

Устойчивость цилиндрических оболочек в жесткой среде

© А.В. Егоров

ОАО НИАТ, Москва, 117587, Россия

Локальная устойчивость металлического лайнера при производстве и эксплуатации металлокомпозитных баллонов давления относится к важным практическим задачам. В настоящей работе рассмотрено деформирование тонкостенной цилиндрической оболочки (лейнера), ограниченной жесткой цилиндрической обоймой при прессовом наружном нагружении. Основное внимание уделено учету начальных несовершенств в виде технологических отклонений: местных вырезов и выступов на лайнере и обойме, которые, в свою очередь, имеют правильные геометрические формы. Исследование проведено численно, использована трехмерная модель, где лайнер и обойма смоделированы объемными конечными элементами. Данная модель позволяет также учитывать кольцевые сварные швы в лайнере. Проанализировано механическое поведение лайнера по упругой и упругопластической схемам. Рассмотрены два вида нагружения лайнера: нагрев лайнера в холодной обойме и опрессовка лайнера охлаждаемой обоймой без теплового контакта. Численные результаты показали существенную зависимость максимального критического давления на лайнере от величины технологических отклонений.

Ключевые слова: устойчивость цилиндрических оболочек, оболочечные конструкции, локальная потеря устойчивости, локальная внутренняя деформация, пластическое давление, начальные несовершенства конструкции, металлокомпозитные баллоны, баллоны высокого давления, переменность толщины лайнера, критическая нагрузка, конечно-элементное моделирование

Вопросам расчета на устойчивость оболочек всегда уделялось большое внимание [1], так как оболочечные конструкции широко представлены в авиационной и ракетно-космической технике, автомобилестроении, гражданском строительстве. Существует целый ряд конструкций, где тонкостенные оболочки помещены во внешнюю ограничивающую среду, что при нагружении ведет к одностороннему их деформированию и внутреннему локальному изгибу (рис. 1) — внутреннему выпучиванию. Для надежной работы подобных ограниченных оболочек, например лайнеров в металлокомпозитных баллонах или трубопроводах, недопустима локальная потеря устойчивости. Поэтому в области расчета на устойчивость оболочек появилось направление устойчивости колец и оболочек в первую очередь цилиндрических, окруженных жесткой или деформируемой средой. Особенность таких задач состоит в том, что критическая нагрузка локальной потери устойчивости жестко ограниченных колец [2]

$$q_{кр} = 0,65Eb \left(\frac{h}{R} \right)^{2,2} \quad (1)$$

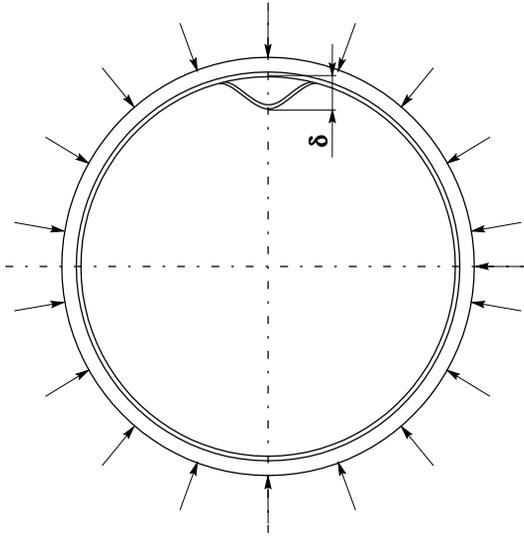


Рис. 1

существенно выше, чем критическая нагрузка свободных колец [2], нагруженных внешним давлением,

$$q_{кр} = 0,25Eb \left(\frac{h}{R} \right)^3. \quad (2)$$

В уравнениях (1) и (2) обозначено: E — модуль упругости кольца; b , h , R — ширина, толщина и радиус кольца соответственно.

Применительно к цилиндрическим оболочкам уравнения (1) и (2) переписываются в виде [3, 4]

$$p_{Gl} = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{h}{D} \right)^{2,2}, \quad (3)$$

$$p_y = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{h}{D} \right)^3, \quad (4)$$

где p_{Gl} и p_y — критическое давление ограниченного цилиндра по Глоку и упругого свободного цилиндра; ν — коэффициент Пуассона цилиндра; D — диаметр цилиндра.

В практических задачах между цилиндром и жесткой полостью может иметь место начальный зазор g при свободной установке цилиндра или начальная неправильность формы в виде локальной внут-

ренной деформации с амплитудой δ_0 (начальная овальность). Эти начальные несовершенства вошли в эмпирическое выражение [5]

$$p_{EM} = \frac{2E}{1-\nu^2} h_g^3 \left(\frac{25 + 700h_g + 315\bar{g}}{0,15 + 130h_g + 1400h_g^2 + 145\bar{g}} \right) \quad (5)$$

и в полуэмпирическую формулу [6]

$$p_M = \frac{14,1\sigma_T}{\left(\frac{D}{h}\right)^{1,5} [1 + 1,2(\delta_0 + 2g)/h]} \quad (6)$$

Здесь p_{EM} , p_M — предельное давление по [5] и [6] соответственно;

$h_g = \frac{h}{D}$; $\bar{g} = \frac{g}{h}$; σ_T — предел текучести материала цилиндра.

В работе [7] в соответствии с теорией тонкостенных сосудов и критерия пластичности Мизеса при плоской деформации поперечного сечения получена формула для пластического давления p_T

$$p_T = \frac{2\sigma_T}{\sqrt{1-\nu + \nu^2}} \left(\frac{h}{D}\right) \quad (7)$$

При давлении p_T происходит переход всего материала цилиндрической оболочки в пластическое состояние. Разделив уравнения (6) и (7), учитывая тонкостенность цилиндра $\left(\frac{D}{h} = 100 \div 300\right)$ и идеальность его формы ($\delta_0 = g = 0$), а также приняв $\nu = 0,3$, получим

$$\frac{p_M}{p_T} = 6,24 \left(\frac{h}{D}\right)^{0,5} \quad (8)$$

Отсюда следует, что предельное давление p_M (6) выпучивания цилиндра, встроенного в жесткую полость, значительно ниже пластического давления p_T .

Подробную информацию о публикациях по устойчивости стесненных цилиндрических оболочек, включающую аналитические, экспериментальные и численные методы анализа, можно найти в работе [7]. Отметим только, что в современных трудах задачи устойчивости цилиндрических оболочек в ограничивающих средах решаются с применением компьютерных программ. В решениях учитываются начальные несовершенства конструкций, неоднородные свойства ма-

териалов в упругой и пластической областях, а также более сложные (по сравнению с равномерным давлением) внешние нагрузки.

В работе [8] рассмотрено поведение в трубопроводах стальных лайнеров с локализованными волновыми дефектами. В [9] проведено параметрическое исследование влияния гибкости слоистых оболочек, амплитуды несовершенств и упругости среды. Методология оценки устойчивости конструкции закрытых стальных баллонов под внешним давлением в рамках новых европейских правил и рекомендаций по проектированию предложена в публикации [10], в которой особое внимание уделено влиянию начальных несовершенств формы цилиндра и зазора.

Методика проектировочного расчета на локальную устойчивость стальных трубопроводов в жесткой ограничивающей среде приведена в [7]. В ней вводится параметр гибкости оболочки λ :

$$\lambda = \sqrt{\frac{p_T}{p_{GI}}} = \sqrt{\frac{2,26\sigma_T(1-\nu^2)}{E} \left(\frac{D}{h}\right)^{1,2}}. \quad (9)$$

Из численных расчетов было установлено, что существует значение $\lambda_p = 2,2$, которое определяет переход между упругим и неупругим режимами выпучивания. При $\lambda < \lambda_p$ происходит неупругое выпучивание, $\lambda > \lambda_p$ — упругое выпучивание. Имеет место также значение $\lambda_0 = 0,25$, такое, что для $\lambda \ll \lambda_0$ предельное давление приближается к пластическому давлению p_T . Методика [7] учитывает влияние начальных несовершенств в виде зазора и местной овальности на устойчивость трубопровода.

Численный подход применялся в [11] для анализа устойчивости арок и колец при контактных ограничениях.

Примером взаимодействия металлического лайнера и композитной обшивки могут служить металлокомпозитные баллоны высокого давления (МК БВД) [12], применяемые в ракетно-космической технике. Их испытания выявили возможность потери устойчивости лайнера при разгрузке баллона. Механизм взаимодействия лайнера и композитной обшивки достаточно подробно проанализирован в [13]. Лайнеры в МК БВД подвергаются прессовому нагружению в процессе изготовления баллонов — при намотке композитной оболочки — и во время испытаний и эксплуатации баллонов — при снятии внутреннего давления. В этих условиях возможна локальная потеря устойчивости лайнера — прессовое выпучивание, отличающееся от гидравлического выпучивания в трубопроводах.

Для оценки критического значения контактного давления в металлокомпозитных баллонах в [13] предлагается обобщенная формула

$$q_{\text{кр}} = CE \left(\frac{h}{D} \right)^a, \quad (10)$$

основанная на энергетическом методе решения задачи локальной устойчивости. Отмечается, что $a = 2,2$, а коэффициент C в разных работах принимает следующие значения: 2,76; 2,55; 1. В [13] коэффициент C определяется из экспериментальных исследований стального кольца в жесткой композитной обойме на основе температурной аналогии следующим образом:

$$C = 2\varepsilon_{\text{кр}} \left(\frac{D}{h} \right)^{1,2}, \quad (11)$$

где $\varepsilon_{\text{кр}}$ — фиксированная критическая деформация при потере устойчивости нагреваемого кольца, $\varepsilon_{\text{кр}} = \alpha_T \Delta T$. Здесь α_T — коэффициент линейного расширения; ΔT — температура нагрева.

Получено в [13], что коэффициент C зависит от диаметра D и отношения h/D кольца, значения этого коэффициента лежат в пределах 2,99...3,64. Отмечается также, что экспериментальная критическая деформация $\varepsilon_{\text{кр}}$ для подобных баллонов может различаться в несколько раз по технологическим причинам их изготовления.

В [14] оценка локальной устойчивости лейнера в металлокомпозитном баллоне проведена приближенно по арочной схеме с минимизацией по зоне отклонения.

В настоящей работе исследуется поведение лейнера в составе МК БВД. В качестве начальных несовершенств выбираются технологические отклонения, имеющие место при производстве баллонов, а именно переменность толщины лейнера и композитной оболочки по окружной координате, размеры и соотношения данных дефектов.

Выбор расчетной схемы. Композитная оболочка с кольцевым модулем упругости $E'_{\text{км}} = 200$ ГПа считается квазиоднородной изотропной жесткой обоймой по сравнению с алюминиевым изотропным лейнером с модулем упругости $E_{\text{Al}} = 71$ ГПа.

Начальные несовершенства задаются в виде изменения по окружной координате толщин лейнера и обоймы, а также температуры обоймы. Лейнер считается тонкостенной цилиндрической оболочкой с характерными размерами: $100 \leq \frac{D}{h} \leq 300$; $\frac{D}{L} < 10$; L — длина цилиндра.

Нагружение лайнера внешним давлением осуществляется посредством обжатия обоймой, которая деформируется при задании на ней отрицательной температуры, или посредством нагрева самого лайнера. Теплового контакта между лайнером и обоймой нет.

Цилиндрический лайнер и обойма имеют правильную геометрическую форму и полное начальное прилегание с односторонней связью, допускающей их свободное расхождение (разъединение) по нормали к поверхности соприкосновения. Трение между лайнером и обоймой отсутствует.

В осевом направлении лайнер и обойма могут свободно деформироваться, но не смещаться друг относительно друга.

Конечно-элементное моделирование. Анализ пространственно-напряженно-деформированного состояния металлического лайнера (цилиндра), заключенного в жесткой обойме, проводится с применением конечно-элементного программного комплекса LS-DYNA. Данный программный комплекс предназначен для проведения динамических и статических расчетов структур с геометрическими и физическими нелинейностями: большие перемещения и деформации, упругопластическое поведение материала, сложные формы контакта тел. Методология численного решения задач основана на использовании явных и неявных методов интегрирования уравнений, описывающих поведение моделируемых объектов.

При расчете поведение составных частей конструкции описывалось материалами различных типов. Жесткая обойма моделировалась упругим материалом (*MAT_ELASTIC), а металлический лайнер — упругопластическим материалом (*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY). Диаграмма деформирования упругопластического материала строилась по стандартным справочным характеристикам (предел пропорциональности $\sigma_{\text{пц}}$, условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, предел прочности σ_b и предельное удлинение δ , %, при разрыве) [15].

С учетом регулярной геометрии конструкции и дополнительных требований к размерам конечных элементов (соотношения размеров конечных элементов по различным осям), а также принимая во внимание необходимость выделения специальных зон, описывающих возможные геометрические дефекты лайнера, потребовалось создать дополнительные расчетные программы в среде MATLAB для получения регулярной конечно-элементной сетки. Данные программы позволили получить регулярную нумерацию узлов сетки и конечных элементов, что, в свою очередь, упростило процедуру задания граничных условий, внешних и внутренних воздействий, зон контакта, и максимально уменьшить размерность решаемой задачи при фиксированной геометрии конструкции.

На двухслойную цилиндрическую оболочку, состоящую из наружной жесткой обоймы и внутреннего упругопластического лайнера, наложены геометрические связи, соответствующие условиям нагружения цилиндрической части металлокомпозитного баллона давления. Левый торец — свободный, с равными осевыми перемещениями лайнера и обоймы; на правом торце — шарнирно-подвижные опоры на лайнере и обойме, запрещающие только осевые перемещения.

Отклонения толщин лайнера и обоймы, равномерные по всей длине конструкции, принимаются в виде вырезов и выступов по несвязанным секторам (рис. 2), что позволяет независимо изменять их протяженности. Таким же образом по несвязанным секторам назначается температура в лайнере и обойме.

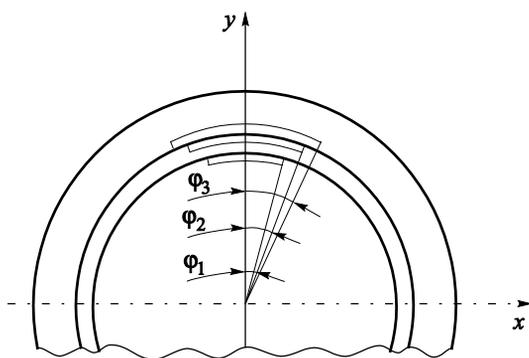


Рис. 2

Вырезы и выступы задаются в верхней части конструкции симметрично относительно вертикальной оси. Поэтому, учитывая вертикальную плоскость симметрии, задача решается для половины конструкции (рис. 3). Данный подход позволит определить объемное напряженно-деформированное состояние и локальную потерю устойчивости составного цилиндра, сэкономив при этом машинный ресурс.

Конструкция, состоящая из цилиндрического лайнера и жесткой обоймы, моделируется с помощью восьмиузловых объемных конечных элементов типа SOLID с полным интегрированием по объему (по Гауссу) по восьми точкам. Размер конечного элемента для внутреннего цилиндра и внешней обоймы в отдельности выбирается таким образом, чтобы характерный размер по высоте конечного элемента составлял $1/5$ от их толщины. Для лайнера, материал которого упругопластический, толщина конечного элемента выбирается меньше, чем для обоймы, чтобы получить более точное решение в упругопластической зоне. Каждый узел обладает тремя степенями свободы. Всего в конечно-элементной модели порядка 156 тыс. узлов и 135 тыс. элементов.

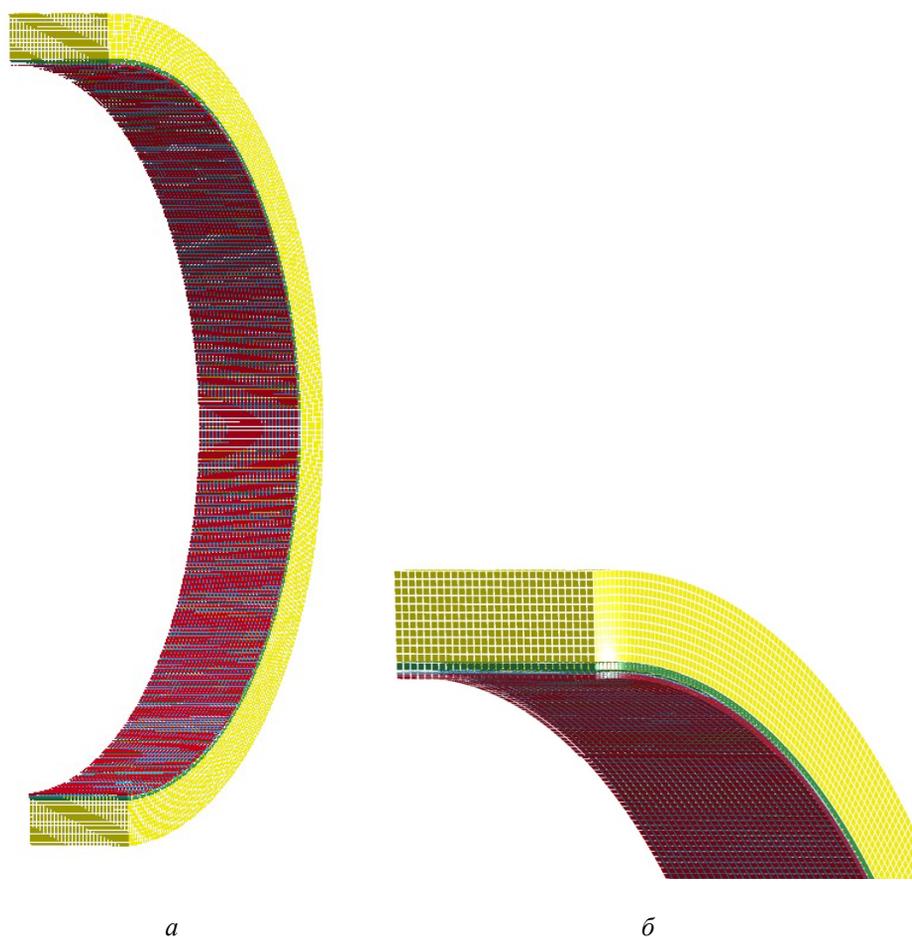


Рис. 3

Сетка на разработанной модели достаточно частая. По толщине внутреннего цилиндра расположено пять рядов конечных элементов. Для внешней обоймы размер элемента был взят больше. Следует отметить, что, несмотря на небольшую разницу в размерах конечных элементов проводился подробный анализ на потерю устойчивости лайнера в процессе нагружения. Удалось не просто отследить локальную потерю устойчивости, но и замерить время, за которое она происходит, что в действительности заметить физически практически невозможно. В качестве граничных условий на вертикальной плоскости введены симметричные ограничения.

Тип контакта между лайнером и обоймой — «автоматический поверхность — поверхность» *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE. Решается динамическая задача.

Расчетная практика показала, что наиболее сильное влияние на локальную потерю устойчивости лайнера в той или иной степени оказывает введение неоднородности геометрии.

Механическое поведение лейнера. Напряженно-деформированное состояние цилиндрического лейнера анализируется при его нагреве в жесткой недеформируемой обойме и при внешнем давлении со стороны охлаждаемой обоймы.

Исследование проводится на двухслойной цилиндрической конструкции, геометрически подобной металлокомпозитному баллону давления для космической техники с начальными несовершенствами типа наружного выреза и внутреннего выступа на лейнере (рис. 4). Это имитирует местное утонение, или утолщение, или просечку лейнера, т. е. те дефекты, которые могут встречаться при производстве баллонов.

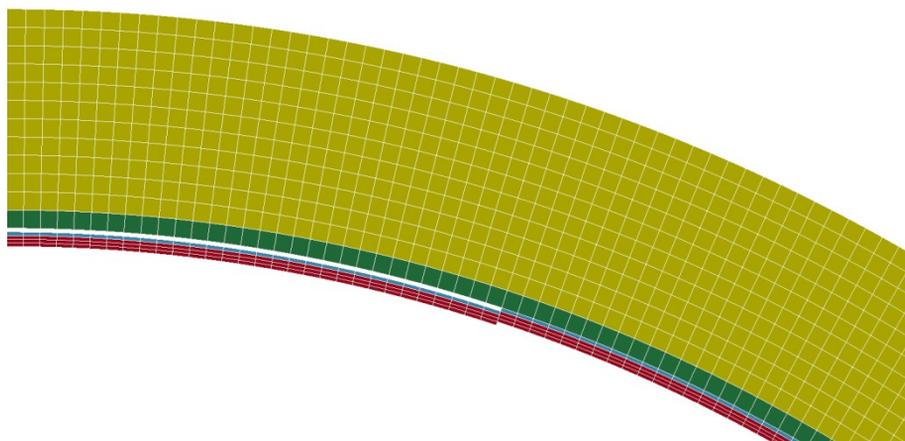


Рис. 4

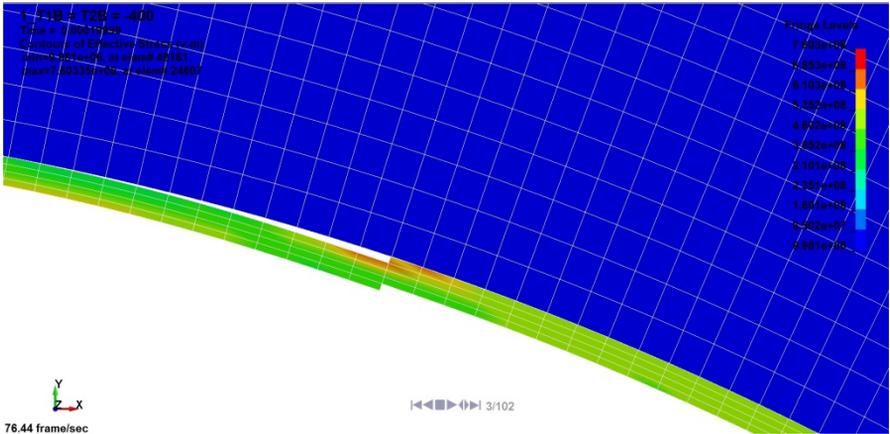
Проведенные численные расчеты при разных длинах вырезов и выступов по окружной координате φ и при разных соотношениях длин вырезов и выступов показали, что наибольшая концентрация напряжений происходит в случае, когда вырез и выступ располагаются в одном секторе (см. рис. 3), где $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$. Именно этот случай анализируется далее.

Вначале была решена задача нагрева идеального цилиндра в идеальной жесткой обойме (без вырезов и выступов). Как и предполагалось, отслоения цилиндра от обоймы не произошло, увеличивалась только толщина цилиндра. Затем исследовалось упругое поведение лейнера с начальными несовершенствами (см. рис. 4) при обжатии охлаждаемой обоймой.

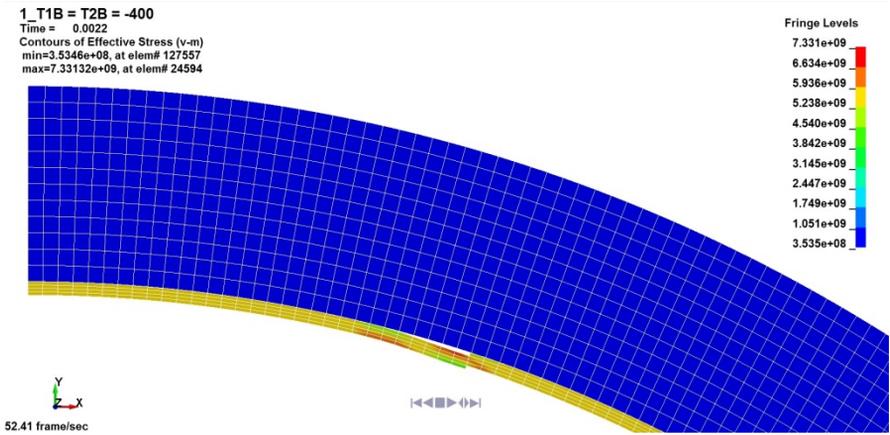
Лейнер и обойма изготовлены из стали 20X13 с характеристиками: $E = 200$ ГПа, $\sigma_{0,2} = 400$ МПа, $\sigma_b = 550$ МПа, $\nu = 0,3$, $\delta = 16$ %, $\alpha = 1,15 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}$, $\rho = 8000$ кг/м³.

Размеры конструкции: наружный диаметр лейнера (цилиндра) $D = 88$ мм, толщина стенки лейнера и обоймы 0,5 мм и 14 мм соответственно, длина цилиндра $L = 14$ мм и 28 мм, глубина выреза и высота выступа равны по 0,1 мм для лейнера, глубина выреза для обоймы — 0,5 мм. Длина выреза и выступа бралась по 18 мм, так как при меньшей длине резко снижался эффект локальной потери устойчивости лейнера, при большей — изменялся слабо.

Из расчетов была найдена температура обоймы $T_{об} = -16$ °С, при которой начинает формироваться волна потери устойчивости лейнера (рис. 5, а), а напряжения по Мизесу не превышают предела прочности σ_B материала. Кольцевые деформации $\varepsilon \approx 0,1\%$. Дальнейшая опрессовка цилиндра ведет к превышению σ_B и разрушению (рис. 5, б). Условная волна потери устойчивости цилиндра представлена на рис. 5, в.

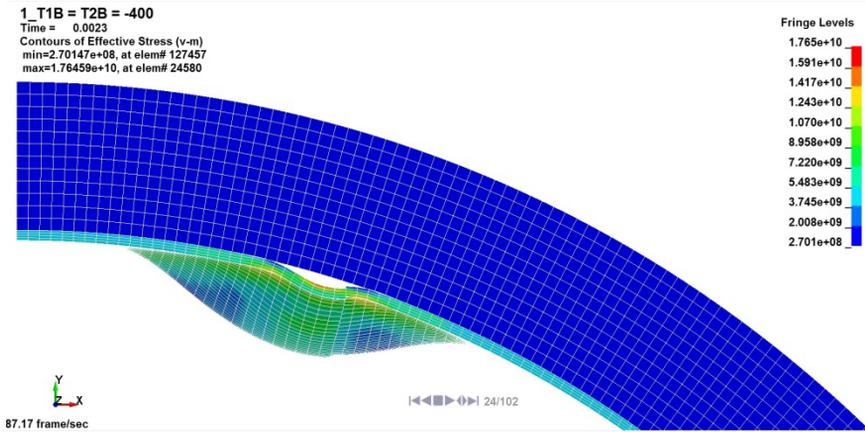


а



б

Рис. 5 (начало)

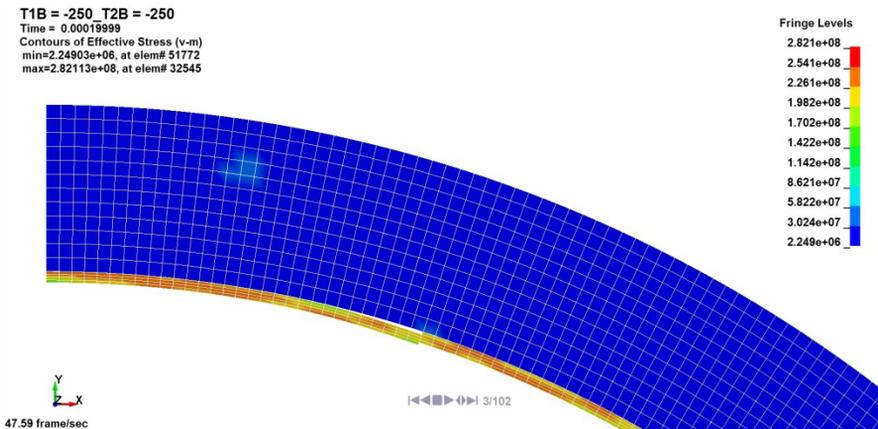


6

Рис. 5 (окончание)

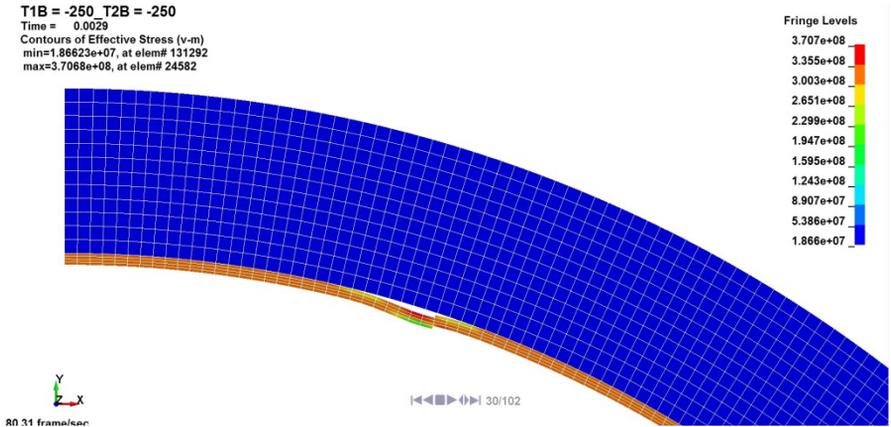
Согласно методике [7], можно оценить гибкость цилиндра по формуле (9). Получим $\lambda = 1,43$, что свидетельствует о потере устойчивости лайнера в пластической области. Поэтому дальнейший анализ выполняется с применением нелинейной диаграммы деформирования.

На рис. 6 показано поэтапное деформирование упругопластического лайнера при опрессовке охлаждаемой обоймой. В момент времени $\tau = 3,1 \cdot 10^{-4}$ с (рис. 6, а) начинается отслоение цилиндра от обоймы. При $\tau = 2,9 \cdot 10^{-3}$ с (рис. 6, б) появляется волна деформации, при $\tau = 3,1 \cdot 10^{-3}$ с (рис. 6, в) формируется «лепесток». В этот момент времени напряжение по Мизесу на пике «лепестка» $\sigma_i = 410$ МПа, что меньше предела прочности σ_B , т. е. разрушения не происходит; температура обоймы составляет $T_{об} = -155$ °С.

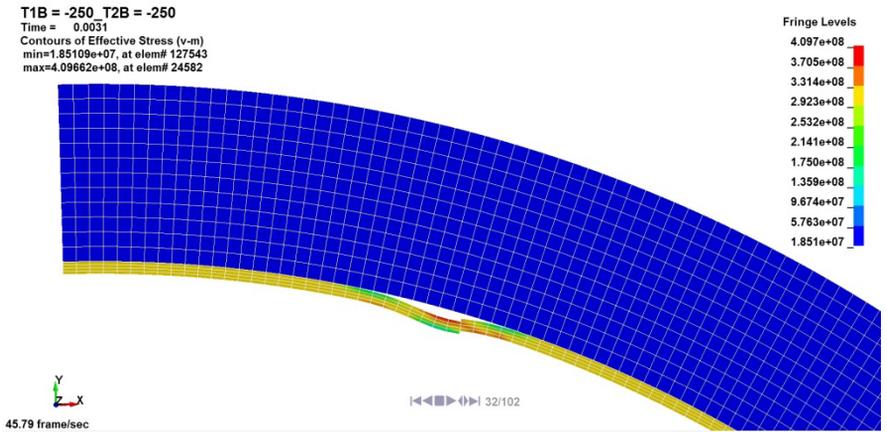


а

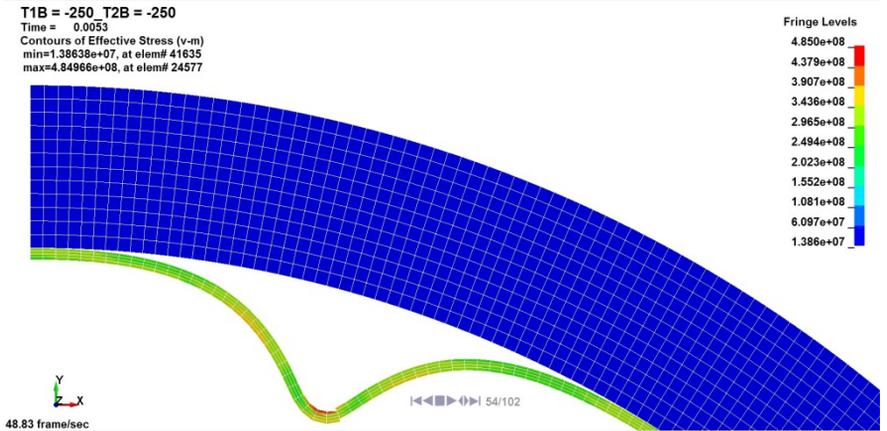
Рис. 6 (начало)



б



б



в

Рис. 6 (окончание)

При дальнейшем охлаждении обоймы до $T_{об} = -250^{\circ}\text{C} \times (\tau = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ c})$ получаем ярко выраженный «лепесток» (рис. 6, з), на пике которого напряжение по Мизесу $\sigma_i = 512 \text{ МПа}$. Напряженное состояние лейнера и форма его выпучивания показаны на рис. 7. Изгибные напряжения сконцентрированы в зоне «лепестка», в остальной части цилиндра отмечается напряженное состояние, близкое к однородному.

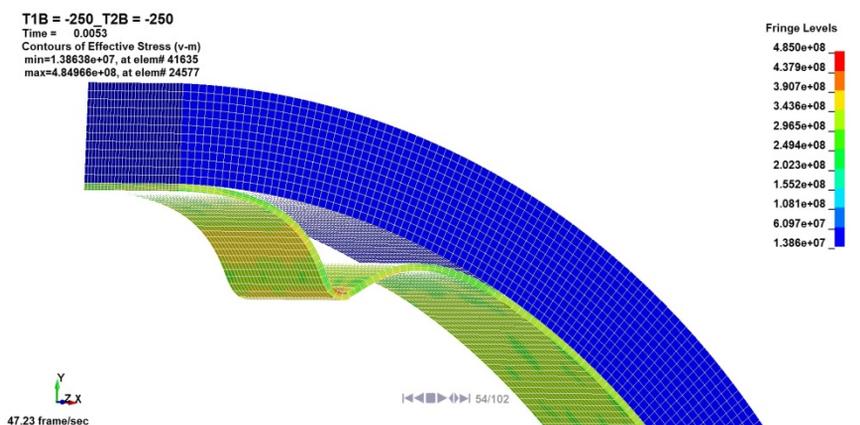


Рис. 7

Анализировалась потеря устойчивости нагреваемого лейнера, окруженного ненагретой жесткой обоймой. Лейнер имеет местное утолщение на 0,3 мм за счет выступа и выреза длиной по 9 мм, в обойме — глубина выреза 0,5 мм. Нагрев лейнера до $T = 204^{\circ}\text{C}$ сопровождается появлением изгибной волны. Заметное выпучивание (рис. 8) происходит при температуре лейнера $T = 288^{\circ}\text{C}$. В этот момент напряжение по Мизесу в нем $\sigma_i = 338 \text{ МПа}$.

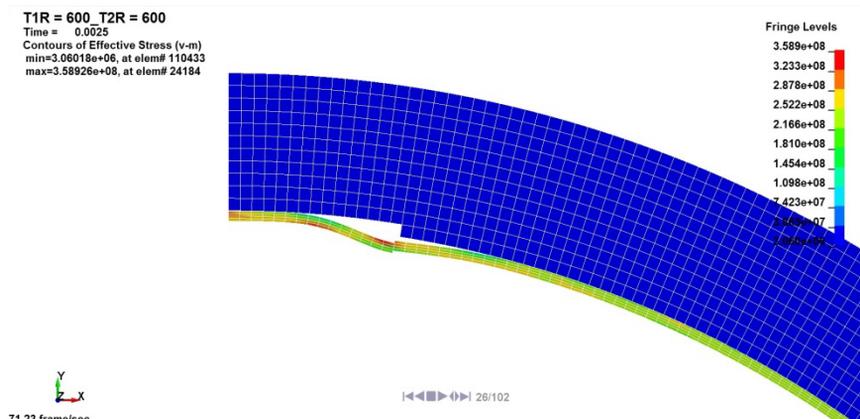


Рис. 8

Расчет лейнера с вырезом (18 мм) и жесткой обоймы с вырезом (9 мм) показал (рис. 9), что потеря устойчивости в форме хорошо сформировавшегося «лепестка» произошла при температуре лейнера $T = 228\text{ }^{\circ}\text{C}$, что ниже предыдущего варианта расчета. Это означает, что утонение лейнера ускоряет процесс потери устойчивости.

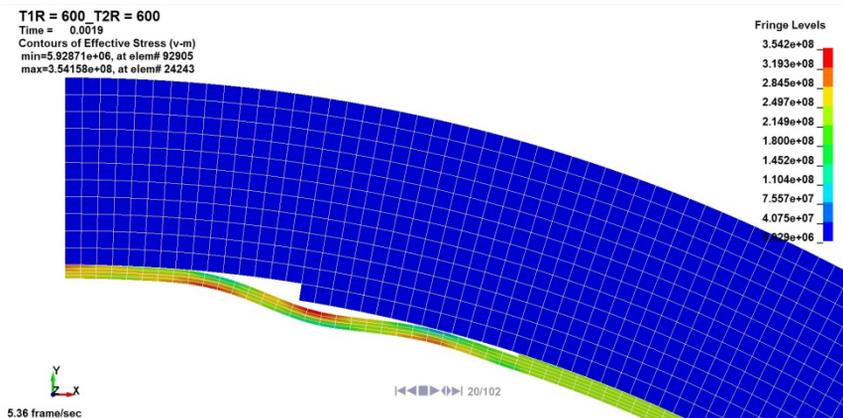


Рис. 9

Заключение. Показано, что в современных публикациях по расчету на устойчивость цилиндрических оболочек, ограниченных внешней средой и нагруженных гидравлическим или прессовым давлением, основное внимание уделяется учету пластических свойств материалов и начальных несовершенств, заметно снижающих нагрузки. К начальным несовершенствам относят геометрические отклонения формы цилиндрической оболочки от идеальной, а также неоднородные механические свойства материала оболочки.

На основе объемных конечных элементов построена компьютерная трехмерная модель деформирования двухслойной цилиндрической конструкции, состоящей из внутренней цилиндрической оболочки (лейнера) и жесткой наружной обоймы, с учетом начальных несовершенств в виде технологических отклонений, имеющих место в реальном производстве. К технологическим отклонениям отнесены местные вырезы и выступы на лейнере и обойме по окружной координате и неоднородные механические свойства по продольной осевой координате, имитирующие сварной лейнер. Модель лейнера — изотропная упругопластическая, модель обоймы — изотропная упругая.

Численный анализ выполнен в программном комплексе LS-DYNA, что позволило провести динамические расчеты двухслойных цилиндрических конструкций с геометрическими и физическими нелинейностями, а также отследить локальную потерю устойчивости лейнера и время, за которое она происходит.

Исследования показали, что наличие зазоров и выступов в оболочке ведет к предварительному деформированию цилиндрической оболочки, изначально идеальной круглой формы, и появлению местной волны, которая в процессе дальнейшего нагружения увеличивается по длине и амплитуде, и происходит внутреннее выпучивание оболочки по типу «лепестка». Установлено различие в амплитудах внутреннего выпучивания оболочки при ее нагреве и охлаждении наружной обоймы. Выявлено, что вырезы в обойме сильнее отражаются на критической нагрузке, чем местные малые изменения толщины лайнера. Расчеты подтвердили применимость предложенного в [7] критерия оценки упругой и неупругой области потери устойчивости ограниченной цилиндрической оболочки по параметру гибкости λ (9) оболочки.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Григолюк Э.И., Кабанов В.В. *Устойчивость оболочек*. Москва, Наука, 1978, 360 с.
- [2] Феодосьев В.И. *Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов*. 4-е изд. Москва, Наука, 1973, 400 с.
- [3] Glock D. Überkritisches Verhalten eines Starr Ummantelten Kreisrohres bei Wasserdruck von Aussen und Temperaturerhöhung [Post-critical behavior of a rigidly encased circular pipe subject to external water pressure and thermal rise]. *Der Stahlbau*, 1977, Bd. 46, No. 7, S. 212–217.
- [4] Brush D.O., Almroth B.O. *Buckling of Bars, Plates, and Shells*. New York, McGraw-Hill, 1975.
- [5] El-Sawy K., Moore I.D. Stability of Loosely Fitted Liners Used to Rehabilitate Rigid Pipes. *J. Struct. Eng.*, 1998, 124 (11), pp. 1350–1357.
- [6] Montel R. Formule Semi-Empirique pour la Détermination de la Pression Extérieure Limite d'Instabilité des Conduits Métalliques Lisses Noyées dans du Béton. *La Houille Blanche*, 1960, 15 (5), pp. 560–568.
- [7] Vasilikis D., Karamanos S.A. Mechanics of Confined Thin-Walled Cylinders Subjected to External Pressure. *Applied Mechanics Reviews, ASME*, 2014, vol. 66, Article Number 010801.
- [8] El-Sawy K. Inelastic Stability of Liners of Cylindrical Conduits with Local Imperfection under External Pressure. *Tunnel. Undergr. Sp. Tech.*, 2013, no. 33, pp. 98–110. DOI 10.1016/j.tust.2012.09.004
- [9] Estrada C.F., Godoy L.A., Flores F.G. Buckling of Vertical Sandwich Cylinders Embedded in Soil. *Thin Wall. Struct.*, 2012, no. 61, pp. 188–195. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2012.05.010>
- [10] Vasilikis D., Karamanos S.A. Buckling design of confined steel cylinders under external pressure. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2010, vol. 133, no. 1, pp. 331–341.
- [11] El-Sawy K. Inelastic Stability of Loosely Fitted Cylindrical Liners. *J. Struct. Eng.*, 2002, 128(7), pp. 934–941.
- [12] Vasiliev V.V. *Composite pressure vessels — Analysis, design and manufacturing*. Blacksburg, Bull Ridge Publ., 2009, 704 p.
- [13] Васильев В.В., Мороз Н.Г. *Композитные баллоны давления. Проектирование, расчет, изготовление и испытания*: справ. пособие. Москва, Машиностроение; Инновационное машиностроение, 2015, 373 с.

- [14] Егоров А.В. К оценке устойчивости лейнера в металлокомпозитном баллоне высокого давления. *Авиационная промышленность*, 2016, № 1, с. 38–41.
- [15] *Расчетные значения характеристик авиационных металлических конструкционных материалов*. Справочник. Вып. 1. Москва, ОАК, 2009, 268 с.

Статья поступила в редакцию 14.07.2017

Ссылку на статью просим оформлять следующим образом:

Егоров А.В. Устойчивость цилиндрических оболочек в жесткой среде. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 9.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-9-1670>

Егоров Антон Витальевич — научный сотрудник ОАО НИАТ. Автор трех научных статей в области расчета емкостных конструкций, трех патентов.

e-mail: antegor177@mail.ru

Buckling of cylindrical shells in rigid medium

© A.V. Egorov

National Institute of Aviation Technologies (NIAT), Moscow, 117587, Russia

The local buckling of metal liners is a crucial practical task when manufacturing and exploiting metal-composite pressure vessels. This paper considers deformation of a thin-walled cylindrical shell (liner) rigidly confined by cylindrical cage under external pressure loading. The primary focus is on accounting initial imperfections in terms of technological deviations: local notches and ridges on the liner and container, which, in their turn, have regular geometry. The present investigation is numerical and employs a three-dimensional model, where the liner and the container are simulated with volumetric finite elements. Besides, this model allows taking into account the girth welds in the liner. The study analyses the mechanical behavior of the liner according to the elastic and elastic-plastic patterns. We consider two types of loading of the liner: heating the liner in the cold cage and pressure moulding of the liner by the cooled container without any thermal contact. The numerical results have shown the essential dependence of the maximum critical pressure on the liner on the value of the technological deviations.

Keywords: stability of cylindrical shells, shell structures, local buckling, local internal deformation, plastic pressure, initial design imperfections, metal-composite vessels, high-pressure vessels, variable liner thickness, critical load, finite element simulation

REFERENCES

- [1] Grigolyuk E.I., Kabanov V.V. *Ustoychivost obolochek* [The shell stability]. Moscow, Nauka Publ., 1978, 360 p.
- [2] Feodosev V.I. *Izbrannye zadachi i voprosy po soprotivleniyu materialov* [The selected tasks and questions regarding the strength of materials]. Moscow, Nauka Publ., 1973, 400 p.
- [3] Glock D. *Der Stahlbau*, 1977, vol. 46, no. 7, pp. 212–217.
- [4] Brush D.O., Almroth B.O. *Buckling of Bars, Plates, and Shells*. New York, McGraw-Hill, 1975.
- [5] El-Sawy K., Moore I.D. *Journal of Structural Engineering*, 1998, no. 124 (11), pp. 1350–1357.
- [6] Montel R. *La Houille Blanche*, 1960, no. 15 (5), pp. 560–568.
- [7] Vasilikis D., Karamanos S.A. *Applied Mechanics Reviews*, 2014, vol. 66, Article Number 010801.
- [8] El-Sawy K. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 2013, no. 33, pp. 98–110. DOI 10.1016/j.tust.2012.09.004
- [9] Estrada C.F., Godoy L.A., Flores F.G. *Thin-walled structures*, 2012, no. 61, pp. 188–195. Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2012.05.010> (accessed April 28, 2017).
- [10] Vasilikis D., Karamanos S.A. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2010, vol. 133, no. 1, pp. 331–341.
- [11] El-Sawy K. *Journal of Structural Engineering*, 2002, 128(7), pp. 934–941.
- [12] Vasiliev V.V. *Composite pressure vessels — analysis, design and manufacturing*. Blacksburg, Bull Ridge Publ., 2009, 704 p.
- [13] Vasilev V.V., Moroz N.G. *Kompozitnye ballony davleniya. Proektirovanie, raschet, izgotovlenie i ispytaniya: spravochnoe posobie* [Composite pressure

- cylinders. Designing, calculating, manufacturing and testing: a reference book]. Moscow, Mashinostroenie: Innovatsionnoe mashinostroenie Publ., 2015, 373 p.
- [14] Egorov A.V. *Aviatsionnaya promyshlennost — Aviation Industry*, 2016, no. 1, pp. 38–41.
- [15] *Raschetnye znacheniya kharakteristik aviatsionnykh metallicheskih konstruktsionnykh materialov: spravochnik* [Calculated values of aviation metallic constructional materials characteristics: a reference book]. Moscow, PJSC UAC Publ., 2009, 268 p.

Egorov A.V., Research Scientist of National Institute of Aviation Technologies (NIAT). Author of three patents and three research articles in the field of capacitative structures analysis. e-mail: antegor177@mail.ru