



ISSN 1814-5566 print

ISSN 1993-3517 online

**МЕТАЛЕВІ КОНСТРУКЦІЇ
МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ
METAL CONSTRUCTIONS**

№1, ТОМ 13 (2007) 25-32

УДК 621.735.2.043:775

(07)-0129-1

ВТРАТА СТІЙКОСТІ МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ ТИПУ ВІСЕСИМЕТРИЧНИХ ОБОЛОНОК

О.В. Маковецький

*Донбасська державна машинобудівна академія,
вул. Шкадінова, 72, 84313, м. Краматорськ, Україна.
E-mail: avm3@krm.net.ua*

Отримана 8 січня 2007; прийнята 15 січня 2007

Анотація. В статі розглянуто задачу дослідження локальної втрати стійкості оболонки складної форми. Для аналізу критичних напружень використовується метод кінцевих елементів. При цьому в якості моделі було прийнято елементи з різними геометричними параметрами, в тому числі товщиною стінки. Розглянуто випадки осевого та радіального стику заготовки. Проведено порівняння результатів з аналітичними в різних випадках навантаження. Наведено результати експериментальних досліджень втрати стійкості спеціально підготовлених трубок, що зацмлені при осевому стику пуансоном, що дозволило виявити форму втрати стійкості. Виконано порівняння експериментальних результатів не тільки з аналітичними методами, але і з одержаними з використанням МСЕ в випадку осевого навантаження заготовки. Проведене порівняння еквівалентних критичних напружень показало, що аналітичний спосіб дає завищені значення критичних напружень, а метод кінцевих елементів - декілька занижені. Використання аналітичних виразів для коротких оболонок недоцільно.

Ключові слова: оболонка, стійкість, втрата стійкості, навантаження, напруги, деформації, метод кінцевих елементів.

ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ТИПА ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ОБОЛОЧЕК

А.В. Маковецкий

*Донбасская государственная машиностроительная академия,
ул. Шкадинова, 72, 84313, г. Краматорск, Украина.
E-mail: avm3@krm.net.ua*

Получена 8 января 2007; принята 15 января 2007

Аннотация. В статье рассматривается задача исследования локальной потери устойчивости оболочки сложной формы. Для анализа критических напряжений используется метод конечных элементов. При этом в качестве модели принимались элементы с разными геометрическими параметрами, в том числе толщиной стенки. Рассмотрены случаи осевого и радиального сжатия заготовки. Выявлен характер потери устойчивости при осевом и радиальном нагружении. Проведено сравнение результатов с аналитическими для разных случаев нагружения. Приведены результаты экспериментальных исследований потери устойчивости защемленных специально подготовленных трубок при осевом сжатии пуансоном, позволившие выявить форму потери устойчивости. Выполнено сравнение экспериментально полученных результатов не только с аналитическими но и с полученными при моделировании с использованием МКЭ в случае осевого нагружения заготовки. Проведенное сравнение эквивалентных критических напряжений показало, что аналитический способ дает завышенные значения критических напряжений, а метод конечных элементов — несколько заниженные. Использование аналитических выражений для коротких оболочек нецелесообразно.

Ключевые слова: оболочка, нагружение, напряжения, деформации, устойчивость, потеря устойчивости, метод конечных элементов.

COLLAPSE OF METALWORK OF THE AXISYMMETRIC SHELL TYPE

A.V. Makovets'ky

The Donbass State Machine-Building Academy,

Shkadinov str. 72, 84313, Kramatorsk, Ukraine.

E-mail: avm3@krm.net.ua

Received 8 January 2007; accepted 15 January 2007

Abstract. A research problem of the local collapse of the shell of a complex form is considered in the article. The method of finite elements is used to analyze critical pressures. Elements with different geometrical parameters, including the wall thickness, were therewith taken as the model. There are considered the cases of axial and radial compression of a billet. The collapse character at axial and radial loading has been found out. The results obtained have been compared with the analytical ones for different cases of loading. There are given the results of experimental studies of collapse of restrained specially prepared pipes at a axial compression by a male die that made it possible to diagnose the collapse form. The experimental results are compared not only with the analytical ones but also with those obtained by FEM modeling at a billet axial loading. Comparison of the equivalent critical stresses shows that the analytical method gives higher values of critical stresses, and the finite-element method gives lower ones. The use of analytical forms for short shells turns out to be unpractical.

Keywords: shell, stability, collapse, load, stress, strain, finite-element method.

Современная промышленность выпускает достаточно много сложных пространственных изделий. В том числе полые осесимметричные заготовки в виде оболочек, которые являются элементами конструкций различного назначения, в том числе строительного. Основное преимущество подобных конструкций заключается в том, что они являются как цельными, так и полыми одновременно, что позволяет соединять высокие эксплуатационные, в том числе прочностные характеристики при относительно небольшом собственном весе.

Возможности получения изделий типа полых оболочек различной конфигурации ротационным деформированием отражены в работах [1-3].

Получение аналогичных металлоизделий рационально в условиях небольших предприятий, имеющих парк металлорежущего оборудования, в частности при использовании металлорежущих станков после несложной модернизации [4,5].

Однако с целью производства таких изделий, а также расширения возможностей использования полых заготовок, в частности, как элементов металлоконструкций, необходимо провести ряд исследований как теоретических, так и экспериментальных.

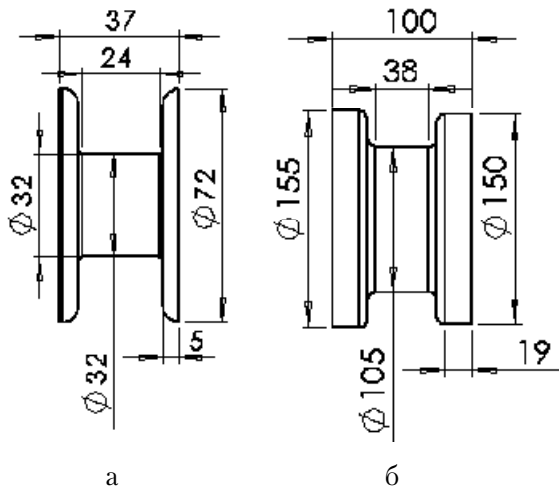
С точки зрения теоретических исследований наибольший интерес вызывают возможности несущей способности изделия в случае торцевого или радиального нагружения, возникающие при этом напряжения и деформации. Интересны также экспериментальные исследования критического нагружения при потере устойчивости.

Вопросы потери устойчивости оболочек, в том числе и за пределами упругости рассмотрены в работах [6,7].

Установлено [6], что в основном потеря устойчивости за пределами упругости имеет место для оболочек с параметрами $S/D \geq 0,005$, где S - толщина стенки, D - диаметр цилиндрической оболочки. Потеря устойчивости для оболочки с меньшими значениями выбранного параметра носит преимущественно упругий характер, как это показано в работе [6]. Причем на характер потери устойчивости могут влиять неоднородность материала, наличие дефектов, в том числе механических, и ряд других факторов.

Ряд работ [8-10] описывают поперечную потерю устойчивости и разрушение круглых труб.

Работа [11] посвящена диссипации энергии при осевом разрушении труб, а [12] осесим-



а – заготовка, при $S/D = 0,0067$;
 б – заготовка, при $S/D = 0,027$

Рис. 1. Типы изделий, используемые для моделирования устойчивости.

метричному разрушению круглых труб при осевом сжатии.

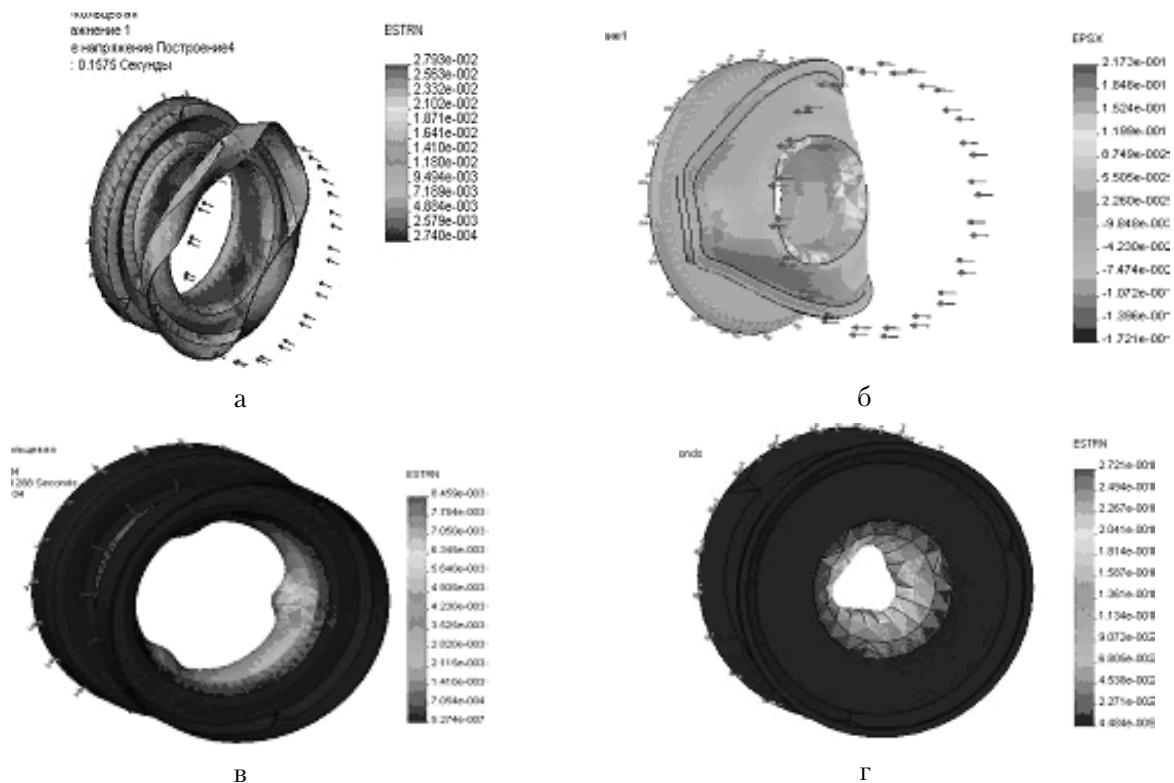
В труде [13] рассматривается моделирование с использованием метода конечных элементов разрушения с потерей устойчивости квадратных труб при высоких скоростях деформации.

В предшествующих работах рассмотрение проблемы ограничилось только простыми формами оболочек с различными комбинациями их нагружения.

Практический же интерес в настоящее время существует к проблеме потери устойчивости оболочек более сложных конфигураций.

Целью настоящей работы является теоретические и экспериментальные исследования критического деформирования изделий в виде осесимметричных оболочек сложной формы.

В качестве метода теоретических исследований принят конечно-элементный анализ, использованный в трудах [14,15,16], в случае исследования локальной потери устойчивости и технологии.



а, б – потеря устойчивости оболочки, при осевом нагружении, $p = 10^7$ Па (а), $p = 10^8$ Па (б);
 в, г – потеря устойчивости оболочки, при радиальном нагружении, $p = 10^8$ Па

Рис. 2 Распределение эквивалентных деформаций $\epsilon_{экв}$ (а,в,г) и деформации ϵ_x (б), в случае потери устойчивости для заготовки $S/D = 0,0067$ (а), заготовки $S/D = 0,027$ (б).

При моделировании использовались элементы (рис. 1) с геометрическими характеристиками $D \times S = 150 \times 1; 72 \times 2$ мм рис.1. В качестве материала использовалась Ст.0. Число элементов не превышало 20 000, время расчета от 40 до 160 мин на ПЭВМ с процессором 2,4 ГГц.

На рис. 2 приведены результаты проведенного моделирования, где показана интенсивность деформаций. Они свидетельствуют о различном характере локальной потери устойчивости заготовки в случае осевого и радиального нагружений.

Интенсивность деформаций определялась по выражению:

$$\varepsilon_{\text{экв}} = 2\sqrt{\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{3}},$$

где ε_1 и ε_2 – главные деформации.

В первом случае, при осевом нагружении, (рис.2а), потеря устойчивости наблюдается при цилиндрической кромке заготовки относительной длины $L/R = 0,25$, во втором $L/R = 0,14$, (рис.2б). Причем в первом и во втором случаях происходит симметричная форма потери устойчивости цилиндрической части оболочки,

при этом отличаются лишь значения критических нагрузочных осевых напряжений.

Максимальная интенсивность деформаций в первом случае $\varepsilon_{\text{экв}, \text{max}} = 2,1 \dots 2,7 \times 10^{-2}$, а во втором $\varepsilon_x = 1,5 \dots 1,84 \times 10^{-2}$.

Для случая радиального нагружения, устойчивость теряет в целом область цилиндрической втулки заготовки, рис.2 в, г.

Характер потери устойчивости согласуется с результатами, приведенными в работе [6].

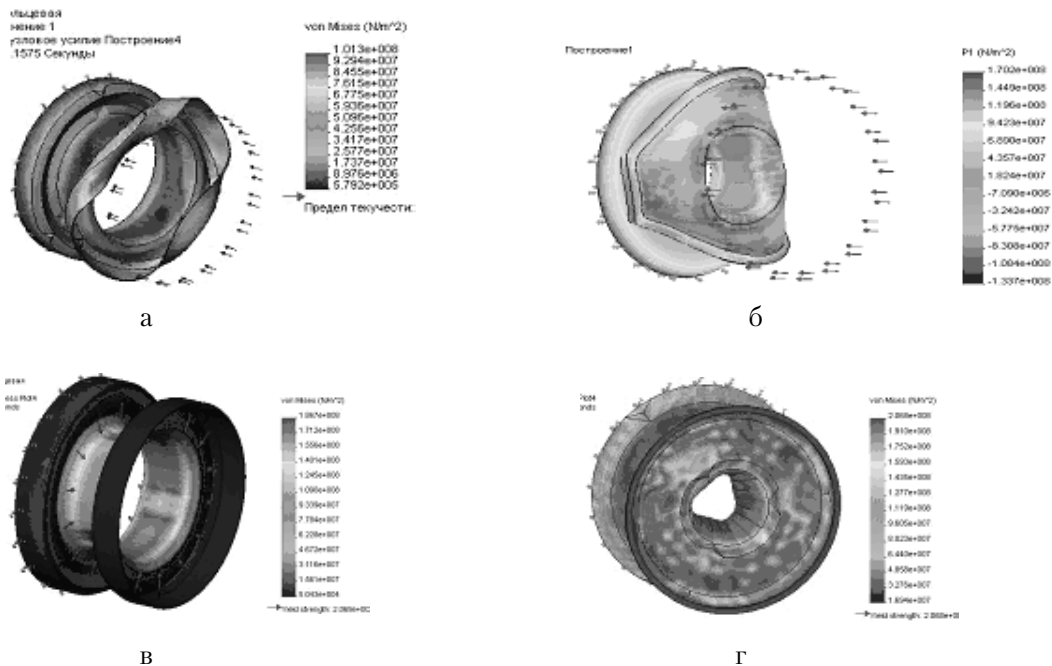
На рис. 3 приведено распределение интенсивности напряжений по Мизесу для указанных осевого (рис. 3 а, б) и радиального (рис. 3 в, г) способа нагружения заготовок.

Интенсивность напряжения по Мизесу находилась как

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - главные напряжения.

В случае осевого нагружения торца заготовки потеря устойчивости наблюдается на торцевой цилиндрической части заготовки, рис. 3 а, при максимальных значениях интенсивности напряжений по Мизесу $\sigma_{\text{max}} \cong \sigma_T$, рис. 3а,б.



а, б – осевое нагружение распределенной нагрузкой, $p = 10^7$ Па (а), $p = 1 \times 10^8$ Па (б);

в, г – радиальное нагружение распределенной нагрузкой, $p = 1 \times 10^8$ Па;

Рис. 3 Распределение интенсивности напряжений по Мизесу для Ст. 0, $\sigma_T = 106$ МПа.

В случае нагружения радиальной нагрузкой $p = 1 \times 10^8$ Па заготовки втулки, рис. 1 а, наблюдается потеря устойчивости доньшка втулки, при $\sigma_{\max} \cong \sigma_T$.

Для случая, рис. 1 б, $p = 1 \times 10^8$ Па также наблюдается потеря устойчивости заготовки в области доньшка втулки, при этом $\sigma_{\max} \cong \sigma_T$, рис. 3 г.

Отсюда следует, что конечно-элементный анализ позволил установить уровень критических напряжений при осевом радиальном сжатии, а также возникающие при этом формы потери устойчивости.

Проведем сравнение значений параметров полученных МКЭ и аналитическими методами в соответствии с работой [6]. На основе результатов, полученных автором работы [7], сравним значения величин полученных критических усилий в двух случаях нагружения осевого и радиального. При этом $E_c/E = 0,8$, $E_k/E = 0,7$, где E , E_c , E_k – модули Юнга, в том числе касательный и секущий.

Сравнение результатов, полученных в соответствии с работой [6], показало, что итоги КЭ моделирования дают более низкие результаты критических напряжений, чем полученные аналитическим путем. Причем эта разность уменьшается с ростом относительной толщины стенки s/R , где s – толщина стенки, а R – радиус оболочки. Наиболее ярко эта тенденция проявляется при $s/R \geq 100$, рис.4.

Это можно объяснить применимостью результатов аналитических расчетов в основном для средних и длинных оболочек с отношением $L/R \geq 1$, где L – длина оболочки, в нашем

же случае мы имеем дело с короткими оболочками.

Результаты радиального нагружения оболочки, полученные при расчете разными методами, приведены на рис. 5. В случае использования аналитического метода принято, что $E_c/E = 0,8$, $E_k/E = 0,7$, $L/R = 1,33$.

Рассмотрение результатов, полученных при теоретических расчетах с использованием формулы Джерара [6] и методом КЭ, (рис. 5), показывает, что последний дает завышенные результаты по сравнению с аналитическим методом, и эта разница существенна при значениях $s/R \geq 60$.

Это можно объяснить также ограниченной применимостью формулы Джерара к относительно коротким оболочкам, рис.1, а также влиянием фланцевых частей металлоконструкции. Ненагруженные фланцевые части изделия в рассматриваемых случаях будут резко увеличивать величину прикладываемых критических напряжений.

Экспериментальная проверка возможности потери устойчивости оболочки при осевом сжатии осуществлялась на специально изготовленных заземленных трубках, рис.6 а.

При осадке использовались специально прочные трубки с внутренним диаметром $D_o = 38,5$ мм, в интервале толщин $S = 0,4...0,9$ мм.

В результате проведения экспериментальных исследований с использованием простого приспособления получены графики зависимости осевой нагрузки Q от смещения пуансона (рис.6), в качестве линии тренда для усилий применялся полином.

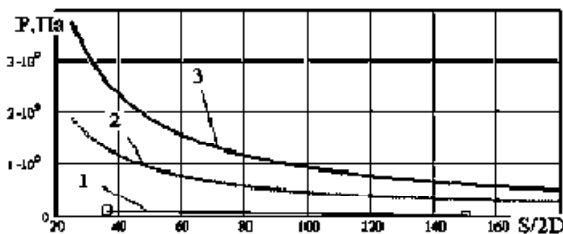


Рис. 4. Сравнение критических нагрузок для осевого нагружения оболочки, полученных при проведении КЭ анализа, кривая -1, с аналитическими, кривые 2 и 3, для толщин оболочки, где 2-S = 1,0 мм, 3-S = 2,0 мм.

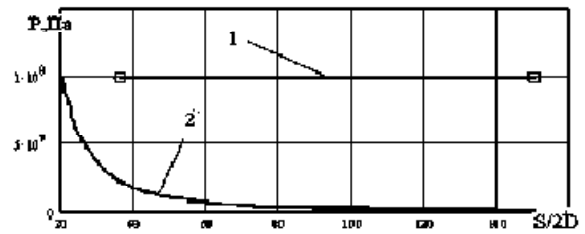
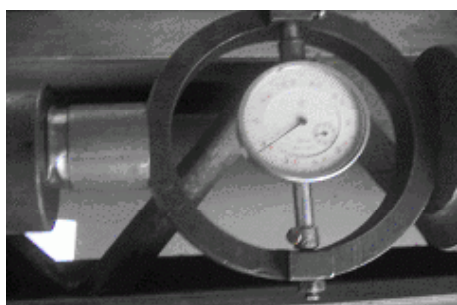
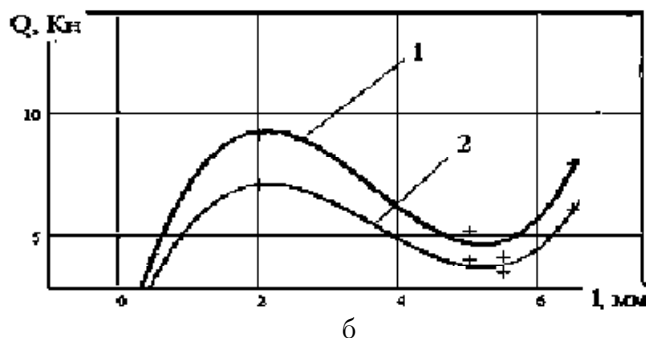


Рис. 5 Сравнение результатов при радиальном нагружении оболочки полученных при проведении КЭ анализа – кривая 1, с результатами, полученными в работе [7] – кривая 2.



а



б

а — приспособление для осевого нагружения оболочки;
б — графики изменения усилия Q для осевого нагружения

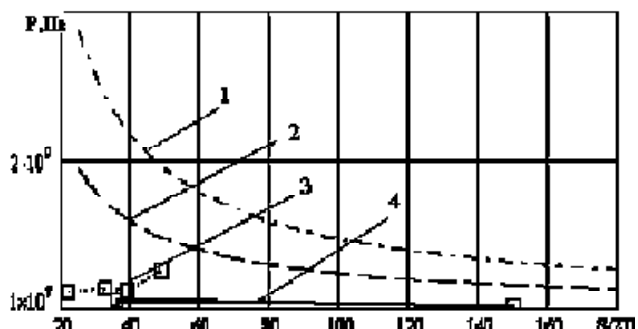
Рис. 6. Определение осевой нагрузки в зависимости от l — смещения пуансона при осадке трубки $D = 38,5$ мм, с толщинами, 1- $S = 0,5$ мм, $L/R = 0,14$; 2- $S = 0,6$ мм, $L/R = 0,21$.



а



б



в

а, б — формы потери осевой устойчивости оболочки;
в — сравнение результатов экспериментальных и теоретических исследований.

Рис. 7. Результаты экспериментального исследования потери устойчивости оболочки при осевом нагружении, где 1, 2- расчетные значения; 3 — экспериментальные значения; 4 — МКЭ.

Рассмотрение графиков (рис. 6 б) свидетельствует о наличии максимумов усилия при образовании гофров в случае потери устойчивости оболочки. Первому гофру соответствует первый максимум (рис.6 б), а затем следует разгрузка оболочки.

Второму гофру- второй максимум на графике, рис.6 б, с несколько меньшим значением величины нагружения.

Результаты проведенных экспериментальных исследований торцевого нагружения оболочки осевым усилием до потери устойчивости, а также графики сравнения с результатами теоретических исследований показаны на рис.7.

Анализ результатов экспериментальных исследований свидетельствует о возможной

потере осевой устойчивости оболочки в диапазоне полученных критических напряжений, (рис. 7 а). Эта потеря устойчивости может иметь многократный характер при относительном падении нагрузки и последующем перемещении нагрузочного пуансона, рис. 7 б.

Сравнение экспериментальных результатов с теоретическими показывают, что аналитические решения в диапазоне относительных толщин оболочки $S/R \leq 50$ дают явно завышенное значение критических напряжений, решение с использованием метода конечных элементов несколько заниженное. Причем уровень совпадения с результатами конечно-элементного анализа значительно выше. Последнее можно объяснить определенным разбросом механических свойств

материала образцов, более высокими значениями относительной толщины стенки заготовки, а также разнотолщинностью образцов.

Недостаточное совпадение с результатами аналитических расчетов объясняется неточностью используемых аналитических выражений [6] при анализе коротких оболочек.

Выводы:

- Предложенные новые элементы металлоконструкций полого типа, полученные с использованием процессов ротационного деформирования.
- Проведено решение с использованием МКЭ при осевой нагрузке на торец изделия и радиальном сжатии втулки, позволившее получить формы потери устойчивости, соответствующие классическим.
- Решения МКЭ для критического напряжения осевого и радиального сжатия дают заниженные значения критических напряжений по сравнению с аналитическим методом, что свидетельствует об ограниченной применимости аналитических решений в области так называемых коротких оболочек, а также о влиянии концевых частей металлоконструкции.
- Экспериментальные исследования на трубках показали соответствие характера потери устойчивости ранее полученным результатам, а также возможность многократной потери устойчивости при осевом нагружении в диапазоне рассмотренных параметров оболочки.
- Проведенное сравнение эквивалентных критических напряжений, полученное теоретически и экспериментально, показало, что аналитический способ дает завышенные значения критических напряжений, а МКЭ - несколько заниженные. Использование аналитических выражений (формула Джерара) для коротких оболочек нецелесообразно.

Литература

1. А.с. 1268248 МКИ В21D 22/16. Способ изготовления полых изделий с внутренними кольцевыми ребрами жесткости // А.В.Маковецкий, В.Г.Капорович, И.И.Исачков. Заявка 3828804 / 25-27. Заявл. 21.12.84. Опубл. 1986. Бюл. №41.
2. А.с. 1268248 МКИ В21D 22/16. Способ изготовления полых изделий с внутренними ребрами жесткости //А.В.Маковецкий. Заявка 4482507/ 27.Заявл. 16.09.88.Опубл.1991. Бюл. № 40.
3. Производство изделий машиностроения горячей обкаткой / В.С.Рыжиков, В.К.Удовенко, А.В.Маковецкий и др. Под ред. В.С.Рыжикова, В.К.Удовенко. – Краматорск: ДГМА, 2006. – 284 с.
4. Гредитор М.А. Давильные работы и ротационное выдавливание. – М.: Машиностроение, 1971. – 237 с.
5. Маковецкий А.В., Бабин О.Ф. Анализ конструкций станин токарных и токарно-давильных станков МКЭ // Прогресивні технології і системи машинобудування. Міжнар. зб. наукових праць. Вип.32. – Донецьк: ДНТУ. – 2006. – С.150-157.
6. Григолюк Э.И., Кабанов В.В. Устойчивость оболочек. – М.:Наука. ГФМЛ. 1978. – 360 с.
7. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. – М.: Наука. ГФМЛ. 1969. – 420 с.
8. L.D.Mutchler. Energy absorption of aluminium tubin // J.appl. Mech. Trans. ASME 27.1960 . p.740-743.
9. Reid S.R., Drewand S.L.K, Carney J.F. Energy absorbing capacition of braced metal tubes // Jnt. J.Mech.Sci.1983. 25. P.649-667.
10. Shim V. P.-W, Stronge W.J. Lateral crushing of thin-walled tubes between cylindrical indenters // Jnt. J.Mech.Sci. 1986. 28 (10) p.683-708.
11. Luo, Xiahui Charlie. Energy dissipation by axial crushing tubes // Dissertation Abstract International. 57.1997. 8. 5204
12. Bardi F.C., Yun H.D., Kyriakides S. On the axisymmetric crushing of circular tubes under axial compression // Jnt. J. of Solids and Structures. 40.2003. 12. p.3137-3155.
13. Markiewicz E., Drazetic P., Ducrocq P. An inverse determine the model parameters axial crishing of thin-walled squares tubes // Jnt. J. of Impact Engineering. 21.1998. 6. p.433-449.
14. Маковецкий А.В., Маковецкий В.В. Исследование нагружения тонкостенной осесимметричной оболочки индентором // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. Зб. наук. праць. – №1(3). – Краматорськ.: ДДМА. – 2006. – С.62-65.

15. Алямовский А.А. и др. Компьютерное моделирование в инженерной практике /А.А. Алямовский, А.А., Собачкин Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. — СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — 800 с.
16. Барыкин Н.П. Разработка математической модели изготовления осесимметричных изделий методом локального формообразования // Н.П.Барыкин, В.А.Плехов, В.К.Бердин, С.А. Шулепов. Кузн. штамп. пр-во. — 2004. — №10. — С.21-24.

Маковецкий Александр Викторович працює доцентом кафедри «Технологія і управління виробництвом», наукові інтереси: експлуатаційна надійність і технології виготовлення суцільних оболонок.

Маковецкий Александр Викторович работает доцентом кафедры «Технология и управление производством», научные интересы: эксплуатационная надежность и технологии изготовления цельных оболочек.

Makovetsk'y Olexandr Viktorivych works as an associated professor at the Department of Technology and Production Management. His research interests include reliability of operation and production processes of integral shells.