

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ЭНЕРГОСРЕДСТВА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Котов А.В., вед. инженер-конструктор ОАО «Сейсмотехника», Гомель, Беларусь
Кроль Д.Г., канд. физ.-мат. наук, доцент, УО ГГТУ имени П.О. Сухого, Гомель, Беларусь

Аннотация. Представлены результаты решения задачи многопараметрического оптимизационного синтеза рычажной системы механизма навески энергосредства с целью повышения грузоподъемности. В качестве целевой функции принят квадрат невязок передаточного числа в точке измерения грузоподъемности, а в качестве оптимизируемых параметров были выбраны длины всех звеньев рычажной системы.

Ключевые слова: механизм навески, грузоподъемность, рычажная система, энергосредство, передаточное число, оптимизационный синтез.

Введение. Существующие конструкции механизмов навески энергосредств, хорошо зарекомендовавшие себя в процессе эксплуатации, редко подвергаются модернизации. Однако постоянное расширение номенклатуры навешиваемых адаптеров, все чаще требует расширения эксплуатационных характеристик данных механизмов, в том числе связанных с повышением грузоподъемности [1] и энергоэффективности [2].

В качестве возможной альтернативы модернизации существующих механизмов навески, не затрагивающей кардинальных изменений в конструкции, может рассматриваться оптимизация длин звеньев рычажной системы механизма [3].

Основная часть. Целью исследования ставится оптимизационный синтез рычажной системы механизма навески энергосредства методом многопараметрической оптимизации для повышения грузоподъемности.

В качестве объекта исследования был выбран механизм навески энергосредства УЭС-2-250А «ПАЛЕССЕ 2U250А», производства ОАО «Гомсельмаш», плоский аналог которого был получен из пространственной модели путем проецирования центров шарниров на продольную плоскость симметрии. Кинематическая схема полученного таким образом плоского механизма навески приведена на [рисунке 1](#).

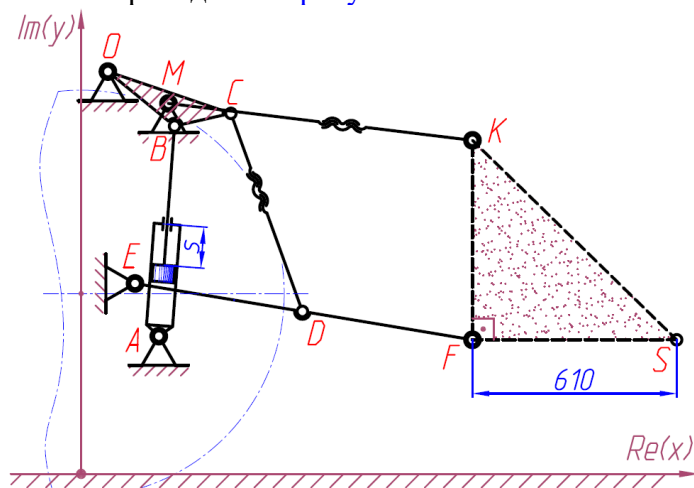


Рисунок 1 – Кинематическая схема механизма навески энергосредства

Для исследования кинематики механизма навески была разработана соответствующая математическая модель, а для решения задачи многопараметрического оптимизационного синтеза применялись численные методы с использованием программного комплекса РТС MathCAD.

В качестве оптимизируемых величин приняты длины всех звеньев рычажной системы механизма навески, записанные в виде следующего вектора оптимизируемых параметров:

$$\bar{p} = \{p_i\}^T \equiv (L_{\text{OB}} \quad L_{\text{OC}} \quad L_{\text{BC}} \quad L_{\text{ED}} \quad L_{\text{EF}} \quad L_{\text{CD}} \quad L_{\text{MK}})^T. \quad (1)$$

Будем считать, что для рассматриваемого механизма навески заранее уже выполнен кинематический анализ одним из известных методов, например, методом преобразования координат в неизменном базисе с помощью комплексных чисел [4]. В результате было

получено аналитическое описание кинематики всех характерных радиус-векторов точек механизма навески в виде функций, зависящих как от принятой обобщенной координаты (хода штока s гидроцилиндра подъема), так и от вектора оптимизируемых параметров.

Согласно [5, с. 342-342] под грузоподъемность механизма навески понимается масса поднимаемого груза (адаптера) при максимально допустимой величине усилия на штоке гидроцилиндра подъема. В технической характеристике энергосредства, как правило, указывается осредненная грузоподъемность, приведенная или к оси подвески, или к какому-то определенному расстоянию от нее. В соответствии с ГОСТ 30746-2001 (ИСО 789-2-93) грузоподъемность должна измеряться на расстоянии 0,61 м от оси подвеса. Поэтому при исследовании грузоподъемности рассматриваемого механизма навески будем ориентироваться на требования ГОСТ.

Известно, что масса поднимаемого механизмом навески груза (адаптера), расположенного в некоторой точке (например, т. S , см. рисунок 1) и усилие на штоке гидроцилиндра подъема связаны следующим соотношением [5, с. 342]:

$$m = \frac{F_{\text{гц, max}} \eta_n}{g i_s}, \quad (2)$$

где m – масса поднимаемого груза (адаптера), кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $F_{\text{гц, max}}$ – максимальное усилие на штоке гидроцилиндра подъема, Н; η_n – коэффициент, учитывающий потери в механизме навески; i_s – передаточное число механизма навески в точке S приложения нагрузки (измерения грузоподъемности), которое можно представить в виде аналога вертикальной скорости радиус-вектора данной точки [2]:

$$i_s(s, \bar{p}) = \frac{d}{ds} \text{Im}(\underline{S}(s, \bar{p})). \quad (3)$$

где $\text{Im}()$ – оператор выделения мнимой части радиус-вектора точки S , записанного в форме комплексного числа, численно равной проекции этой точки на ось Y .

Согласно выражениям (2) и (3) грузоподъемность механизма навески в процессе подъема не остается постоянной, а обратно пропорциональна передаточному числу (увеличивается при уменьшении аналога вертикальной скорости). Это не противоречит золотому правилу механики, согласно которому (в применении к скоростям движения) выигрыш в силе сопровождается проигрышем в скорости перемещения. Поэтому передаточное число механизма навески является удобным критерием при исследовании возможности повышения грузоподъемности.

Проведем исследование по оптимизации рычажной системы механизма навески энергосредства на предмет возможности увеличения ее грузоподъемности на 5%, 10% и 15% по отношению к базовой конструкции. При формировании целевой функции будем использовать квадрат невязок передаточного числа механизма навески в точке измерения грузоподъемности в виде:

$$f(\bar{p}) = \sum_{i=0}^n |i_s(s_i, \bar{p}) - \Delta i_s^*(s_i)|^2 \rightarrow \min, \quad (4)$$

где Δ – требуемый коэффициент снижения передаточного числа базовой конструкции механизма навески; i_s^* – передаточное число механизма навески базовой конструкции.

Оптимизационный поиск для нерегулируемых звеньев механизма навески будем проводить в пределах $\pm 0,15$ м от их базовой длины, а для регулируемых – в диапазоне 0,5...1,2 м. Дополнительные функциональные ограничения наложим на минимальный и максимальный ход штока гидроцилиндра подъема, для которого согласно ГОСТ ISO 730-2019 необходимо обеспечить определенное расстояние от оси подвески до опорной плоскости:

$$p_{0,1,2,3,4} \in [p_{0,1,2,3,4}^* - 0,15; p_{0,1,2,3,4}^* + 0,15]; \quad p_{5,6} \in [0,50; 1,20]; \\ \text{Im}(\underline{F}(s_{\text{max}}, \bar{p})) - \text{Im}(\underline{F}(s_{\text{min}}, \bar{p})) > 0,75 \text{ м}; \quad \text{Im}(\underline{F}(s_{\text{min}}, \bar{p})) = 0,20 \text{ м},$$

где p_i^* – оптимизируемые параметры для базовой конструкции.

Решение задачи многопараметрической оптимизации механизма навески будет проводиться в математическом пакете PTC MathCAD с помощью встроенной функции

minimize(f, var) [6]. Данная функция может осуществлять поиск экстремума целевой функции (4) методом сопряженных градиентов или квазиньютоновским методом.

Найденные значения оптимизируемых параметров до и после оптимизации сведены в таблицу 1. Как видно из результатов, рассматриваемый механизм потенциально позволяет увеличить грузоподъемность лишь до 5%. Дальнейшее увеличение может быть достигнуто только за счет включения в вектор оптимизируемых параметров (1) координат шарнирных опор на раме (т. *A*, *O* и *E*). Изменение координат т. *M* и длины регулируемой тяги *L_{МК}* не влияет на грузоподъемность механизма навески, а лишь обеспечивает выполнение наложенных функциональных ограничений.

Таблица 1 – Результаты оптимизации механизма навески

Параметр	Коэффициент снижения передаточного числа механизма навески			
	$\Delta = 1,00$	$\Delta = 0,95$	$\Delta = 0,90$	$\Delta = 0,85$
<i>L_{ОВ}</i> , м	0,257	0,261	0,280	0,286
<i>L_{ОС}</i> , м	0,388	0,381	0,372	0,404
<i>L_{ВС}</i> , м	0,172	0,169	0,165	0,191
<i>L_{ЕД}</i> , м	0,507	0,531	0,546	0,588
<i>L_{ЕF}</i> , м	1,022	1,049	1,172	1,172
<i>L_{CD}</i> , м	0,628	0,657	0,690	0,702
<i>L_{МК}</i> , м	0,914	0,942	1,065	1,065
<i>f(p)</i>	–	0,0001	0,0203	0,0960

Предложенный подход многопараметрического оптимизационного синтеза позволяет выявить наиболее критические параметры, влияющие на увеличение грузоподъемности механизмов навески, и может быть использован для модернизации как существующих, так разрабатываемых конструкций.

Заключение. Проведенное исследование показало, что за счет изменения длин звеньев рычажной системы для существующего механизма навески достигается повышение грузоподъемности до 5%. Это потенциально позволяет расширить эксплуатационные характеристики механизма навески энергосредства при условии обеспечения достаточной прочности и надежности элементов конструкции.

Библиографический список

1. Дюжев, А. А. Обеспечение универсальности навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А «Полесье» с целью создания сельскохозяйственных агрегатов модульного типа / А. А. Дюжев, А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве: докл. междунар. науч.-практ. конф.: в 2 ч. – Минск, 2008. – Ч. 1. – С. 78–84. – EDN MTHVWR.
2. Сизов, И. В. Пути снижения затрат энергии при совершенствовании сельскохозяйственной техники / И. В. Сизов, П. Н. Фетисов, А. Н. Андреев // Инновационные технологии в АПК: проблемы и перспективы : материалы междунар. науч.-практ. конф., Тверь, 12–14 октября 2021 года. – Тверь: Тверская ГСХА, 2021. – С. 196-198. – EDN AAGPLB.
3. Xin Z., Jiang Q. B., Zhu Z. X., Shao M. X. Design and optimization of a new terrain-adaptive hitch mechanism for hilly tractors. *Int J Agric & Biol Eng*, 2023, vol. 16, no. 4, pp. 134–144.
4. Котов, А. В. Способ и программная реализация кинематического анализа кулисного механизма / А. В. Котов, Д. Г. Кроль // Механика машин, механизмов и материалов. – 2025. – № 4(73). – С. 25-30. – DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-4-73-25-30>. – EDN GQCRGY.
5. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет: учеб. пособие / В. В. Гуськов, И. П. Ксенович, Ю. Е. Атаманов, А. С. Солонский; под общ. ред. В. В. Гуськова. – Мн. : Выш. школа, 1981. – 383 с.
6. Котов, А. В. Оценка возможности применения метода деформируемого многогранника к задаче оптимизационного кинематического синтеза плоского рычажного механизма / А. В. Котов, Д. Г. Кроль // Механика. Исследования и инновации. – 2025. – № 18. – С. 81-89. – EDN KIRXMS.