

**Научно-производственное предприятие
"Маштест"**



**Утверждаю
Генеральный директор, д.т.н.**

Осадчий Я.Г.

14 декабря 2015 года

**Расчет на прочность
баллонов бесшовных стальных
диаметром 89 мм на давление 14,7 МПа (150 кг/см²)
производства ООО «ЯРПОЖИНВЕСТ»**

МТ-1157-15

г. Королёв, 2015

Содержание

1. Анализ конструктивной схемы корпусов.....	3
2. Методика расчёта.....	3
3. Расчет статической прочности цилиндрических обечаек.....	5
4. Расчет усталостной прочности цилиндрических обечаек.....	6
Заключение.....	7
Список литературы.....	8
Приложение.....	9

1. Анализ конструктивной схемы корпусов

Бесшовные баллоны углекислотных огнетушителей производства ООО "ЯРПОЖИНВЕСТ" с рабочим давлением **14.7 МПа (150 кгс/см²)** и наружным диаметром **89 мм** имеют минимальную толщину стенки цилиндрической части 3.15 мм.

Минимальное значение предела прочности для стали 20, из которой изготовлены баллоны, согласно сертификату качества № 3802 от 14.09.15 равно 50 кгс/мм² (см. Приложение).

Наиболее слабым местом по прочности являются цилиндрические обечайки, поэтому в дальнейшем расчеты относятся именно к этой части корпусов баллонов.

2. Методика расчёта

Расчет на прочность цилиндрических обечаек, нагруженных внутренним избыточным давлением p , выполнен в соответствии с / 1, 2, 5 /.

При этом окружные напряжения σ_o

$$\sigma_o = \frac{p D}{2 s}, \quad (1)$$

и меридиональные напряжения σ_m

$$\sigma_m = \frac{p D}{4 s}, \quad (2)$$

определялись из уравнений равновесия безмоментного состояния / 1 /, где

D - диаметр баллона,
 s - толщина стенки обечайки.

Как известно, предельные состояния по образованию пластических деформаций или по разрушению в рамках силовых критериев описываются несколькими классическими гипотезами прочности / 1,2 /:

- наибольших нормальных напряжений;
- наибольших линейных деформаций;
- наибольших касательных напряжений;
- энергии формоизменения.

Две первые, как правило, используются для расчётов прочности элементов из хрупкого и малопластичного материалов. Для описания образования пластических деформаций или вязкого статического разрушения пластичных конструкционных металлических материалов при двухосном растяжении чаще используют последнюю гипотезу, что было реализовано и в нашем случае.

В приложении к двухосному напряженному состоянию, какое реализуется в баллонах давления, гипотеза энергии формоизменения имеет следующий вид:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{\sqrt{3} p D}{4 s} = \{ \sigma_t, \sigma_b \}; \quad (3)$$

где

$\sigma_{\text{пр}}$ - приведенное (эквивалентное) напряжение;

σ_t, σ_b - предел текучести или прочности при одноосном растяжении.

Толщина стенки s была рассчитана на основе соотношений (1 - 3) и в соответствии с ГОСТ14249-89 /5/:

$$s \geq s_p + c, \quad (4)$$

$$s_p = \frac{p_{\text{расч}} D}{2 k \sigma_b}; \quad (5)$$

где с - прибавка для компенсации минусового допуска;
 s_p - расчётная толщина стенки обечайки;
 $p_{\text{расч}}$ - расчетное внутреннее давление;
 k – экспериментальный коэффициент, учитывающий двухосное напряженное состояние.

Соответствие других условных обозначений, использованных в (4 -5), и терминов смотри далее в табл. 1 Приложения.

Допускаемое внутреннее избыточное давление [p] в случаях расчёта по предельным нагрузкам и для условий испытаний рассчитано по формуле

$$[p] = \frac{2 k [\sigma] (s_0 - c)}{D}; \quad (6)$$

где s_0 - исполнительная толщина стенки;
 $[\sigma] = \sigma_b$ - допускаемое напряжение при расчёте по предельным нагрузкам ;
 $[\sigma] = \sigma_t$ - допускаемое напряжение при расчёте для условий испытаний

3. Расчет статической прочности цилиндрических обечаек

Контрольные расчеты цельнометаллических корпусов с заданными выше характеристиками проведены на основе анализа напряженно-деформированного состояния оболочек цилиндрической части корпусов.

Толщина стенки цилиндрической части корпуса баллонов и величина допускаемого внутреннего давления рассчитывались по формулам (5, 6) соответственно. Величины испытательного и расчётного давлений выбраны согласно требованиям технического регламента Таможенного союза «О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением» (ТР ТС 032/2013) /6/.

Результаты расчетов приведены в табл. 1 Приложения.

Как видно из табл. 1, допускаемые внутренние избыточные давления из условий прочности $[P]_2$ выше соответствующих значений расчетного давления $P_{\text{расч}}$.

Запас статической прочности по отношению к рабочему давлению составил 2.8.

4. Расчет усталостной прочности цилиндрических обечайек

Поскольку материал корпусов при рабочем и пробном давлениях находился в упругой области, то расчёт усталостной прочности проводился по формуле Мэнсона-Морроу / 3,4 /, в которой оставлено только слагаемое, учитывающее упругие деформации:

$$\varepsilon_a = \frac{1.75 (\sigma_b - \sigma_m)}{E} N^{-0.12},$$

здесь ε_a - амплитуда упругих деформаций, σ_m - величина среднего напряжения цикла.

Подставляя необходимые значения в последнюю формулу, получили, что допускаемое значение находится на уровне предела усталостной прочности 10^6 .

Заключение

1. Таким образом, расчетами показано, что корпусы баллонов углекислотных огнетушителей с рабочим давлением 14.7 МПа (150 кгс/см²) и наружным диаметром 89 мм в части прочности соответствуют требованиям ТУ 1411-003-61192961-2009 и Приложения № 2 технического регламента Таможенного союза «О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением» (ТР ТС 032/2013).

Запас статической прочности по отношению к рабочему давлению составил значение более 2.4.

2. Усталостная прочность корпусов баллонов углекислотных огнетушителей достаточна и находится на уровне предела усталостной прочности.

Главный специалист

по прочности, к.т.н.



Трошин В.П.