

УДК 631.35 + 621.8

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ СИЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МЕХАНИЗМА АГРЕГАТИРОВАНИЯ САМОХОДНОЙ УБОРОЧНОЙ КОСИЛКИ ДЛЯ РЕЖИМА КОПИРОВАНИЯ РЕЛЬЕФА ПОЛЯ

А.В. Котов^{1,2}, Д.Г. Кроль²

¹ОАО «Сейсмотехника», г. Гомель, Республика Беларусь

²Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

Введение. Для обеспечения максимальной загрузки современных высокопроизводительных уборочных комбайнов наблюдается тенденция к активному внедрению в технологический процесс самоходных уборочных косилок, оснащенных широкозахватными адаптерами. Конструкция механизма агрегатирования такой косилки за счет соответствующей регулировки или незначительной доработки предусматривает возможность обеспечения агрегатирования с адаптерами различных производителей. Однако, учитывая, что навешиваемые адаптеры могут существенно отличаться как массой, так и положением центра тяжести, то на практике оценка возможности такого агрегатирования предварительно проводится на соответствующих математических моделях. Такой подход позволяет для критически важных режимов работы не только проанализировать кинематическую схему работы механизма, но и оценить силовую нагруженность наиболее ответственных элементов конструкции (таких как силовые гидроцилиндры) без проведения соответствующих натурных испытаний.

Цель исследования. Моделирование и анализ силовой нагруженности гидроцилиндра угла атаки и гидроцилиндра подъема адаптера механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки для режима копирования рельефа поля с учетом влияния коэффициента сопротивления перемещению башмака по опорной поверхности.

Постановка задачи. В качестве объекта исследования принят механизм агрегатирования косилки самоходной универсальной KSU-1 производства ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш», кинематическая схема которого приведена на рис. 1.

Механизм агрегатирования представляет собой единую рычажную систему, объединяющую механизм навески и механизм уравновешивания. Данная конструкция обеспечивает работу с навешиваемым адаптером на различных режимах работы, включая режим копирования рельефа поля. В практике сельскохозяйственного машиностроения моделирование и анализ силовой нагруженности механизма агрегатирования на данном режиме проводят без учета коэффициента сопротивления перемещению башмака по опорной по-

верхности, что требует проведения дополнительного исследования в правильности использования такого подхода.

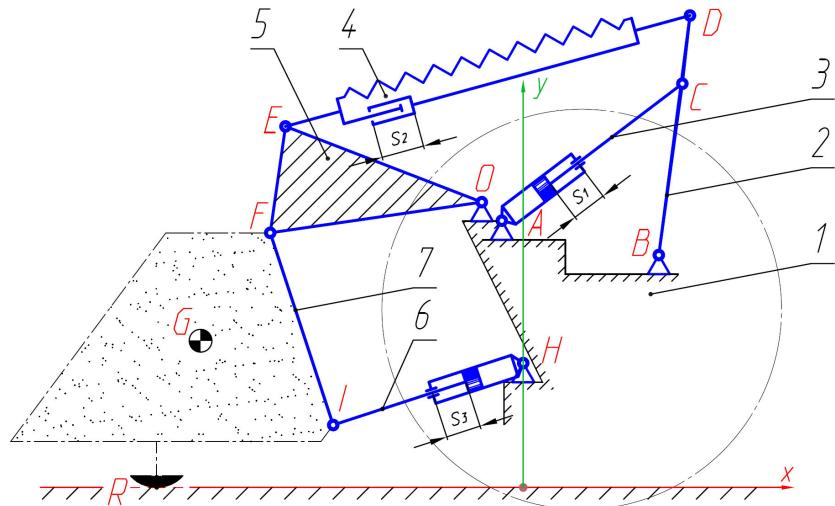


Рис. 1 – Кинематическая схема механизма агрегатирования:
 1 – рама; 2, 5 – двуплечий поворотный рычаг; 3 – гидроцилиндр AC подъема;
 4 – блок уравновешивающих пружин с телескопической тягой; 6 – гидроци-
 линдр HI угла атаки; 7 – адаптер

Для режима копирования рельефа поля настройка механизма агрегатирования под конкретный навешиваемый адаптер осуществляется за счет регулировки длины гидроцилиндров подъема (AC) и угла атаки (HI) адаптера с последующей их фиксацией (см. рис. 1). В результате механизм приобретает одну степень свободы, а навешиваемый адаптер может перемещаться в пределах свободного хода телескопической тяги (изменения обобщенной координаты s_2), копируя рельеф поля. При этом навешиваемый адаптер передает на опорные башмаки лишь часть своего веса, в то время как оставшаяся его часть компенсируется блоком уравновешивающих пружин.

Методы исследований. Для исследования силовой нагруженности рассматриваемого механизма агрегатирования была разработана соответствующая векторная математическая модель, на основе метода преобразования координат в неизменном базисе [1], которая позволила описать кинематику всех характерных точек. Для анализа нагруженности механизма использовался оригинальный аналитический способ силового анализа плоских рычажных механизмов с помощью нахождения векторов тангенциальных и нормальных составляющих реакций связей [2], а также применялось свойство векторного произведения для нахождения момента силы.

Расчетная схема механизма агрегатирования для проведения силового анализа приведена на рис. 2. Будем считать, что механизм агрегатирования отрегулирован и обеспечивает требуемую характеристику копирования рель-

ефа поля с навешиваемым адаптером, т.е. полученная расчетная величина вертикальной реакции на опорных башмаках находится в рекомендуемом диапазоне. Методика расчета данной характеристики для различных механизмов уравновешивания представлена в работах [1, 3]. Анализ силовой нагруженности проведем с учетом коэффициента сопротивления перемещению башмака по опорной поверхности, который связывает вертикальную реакцию с силой сопротивления перемещению как:

$$T_{70}(s_2) = f \cdot N_{70}(s_2),$$

где f – коэффициент сопротивления перемещению башмака.

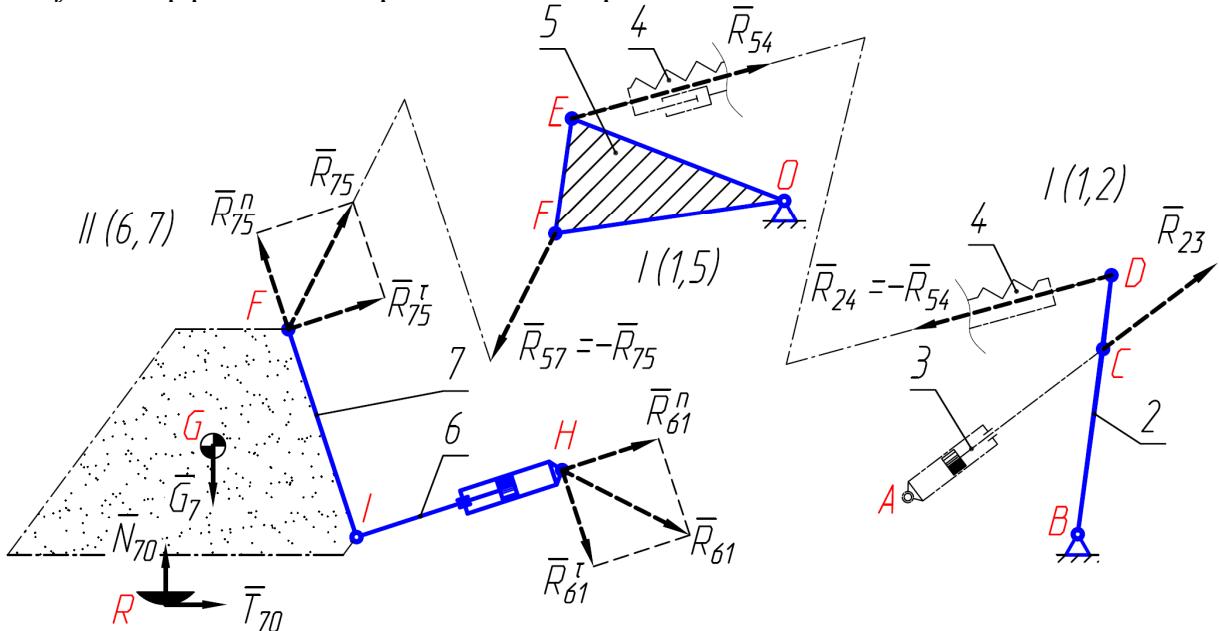


Рис. 2 – Расчетная схема механизма агрегатирования к силовому анализу

При проведении расчета пренебрегаем массово-инерционными характеристиками звеньев, которые на несколько порядков меньше соответствующих параметров навешиваемого адаптера. Рассмотрим структурную группу II(6,7) механизма, для которой аналитически найдем неизвестные векторы тангенциальных составляющих реакций связей в шарнирах F и H с помощью соответствующей функции пользователя [2]:

$$\bar{R}_{75}^t(s_2) = R_t(\bar{I}(s_2), \bar{F}(s_2), \begin{pmatrix} \bar{G}(s_2) \\ \bar{R}(s_2) \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \bar{G}_7 \\ \bar{N}_{70}(s_2) + \bar{T}_{70}(s_2) \end{pmatrix}, \bar{0}); \quad (1)$$

$$\bar{R}_{61}^t(s_2) = R_t(\bar{I}(s_2), \bar{H}, (\bar{0}), (\bar{0}), \bar{0}). \quad (2)$$

В выражениях (1) и (2) каждому радиус-вектору точке приложения внешней нагрузки соответствует свой вектор силы, которые представлены в виде массивов соответствующей размерности. Чем больше внешних векторов сил действуют на звено рассматриваемой структурной группы, тем большую

размерность будут иметь данные массивы. В случае отсутствия внешних нагрузок, в функцию пользователя подставляется нулевой вектор (вектор, составляющие проекции которого равны нулю). Так для звена *IF* (см. рис. 2) массив радиус-векторов точек приложения внешних нагрузок и массив векторов сил имеют размерность $[2 \times 1]$, а для звена *IH*, на которое не действуют внешние нагрузки, имеют размерность $[1 \times 1]$ с нулевыми векторами.

Найдем вспомогательный вектор силы, равный сумме всех известных векторов сил (включая векторы найденных тангенциальных составляющих реакций связей в шарнирах *F* и *H*), но взятых с противоположным знаком:

$$\bar{R}_{IFH}(s_2) = (\bar{R}_{75}^{\tau}(s_2) + \bar{R}_{61}^{\tau}(s_2) + \bar{G}_7 + \bar{N}_{70}(s_2) + \bar{T}_{70}(s_2)).$$

Векторы нормальных составляющих реакций связей в шарнирах *F* и *H* найдем с помощью соответствующих функций пользователя [2]:

$$\bar{R}_{75}^n(s_2) = Rn(\bar{I}(s_2), \bar{F}(s_2), \bar{H}, \bar{R}_{IFH}(s_2), \bar{F}(s_2)); \bar{R}_{61}^n(s_2) = Rn(\bar{I}(s_2), \bar{F}(s_2), \bar{H}, \bar{R}_{IFH}(s_2), \bar{H}).$$

Векторы полных реакций связей в шарнирах *F* и *H* найдем как:

$$\bar{R}_{75}(s_2) = \bar{R}_{75}^{\tau}(s_2) + \bar{R}_{75}^n(s_2); \bar{R}_{61}(s_2) = \bar{R}_{61}^{\tau}(s_2) + \bar{R}_{61}^n(s_2). \quad (3)$$

Далее рассмотрим силовое равновесие двуплечего рычага *EOF* (см. рис. 2), для которого можно составить векторное уравнение моментов сил относительно т. *O* и найти неизвестный вектор реакции связи в шарнире *E*:

$$\bar{R}_{57}(s_2) = -\bar{R}_{75}(s_2); \bar{R}_{54}(s_2) = -\frac{(\bar{O}\bar{F}(s_2) \times \bar{R}_{57}(s_2)) \cdot e_z}{(\bar{O}\bar{E}(s_2) \times \text{Ort}(\bar{E}\bar{D}(s_2)) \cdot e_z)} \cdot \text{Ort}(\bar{E}\bar{D}(s_2)),$$

где e_z – единичный вектор оси *Z* принятой декартовой системы координат.

Аналогично для двуплечего рычага *DBC* (см. рис 2) можно найти неизвестный вектор реакции связи в шарнире *C*:

$$\bar{R}_{24}(s_2) = -\bar{R}_{54}(s_2); \bar{R}_{23}(s_2) = -\frac{(\bar{B}\bar{D} \times \bar{R}_{24}(s_2)) \cdot e_z}{(\bar{B}\bar{C} \times \text{Ort}(\bar{A}\bar{C}) \cdot e_z)} \cdot \text{Ort}(\bar{A}\bar{C}). \quad (4)$$

В результате с помощью выражений (3) и (4) были найдены векторы реакций связей, модули которых определяют величину усилия, действующего в гидроцилиндрах *AC* и *HI* механизма агрегатирования.

Результаты и обсуждение. Приведем результаты анализа силовой нагруженности механизма агрегатирования косилки самоходной универсальной KSU-1 с жаткой-хедер транспортерной ЖХТ-9. Сравнительная оценка изменения величины усилия в силовых гидроцилиндрах механизма агрегатирования проводилась в диапазоне вертикального копирования рельефа поля ± 125 мм от линии условного горизонта и коэффициентов сопротивления перемещению башмака 0; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8. На рис. 2 приведены полученные графические зависимости изменения усилия в гидроцилиндрах *AC* и *HI*, в зависимости от высоты копирования рельефа поля с учетом коэффициента сопротивления перемещению.

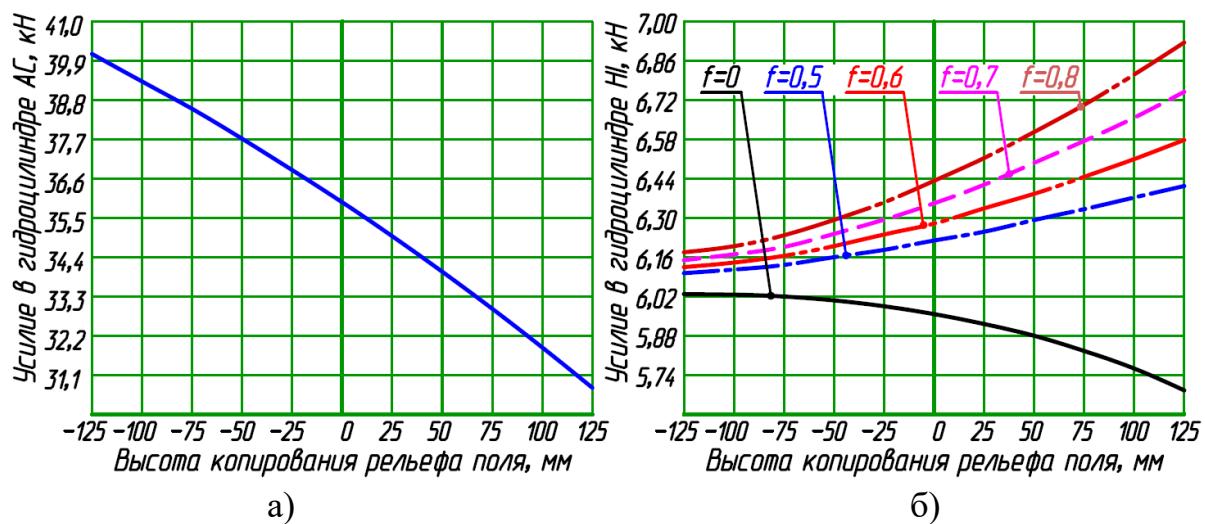


Рис. 2 – Изменение величины усилия в гидроцилиндрах AC (а) и HI (б)

Полученные графические зависимости свидетельствуют о том, что учет коэффициента сопротивления перемещению башмака оказывает существенное влияние на величину усилия в гидроцилиндре HI . Величина усилия в гидроцилиндре AC определяется только силой, развиваемой в блоке уравновешивающих пружин, которая в свою очередь зависит только от величины деформации пружин в процессе копирования адаптером рельефа поля.

Выводы. Результаты исследования позволили проанализировать силовую нагруженность гидроцилиндров механизма агрегатирования самоходной уборочной косилки. Предложенная методика может быть использована для предварительной оценки силовой нагруженности механизма агрегатирования самоходных уборочных косилок с различными навешиваемыми адаптерами на предмет возможности расширения ее эксплуатационных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Котов, А. В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Науч.-техн. прогресс в с.-х. пр-ве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Минск, 2007. – С. 32-37.
2. Котов, А. В. Силовой анализ плоских рычажных механизмов векторным методом / А. В. Котов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2024. – № 2(67). – С. 36-43. – DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-36-43>.
3. Джасов, Д. В.. Математическая модель механизма уравновешивания и подъема косилки-плющилки ротационной / Д. В. Джасов, А. Д. Конявский, А. С. Шантыко, Ю. В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. – 2020. – Т. 9. – С. 27-30.