

Для более реальной оценки напряженно-деформированного состояния котла в консольных частях при помощи объемных восьмиузловых элементов были смоделированы деревянные опорные бруски. Общее число узлов модели составило 29525, а конечных элементов – 26934. Для моделирования металлоконструкции котла использовались трех- и четырехугольные пластинчатые конечные элементы.

Разработанная расчетная модель позволяет производить расчеты для любого вида и сочетания эксплуатационных нагрузок, предусмотренных для первого и третьего режимов нагружения в соответствии с требованиями «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» (М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.) и установить предельное состояние для элементов котла по критерию потери несущей способности, по условиям прочности и устойчивости. Также она позволяет выделять зоны котла, различающиеся скоростью протекания коррозионных процессов.

Применение данного подхода позволит получить обоснованные данные о предельно допустимых износах различных участков котла вагона-цистерны.

УДК 629.463.3

## АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОТЛОВ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН

В. В. ПИГУНОВ, А. В. ПИГУНОВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Ю. С. ГИЛЬ

Полоцкое вагонное депо Белорусской железной дороги

Устойчивая и безопасная работа железнодорожного транспорта во многом зависит от уровня технического состояния подвижного состава и, в частности, состояния вагонов-цистерн.

Как известно, к вагонам-цистернам предъявляются повышенные требования в отношении эксплуатационной, экологической и пожарной безопасности. В докладе приведены результаты обследования технического состояния котлов вагонов-цистерн для перевозки нефтепродуктов, которые поступали в ремонт в Полоцкое вагонное депо. Для цистерн, у которых превышен назначенный срок службы, выполнен анализ изменения толщины элементов котла цистерн в результате коррозионных повреждений. Ниже приведены результаты обследования состояния 41 цистерны постройки 1970 года.

Анализ показал следующее.

*Толщина нижнего листа* (номинальная толщина 11 мм):

– в концевых сечениях – варьируется от 9,3 до 11,8 мм, среднее значение – 10,67 мм;

– в среднем сечении – от 9,7 до 11,6 мм, среднее значение – 10,675 мм.

*Толщина боковых листов* (номинальная толщина 9 мм):

– в концевых сечениях нижней части – изменяется от 6,6 до 9,1 мм, среднее значение – 8,5 мм; в среднем сечении нижней части – от 7,0 до 9,3 мм, среднее значение – 8,6 мм;

– в концевых сечениях верхней части – от 6,9 до 9,6 мм, среднее значение – 8,5 мм.

*Толщина верхних листов* (номинальная толщина 9 мм):

– в концевых сечениях – от 6,9 до 9,0 мм, среднее значение – 7,9 мм;

– в среднем сечении – от 6,9 до 9,2 мм, среднее значение – 7,9 мм.

*Толщина листов днища* (номинальная толщина 11 мм):

– в нижней части – изменяется от 9,1 до 11,3 мм, среднее значение – 10,8 мм;

– в верхней части – от 8,9 до 11,3 мм, среднее значение – 10,8 мм.

Для нижнего, боковых и верхних листов цилиндрической части котла, а также листов днищ были установлены статистические законы распределения толщин для цистерн с просроченным сроком службы. Полученные законы распределения позволяют установить вероятность заданной степени повреждения котла за срок службы цистерны или указать для заданной вероятности степень повреждения котла цистерны. Они могут быть использованы также для моделирования технического состояния и остаточной несущей способности котлов цистерн с учетом коррозионных повреждений.

Приведенные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1 За срок службы у большей части вагонов-цистерн имеет место незначительное уменьшение толщины элементов котла вследствие коррозионных повреждений, а следовательно, и незначительное снижение несущей способности котлов. Причем по длине листов оно примерно одинаковое.

2 Металлоемкость котла может быть снижена за счет обоснования предельных толщин листов котла, используя конечно-элементную модель котла, по критериям потери ими прочности и устойчивости.

Как показало обследование технического состояния котлов цистерн, основным видом их повреждений являются трещины: по сварке патрубка с котлом; по сварке горловины с котлом; под кронштейном лестницы; по уклону нижнего листа в зоне размещения сливного прибора.

Наиболее часто встречающейся неисправностью – трещины в нижнем листе в зоне расположения сливного прибора. Так, из 29 вагонов-цистерн, поступивших в текущий ремонт в Полоцкое вагонное депо за 8 месяцев 2012 года, 19 цистерн ремонтировались по трещинам в указанной зоне. Из них 14 цистерн имели трещины по уклону нижнего листа и 5 цистерн – по сварному шву.

УДК 658.512.011

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ШАССИ ПОГРУЗОЧНОГО МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОГО “АМКОДОР 332С”

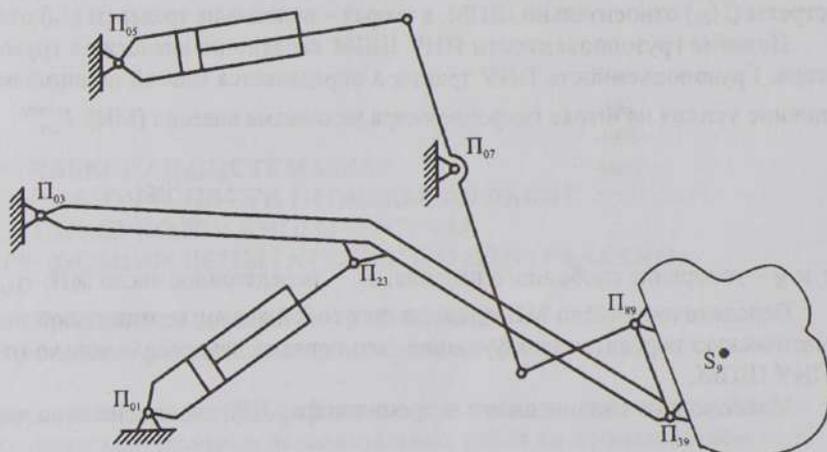
В. Б. ПОПОВ

Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого

Эффективность агрегатирования шасси погрузочного многофункционального (ШПМ) с различными рабочими орудиями и машинами определяется в первую очередь грузоподъемностью его подъемно-навесного устройства (ПНУ). ПНУ – это необходимый комплект механизмов, предназначенных для связи мобильного энергоносителя (ШПМ) с рабочим орудием или машиной.

ПНУ ШПМ состоит из объемного гидропривода, гидроцилиндры которого движут расположенные симметрично относительно продольной плоскости симметрии ШПМ механизмы подъема стрелы (МПС) и поворота траверсы (МПТ), на которой жестко крепится рабочее орудие (РО). На рисунке 1 представлен плоский аналог механизмов ПНУ шасси “АМКОДОР-332С” – структурная схема с РО в виде ковша.

Рисунок 1 – Схема механизмов ПНУ шасси погрузочного многофункционального “АМКОДОР-332С”



Устройство механизма подъема стрелы (МПС) следующее: на раме ШПМ шарнирно закреплена стрела, поднимающаяся при помощи гидроцилиндра (рисунок 1). На стреле шарнирно закреплён механизм поворота траверсы (МПТ), включающий гидроцилиндр, гильза которого шарнирно закреплена на раме шасси, а штоком через рычаг и тягу связан с траверсой. Структурный анализ показывает, что в проекции на продольную плоскость симметрии ШПМ его МПС представляет собой одноподвижный четырехзвенник со средней поступательной парой, а МПТ идентифицируется одноподвижным шестизвенником.

Аналитическое исследование механизмов ПНУ было выполнено на основе метода векторных контуров (рисунок 2). В результате геометрического анализа МПС были получены аналитические выражения для координат центра тяжести стрелы  $S_3$  и оси подвеса стрелы (центр шарнира  $\Pi_{09}$ ) в зависимости от обобщенной координаты  $S$ :

$$X_{S_3}(S) = X_{03} + L_{S_3} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi], \quad Y_{S_3}(S) = Y_{03} + L_{S_3} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi], \quad (1)$$

$$X_{09}(S) = X_{03} + L_{39} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad Y_{09}(S) = Y_{03} + L_{39} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad (2)$$

где  $\Delta\varphi$  – угол между векторами  $\vec{L}_3$  и  $\vec{L}_{S_3}$ ;  $\Delta\varphi_1$  – угол между векторами  $\vec{L}_3$  и  $\vec{L}_{39}$ .