj universitet, 2013. S. 171–174.*

2. *Perspektivnye tekhnologii i tekhnicheskie sredstva v sel'skohozyajstvennom proizvodstve: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferentsii (Minsk, 11-12 aprelya 2013 g.). V 2 ch. / pod obshch. red. V.B. Lovkisa, V.N. Dashkova, T.A. Neparko. Minsk: BRATU, 2013.*

3. *Innovatsionnye tekhnologii v agropromyshlennom komplekse – segodnya i zavtra: sbornik tezisev dokladov 2-oy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferentsii. Gomel': Nauchno-tekhnicheskij tsentr kombajnostroeniya OAO “Gomsel'mash”, 2018. 159 s.*

4. *Vasilenko V.V. Raschet rabochih organov pochvoobrabatyvayushchih i posevnyh mashin: ucheb. posobie. Voronezh: Istoki, 2004. 194 s.*

5. *Gus'kov V.V. Traktory. CH. III: Konstruirovaniye i raschet. Mn.: Vyshejshe. shk., 1981. 383 s.*

6. *GOST 10677. Ustrojstvo naveshnoye zadnee sel'skohozyajstvennyh traktorov klassov 0,6 - 8. Tipy, osnovnyye parametry i razmery (Mezhgosudarstvennyj standart). Minsk, 2002.*

7. *Popov V.B. Analiticheskie vyrazheniya kinemacheskikh peredatochnykh funktsij mekhanizmov naveshki energonositelej // Vestnik GGTU im. P.O. Suhogo. 2000. № 2. S. 25-29.*

8. *Artobolevskij I.I. Teoriya mekhanizmov i mashin. M.: Mashinostroenie, 1988. 640 s.*

9. *Popov V.B. Formalizovannoye opisaniye rezhima raboty pod'emno-naveshnogo ustrojstva samohodnogo izmel'chitelya kormouborochnogo kombajna «PALESSE FS60» // Vestnik BGSKHA. 2017. № 5 (63). S. 35-43.*

УДК 330:338.43

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ В АГРАРНОМ СЕКТОРЕ ЭКОНОМИКИ

The Specifics of the Economic Efficiency Study in the Agricultural Sector

Чирков Е.П., д.э.н., профессор, заслуженный экономист РФ, руководитель
научно-исследовательского отдела «Экономика и предпринимательство в АПК»

Храмченкова А.О., к.э.н., доцент
Chirkov E.P., Khratchenkova A.O.

ФГБОУ ВО «Брянский аграрный государственный университет»
Bryansk State Agrarian University

Реферат. Статья посвящена решению актуальной задачи – определению экономической эффективности аграрного сектора экономики, который в силу специфики воспроизводственного про-