

рования, а также осуществлять их корректировку для вагонов с определенным сроком службы;

- управлять восстановлением ресурса за счет выбора вариантов восстановления и систем ремонта;

- определить предельное состояние элементов (толщину поперечного сечения).

Результаты исследования. В результате проведения вычислительных экспериментов для вагона, имеющего коррозионные повреждения после различных сроков эксплуатации, оценивалось напряженное состояние каждого элемента кузова. При этом толщина подкрепляющих элементов и обшивки определялась по формуле (2).

Те элементы, у которых напряжения близки или превышали допускаемые, считались достигшими предельного состояния по критерию прочности.

Для продольных элементов кузова (нижняя обвязка, гофры боковой стены и настила пола) про-изводились расчеты на устойчивость и выявлялись

те из них, которые достигли предельного состояния по критерию устойчивости.

Выполненные исследования по моделированию на ПЭВМ технического состояния кузовов пассажирских некупейных вагонов в зависимости от срока службы позволили установить предельные значения толщин сечений основных элементов кузова, при которых теряется их несущая способность. Расчеты показали, что критерий максимального износа 30 % нуждается в корректировке и должен быть не унифицированным, а дифференцированным для основных элементов кузова по критериям прочности и устойчивости. В частности, в результате проведенных экспериментов установлены предельные состояния наиболее подверженных коррозионному износу элементов, определяющих несущую способность кузова. Потеря несущей способности наступает при уменьшении площади поперечного сечения от 10 до 50 %, по сравнению с исходной.

Список литературы

1 Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ВНИИВ-ВНИИЖТ, 1983. – 260 с.

2 Нейлор Т. Машинные имитационные эксперименты с моделями экономических систем. – М.: Мир, 1975. – 502 с.

3 Пигунов А.В. Методика оценки предельного состояния элементов металлоконструкции кузова пассажирского некупейного вагона // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса: Тр. Междунар. науч.-практ. конф. / БелГУТ. – Гомель, 2001. – С. 88.

Получено 12.04.2002

A. V. Pigunov. Forecasting of residual bearing ability of bodies carriages and management of restoration of their resource.

The technique of forecasting of a technical condition, residual bearing ability and residual resource of basic elements metallic construction of a body for the period of a life cycle of a car is offered.

Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2002. № 1(4)

УДК 658.512.011

В. Б. ПОПОВ, кандидат технических наук; Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, г. Гомель

АНАЛИЗ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ МАЛОГАБАРИТНОГО УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА «ПОЛЕСЬЕ-30М»

Представлена методика расчета выходных параметров, определяющих один из критериев оптимальности миниэнергосредства «Полесье-30М». Получены аналитические выражения для грузоподъемности, позволяющие оценить возможность агрегатирования «Полесье-30М» с различными рабочими машинами и орудиями.

Ряд фирм в Западной Европе, США и Японии развернул производство малогабаритных погрузчиков, которые успешно механизмируют ручной труд в условиях ограниченного пространства: на строительных площадках, внутри складских помещений или когда использование специальной техники нецелесообразно.

Разработанное ГСКБ ПО «Гомсельмаш» мало-

габаритное универсальное энергетическое средство (мини-УЭС) «Полесье-30М» с набором машин и орудий относится к вышеупомянутым малогабаритным погрузчикам. Оно предназначено для механизации небольших по объёму работ, выполняемых как в обычных, так и в стесненных условиях: погрузочно-разгрузочных, по очистке и обустройству территории, прокладке коммуникаций, посад-

ке зеленых насаждений и уходу за ними, ремонту дорог, зданий и сооружений. Расширяющийся шлейф сменного рабочего оборудования всякий раз требует анализа возможности подъема, навешиваемого на мини-УЭС рабочего орудия и управляемости мобильного агрегата.

Возможность эффективного агрегатирования мини-УЭС с различными рабочими машинами и орудиями как отечественного, так и импортного производства определяется в первую очередь грузоподъемностью его подъемно-навесного устройства (ПНУ). ПНУ – это необходимый компонент строительно-дорожного или землеройного энерго-

машинного комплекса, предназначенный для связи мобильного энергоносителя (трактора, универсального энергосредства) с навесной машиной или орудием. ПНУ мини-УЭС состоит из нерегулируемого объемного гидропривода, гидроцилиндры которого приводят в движение расположенные симметрично относительно продольной плоскости симметрии мини-УЭС механизмы подъема стрелы (МПС) и поворота траверсы (МПТ), на которой жестко крепится рабочая машина или орудие [2]. На рисунке 1 представлен общий вид мини-УЭС «Полесье-30М» и схема движения его ПНУ с рабочим орудием в виде ковша.

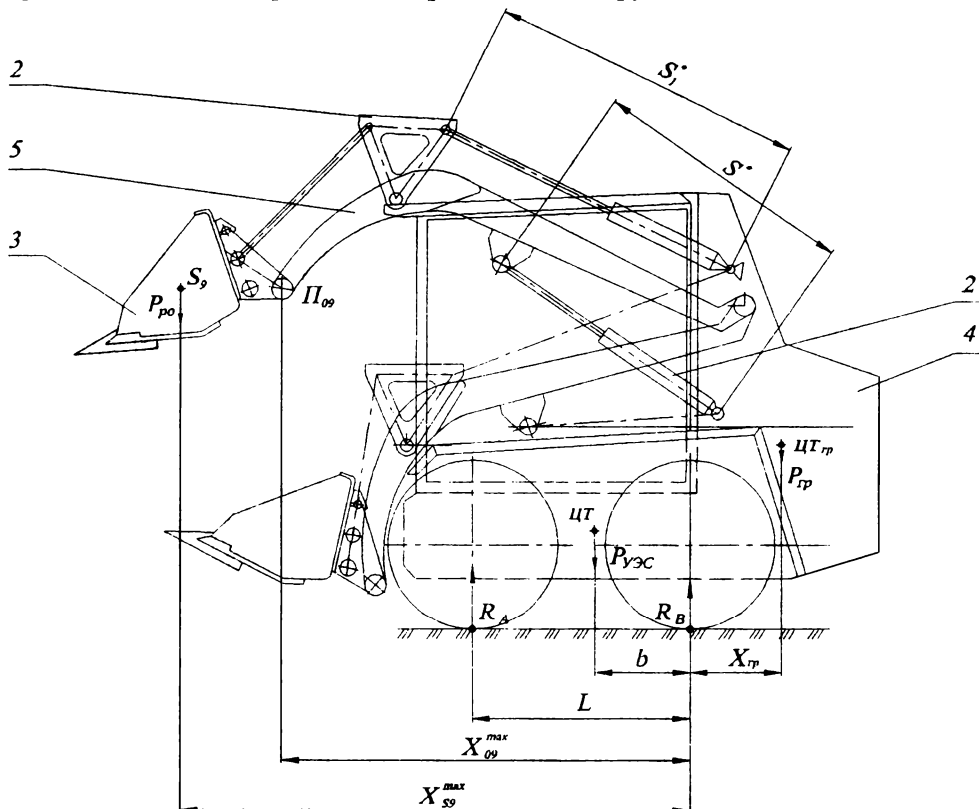


Рисунок 1 – Схема движения ПНУ с ковшом мини-УЭС «Полесье-30М»: 1 – механизм подъема стрелы; 2 – механизм поворота траверсы; 3 – рабочее орудие (ковш); 4 – минипогрузчик; 5 – стрела

МПС устроен следующим образом. На раме мини-УЭС шарнирно закреплена стрела, поворачивающаяся при помощи гидроцилиндра в продольной плоскости на угол $75-80^\circ$. Структурный анализ, выполненный по методике, изложенной в [1], показывает, что в проекции на продольную плоскость симметрии погрузчика МПС представляет собой одноподвижный четырехзвенник со средней поступательной парой. Справа и слева на стреле шарнирно закреплены два МПТ, включающие два гидроцилиндра, соединенные одним концом со стрелой, а другим – через рычаги и тяги с траверсой. На плоскости МПТ идентифицируется одноподвижным шестизвенником.

Гидропривод ПНУ, связанный с МПС или МПТ через силовой гидроцилиндр, состоит из шестеренного гидронасоса, трехпозиционного гидрораспреде-

лителя, силового одностороннего гидроцилиндра, фильтра, бака, предохранительного клапана, регулируемого дросселя и гидромагистрали. Регулируемый дроссель в сливной магистрали обеспечивает ограничение скорости движения поршня относительно гильзы в гидроцилиндре, что особенно важно в режиме опускания рабочего орудия. Математическая модель гидропривода ПНУ с переменной нагрузкой на силовом гидроцилиндре подробно изложена в работе [4]. Следует отметить, что в установившемся режиме подъема стрелы грузоподъемность ПНУ пропорциональна величине установившегося давления в гидроцилиндре МПС со стороны нагнетающей магистрали. Это давление определяется внешней нагрузкой, причем его максимум ограничивается настройкой предохранительного клапана $P_{пк}$, а также потерями давления на дросселе $\Delta p_{др}$ и в гидро-

магистрالی $\Delta p_{гм}$:

$$p_{гц}^{max} = p_{пк} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{гм}). \quad (1)$$

Аналитическое исследование механизмов ПНУ было выполнено на основе метода векторных контуров [1], разработанного В.А. Зиновьевым (рисунк 2). Так, в результате геометрического анализа МПС были получены аналитические выражения для координат центра тяжести стрелы S_3 и оси подвеса стрелы (центр шарнира Π_{09}) в зависимости от обобщенной координаты S :

$$X_{S_3}(S) = X_{03} + L_{S_3} \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi]; \quad (2)$$

$$Y_{S_3}(S) = Y_{03} + L_{S_3} \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi]; \quad (3)$$

$$X_{09}(S) = X_{03} + L_{39} \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1]; \quad (4)$$

$$Y_{09}(S) = Y_{03} + L_{39} \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad (5)$$

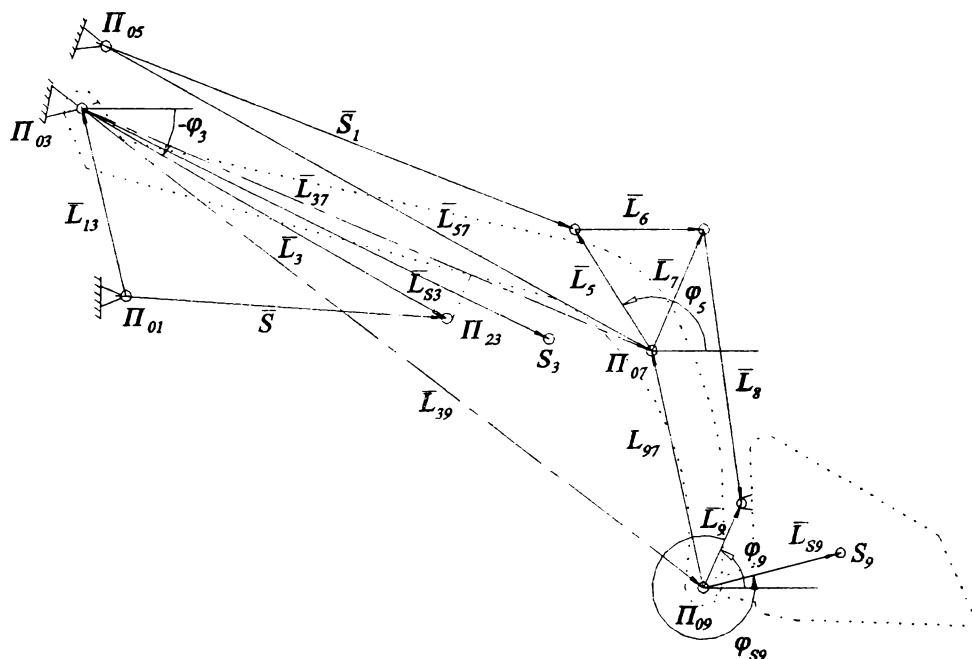


Рисунок 2 – Векторная интерпретация механизмов подъема стрелы и поворота траверсы

Влияние МПС и МПТ на изменение координат центра тяжести рабочего орудия (6), (7) аналитически связано с изменением независимых друг от друга обобщенных координат S и S_1 . Причем первая изменяет положение оси подвеса стрелы (Π_{09}) относительно мини-УЭС, а вторая – положение траверсы (L_9) относительно оси подвеса.

Понятие грузоподъемности ПНУ мини-УЭС здесь вводится по аналогии с грузоподъемностью ПНУ трактора или другого мобильного энергоносителя [3]. Грузоподъемность ПНУ трактора определяется массой поднимаемого груза (m) при максимальной величине усилия на штоке гидроцилиндра механизма навески $F_{шт}^{max}$:

$$m = \frac{F_{шт}^{max} \eta_{МН}}{g I_S}, \quad (8)$$

где $\eta_{МН}$ – КПД механизма навески; g – ускорение свободного падения; I_S – передаточное число ме-

где $\Delta\varphi$ – угол между векторами \vec{L}_3 и \vec{L}_{S_3} ; $\Delta\varphi_1$ – угол между векторами \vec{L}_3 и \vec{L}_{39} .

Затем по результатам анализа МПТ были определены координаты центра тяжести рабочего орудия (точка S_9) в зависимости от обобщенных координат S, S_1 :

$$X_{S_9}(S, S_1) = X_{09}(S) + L_{S_9} \cos[\varphi_9(S_1) + \varphi_{S_9}]; \quad (6)$$

$$Y_{S_9}(S, S_1) = Y_{09}(S) + L_{S_9} \sin[\varphi_9(S_1) + \varphi_{S_9}], \quad (7)$$

где φ_9 – угол, образуемый вектором \vec{L}_9 (геометрическая модель траверсы) в правой декартовой системе координат; φ_{S_9} – угол между векторами \vec{L}_9 и \vec{L}_{S_9} в момент начала движения закрепленного на траверсе рабочего орудия.

ханизма навески.

Передаточное число механизма навески представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести навесной машины или кинематическую передаточную функцию 1-го порядка [5], зависящую только от внутренних параметров механизма навески. Максимально возможная сила на штоке гидроцилиндра МПС определяется по выражению:

$$F_{шт}^{max} = p_{гц}^{max} F_H, \quad (9)$$

где F_H – площадь поршня со стороны напорной магистрали.

В выражении (9) верхняя граница $p_{гц}^{max}$ определяется по формуле (1).

В приведенной к штоку гидроцилиндра нагрузке mgI_S , которая получена из выражения (8), не учитываются возникающие в момент начала подъема силы инерции и масса звеньев механизма на-

вески [3]. Практика эксплуатации показывает, что для мини-УЭС, с одной стороны, невозможно пренебречь массой стрелы, а с другой – можно не учитывать силы инерции звеньев вследствие относительной краткости переходного процесса в нагруженном гидроприводе и тихоходности МПС.

С учетом принятых допущений из выражения (8) получим уравнение установившегося движения двух одинаково нагруженных поршней силовых гидроцилиндров:

$$m_{\text{по}} g I_{S_9} + m_{\text{стр}} g I_{S_3} = 2 F_{\text{шт}}^{\text{max}} \eta_{\text{МПС}}, \quad (10)$$

где I_{S_9}, I_{S_3} – аналоги вертикальной скорости характерных точек – центров тяжести рабочего орудия и стрелы ПНУ. КПД МПС при этом считается заданным.

Передаточное число МПС (I_{S_9}) и аналог вертикальной скорости центра тяжести закрепленного на траверсе рабочего орудия – синонимы. Аналоги вертикальных скоростей характерных точек МПС и МПТ получают дифференцированием по независимой переменной t выражений (3), (5), (7), разделив затем результаты на независимые друг от друга \dot{S}, \dot{S}_1 соответственно:

$$I_{S_3}(S) = \varphi'_3(S) L_{S_3} \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad (11)$$

$$I_{O_9}(S) = \varphi'_3(S) L_{39} \cos(\varphi_{39}(S)), \quad (12)$$

$$I_{S_9}(S, S_1) = I_{O_9}(S) + \varphi'_5(S_1) U_{97}(S_1) L_{S_9} \cos(\varphi_9(S_1)), \quad (13)$$

где $\varphi'_3(S)$ и $\varphi'_5(S_1)$ – аналоги угловой скорости звеньев L_3 и L_5 [5]; $I_{O_9}(S)$ – аналог вертикальной скорости оси подвеса стрелы; $U_{97}(S_1)$ – передаточное отношение угловых скоростей звеньев L_9 и L_7 МПТ.

Поскольку аналоги вертикальных скоростей характерных точек изменяются в зависимости от текущего положения звеньев МПС и МПТ, постольку и грузоподъемность ПНУ $G(S, S_1)$ в диапазоне изменения обобщенных координат (S, S_1) , как это следует из уравнения (10), будет величиной переменной:

$$G(S, S_1) = \frac{2 P_{\text{гц}}^{\text{max}} F_{\text{н}} \eta_{\text{МПС}}}{g \left[I_{S_9}(S, S_1) + I_{S_3}(S) \frac{m_{\text{стр}}}{m_{\text{по}}} \right]}. \quad (14)$$

Конструктора интересует, как правило, минимальное значение грузоподъемности, поскольку рабочее орудие с таким весом устойчиво перемещается ПНУ во всем диапазоне изменения (S, S_1) . В этом положении аналог вертикальной скорости центра тяжести рабочего орудия – наиболее влиятельный выходной параметр МПС и ПНУ – становится максимальным. Грузоподъемность можно рассматривать как обобщенный критерий оптимальности ПНУ, зависящий, с одной стороны, от параметров гидропривода – давления в гидроцилиндре и площади его поршня со стороны напор-

ной магистрали, а с другой – от параметров механизмов ПНУ и рабочего орудия: их масс, кинематических передаточных функций 1-го порядка и КПД.

Интересно проанализировать связь между грузоподъемностью ПНУ, продольной устойчивостью и управляемостью мобильного агрегата, когда центр тяжести рабочего орудия максимально удален от центра тяжести мини-УЭС, т. е. когда МПС и МПТ одновременно обеспечивают $X_{O_9}^{\text{max}}$ и $X_{S_9}^{\text{max}}$ (см. рисунок 1). В этом положении грузоподъемность ПНУ однозначно определяется из выражения

$$G(S^*, S_1^*) = \frac{2 P_{\text{гц}}^{\text{max}} F_{\text{н}} \eta_{\text{МПС}}}{g \left[I_{S_9}(S^*, S_1^*) + I_{S_3}(S^*) \frac{m_{\text{стр}}}{m_{\text{по}}} \right]}. \quad (14a)$$

Значения S^*, S_1^* здесь соответствуют максимальному удалению шарнира Π_{O_9} и центра тяжести рабочего орудия от точек контакта (А, В) колес мини-УЭС с горизонтальной опорной поверхностью.

В этом положении опрокидывающий момент относительно точки А, создаваемый весом рабочего орудия, приобретает максимальное значение. Из практики эксплуатации «Полесье-30М» и по аналогии с сельскохозяйственными агрегатами было принято, что для устойчивого управления движением мобильного агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (точка В), должна составлять не менее 20 % [6]. Составив уравнение моментов сил, действующих относительно опорного колеса, и разрешив его относительно реакции на управляемом колесе (см. рисунок 1), вместе с упомянутым выше ограничением получим систему, состоящую из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_B = \frac{P_{\text{УЭС}}(L-b) - P_{\text{по}}(X_{S_9}^{\text{max}} - L)}{L} \\ R_B \geq 0,2(P_{\text{УЭС}} + P_{\text{по}}). \end{cases} \quad (15)$$

В результате её решения получим условие управляемости агрегата, налагающее ограничение на массу навешиваемого рабочего орудия (14a):

$$m_{\text{по}} \leq \frac{P_{\text{УЭС}}(4L-5b)}{g(5X_{S_9}^{\text{max}} - 4L)}. \quad (16)$$

Использование противовеса (например, дополнительного бака с топливом), расположенного со стороны наиболее удаленного от оси подвеса стрелы колеса повышает продольную устойчивость агрегата. Повторив операцию составления и решения модифицированной с учетом противовеса системы, получим:

$$\begin{cases} R_B = \frac{P_{УЭС}(L-b) - P_{po}(X_{S9}^{max} - L) + P_{гр}(L + X_{гр})}{L} \\ R_B \geq 0,2(P_{УЭС} + P_{po} + P_{гр}). \end{cases} \quad (17)$$

В результате решения системы (17) получаем условие управляемости агрегата, увеличивающее массу (m_{po}^*) агрегируемого с мини-УЭС рабочего орудия:

$$m_{po}^* \leq \frac{P_{УЭС}(4L-5b) + P_{гр}(4L+5X_{гр})}{g(5X_{S9}^{max} - 4L)}. \quad (18)$$

Рабочее орудие, имеющее с позиций грузоподъемности ПНУ минимальную массу, в процессе подъема может нарушить управляемость мобильного агрегата. Грузоподъемность мобильного агрегата всегда меньше грузоподъемности ПНУ, поскольку она ограничивается требованием его управляемости. В самом деле, установив в МПС гидроцилиндры с большей площадью сечения поршня, можно увеличить грузоподъемность ПНУ, но это не изменит соотношение параметров, определяющих управляемость мобильного агрегата. Итак, грузоподъемность мини-УЭС, как показатель качества его агрегирования с рабочим орудием, определяется одновременно:

- параметрами гидропривода ПНУ;
- величинами аналогов вертикальных скоростей характерных точек МПС и МПТ;
- массово-геометрическими параметрами мобильного агрегата и его развесовкой.

Список литературы

- 1 Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
- 2 Попов В. Б., Довгяло В. А. Математическое обеспечение автоматизированного проектирования подъемно-навесных устройств погрузчиков //Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса: Тр. междунар. науч.-практ. конф. – Гомель, 2001. – С. 91–92.
- 3 Гуськов В. В., Ксеневиц И. П. и др. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет: Учеб. пособие для втузов. – Мн.: Вышш. школа, 1981. – 383 с.

Получено 06.02.2002

V. B. Popov. Masslifting ability of the mini all-purpose power unit «Polesije 30M»

In this study the procedure for calculation of outer parameters, allow to defining an optimum criterion of the mini all-purpose power unit “Polesije 30M” is described. The analytical expressions for masslifting ability, which define possibility of “Polesije 30M” linkage with various implements, were obtained.

Таким образом, навесоспособность мини-УЭС определяется грузоподъемностью ПНУ, а ограничивается параметром управляемости мобильного агрегата и грузоподъемностью шин [7] мини-УЭС.

Расчетная грузоподъемность ПНУ для «Полесья-30М» на оси подвеса составила около 11,5 кН, т. е. при закреплении на опорной поверхности наиболее удаленных от оси подвеса колес развиваемое на оси подвеса усилие, например, при корчевании пней, может достигать величины порядка 11,5 кН. С учетом развесовки минипогрузчика и при условии обеспечения давления не менее 20 % от веса агрегата на наиболее удаленные колеса грузоподъемность мини-УЭС (условно полагая вес рабочего орудия сосредоточенным на оси подвеса) составила 7,55 кН. Практика эксплуатации подтверждает рекомендации, полученные при помощи математического моделирования. В результате мини-УЭС устойчиво манипулирует самым тяжелым из агрегируемых с ним рабочих орудий – мусороуборочной машиной (вес до 6,5 кН).

Полученные аналитические выражения позволяют анализировать грузоподъемность миниэнергосредства в автоматизированном режиме и обоснованно расширять шлейф агрегируемых с ним рабочих машин и орудий. Методология анализа и полученные аналитические выражения (14)-(18) могут быть использованы также для исследования грузоподъемности других ПНУ и мобильных агрегатов, например, погрузчика-стогометателя ПУ-Ф-0,5, навешиваемого на тракторы МТЗ-80/82; погрузчика-бульдозера ДЗ-133; фронтального сельскохозяйственного погрузчика ПФС – 0,75.

4 Попов В. Б. Математическое моделирование динамики подъема навесной машины //Современные проблемы машиноведения: Материалы междунар. науч.-техн. конф. Т.П. – Гомель, 1998. – С. 80–83.

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

6 ГОСТ 12.2.111-85 Машины сельскохозяйственные, навесные и прицепные. Общие требования безопасности.

7 ГОСТ 7463-89 Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин.