

М.В. ПАВЛЮЧЕНКОВ, асп, УкрДАЗТ, г. Харьков
Г.Г. КУЛИК, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

УЧЕТ НАЧАЛЬНЫХ НЕСОВЕРШЕНСТВ КОТЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЦИСТЕРН ПРИ ОЦЕНКЕ ИХ НАПРЯЖЕННО – ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

Побудовані кінцево – елементні моделі котлів цистерн, які враховують початкову недосконалість. Перевірена їх адекватність шляхом порівняння результатів з розрахунковими і експериментальними значеннями напружень. При оцінюванні НДС котла цистерни необхідно враховувати початкову недосконалість в місцях концентрації напружень – опорна зона, зона люка – лазу і зливного приладу.

Built certainly are element models of caldrons of cisterns which take into account initial imperfections. Their adequacy is tested by comparing of results to the calculation and experimental values of tensions. At the estimation of TDS of caldrion of cistern it is necessary to take into account initial imperfections in the places of concentration of tensions is a supporting area, area of hatch – manhole and weathering device.

Основным несущим элементом железнодорожной цистерны является ее кузов – котел. Конструктивно он представляет тонкостенный замкнутый резервуар, который состоит из оболочек положительной и нулевой гауссовой кривизны. К котлу цистерны предъявляются основные требования по прочности, надежности, устойчивости.

Постановка проблемы и актуальность Несмотря на постоянное совершенствование технологии изготовления котлов цистерн, существует ряд геометрических несовершенств формы, которые оказывают существенное влияние на напряженно-деформированное состояние (НДС) котла. К этим несовершенствам относятся: увод (угловатость) сварных швов, смещение кромок швов и овальность. В результате воздействия перечисленных факторов профиль обечайки котла цистерны становится некруговым, что в свою очередь, отражается на НДС конструкции.

Опыт проектирования котлов цистерн и аналогичных резервуаров показал, что учет начальных несовершенств поможет снизить случаи нарушения целостности конструкции и число техногенных катастроф. В связи с этим качественное и количественное исследования начальных геометрических несовершенств котлов цистерн и влияния таких несовершенств на НДС конструкции является актуальной задачей.

Изложение основного материала Разработка и внедрение в практику численных методов расчета, в частности, метода конечных элементов, позволили производить расчеты сложных конструкций и профилей. Применительно к вагонным конструкциям метод конечных элементов прочно вошел в практику численных экспериментов. Для достоверности полученных результатов многократно проверенные численные эксперименты целесообразно

обобщать в аналитических методах расчета, связывающих характеристики НДС с параметрами сосуда и дефекта. Либо, полученные на основе МКЭ результаты, верифицировать с известными решениями для аналогичных задач.

На цистерны и сосуды для транспортирования или хранения сжатых, сжиженных газов, жидкостей и сыпучих тел, в которых давление выше 0,07 МПа создается периодически, распространяются «Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» (НПАОП 0.00-1.07-94). «Правила...» регламентируют форму и допускаемые размеры отклонений поперечного сечения обечайки при изготовлении:

— относительная овальность оболочки в любом поперечном сечении не должна превышать 1 %;

— увод (угловатость) f кромок (рис. 1) в сварных швах не должен превышать $f = 0,1h + 3$ мм, где h — толщина стенки обечайки.



Рис. 1 – Начальные отклонения поперечного сечения обечайки после изготовления

В результате проведенных исследований [1, 2] было установлено, что основным несовершенством поперечного сечения обечайки котла после изготовления является увод кромок в замыкающем сварном шве. Величина радиального отклонения f находится в пределах от 0 до 3 мм, а зона недовальцовки — от 66 мм до 113 мм. В результате этого профиль котла становится некруговым с нерегулярной неровностью, распространенной вдоль образующей.

Для определения внутренних усилий в оболочке, с описанным несовершенством, использовалась конечно – элементная модель котла цистерны [3], с внесением изменений. На модели было изменено поперечное сечение обечайки (рис. 1) в месте расположения сварного шва. В зоне увода кромок в несколько раз был уменьшен размер конечных элементов. В качестве нагрузки было принято внутреннее испытательное давление $p = 0.4$ МПа. Результаты от действия этого давления четко отражаются в виде полей эквивалентных напряжений, посчитанных по энергетической теории прочности (рис. 2).

Результаты, полученные на модели, сравнивались с решениями по различным методикам [4 – 7] и представлены в таблице 1.

Сравнив результаты видно, что максимальная относительная погрешность по сравнению с приведенными в таблице значениями составила не более 7% , это подтверждает адекватность модели. Сопоставив значения эквивалентных напряжений от действия внутреннего давления в такой же оболочке без дефекта видно, что в вершине увода шва они в 2,5 раза больше.

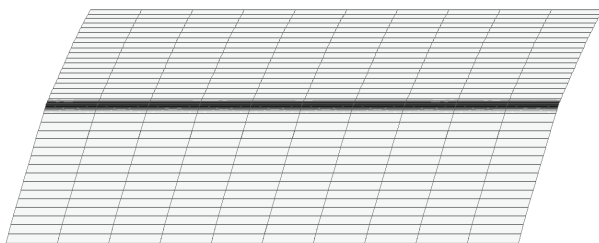
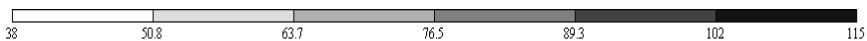
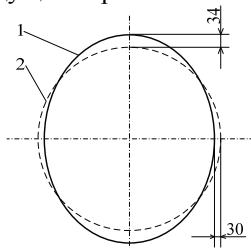


Рис. 2 – Фрагмент котла цистерны с распределением эквивалентных напряжений в зоне увода кромок

Таблица 1 Результаты эквивалентных напряжений в оболочке котла

| Метод определения | Эквивалентные напряжения, МПа | |
|---|-------------------------------|-------------------------|
| | В вершине увода шва | В точке соприкосновения |
| Метод сил | 107,57 | 39,79 |
| Точечная оценка | 110,57 | - |
| Решения в рядах Фурье: - МИИТ - П. Ф. Папкович | 104,66 | 39,85 |
| | 95,58 | 41,03 |
| Аналитическая методика Архипова А. В. | 108,08 | 41,72 |
| МКЭ – ПК «Лира» | 103,36 | 40,24 |

В ПК «Лира» были построены две конечно – элементная модели. Размеры первой составили: длина 1840 см, первоначальный радиус 150 см, толщина 1,3 см, амплитудные отклонения полуосей для поперечного сечения эллипса 3,4 и 3 см (рис. 3). Вторая – с длиной котла четырехосной цистерны. Нагрузка та же, что и в предыдущем варианте.



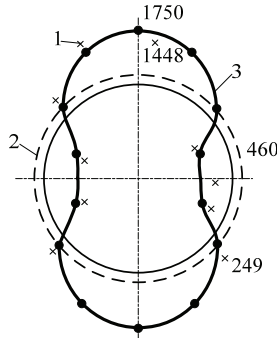
1 – первоначальное сечение; 2 – сечение с учетом несовершенства.

Рис. 3 – Поперечное сечение котла цистерны

В работе [8] предложены расчетные зависимости, которые учитывают возможные технологические отклонения поперечных сечений оболочек от кру-

говой формы. Для проверки правильности решения были проведены экспериментальные исследования. Размеры оболочки в этом случае такие же, как и габаритные размеры первой модели.

Полученные результаты окружных напряжений на первой модели сравнивались со значениями расчетных и экспериментальных напряжений (рис.4).



1 – экспериментальные напряжения; 2 – напряжения по безмоментной теории; 3 – расчетные напряжения

Рис. 4 – Эпюры расчетных и экспериментальных напряжений (кг/см^2) для оболочки с поперечным сечением эллипса

После того, когда были получены напряжения на первой модели (рис. 5), их сопоставили с вышеуказанными. Максимальные в верхней точке оболочки составили 184 МПа, что 5,2 % отличаются от расчетных напряжений. Аналогично были проверены внутренние усилия и во всех остальных характерных точках. Следует отметить, что погрешность сравнения результатов на модели с экспериментальными и расчетными напряжениями, для оболочки длиной не превысила 8 %.

Посчитанные напряжения на второй модели показали, что если существует такое несовершенство, т.е. отклонение от правильной формы на 2 %, вдоль всего котла, то возникающие напряжения в средней части в два раза превышают расчетные, посчитанные по безмоментной теории оболочек.

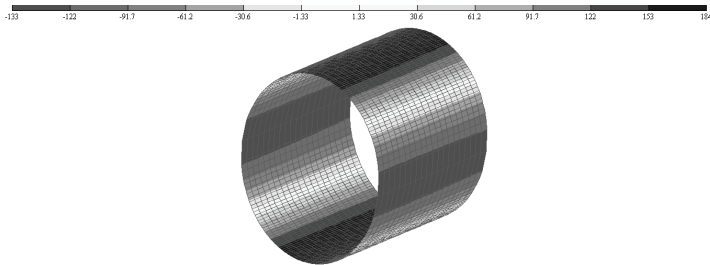


Рис. 5 – Изополя окружных напряжений (МПа) в средней части котла с поперечным сечением эллипса

Выводы

1. Показано, что влияние начальных неправильностей на НДС оболочки котла при нагружении внутренним давлением существенно. Поэтому при изготовлении и ремонте котлов следует избегать этих неровностей.

2. Построены конечно – элементные модели котлов цистерн, которые учитывают начальные несовершенства. Проверена их адекватность путем сравнения результатов с расчетными и экспериментальными значениями напряжений.

3. При оценке НДС котла цистерны необходимо учитывать начальные несовершенства в местах концентрации напряжений – опорная зона, зона люка – лаза и сливного прибора.

Список литературы: 1. *Архипов А. В., Смольянинов А. В.* Напряженно – деформированного состояния котла цистерны с учетом его геометрических несовершенств // Транспорт Урала. 2006. - №3. – с. 41 – 47. 2. *Архипов А. В.* Анализ напряженно – деформированного состояния котла цистерны, имеющего геометрические несовершенства. Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.22.07/ УрГУПС. – Екатеринбург. – 17 с. 3. *Павлюченков М.В.* Компьютерная модель вагона - цистерны // Рухомий склад залізниць та господарство: Зб. наук. пр./ Укр. держ. залізнич. трансп. - Харків, 2008. - Вип. 86. - с. 111-117. 4. *Архипов А. В., Смольянинов А. В.* Концентрация напряжений в зоне геометрических отклонений формы котла цистерны // Транспорт Урала. 2007. - №1. – с. 53 – 64. 5. *Ризванов Р. Г., Зайнуллин Р. С., Вахитов А. Г.* Оценка напряженного состояния цилиндрических корпусов аппаратов и труб с угловатостью в продольном шве // Заводская лаборатория. – 1997. - №5. – с. 39 – 41. 6. *Попкович П. Ф.* Труды по строительной механике корабля: в 2 – х т. – т. 2: изгиб криволинейных рам и перекрытий. – Л.: Судостроение, 1962. – 340 с. 7. Справочник по судостроению/ Под ред. А. А. Уманского – Л.: Судостроение, 1954. – 480 с. 8. *Котуранов В. Н.* О напряженном состоянии котла цистерны // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Транспорт. – 1966. – вып. 1. – с. 34 – 37.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621: 517

В.С. ГАПОНОВ, докт. техн. наук, проф.;

Ю.А. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ», г. Харьков

ФИЛЬТРУЮЩИЕ СВОЙСТВА РЕДУКТОРНО-ПЛАНЕТАРНОЙ МУФТЫ С УПРАВЛЯЕМЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ЖЕСТКОСТИ В РЕЖИМАХ БЛИЗКИХ К РЕЗОНАНСНЫМ

Рассматривается редукторно-планетарная муфта (РПМ) встроенная в механическую крутильную систему в качестве виброзащитного устройства, которое является механическим фильтром для составляющей заданной частоты установившегося в системе динамического процесса.

Розглядається редукторно-планетарна муфта (РПМ) убудована в механічну крутильну систему в якості віброзахисного пристрою, що є механічним фільтром для складової заданої частоти сталого в системі динамічного процесу

Вопросы динамики РПМ можно рассматривать с помощью аналитических методов: малого параметра, гармонической линеаризации, разделение