

УДК 631.358:519.711.3

## ФОРМИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ВЫВЕШИВАНИЯ АДАПТЕРА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА «ПОЛЕСЬЕ-3000»

**В. Б. ПОПОВ**

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

### **Введение**

Стабилизация высоты среза кормовой культуры обеспечивает снижение среднего уровня ее потерь в процессе уборки. Для кормоуборочного комбайна (КК) это связано, в том числе, и с обеспечением правильного функционирования механизма вывешивания адаптера (МВА), выполняющего копирование рельефа в заданном диапазоне вертикального перемещения адаптера относительно полевого измельчителя. При этом весьма желательно, чтобы башмаки адаптера постоянно контактировали с опорной поверхностью, а нагрузка на них оставалась в заданных пределах. Поэтому наиболее полной характеристикой, описывающей процесс копирования, является реакция под башмаками жатки.

Задача МВА состоит в стабилизации давления башмаков на опорную поверхность, когда безотрывное копирование ими рельефа обеспечивает требуемую высоту среза убираемой культуры.

### **Постановка задачи**

Во время уборки кормов колеса измельчителя копируют микрорельеф, оказывая влияние на положение жатки и ее режущего аппарата, которые, в свою очередь, совершают сложное движение относительно корпуса измельчителя. Жатка КК «Полесье-3000» контактирует башмаками с опорной поверхностью лишь небольшой частью своего веса, в то время как большая его часть через МВА компенсируется механическими пружинами.

Цель работы заключается в формировании функциональной математической модели (ФММ), необходимой для выбора рациональных параметров МВА.

МВА комбайна «Полесье-3000» представляет собой пространственный механизм (рис. 1, *а*), состоящий из двух снабженных блоками пружин одинаковых конструкций, симметрично расположенных относительно продольной плоскости симметрии адаптера. Идеализируя геометрическую модель МВА, считаем, что оси, проходящие через центры шарниров его звеньев, параллельны друг другу, а сами звенья, за исключением пружин, – несжимаемы. Тогда правая и левая части МВА, будучи спроецированы на продольную плоскость симметрии КК, образуют плоский аналог пространственного МВА (рис. 1, *б*). Его структурный анализ идентифицирует замкнутую кинематическую цепь как одноподвижный шестизвенник [1]. Поэтому положение характерных точек выходного звена кинематической цепи – центра тяжести жатки ( $S_6$ ) и точки контакта ее башмака с опорной поверхностью ( $M$ ) однозначно определяется величиной обобщенной координаты  $S$ . Геометрический и кинематический анализ схемы МВА выполняются в правой декартовой системе координат  $XOY$

в соответствии с результатами структурного анализа. На основе методики, изложенной в [1], кинематическая цепь представляется замкнутым векторным контуром (рис. 2).

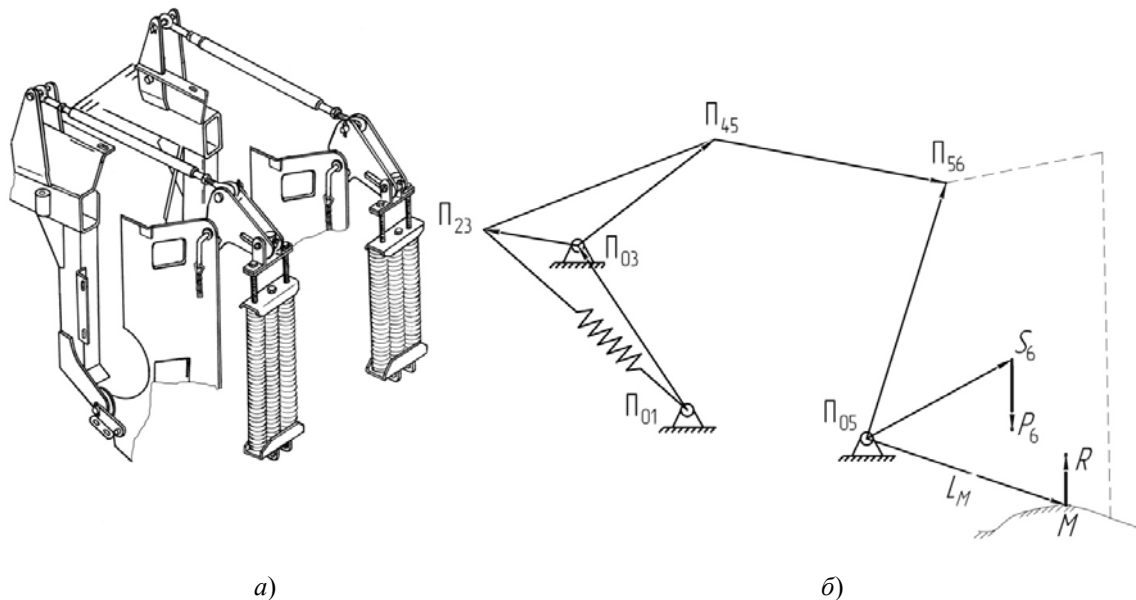


Рис. 1. Механизм вывешивания адаптера кормоуборочного комбайна «Полесье-3000»: а – конструкция механизма вывешивания адаптера; б – схема копирования адаптером опорной поверхности

Для решения задачи о положениях подвижных шарниров МВА последовательно рассматриваются контур  $L_{13}SL_3L_4$  и присоединенная к нему группа Ассура 2-го порядка 1-го вида  $L_5L_6$ . В результате были получены аналитические выражения для координат центра тяжести жатки ( $X_{S_6}$ ,  $Y_{S_6}$ ) и точки контакта башмака с опорной поверхностью ( $X_M$ ,  $Y_M$ ):

$$\begin{aligned} X_{S_6}(S) &= X_{05} + L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6}), & X_M(S) &= X_{05} + L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M), \\ Y_{S_6}(S) &= Y_{05} + L_{S_6} \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6}), & Y_M(S) &= Y_{05} + L_M \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_M), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $X_{05}$ ,  $Y_{05}$  – координаты оси подвеса жатки;  $L_{S_6}$ ,  $\varphi_{S_6}$  и  $L_M$ ,  $\varphi_M$  – параметры, жестко связывающие характерные точки со звеном  $L_6$ .

Дифференцируя выражения для определения вертикальных координат характерных точек (1) по времени и выполняя некоторые преобразования [2], получим аналитические выражения аналогов вертикальных составляющих скоростей этих точек:

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

$$I_M(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{64}(S) \cdot L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M), \quad (3)$$

где  $\varphi'_3(S)$  – аналог угловой скорости поворотного рычага  $L_3(L_4)$ ;  $U_{64}$  – передаточное отношение, связывающие угловые скорости звеньев  $L_4$  и  $L_6$ .

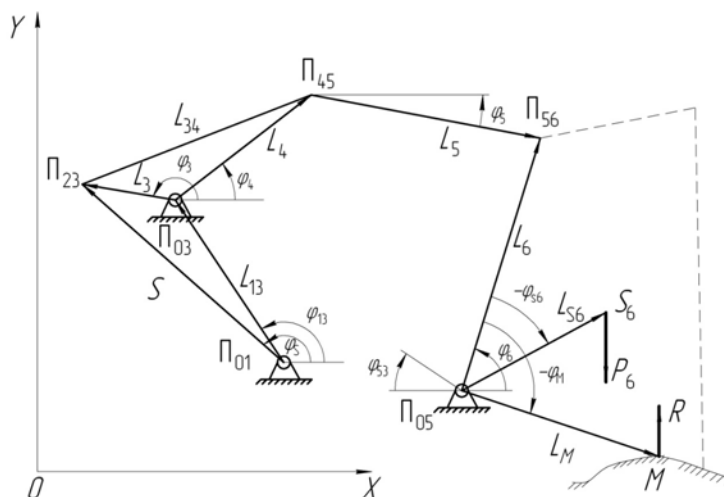


Рис. 2. Векторная интерпретация плоского аналога МВА в правой декартовой системе координат

Аналитические выражения для аналога угловой скорости и передаточного отношения были получены в результате выполнения кинематического анализа МВА:

$$\varphi_3'(S) = \frac{2S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_3^2 + L_{13}^2)]^2}}, \quad U_{64}(S) = \frac{L_6 \cdot \sin(\varphi_4(S) - \varphi_5(S))}{L_4 \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_5(S))}. \quad (4)$$

Аналитические выражения для реакций на правом и левом башмаках адаптера получают путем преобразования уравнений работ, выполняемых блоками пружин при изменении положения точки контакта башмака с опорной поверхностью и центра тяжести адаптера, в уравнения мгновенных мощностей [3] и деления полученных уравнений на скорость обобщенной координаты  $\dot{S}$ . В результате выполнения преобразований получим аналитические выражения для силы реакции на правом и левом башмаках жатки без учета диссипативных и инерционных потерь:

– для правого башмака:

$$R_r(S) = \frac{FS_r(S) - FX_r(S)}{I_M(S)}; \quad (5)$$

– для левого башмака:

$$R_l(S) = \frac{FS_l(S) - FX_l(S)}{I_M(S)}, \quad (5a)$$

где  $FS_r(S), FS_l(S)$  – нагрузка, приведенная соответственно к правому и левому блокам пружин;  $FX_r(S), FX_l(S)$  – сила растяжения пружин справа и слева соответственно.

Нагрузка, приведенная к правому блоку пружин определяется по выражению

$$FS_r(S) = P_6' \cdot I_{S6}(S),$$

где  $P_6'$  – часть веса жатки, приходящаяся на ее правый башмак.

Сила растяжения правого пружинного блока определяется по выражению

$$FX_r(S) = C_\Sigma \cdot \Delta X,$$

где  $C_{\Sigma}$  – жесткость блока пружин;  $\Delta X$  – текущее растяжение правого блока пружин.

Приведенная нагрузка и растяжение для левого пружинного блока определяются аналогично.

Реакция  $R$  на башмаке (рис. 2) – это сила противодействия давлению со стороны башмака на опорную поверхность. Растяжение блоков пружин МВА у неподвижного КК ( $S = S_0$ ) компенсирует приведенную нагрузку и определяет силу давления башмаков на опорную поверхность в положении статического равновесия, как это следует из (5) и (5а). При этом, подтвержденная экспериментально, величина предварительного растяжения пружины  $\Delta X(S_0)$  рассчитывается по выражению

$$\Delta X(S_0) = \frac{P \cdot I_{S6}(S_0) - R_0 \cdot I_M(S_0)}{C_{\Sigma}}, \quad (6)$$

где  $C_{\Sigma}$  – жесткость блока пружин;  $R_0$  – настраиваемая сила давления башмака при равенстве вертикальных координат точек контакта с поверхностью у него и колеса КК.

Выражение для приведенной к пружине нагрузки  $F_{PR}(S)$ , учитывающее диссипативную и инерционную составляющие, имеет вид:

$$F_{PR}(S) = P_6 \cdot I_{S6}(S) - R \cdot I_M(S) + F_{тр}^{np}(S) \pm F_{ин}^{np}(S), \quad (7)$$

где  $F_{тр}^{np}(S)$ ,  $F_{ин}^{np}(S)$  – соответственно приведенные силы трения и инерции.

По аналогии с диссипативными потерями в механизме навески мобильного энергосредства [4] можно получить выражение для приведенной (к любому блоку пружин) силы трения:

$$F_{тр}^{np}(S) = F_M^{np} + r \cdot f_{тр} \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \varphi'_i(S) + \sum R_y(S) [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\},$$

где  $F_M^{np}$  – приведенная сила трения башмака об опорную поверхность;  $r$  – радиус шарниров тяг;  $f_{тр}$  – коэффициент трения;  $R_{0i}(S)$ ,  $R_y(S)$  – силы, действующие соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах МН;  $\varphi'_i$ ,  $\varphi'_{i+1}$  – аналоги угловых скоростей звеньев МН.

Таким образом, приведенная к блоку пружин сила трения, учитывающая потери в шарнирах (радиусы которых условно принимаем одинаковыми) МВА, определяется по выражению

$$F_{тр}^{np}(S) = f_{тр} \cdot r_{ш} [R_{01}(S) \varphi'_5(S) + R_{03}(S) \varphi'_3(S) + R_{05}(S) \varphi'_5(S) + R_{23}(S) |\varphi'_5(S) - \varphi'_3(S)| + R_{45}(S) |\varphi'_4(S) - \varphi'_6(S)| + R_{56}(S) |\varphi'_5(S) - \varphi'_6(S)|], \quad (8)$$

где  $\varphi'_5(S)$ ,  $\varphi'_3(S)$ ,  $\varphi'_5(S)$ ,  $\varphi'_7(S)$  – аналоги угловых скоростей соответствующих звеньев;  $f_{тр}$  – коэффициент трения в шарнирах;  $r_{ш}$  – радиусы шарниров.

Знаки аналогов угловых скоростей в подвижных шарнирах определяются в соответствии с направлением движения звеньев, связанных с соответствующим шарниром.

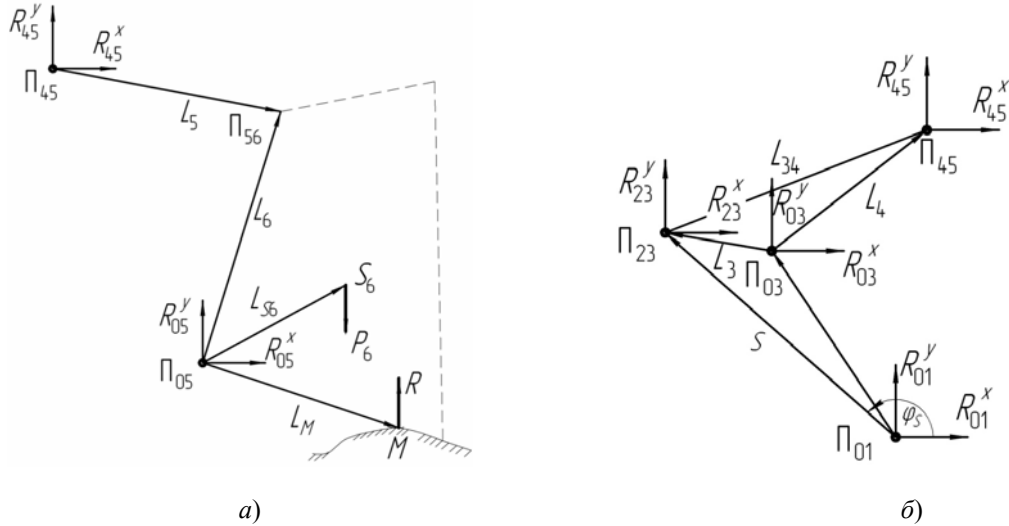


Рис. 3. Структурные группы плоского аналога МВА

Для определения реакций  $R_{05}$  и  $R_{45}$  рассмотрим группу, состоящую из звеньев  $L_5$  и  $L_6$  (рис. 3, а).

Составляем систему линейных уравнений равновесия для правой части МВА относительно точки  $\Pi_{56}$ :

$$\begin{cases} R_{05}^x(S) + R_{45}^x(S) = 0; \\ R_{05}^y(S) + R_{45}^y(S) = P_6^r - R_r(S); \\ R_{45}^x(S)[Y_{45}(S) - Y_{56}(S)] + R_{45}^y(S)[X_{56}(S) - X_{45}(S)] = 0; \\ R_{05}^x(S)[Y_{56}(S) - Y_{05}] + R_{05}^y(S)[X_{05} - X_{56}(S)] = M_6^r, \end{cases} \quad (9)$$

где  $R_r(S) = \frac{1}{I_M(S)} [P_6^r I_{S_6}(S) - C_{\Sigma} \Delta X(S)];$   $M_6^r = -P_6^r [X_{S_6}(S) - X_{56}(S)] + R_r(S)[X_M(S) - X_{56}(S)].$

Для сокращения записи выражений сил реакций при определении их составляющих в шарнирах МВА используем промежуточные переменные:

$$D = Y_{56}(S) - Y_{05}, \quad E = X_{05} - X_{56}(S), \quad F = Y_{45}(S) - Y_{56}(S), \\ G = X_{56}(S) - X_{45}(S), \quad A = EF - DG.$$

В результате решения системы уравнений (9) получим аналитические выражения для составляющих реакций в шарнирах  $\Pi_{45}$  и  $\Pi_{05}$  группы звеньев  $L_5 - L_6$ :

$$R_{05}^x = \frac{[(P_6^r - R_r)E - M_6^r]G}{A}, \quad R_{45}^y = \frac{[(P_6^r - R_r)E - M_6^r]F}{A}, \\ R_{45}^x = -R_{05}^x, \quad R_{05}^y = P_6^r - (R_r + R_{45}^y), \\ R_{56}^x = -R_{05}^x, \quad R_{56}^y = -R_{05}^y + P_6^r - R_r. \quad (10)$$

Далее рассматриваем четырехзвенник (рис. 3, б) и определяем реакции в шарнирах  $\Pi_{23}$ ,  $\Pi_{03}$ ,  $\Pi_{01}$ :

$$R_{23} = \frac{R_{45}^y (X_{45} - X_{03}) - R_{45}^x (Y_{03} - Y_{45})}{(Y_{03} - Y_{23}) \cos \varphi_{12} - (X_{23} - X_{03}) \sin \varphi_{12}}; \quad (11)$$

$$R_{23}^x = R_{23} \cos \varphi_{12}, \quad R_{23}^y = R_{23} \sin \varphi_{12},$$

$$R_{03}^x = R_{45}^x - R_{23}^x, \quad R_{01}^x = R_{23}^x,$$

$$R_{03}^y = R_{45}^y - R_{23}^y, \quad R_{01}^y = R_{23}^y.$$

При известных компонентах  $R_{ij}^x, R_{ij}^y$  модуль силы реакции в любом шарнире МВА определяется по известному выражению

$$R_{ij} = \sqrt{(R_{ij}^x)^2 + (R_{ij}^y)^2}. \quad (12)$$

Приведенная к пружине сила трения зависит от силы трения скольжения башмаков об опорную поверхность, реакций и коэффициентов трения в шарнирах, а также геометрических и кинематических параметров МВА.

Как отмечалось ранее в процессе копирования рельефа вертикальная координата точки контакта башмака с опорной поверхностью ( $Y_M$ ) изменяют свое расположение относительно точки контакта колеса измельчителя. Ее вертикальные колебания относительно этого (нулевого) уровня в заданном диапазоне сопровождаются соответствующими изменениями  $S$ , что приводит к росту растяжения пружины  $\Delta X(S)$  при уменьшении  $Y_M$  и сокращению растяжения при росте  $Y_M$  [3]. Одновременно с этими параметрами изменяются и передаточные числа (4) и (5) МВА. В результате на уровне  $Y_M$ , отличном от нулевого, реакция на башмаке будет отличаться от первоначального значения  $R_0$ . В заданном диапазоне колебания  $Y_M(S)$  уточненное выражение для реакции на башмаке жатки рассчитывается по выражению

$$R(S) = \frac{1}{I_M(S)} [P \cdot I_{S6}(S) - C_\Sigma \cdot \Delta X(S) + F_{\text{тр}}^{\text{нп}}(S) \pm F_{\text{ин}}^{\text{нп}}(S)]. \quad (13)$$

Таким образом, сила давления башмака на опорную поверхность зависит от геометрических и кинематических параметров МВА, массово-геометрических параметров адаптера, характеристики пружины, скорости движения КК, а также характеристики микрорельефа и представляет количественную характеристику качества копирования.

С помощью ее упрощенного аналитического выражения (5) или (5а) можно предварительно выбрать рациональное сочетание внутренних параметров проектируемого МВА. Например, два варианта статической характеристики МВА (сплошные), полученные для средней высоты среза, имеющие форму парабол, приведены на рис. 4.

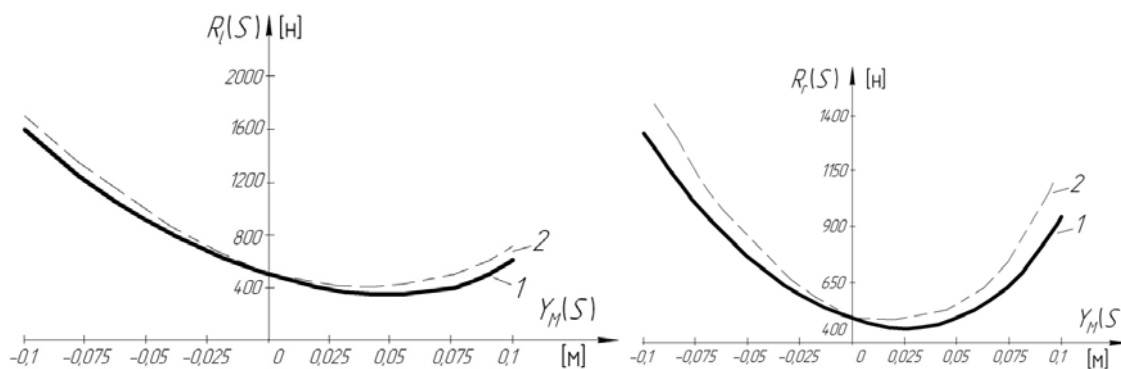


Рис. 4. Реакции на правом и левом башмаках МВА «Полесье-3000»

В процессе движения КК адаптер подвергается воздействиям, как со стороны самоходного измельчителя, так и от микропрофиля опорной поверхности. Даже при движении КК с постоянной скоростью адаптер, совершая сложное движение, развивает силу инерции. Величина этой силы определяется массоинерционными характеристиками адаптера, скоростью движения измельчителя и характеристикой микро-рельефа. Приведенная к пружине сила инерции определяется по выражению

$$F_{ин}^{np}(S) = m_6 \cdot a_{S6} \cdot I_{S6}(S) + J_6 \cdot \varepsilon_6 \cdot \phi'_6(S), \tag{14}$$

где  $m_6, J_6$  – соответственно масса и момент инерции адаптера;  $a_{S6}, \varepsilon_6$  – соответственно линейное и угловое ускорения адаптера;  $\phi'_6$  – аналог угловой скорости адаптера.

Влияние сил инерции и трения на характер копирования опорной поверхности увеличивается как с ростом кинематического воздействия со стороны микро-рельефа опорной поверхности, так и с ростом скорости самоходного измельчителя. Поэтому резонно предположить, что в динамике реальное изменение силы реакции на башмаках адаптера, в заданном диапазоне копирования, будет выражено резче (см. пунктирные кривые на рис. 4). На начальной стадии разработки или модернизации МВА проще использовать его статическую характеристику. В том случае, если эта характеристика нас не устраивает, вариант МВА рекомендуется отбросить, поскольку весьма маловероятно, чтобы при использовании цилиндрических пружин его реальная (динамическая) характеристика копирования микро-рельефа опорной поверхности оказалась лучше.

**Заключение**

Поддержание требуемой высоты среза снижает потери кормов и обеспечивается непрерывным контактом башмаков с опорной поверхностью. При этом чрезмерное давление башмака разрушает стерню и ведет к его ускоренному износу, а недостаточное провоцирует дополнительные потери.

Обеспечить большую стабильность давления башмаков на почву в заданном диапазоне копирования можно при помощи предварительной наладки пружинных блоков МВА. С этой целью рекомендуется откорректировать первоначальную нагрузку, приходящуюся на его правую и левую части. Получение желаемой статической характеристики МВА на стадии его проектирования является предпосылкой удовлетворительного характера копирования микро-рельефа в процессе эксплуатации кормоуборочных комбайнов.

Полученное уточненное аналитическое выражение для определения реакции на башмаке адаптера может быть использовано для оценки функционирования МВА

уборочных машин, а также в оптимизационных ФММ в качестве критерия оптимальности.

### Литература

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – Москва : Наука, 1988. – 640 с.
2. 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.
3. 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.
4. 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. – 2009. – № 3–4. – С. 41–48.
5. Попов, В. Б. Математическое моделирование механизма вывешивания адаптера кормоуборочного комбайна / В. Б. Попов // Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития : докл. Междунар. науч.-техн. конф., 11–14 февр. 2009 г. / Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – Минск, 2009. – С. 113–117.

*Получено 09.07.2010 г.*