

УДК 631.358:519.711.3

ДОПОЛНЕНИЕ ФОРМАЛИЗОВАННОГО ОПИСАНИЯ МЕХАНИЗМА ВЫВЕШИВАНИЯ АДАПТЕРА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

В. Б. ПОПОВ

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

Введение

Актуальной проблемой эксплуатации современных уборочных машин остается снижение потерь урожая во время работы. В частности, потери кормов связаны в первую очередь с нарушением правильного режима функционирования механизма вывешивания адаптера (МВА), предназначенного для копирования опорной поверхности башмаками жатки или подборщика. При этом диапазон их вертикального перемещения относительно самоходного, навесного или прицепного измельчителя ограничен агротребованиями.

Основные условия правильного функционирования МВА состоят в обеспечении постоянного контакта башмаков адаптера с почвой при одновременном поддержании нагрузки на них в заданных пределах. Поэтому наиболее информативной характеристикой процесса копирования является изменение реакции под башмаками в процессе кормоуборки.

Задача МВА, состоящая в обеспечении требуемого диапазона непрерывного давления башмаков адаптера на опорную поверхность, решается посредством математического моделирования, имитирующего безотрывное копирование рельефа башмаками, что косвенно стабилизирует заданную высоту среза кормовой культуры.

Основная часть

Механизм вывешивания адаптера отечественного кормоуборочного комбайна (КК), как правило, представляет собой конструкцию, состоящую из двух одинаковых механизмов – комбинаций тяг и рычагов, снабженных блоками пружин и связанных между собой шарнирами. Правый и левый механизмы расположены симметрично относительно продольной плоскости симметрии измельчителя и, при выполнении определенных условий [1], будучи спроецированы на продольную плоскость симметрии, образуют единый плоский аналог 3D модели МВА (рис. 1).

Во время уборки кормов колеса измельчителя копируют рельеф, влияя на положение жатки и жестко связанного с ней режущего аппарата, совершающих сложное движение относительно корпуса измельчителя. При этом жатка контактирует башмаками с опорной поверхностью лишь частью своего веса, в то время как большая его часть через МВА компенсируется блоками пружин.

Цель работы заключается в дополнении и развитии полученных автором в [1]–[3] аналитических выражениях, обеспечивающих возможность рационального выбора параметров МВА, ответственных за требуемое качество копирования адаптером опорной поверхности.

Анализ плоской замкнутой кинематической цепи, в структурную схему которого входят измельчитель, адаптер и связывающий их механизм вывешивания (рис. 1), позволяет заключить, что она обладает одной степенью свободы [4].

$$W = 3n - 2p_5, \quad W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

где n – число подвижных звеньев; p_5 – число пар пятого класса.

В результате плоский аналог 3D модели МВА идентифицируется как одноподвижный шестизвенный механизм, а текущее положение адаптера КК – выходного звена кинематической цепи – представляется его характерными точками – центром тяжести адаптера (S_6) и точкой контакта башмака с опорной поверхностью (M).

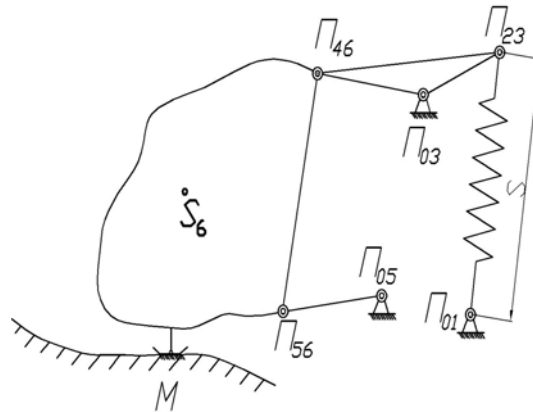


Рис. 1. Схема плоского аналога МВА, копирующего опорную поверхность при помощи башмака адаптера

Процедуры геометрического, а затем кинематического анализа МВА выполняются последовательно в правой декартовой системе координат XOY (рис. 2) на основе методики, изложенной в [4], при этом замкнутая кинематическая цепь заменяется эквивалентными векторными контурами.

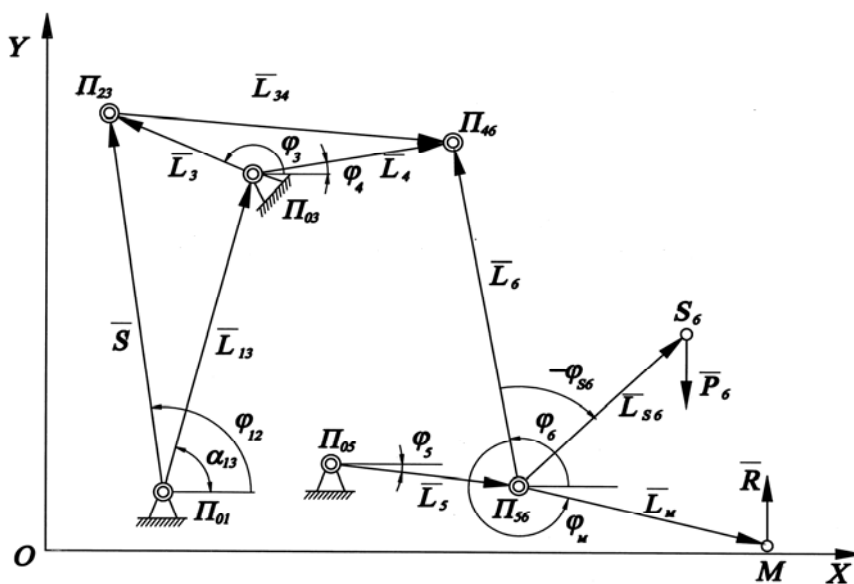


Рис. 2. Векторная интерпретация плоского аналога МВА в правой декартовой системе координат

В решении задачи о положениях подвижных шарниров МВА используется метод замкнутых векторных контуров Зиновьева [4] и последовательно рассматривается контур $L_{13}SL_3L_4$ с присоединенной к нему группой Ассур 2-го порядка 1-го вида L_5L_6 .

В результате выполнения формализованного описания процедуры геометрического анализа среди прочего получены аналитические выражения для координат центра тяжести жатки (x_{S_6}, y_{S_6}) и точки контакта башмака с опорной поверхностью (x_M, y_M) , устанавливающие однозначную связь между ними и обобщенной координатой S :

$$\begin{aligned} x_{S_6}(S) &= x_{S_6}(S) + L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6}); & x_M(S) &= x_{S_6}(S) + L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M); \\ y_{S_6}(S) &= y_{S_6}(S) + L_{S_6} \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6}); & y_M(S) &= y_{S_6}(S) + L_M \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_M), \end{aligned} \quad (1)$$

где $x_{S_6}(S), y_{S_6}(S)$ – координаты оси подвеса жатки; L_{S_6}, φ_{S_6} и L_M, φ_M – параметры, жестко связывающие характерные точки со звеном L_6 .

Дифференцируя выражения для вертикальных координат характерных точек (1) по времени и выполняя некоторые преобразования [2], получим аналитические выражения для аналогов вертикальных составляющих скоростей этих точек. Это важные характеристики МВА – его передаточные числа [5] или кинематические передаточные функции:

$$I_{S_6}(S) = \varphi'_3(S) [U_{54}(S)L_5 \cdot \cos(\varphi_5(S)) + U_{64}(S)L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6})]; \quad (2)$$

$$I_M(S) = \varphi'_3(S) [U_{54}(S)L_5 \cdot \cos(\varphi_5(S)) + U_{64}(S)L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M)], \quad (3)$$

где $\varphi'_3(S)$ – аналог угловой скорости звена $L_3(L_4)$; U_{54}, U_{64} – передаточные отношения, связывающие, соответственно, угловые скорости звеньев L_5, L_4 и L_6, L_4 [3].

Передаточное число МВА равно отношению вертикальной составляющей скорости соответствующей характерной точки к скорости изменения обобщенной координаты (растяжения-сжатия пружины) и целиком определяется внутренними параметрами МВА.

Здесь следует отметить, что изменение как координат характерных точек адаптера, так и передаточных чисел в диапазоне изменения обобщенной координаты S для правой и левой частей МВА идентичны.

Полученное из уравнения равновесия МВА [2] выражение для нагрузки $F_H^{np}(S)$, приведенной к виртуальному блоку пружин (эквивалентное нагрузке на правом и левом блоках), имеет вид:

$$F_H^{np}(S) = P_6 \cdot I_{S_6}(S) - R \cdot I_M(S), \quad (4)$$

где P_6, R – соответственно, вес адаптера и суммарная реакция на его правом и левом башмаках (рис. 2).

Однако неравномерное распределения веса адаптера в поперечной плоскости приводит к отклонению его центра тяжести от геометрического центра и к разным реакциям на его левом и правом башмаках [2]. Оно также приводит к различной нагрузке, передаваемой на правый и левый ловители косилки (измельчителя) и далее на блоки пружин. Поэтому в положении равновесия нагрузка, приведенная к правому и левому блокам, распределится следующим образом:

$$F_{вр}^{np}(S) = P_{6r} \cdot I_{S6}(S) - R_r(S) \cdot I_M(S); \quad F_{hl}^{np}(S) = P_{6l} \cdot I_{S6}(S) - R_l(S) \cdot I_M(S), \quad (5)$$

где P_{6r} , $R_r(S)$ и P_{6l} , $R_l(S)$ – соответственно, части веса адаптера ($P_6 = P_{6r} + P_{6l}$) и реакции на правом и левом башмаках; реакции $R_r(S)$, $R_l(S)$ на башмаках – это силы противодействия почвы давлению со стороны соответствующего башмака на опорную поверхность.

В отсутствии контакта башмаков с опорной поверхностью ($R = 0$) нагрузка на блоки пружин возрастает:

$$F_{вр}^{np}(S) = P_{6r} \cdot I_{S6}(S); \quad F_{hl}^{np}(S) = P_{6l} \cdot I_{S6}(S). \quad (5a)$$

Настройка или «выставление» реакций на башмаках (в данном случае $R_r(S_0) = R_l(S_0) = R_0$) выполняется путем предварительного натяжения пружин в блоках у расположенного на горизонтальной площадке неподвижного КК ($S = S_0$). При этом, подтвержденные экспериментально, предварительные растяжения правого $\Delta X_r(S_0)$ и левого $\Delta X_l(S_0)$ блоков пружин рассчитываются по выражениям:

$$\Delta X_r(S_0) = \frac{P_{6r} \cdot I_{S6}(S_0) - R_0 \cdot I_M(S_0)}{C_r^\Sigma}; \quad \Delta X_l(S_0) = \frac{P_{6l} \cdot I_{S6}(S_0) - R_0 \cdot I_M(S_0)}{C_l^\Sigma}, \quad (6)$$

где C_r^Σ , C_l^Σ – соответственно, жесткости правого и левого блоков пружин; R_0 – сила давления башмаков на опорную поверхность получена при равенстве вертикальных координат точек контакта с поверхностью башмаков и колес измельчителя.

Копирование опорной поверхности сопровождается изменением вертикальных координат башмаков – y_M , одинаковых для плоского аналога МВА, изменением обобщенной координаты – S (рис. 1) и соответствующими изменениями предварительного растяжения пружин:

$$\Delta X_r(S) = \frac{P_{6r} \cdot I_{S6}(S) - R \cdot I_M(S)}{C_r^\Sigma}; \quad \Delta X_l(S) = \frac{P_{6l} \cdot I_{S6}(S) - R \cdot I_M(S)}{C_l^\Sigma}. \quad (6a)$$

Установим связь между растяжением пружин и изменением обобщенной координаты. Если длина нерастянутых пружин справа и слева – H_r , H_l то после предварительного растяжения – H_{0r} , H_{0l} , а с учетом запаса на растяжение, для почв с низкой несущей способностью – ΔH_r , ΔH_l . В результате для случая предварительного натяжения пружин в блоках можем записать:

$$S_0 = H_{0r} + \Delta H_r;$$

$$S_0 = H_{0l} + \Delta H_l$$

или то же самое в развернутой форме:

$$S_0 = H_r + \Delta X_r(S_0) + \Delta H_r; \quad (7)$$

$$S_0 = H_l + \Delta X_l(S_0) + \Delta H_l. \quad (8)$$

Копирование рельефа изменяет предварительное натяжение пружин в блоках. Точки контакта башмаков с опорной поверхностью совершают вертикальные колебания относительно точек контакта колес измельчителя, что сопровождается соответствующими изменениями S и в случае уменьшения y_M выражения (7) и (8) преобразуются:

$$S_0 + \Delta S = H_r + \Delta X_r(S) + \Delta H_r^{\min}; \quad (7a)$$

$$S_0 + \Delta S = H_l + \Delta X_l(S) + \Delta H_l^{\min}, \quad (8a)$$

где $\Delta X_r(S)$, $\Delta X_l(S)$ – текущие, увеличившиеся на ΔS растяжения пружин; ΔH_r^{\min} , ΔH_l^{\min} – уменьшившиеся на ΔS зазоры между зацепами и шарнирами пружин.

Возникающие при опускании башмаков дополнительные растяжения пружин в сумме с предварительными не должны превышать значения допустимых растяжений.

В случае увеличения y_M (подъем башмаков) выражения (7) и (8) преобразуются:

$$S_0 - \Delta S = H_r + \Delta X_r(S) + \Delta H_r^{\max}; \quad (7b)$$

$$S_0 - \Delta S = H_l + \Delta X_l(S) + \Delta H_l^{\max}, \quad (8b)$$

где $\Delta X_r(S)$, $\Delta X_l(S)$ – текущие, уменьшившиеся на ΔS растяжения пружин; ΔH_r^{\max} , ΔH_l^{\max} – увеличившиеся на ΔS зазоры между зацепами и шарнирами пружин.

Возникающие при подъеме башмаков поджатия пружин не должны превышать их предварительных растяжений.

Полные растяжения пружин справа и слева равны:

$$X_r = \Delta X_r(S_0) \pm \Delta S; \quad X_l = \Delta X_l(S_0) \pm \Delta S,$$

где ΔS – текущее изменение обобщенной координаты.

Таким образом, развиваемые блоками пружин силы, компенсирующие приведенную нагрузку, имеют вид:

$$FX_r = C_r^\Sigma X_r; \quad FX_l = C_l^\Sigma X_l. \quad (9)$$

В результате выполненных уточнений формализованного описания процесса копирования опорной поверхности МВА КК реакции на правом и левом башмаках его адаптера в заданном диапазоне колебания $y_M(S)$ рассчитываются по выражениям:

$$R_r(S) = \frac{1}{I_M(S)} [P_{6r} \cdot I_{S6}(S) - C_r^\Sigma X_r]; \quad R_l(S) = \frac{1}{I_M(S)} [P_{6l} \cdot I_{S6}(S) - C_l^\Sigma X_l]. \quad (10)$$

С помощью полученных упрощенных аналитических выражений (10) можно предварительно выбрать рациональное сочетание внутренних параметров проектируемого МВА. В качестве примера на рис. 3 и 4 приведены два рассчитанных варианта статической характеристики МВА, имеющие форму парабол.

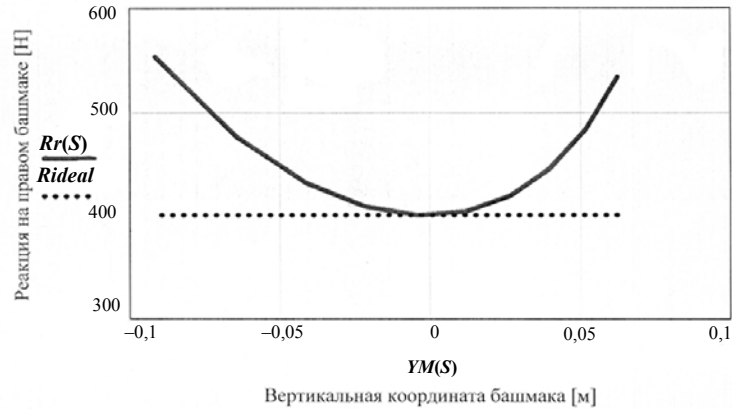


Рис. 3. Статическая характеристика МВА на правом башмаке адаптера

Идеальная статическая характеристика МВА представляет прямую линию, параллельную оси абсцисс (Y_M). Однако для механического типа МВА, использующего цилиндрические пружины, это принципиально невозможно, поскольку в зависимости от S приведенная нагрузка имеет выраженный нелинейный характер (5), а развиваемая пружиной компенсирующая сила изменяется линейно (9).

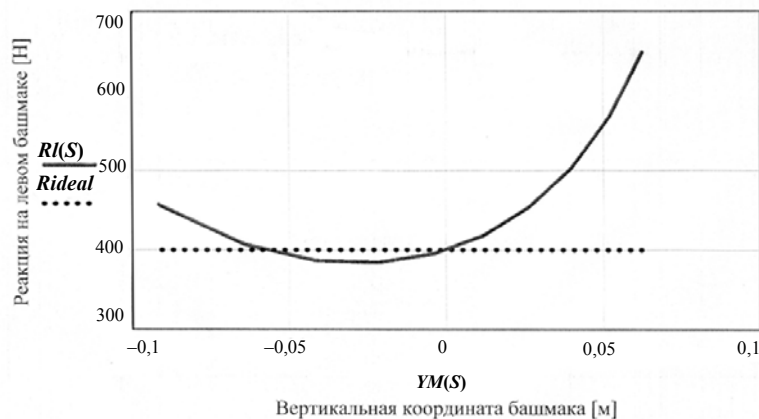


Рис. 4. Статическая характеристика МВА на левом башмаке адаптера

Различия статических характеристик МВА для правого и левого башмаков адаптера в большинстве случаев объясняются:

- неравномерностью распределения веса адаптера по его ширине, что изначально обеспечивает разные опорные реакции на левом и правом башмаках;
- различной нагрузкой, передаваемой на правый и левый ловители измельчителя и далее на блоки пружин.

Величина силы трения в шарнирах МВА зависит от условий эксплуатации кинематических пар, скорости относительного перемещения звеньев МВА в шарнирах, материала и качества обработки трущихся поверхностей, нагрузки в трущейся паре, геометрии шарнира и некоторых других параметров. Для аналитического определения сил трения (диссипации) в кинематических парах были использованы аналогии из математического моделирования механизмов навески [6] мобильных энергетических средств.

Приведенная к блоку пружин сила трения рассчитывается как частное от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МВА, плюс трение башмаков об опорную поверхность ($F_{тр}$) на скорость растяжения-сжатия пружины S :

$$F_{\text{тр}}^{\text{нп}}(S) = F_{\text{тр}} + r f_{\text{тр}} \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (11)$$

где r – радиус шарниров рычагов и тяг; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; $R_{0i}(S), R_{ij}(S)$ – силы, действующие, соответственно, в неподвижных и подвижных шарнирах МВА; $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ – аналоги угловых скоростей звеньев МВА.

Выражение (11) несколько упрощено, исходя из предположения, что радиусы шарниров и коэффициенты трения одинаковы для всех пар. Таким образом, приведенная к пружине сила трения МВА зависит от силы трения скольжения башмаков об опорную поверхность, сил трения в шарнирах, определяемых в результате выполнения процедуры силового анализа [1], а также некоторых выходных параметров МВА, полученных в результате выполнения процедур его геометрического и кинематического анализа.

Как уже отмечалось, в процессе движения КК его адаптер подвергается воздействиям как со стороны самого измельчителя, так и от микропрофиля опорной поверхности. Даже при движении КК с постоянной скоростью адаптер, совершая сложное движение, развивает силу инерции [3]. Величина этой силы определяется массоинерционными характеристиками адаптера, скоростью движения измельчителя и характеристикой микрорельефа. Приведенная к пружине сила инерции определяется по выражению

$$F_{\text{ин}}^{\text{нп}}(S) = m_6 \cdot a_{S6}(S) \cdot I_{S6}(S) + J_6 \cdot \varepsilon_6(S) \cdot \varphi'_6(S), \quad (12)$$

где m_6, J_6 – соответственно, масса и момент инерции адаптера; a_{S6}, ε_6 – соответственно, линейное и угловое ускорения адаптера; φ'_6 – аналог угловой скорости адаптера.

По аналогии с предыдущими преобразованиями силы трения и инерции приводятся к правому и левому пружинным блокам, и в результате мы имеем уточненные выражения для определения реакций на правом и левом башмаках адаптера КК:

$$R_r(S) = \frac{1}{I_M(S)} [P_{6r} \cdot I_{S6}(S) - C_r^{\Sigma} X_r + F_{\text{тр}r}^{\text{нп}}(S) \pm F_{\text{ин}r}^{\text{нп}}(S)]; \quad (13)$$

$$R_l(S) = \frac{1}{I_M(S)} [P_{6l} \cdot I_{S6}(S) - C_l^{\Sigma} X_l + F_{\text{тр}l}^{\text{нп}}(S) \pm F_{\text{ин}l}^{\text{нп}}(S)]. \quad (14)$$

Влияние сил трения и инерции на характер копирования опорной поверхности усиливается как с ростом кинематического воздействия со стороны опорной поверхности, так и с ростом скорости измельчителя. Для практических целей на начальной стадии разработки МВА обычно используются его статические характеристики. В случае если какая-либо характеристика нас не устраивает, вариант МВА корректируют, а если изменения невозможны, отклоняют, поскольку маловероятно, чтобы в динамике реакция на башмаках МВА улучшилась.

Закключение

Поддержание требуемой высоты среза кормовой культуры снижает сопутствующие уборочному процессу потери корма и обеспечивается непрерывным контактом башмаков адаптера с опорной поверхностью. При этом чрезмерное давление башмака разрушает стерню и ведет к его ускоренному износу, а недостаточное – провоцирует галопирование адаптера и дополнительные потери кормов.

Текущая величина силы давления башмака на опорную поверхность зависит от геометрических и кинематических параметров МВА, массово-геометрических параметров адаптера (жатки), характеристик цилиндрических пружин, в том числе их жесткости, скорости самоходного измельчителя, возникающих в шарнирах звеньев, сил трения и геометрических параметров опорной поверхности. Ее аналитическое выражение представляет количественную характеристику качества копирования, с помощью которой можно обоснованно выбрать рациональное сочетание внутренних параметров МВА.

Обеспечить меньший разброс давления башмаков на почву в заданном диапазоне копирования можно посредством предварительной настройки пружинных блоков МВА. В правом и левом блоках рекомендуется предварительно натянуть пружины для достижения одинаковой нагрузки на башмаки, находящиеся относительно горизонтальной опорной поверхности, на одном уровне с колесами измельчителя. При этом максимальное давление на опорную поверхность со стороны наиболее нагруженного башмака не должно превышать допустимое, определяемое несущей способностью почвы, а минимальное давление на твердой поверхности не должно провоцировать галопирование.

Получение желаемых характеристик МВА на этапе его проектирования или модернизации [7] является необходимым условием удовлетворительного характера копирования рельефа в процессе эксплуатации уборочной машины.

Литература

1. Попов, В. Б. Формирование функциональной математической модели механизма вывешивания адаптера кормоуборочного комбайна «Полесье-3000» / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2010. – № 4. – С. 37–44.
2. Попов, В. Б. Математическое моделирование механизма вывешивания косилки-плющилки прицепной КПП-4.2 / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2001. – № 3–4. – С. 17–22.
3. Попов, В. Б. Математическое моделирование механизма вывешивания адаптера кормоуборочного комбайна / В. Б. Попов // Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития : докл. МНТК. – Минск, 2009. – С. 113–117.
4. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
5. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
6. Попов, В. Б. Снижение диссипативных потерь в механизмах навески мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – Гомель. – 2009. – № 1 – С. 41–48.
7. Белов, В. В. Теоретические основы анализа и синтеза пружинных механизмов : монография / В. В. Белов. – СПб., 2005. – 354 с.

Получено 06.03.2015 г.