

Литература

1. Рыбак Т.І., Бабій А.В. Теоретичні основи математичного моделювання дії бандажів на циліндричний резервуар обприскувача // Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ: НАУ, 2005. – Вип.80 (№2). – С. 149 – 154.
2. Рыбак Т.І., Бабій А.В., Олексюк В.П. Особливості контактної взаємодії опор з обичайною баків сільськогосподарських обприскувачів // Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. – Вісник ХНТУСГ – 2005. – Випуск 40. – С. 217 – 224.
3. Рыбак Т.И. Методы оценки несущей способности и долговечности машин для химической защиты в растениеводстве. – К.: Наукова думка, 1985. – 232 с.
4. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М: Физматгиз, 1963. – 635 с.

УДК 631.356.2:62-21

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВЫКАПЫВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ КОРНЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Пидгурский Н.И., д.т.н., проф., Сташків Н.Я., к.т.н., доц.

(Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя)

Введение

Одним из основных критериев интенсификации сельскохозяйственного производства является развитие механизации всех производственных процессов при внедрении высокоэффективных ресурсосберегающих технологий, обеспечивающих, в том числе, уменьшение металлоемкости агрегатов и конструкций машин.

Поиск совершенных и эффективных инженерных методов расчета прочности и оценки надежности основных несущих узлов сельскохозяйственных машин является одной из важнейших задач конструирования, решение которой достигается при надлежащем решении следующих проблем:

- определение реальной динамики нагруженности объекта при проведении экспериментальных исследований в эксплуатационных условиях;
- определение напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций;
- разработка критериев оценки их прочности и долговечности [1].

Функциональные возможности и надежность работы таких конструкций непосредственно зависят от эффективных методов расчета их напряженно – деформированного состояния (НДС) и прочности.

Для расчета НДС конструктивных структур разработано значительное количество разных по сложности и точности получения результатов методов, учитывающих специфические особенности конструкций [2].

Наиболее универсальным является метод конечных элементов (МКЭ). Этот метод реализован в многочисленных программах (ANSYS, SolidWorks, Лира и др.), позволяющих выполнять исследования НДС довольно сложных объектов при различных видах нагружения, например, несущих конструкций мобильных машин. Однако, как отмечается в [3], исследование НДС несущей конструкции кормоуборочной машины УЭС-250 «Полесье» показало, что напряжения в сечениях наиболее нагруженных элементов, полученные МКЭ, в 1.07...1.53 раза выше экспериментальных данных. Расчеты рамы выполнены для случая статического нагружения с учетом экспериментально полученных коэффициентов динамичности $K_d=2...2,5$. Аналогичные сравнительные данные приведены в [4]. Отмечается, что напряжения в раме грузового автомобиля, полученные МКЭ и экспериментальным

**Секция 2: Современные
сельскохозяйственные машины**

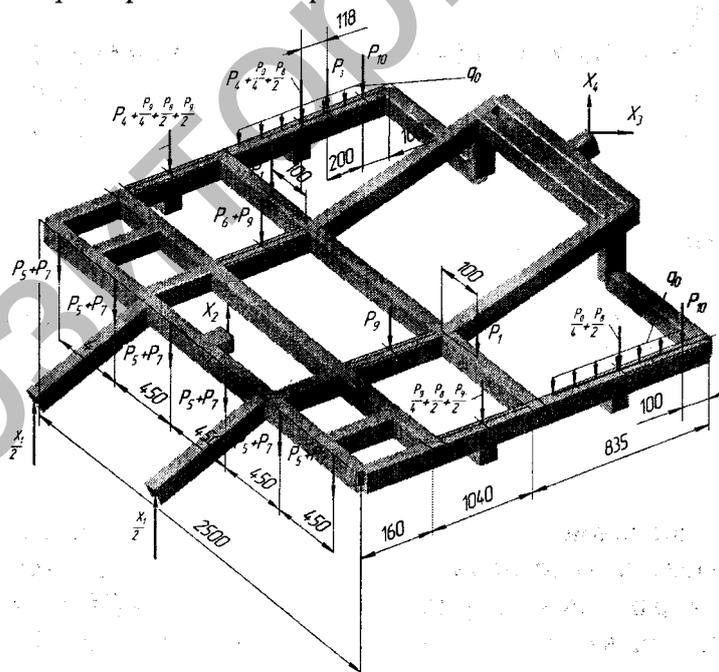
(тензометрическим) методом существенно отличаются (на 30-40 %). Очевидно, что достоверность результатов можно обеспечить только при корректном моделировании геометрии и физических свойств конструкции. При этом, результаты, полученные МКЭ, должны сопоставляться с данными экспериментальных или аналитических исследований.

Таким образом, целью исследований является построение корректных расчетных моделей и, на их основе, осуществление сравнительного анализа НДС конструкций методами КЭ, аналитическим и экспериментальным на примере несущей конструкции дискового шестирядного выкапывателя корнеплодов свеклоуборочных машин, а также разработка рекомендаций по уменьшению металлоемкости конструктивных структур.

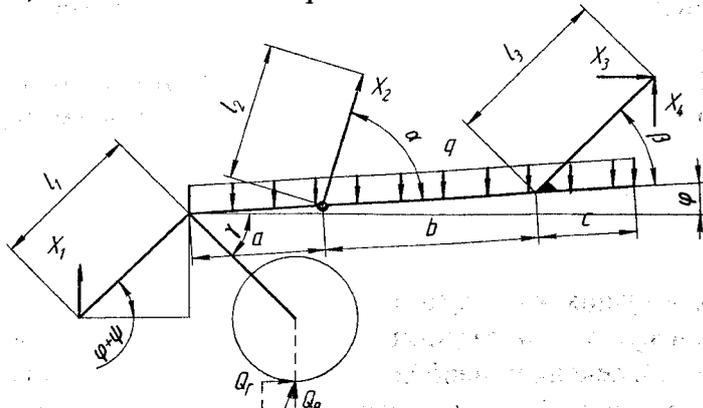
Результаты исследований

Дисковый выкапыватель (копач) (рис. 1) состоит из основной рамы с жесткостью, существенно превышающую жесткость других его частей. На раму копача действуют усилия от собственного веса, веса функциональных агрегатов, тяговое сопротивление грунта Q , действующие на выкапывающие рабочие органы, направленное под углом θ , изменяющимся в пределах $0-40^\circ$.

Пространственная расчетная схема копача



Основная расчетная схема



Приведенная расчетная схема

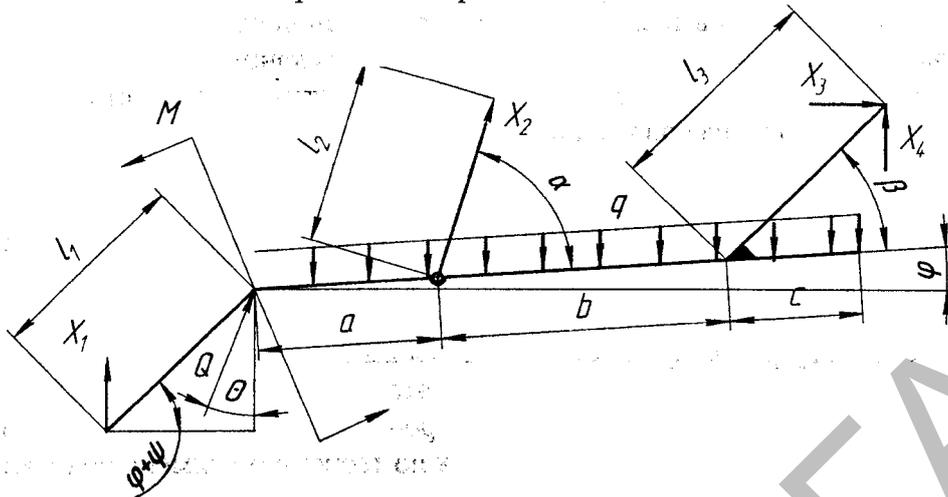


Рисунок 1 – Расчетные схемы дискового копача

В зависимости от типа грунта, значения тягового сопротивления дисковых копачей Q могут различаться в 3...3.4 раза, а предельные величины меняются от 4.1 кН (для черноземов южных малогумусных) до 13.9 кН (для глинисто-песчаных грунтов Балтики).

Данные усилия учитываются при оценке НДС рамы при выкапывании корнеплодов (рабочий режим). Рассматривается также режим поворота корнеуборочной машины в следующий гон с дополнительной технологической массой 10-15 кН, накапливающейся на копаче (транспортный режим эксплуатации) [5-8].

$$\begin{aligned}
 U = U_M &= \sum \int \frac{1}{2EI} M^2 dx = \\
 &= \int_0^a \frac{(X_1 \cos(\psi + \varphi)x)^2}{2(2EI)} dx + \\
 &+ \int_0^a \frac{\left(X_1(L_1 \cos(\psi + \varphi) + x \cos \varphi) - M + Q \cos \theta \cdot x \cdot \cos \varphi - \right. \\
 &\quad \left. - Q \sin \theta \cdot x \cdot \sin \varphi - q \cdot x \cdot \cos \varphi \frac{x \cdot \cos \varphi}{2} \right)^2}{6(2EI)} dx + \\
 &+ \int_0^b \frac{\left(X_1(L_1 \cos(\psi + \varphi) + (a+x) \cos \varphi) - M + \right. \\
 &\quad + Q \cos \theta \cdot (a+x) \cdot \cos \varphi - Q \sin \theta \cdot (a+x) \cdot \sin \varphi + \\
 &\quad + X_2 \sin(\alpha + \varphi) \cdot x \cdot \cos \varphi - X_2 \cos(\alpha + \varphi) \cdot x \cdot \sin \varphi - \\
 &\quad \left. - q \cdot \left(a \cdot \cos \varphi \cdot \left(\frac{X_2}{2} + x \right) \cdot \cos \varphi + x \cdot \cos \varphi \frac{x \cdot \cos \varphi}{2} \right) \right)^2}{4(2EI)} dx + \\
 &+ \int_0^{L_3} \frac{\left(X_1(L_1 \cos(\psi + \varphi) + (a+b) \cos \varphi + x \cos(\beta + \varphi)) - M + \right. \\
 &\quad + Q \cos \theta \cdot ((a+b) \cos \varphi + x \cos(\beta + \varphi)) - Q \sin \theta \cdot ((a+b) \sin \varphi + x \sin(\beta + \varphi)) + \\
 &\quad + X_2 \sin(\alpha + \varphi) \cdot (b \cdot \cos \varphi + x \cdot \cos(\beta + \varphi)) - X_2 \cos(\alpha + \varphi) \cdot (b \cdot \sin \varphi + x \cdot \sin(\beta + \varphi)) - \\
 &\quad \left. - q(a+b) \cos \varphi \cdot \left(\frac{a+b}{2} \cdot \cos \varphi + x \cdot \cos(\beta + \varphi) \right) + \right. \\
 &\quad \left. + q \cdot c \cdot \cos \varphi \cdot \frac{c}{2} \cos \varphi - q \cdot c \cdot \cos \varphi \cdot x \cdot \cos(\beta + \varphi) \right)^2}{2(2EI)} dx
 \end{aligned} \tag{1}$$

Трансформируем пространственную расчетную схему (рис. 1) в плоскую, заменив при

этом сосредоточенные силы равномерно распределенной погонной нагрузкой q .

На рис. 1 – X_1 – реакция в точке опирания кронштейнов копача на передний мост, X_2 – реакция в точке соединения гидроцилиндра подъема/опускания копача к несущей системе корнеуборочной машины, X_3 , X_4 – горизонтальная и вертикальная составляющие реакции крепления заднего кронштейна копача к несущей системе машины.

Для раскрытия статической неопределенности системы используем метод, основанный на принципе минимума потенциальной энергии деформации системы [9].

Потенциальная энергия изгибающей деформации элементов копача определяется зависимостью:

При решении статически неопределенных систем, «лишние» неизвестные отбрасывают, а их влияние на систему рассматривают как независимые внешние нагрузки. Для указанных закреплений перемещения по направлениям этих усилий отсутствуют, поэтому, в соответствии с теоремой Кастильяно, частные производные от выражения потенциальной энергии по этим усилиям равны перемещениям, и по теореме о наименьшей работе (теорема Менабреа) получаем: $\partial U_M / \partial X_i = 0$.

При определении производных в зависимости (1) необходимо одну из реакций (X_1) обязательно выразить через X_2 , X_3 и X_4 и внешние силовые факторы, используя одно из уравнений статики [10].

Неизвестные X_1 , X_2 , X_3 и X_4 в этой задаче получены при помощи программы символьных вычислений «Mathematica 5.0» и сравнены с результатами, вычисленными МКЭ (прикладная программа «Лира-9.6»). Расхождение расчетов не превышает 6,5%.

Результаты расчета проверены экспериментально. С этой целью измерено давление в гидросистеме (усилие на штоке гидроцилиндра) при помощи тензометрических датчиков давления ТДД-100 в режиме аварийного выглубления дисковых выкапывающих органов из грунта. Предохранительный клапан срабатывал при давлении 40 атм, соответствующему усилию на штоке гидроцилиндра ≈ 30 кН и тяговому сопротивлению $Q=36$ кН (при $\theta=0^\circ$).

При тех же условиях расчетное значение реакции на штоке гидроцилиндра составляет $X_2 = -28,15$ кН. Расхождения экспериментального и расчетных методов составляет 6,2 %, что указывает на хорошую сходимость результатов и правильный выбор расчетных схем.

В результате анализа НДС многократно статически неопределенной пространственной рамы выкапывающего устройства корнеуборочной машины оптимизированы поперечные сечения наиболее и наименее нагруженных элементов для обеспечения равнопрочности элементов конструкции. Достигнуто уменьшение металлоемкости конструкции на 11 %.

Заключение

Предложенные расчетные модели рамы выкапывающего устройства и комплексное применение методов минимума потенциальной энергии деформации, метода конечных элементов и экспериментальных исследований подтверждают, что при корректном моделировании геометрии и эксплуатационного нагружения конструкции повышается достоверность инженерных расчетов. Такой подход позволил уменьшить металлоемкость рамы выкапывающего устройства на 11%.

Данную методику можно применить для расчета НДС различных типов выкапывающих устройств с учетом особенностей их эксплуатации.

Литература

1. Т. Рибак, М. Підгурський, М. Сташків. Проблеми пошукового конструювання сільськогосподарських машин // Техніка АПК, 2007.- №11-12. – С. 6-9.
2. Балан С.О. Проектування конструкцій зварних рам. – Одеса: Астропринт, 2001. 111 с.
3. Вырский А.Н. Исследование нагруженности рамных конструкций // Тракторы и сельхозмашины, 1990. - № 11. – С. 26 – 27.

4. Черников С.А., Садчиков К.В. О достоверности расчетных оценок напряженно – деформированного состояния рамы грузового автомобиля / Проблемы машиностроения и надежность машин, 1998. – № 3. – С. 117-121.
5. Погорелый Л. В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232с.
6. Гевко Р.Б. Викопувальню-очисні пристрої бурякозбиральних машин. - Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 202 с.
7. Підгурський М.І., Сташків М.Я., Хомик Н.І. Про опір дискових копачів бурякозбиральних комбайнів // Зб. наук. ст. “Сільськогосподарські машини.” – Луцьк: ЛДТУ, 2007.-Вип.15.-С. 218-221.
8. Булгаков В.М., Черновол М.И., Свирень Н.А. Теория свеклоуборочных машин: Кировоград: КОД, 2009. – 256 с.
9. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука, 1988. – 712 с.
10. Беляев В.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1956. – 856 с.

УДК 631.554

ИНФОРМАЦИОННАЯ КОМПЬЮТЕРНАЯ СИСТЕМА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Ерохин Г.Н., к.т.н., с.н.с. (ГНУ ВНИИТиН Россельхозакадемии, г. Тамбов)

Введение

В существующих производственных условиях, когда происходит бурное развитие рынка комбайнов и услуг, варианты комбайнового обеспечения уборки зерновых культур у аграрного товаропроизводителя могут быть разнообразными [1]. Однако в большинстве случаев они сводятся к следующим вариантам:

базовый – используются все имеющиеся в собственности аграрного товаропроизводителя зерноуборочные комбайны;

убывающий – из имеющегося в собственности аграрного товаропроизводителя комбайнового парка исключаются зерноуборочные комбайны, отработавшие нормативный срок службы;

расширенный – в дополнение к имеющемуся парку приобретаются новые зерноуборочные комбайны;

договорной – в дополнение к имеющемуся парку привлекаются на договорной основе для выполнения определенного объема работ комбайны сторонних предприятий;

комбинированный – характеризуется сочетанием условий вышеперечисленных вариантов.

Основная часть

Для анализа и оценки эффективности вышеперечисленных вариантов комбайнового обеспечения уборки зерновых культур разработана информационная компьютерная система (ИКС) «ЗЕРНОУБОРОЧНЫЕ КОМБАЙНЫ». Эта система функционирует в пакете Microsoft Office. Модули компьютерных программ реализованы на языке VBA (Visual Basic for Applications). Она позволяет выводить технические характеристики зерноуборочных комбайнов основных компаний-производителей: «Ростсельмаш», «Гомсельмаш», «АгромашХолдинг», «CLAAS», «John Deer», «New Holland», «Case», «Massey Ferguson», «Laverda», «Terrion».

Однако основное предназначение системы: моделирования параметров уборки зерновых культур при разнообразных вариантах комбайнового обеспечения. Эта процедура базируется на технико-экономической модели [2], согласно которой эффективность любого варианта обеспечения уборки зерновых культур достоверно оценивается критерием потерь