



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ВСТАВОК ПРИ ЗАМЕНЕ МОНТАЖНОГО СОЕДИНЕНИЯ СТЕНКИ РУЛОНИРОВАННЫХ РЕЗЕРВУАРОВ

А. Ю. БАРВИНКО, инж. (Ин-т электросварки им. Е. О. Патона НАН Украины),
Е. А. ГОЦУЛЯК, д-р техн. наук (Киев. нац. ун-т строительства и архитектуры)

Рассматривается восстановление работоспособности вертикальных монтажных соединений стенки рулонированных резервуаров путем последовательного вырезания участков совмещенного в одну линию шва и вваривания по поясам прямоугольных вставок. Показано, что при отклонении вставок от проектного положения появляются дополнительные местные напряжения по вертикальной линии сопряжения вставки и оболочки, а также в центре вставки, что требует установления специальных допусков на отклонение. Предложен критерий для определения допусков на отклонения прямоугольных вставок от проектного положения.

Ключевые слова: рулонированные резервуары, вертикальные стенки, монтажные соединения, геометрическая форма, вварка вставок, допустимые отклонения

В настоящее время актуальной проблемой, возникающей при ремонте цилиндрических стальных резервуаров, которые сооружены методом рулонирования [1, 2], является восстановление работоспособности вертикальных монтажных соединений стенки, совмещенных в одну линию. Один из способов решения этой проблемы, предложенный в ИЭС им. Е. О. Патона, — замена монтажных соединений в одну линию на соединения с разбежкой сварных швов по поясам. При этом существующее соединение последовательно вырезается и вместо него ввариваются специальные вставки (рис. 1) с разбежкой сварных швов не менее 15 толщин пояса [3].

После вварки вставок в стенку резервуара их геометрическая форма в силу влияния различных факторов (колебание размеров поперечной усадки, точность сборки и пр.) будет отличаться от проектной. Установлено [4], что существующие критерии оценки местных отклонений геометрической формы стенки резервуара [3] по зазору между стенкой и шаблоном длиной 1 м не всегда могут быть применимы для вставок. В то же время наличие таких отклонений вызывает появление значительных дополнительных напряжений изгиба. С целью ограничения этих напряжений необходимо определить дополнительный допуск на отклонения геометрической формы вставок от проектной, руководствуясь положениями местной прочности.

На первом этапе разработки допусков на размеры вмятин в стенке резервуара [5], вошедших в нормативный документ [6], основное внимание было уделено предотвращению «прохлопывания», что может привести к разрушению стенки.

Позднее, кроме этого, начали оценивать также влияние вмятин на напряженное состояние стенки. Вмятину в этом случае рассматривали как сферическую симметричную оболочку [7] или как ло-

кальный гофр в кольце единичной высоты. Использовали также метод конечных элементов, позволяющий описать фактическую форму вмятин и оценить их влияние на напряженное состояние стенки [8].

Имеющиеся литературные данные о напряженном состоянии цилиндрической оболочки стенки резервуара с вмятиной прямоугольной формы не достаточны для определения допускаемого отклонения геометрической формы вставок. С целью определения дополнительных допусков на указанное отклонение было выполнено исследование напряженного состояния стенки резервуара с вмятиной прямоугольного очертания.

Учитывая, что вмятина и оболочка описываются различными формами поверхности, разрешающие соотношения теории оболочек формулировали в общей криволинейной системе координат [9].

Исследование процесса деформирования тонких оболочек в пределах конечных деформаций проводили с использованием подхода Лагранжа. Дискретизация разрешающей системы скалярных дифференциальных при расчете напряженного состояния вмятин выполнялась с помощью метода криволинейных сеток [10]. Задача решалась в нелинейной постановке с использованием программного комплекса «МЕКРИС-2» [11].

Цилиндрическая оболочка задавалась своей срединной поверхностью в параметрической форме:

$$x = r \sin x^1; y = r \cos x^1; z = x^2, \quad (1)$$

где r — радиус цилиндрической оболочки, который в области вмятины описывается выражением

$$r = r_0 + a_0 \cos \frac{\pi x^1}{\alpha} \cos \frac{\pi x^2}{l}, \quad (2)$$

где r_0 — проектный радиус; a_0 — глубина вмятины; α — центральный угол дуги вмятины; l — длина дуги вмятины.

Рассматривалась упрощенная расчетная схема несовершенной оболочки стенки резервуара с вмя-

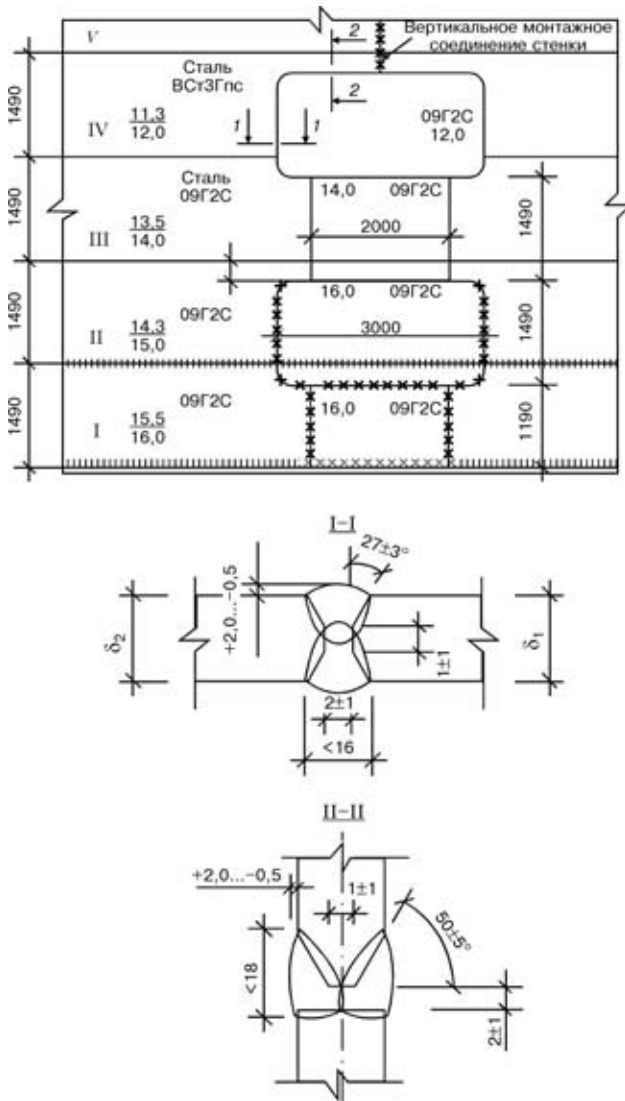


Рис. 1. Схема сваривания прямоугольных вставок в нижние пояса стенки рулонированного резервуара вместимостью 20 тыс. куб. м: I-V — номера поясов стенки резервуара; в числителе — фактическая, в знаменателе — проектная толщина листа (мм)



Рис. 2. Разностная сетка цилиндрической оболочки стенки резервуара радиусом $r = 19950$ мм с вмятиной прямоугольного очертания

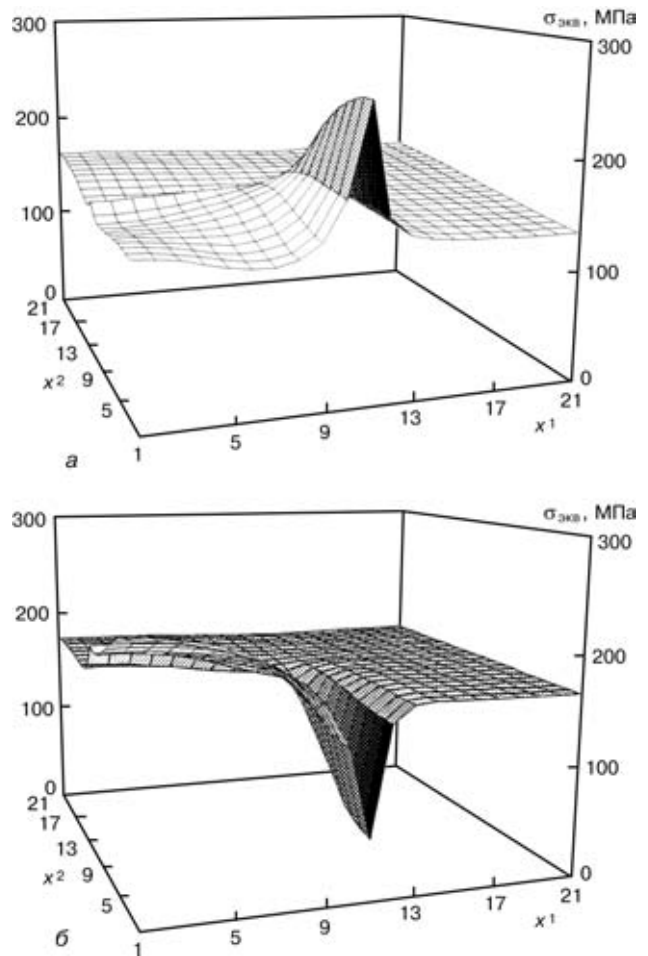


Рис. 3. Поля эквивалентных напряжений в цилиндрической оболочке с вмятиной прямоугольного очертания во внутреннем (*a*) и наружном (*б*) волокне; $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентные напряжения

тиной прямоугольного очертания глубиной $a_0 = -20$. Из бесконечной цилиндрической оболочки толщиной $\delta = 10$ мм и радиусом $r = 19950$ мм (соответствует резервуару вместимостью 20 тыс. куб. м) с вмятиной прямоугольного очертания (1500×2000 мм), находящейся под воздействием равномерного внутреннего давления, была выделена $1/4$ часть зоны, окружающей вмятину (рис. 2). По границам этой зоны были заданы условия симметрии полей напряженно-деформированного состояния.

Результаты расчета показали, что максимальная концентрация напряжений образуется на вертикальной линии сопряжения оболочки стенки резервуара и вмятины во внутреннем волокне (рис. 3, *a*), где коэффициент концентрации составляет $K = 1,6$. Это объясняется тем, что в месте сопряжения оболочки и вмятины имеет место излом поверхности и в результате налива жидкости выравнивание вмятины приводит к появлению максимальных изгибающих моментов и соответствующих напряжений.

Другой областью вставки, где наблюдается увеличение эквивалентных напряжений, является наружное волокно в центре вмятины, где $K = 1,35$ (рис. 3, *б*). И хотя здесь концентрация напряжений меньше, чем на линии сопряжения, однако при расчетах, по-видимому, необходимо ориентироваться на центральную область вставки, так как

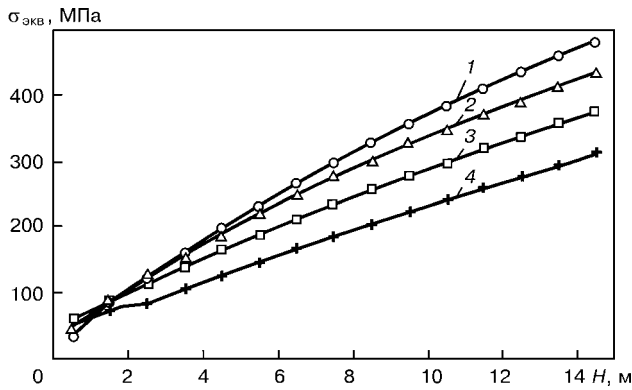


Рис. 4. Зависимость эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ во внутреннем волокне на вертикальной линии сопряжения от высоты налива нефти H при различной глубине вмятины: 1 — $a_0 = -10$; 2 — -20 ; 3 — -30 ; 4 — -40 мм

сопряжения в реальной конструкции осуществляется без образования излома и соответственно концентрация напряжений в зоне сопряжения будет значительно меньше расчетной.

На рис. 4 показана зависимость эквивалентных напряжений (рассчитанных по 4-й теории) во внутреннем волокне на вертикальной линии сопряжения вмятины с остальной оболочкой от высоты налива нефти. Как видно из рисунка, изменение этих напряжений происходит по линейному закону (за исключением начальной стадии деформирования).

Принимая во внимание, что при оценке значений дополнительных напряжений целесообразно рассматривать центральную область вмятины, а также считая, что вмятина пологая и ее сопряжение с цилиндрической оболочкой плавное, можно рассмотреть упрощенную расчетную схему цилиндрической оболочки с несовершенством. В цилиндрической оболочке радиусом r основной силой, уравновешивающей внутреннее давление q , является окружная растягивающая сила, определяемая по формуле

$$N = qr. \quad (3)$$

Заменим дефектную зону оболочки стержнем с начальной глубиной вмятины a_0 . Этот стержень шарнирно оперт, имеет единичную ширину и длину l и нагружен растягивающей силой N (рис. 5).

Составим уравнение равновесия стержня, исходя из условия равенства нулю суммы внутреннего и внешних моментов:

$$-EI \frac{d^2w}{dx^2} = N(a - w), \quad (4)$$

где E — модуль упругости стали; I — момент инерции стержня.

Начальное искривление и прогиб стержня аппроксимируем полуволевой косинусом:

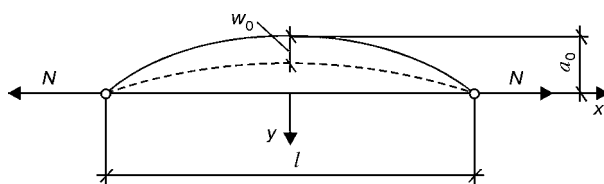


Рис. 5. Стержневая модель (w_0 — начальный прогиб стержня)

$$a = a_0 \cos \frac{\pi x}{l}; \quad w = w_0 \cos \frac{\pi x}{l}. \quad (5)$$

Подставив выражение (5) в уравнение равновесия (4), получим следующее уравнение:

$$EIw_0 \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cos \frac{\pi x}{l} = N(a_0 - w_0) \cos \frac{\pi x}{l}.$$

Найдем его решение:

$$w_0 = \frac{Na_0}{N + N_{\text{кр}}}, \quad (6)$$

где $N = \gamma Hr$ (здесь γ — удельная масса жидкости, находящейся в резервуаре); $N_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$ — критическая сила шарнирно-опертого стержня. В центре стержня ($x = 0$) по стержневой модели найдем момент M и максимальное напряжение $\sigma_{\text{с.м}}$:

$$M = \frac{\pi^2 EINa_0}{l^2(N + N_{\text{кр}})}, \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{с.м}} = \frac{N}{\delta} + \frac{\pi^2 EINa_0}{l^2(N + N_{\text{кр}})} \frac{6}{\delta^2} = N \left[\frac{1}{\delta} + \frac{\pi^2 E \delta a_0}{2l^2(N + N_{\text{кр}})} \right]. \quad (8)$$

При наливе жидкости с удельным весом γ до высоты H

$$\sigma_{\text{с.м}} = H\gamma \left[\frac{1}{\delta} + \frac{\pi^2}{2} \frac{E \delta a_0}{l^2 \gamma (H + H_{\text{кр}})} \right], \quad (9)$$

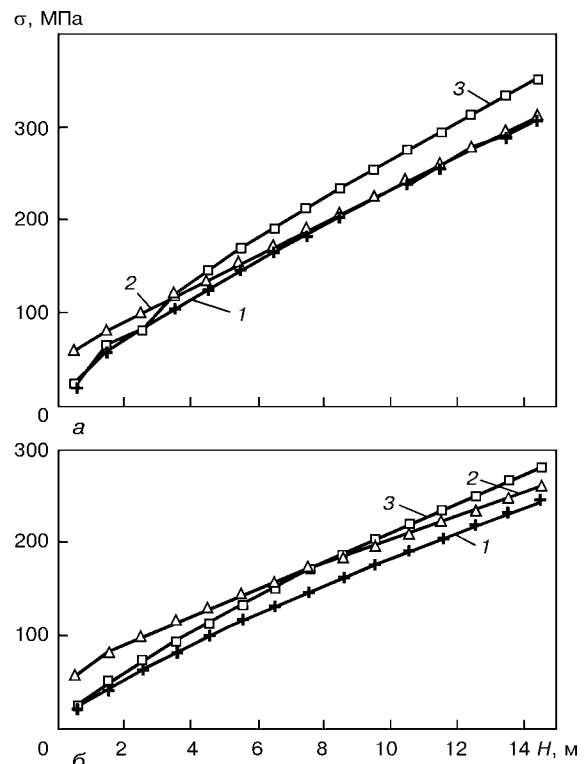


Рис. 6. Сравнение значений напряжений σ , полученных с использованием оболочечной и стержневой моделей при $a_0 = -20$ мм и толщине оболочки резервуара 10 (а) и 15 мм (б): 1 — эквивалентные напряжения; 2 — определенные по стержневой модели; 3 — окружные

где $H_{кр} = N_{кр} / \gamma r$ — критическая высота налива.

При сравнении в средней части вмятины в наружном волокне эквивалентных напряжений, рассчитанных с использованием оболочечной и стержневой моделей, видно, что для цилиндрической оболочки толщиной $\delta = 10$ мм наблюдается хорошее совпадение их значений: разница составляет не более 4 % при высоте налива свыше 7 м (рис. 6, а). Для случая оболочки, имеющей большую толщину ($\delta = 15$ мм), точность расчета, выполненного с использованием стержневой модели снижается, однако при $H \geq 11$ м разница между эквивалентным напряжением и напряжением в стержне не превышает 10 % (рис. 6, б). Поскольку листы толщиной 14...17 мм используются, как правило, в нижних нагруженных поясах, условие $H \geq 11$ м выполняется, и применение для расчета стержневой модели в этом случае оправдано. Зависимость эквивалентных напряжений от высоты налива нефти для цилиндрической оболочки толщиной 10 и 15 мм близка к линейной.

Линейный характер зависимости значений напряжений в центре вставки и по линии ее сопряжения с оболочкой от высоты налива при различном значении отклонений формы вмятины от проектной и, как показали экспериментальные исследования, отсутствие кручения вставок (изменяется только кривизна образующей кривой) позволяют в качестве основной характеристики их геометрической формы принять проектную длину стрелки вставки $f_{пр}$ (рис. 7). Отклонение геометрической формы вставки в свою очередь будет характеризоваться значением a_0 , равным разнице между фактической и проектной длиной стрелки (рис. 7).

Дополнительная проверка точности предложенной стержневой модели была выполнена для фактических отклонений геометрической формы вставок, сваренных при замене вертикальных монтажных соединений в одну линию на соединения вразбежку в резервуаре вместимостью 20 тыс. куб. м [4]. Геометрическая форма стенки резервуара в этом случае отвечает приведенным выше требованиям. В частности, дополнительные напряжения по вертикальной линии сопряжения вставки со стенкой резервуара отсутствовали, что позволило применить стержневую модель. Сравнение значений эквивалентных напряжений, рассчитанных методом конечных элементов с использованием вычислительного комплекса SCAD [12], в наружном волокне по вертикальной оси симметрии вставки и значений напряжений, рассчитанных по стержневой

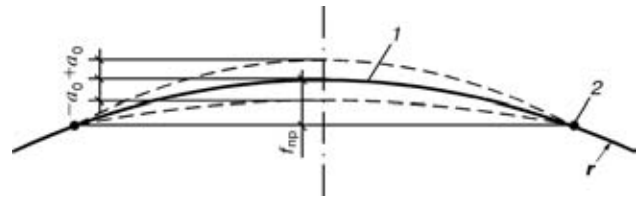


Рис. 7. Определение отклонения геометрической формы вставок от проектного положения: 1 — проектное положение; 2 — вертикальные сварные швы

модели, показали, что они достаточно близки — разность составляла в среднем 10 % (табл. 1).

Таким образом, результаты выполненных исследований свидетельствуют о том, что стержневая модель может быть использована для определения допустимых отклонений геометрической формы вставок после их сваривания. При этом необходимо соблюдать следующие условия: отсутствие резких изломов в месте сопряжения цилиндрической оболочки и несовершенств (по вертикали и горизонтали); вмятина должна быть полой.

Анализ зависимости значений дополнительных напряжений от длины вставок, определенных с использованием стержневой модели (8), в наиболее нагруженном поясе резервуара вместимостью 20 тыс. куб. м (табл. 2) показал, что наличие даже небольших начальных отклонений от проектной геометрической формы вызывает значительную концентрацию напряжений. Полученный результат показывает необходимость высокой точности сварки вставок в стенку резервуара. Из табл. 2 видно также, что результаты измерений отклонений вставки при помощи шаблона длиной 1000 мм могут быть использованы только при первичной их оценке. Так, в соответствии с [3], для толщины 6...12 мм допустимый зазор между шаблоном и стенкой составляет 14 мм, что в случае вставки длиной 1000 мм и толщиной 11,3 мм соответствует коэффициенту концентрации напряжений $K \approx 1,8$.

Для определения допустимости отклонений вставок можно принять следующий подход. Анализ полученных в ИЭС им. Е. О. Патона экспериментальных данных о фактической длине стрелок показал, что на практике для резервуара вместимостью 20 тыс. куб. м с толщиной стенки $\delta = 8...16$ мм и радиусом $r = 19950$ мм при сваривании вставок длиной 2000 и 3000 мм можно достичь точности соответственно $a_0 = \pm 7$ и ± 10 мм. Такие отклонения не должны вызывать значительных дополнительных напряжений. Принимая во внимание, что появление местных дополнительных напряжений вызвано изгибом, их допустимые значения, по-видимому, должны ограничиваться 5...8 % значений кольцевых напряжений. В случае, если для изготовления вставок используется более прочная сталь, чем для соответствующего пояса, то значения дополнительных напряжений можно определять с учетом отношения их расчетных пределов текучести. На основании изложенного выше можем записать

$$\sigma_{с.м} \leq \gamma_c \gamma_{всп} R_y, \quad (10)$$

Таблица 1. Сравнение результатов расчета эквивалентных напряжений $\sigma_{экив}$ в наружном волокне, полученных с использованием SCAD, и напряжений, рассчитанных по стержневой модели $\sigma_{с.м}$.

№ пояса резервуара	δ , мм	H , м	a_0 , мм	$\sigma_{экив}$, МПа	$\sigma_{с.м}$, МПа	Разница напряжений, %
I	16	14,75	37,5	331*	299	10
IV	14	11,75	18,5	209	204	2
V	14	10,25	16,0	230*	197	15
VI	12	8,75	14,0	187	169	10

* Среднее значение напряжения.



Таблица 2. Отношение напряжений, рассчитанных по стержневой модели, к допустимым кольцевым напряжениям

a_0 , мм	Длина вставки, мм				
	1000	1500	2000	2500	3000
5	1,26	1,11	1,05	1,03	1,01
10	1,53	1,24	1,13	1,08	1,05
15	1,81	1,37	1,20	1,12	1,08
20	2,09	1,50	1,28	1,17	1,11
25	2,37	1,63	1,36	1,22	1,15
30	2,64	1,77	1,48	1,27	1,13

Примечание. Для расчета были взяты следующие данные: максимальный уровень налива нефти в резервуаре — 14700 мм; IV пояс резервуара из стали ВСтЗГпс5 $\delta = 11,3$ мм; расчетное сопротивление $R_y = 225$ МПа; $\gamma_c = 0,8$.

где γ_c — коэффициент условий работы пояса резервуара, определяемый в соответствии с [13] или [3]; $\gamma_{\text{вм}}$ — коэффициент, определяющий допустимые значения дополнительных местных напряжений в вставке (вмятине) по отношению к кольцевым и принимаемый равным 1,05...1,08 или $\gamma_{\text{вм}} = R_{y \text{ вставки}} / R_{y \text{ пояса}}$ (здесь R_y — расчетное сопротивление стали пояса/вставки по пределу текучести).

Из выражения (10) с учетом (9) определим допустимое отклонение a_0 от проектного:

$$a_0 \leq \frac{2l^2(1 + H_{\text{кр}}/H)}{\pi^2 E \delta} \gamma_c \gamma_{\text{вм}} R_y - \frac{H \gamma_r}{\delta}. \quad (11)$$

Оценим значения дополнительных напряжений в наиболее нагруженном IV поясе резервуара РВС-20000 СКП № 11 НПС «Августовка» филиала ПДМН ОАО «Укртранснфта» (табл. 2) для имеющих место указанных выше отклонений длины стрелки: при вставке длиной 2000 мм дополнительные напряжения составляют 8 % ($\gamma_{\text{вм}} = 1,08$), а при вставке длиной 3000 мм — 5 % ($\gamma_{\text{вм}} = 1,05$). В случае, если принять $\gamma_{\text{вм}} = 1,08$ при вставке длиной 3000 мм, допустимые отклонения геометрической формы вставок, рассчитанные по (11), составят $a_0 = \pm 15$ мм. Для других, менее нагруженных поясов, выбранный допуск обеспечивает меньшие значения эквивалентных напряжений, которые не превышают значений допустимых кольцевых — $\sigma_{c.m} \leq \gamma_c R_y$.

Выводы

1. При оценке напряженного состояния цилиндрической стенки резервуара с прямоугольными вставками необходимо учитывать концентрацию напряжений в наружном волокне в центре вставок.

Considered is the method for restoration of performance of vertical assembly joints in a wall of coiled tanks by successive cutting out of regions of an aligned weld and welding instead of it the rectangular inserts with a girth arrangement of the vertical welds. It is shown that deviation of the inserts from their specified positions leads to formation of extra stresses along the vertical insert to shell joining line, as well as at the centre of an insert, which requires special allowances to be made for the deviation. Criterion for determination of allowances for deviation of rectangular inserts from their specified positions is suggested.

2. Основной характеристикой, описывающей отклонение геометрической формы прямоугольной вставки от проектной, является разница между проектной и фактической длиной ее стрелки.

3. В качестве допустимых отклонений стрелки вставки от проектной предлагается принять такие, которые обеспечивают значения дополнительных напряжений не более 5...8 % значений допустимых кольцевых напряжений.

4. Для назначения допустимых отклонений длины стрелки вставки прямоугольного очертания от проектной может быть использована стержневая модель.

5. Для получения на практике значений допустимых отклонений вставок требуется разработка специальной технологии сварки, обеспечивающей достаточно высокую точность их вваривания.

1. Раевский В. Г. Новый метод изготовления стационарных сварных резервуаров // Автоген. дело. — 1946. — № 5/6. — С. 17–20.
2. Билецкий С. М., Голинько В. М. Индустриальное изготовление негабаритных сварных листовых конструкций. — Киев: Наук. думка, 1983. — 272 с.
3. ВБН В.2.2-58.2-94. Резервуары вертикальные стальные для хранения нефти и нефтепродуктов с давлением насыщенных паров не выше 93,3 кПа. — Введ. 01.10.94.
4. Повышение работоспособности вертикальных монтажных сварных соединений стенки цилиндрических резервуаров, построенных из рулонированных заготовок / Ю. П. Барвинко, В. М. Голинько, А. Ю. Барвинко // Автомат. сварка. — 2001. — № 7. — С. 27–32.
5. Писанко Н. М. Комплексное решение вопроса о допусках при изготовлении сварных вертикальных цилиндрических резервуаров // Сб. тр. Моск. инж.-строит. ин-та им. В. В. Куйбышева. — 1962. — Вып. 18. — С. 57–82.
6. СНиП II-V.5-62. Металлические конструкции. Правила изготовления, монтажа и приемки. — Введ. 01.01.63.
7. Васкевич А. А. О дополнительных напряжениях в элементах металлических резервуаров // Транспорт и хранение нефти. — 1978. — № 6. — С. 15–19.
8. Катанов А. А. Комплексная оценка напряженно-деформированного состояния резервуаров с использованием компьютерных методик // Тез. междунар. коллоквиума «Новые решения в проектировании и строительстве стальных резервуаров», г. Одесса, 13–15 июня 2000 г. — Киев: ВАТ «УкрНДПроектстальконструкция», 2000. — С. 23–24.
9. Черных К. Ф. Линейная теория оболочек. Ч. 2. — Л.: Изд-во Ленинград. гос. ун-та, 1964. — 114 с.
10. Гоцуляк Е. А. О сеточной дискретизации векторных соотношений теории оболочек в криволинейной системе координат // Приклад. механика. — 2001. — 37, № 6. — С. 89–94.
11. Расчет на устойчивость оболочек сложной формы (методические указания по использованию комплекса программ «МЕКРИС-2») / В. А. Баженов, В. И. Гуляев, Е. А. Гоцуляк и др. — Киев: КИСИ, 1987. — 134 с.
12. SCAD для пользователя / В. С. Карпиловский, Э. З. Криксунов, А. В. Перельмутер и др. — Киев: Компас, 2000. — 328 с.
13. СНиП 2.09.03-85. Сооружения промышленных предприятий. — Введ. 29.12.85.

Поступила в редакцию 23.01.2003