

УДК 539.3

Оптимизация образующей индивидуальной пружинной стойки дисковой бороны

Э.А. Симсон, В.Л. Хавин, Д.С. Ягудин

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт» (г. Харьков, Украина)

В работе рассматривается задача расчета напряженно-деформированного состояния индивидуальной пружинной стойки дисковой бороны с последующей оптимизацией ее геометрии. В последнее время в связи с интенсивным развитием агропромышленного комплекса появляется необходимость создания новой, более эффективной сельскохозяйственной техники. Основными критериями качества, которые закладываются при проектировании новых орудий, являются энергоэффективность, надежность и цена. Вследствие этого возникает необходимость оптимизации существующих конструкций с целью их усовершенствования до мировых стандартов.

Ключевым вопросом при проектировании дисковых борон на индивидуальных пружинных стойках является надежность самой стойки при воздействии на нее спектра эксплуатационных нагрузок. В процессе обработки почвы, в общем случае, диск испытывает сложное статическое и динамическое нагружение, которое приводит к разрушению стоек.

В настоящей работе рассматривается расчет напряженно-деформированного состояния стойки в наиболее опасном рабочем режиме. По полученным результатам формулируется постановка задачи оптимизации в конечно-элементном программном комплексе. Предлагаемый подход позволяет обеспечить повышение прочности стойки без внесения существенных изменений в исходную конструкцию.

Ключевые слова: дисковая борона, индивидуальная пружинная стойка, напряженно-деформированное состояние, оптимизация, метод конечных элементов.

Анализ последних исследований и публикаций. Процессу и орудиям для обработки почвы уделяется большое внимание и посвящено множество научных исследований. основополагающими критериями качества обработки почв являются такие параметры как степень разрыхления и крошения, которые напрямую зависят от выбора обрабатывающего инструмента [1]. Однако при обработке «тяжелых» почв возникают проблемы, связанные с прочностью обрабатывающих агрегатов. Например, дисковые бороны, используемые для лущения стерни, а также для подготовки почвы под посев озимых обеспечивают измельчение и заделку растительных остатков предыдущих культур и сорной растительности. Орудия такого типа испытывают высокие нагрузки на так называемые индивидуальные пружинные стойки, которые зарекомендовали себя как более качественную альтернативу привычным дисковым боронам, у которых весь ряд дисков посажен на единый вал [2].

В литературе описаны различные подходы к решению проблем прочности пружинных стоек. В отличие от известных работ в настоящей статье представлена оптимизация геометрии стойки с целью снижения максимальных напряжений в ней.

Главная часть. Рассматривается дисковый рабочий орган, который крепится к подшипниковому узлу закрепленному на индивидуальную пружинную стойку. Такая конструкция позволяет повысить качество предпосевной обработки, что, в свою очередь, позволяет значительно расширить область применения дисковой бороны в сельскохозяйственном производстве, повысить ее годовую загрузку и экономическую эффективность применения. 3D модель геометрии конструкции представлена на рис. 1.

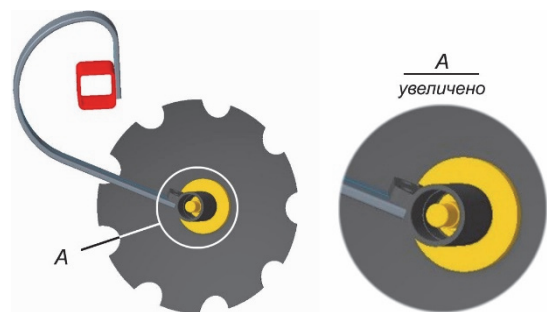


Рис. 1. 3D модель диска на индивидуальной пружинной стойке

Стойка представляет из себя полосу, изготовленную из пружинной стали 50ХГФА, изогнутую последовательно двумя радиусами и име-

ющая прямые участки в зоне крепления к раме, и в зоне крепления подшипника.

В процессе эксплуатации стойка в первую очередь испытывает элементарное сопротивление почвы, возникающее на рабочей поверхности диска. Из-за сферической формы диска данное нагружение распределяется неравномерно и в общем случае может быть разложена на две составляющих R' и R'' .

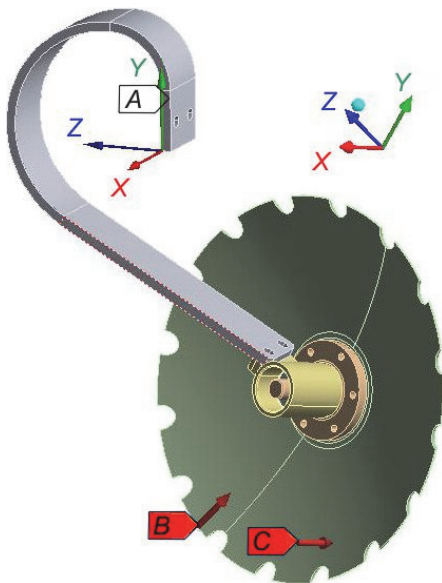


Рис. 2. Схема приложения сил R' и R''

Сила R' лежит в плоскости диска и проходит на расстоянии r ниже оси диска. Сила R'' параллельна оси вращения дисков, находится на глубине h от дна борозды, равно примерно половине глубины хода дисков, и на расстоянии l впереди вертикальной плоскости, проведенной через ось вращения дисков как указано на рис. 2. Силы R' и R'' рассчитываются исходя из тяговых характеристик трактора [3].

При расчете напряженно-деформированного состояния в конечно-элементном программном пакете выясняется, что максимальные напряжения в этом случае составляют 250 МПа и далеки от предела прочности. Литературные исследования показывают, что ощутимый ущерб стойкам такого типа наносят нагрузки, связанные с наездом диска на всякого рода препятствия (бульжники и т.п.), что является не исключением, а правилом.

При моделировании наезда на препятствие имитируется отклонение стойки на максимальную величину в вертикальном направлении равном 75мм [4].

Максимальные эквивалентные напряжения в таком случае достигают 700 МПа. Такие напряжения не приводят к разрушению, однако

могут привести к накоплению усталостных повреждений на поверхности стойки, что в последствии, при сохранении уровня напряжений, приведет к хрупкому разрушению стойки.

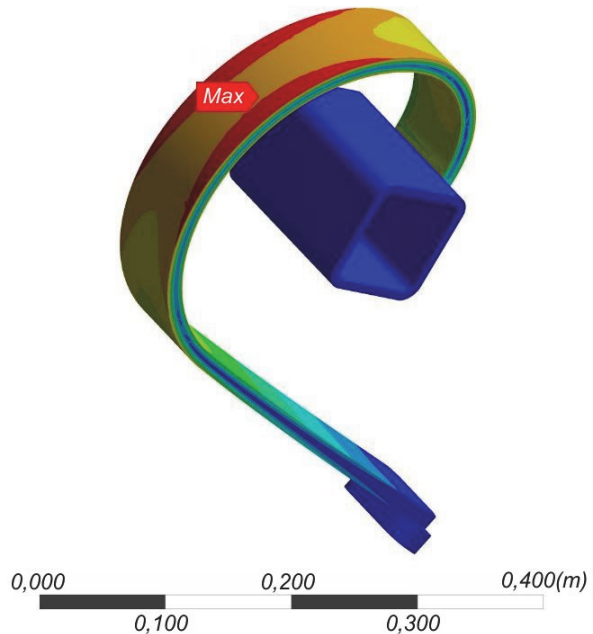


Рис. 3. Распределение максимальных эквивалентных напряжений при наезде на препятствие

Для снижения максимальных напряжений, возникающих при наезде на препятствия, была поставлена задача оптимизации геометрии стойки.

В качестве варьируемых параметров были выбраны 2 радиуса кривизны R_1 и R_2 , как показано на рис. 4.

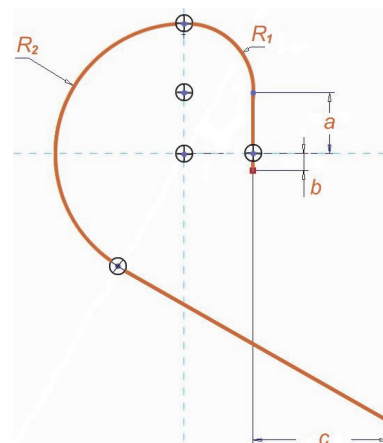


Рис. 4. Эскиз геометрии стойки

Геометрические размеры a , b , c не варьируются исходя из технических требований, наложенных на конструкцию узла в целом.

В качестве целевой функции F рассматривался уровень максимальных эквивалентных, и задача параметрической оптимизации формулируется следующим образом [4].

Минимизируются максимальные эквивалентные напряжения

$$F(R_1, R_2) = \max \sigma_n(R_1, R_2) \Rightarrow \min \quad (1)$$

при ограничении на величину радиусов

$$\begin{aligned} R_1 &\geq R_{1min}, R_1 \leq R_{1max}; \\ R_2 &\geq R_{2min}, R_2 \leq R_{2max}, \end{aligned} \quad (2)$$

где σ – величина максимальных эквивалентных напряжений, R_1, R_2 – варьируемые параметры (радиусы кривизны образующей стойки); $R_{1min}, R_{2min}, R_{1max}, R_{2max}$ – граничные значения варьируемых параметров.

Задачи параметрической оптимизации (1), (2) для практических расчетов сводились к задачам безусловной минимизации при помощи метода штрафной функции. В этом случае задачи (1), (2) представляются в виде:

$$F^*(R_1, g_1, g_2) = \max P_n(R_1) + r \sum_{i=1}^2 g_i^2 \Rightarrow \min, \quad (3)$$

или

$$\begin{aligned} F^*(R_1, R_2, g_1, g_2, g_3, g_4) = \\ = \max P_n + r \sum_{i=1}^4 g_i^2 \Rightarrow \min, \end{aligned} \quad (4)$$

где

$$g_i = \begin{cases} g_i, & g_i < 0, \\ 0, & g_i \geq 0, \end{cases} \quad (5)$$

r – штрафующий множитель, а ограничения-неравенства (2) имеют вид:

$$\begin{aligned} g_1 = R_1 - R_{1min} \geq 0, \quad g_2 = R_{1max} - R_1 \geq 0, \\ g_3 = R_2 - R_{2min} \geq 0, \quad g_4 = R_{2max} - R_2 \geq 0. \end{aligned} \quad (6)$$

а задача оптимизации сводится к задаче безусловной минимизации функций (3) или (4).

Для разработанной расчетной схемы в трехмерной постановке решалась статическая задача определения НДС с учетом граничных условий в зоне крепления стойки к раме. НДС узла в дальнейшем использовалось для решения задачи оптимизации.

Анотація

Оптимізація твірної індивідуальної пружинної стійки дискової борони

Е.А. Симсон, В.Л. Хавин, Д.С. Ягудин

В роботі розглядається задача розрахунку напружено-деформованого стану індивідуальної пружинної стійки дискової борони з подальшою оптимізацією її геометрії. В останній час в зв'язку з інтенсивним розвитком агропромислового комплексу з'являється необхідність створення нової, більш ефективної сільськогосподарської техніки. Основними критеріями якості, які закладаються при проектуванні нових знарядь, є енергоефективність, надійність і ціна. Внаслідок цього виникає необхідність оптимізації існуючих конструкцій з метою їх удосконалення до світових стандартів.

Полученные результаты проиллюстрированы в таблице 1.

Таблица 1. Результаты расчетов

Параметры	Исходные значения	Оптимальные значения
R_1	80 мм	95 мм
R_2	150 мм	185 мм
σ	700 МПа	450 МПа

Выводы.

1. В работе представлена задача оптимизации геометрии пружинной стойки дисковой борони с целью минимизации уровня максимальных напряжений, возникающих при наезде на препятствие.

2. В качестве варьируемых параметров рассматривались радиусы кривизны криволинейного участка пружинной стойки. НДС узла рассчитывалось на основе 3D модели методом конечных элементов.

3. Получена оптимальная геометрия пружинной стойки, позволившая добиться снижения максимальных эквивалентных напряжений на 35% без существенных конструктивных изменений.

Література

1. Бабицкий Л.Ф. Анализ конструкции дисковых почвообрабатывающих рабочих органов / Л.Ф. Бабицкий, А.С. Меренов // Современные проблемы науки и техники – 2014. – № 6.
2. Кушнарев А.С. Механико-технологические основы процесса воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий на почву // Автореферат дисс. докт. техн. наук. – Челябинск, 1981
3. Стрельбицкий В.Ф. Силовые характеристики рабочих органов дисковых луцильщиков и борон / В.Ф. Стрельбицкий // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – № 1. – С. 30 - 33.
4. Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М.: Мир, 1986. – Т. 1. – 349 С., Т. 2. – 320 С.

Ключовим питанням при проектуванні дискових борін на індивідуальних пружинних стійках є надійність самої стійки при впливі на неї спектра експлуатаційних навантажень. В процесі обробки ґрунту, в загальному випадку, диск сприймає складне статичне і динамічне навантаження, яке призводить до руйнування стійок.

У даній роботі розглядається розрахунок напружено-деформованого стану стійки в найбільш небезпечному робочому режимі. За отриманими результатами формулюється постановка задачі оптимізації в скінчено-елементному програмному комплексі. Запропонований підхід дозволяє забезпечити підвищення міцності стійки без внесення істотних змін у вихідну конструкцію.

Ключові слова: *дискова борона, індивідуальна пружинна стійка, напружено-деформований стан, оптимізація, метод скінчених елементів.*

Abstract

Optimization of individual spring rack disc harrow

E.A. Simson, V.L. Khavin, D.S. Yagudin

In this paper the problem of intense stressed-deformed state of disc harrow separate spring shank calculation with the subsequent optimization of geometry has been considered. Recently in connection with intensive development of agro-industrial complex need of new creation, more effective agricultural machinery appears. The main criteria of quality at design of new tools are energy efficiency, reliability and the price. Owing to it there is a need of optimization of the existing designs for the purpose of their improvement to the international standards.

Key question is reliability of the rack at influence of a range of operational loads of her at design of disk harrows on individual spring racks. Generally, in processing of the soil the disk experiences complicated static and dynamic loading which leads to destruction of racks.

In the real paper calculation of the intense deformed condition of a rack in the most dangerous operating mode has been considered. By the received results problem definition of optimization in a finite element method program complex has been formulated. The offered approach allows providing increase in durability of a rack without entering of essential changes into an initial design.

Keywords: *disk harrow, individual spring rack, stress-strain state, optimization, finite element method.*

Представлено від редакції: В.М. Булгаков / Presented on editorial: V.M. Bulgakov

Рецензент: В.Г. Знайдюк / Reviewer: V.G. Znajdjuk

Подано до редакції / Received: 04.10.2016