

В. Б. Попов

*УО «Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого»
г. Гомель, Республика Беларусь
e-mail: popov5@list.ru*

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

В статье рассматриваются вопросы выбора внутренних параметров гидропривода и механизма навески подъемно-навесного устройства (ПНУ) универсального энергетического средства «Полесье». Представлены формализованное описание выходных параметров ПНУ и результаты их расчета. На основе функциональной математической модели анализа определяются рациональные параметры подъемно-навесного устройства.

Ключевые слова: подъемно-навесное устройство, диаметр поршня, центральная тяга, раскос, ход оси подвеса, запас грузоподъемности.

THE SELECTION OF THE PARAMETERS OF THE MOUNTED LIFTING DEVICE
OF THE MULTI-PURPOSE POWER UNIT

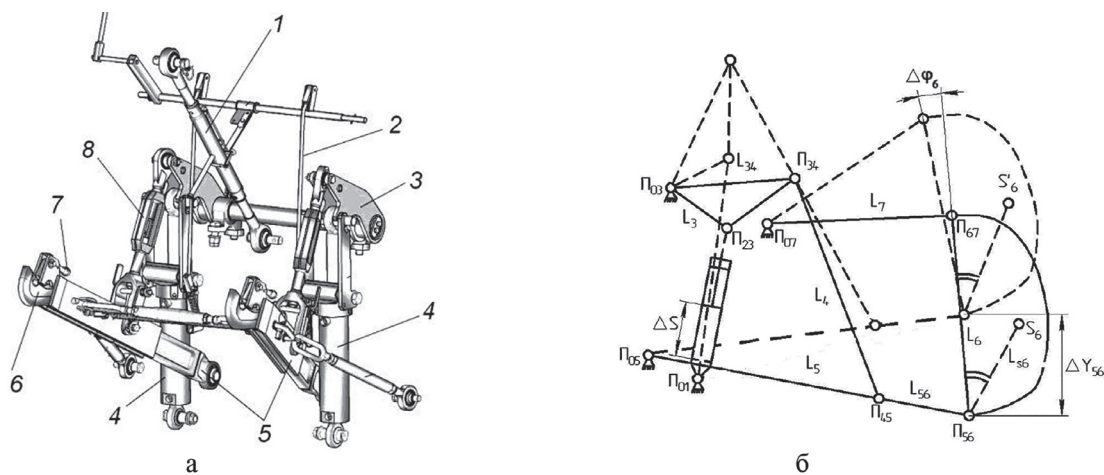
The article considers the problem of the internal parameter selection of the hydraulic drive and the linkage mechanism of the mounted lifting device of the multi-purpose power unit «Polesie». The formal description of the hydraulic drive and linkage mechanism output parameters is presented, which forms the basis for the analysis of the mounted lifting device operation. On the basis of the functional mathematical analysis model, the mounted lifting device efficient parameters are defined, which improve the mounted lifting device characteristics.

Keywords: piston diameter, top link, lift link, suspension hinge pin stroke, reserve of lifting capacity

Введение

Связь универсальных энергетических средств (УЭС) «Полесье», выпускаемых ОАО «Гомсельмаш», с навесными машинами (НМ) или сельскохозяйственными орудиями поддерживается при помощи подъемно-навесных устройств (ПНУ), состоящих из гидроприводов (ГП) и механизмов навески (МН). При этом МН является основным структурным компонентом ПНУ (рисунок 1), определяющим характер взаимодействия УЭС с НМ.

Появление новых и модернизация серийных НМ, агрегируемых с УЭС посредством ПНУ, как правило, обуславливает повышение требований к их выходным параметрам. Решение этой проблемы в режиме автоматизированного проектирования ПНУ опирается на функциональное математическое моделирование.



1 – тяга верхняя; 2 – тяга механизма фиксации; 3 – рычаг поворотный; 4 – гидроцилиндры; 5 – тяги нижние; 6 – захват; 7 – ручка фиксатора; 8 – раскос

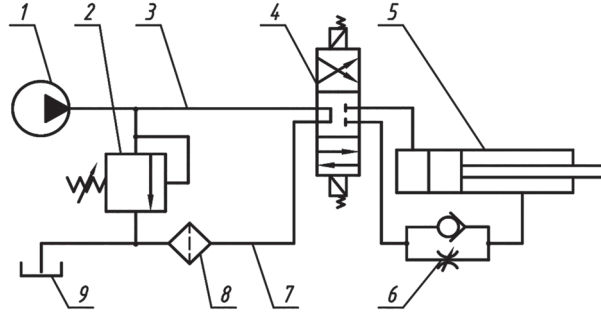
Рисунок 1. – Подъемно-навесное устройство (а) и плоский аналог его механизма навески (б)

В частности, перевод НМ из рабочего положения в транспортное, выполняемый посредством ПНУ и являющийся относительно энергоемкой операцией, формализован не вполне удовлетворительно [1]. Так, при подъеме НМ выполняет относительно энергоносителя сложное движение, что недостаточно учтено в процедурах динамического анализа нагруженного ГП и кинематического анализа замкнутой цепи, включающей МН и НМ [2]. Вес НМ и удаление ее центра тяжести от оси подвеса МН имеют тенденцию к росту [3], поэтому заданная траектория подъема НМ может быть воспроизведена, если только обеспечен запас грузоподъемности ПНУ.

Цель работы – создание формализованного описания для некоторых выходных параметров ПНУ, рационализирующих его функционирование.

Основная часть

Упрощенная принципиальная схема гидропривода ПНУ приведена на рисунке 2. Подъем НМ осуществляется следующим образом: гидронасос (ГН) 1 нагнетает рабочую жидкость (РЖ) через напорную магистраль 3 к гидрораспределителю (ГР) 4 и, при его включенной правой секции, далее в поршневую полость гидроцилиндра (ГЦ) 5. Шток ГЦ начинает выдвигаться, причем давление в поршневой полости пропорционально приведенной к штоку ГЦ нагрузке.



1 – насос шестеренный; 2 – клапан предохранительный; 3 – напорная магистраль; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидроцилиндр; 6 – регулируемый дроссель; 7 – сливная магистраль; 8 – фильтр; 9 – бак

Рисунок 2. – Упрощенная принципиальная схема гидропривода ПНУ УЭС

В процедуре динамического анализа РЖ, из-за наличия в ней пузырьков воздуха, считается сжимаемой. Принимается, что структурные элементы гидропривода (ГН, ГР, ПК) работают безинерционно. Температура, плотность, вязкость РЖ и количество нерастворенного в ней воздуха принимаются постоянными. Приведенный модуль объемной упругости РЖ E_{np} в процессе подъема НМ остается постоянным [4].

Поступающий в магистраль расход РЖ Q распределяется на перемещение поршня ГЦ $Q_{пер}$, а также на деформацию РЖ и гидромагистрали $Q_{сжс}$.

$$Q = Q_{пер} + Q_{сжс} \text{ или } Q = F_c \cdot \dot{S} + \dot{p}_1 \cdot \frac{V_{жс}}{E_{np}}; Q = q \cdot n \cdot \eta_0, \quad (1)$$

где F_c – площадь поршня ГЦ; \dot{p}_1 – скорость изменения давления у ГН; $V_{жс}$ – сосредоточенный у ГЦ объем жидкости; q, n, η_0 – объемная подача за оборот вала гидронасоса, частота его вращения, объемный КПД соответственно.

Полученное с учетом (1) уравнение баланса объемных расходов, преобразованное относительно скорости перемещения поршня [4], имеет вид:

$$\dot{S} = \frac{Q}{F_c} - \frac{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)}{F_c \cdot E_{np}} \cdot \dot{p}_1, \quad (2)$$

где V_0 – начальный объем РЖ; S, S_0 – текущее и начальные значения обобщенной координаты.

На основании исследований, выполненных в [4], запишем уравнение баланса давлений для гидропривода:

$$p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot \dot{S}^2), \quad (3)$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий инерционные свойства рабочей жидкости; a_2 – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения рабочей жидкости; a_3 – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения рабочей жидкости и местные гидравлические сопротивления.

Подставляя в уравнение Лагранжа выражение для кинетической энергии поднимаемой НМ [2] и считая, что обобщенная сила равна разности между силой, движущей поршень и силами сопротивления движению, после преобразования получим:

$$F_{\delta\delta} = m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 + F_g(S) + F_{mp}^{np}(S), \quad (4)$$

где $m(S)$, $m'(S)$ – приведенная масса и ее производная по обобщенной координате; $F_{\delta\delta}$ – движущая сила, равная произведению давления в ГЦ на площадь его поршня; $F_{mp}^{np}(S)$ – приведенная сила трения.

Два первых члена уравнения (4) представляет выражение для приведенной к штоку ГЦ силы инерции. Объединив уравнения (2)–(4), получим функциональную математическую модель (ФММ) динамического анализа ПНУ в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{np}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot Q - \frac{F_c \cdot E_{np}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot \dot{S}; \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot \dot{S}^2); \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F_g(S) + F_{mp}^{np}(S)]. \end{cases} \quad (5)$$

В результате решения системы численным методом (Рунге-Кутта 4-го порядка) рассчитываются закон движения поршня ГЦ $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$, а также изменение давления насоса p_1 и в полости ГЦ со стороны напорной магистрали p_2 .

Пространственная геометрическая модель МН преобразуется в плоский аналог, полагая оси, проходящие через центры его шарниров, параллельными (рисунок 1б). Получаем плоский рычажный механизм, структура которого идентифицируется одноподвижным восьмизвенником. При этом положение центра тяжести НМ S_6 однозначно связано с изменением обобщенной координаты (S) – расстоянием между центрами шарниров гильзы и штока гидроцилиндра (Π_{01}, Π_{23}).

Задача геометрического анализа состоит в определении углов, образуемых звеньями замкнутой кинематической цепи, и координат подвижных шарниров и характерных точек, в ее основе лежит метод замкнутых векторных контуров [5].

Например, координаты центра тяжести НМ определяются в рабочем и транспортном положении МН (рисунок 1б) через параметры вектора \vec{L}_{S6} , связанного с координатами оси подвеса Π_{56} и повернутого в правой декартовой системе координат относительно \vec{L}_6 на угол φ_{S6} .

$$X_{S6} = X_{S6} + L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6}); \quad Y_{S6} = Y_{S6} + L_{S6} \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi_{S6})$$

Важными выходными параметрами МН, определяемыми в процедуре его геометрического анализа и используемыми в задаче параметрического синтеза МН, считаются ход оси подвеса ΔY_M и максимальное отклонение высоты присоединительного треугольника $\Delta\varphi_6^{\max}$ от вертикали (см. рисунок 1б).

$$\Delta Y_M = Y_{S6}(S^{\max}) - Y_{S6}(S^{pa\delta}) \geq \Delta Y_M^{don}; \quad \Delta\varphi_6^{\max} = \varphi_6(S^{\max}) - \varphi_6(S^{pa\delta}) \leq \Delta\varphi_6^{don}, \quad (6)$$

где S_p – значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса.

В начале движения поршня ГЦ положение оси подвеса Y_{S6} – вертикальной координаты нижней тяги МН, не соответствует ее рабочему положению, возникающему только в момент контакта звена L_{S6} с нижним шарниром НМ.

Определяя длину звена L_4 , исходят из того, что вертикальная координата шарнира Π_{56} – $Y_{S6}(S_9)$, в начальном положении звена L_{S6} меньше вертикальной координаты шарнира Π_{56} в рабочем положении $Y_{S6}(S^{pa\delta})$ на некоторую величину, например 0,1 м, соответствующую вертикальной координате оси подвеса в рабочем положении.

Определив в процессе геометрического анализа $S^{pa\delta}$, соответствующую $Y_{S6}^{pa\delta}$, и учитывая, что угол, образуемый высотой присоединительного треугольника (L_6) и вертикалью $\varphi_6(S^{pa\delta}) = 90 \text{ град.}$, определяют длину центральной тяги (L_7).

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести НМ [6], зависящий от внутренних параметров МН и координат центра тяжести НМ относительно оси подвеса:

$$I_{S6}(S) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} \cdot L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})], \quad (7)$$

где $\varphi'_3(S)$ – аналог угловой скорости поворотного рычага; U_{53} , U_{65} – передаточные отношения, показывающие соотношения угловых скоростей звеньев; $\varphi_5(S)$, $\varphi_6(S)$ – углы, образуемые аналогами звеньев в правой декартовой системе координат.

Первая часть суммы в выражении (7) представляет собой передаточное число МН на оси подвеса, позволяющее сравнивать между собой потенциальные возможности МН различных ПНУ.

Зная $I_{S6}(S)$, можно, не выполняя силовой анализ кинематической цепи, включающей МН и НМ, оценить полезную нагрузку, передаваемую от НМ (P_6) через звенья МН на шток гидроцилиндра:

$$F_g(S) = P_6 \cdot I_{S6}(S). \quad (8)$$

Аналитическое выражение для передаточного числа МН позволяет определить соответствующую заданным L_{S6} и φ_{S6} грузоподъемность G_{S6} заднего ПНУ УЭС:

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

где $p_{ци}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ; F_c – площадь поршня ГЦ; $F_{ин}^{np}(S^*)$ – приведенная сила инерции и $F_{тр}^{np}(S^*)$ – приведенная сила трения, определенные для значения обобщенной координаты, соответствующей максимуму передаточного числа (для ПНУ УЭС обычно соответствует транспортному положению НМ).

Определение реакций в шарнирах выполняется последовательно по группам Ассура и в соответствии с известной методикой [7]. Причем определенная в результате реакция в кинематической паре Π_{23} $R_{23}(S)$ должна быть равна полезной нагрузке $F(S)$ на штоке поршня (7) гидроцилиндра.

Аналитическое выражение для приведенной к гидроцилиндру МН силы трения, учитывающей потери в подвижных и неподвижных шарнирах, имеет вид:

$$F_{мп}^{np} = f_{мп} \cdot r_{ш} \cdot [R_{01} \cdot \varphi'_{12} + R_{03} \cdot \varphi'_{13} + R_{05} \cdot \varphi'_{15}(S) + R_{07} \cdot \varphi'_{17} + R_{23} \cdot (\varphi'_{1S} + \varphi'_{13}) + R_{34} \cdot (\varphi'_{13} + \varphi'_{14}) + R_5 \cdot (\varphi'_{14} + \varphi'_{15}) + R_{56} \cdot (\varphi'_{15} + \varphi'_{16}) + R_{67} \cdot (\varphi'_{16} + \varphi'_{17})] + F_{трц}, \quad (10)$$

где $r_{ш}$ – радиус шарниров; $f_{мп}$ – коэффициент трения; $R_{0i}(S)$, $R_{ji}(S)$ – силы реакций соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах МН; $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ – аналоги угловых скоростей звеньев МН.

В выражении (10) для его упрощения полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения в шарнирах одинаковыми для всех кинематических пар.

Сила трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы ГЦ определяется по выражению, полученному из [8]:

$$F_{трц} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_2, \quad (11)$$

где D – диаметр поршня ГЦ; l – ширина манжеты; f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_2 – среднее давление в напорной полости ГЦ.

Анализ выражения (10) и (11) показывает, что потери на трение в кинематических парах определяются внутренними параметрами МН и гидроцилиндра и не зависят от скорости поршня ГЦ.

Запас по грузоподъемности ПНУ УЭС определяется как разность между развиваемым ПНУ в диапазоне изменения обобщенной координаты минимальным значением грузоподъемности G_{S6}^{\min} , соответствующим максимуму передаточного числа (I_S^{\max}), и весом НМ P_6 [11]:

$$\Delta G_s = \frac{G_{S6}^{\min} - P_6}{P_6} \cdot 100 \% . \quad (12)$$

Имеющийся запас грузоподъемности должен положительно сказаться на эксплуатационной надежности ПНУ.

Таким образом, для УЭС возникающее при подъеме НМ давление РЖ в напорной полости ГЦ определяется как отношение приведенной к штоку ГЦ нагрузки, равной $F_{об}$ (4), к удвоенной площади его поршня:

$$p_2(S) = \frac{2 \cdot F_{np}(S)}{\pi \cdot D^2} . \quad (13)$$

Диаметр ГЦ в выражении (13) должен выбираться с таким расчетом, чтобы при подъеме НМ, обеспечивающей наибольший нагружающий момент относительно оси подвеса МН (которой в данном случае является навесной кормоуборочный комбайн КНК-500), давление в напорной полости ГЦ плюс его потери по гидромагистрали (3) не превышали давление настройки предохранительного клапана ($p_{ПК} = 20 \text{ МПа}$), то есть

$$p_2 + (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2) \leq p_{ПК} .$$

Таким образом, проектируя новое ПНУ или модернизируя серийное, конструктор должен предусматривать перспективы агрегатирования универсального энергосредства с навесными машинами, реализующими максимальные моменты нагрузки относительно оси подвеса МН, выбирая диаметры ГЦ в соответствии с выражением:

$$D \leq \sqrt{\frac{2 \cdot F_{np}(S)}{\pi \cdot p_2(S)}} .$$

С другой стороны, для заднего ПНУ УЭС наибольший вес НМ P_6 ограничивается требованием неухудшения управляемости мобильного сельскохозяйственного агрегата (МСХА), состоящего из УЭС 290/450, агрегируемого с КНК-500.

В транспортном положении НМ опрокидывающий момент относительно точки А (рисунок 3), создаваемый ее весом, зачастую приобретает максимальное значение. Из практики эксплуатации МСХА было принято, что для устойчивого управления движением МСХА часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (R_A), должна составлять не менее 16 % ($k = 0,16$) от общего веса МСХА.

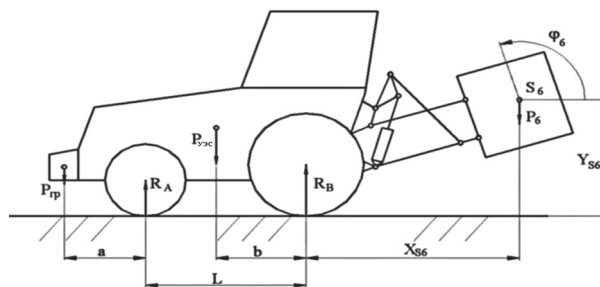


Рисунок 3. – Схема сил, действующих на опорную поверхность со стороны МСХА с навесной машиной в транспортном положении

Для расчета параметра управляемости УЭС в режиме транспортного переезда составляется уравнение равновесия моментов сил, действующих на МСХА относительно точки опоры (В) ведущих колес. В результате вместе с вышеупомянутым ограничением получим систему, состоящую из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{УЭС} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6} + P_{zp} \cdot (L + a)}{L}; \\ R_A \geq k \cdot (P_{УЭС} + P_6 + P_{zp}). \end{cases} \quad (14)$$

В результате решения системы (14) получим условие соблюдения управляемости МСХА, которое состоит в ограничении веса агрегируемой с УЭС навесной машины или рабочего орудия:

$$P_6^{\max} \leq \frac{P_{УЭС} \cdot (b - k \cdot L) + P_{pp} \cdot [a + L \cdot (1 - k)]}{X_{S6} + k \cdot L} \quad (15)$$

Результаты исследований

Результаты расчета выходных параметров модернизированного ПНУ УЭС 290/450 [9], агрегируемого с КНК-500 [10], представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. – Выходные параметры модернизированного МН заднего ПНУ

геометрические параметры					кинематические параметры				
S	$Y_{S6}(S)$	$X_{S6}(S)$	$Y_{S6}(S)$	$J_6(S)$	$J_6\epsilon(S)$	$U_{S3}(S)$	$J_6\epsilon(S)$	$I_M(S)$	$I_{S6}(S)$
[м]	[м]	[м]	[м]	[град]	[1/м]	[-]**	[1/м]	[-]	[-]
0,571	–	– *	– *	–	–	–	–	–	–
0,596	0,292	2,360	0,532	89,145	7,658	0,293	0,653	2,138	2,956
0,621	0,348	2,368	0,610	90,139	5,813	0,412	0,721	2,316	3,215
0,646	0,407	2,373	0,691	91,194	5,030	0,478	0,751	2,351	3,284
0,671	0,465	2,374	0,774	92,291	4,604	0,520	0,780	2,357	3,322
0,696	0,524	2,370	0,857	93,431	4,350	0,549	0,813	2,357	3,358
0,721	0,583	2,363	0,942	94,623	4,198	0,569	0,853	2,355	3,399
0,746	0,642	2,350	1,027	95,880	4,114	0,582	0,902	2,352	3,448
0,771	0,701	2,330	1,114	97,213	4,083	0,590	0,961	2,348	3,507
0,796	0,760	2,301	1,203	98,639	4,095	0,594	1,032	2,343	3,577
0,821	0,818	2,284	1,293	100,177	4,148	0,594	1,118	2,337	3,659

* Подсоединение навесного кормоуборочного комбайна КНК-500 выполняется, когда высота оси подвеса (Y_{S6}) составляет 0,33 м.

** Безразмерная величина.

Таблица 2. – Силовые параметры модернизированного ПНУ

S	$G_M(S)$	$G_{S6}(S)$	$R_{03}(S)$	$R_{05}(S)$	$R_{07}(S)$	$F_g(S)$	$F_{np}(S)$	p_2
[м]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[МПа]
0,571	–	–	–	–	–	–	–	–
0,596	98,06	70,93	213,69	97,82	85,90	141,89	166,93	12,86
0,621	90,54	65,22	220,21	89,66	85,56	154,32	181,56	13,98
0,646	89,20	63,84	219,89	84,22	85,38	157,63	185,46	14,29
0,671	88,94	63,11	219,19	80,09	85,36	159,46	187,61	14,45
0,696	88,95	62,44	219,06	76,74	85,50	161,09	189,62	14,61
0,721	88,04	61,69	219,67	73,88	85,79	163,15	191,94	14,78
0,746	89,17	60,81	221,01	71,35	86,21	165,50	194,71	15,00
0,771	89,31	59,79	223,10	69,04	86,77	168,34	198,03	15,25
0,796	89,49	58,63	225,98	66,86	87,45	171,90	201,97	15,56
0,821	89,72	57,30	229,56	64,76	88,25	175,63	206,64	15,92

Присоединение механизма навески УЭС-290/459 к навесному кормоуборочному комбайну КНК-500 выполняется при помощи шарниров двух нижних тяг $Y_{S6}(S)$ и центральной тяги, когда высота оси подвеса составляет 0,33 м, при этом холостой ход поршня ГЦ составляет 45 мм.

Ход оси подвеса составляет $\Delta Y_M = 0,52$ м, а завал стойки $\Delta \phi_6^{\max} = 10,2$ град. Величина грузоподъемности составляет 57,3 кН, что обеспечивает запас по грузоподъемности в 19,4 %. Как следует из выражения (9), грузоподъемность ПНУ обратно пропорциональна $I_{S6}(S)$.

Следует отметить, что с запасом по грузоподъемности тесно коррелирует максимум давления в напорной полости ГЦ (P_2), составляющий в транспортном положении 15,92 МПа, или 79,6 % от допустимого (настраиваемое давление в предохранительном клапане равно 20 МПа).

Заключение

1. Длины раскосов МН ПНУ рассчитываются так, чтобы обеспечить минимальный ход поршней гидроцилиндров (то есть минимальный холостой ход), посредством нижних тяг реализующих рабочее положение оси подвеса.

2. Длина центральной тяги зависит как от высоты присоединительного треугольника (L_6), так и от координат ее расположения на раме УЭС П₀₇, и первое из требований, предъявляемых к ней, – выполнение ограничения по завалу стойки [12], то есть $\varphi_6^{\max} = \varphi_6(S^{\max}) - \varphi_6(S^{раб}) \leq 15 \text{ град}$.

3. ПНУ обязано иметь запас грузоподъемности, поскольку с течением времени как механические, так и гидравлические потери возрастают, непостоянный за цикл КПД ПНУ в среднем уменьшается, да и условия эксплуатации увеличивают коэффициенты трения в шарнирах МН. В случае недостаточной грузоподъемности ПНУ перевод НМ из рабочего положения в транспортное невозможен, что означает нарушение технологического процесса.

4. Увеличение диаметра поршня с 90 до 100 мм обеспечивает прирост движущей силы на 23,45 %, но чуть менее значимый эффект может быть достигнут путем снижения максимального значения передаточного числа МН ПНУ [11] в результате его параметрической оптимизации.

Литература

1. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / В. М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.: ил.
2. Гуськов, В. В. Тракторы. Конструирование и расчет. В 7 ч.: ч. 3 / В. В. Гуськов. – Минск: Вышэйш. шк., 1981. – 383 с.
3. Попов, В. Б. Развитие подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств / В. Б. Попов // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники: материалы Междунар. науч.-практ. конф. / Кубанский гос. аграрный унив.-т. – Краснодар, 2013. – С. 171–174.
4. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
5. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Машиностроение, 1988. – 640 с.
6. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
7. Попов, В. Б. Математическое обеспечение для проектирования подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестник АПК Верхневолжья. – 2014. – № 3. – С. 67–71.
8. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин: пер. с латыш. / О. Г. Озол; под ред. С. Н. Кожевникова. – М.: Наука, 1984. – 432 с.
9. Универсальное энергетическое средство УЭС-290/450 «Полесье-290/450»: инструкция по эксплуатации. – Гомель: ПО «Гомсельмаш», 2009. – 133 с.
10. Комбайн навесной кормоуборочный КНК-500 «Палессе FH50»: инструкция по эксплуатации. – Гомель: ПО «Гомсельмаш», 2010. – 118 с.
11. Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств: монография / В. Б. Попов. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 252 с.
12. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры (Межгосударственный стандарт): ГОСТ 10677. – Введ. 01.01.2004. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2002.