

УДК 629.4.02

А.В. ПУТЯТО, д-р техн. наук; И.И. АРХУТИК  
Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

## ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ КОТЛА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ПРИ КАПИТАЛЬНОМ РЕМОНТЕ С ПРОДЛЕНИЕМ СРОКА СЛУЖБЫ

Приведены результаты исследования потери устойчивости котла вагона-цистерны для перевозки нефтепродуктов модели 15-1443 при изменении геометрических параметров его конструктивных элементов. Выполнен сравнительный анализ аналитических и численных подходов к оценке устойчивости оболочки котла при воздействии внешнего давления, на основе метода конечных элементов разработана расчетная модель, позволяющая выполнить адекватную оценку коэффициента запаса устойчивости котла вагона. Предложен вариант модернизации котла в рамках проведения капитального ремонта с продлением срока службы вагона-цистерны, обеспечивающей повышение его несущей способности. Установлены рациональные параметры геометрических характеристик, подкрепляющих конструктивные элементы, обеспечивающие наиболее высокое значение коэффициента запаса устойчивости оболочки котла при условии выполнения требований прочности.

**Ключевые слова:** вагон-цистерна, котел, устойчивость, метод конечных элементов, модернизация, шпангоут

**Введение.** В настоящее время существенное количество наливного железнодорожного подвижного состава как в Республике Беларусь, так и других странах колеи 1520 мм имеет срок службы, превышающий назначенный при проектировании. В то же время, многолетний опыт обследования технического состояния вагонов после длительной эксплуатации отраслевой научно-исследовательской лабораторией «Технические и технологические оценки ресурса единиц подвижного состава» показывает, что реальное техническое состояние в большинстве случаев далеко от предельного. Согласно ГОСТ 27.002 по истечении назначенного срока службы (ресурса) объект должен быть изъят из эксплуатации и должно быть принято решение, предусмотренное соответствующей нормативно-технической документацией — направление в ремонт, списание, проверка и установление нового назначенного срока. В настоящее время имеется два пути продления срока службы грузового вагона: по Техническому решению (ТР) и путем проведения капитального ремонта с продлением срока службы (КРП).

Продление срока службы по ТР предусматривает проведение технического диагностирования (ТД) каждого вагона, срок службы которого необходимо продлить. Следует отметить, что в этом случае единовременный срок продления эксплуатации вагона составляет не более 5 лет.

При продлении срока службы путем проведения КРП для каждой модели (типа) вагона разрабатываются Технические условия (ТУ). В общих чертах продление через КРП включает следующие этапы: разработка ТУ на КРП, включающие соответствующую конструкторскую документацию по модернизации (в т. ч. усилению) конструкции вагона, изготовление опытного образца, проведение его испытаний (в т. ч. оценка ресурса). В зависимости от результатов испытаний время эксплуатации вагона продляется на срок до 16 лет.

Безусловно, каждый из изложенных подходов имеет свои достоинства и недостатки как с точки зрения сроков продления (интервалов), так и с позиции материальных затрат при их реализации. Несмотря на достаточно высокие затраты при реализации, второй подход широко реализуется на просторе колеи 1520 мм для различных типов грузовых вагонов. Одним из первых вагонов, подвергнувшись процедуре продления через КРП в Республике Беларусь, стал вагон-цистерна для перевозки нефтепродуктов модели 15-1443. ТУ на КРП указанного вагона предусматривается усиление котла кольцевыми шпангоута-

ми между консольными опорами и креплением котла к раме в средней части на расстоянии  $l = 1825$  мм.

Целью настоящей работы является повышение несущей способности котла вагона-цистерны путем установления рациональных параметров, определяющих места расположения подкрепляющих шпангоутов, геометрические характеристики их поперечных сечений, а также линейные размеры подкреплений по критерию максимального запаса потери устойчивости при условии обеспечения требуемой прочности котла вагона.

Анализ подходов к оценке устойчивости оболочки котла. Согласно [4] критическое внешнее давление цилиндрической оболочки определяется по формуле

$$P_{кр} = 0,6kE \cdot \frac{R}{L} \cdot \left(\frac{\delta}{R}\right)^{2,5}, \quad (1)$$

где  $E$  — модуль упругости материала;  $R$  — внутренний радиус котла;  $L$  — длина цилиндрической оболочки;  $\delta$  — наименьшая толщина цилиндрической оболочки;  $k$  — конструктивный коэффициент.

Воспользовавшись описанной методикой, для котла нефтебензиновой цистерны модели 15–1443 получена зависимость значений критического давления от толщины оболочки цилиндрической части (рисунок 1,

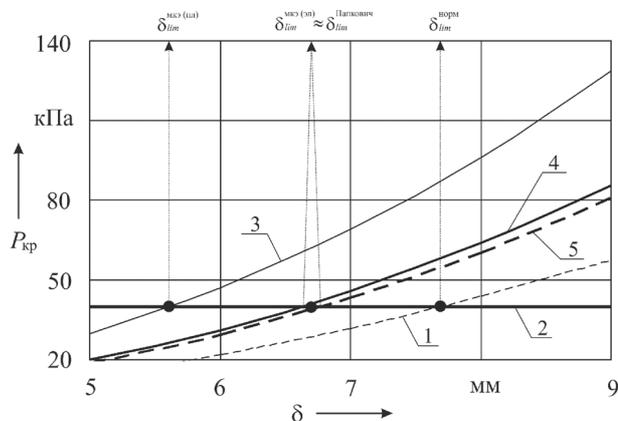


Рисунок 1 — Зависимости критического давления от толщины цилиндрической обечайки котла:

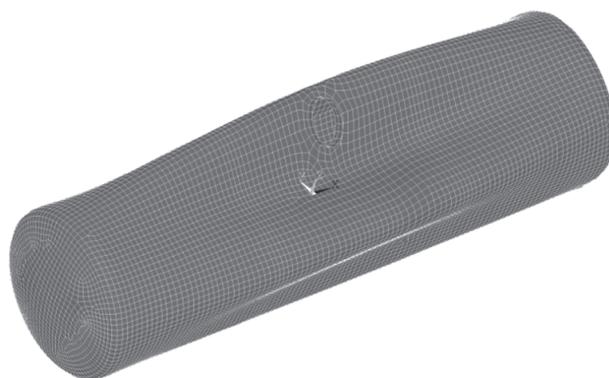
1 — расчет по (1); 2 — допустимое наружное давление по Нормам; 3 — расчет по МКЭ (плоские жесткие днища); 4 — расчет по МКЭ (эллиптические днища); 5 — расчет по (2)

кривая 1). Линия 2 соответствует допускаемому наружному давлению согласно [4]  $P_{кр} = 40$  кПа. Анализируя полученные результаты расчета  $P_{кр}$  по нормативной методике установлено, что предельное значение толщины цилиндрической части котла составляет  $\delta_{lim} = 7,7$  мм. В то же время, при изготовлении листового проката для котлов железнодорожных цистерн по ГОСТ 19903 минусовой допуск на толщину может составлять 0,8 мм. Кроме того, учитывая, что средняя скорость коррозии 0,04 мм/год для оболочки котла, а средний возраст цистерны более 30 лет, утонение цилиндрической части может составлять 30 % и более от номинальной толщины, равной 9 мм. Таким образом, исходя из результатов, полученных по нормативной методике, в процессе эксплуатации в рамках нормативного срока службы появляется угроза потери устойчивости оболочки котла.

Современный уровень развития вычислительной механики позволяет определять численными методами не только значения критических давлений конструкции, но и соответствующие формы. С учетом допущений о жестких плоских днищах, предусмотренных [4], разработана конечно-элементная (КЭ) модель котла в программном комплексе ANSYS. Модель аппроксимирована четырех узловыми оболочечными конечными элементами с размерами сторон 0,15 м и состоит из 5 954 элементов [1]. Кинематические граничные условия максимально соответствуют реальному расположению котла на раме вагона (жесткая связь в средней части и опора по консолям). Задача решалась путем построения линейного приближения и последующего определения точек бифуркации линеаризованных уравнений устойчивости, поскольку для многих задач такой подход позволяет получать удовлетворительные оценки, в том числе для котла вагона-цистерны [3].

В результате при моделировании днищ жесткими пластинами получена зависимость критического давления ( $P_{кр}$ ) от толщины цилиндрической части оболочки котла (см. рисунок 1, кривая 3). Установлено, что для номинальной толщины листов  $P_{кр}$  составляет 120,7 кПа, что в 2 раза больше, полученного по аналитической зависимости, приведенной в [4]. Отметим, что большая разница в результатах может быть вызвана изменением граничных условий на торцах цилиндрической части (в области перехода на эллиптические днища) при допущении об их плоской форме с высокой жесткостью материала. В связи с этим, на следующем этапе исследований КЭ модель уточнена путем моделирования реальной геометрии эллиптических днищ. Результатом расчета устойчивости оболочки котла служит зависимость, приведенная на рисунке 1 в виде кривой 4. Видно, что значения  $P_{кр}$  существенно уменьшились, хотя и отличны от значений, полученных аналитическим путем по [4]. Форма потери устойчивости котла приведена на рисунке 2 а. Следует отметить, что полученное равновесное состояние близко к истинной форме потерявшей устойчивость реальной цистерны (см. рисунок 2 б).

С целью определения достоверности полученных результатов из условий принятого типа конечного элемента и его размера решена классическая задача потери устойчивости цилиндрической оболочки. Аналитическое решение рассматриваемой задачи получено на основе преобразования линейного уравнения теории круговых цилиндрических оболочек [2] в цилиндрической системе координат с учетом специфики кинематических гра-



а



б

Рисунок 2 — Форма потери устойчивости оболочки котла

ничных условий, характерных для конструкции котла вагона. После минимизации по числу волн в поперечном сечении получается формула П.Ф. Папковича.

В результате сравнения расчета  $P_{кр}$  в этом случае (см. рисунок 1, кривая 5) и на основе численного подхода получено расхождение результатов в 2 % при применении вышеупомянутого типа конечного элемента с принятыми размерами для моделирования котла.

Таким образом, проведенные исследования показали, что результаты значения  $P_{кр}$ , полученные при моделировании реальной геометрии днищ можно считать наиболее близкими к действительным. В то же время возникает вопрос о том, какой геометрии и каким кинематическим условиям соответствует результат, получаемый по зависимости, рекомендуемой [4]. Выполнив серию расчетов при варьировании граничными условиями, связанными с особенностью закрепления котла вагона-цистерны на раме, а также с геометрией области приварки днищ к цилиндрической обечайке, можно сделать вывод о том, что зависимость, приведенная в [4], справедлива при расчете потери устойчивости элементов котла в случае представления днищ плоскими с характеристиками реального материала котла вагонов-цистерн и толщиной 12 мм.

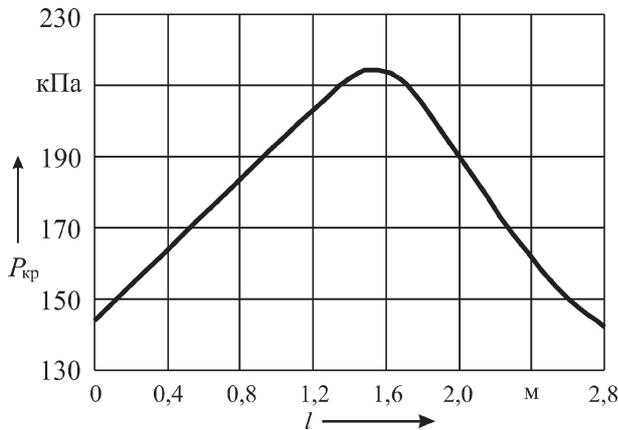
**Модернизация котла вагона-цистерны.** С использованием разработанной КЭ модели проведена серия расчетов на устойчивость оболочки котла при варьировании значением момента сопротивления  $W_{y1}$  поперечного сечения шпангоута относительно центральной оси поперечного сечения, параллельной продольной оси котла и расстояния  $l$ . Установлено, что для любого

размера  $l$  максимальные значения  $P_{кр}$  достигаются при выборе  $W_{y1}$  в пределах от 6 до 9 см<sup>3</sup>, поскольку до значения  $W_{y1} = 6$  см<sup>3</sup> коэффициент запаса устойчивости котла интенсивно возрастает, а при значении  $W_{y1} > 9$  см<sup>3</sup> практически не изменяется.

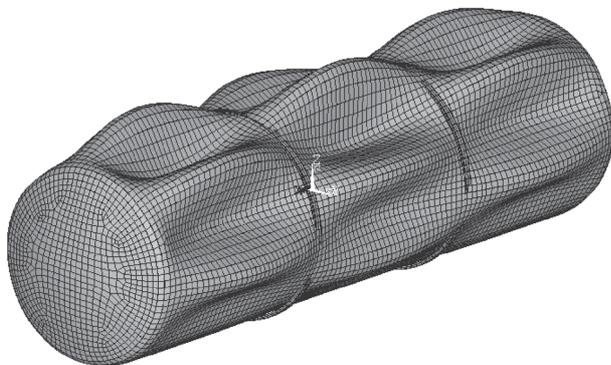
Дальнейшие исследования по определению рационального значения переменной  $l$  выполнены для случая, когда в качестве подкрепляющих элементов использовался швеллерообразный профиль с  $W_{y1} = 6$  см<sup>3</sup>. Результаты расчетов показали (рисунок 3 а), что при  $l = 1,47$  м значение  $P_{кр}$  максимально, и тем самым котел имеет максимальный коэффициент запаса устойчивости. Следует отметить, что это месторасположение хорошо подходит с технологической стороны, поскольку до сварных швов крепления фасонных лам к оболочке котла имеется расстояние порядка 100 мм. На рисунке 3 б приведена соответствующая форма потери устойчивости.

Практика расчетов на устойчивость котлов, а также случаи потери устойчивости их в эксплуатации свидетельствуют о том, что последняя имеет место в областях верхнего и среднего листов цилиндрической части (рисунок 4). Такой эффект объясняется, во-первых, меньшей толщиной среднего и верхнего листа по сравнению с толщиной броневых (нижнего), во-вторых, наличием в средней части броневых листа жесткой связи котла с рамой.

В связи с чем, предлагается выполнять подкрепление котла шпангоутами, имеющими незамкнутую конструкцию.



а



б

Рисунок 3 — Зависимость критического давления от места установки подкрепляющего элемента (а) и форма потери устойчивости котла с подкрепляющими элементами (б) при  $l = 1,47$  м

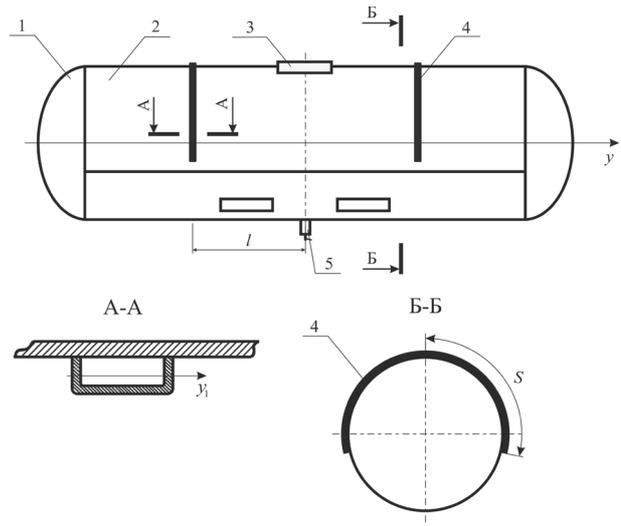


Рисунок 4 — Схема котла с подкрепляющими элементами

Следует отметить, что при отборе вагонов-цистерн для проведения КРП минимально допустимые значения толщин листов цилиндрической части котла составляют  $\delta_{ц} = 7$  мм, а броневых листа  $\delta_6 = 9$  мм. Учитывая, что согласно [4] средняя скорость коррозионного износа металлоконструкции котла для перевозки нефтепродуктов составляет 0,04 мм/год и срок продления после указанного вида ремонта составляет 16 лет, прогнозные значения составят 6,36 мм и 8,36 мм, соответственно.

На рисунке 5 приведены зависимости  $P_{кр}$  от полудлины подкрепляющих шпангоутов  $S$  с  $W_{y1} = 6$  см<sup>3</sup> при  $l = 1,47$  м для различных толщин его элементов.

Анализируя приведенные зависимости видно, что градиент изменения  $P_{кр}$  существенно зависит от величины  $S$  и принимает максимальные значения после  $S = 3,2$  м. Для подтверждения полученного результата проведены расчеты для различных значений  $W_{y1}$ . Установлено, что полученные зависимости качественно идентичны.

На рисунке 6 приведены зависимости градиента критического давления  $dP_{кр}$ , определяемого по формуле

$$dP_{кр} = \frac{P_{кр}^{i-1} - P_{кр}^i}{S^{i-1} - S^i}$$

от полудлины шпангоутов. Установлено, что  $dP_{кр}$  принимает максимальные значения для любых значений  $W_{y1}$  при полудлине  $S$  равной  $3,2 \div 3,3$  м.

Характерно, что наибольшие значения  $dP_{кр}$  соответствуют установке шпангоутов при  $W_{y1} = 6 \div 9$  см<sup>3</sup> (рисунок 7).

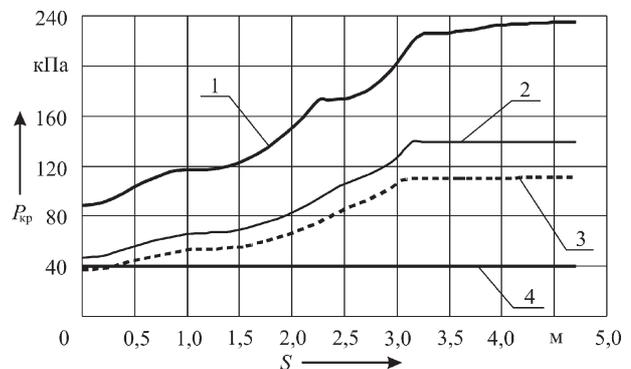


Рисунок 5 — Зависимости  $P_{кр}$  от  $S$  для различных толщин элементов котла: 1 —  $\delta_{ц} = 9$  мм,  $\delta_6 = 11$  мм; 2 —  $\delta_{ц} = 7$  мм,  $\delta_6 = 9$  мм; 3 —  $\delta_{ц} = 6,36$  мм,  $\delta_6 = 8,36$  мм; 4 — допускаемое наружное давление согласно [4]

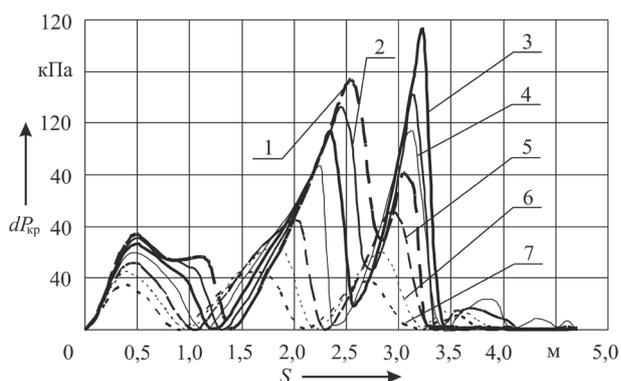


Рисунок 6 — Зависимость  $dP_{кр}$  от  $S$  для различных значений  $W_{р1}$  при  $\delta_n = 9$  мм и  $\delta_b = 11$  мм: 1 —  $W_{р1} = 13,8$  см<sup>3</sup>; 2 —  $W_{р1} = 11$  см<sup>3</sup>; 3 —  $W_{р1} = 8,52$  см<sup>3</sup>; 4 —  $W_{р1} = 6,46$  см<sup>3</sup>; 5 —  $W_{р1} = 4,75$  см<sup>3</sup>; 6 —  $W_{р1} = 3,68$  см<sup>3</sup>; 7 —  $W_{р1} = 2,75$  см<sup>3</sup>

**Заключение.** Выполненные исследования показали, что при оценке устойчивости котла вагона-цистерны методом конечных элементов и по методу П.Ф. Папковича результаты примерно одинаковы. Предложен вариант повышения несущей способности котла вагона при проведении КРП путем установки на равных расстояниях относительно поперечной плоскости симметрии подкрепляющих незамкнутых наружных шпангоутов. Установлено, что полудлина шпангоутов должна составлять  $3,2 \div 3,3$  м, что приводит к обеспечению наиболее высокого значения коэффициента запаса устойчивости цилиндрической оболочки котла.

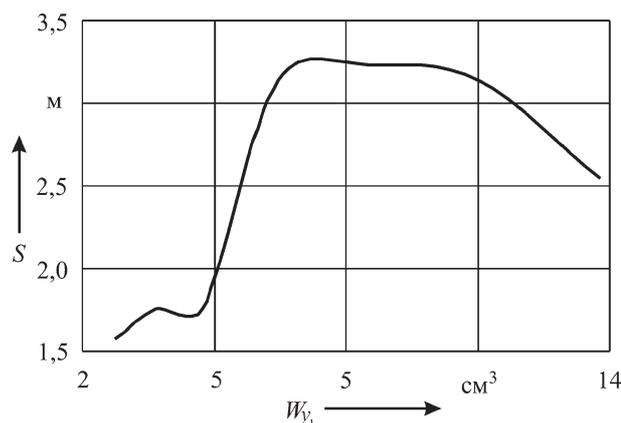


Рисунок 7 — Зависимость  $S$  от  $W_{р1}$  при  $\delta_n = 9$  мм,  $\delta_b = 11$  мм и  $dP_{кр} \rightarrow \max$

#### Список литературы

1. Беликов, Н.В. Определение давления срабатывания хлопающих предохранительных мембран с использованием «АСНИ-МЕМБРАНА» и конечно-элементного комплекса ANSYS: учеб.-метод. пособие для вузов / Н.В. Беликов, Ю.М. Занимонец, А.В. Наседкин. — Ростов-на-Дону: УПЛ РГУ, 1998. — 30 с.
2. Вольмир, А.С. Устойчивость деформируемых систем / А.С. Вольмир. — М.: Наука, 1967. — 984 с.
3. Косицин, С.Б. Исследование потери устойчивости оболочки железнодорожной цистерны / С.Б. Косицин, Г.А. Мануйлов // Вычислительная механика деформируемого твердого тела: тр. Междунар. науч.-техн. конф. Москва, 31 янв.—2 февр. 2006 г.: в 2 т. — Т. 1. — М., 2006. — С. 236–240.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. — М., 1996. — 319 с.

Putsiata A.V., Arkhutsik I.I.

#### Heightening of the carrying capacity of the boiler of the tank car at capital repair with life expectancy prolongation

Results of research of loss of stability of a boiler of the tank car for transportation of petroleum derivatives of model 15–1443 are reduced at change of geometrical parametres of its constructive elements. The comparative analysis of analytical and numerical approaches to an estimation of stability of a shell of a boiler is made at effect of external pressure, on the basis of a finite element method the computational model is developed, allowing to execute an adequate estimation of factor of a stability reserve of a boiler of the tank car. The variant of modernising of a boiler within the limits of holding of capital repair with prolongation of life expectancy of the tank car, ensuring heightening of its carrying capacity is offered. Rational parametres of geometrical performances of the supporting constructive elements, ensuring the highest value of factor of a stability reserve of a shell of a boiler are installed at a execution of requirements of strength.

Поступил в редакцию 10.10.2013.