

Литература

1. Рибак Т. І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – ВАТ. "ТВПК "ЗБРУЧ", 2003. – 332 с.
2. РТМ 23.2.75.- 82. Руководящий технический материал. Рамы сварные сельскохозяйственных машин. Конструкторско-технологическое проектирование. – М.: ВИСХОМ, 1982. – 111 с.
3. Дарчук А.И. и др.. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – К.: Наукова думка, 1992. – 184 с.

УДК 631.345.43

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ БАКОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Бабий А.В., к.т.н. доц., Попович П.В., к.т.н. доц.

(Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя)

Современное сельское хозяйство располагает большим количеством различных машин. Это связано, в первую очередь, с развитием культуры производства сельскохозяйственной продукции. Среди такого множества машин важная роль отводится машинам для химической защиты, внесения жидких органических или минеральных удобрений. Их общим элементом конструкции есть наличие бака, который может иметь различную форму и крепится к раме одним из способов. Но проведенный анализ возможных вариантов таких креплений показал, что достаточно выгодным остается использование цилиндрического бака с опорами-ложементами при (или без) наличия бандажей [1], рис.1. Понятным есть тот факт, что элементы крепления, особенно опоры, способствуют появлению максимальных напряжений в обечайке бака. Задачей исследования как раз есть разработка методики, с помощью которой удалось бы учесть все действующие составные нагрузки и получить результат напряженно-деформированного состояния (НДС) оболочки бака в любой точке. Такие данные позволят еще на стадии проектирования правильно заложить в конструкцию бака необходимые параметры прочности, жесткости и т.п. для обеспечения заданного ресурса его работы.

Считаем, что наш объект работает в нормальных тепловых, световых и прочих условиях, то есть оказывает основное влияние на его внутреннее состояние только механическая нагрузка. Точность конечного результата зависит, главным образом, от правильности формулировки исходной нагрузки, которая должна служить решающим выражением в избранной теории расчета.

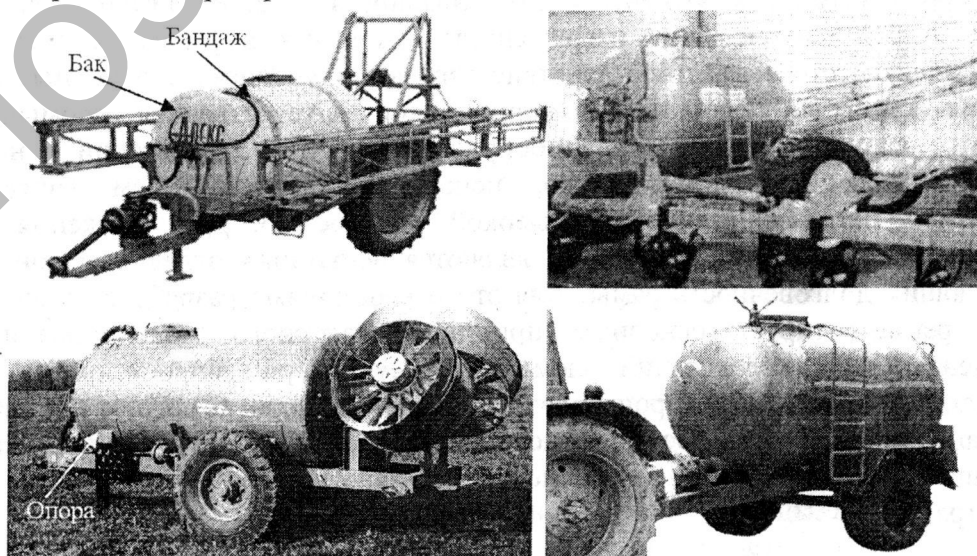


Рисунок 1 – Обзор машин с цилиндрическими баками на опорах-ложементах

Изложенные выше машины работают в достаточно сложных рельефных условиях из-за чего возникают значительные динамические нагрузки на основные узлы. Кроме того, данные машины есть интересными для нашего исследования тем, что их резервуары находятся в сложном напряженно-деформированном состоянии, поскольку, как показывает практика, достаточно часто испытывают разрушения, преимущественно, в местах присоединения к раме машины [2, 3]. Зона опор для обечайки бака является характерной вследствие значительной концентрации напряжений, найти которые представляет значительный практический интерес.

Суть постановки и решения задачи заключается в увязке описания действующей нагрузки с выражениями для определения НДС бака.

Первым шагом решения поставленного задания является выбор теории, по которой будет определяться напряженно-деформированное состояние бака. С этой целью был рассмотрен бак как трансверсально-изотропная замкнутая цилиндрическая оболочка, которая нагружена нормальными (к срединной поверхности) усилиями, что симметричные относительно вертикальной осевой плоскости цилиндра радиусом R_0 . Здесь α_1 – линейная координата, $\alpha_2 = R_0\varphi$, где φ – угловая координата. НДС оболочки описано уравнениями теории пологих оболочек типа Тимошенко, в пределах которой учитываются осевые деформации, деформации сдвига в срединной поверхности, поперечные деформации сдвига, деформации изгиба и кручения.

Для того, что бы определить распределения перемещений и напряжений по толщине оболочки, запишем их следующими зависимостями [4]:

$$U_i = u_i(\alpha_1, \alpha_2) + \gamma_i(\alpha_1, \alpha_2)\alpha_3, \quad U_3 = w(\alpha_1, \alpha_2),$$

$$\sigma_{ij} = \frac{N_{ij}}{2h} + \frac{3M_{ij}}{2h^3}\alpha_3; \quad \sigma_{i3} = \frac{3Q_i}{4h}\left(1 - \frac{\alpha_3^2}{h^2}\right), \quad (1)$$

где $ij = 1, 2, 3, \dots$, $-h \leq \alpha_3 \leq h$; $2h$ – толщина оболочки; u_1, u_2, w – перемещение точек срединной поверхности; γ_1, γ_2 – углы поворота нормали к срединной поверхности; N_{ij}, M_{ij}, Q_i – внутренние силы и моменты.

Решая системы основных уравнений данной теории, и возведя их к системе ключевых уравнений относительно четырех функций, получена система, после формализации решений которой, подставив выражения неизвестных функций и нагрузки в виде рядов, получена система алгебраических уравнений для определения коэффициентов этих рядов

$$\begin{cases} \Delta_{km}^2 \varphi_{km} + B(1-\nu^2)k_2(\lambda_{1k})^2 w_{km} = 0, \\ \left(\Delta_{km} + \frac{\Lambda}{D}\right)\psi_{1km} - \frac{\Lambda}{D}\Delta_{km} w_{km} = 0, \\ \frac{k_2}{\Lambda}(\lambda_{1k})^2 \varphi_{km} - \Delta_{km} w_{km} + \psi_{1km} = -\frac{1}{\Lambda} p_{km}, \\ \left[\Delta_{km} + \frac{2\Lambda}{D(1-\nu)}\right]\psi_{2km} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где $B = \frac{2hE}{1-\nu^2}$, $D = \frac{h^2 B}{3}$, $\Lambda = \frac{5hG'}{3}$; $k_2 = \frac{1}{R_0}$ – главная кривизна; ν, E, G' – постоянные

упругости; функция $\varphi = \varphi(\alpha_1, \alpha_2)$ такая, что $N_{11} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha_2^2}$, $N_{22} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha_1^2}$, $N_{12} = N_{21} = -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha_1 \partial \alpha_2}$,

$$\psi_1 = \frac{\partial \gamma_1}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial \gamma_2}{\partial \alpha_2}, \psi_2 = \frac{\partial \gamma_2}{\partial \alpha_1} - \frac{\partial \gamma_1}{\partial \alpha_2}, \Delta = \frac{\partial^2}{\partial \alpha_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial \alpha_2^2}.$$

Из решения системы (2) получены выражения для коэффициентов разложения ключевых функций:

$$w_{km} = \frac{1}{\Lambda} \frac{p_{km}}{\Omega_{km}}, \psi_{1km} = \frac{1}{D} \frac{\Delta_{km} p_{km}}{\left(\Delta_{km} + \frac{\Lambda}{D}\right) \Omega_{km}}, \psi_{2km} = 0, \varphi_{km} = \frac{-B(1-\nu^2)k_2}{\Lambda} \frac{(\lambda_{1k})^2 p_{km}}{(\Delta_{km})^2 \Omega_{km}}, \quad (3)$$

$$\text{где } \Delta_{km} = \left(\frac{k\pi}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{m\pi}{l_2}\right)^2; \lambda_{1k} = \frac{k\pi}{l_1}, \quad l_1 - \text{длина резервуара}; \quad l_2 = R_0\pi.$$

Прогиб оболочки, как ключевое выражение, записан в виде зависимости

$$w = \frac{1}{\Lambda} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{p_{km}}{\Omega_{km}} \sin(\lambda_{1k} \alpha_1) \cos(\lambda_{2m} \alpha_2). \quad (4)$$

Здесь, исходя из анализа ключевого выражения (4), разрешающим является коэффициент p_{km} разложения, который характеризует внешнюю нагрузку, функцию которой в полной мере можно записать в виде ряда Фурье в таком виде

$$p(\alpha_1, \alpha_2) = \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} p_{km} \sin\left(\frac{k\pi}{l_1} \alpha_1\right) \cos m\varphi, \quad (5)$$

или в более развернутом виде при моделировании внешней нагрузки тремя составляющими

$$p(\alpha_1, \alpha_2) = \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} (p_{1km} + q_{1km} + q_{2km}) \sin\left(\frac{k\pi}{l_1} \alpha_1\right) \cos m\varphi, \quad (6)$$

где $p_{1km}, q_{1km}, q_{2km}$ – коэффициенты разложения контактного давления соответственно от действия бандажей, рабочей жидкости с дополнительным давлением и действия опор.

Действительно, например бак опрыскивателя (рис. 1, верхний левый) воспринимает нагрузку от действия бандажей, рабочей жидкости с рабочим давлением (если такое возникает) и действия опор. Бесспорно, каждую из этих составляющих необходимо рассматривать и исследовать отдельно и моделировать их действие в каждом конкретном условиях.

Описание и определение нагрузки на бак, которая создается бандажами рассмотрена в работе [1], где получен ряд моделей, которые описывают это контактное взаимодействие.

На работу жидкости, действующей на стенки бака нужно обратить особенное внимание, ведь от ее характера зависит именно степень перераспределения влияния других составляющих. Этой проблеме посвящены много работ, например [2-3], где авторами наводятся разные модели, исходя от конкретной конструкции машины (ее резервуара) и условий эксплуатации.

Основные модели опор-ложементов рассмотрены в работе [2], где получены математические модели, которые описывают их взаимодействие с обечайкой бака.

Следовательно, подводя итог изложенного материала, была структурно приведена методика и основные зависимости для определения НДС бака сельскохозяйственной машины: от выбора теории, по которой реализовывается определение основных внутренних силовых факторов оболочки бака через ключевое выражение изгиба, к определению разрешающего коэффициента разложения в ряды Фурье действующей нагрузки в виде трех составляющих. То есть, по-другому, имея математические модели описания НДС бака и создав модель внешней нагрузки, достигаем поставленной цели.

Литература

1. Рибак 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. Рибак 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