

**Математическое моделирование динамической нагруженности механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки**

**А.В. Котов<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>ОАО «Сейсмотехника», г. Гомель, Республика Беларусь

<sup>2</sup>Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г.

Гомель, Беларусь

androskv@mail.ru

**Аннотация**

**Введение.** Современные самоходные уборочные косилки, предназначенные для работы с широкозахватными адаптерами, оснащаются механизмом агрегатирования, объединяющим системы навески и уравнивания. Эффективность функционирования данного механизма определяет качество выполнения ряда технологических операций, включая перевод навешиваемого адаптера из рабочего в транспортное положение. В известных научных работах механизмы уравнивания и навески, как правило, рассматриваются независимо друг от друга, что обусловлено конструктивными особенностями их исполнения. Целью настоящего исследования является математическое описание динамической нагруженности механизма агрегатирования как единой рычажной системы в режиме перевода адаптера в транспортное положение, а также оценка влияния упругого элемента на характер нагружения.

**Материалы и методы.** Объектом исследования выбран механизм агрегатирования самоходной уборочной косилки KSU-1 с жаткой-хедер транспортной. Аналитическое описание динамической нагруженности механизма выполнялось с использованием математической модели, построенной на основе теории комплексных чисел и принципа возможных скоростей. Динамическая нагруженность оценивалась по величине усилий на штоке гидроцилиндра подъема и в блоке уравнивающих пружин. Верификация разработанной модели осуществлялась в среде динамического анализа систем твердых тел MSC.ADAMS.

**Результаты исследования.** Получены аналитические выражения, позволяющие определить усилия на штоке гидроцилиндра подъема механизма навески и в блоке уравнивающих пружин механизма уравнивания. Для режима подъема установлены три характерных этапа нагружения. Выявлен и описан эффект «подбрасывания» адаптера, проявляющийся на втором этапе: за счет энергии, накопленной пружинами, происходит резкое увеличение высоты подъема (с 0,44 до 0,84 м) при незначительном ходе штока гидроцилиндра (около 0,05 м). Разработан алгоритм определения функциональной зависимости между свободным ходом телескопической тяги механизма уравнивания и ходом штока гидроцилиндра подъема механизма навески, обеспечивающей статическое равновесие системы.

**Обсуждение.** Выявленный эффект «подбрасывания» свидетельствует о возможности возникновения динамических перегрузок в элементах конструкции механизма агрегатирования, что должно учитываться на этапе проектирования. Сравнительный анализ данных, полученных аналитическим методом (в РТС

MathCAD) и методом компьютерного моделирования (в MSC.ADAMS), подтвердил высокую степень сходимости результатов, что доказывает адекватность предложенной математической модели и достоверность методики исследования.

**Заключение.** Разработанная математическая модель обеспечивает возможность комплексного анализа динамической нагруженности механизма агрегатирования как единой системы в режиме перевода навешиваемого адаптера из рабочего в транспортное положение. Полученные результаты могут быть использованы для оптимизации механизма агрегатирования с целью минимизации эффекта «подбрасывания», выполнения прочностных расчетов элементов конструкции, а также при проектировании плоских рычажных механизмов, идентичных по структуре с рассматриваемым механизмом.

**Ключевые слова:** самоходная уборочная косилка, механизм агрегатирования, динамическая нагруженность, принцип возможных скоростей, математическая модель, пружина, гидроцилиндр

**Благодарности.** Автор благодарит своего научного руководителя Д.Г. Кроля, кандидата физико-математических наук, доцента ГГТУ имени П.О. Сухого за консультацию и помощь при проведении данного исследования. Кроме того, автор выражает признательность редакционной команде журнала и рецензенту за компетентную экспертизу и ценные рекомендации по улучшению статьи.

## **Mathematical Modeling of Dynamic Loading of the Mounting Mechanism of a Self-Propelled Mower**

**Kotov A. Viktorovich<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>JSC «Seismotekhnika», Gomel, Republic of Belarus

<sup>2</sup>Sukhoi State Technical University of Gomel, Gomel, Republic of Belarus  
androskv@mail.ru

### **Abstract**

**Introduction.** Modern self-propelled mowers designed for operation with wide-cut adapters are equipped with a mounting mechanism that combines the hitch and balancing systems. The efficiency of this mechanism determines the quality of a number of technological operations, including the transfer of the mounted adapter from the working to the transport position. In known scientific studies, balancing and hitch mechanisms are typically considered independently of each other, which is due to the design features of their implementation. The aim of this study is a mathematical description of the dynamic loading of the mounting mechanism as a single linkage system in the mode of transferring the adapter to the transport position, as well as an assessment of the influence of the elastic element on the nature of loading.

**Materials and Methods.** The object of the study is the mounting mechanism of the self-propelled mower KSU-1 with a transport header. Analytical description of the dynamic loading of the mechanism was performed using a mathematical model based on the theory of complex numbers and the principle of virtual velocities. Dynamic loading was evaluated by the magnitude of forces on the lift hydraulic cylinder rod

and in the balancing spring block. Verification of the developed model was carried out in the dynamic analysis environment for multibody systems MSC.ADAMS.

**Results.** Analytical expressions have been obtained that allow determining the forces on the lift hydraulic cylinder rod of the hitch mechanism and in the balancing spring block of the balancing mechanism. Three characteristic loading stages have been established for the lifting mode. The effect of adapter «bouncing» has been identified and described, which manifests itself at the second stage: due to the energy accumulated by the springs, a sharp increase in lift height occurs (from 0.44 to 0.84 m) with an insignificant hydraulic cylinder rod stroke (about 0.05 m). An algorithm has been developed for determining the functional relationship between the free travel of the telescopic link of the balancing mechanism and the stroke of the lift hydraulic cylinder rod of the hitch mechanism, which ensures static equilibrium of the system.

**Discussion.** The revealed «bouncing» effect indicates the possibility of dynamic overloads occurring in the structural elements of the mounting mechanism, which should be taken into account at the design stage. A comparative analysis of the data obtained by the analytical method (in PTC MathCAD) and the computer simulation method (in MSC.ADAMS) confirmed a high degree of convergence of the results, which proves the adequacy of the proposed mathematical model and the reliability of the research methodology.

**Conclusion.** The developed mathematical model provides the possibility of a comprehensive analysis of the dynamic loading of the mounting mechanism as a single system in the mode of transferring the mounted adapter from the working to the transport position. The obtained results can be used to optimize the mounting mechanism in order to minimize the «bouncing» effect, to perform strength calculations of structural elements, as well as in the design of planar linkage mechanisms structurally identical to the mechanism under consideration.

**Keywords:** self-propelled mower, mounting mechanism, dynamic loading, principle of virtual velocities, mathematical model, spring, hydraulic cylinder

**Acknowledgments.** The author expresses gratitude to his scientific supervisor D.G. Krol, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor at Sukhoi State Technical University of Gomel, for consultations and assistance in conducting this research. The author also wishes to thank the editorial team of the journal and the reviewer for their competent review and valuable recommendations on improving the manuscript.

**Введение.** При постоянном росте мощности и производительности зерно- и кормоуборочных комбайнов становится все сложнее обеспечить их максимальную загрузку и эффективную работу имеющимися адаптерами шириной захвата от 4 до 7 м, особенно на полях с невысокой урожайностью. В связи с этим одним из перспективных направлений повышения максимальной загрузки комбайнов является применение самоходных уборочных косилок с широкозахватными адаптерами, позволяющими формировать как одинарный, так и сдвоенный валок с последующим его подбором [1].

Особенностью современных самоходных уборочных косилок является конструкция механизма агрегатирования с навешиваемыми адаптерами, которая

представляет собой общую рычажную механическую систему, состоящую из механизма навески и механизма уравнивания<sup>1,2,3</sup>. Такая рычажная система обеспечивает работу с адаптером на различных режимах, и от ее эффективной и надежной работы в значительной степени зависит качественное выполнение всего технологического процесса уборки.

Анализ научно-технической литературы позволяет утверждать, что недостаточно проработан ряд вопросов по математическому моделированию механизмов агрегатирования самоходных уборочных косилок с навешиваемыми адаптерами. Существующие публикации преимущественно посвящены исследованию кинематических [2] и динамических [3] характеристик либо механизмов навески, либо механизмов уравнивания [4], рассматриваемых изолированно друг от друга. Последние, в свою очередь, исследуются в контексте пассивных [5] или активных [6] систем копирования рельефа, в том числе с использованием пневмогидроаккумуляторов [7]. Однако комплексный анализ их совместного функционирования как единой рычажной системы в литературе практически не представлен. Имеющиеся работы, непосредственно затрагивающие механизм агрегатирования [8], ограничиваются, как правило, кинематическим анализом и констатацией основных силовых параметров, не рассматривая особенности динамического нагружения в зависимости от режима работы и влияния ключевых эксплуатационных факторов. Таким образом, разработка аналитической модели, интерпретирующей механизм агрегатирования как целостную механическую систему и позволяющей оценить влияние определяющих параметров на его динамическую нагруженность, представляет собой актуальную научную задачу.

Цель исследования – математическое описание динамической нагруженности механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки для режима перевода навешиваемого адаптера из рабочего в транспортное положение с последующим исследованием влияния упругого элемента на характеристику подъема.

**Объект исследования.** Математическое моделирование динамической нагруженности механизма агрегатирования рассмотрим на примере самоходной уборочной косилки KSU-1 с жаткой-хедер транспортной производства ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш»», общий вид которого приведен на рис. 1.

Механизм агрегатирования, представляет собой пространственную конструкцию, состоящую из двух одинаковых пружинно-рычажных механизмов (см. рис. 1) симметричных относительно продольной плоскости симметрии. Двуплечий поворотный рычаг 5 и гидроцилиндр угла атаки 6 связываются с навешиваемым адаптером через соединительный прямоугольник, образуя

<sup>1</sup> Косилка самоходная GS200. Инструкция по эксплуатации KC-200-1-0100000 ИЭ. Гомель: ОАО «Гомсельмаш»; 2023. 175 с. URL: [https://gomselmash.by/upload/iblock/1f3/manual\\_ks\\_200\\_1\\_0100000\\_02\\_2023.pdf](https://gomselmash.by/upload/iblock/1f3/manual_ks_200_1_0100000_02_2023.pdf) (дата обращения 01.07.2026).

<sup>2</sup> Энергосредство ЭС-1. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию ЭС-1 ИЭ. Ростов-на-Дону: ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш»; 2008. 149 с. URL: <https://mcgrp.ru/files/viewer/1009818> (дата обращения 01.07.2026).

<sup>3</sup> Самоходная валковая косилка MacDon M100. Руководство по эксплуатации. 2008. 178 с. URL: [https://www.promintel-agro.ru/images/instruction/macdon/M100\\_samohodnaya\\_valovaya\\_kosilka\\_MacDon.pdf](https://www.promintel-agro.ru/images/instruction/macdon/M100_samohodnaya_valovaya_kosilka_MacDon.pdf) (дата обращения 01.07.2026).

четырехточечный механизм навески. Блок уравнивающих пружин с телескопической тягой 4 представляют собой единое звено и вместе с двуплечими рычагами 2 и 5 образуют механизм уравнивания. Уравнивающие пружины всегда находятся в растянутом состоянии и могут дополнительно деформироваться, но только в пределах свободного хода телескопической тяги (см. рис. 2). Работая как единая рычажная система, механизм навески и механизм уравнивания обеспечивают необходимую характеристику копирования рельефа поля адаптером, а также его перевод из рабочего в транспортное положение.

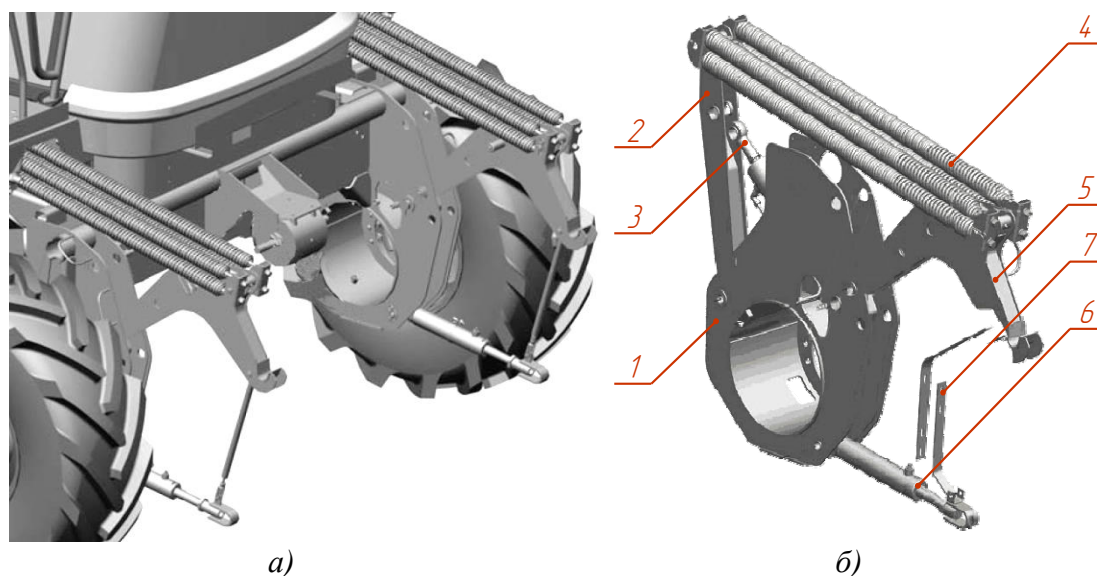


Рис. 1. Механизм агрегатирования на раме косилки (а) и на общем виде (б): 1 – рама; 2, 5 – двуплечий поворотный рычаг; 3 – гидроцилиндр подъема; 4 – блок уравнивающих пружин с телескопической тягой; 6 – гидроцилиндр угла атаки; 7 – растяжка (из открытых источников)

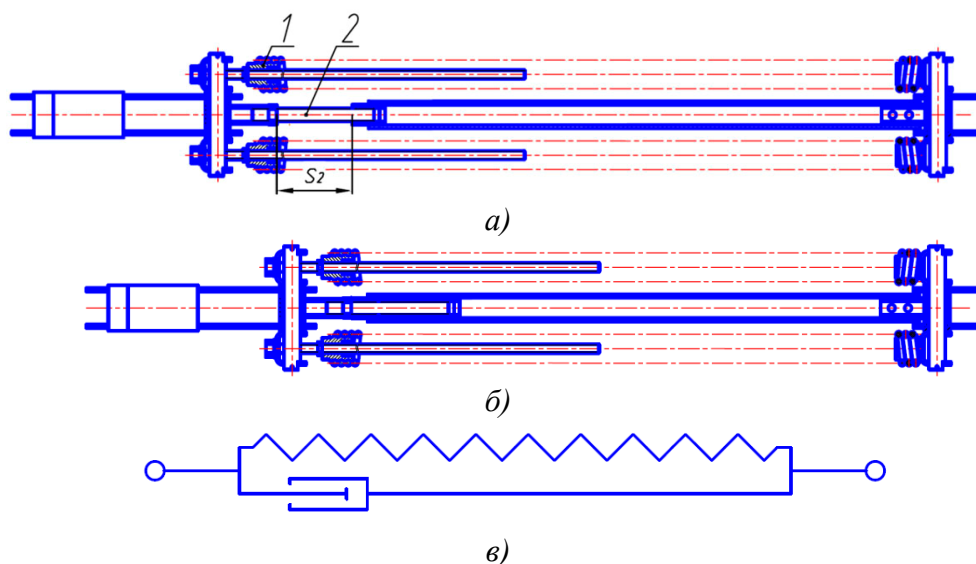


Рис. 2. Блок уравнивающих пружин с телескопической тягой на виде сверху при максимальном (а) и минимальном (б) свободном ходе, а также принятое условное обозначение на кинематической схеме (в): 1 – уравнивающая пружина; 2 – телескопическая тяга (рисунок автора)

**Материалы и методы.** Исследование динамической нагруженности механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки выполнялось с применением векторной математической модели, построенной на основе теории комплексных чисел, а также векторной интерпретации принципа возможных скоростей. В рамках настоящей работы под динамической нагруженностью понимается силовая характеристика процесса перевода навешиваемого адаптера из рабочего в транспортное положение. Количественная оценка данной характеристики осуществлялась по величине усилий, возникающих на штоке гидроцилиндра подъема и в блоке уравнивающих пружин.

**Кинематический анализ.** Плоский аналог механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки из его пространственной модели (см. рис. 1) может быть получен путем проецирования всех его характерных точек на продольную плоскость симметрии (с учетом ряда допущений). Кинематическая схема полученного таким образом плоского рычажного механизма в рабочем положении приведена на рис. 3.

Рассматриваемый механизм агрегатирования имеет три степени свободы и может быть аналитически описан с помощью следующих обобщенных координат [9]:  $s_1$  – ход штока гидроцилиндра подъема,  $s_2$  – свободный ход телескопической тяги и  $s_3$  – ход штока гидроцилиндра угла атаки. Однако математическая модель механизма агрегатирования для конкретного режима нагружения всегда может быть представлена рычажным механизмом с одной степенью свободы. Такие математические модели механизмов рассматриваются в работах при агрегатировании с навешиваемым адаптером [10], при переводе его в транспортное положение [11], при работе в режиме пахоты [12], для пассивного [13] или активного [14] режима копирования рельефа поля и др.

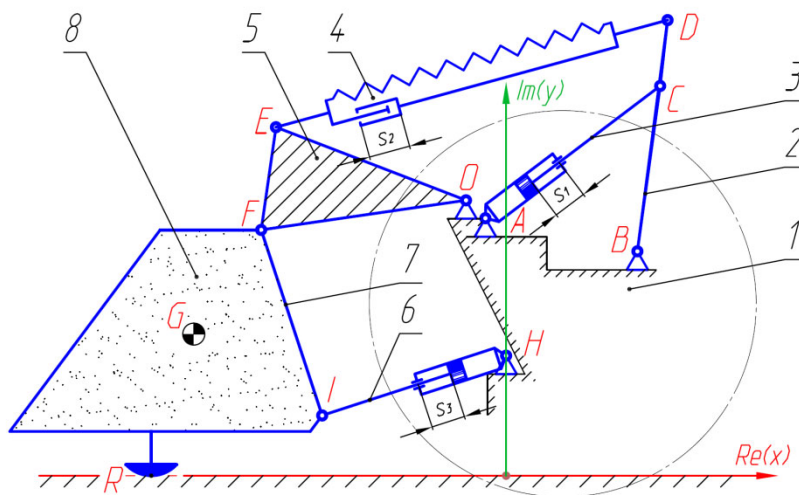


Рис. 3. Кинематическая схема механизма агрегатирования:

1 – рама; 2, 5 – двуплечий поворотный рычаг; 3 – гидроцилиндр подъема; 4 – блок уравнивающих пружин с телескопической тягой; 6 – гидроцилиндр угла атаки; 7 – растяжка; 8 – адаптер (рисунок автора)

В настоящей работе для обеспечения универсальности математического описания рассматриваемого механизма агрегатирования представим его в зависимости от двух обобщенных координат –  $s_1$  и  $s_2$ . При этом, в зависимости от ис-

следуемого режима работы, одна из указанных координат будет принимать дискретное значение, а другая будет оставаться фиксированной. Третью обобщенную координату – ход штока гидроцилиндра угла атаки – полагаем постоянной ( $s_3 = \text{const}$ ), поскольку данный параметр, как правило, настраивается под конкретный навешиваемый адаптер и не изменяется на всех режимах работы.

Будем считать, что для рассматриваемого рычажного механизма уже решена первая задача кинематического анализа одним из известных методов, например, методом преобразования координат в неизменном базисе с применением теории комплексных чисел [9], т.е. известны функции положения всех его характерных радиус-векторов точек. При этом часть радиус-векторов точек будет иметь функциональную зависимость только от одной обобщенной координаты  $s_1$ , а другая часть – от двух обобщенных координат  $s_1$  и  $s_2$ :

$$\underline{C}(s_1), \underline{D}(s_1), \underline{E}(s_1, s_2), \underline{F}(s_1, s_2), \underline{I}(s_1, s_2), \underline{G}(s_1, s_2), \underline{R}(s_1, s_2).$$

Здесь и далее при разработке математической модели и ее исследовании с помощью теории комплексных чисел векторы соответствующих величин (радиус-векторы, аналоги скоростей, реакции связей и др.) будут обозначаться знаком нижнего подчеркивания.

При исследовании динамической нагруженности механизма агрегатирования будут использоваться аналоги векторов линейных скоростей, которые представляют собой первые производные радиус-векторов точек по обобщенной координате [15]. В случае, когда радиус-вектор точки зависит от двух обобщенных координат, аналог вектора скорости определяется как частная производная по одной из этих координат при фиксированном значении другой. Для рассматриваемого режима работы будут необходимы следующие аналоги векторов линейных скоростей трех характерных точек механизма агрегатирования:

$$\underline{v}_{qE}(s_1, s_2) = \frac{d \underline{E}(s_1, s_2)}{ds_1}; \quad \underline{v}_{qG}(s_1, s_2) = \frac{d \underline{G}(s_1, s_2)}{ds_1}; \quad \underline{v}_{qC}(s_1) = \frac{d \underline{C}(s_1)}{ds_1}.$$

**Динамический анализ.** При проведении исследования динамической нагруженности механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки будет использоваться аналитический метод силового анализа, основанный на векторной интерпретации принципа возможных скоростей. Данный принцип представляет собой частную формулировку принципа возможных перемещений и применительно к рычажным механизмам с одной степенью свободы, а также к математической модели, построенной с применением теории комплексных чисел, может быть представлен в следующем векторном виде [16]:

$$\sum \operatorname{Re}(\underline{F}_i^* \cdot \underline{v}_i) + \sum M_k \cdot \omega_k = 0, \quad (1)$$

где  $\underline{F}_i$  – вектор комплексного числа  $i$ -ой силы, действующей на механизм;  $\underline{v}_i$  – вектор линейной скорости точки приложения  $F_i$  силы или аналога ее скорости;  $M_k$  и  $\omega_k$  – соответственно значение  $k$ -го приведенного момента и угловой скорости  $k$ -го звена с учетом алгебраического знака.

В выражении (1) используется операция умножения с вектором комплексно-сопряженного числа. Данная операция является тождественной операцией для скалярного или векторного произведения двух векторов, и будет использоваться в дальнейшем в данной работе при проведении динамического анализа. Так,

если представить первое из двух перемножаемых комплексных чисел в виде комплексно-сопряженного числа, то действительная часть полученного произведения с учетом величины алгебраического знака будет представлять значение скалярного произведения этих двух векторов, а мнимая – значение векторного произведения, что можно в общем виде представить как [17]:

$$\underline{r}_1^* \cdot \underline{r}_2 = (r_{1x} - j \cdot r_{1y}) \cdot (r_{2x} + j \cdot r_{2y}) = \underbrace{r_{1x} \cdot r_{2x} + r_{1y} \cdot r_{2y}}_{Re()} + j \cdot \underbrace{(r_{1x} \cdot r_{2y} - r_{1y} \cdot r_{2x})}_{Im()},$$

где  $\underline{r}_1^*$  – первый перемножаемый вектор комплексно-сопряженного числа к вектору  $\underline{r}_1$ ;  $\underline{r}_2$  – второй перемножаемый вектор комплексно числа;  $j$  – мнимая единица;  $Re()$  и  $Im()$  – соответственно функция выделения действительной и мнимой части комплексного числа.

**Режим перевода адаптера из рабочего в транспортное положение.** В режиме транспортного переезда (как ближнего, так и дальнего) возникает необходимость в поднятии навешиваемого адаптера (см. рис. 4). Режим перевода адаптера из рабочего в транспортное положение характеризуется достаточно высокой нагруженностью, поэтому является обязательным для исследования, а его результаты должны учитываться при проектировании и прочностных расчетах конструкции. Подъем адаптера осуществляется гидроцилиндром, и для рассматриваемого механизма агрегатирования данный процесс может быть условно разделен на три характерных этапа, каждый из которых будет отличаться своей динамической нагруженностью.

На первом этапе подъем адаптера осуществляется телескопической тягой с блоком уравнивающих пружин при максимальном свободном ходе (пружины имеют максимальную рабочую деформацию). Второй этап наступает тогда, когда для подъема навешиваемого адаптера требуется меньшее усилие, чем реализовано в блоке уравнивающих пружин. В результате за счет наличия свободного хода в телескопической тяге, происходит постепенное уменьшение деформации блока уравнивающих пружин до тех пор, пока не будет достигнуто состояние статического равновесия механической системы. Данный этап сопровождается «подбрасыванием» навешиваемого адаптера и продолжается до тех пор, пока полностью не выберется свободный ход телескопической тяги. Третий этап подъем осуществляется телескопической тягой с блоком уравнивающих пружин при минимальном свободном ходе (пружины имеют минимальную рабочую деформацию).

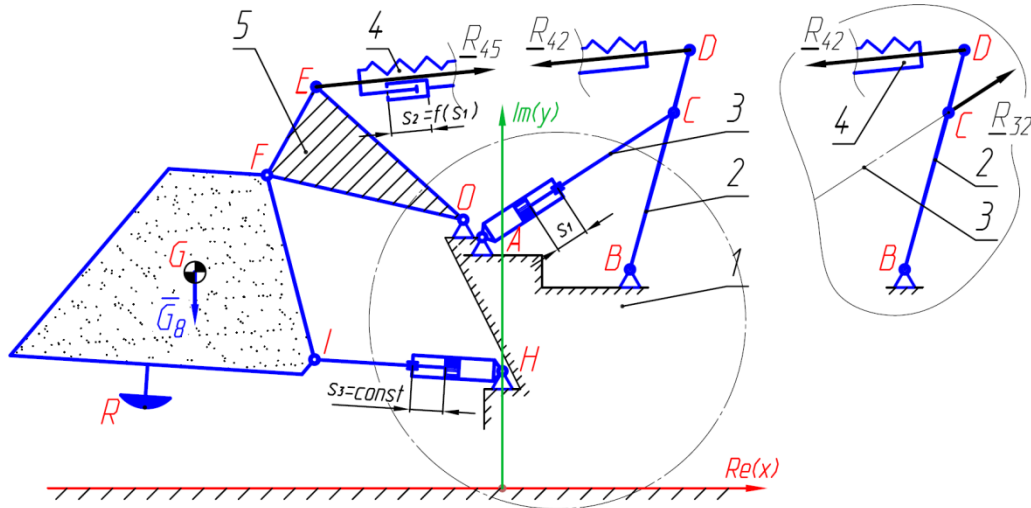


Рис. 4. Расчетная схема механизма при переводе адаптера в транспортное положение: 1 – рама; 2, 5 – двуплечий поворотный рычаг; 3 – гидроцилиндр подъема; 4 – блок уравнивающих пружин с телескопической тягой (рисунок автора)

Таким образом, на первом и третьем этапах подъема навешиваемого адаптера вторая обобщенная координата  $s_2$  будет всегда оставаться фиксированной (соответственно иметь максимальное или минимальное значение), а на втором этапе – иметь функциональную зависимость  $s_2=f(s_1)$ . При этом если математическое описание первого и третьего этапа подъема навешиваемого адаптера не вызывает особых трудностей, то для описания второго этапа требуется установить функциональную зависимость  $s_2=f(s_1)$ , путем решения соответствующего уравнения статического равновесия рассматриваемой механической системы.

Задаемся вектором комплексного числа для веса навешиваемого адаптера в алгебраической форме (в системе координат  $Re-Im$ ) [16]:

$$\underline{G}_8 = -j \cdot m_8 \cdot g,$$

где  $m_8$  – масса навешиваемого адаптера, кг;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Вектор неизвестной реакции связи  $R_{32}$ , действующей на двуплечий рычаг со стороны гидроцилиндра подъема, представим в виде произведения его модуля на единичный направляющий вектор:

$$\underline{R}_{32}(s_1, s_2) = R_{32}(s_1, s_2) \cdot \underline{e}_{R_{32}}(s_1), \text{ где } \underline{e}_{R_{32}}(s_1) = \underline{AC}(s_1) / |\underline{AC}(s_1)|.$$

Тогда в соответствии со сформулированным принципом возможных скоростей составим для рассматриваемого режима работы (см. рис. 4) векторное уравнение равновесия механической системы и найдем из него неизвестное скалярное значение реакции связи  $R_{32}$ :

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}(\underline{R}_{32}(s_1, s_2)^* \cdot \underline{v}_{qC}(s_1)) + \operatorname{Re}(\underline{G}_8^* \cdot \underline{v}_{qG}(s_1, s_2)) &= 0; \\ R_{32}(s_1, s_2) &= - \frac{\operatorname{Re}(\underline{G}_8^* \cdot \underline{v}_{qG}(s_1, s_2))}{\operatorname{Re}(\underline{e}_{R_{32}}(s_1, s_2)^* \cdot \underline{v}_{qC}(s_1))}. \end{aligned} \quad (2)$$

Вектора реакции связи  $R_{42}$ , действующей на двуплечий рычаг гидроцилиндра подъема со стороны блока уравнивающих пружин с телескопической тягой, найдем с использованием аналога векторного произведения применительно к теории комплексных чисел [17]:

$$\underline{R}_{42}(s_1, s_2) = - \frac{\text{Im}(\underline{BC}(s_1)^* \cdot \underline{R}_{32}(s_1, s_2))}{\text{Im}(\underline{BD}(s_1)^* \cdot \underline{e}_{R_{42}}(s_1, s_2))} \cdot \underline{e}_{R_{42}}(s_1, s_2), \text{ где } \underline{e}_{R_{42}}(s_1, s_2) = \frac{\underline{DE}(s_1, s_2)}{|\underline{DE}(s_1, s_2)|}. \quad (3)$$

Чтобы учесть в разработанной математической модели влияние упругого элемента на динамическую нагруженность механизма агрегатирования, опишем силовую характеристику блока уравнивающих пружин. Для этого найдем полную его длину между точками крепления, а также рабочую деформацию [18]:

$$L_{ED}(s_1, s_2) = |\underline{D}(s_1) - \underline{E}(s_1, s_2)|; \Delta L_{ED}(s_1, s_2) = L_{ED}(s_1, s_2) - L_0,$$

где  $L_0$  – длина пружины в свободном состоянии с зацепами (под зацепами будем понимать длину всех конструктивных элементов, не участвующих в деформации, например, нерабочие витки, пружинные пробки, регулировочные болты и др. см. рис. 2), м.

Тогда усилие, реализуемое в блоке уравнивающих пружин, можно найти как:

$$F_{spr}(s_1, s_2) = \Delta L_{ED}(s_1, s_2) \cdot c_{spr} \cdot k_{spr}, \quad (4)$$

где  $c_{spr}$  – жесткость одной пружины, Н/м;  $k_{spr}$  – количество пружин в блоке, шт.

Подъем навешиваемого адаптера за счет энергии, накопленной в блоке уравнивающих пружин (второй этап подъема), происходит в том случае, когда расчетный модуль реакции связи  $R_{42}$  находится в диапазоне между минимальным и максимальным значениями усилия, развиваемого пружинами:

$$F_{spr}(s_1, s_2^{\min}) \leq |\underline{R}_{42}(s_1, s_2)| \leq F_{spr}(s_1, s_2^{\max}).$$

В этом случае нарушается статическое равновесие рассматриваемой системы и механизм уравнивания стремится занять новое положение за счет имеющегося свободного хода телескопической тяги, который удобно определять из следующего уравнения, составленного с помощью векторной интерпретации принципа возможных скоростей:

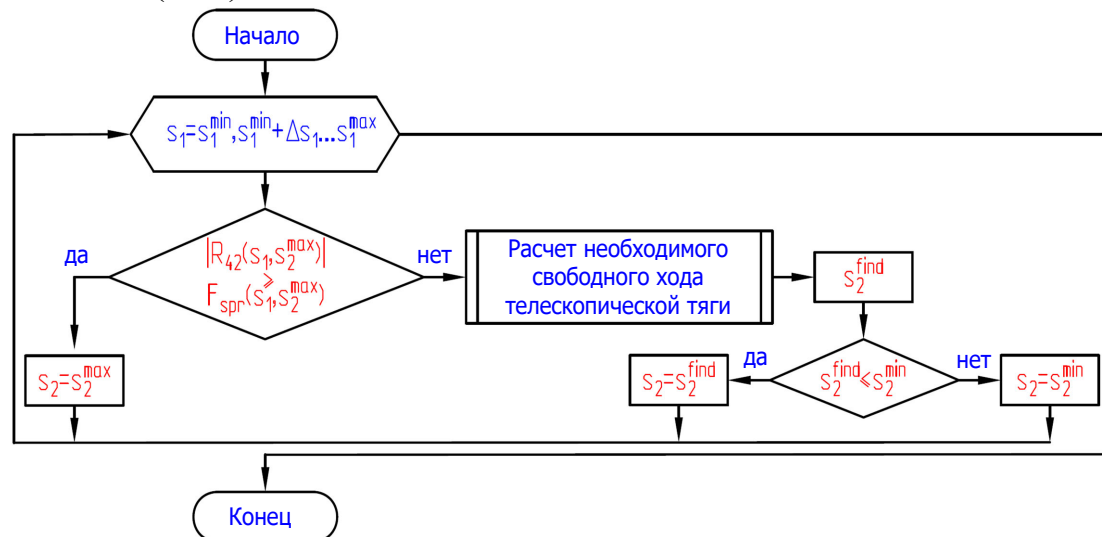
$$\text{Re}(\underline{G}_8^* \cdot \underline{v}_{qG}(s_1, s_2^{\text{find}})) + \text{Re}(\underline{F}_{spr}(s_1, s_2^{\text{find}}) \cdot \underline{e}_{spr}(s_1, s_2)^* \cdot \underline{v}_{qE}(s_1, s_2^{\text{find}})) = 0, \quad (5)$$

где  $s_2^{\text{find}}$  – необходимый свободный ход телескопической тяги, обеспечивающий статическое равновесие двуплечего рычага механизма навески для заданного хода штока гидроцилиндра подъема  $s_1$ , м;  $\underline{e}_{spr}$  – единичный направляющий вектор усилия в блоке уравнивающих пружин.

Численное решение уравнения (5) может проводиться с помощью современных математических пакетов или языков программирования, что позволяет автоматизировать аналитическое описание каждого из этапов подъема для рассматриваемого режима работы. На рис. 5 приведен программный блок алгоритма для нахождения свободного хода телескопической тяги для любого положения штока гидроцилиндра подъема, а также его программная реализация в математическом пакете PTC MathCAD [19].

Представленный на рис. 5 алгоритм работает следующим образом. Для заданного хода штока гидроцилиндра подъема при максимальном свободном ходе телескопической тяги сравнивается значение усилия, необходимого для подъема навешиваемого адаптера, с величиной усилия в блоке уравнивающих пружин. Пока модуль вектора реакции связи  $R_{42}$  (усилия необходимого для подъема) будет превышать усилие в блоке уравнивающих пружин,

подъем адаптера осуществляется при максимальном свободном ходе телескопической тяги ( $s_2^{\max}$ ). В случае невыполнения данного условия свободный ход телескопической тяги ( $s_2^{\text{find}}$ ) находится численно с помощью уравнения (5) до тех пор, пока полностью не достигнет минимального значения. После чего процесс подъема адаптера происходит при минимальном свободном ходе телескопической тяги ( $s_2^{\min}$ ).



a)

$$s_2(s_1) := \begin{cases} s_2 \leftarrow s_{2\max} & \text{if } |R_{42}(s_1, s_{2\max})| > F_{\text{spr}}(s_1, s_{2\max}) \\ \text{otherwise} & \\ \quad s_{2\text{find}} \leftarrow 0.5 \cdot (s_{2\min} + s_{2\max}) \\ \quad s_{2\text{find}} \leftarrow \text{root} \left[ \text{Re}(\overline{G_8} \cdot v_{qG}(s_1, s_{2\text{find}})) + \text{Re} \left[ (F_{\text{spr}}(s_1, s_{2\text{find}}) \cdot e_{\text{spr}}(s_1, s_{2\text{find}})) \cdot v_{qE}(s_1, s_{2\text{find}}) \right], s_{2\text{find}} \right] \\ \quad s_2 \leftarrow \begin{cases} s_{2\min} & \text{if } s_{2\text{find}} < s_{2\min} \\ s_{2\text{find}} & \text{otherwise} \end{cases} \end{cases}$$

b)

Рис. 5. Программный блок алгоритма (a) для нахождения свободного хода телескопической тяги при переводе навешиваемого адаптера из рабочего в транспортное положение и его реализация в математическом пакете PTC MathCAD (b) (рисунок автора)

В результате численного решения уравнения (5) получаем следующие функциональные зависимости, описывающие динамическую нагруженность механизма агрегатирования с учетом влияния упругого элемента:

$$\underline{R}_{32}(s_1, s_2(s_1)); \underline{R}_{42}(s_1, s_2(s_1)); F_{\text{spr}}(s_1, s_2(s_1)).$$

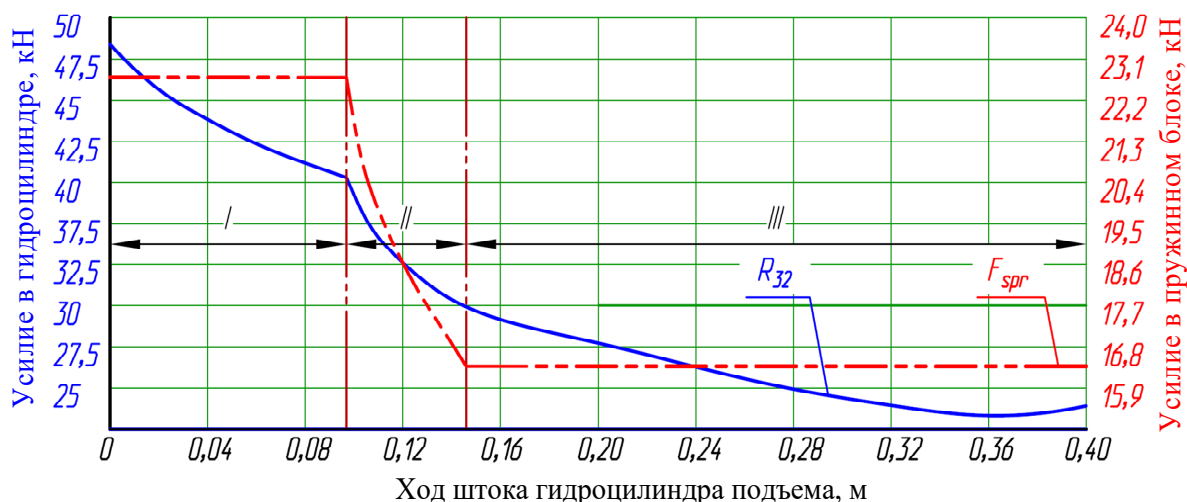
Сопоставление модуля реакции связи  $R_{42}$  с усилием в блоке уравнивающих пружин  $F_{\text{spr}}$  позволяет дополнительно оценить какая часть веса навешиваемого адаптера компенсируется пружинами, а какая передается через регулируемую тягу.

Таким образом, используя векторную интерпретацию принципа возможных скоростей (1), достаточно просто и наглядно была математически описана динамическая нагруженность рассматриваемого механизма агрегатирования для режима перевода навешиваемого адаптера в транспортное положение. Отметим, что при моделировании динамической нагруженности не учитывались массово-инерционные характеристики подвижных элементов конструкции, ко-

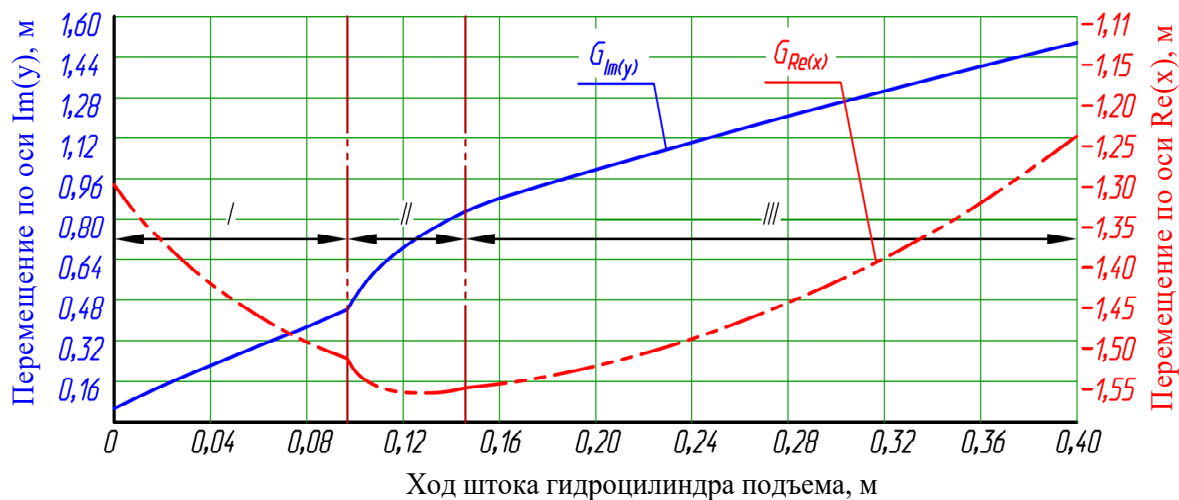
торые на несколько порядков меньше соответствующих параметров навешиваемого адаптера. Однако данные величины могут быть всегда учтены в математической модели, если заранее будут найдены вектора действительных линейных ускорений их центров масс и вектора угловых ускорений звеньев.

**Результаты исследования.** Исследование динамической нагруженности механизма агрегатирования для режима перевода навешиваемого адаптера из рабочего в транспортное положение проводилась по величине развиваемого усилия на штоке гидроцилиндра подъема (2) и в блоке уравнивающих пружин (4) с учетом найденной функциональной зависимости (5) для свободного хода телескопической тяги  $s_2=f(s_1)$ .

Полученные графические зависимости динамической нагруженности механизма агрегатирования приведены на рис. 6 и содержат три характерных участка. На участке I и III подъем навешиваемого адаптера осуществляется соответственно при максимальном и минимальном свободном ходе телескопической тяги и характеризуется постоянством растягивающего усилия на блоке уравнивающих пружин (см. рис. 6, а). На участке II подъем адаптера дополнительно осуществляется за счет накопленной энергии в блоке уравнивающих пружин и характеризуется резким снижением усилия на штоке гидроцилиндра подъема.



а)



б)

Рис. 6. Изменение величины усилия в гидроцилиндре подъема и блоке уравнивающих пружин (а), а также положения центра масс адаптера (б) в зависимости от хода штока гидроцилиндра подъема (рисунок автора)

Указанный подъем происходит при относительно небольшом диапазоне хода штока гидроцилиндра (около 0,05 м), что сопровождается эффектом «подбрасывания» адаптера. Это может приводить к динамическому удару и, как следствие, к дополнительным перегрузкам элементов механизма агрегатирования. Исследование эффекта «подбрасывания» можно наглядно оценить по величине вертикального перемещения любой характерной точки, принадлежащей адаптеру. На рис. 6, б показано изменение положения центра тяжести навешиваемого адаптера (т. G) в зависимости от хода штока гидроцилиндра подъема, из которого видно, что на участке II происходит резкое увеличение высоты его подъема (с 0,44 до 0,84 м).

Проверка адекватности полученных результатов исследования механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки была осуществлена при помощи программного комплекса динамического анализа систем твердых тел MSC.ADAMS. Выбор данного программного комплекса не случаен, т.к. проводимое моделирование различных типов рычажных механизмов сельскохозяйственных машин [20] показало его эффективность, а также высокую степень сходимости полученных результатов с результатами натурных экспериментов [21].

На рис. 7, а приведена расчетная модель механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки, разработанная в программном комплексе динамического анализа систем твердых тел MSC.ADAMS. Помимо описания всех стандартных параметров механизма при моделировании использовались контактные пары (тип «Solid to Solid») для предотвращения взаимопроникновения элементов конструкции телескопической тяги и моделирования контактного взаимодействия между ними [22].

На рис. 7, б показаны полученные в MSC.ADAMS графики изменения усилия на штоке гидроцилиндра подъема и в блоке уравнивающих пружин в зависимости от величины хода штока гидроцилиндра. Сравнение приведенных результатов расчета (см. рис. 6, а и рис. 7, б) свидетельствуют об абсолютной адекватности предложенного в данной работе аналитического описания динамической нагруженности рассматриваемого механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки и достоверности предложенной методики исследования.

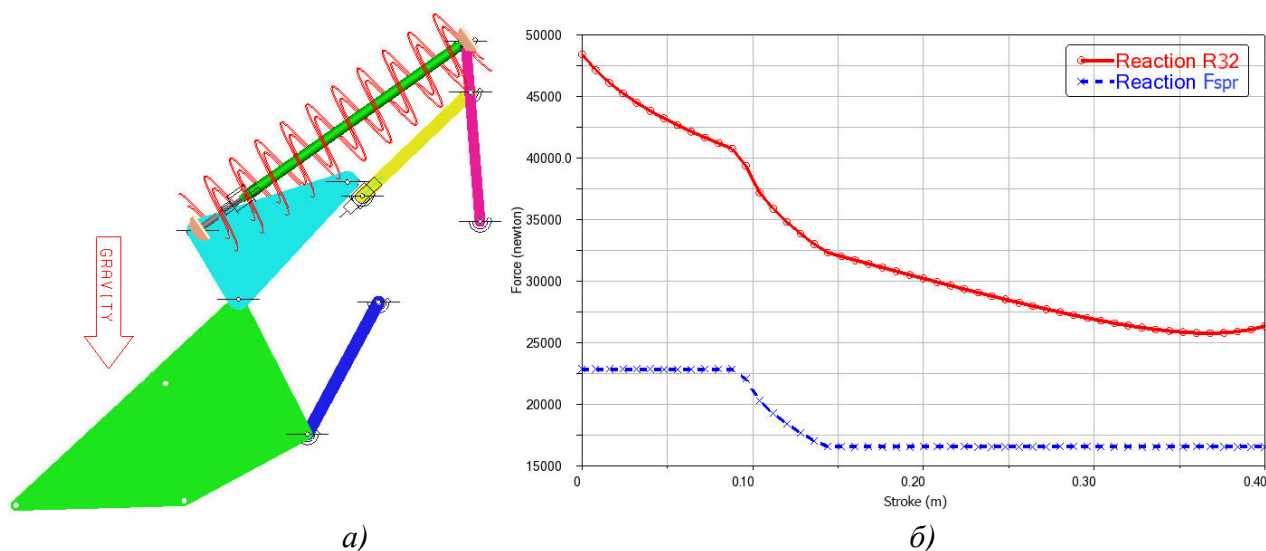


Рис. 7. Исследование механизма агрегатирования в MSC.ADAMS:

*а* – расчетная модель; *б* – результаты расчета усилия в гидроцилиндре подъема и в блоке уравнивающих пружин (рисунок автора)

**Обсуждение и заключение.** Разработана математическая модель динамической нагруженности механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки KSU-1 для режима перевода навешиваемого адаптера из рабочего в транспортное положение. Модель построена на основе теории комплексных чисел и векторной интерпретации принципа возможных скоростей, что позволило описать механизм как единую рычажную систему с помощью новых аналитических зависимостей.

В результате анализа установлено, что наличие упругого элемента (блока уравнивающих пружин) и свободного хода телескопической тяги приводит к появлению эффекта «подбрасывания» адаптера, при котором за счет накопленной энергии пружин происходит резкий подъем адаптера при малом ходе штока гидроцилиндра, что сопровождается снижением усилия в гидроцилиндре и потенциальными динамическими перегрузками.

Разработан алгоритм численного определения функциональной зависимости свободного хода телескопической тяги от положения штока гидроцилиндра подъема, позволяющий автоматизировать математическое описание этапов подъема адаптера. Реализация алгоритма выполнена в среде PTC MathCAD.

Достоверность полученных результатов подтверждена сравнительным анализом с данными компьютерного моделирования в программном комплексе динамического анализа систем твердых тел MSC.ADAMS. Расхождение результатов не превышает допустимых значений, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели и корректности предложенной методики исследования.

Предложенная математическая модель и полученные результаты могут быть использованы при проектировании и модернизации механизмов агрегатирования самоходных уборочных косилок, а также при выполнении прочностных расчетов элементов конструкции. Выявленный эффект «подбрасывания» требует его учета при дальнейшем поиске технических решений по снижению динамических нагрузок.

## Список литературы

1. Мишуrow Н.П., Свиридова С.А., Петухов Д.А., Семизоров С.А. Оценка эффективности кормоуборочных самоходных косилок. *Техника и оборудование для села*. 2021;294(12):42-45. <https://doi.org/10.33267/2072-9642-2021-12-42-45>
2. Дюжев А.А., Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Обеспечение универсальности навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А «Полесье» с целью создания сельскохозяйственных агрегатов модульного типа. В: *Докл. междунар. науч.-практ. конф. «Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве»*. Минск: БГАТУ; 2008. Ч.1. С. 78–84. URL: <https://rep.bsatu.by/bitstream/doc/4502/1/obespechenie-universalnosti-navesnogo-ustrojstva-ehnergosredstva-uehs-2-250a-polese-s-celyu-sozdaniya-selskohozyajstvennyh-agregatov-modulnogo-tipa.pdf> (дата обращения: 01.07.2026).
3. Karakoç Emir Murat. *Design and analysis of a novel electrohydraulic draft control system in agricultural machinery*. MS thesis. Middle East Technical University; 2019. 117 p.
4. Чупрынин Ю.В., Джасов Д.В., Попов В.Б. *Методы проектирования унифицированных систем самоходных сельскохозяйственных машин*. Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого; 2024. 265 с.
5. Белов В.В. *Теоретические основы синтеза и конструирования пружинных механизмов в машиностроении*. Чебоксары: ЧГУ им. И.Н. Ульянова; 2018. 372 с.
6. Yi Niu, Ruixue Li, Wei Liu, Kai Rong, Haoxuan Hong, Guohai Zhang. Development and Testing of the Adaptive Control System for Profiling Grain Header. *Agriculture*. 2025;15:473. <https://doi.org/10.3390/agriculture15050473>
7. Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Ананчиков А.А., Александрова Т.Л. Построение активной системы контактного копирования рельефа поля. *Актуальные вопросы машиноведения*. 2018;7:115-120. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_36804555\\_34577462.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_36804555_34577462.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).
8. Попов В.Б., Тюрин С.А. Аналитическое описание связи между компонентами механизма агрегатирования косилки самоходной CS140. *Актуальные вопросы машиноведения*. 2025;14:120-124. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_85769136\\_19839303.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_85769136_19839303.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).
9. Котов А.В., Кроль Д.Г. Исследование эксплуатационных характеристик механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки методом математического моделирования. В: *Материалы Междунар. науч.-техн. конф. «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве»*. Минск: Белорусская наука; 2025. С. 120–125. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_88341358\\_38104073.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_88341358_38104073.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).
10. Яхин С.М., Халиуллин Ф.Х., Имамиев А.З., Матяшин А.В., Егоров С.В. Анализ кинематики навесного устройства трактора с регулируемыми характеристиками. *Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и*

производство. 2022;2(17):250-259. <https://doi.org/10.26160/2658-3305-2022-17-250-259>

11. Xin Zhe, Jiang Qiubo, Zhu Zhongxiang, Shao Mingxi. Design and optimization of a new terrain-adaptive hitch mechanism for hilly tractors. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2023;16(4):134–144.

12. Попов В.Б. *Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств*. Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого; 2016. 251 с.

13. Котов А.В., Кроль Д.Г. Исследование влияния коэффициента сопротивления перемещению башмака на характеристику копирования рельефа поля. В: *Сб. науч. статей Междунар. науч.-практич. конф. посвящ. 70-летию образования агромеханического факультета «Техническое обеспечение инновационных технологий в АПК»*. Минск: БГАТУ; 2025. С. 107-109. URL: <https://rep.bsatu.by/bitstream/doc/24453/1/kotov-a-v-issledovanie-vliyania-koehfficienta-soprotivleniya-peremeshcheniyu-bashmaka-na-harakteristiku-kopirovaniya-relefa-polya.pdf> (дата обращения: 01.07.2026).

14. Рехлицкий О.В. Чупрынин Ю.В. Математическое описание системы уравнивания адаптеров мобильной кормоуборочной машины с применением пневмогидроаккумулятора. *Механика машин, механизмов и материалов*. 2014;26(1):40-48. URL: [https://mmmm.by/pdf/ru/2014/1\\_2014/4.pdf](https://mmmm.by/pdf/ru/2014/1_2014/4.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).

15. Котов А.В., Кроль Д.Г. Способ и программная реализация кинематического анализа кулисного механизма. *Механика машин, механизмов и материалов*. 2025;73(4):25-30. <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-4-73-25-30>

16. Котов А.В., Кроль Д.Г. Кинематический и силовой анализ механизма подъема наклонной камеры зерноуборочного комбайна с применением теории комплексных чисел. В: *Сборник научных работ «Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения»*. Брянск: Брянский ГАУ; 2025;24(1). С. 40-48. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_82710515\\_21034066.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_82710515_21034066.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).

17. Котов А.В., Кроль Д.Г. Аналитический метод силового анализа плоских рычажных механизмов с применением теории комплексных чисел. *Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого*. 2025;103(4):5–15. <https://doi.org/10.62595/1819-5245-2025-4-5-15>

18. Джасов Д.В., Конявский А.Д., Шантыко А.С., Чупрынин Ю.В. Математическая модель механизма уравнивания и подъема косилки-плющилки ротационной. *Актуальные вопросы машиноведения*. 2020;9:27-30. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_44355318\\_23584267.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_44355318_23584267.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).

19. Воскобойников Ю.Е., Задорожный А.Ф. *Основы вычислений и программирования в пакете MathCAD PRIME*: Учебное пособие для вузов. Санкт-Петербург: Лань, 2023.

20. Котов А.В., Чупрынин Ю.В., Дюжев А.А. Проектирование и исследование механизма очистки зерноуборочного комбайна при помощи пакета

ADAMS. В: Доклады Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 80-летию со дня рождения д.т.н., проф. Скотникова В. А. «Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития». Минск: БГАТУ; 2009. С. 165-171. URL: <https://drive.google.com/file/d/1rt7C3MdFTMMVWAMm5eUWgpce9dwnaf-F> (дата обращения: 01.07.2026).

21. Шмелев А.В., Лопух Д.Г., Дробышевская О.В. Моделирование и анализ силовой нагруженности системы штанг самоходного опрыскивателя в среде MSC.ADAMS. *Актуальные вопросы машиноведения*. 2016;5:91-94. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_29305416\\_52728249.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_29305416_52728249.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).

22. Марченко Д.М. Шимановский А.О. Верификация сил трения, реализуемых в MSC.ADAMS при работе функции "contact". *Механика. Исследования и инновации*. 2018;11:185-194. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_37522294\\_93424355.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_37522294_93424355.pdf) (дата обращения: 01.07.2026).

### References

1. Mishurov NP, Sviridova SA., Petukhov DA., Semizorov SA. Evaluating the effectiveness of self-propelled forage mowers. *Machinery and Equipment for Rural Area*. 2021;294(12):42-45. <https://doi.org/10.33267/2072-9642-2021-12-42-45> (in Russ.).

2. Dyuzhev AA., Kotov AV., Chuprynin YuV. A support of hitch universality of the power unit UES-250A "Polesye" with the purpose to create agricultural aggregates of modular type. In: *Proceedings International scientific and practical conference "Energy-saving technologies and technical means in agriculture production"*. Minsk, 2008, part 1, pp. 78–84 (in Russ.). URL: <https://rep.bsatu.by/bitstream/doc/4502/1/obespechenie-universalnosti-navesnogo-ustrojstva-ehnergosredstva-uehs-2-250a-polese-s-celyu-sozdaniya-selskohozyajstvennyh-agregatov-modulnogo-tipa.pdf> (accessed: 01.07.2026).

3. Karakoç Emir Murat. *Design and analysis of a novel electrohydraulic draft control system in agricultural machinery*. MS thesis. Middle East Technical University; 2019. 117 p.

4. Chuprynin YuV., Jasov DV., Popov VB. *Methods for designing unified systems of self-propelled agricultural machinery*. Sukhoi State Technical University of Gornel; 2024. 265 p. (in Russ.)

5. Belov VV. *Theoretical foundations of synthesis and design of spring mechanisms in mechanical engineering*. Cheboksary: Chuvash State University named after I.N. Ulyanov; 2018. 372 p (in Russ.).

6. Yi Niu, Ruixue Li, Wei Liu, Kai Rong, Haoxuan Hong, Guohai Zhang. Development and Testing of the Adaptive Control System for Profiling Grain Header. *Agriculture*. 2025;15:473. <https://doi.org/10.3390/agriculture15050473>

7. Strok EYa., Belchik LD., Ananchikov AA., Aleksandrova TL. Building active contact system of field relief copying. *Topical issues of mechanical engineering*. 2018;7:115-120. (in Russ.) URL:

[https://elibrary.ru/download/elibrary\\_36804555\\_34577462.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_36804555_34577462.pdf) (accessed: 01.07.2026).

8. Popov VB., Tyurin SA. Analytical description of the connection between the components of the aggregation mechanism of the CS140 self-propelled mower. *Topical issues of mechanical engineering*. 2025;14:120-124. (in Russ.) URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_85769136\\_19839303.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_85769136_19839303.pdf) (accessed: 01.07.2026).

9. Kotov AV., Krol DG. Study of the operational characteristics of the aggregation mechanism of a self-propelled harvesting mower using the method of mathematical modeling. In: *Materials of the international scientific and technical conference "Scientific and technological progress in agricultural production"*. Minsk, 2025, pp. 120-125 (in Russ.). URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_88341358\\_38104073.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_88341358_38104073.pdf) (accessed: 01.07.2026).

10. Yakhin SM., Khaliullin FH., Imamiyev AZ., Matyashin AV., Egorov SV. Analysis of the kinematics of a tractor linkage with adjustable characteristics. *Transport, mining and construction engineering: science and production*. 2022;2(17):250-259. <https://doi.org/10.26160/2658-3305-2022-17-250-259> (in Russ.).

11. Xin Zhe, Jiang Qiubo, Zhu Zhongxiang, Shao Mingxi. Design and optimization of a new terrain-adaptive hitch mechanism for hilly tractors. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2023;16(4):134–144.

12. Popov V. B. *Mathematical modeling of lifting and attachment devices of mobile energy vehicles*. Gomel, Sukhoi State Technical University of Gomel, 2016. 251 p. (in Russ.).

13. Kotov AV., Krol DG. A study of the influence of the shoe resistance coefficient on the characteristics of field relief copying. In: *Collection of scientific articles from the International scientific and practical conference "Technical support for innovative technologies in the agro-industrial complex"*. Minsk, 2025, pp. 107-109 (in Russ.). URL: <https://rep.bsatu.by/bitstream/doc/24453/1/kotov-a-v-issledovanie-vliyaniya-koehfficienta-soprotivleniya-peremeshcheniyu-bashmaka-na-harakteristiku-kopirovaniya-relefa-polya.pdf> (accessed: 01.07.2026).

14. Rekhliitskii OV., Chuprynin YuV. A mathematical formulation of mobile forage harvester adapters balance system with hydropneumatic accumulator application. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*. 2014;26(1):40-48. (in Russ.) URL: [https://mmmm.by/pdf/ru/2014/1\\_2014/4.pdf](https://mmmm.by/pdf/ru/2014/1_2014/4.pdf) (accessed: 01.07.2026).

15. Kotov AV., Krol DG. Method and software implementation of kinematic analysis of a rocker mechanism. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*. 2025;73(4):25-30. <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-4-73-25-30> (in Russ.).

16. Kotov AV., Krol DG. Kinematic and force analysis of the inclined chamber lift mechanism of a combine harvester using complex numbers theory. In: *Designing, use and reliability agricultural machines destination: collection of scientific papers*; 2025;24(1). C. 40-48. (in Russ.) URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_82710515\\_21034066.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_82710515_21034066.pdf) (accessed: 01.07.2026).

17. Kotov AV., Krol DG. An analytical method for force analysis of flat lever mechanisms using complex number theory. *Bulletin Sukhoi State Technical University of Gomel*. 2025;103(4):5–15. <https://doi.org/10.62595/1819-5245-2025-4-5-15> (in Russ.).

18. Jasov DV., Konyavskiy AD., Shantyko AS., Chuprynin YuV. Mathematical model of the mechanism for balancing and lifting the rotary windrower. *Topical issues of mechanical engineering*. 2020;9:27-30. (in Russ.) URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_44355318\\_23584267.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_44355318_23584267.pdf) (accessed: 01.07.2026).

19. Voskoboynikov Yu.E., Zadorozhnyy A.F. *Basics of calculations and programming in the package MathCAD PRIME*. Saint Petersburg, Lan Publ., 2023. 224 p. (in Russ.).

20. Kotov AV., Chuprynin YuV., Dyuzhev AA. Designing and research of the clearing mechanism grain harvester by means of package ADAMS. In: *Reports of the international scientific and technical conference "Tractors, cars, mobile energy vehicles: problems and development prospects"*. Minsk, 2009, pp. 165-171 (in Russ.). URL: <https://drive.google.com/file/d/1rt7C3MdFTMMVWAMm5eUWgpce9dwnaf-F> (accessed: 01.07.2026).

21. Shmelev AV., Lopukh DG., Drobyshevskaya OV. Modeling and analysis of the power loading of the rod system of self-propelled sprayer in the MSC. ADAMS environment. *Topical issues of mechanical engineering*. 2016;5:91-94. (in Russ.) URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_29305416\\_52728249.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_29305416_52728249.pdf) (accessed: 01.07.2026).

22. Marchenko DM., Shimanovsky AO. Verification of friction forces realized in MSC.Adams at the “contact” function operation. *Mechanics. Researches and innovations*. 2018;11:185-194. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_37522294\\_93424355.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_37522294_93424355.pdf) (accessed: 01.07.2026).

### Сведения об авторе для связи с редакцией

|                         |                                                                                           |
|-------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|
| Ф. И. О. (полностью)    | Котов Андрей Викторович                                                                   |
| Контактный телефон      | +375 297 363439                                                                           |
| Адрес электронной почты | androskv@mail.ru                                                                          |
| ResearcherID:           | LXV-7977-2024                                                                             |
| ORCID:                  | <a href="https://orcid.org/0000-0001-7247-043X">https://orcid.org/0000-0001-7247-043X</a> |
| ScopusID                | 58514272500                                                                               |
| SPIN-код                | 2820-0804                                                                                 |