

УДК 539.3

А.Н. ШУПИКОВ, Р.Л. ОНАЦКИЙ

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, г. Харьков

## НАПРЯЖЕНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОСУДАХ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ. ТЕОРИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТ.

*В статье предложено два подхода к оценке напряженно деформированного состояния (НДС) цилиндрических сосудов при воздействии внутреннего давления. Оба подхода основаны на применении метода конечных элементов (МКЭ). Также выполнено сопоставление численных результатов с данными аналитического решения и экспериментального исследования сосуда. Численное моделирование выполнено как в упругой постановке, так и в нелинейной постановке с учетом физической и геометрической нелинейности. Полученные результаты численного исследования хорошо согласуются с данными эксперимента и аналитическим решением, что подтверждает достоверность и работоспособность предложенных подходов.*

*Ключевые слова: Цилиндрический сосуд, оценка напряженно деформированного состояния, сопоставление с экспериментом, метод конечных элементов.*

A.N. SHUPIKOV, R.L. ONATSKIY

A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of NAS of Ukraine.

## STRESSES IN THE CYLINDRICAL VESSELS UNDER INTERNAL PRESSURE. THEORY AND EXPERIMENT

### Annotation

*In the paper the two approaches to evaluation of stress-strain state (SSS) of cylindrical vessels subjected to internal pressure are proposed. Both of approaches are based on the application of the finite element method (FEM). Also there was a comparison of numerical results with analytical solutions and experimental research of the vessel performed. Numerical simulation was made firstly with the linear elastic formulation and secondly with a nonlinear analysis taking into account physical and geometric nonlinearity. The obtained numerical results are in a good agreement with the experimental data and the analytical solution, which verifies the accuracy and efficiency of the proposed approaches.*

*Keywords: cylindrical vessel, evaluation of the stress strain state, the comparison with experiment, the method of finite elements.*

**Введение.** В химической и нефтеперерабатывающей промышленности широко используются цилиндрические сосуды, подверженные воздействию высокого внутреннего давления. Такое оборудование является объектом повышенной опасности, при этом во время эксплуатации возникают различного рода дефекты и повреждения, которые снижают его прочность.

В соответствии с правилами безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением [2, 3] необходимо проводить плановые и технические освидетельствования, на основе которых принимается решение о возможности их дальнейшей безопасной эксплуатации. В комплекс мероприятий кроме экспериментального исследования входит оценка прочности с использованием численных методов.

Сосуд представляет собой круговую цилиндрическую оболочку с полусферическими или эллиптическими днищами, см. рис. 1.

Расчету напряжений в таких конструкциях посвящено большое количество публикаций [1, 4, 5, 7], в которых на основе аналитических, численно-аналитических и численных методов сформулированы подходы к оценке их прочности. Так в книге Виноградова, Таранцева [1] приводится классификация и описание наиболее типовых конструкций тонкостенных сосудов, и краткий обзор существующих методов расчета на прочность элементов аппаратов. А также, приводятся различные подходы к оценке прочности сосудов на основе аналитических подходов [5]. Решением широкого круга задач, как в линейной, так и нелинейной постановках занимались Тимошенко, Новожилов [4, 7] и др.

Очевидно, что напряженно-деформированное состояние (НДС) реальной конструкции можно оценить лишь с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [11], поскольку есть возможность учесть наличие горловин, штуцеров, опор и т.д. Поэтому в настоящей работе предлагается один из возможных подходов к определению полей напряжений в цилиндрических сосудах, подверженных внутреннему давлению.



Рис. 1 Цилиндрический сосуд

**Постановка задачи.** Исследуется НДС цилиндрического сосуда с эллиптическими днищами, расчетная схема которого представлена на рис 2.

Здесь  $D$  – наружный диаметр сосуда,  $h$  – толщина стенки,  $L$  – длина сосуда,  $L_1$  – длина обечайки,  $a$  – высота эллиптического днища ( $a = 0.25 D$ ) [1, 9].

Сосуд нагружен внутренним давлением  $P$  и закреплен в точках  $A$  и  $B$ :  $U_A = W_A = 0$ ,  $W_B = 0$ . Ограничимся теорией тонких оболочек т.к.  $h \ll R$ , где  $R = D/2$  – радиус оболочки.

**Метод решения.** Численное исследование НДС цилиндрического сосуда осуществляется методом конечных элементов, который реализован в программном комплексе Ansys Mechanical [7, 11].

Предлагается два подхода к решению этой задачи. В первом случае задача решается в упругой постановке. Во втором решается физически и геометрически нелинейная задача, когда физические свойства материала определяются теорией малых упругопластических деформаций с линейным кинематическим упрочнением. Это обусловлено тем, что в аварийных ситуациях или плановых освидетельствованиях, напряжения иногда превышают предел текучести.

В первом случае для построения математической модели используется теория тонких оболочек, поэтому выбирается оболочечный 4-х узловой элемент с шестью степенями свободы в каждом узле: три перемещения ( $UX, UY, UZ$ ) и три угла поворота ( $ROTX, ROTY, ROTZ$ ).

Во втором случае математическая модель базируется на использовании уравнений трехмерной теории упругости. Поэтому для решения задачи применяется пространственный 8-ми узловой конечный элемент с тремя степенями свободы в каждом узле (3 перемещения  $UX, UY, UZ$ ).

**Геометрическая модель.** При численном моделировании рассмотрена цилиндрическая оболочка с полуэллиптическими днищами с размерами: наружный диаметр  $D = 315$  мм, толщина  $h = 2.85$  мм, длина сосуда  $L = 500$  мм. При построении расчетной модели был проведен учет симметрии. Геометрическая модель оболочки показана на рис 3а.

**Сетка конечных элементов.** При моделировании МКЭ используется конечно-элементная сетка, показанная на рис. 3б. Для выбора размера КЭ выполнена серия расчетов для оценки сходимости решения.

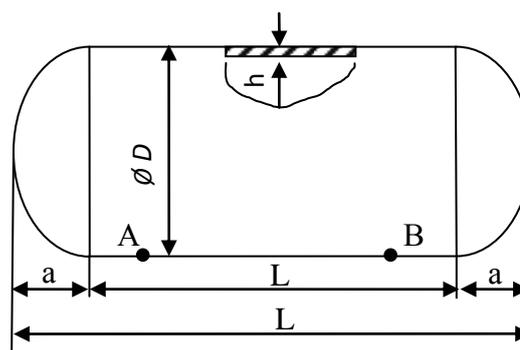


Рис. 2 Схема сосуда

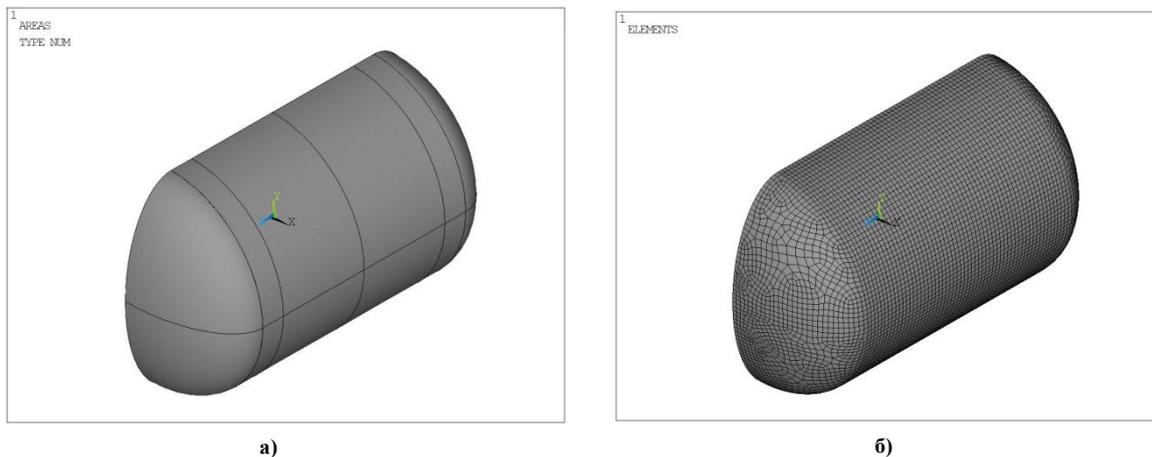


Рис. 3. Геометрическая модель и КЭ сетка оболочки с эллиптическим днищем

В качестве граничных условий была задана симметрия вдоль сечения сосуда вертикальной плоскостью, а также граничные условия, указанные ранее.

В качестве нагрузок задавалось внутреннее давление и собственный вес заполненного водой баллона. Внутреннее давление прикладывалось поэтапно от 0 до 4.5 МПа (1.5; 2.5; 3.5; 4.5).

Распределение перемещений и интенсивности напряжений при нагружении внутренним давлением 1.5МПа, полученных на основе оболочечной теории, показаны на рис. 4. Распределение перемещений и напряжений при нагружении внутренним давлением 1.5МПа, полученных на основе трехмерной теории показаны на рис. 5.

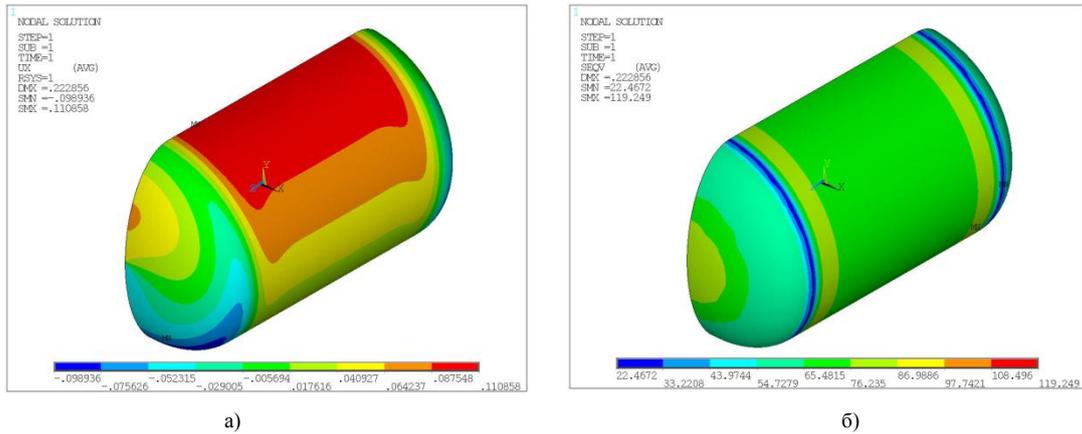


Рис. 4. Распределение перемещений и напряжений при нагружении давлением 1,5МПа (МКЭ оболочечная теория)

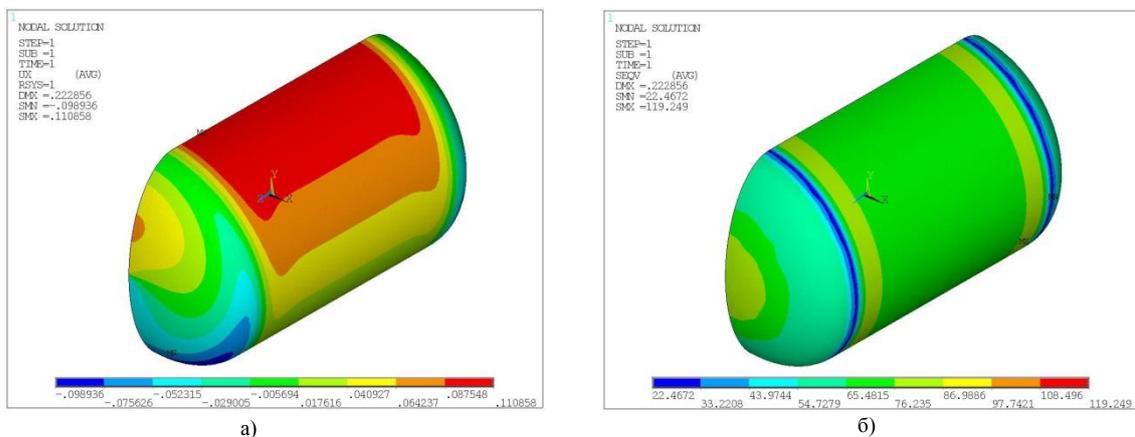


Рис. 5. Распределение перемещений и напряжений при нагружении давлением 1,5МПа (МКЭ 3-х мерная теория)

**Методика экспериментального исследования сосуда.** Экспериментальное исследование [8] сосуда было проведено на стенде в испытательной лаборатории отдела прочности ОАО «УкрНИИХиммаш». В ходе эксперимента был использован цилиндрический баллон с эллиптическими днищами.

Размеры сосуда до эксперимента измерялись микрометрической скобой и ультразвуковым толщиномером. Результаты измерения следующие:

- наружный диаметр  $314.83 \div 316.06$ мм,
- толщина  $h = 2.8 \div 2.9$ мм,
- длина сосуда  $L = 500$ мм.

Поэтому в расчетах было принято:  $D = 315$ мм,  $h = 2.85$ мм,  $L = 500$ мм.

Сосуд изготовлен из углеродистой стали 09Г2С. Характеристики материала, следующие: модуль упругости  $E = 2e5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0.3$ , плотность  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>, предел текучести материала  $\sigma_T = 275 \div 286$  МПа, предел прочности  $\sigma_B = 430 \div 450$  МПа [9, 10].

На рисунке 6 приведена схема сосуда с указанием расположения датчиков перемещения (№1, №2, №3). В качестве датчиков использованы стрелочные индикаторы часового типа.

Сосуд полностью заполнялся водой и нагружался внутренним давлением с помощью плунжерного насоса. Давление воды изменялось ступенчато с шагом 1 МПа в интервале от 1.5 до 4.5 МПа. На каждом этапе нагружения замерялись перемещения. На последнем этапе после нагружения

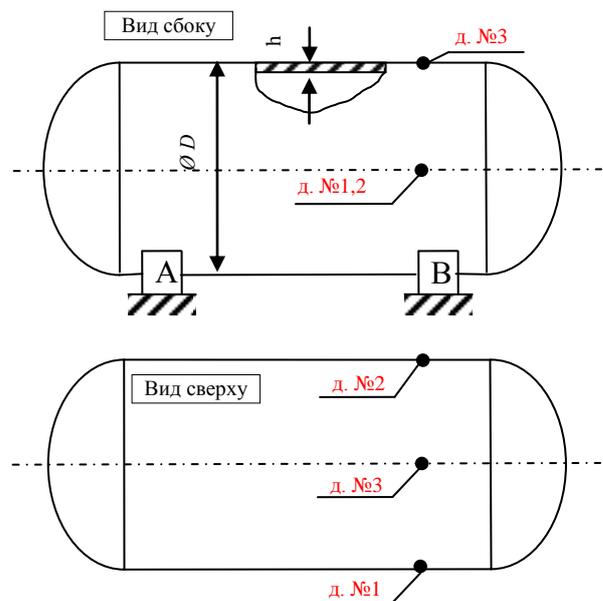


Рис. 6. Схема сосуда с расположением датчиков

давлением 4.5 МПа была выполнена разгрузка и проведено измерение остаточных перемещений.

Результаты измерения перемещений для всех этапов нагружения приведены в таблице 1. Удлинение диаметра обечайки в горизонтальном направлении определяется алгебраической суммой показаний датчиков №1 и №2. Поскольку датчик №3 расположен над опорой В (см. рис. 2), то удлинение диаметра обечайки в вертикальном направлении определяется показанием датчика №3.

В таблице 1 приведены результаты измерения перемещений, полученные экспериментально. Кроме того в таблице приведены перемещения, полученные аналитически [4], а также результаты численного исследования для двух предложенных подходов моделирования НДС сосуда в Ansys Mechanical.

Таблица 1

Обработка результатов эксперимента. Изменение диаметра оболочки под действием внутреннего давления.

P, Мпа	ΔD, мм				
	Эксперимент		Аналитическое решение [3]	Ansys	
	Горизонтальный диаметр (д. №1, 2)	Вертикальный диаметр (д. №3)		Оболочечная теория	3-х мерная теория
0	0	0	0	0	0
1.5	0.110	0.118	0.110	0.110	0.106
2.5	0.175	0.176	0.182	0.187	0.181
3.5	0.245	0.246	0.255	0.263	0.255
4.5	0.310	0.338	0.328	0.340	0.329
0	0.02	0.004	0	0	0.0002

Из таблицы 1 видно, что аналитическое решение, численные результаты и экспериментальные данные хорошо согласуются между собой. Максимальное отличие экспериментальных данных и аналитического решения не превышает 6.7%, максимальное расхождение между экспериментальными данными и результатами численного моделирования: для оболочечной теории не превышает 8.7%, а для трехмерной 9.32%.

**Выводы.** Предложено два подхода к расчету НДС цилиндрических сосудов при воздействии внутреннего давления. Оба подхода основаны на применении метода конечных элементов с использованием оболочечной и трехмерной теории. В случае оболочечной теории численное моделирование выполнено в упругой постановке, а при моделировании по трехмерной теории задача решена в нелинейной упруго-пластической постановке с учетом физической и геометрической нелинейности. Также было выполнено сопоставление численных результатов с данными экспериментального исследования.

Максимальное отличие результатов численного моделирования, по оболочечной теории и для трехмерной постановки, от экспериментальных данных и аналитического решения не превышает 9.32%, что подтверждает достоверность результатов, полученных на основе предложенных подходов и подтверждает их работоспособность.

#### Литература

1. С. Н. Виноградов. Конструирование и расчет элементов тонкостенных сосудов. Учебное пособие. / К. В. Таранцев. – Пенза, изд. ПГУ, 2004. – 136 с.
2. ПБ 03-384-00 Правила проектирования, изготовления и приемки сосудов и аппаратов стальных сварных.
3. ГОСТ Р 52630-2012 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. – М.: Стандартинформ, 2012.
4. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки. / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М.: Наука, 1966. – 636 с.
5. Смирнов Г. Г. Конструирование безопасных аппаратов для химических и нефтехимических производств: Справочник / Г. Г. Смирнов, А. Р. Толчинский, Т. Ф. Кондратьева. – Л.: Машиностроение, 1988. – 303 с.
6. Новожилов В.В. Теория тонких оболочек. / В.В. Новожилов. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 431 с.
7. Басов К.А. Ansys: справочник пользователя. / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс. 2005. – 640 с.
8. Методика оценки работоспособности сосудов с вмятинами и овальностью. – ОАО "УКРНИИХИММАШ". 2005 г.
9. ГОСТ 14249-89 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – [Дата введения 01.01.90]. – Издательство стандартов, 1989. – 79 с.
10. ГОСТ 22761-77 Металлы и сплавы. Метод измерения твердости по Бринеллю переносными твердомерами статического действия.–[Дата введения 01.01.79].–Издательство стандартов, 1979.–9 с.
11. Saeed Moaveni. Finite element analysis: theory and application with ANSYS.-3rd ed. / Moaveni Saeed – Pearson Education Inc. 2008. – 861p.