

ле. Сама же центробежная сила изменяется по прямолинейному закону. При переходе физического тела с конической поверхности на цилиндрическую можно влиять на изменение энергии в большую или меньшую сторону в зависимости от поставленной задачи. Решение такой задачи будет рассмотрено.

УДК. 629.463.3

А. В. Пуцяго

## **КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОТЛА ЖЕЛЕЗНО- ДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS**

*Белорусский государственный университет транспорта*

*Гомель, Беларусь*

Статистические данные, собранные на различных участках сети отечественных железных дорог [1, 2], показывают, что значительное число отказов цистерн вызвано аварийным состоянием котлов. В процессе эксплуатации вследствие воздействий окружающей среды происходит коррозионный износ материала, а переменные динамические нагрузки вызывают появление усталостных трещин. Для принятия решения о дальнейшем использовании котла цистерны необходимо иметь информацию о его напряженно-деформированном состоянии. С этой целью было выполнено исследование, основанное на использовании метода конечных элементов.

Котел железнодорожной цистерны представляет собой оболочечную конструкцию, установленную с помощью элементов крепления на раме вагона. Особенности рассматриваемой конструкции заключаются в наличии элементов с различными радиусами кривизны, а также в присутствии люка, предназначенного для загрузки перевозимого продукта. Котел цистерны крепится к раме с помощью фасонных лап и дополнительно опирается на деревянные бруски.

С целью учета описанных особенностей конструкции котла его объем был разделен на 80 составных частей со сходными геометрическими параметрами. Среди них, в свою очередь, можно выделить 5 групп, в пределах которых параметры конечных элементов идентичны (рис. 1).

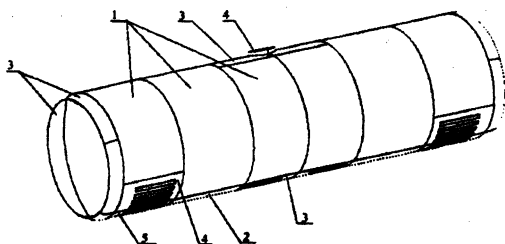


Рис. 1 Схема разбиения котла цистерны на группы элементов

Для конечноэлементного моделирования оболочки котла использован конечный элемент *solid46*, который предполагает небольшую толщину элемента по сравнению с другими его линейными размерами. Принято, что толщина слоя не должна превышать 0,02 м. С учетом особенностей формы элементов каждой из названных групп, остальные размеры, а также форма конечного элемента приняты такими. Для группы 1 применены прямоугольные в плане элементы, длины которых не превышают 0,15 м, в группе 2 использован треугольный элемент с тем же размером сетки. Элементы групп 3, 4, 5 также имеют треугольную в плане форму и размеры сетки 0,1; 0,05 и 0,04 м, соответственно.

С целью уточненного описания деформирования опорных деревянных брусков они также моделировались элементом *solid46* с характерным размером сетки 0,04 м. В результате автоматического разбиения получена модель, состоящая из 30519 конечных элементов. Свойства материала оболочки приняты следующими: модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,26$ , плотность  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>.

Для деревянных опорных брусков использованы следующие физические параметры: модуль упругости  $E = 10^9$  Па, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,01$ , плотность  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

После разбиения котла на конечные элементы выполнено наложение связей, моделирующих крепление котла к раме. В местах приварки фасонных лап к котлу запрещены любые перемещения. На консольных опорах (деревянные бруски) в модель введена информация об отсутствии вертикальных перемещений.

При переходных режимах движения поезда, силы, действующие со стороны жидкости на котел, могут изменять свои значения и направления, вследствие этого расчетная схема в общем случае будет несимметричной.

Исходно схема приложения внутренних сил выбрана в соответствии с нормами [3, 4]. Внутреннее давление на стенки котла представлено в виде суммы двух слагаемых

$$p = p_1 + p_2,$$

где  $p_1$  – давление насыщенных паров жидкости, для нефтеналивных цистерн принимается  $p_1 = 0,15$  МПа [4];  $p_2$  – давление от гидравлического удара. Оно считается изменяющимся по линейному закону в функции координаты  $x$  (рис. 2).

Давление на днище 2 от гидравлического удара определяется по формуле

$$p_2 = T_I \frac{m_{ж}}{m_{бр}} \frac{1}{\pi R_B^2},$$

где  $T_I$  – нормативная продольная сила, приложенная к оси автосцепки,  $T_I = 250$  МПа;  $m_{ж}$  – масса жидкости,  $m_{ж} = 60$  т;  $m_{бр}$  – масса брутто вагона, для моделей 15-Ц864 и 15-897  $m_{бр} = 83$  т;  $R_B$  – внутренний радиус котла, для модели 15-Ц864 и 15-897  $R_B = 1,4$  м.

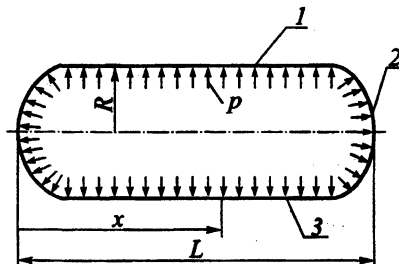


Рис. 2 Схема приложения внутренних сил к котлу цистерны

При этом суммарное давление на днище оказывается равным  $p = 0,44$  МПа.

Давление от гидроудара на точки броневых листов 3, имеющие координату  $x$  определяется по формуле

$$p_{2x} = p_2 \frac{L-x}{L},$$

где  $L$  – длина котла, для моделей 15-Ц864 и 15-897  $L = 10,3$  м.

Суммарное давление на внутреннюю поверхность цилиндрической обечайки котла 1

$$p_{ц} = p_1 + p_2 \frac{L-x}{L}.$$

Результирующее давление на поверхность броневых листов

$$p_6 = p_1 + p_B + p_2 \frac{L-x}{L},$$

где  $p_B$  – эквивалентное давление, создаваемое массой котла и перевозимого груза

$$p_B = \frac{(m_K + m_{ж})g}{S_6},$$

$S_6$  – площадь броневых листов, для моделей 15–Ц864 и 15–897  $S_6 = 11,5 \text{ м}^2$ ;  $m_K$  – масса котла, для моделей 15–Ц864 и 15–89  $m_K = 7500 \text{ кг}$ .

Таким образом, распределение давления по броневому листу

$$p_6 = 497580 - 28155x \text{ Па.}$$

Давление на цилиндрическую часть котла

$$p_{Ц} = 440000 - 28155x \text{ Па.}$$

Выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния котла железнодорожной цистерны под действием описанных нагрузок. Они показали (рис. 3), что максимальные напряжения (до 190 МПа) имеют место в зоне крепления котла к раме в местах приварки фасонных лап к котлу. Они велики также (до 130 МПа) напряжения в местах соединения днища с цилиндрической обечайкой. Именно в этих местах можно ожидать повреждения котла.

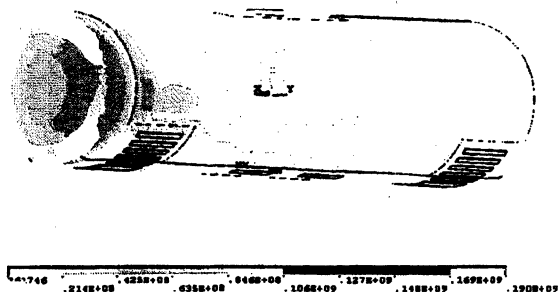


Рис. 3. Схема распределения напряжений в оболочке котла

Статистические данные как раз и констатируют частые случаи повреждения болтов крепления котла к раме и вмятины на консольных опорах котла на раму.

Таким образом, предложенная схема позволяет с достаточной степенью точности моделировать напряженно-деформированное состояние котла железнодорожной цистерны.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Овечников М. Н. Статистическая информация о повреждениях железнодорожных наливных цистерн – обработка помощью СУБД MS ACCESS / МИИТ. – М., 1998. – 24 с./ Деп. В ЦНИИТЭИ МПС, 03.03.98. № 6153 жд.-98.
2. Устич П. А., Карпышев В. А., Овечников М. Н. Надежность рельсового нетягового подвижного состава. – М.; ИГ “Вариант”, 1999. – 416 с.
3. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). –

М., ВНИИВ – ВНИИЖТ, 1983. – 259 с.: 4. Пастухов И. Ф., Пигунов В. В. Основы проектирования цистерн. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине “Вагоны и контейнеры”. – Гомель: БелИИЖТ, 1987. – 32 с.

УДК 629.1.02-52.001.5

И.С.Сазонов

## ЧАСТОТНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

*Могилевский государственный технический университет  
Могилев, Беларусь*

В настоящее время наиболее перспективный путь повышения эксплуатационных свойств полноприводных колесных машин – это создание эффективных систем автоматического управления их приводами. Поэтому теоретические и экспериментальные исследования, направленные на разработку новой методологии и инструментария проектирования совершенных систем автоматического управления движением являются весьма актуальными. При этом первоочередной задачей создания систем управления нового поколения является поиск источников первичной информации, которые достоверно характеризуют напряженно-деформированное состояние в контактах колес с опорной поверхностью и энергетическое состояние привода ходовой системы.

В качестве источника первичной информации нами приняты силовые факторы, реализуемые колесами машины с опорной поверхностью и действующие в приводе ходовой системы. Для комплексной оценки энергетического состояния привода ходовой системы полноприводной колесной машины принят градиент потенциальной энергии и частотные характеристики динамической системы привода

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} < \left[ \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} \right] \quad \text{и} \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} \geq 0$$
$$F_{ki}(\omega) < [F_{ki}(\omega)]$$

где  $\Pi = f(c_i, q_i)$  – потенциальная энергия;  $c_i$  – коэффициенты жесткости элементов привода;  $q_i$  – обобщенные координаты;  $\varphi_i$  – угловая координата элемента привода;  $F_{ki}$  – касательная сила на ведущем колесе.