

до 25-26%;

- механизацию технологических процессов при производстве семян;
- загрузку семян равномерно по площади и высоте закрома, а также предусмотрена загрузка семян в самосвальное транспортное средство и «Биг-Беги».

Главное достижение реконструкции пункта состоит в последовательном увеличении производительности пункта более чем в 2 раза и, следовательно, сокращении дней уборки культуры без потерь и при высоком качестве семян.

Библиографический список

1. Смелик, В.А. Особенности послеуборочной обработки семян зерновых культур в условиях повышенного увлажнения. / В.А. Смелик, М.А. Новиков, Л.И. Ерошенко, А.Н. Перекопский // Доклады ТСХА: Сборник статей. Вып. 290. Ч. II. М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2018. – С. 136-138.
2. Perekopskiy, A.N. Variables of the wheat seeds drying process in a carousel type dryer / A.N. Perekopskiy, V.A. Smelik // British Journal of Innovation in Science and Technology. – 2016. – Т. 1. – № 2. – P. 11-20.
3. Могильницкий, В.М. Технологическое проектирование комплексов послеуборочной обработки зерна в Северо - Западном регионе. / В.М. Могильницкий, А.Ф. Эрк, А.Н. Перекопский // В сборнике: 50 лет Северо-Западному научно-исследовательскому институту механизации и электрификации сельского хозяйства. – СПб., 2012. – С. 56-64.
4. . Патент РФ 2118772 Карусельная сушилка для зерна // Смелик В.А., Дианов Л.В.
5. Патент РФ 2136137 С1 Аэрожелоб // Дианов Л.В., Смелик В.А., Новикова Н.Е., Ширяев А.С.

УДК 629.114.2

К ВОПРОСУ О ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ПЕРЕДНЕГО ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА УЭС-2-250А

Попов Виктор Борисович, заведующий кафедрой «Сельскохозяйственные машины» учреждения образования Гомельский государственный технический университет имени П.О.Сухого, Республика Беларусь

Аннотация. В статье рассматривается вопрос параметрической оптимизации механизма навески переднего подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС-2-250А. Представлено формализованное описание основных выходных параметров механизма навески, формирующих процедуру его анализа. Процедура параметрической

оптимизации сформирована на основе функциональной математической модели анализа, критериев оптимальности, функциональных и прямых ограничений, а также применяемого метода оптимизации.

Ключевые слова: универсальное энергетическое средство, подъемно-навесное устройство, критерии оптимальности, механизм навески.

Агрегатирование универсального энергетического средства УЭС-2-250А, выпускаемого ОАО «Гомсельмаш» с навесными машинами (НМ) осуществляется при помощи подъемно-навесных устройств (ПНУ), состоящих из гидропривода и переднего (заднего) механизма навески (МН). При этом МН – основной структурный компонент, определяющий характер взаимодействия УЭС с НМ. Появление новых и модернизация серийных НМ, агрегируемых с УЭС посредством переднего ПНУ, изменяет требования на выходные параметры МН. Срочное решение этой проблемы опирается на функциональное математическое моделирование. Следует отметить, что при подъеме НМ выполняет относительно УЭС сложное движение, для чего необходимо получить адекватное описание кинематики МН. Существует тенденция к росту как веса НМ, так и удаления её центра тяжести от оси подвеса МН, поэтому подъем НМ обеспечен, если ПНУ обладает достаточной грузоподъемностью.

3D геометрическая модель МН преобразуется в плоский аналог, если оси, проходящие через центры его шарниров, параллельны. В результате получим плоский рычажный механизм, структура которого (звенья МН и жидкость в гидроцилиндре (ГЦ) считаются несжимаемыми) идентифицируется одноподвижным шеститизвенником [1]. НМ присоединяется к МН в трех точках посредством верхней тяги и нижних крюков, образующих треугольник, который на плоскости преобразуется в звено, моделирующее высоту присоединительного треугольника НМ. Положение центра тяжести НМ – S_4 однозначно связано с изменением обобщенной координаты (S) - расстоянием между центрами шарниров гильзы и штока ГЦ ($П_{01}П_{23}$).

Для определения положения подвижных шарниров, аналогов угловых скоростей звеньев и линейных скоростей характерных точек выполняется геометрический и кинематический анализ кинематической цепи. В его основе лежит метод замкнутого векторного контура, предложенный Зиновьевым [1].

В результате определены выражения для координат оси подвеса МН:

$$X_{34}(S) = X_{03}(S) + L_{34} \cdot \cos \varphi_3(S)$$

$$Y_{34}(S) = Y_{03}(S) + L_{34} \cdot \sin \varphi_3(S)$$

Определены выражения для координат центра тяжести навесной машины:

$$X_{S4}(S) = X_{34}(S) + L_{S4} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \varphi_{S4}]$$

$$Y_{S4}(S) = Y_{34}(S) + L_{S4} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \varphi_{S4}]$$

Аналитическое выражение для передаточного числа МН [2] имеет вид:

$$I_{S4}(S) = \varphi'_3(S) \cdot \{L_{34} \cdot \cos[\varphi_3(S)] + U_{43}(S) \cdot L_{S4} \cdot \cos[\varphi_4(S) + \varphi_{S4}]\}, \quad (1)$$

где $\varphi'_3(S)$ - аналог угловой скорости звена L_{34} ;

$U_{43}(S)$ - передаточное отношение;

L_{34}, L_{S4} - длина нижней тяги и расстояние от оси подвеса до центра тяжести НМ; $\varphi_3(S), \varphi_4(S)$ - углы, образуемые L_{34}, L_4 в правой декартовой системе координат.

Выражение для передаточного числа МН позволяет определить пропорциональную ему полезную нагрузку $F(S)$ на ГЦ, а также соответствующую заданным L_{S4} и φ_{S4} грузоподъемность G_{S4} [3] переднего ПНУ:

$$G_{S4} = \frac{p_{zu}^{\max} \cdot F_c - [F_{un}^{np}(S^*) + F_{mp}^{np}(S^*)]}{I_{S4}(S^*)_{\max}}, \quad (2)$$

где p_{zu}^{\max} - максимальное давление в ГЦ;

F_c - площадь поршня ГЦ;

$F_{un}^{np}(S^*)$ - приведенная сила инерции и $F_{mp}^{np}(S^*)$ - приведенная сила трения, определенные для значения обобщенной координаты, соответствующей максимуму передаточного числа.

Приведенная к штоку ГЦ сила инерции может быть определена по выражению:

$$F_{un}^{np}(S) = m_4 \cdot a_{S4}(S) \cdot I_{S4}(S) + J_4 \cdot \varepsilon_4(S) \cdot \varphi'_4(S), \quad (3)$$

где $a_{S4}(S), \varepsilon_4(S)$ - соответственно линейное и угловое ускорение НМ;

m_4, J_4 - масса и момент инерции НМ;

- аналог угловой скорости НМ.

Определение реакций в шарнирах выполняется последовательно по группам Ассура и в соответствии с известной методикой [1]. Причем, определенная в результате реакция в кинематической паре Π_{23} - $R_{23}(S)$ должна быть равна полезной нагрузке - $F(S)$ на штоке поршня гидроцилиндра.

Приведенная сила трения определяется по результатам кинематического и силового анализа [3]:

$$F_{mp}^{np}(S) = F_{mpu} + r \cdot f_{mp} \cdot \left\{ \sum_{i=1}^5 R_{0i}(S) \cdot \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) \cdot [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (4)$$

где r - радиус шарниров; f_m - коэффициент трения;

$R_{0i}(S), R_{ij}(S)$ - силы реакций соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах МН;

$\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ - аналоги угловых скоростей звеньев МН; $F_{трц}$ - сила трения манжеты ГЦ [3].

$$F_{трц} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_m, \quad (5)$$

где D – диаметр поршня ГЦ;

l – ширина манжеты;

f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ;

p_m – среднее давление в напорной полости ГЦ.

Практика показала, что модернизацию переднего ПНУ целесообразно начинать путем модификации части внутренних параметров МН. Полученное на основе сформированной ФММ, проектное решение оценивают на соответствие техническим требованиям по различным выходным параметрам МН. Процедура параметрического синтеза базируется на постановке задачи нелинейного программирования [3], которая включает: назначение управляемых параметров; выбор (из выходных параметров) критериев оптимальности МН и описание функциональных ограничений.

В качестве управляемых параметров МН, определяющих вариант его геометрической модели, приняты: - координаты шарниров основания гидроцилиндра - X_{01}, Y_{01} , центральной и нижних тяг - X_{05}, Y_{05} ; X_{03}, Y_{03} , расположенные на раме УЭС и длина поворотного рычага нижней тяги - L_3 .

Каждой комбинации вектора управляемых параметров $\vec{X} = \{X_{01}, Y_{01}; X_{03}, Y_{03}; X_{05}, Y_{05}; L_3\}$ соответствуют определяемые по ФММ значения критериев оптимальности $Y(X)$.

$$\vec{Y} = \{I_M^{\max}, \bar{I}_M, \bar{F}_{mp}, \bar{R}_{03}, R_{03}^{\max}, \bar{F}\}, \quad (6)$$

где \bar{I}_M, I_M^{\max} - среднее и максимальные значения передаточного числа (ПЧ) МН на оси подвеса на интервале изменения s ;

\bar{F}_{mp}, \bar{F} - средние значения приведенной силы трения, и полезной нагрузки на гидроцилиндре; $\bar{R}_{05}, R_{05}^{\max}$ - среднее и максимальные значения реакции в шарнире центральной тяги.

ПЧ МН на оси подвеса представляет вертикальную составляющую аналога линейной скорости оси подвеса и определяется по выражению:

$$I_M(s) = \varphi'_3(s) \cdot L_{34} \cdot \cos[\varphi_3(s)] \quad (7)$$

Искомые значения оптимизируемых параметров ПНУ должны удовлетворять ряду ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров, т.е. $\vec{X}_{\min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{\max}$

К функциональным ограничениям относят, например, величину хода оси подвеса - ΔY_M , максимальное отклонение высоты присоединительного треугольника - L_4 от вертикали - φ_4^{\max} , время подъема - $t_{нод}$ НМ:

$$\Delta Y_M = Y_{34}(S^{\max}) - Y_{34}(S_p) \geq \Delta Y_M^{\text{дон}} \quad (8)$$

$$\varphi_4^{\max} = \varphi_4(S^{\max}) - \varphi_4(S_p) \leq \varphi_4^{\text{дон}} \quad (9)$$

$$t_{\text{нод}} = \frac{V_{24}}{q \cdot n \cdot \eta_{\text{об}}} \quad (10)$$

где S_p - значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса;

V_{24} - суммарный рабочий объём гидроцилиндров ПНУ;

$\eta_{\text{об}}$ - объёмный КПД гидронасоса; q - производительность гидронасоса; n - частота вращения вала гидронасоса

Если, для конкретной комбинации $\bar{X} = \{X_{01}, Y_{01}; X_{03}, Y_{03}; X_{05}, Y_{05}; L_3\}$, хотя бы одно из ограничений на вышеприведенные выходные параметры МН не удовлетворяются, то такой вариант МН отбраковывается.

Минимизируемая целевая функция МН представляет собой свертку, включающую три критерия оптимальности: ПЧ на оси подвеса, силу реакции в шарнире P_{05} и величину, обратную коэффициенту полезного действия МН - η . Они нормируются путем деления максимального значения критерия оптимальности на среднее в диапазоне изменения обобщенной координаты:

$$ЦФ = k_1 \cdot \frac{I_M^{\max}}{I_M^{cp}} + k_2 \cdot \frac{R_{05}^{\max}}{R_{05}^{cp}} + k_3 \cdot \frac{\eta_{cp}}{\eta_{\max}} \quad (11)$$

где, k_1, k_2, k_3 - весовые коэффициенты, назначаемые из условия, что $\sum k_i = 1$

Для поиска оптимального решения задачи используется генетический алгоритм [3]. В результате минимизации передаточного числа МН и достижения максимума его КПД возрастает грузоподъемность (2) переднего ПНУ УЭС-2-250А.

Библиографический список

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Машиностроение. – 1988. – 640 с.
2. Попов, В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О.Сухого. – 2000. – №2 – С. 25-29.
3. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В.Б. Попов. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 251 с.: ил.