

Влияние осевой силы на устойчивость стесненной цилиндрической оболочки

© А.В. Егоров¹, В.Н. Егоров²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

² ОАО НИАТ, Москва, 117587, Россия

Рассмотрена конструкция стесненной цилиндрической оболочки, представляющая собой двухслойный цилиндр, в котором внутренняя металлическая оболочка — лайнер контактирует по наружной лицевой поверхности с композитной оболочкой, выполненной намоткой ленты из углепластика. Под расчетную схему такой конструкции попадают, в частности, металлокомпозитные цилиндрические баллоны высокого давления. При эксплуатации таких баллонов существует опасность отслоения лайнера от жесткой композитной оболочки, что относится к недопустимым дефектам. Деформирование лайнера в центральной части баллона происходит под воздействием внутреннего давления, приложенного к цилиндрической части и к днищам, от которых появляются осевые силы. Изучению влияния этих осевых сил на локальную потерю устойчивости лайнера в цилиндрической зоне баллона и посвящена настоящая работа. В модель деформирования конструкции заложены технологические отклонения, присущие реальным изделиям, и объемное напряженно-деформированное состояние, изменяемое в режиме реального времени. Расчеты выполнены в программном комплексе LS-DYNA в динамической постановке с применением объемных конечных элементов. Для заданного уровня давления определены моменты расслоения баллона и потери устойчивости лайнера. Проведено сравнение двух расчетных схем — с учетом и без учета осевой силы. Показана необходимость учета осевых сил.

Ключевые слова: металлокомпозитный баллон давления, напряженно-деформированное состояние, устойчивость лайнера, стесненная цилиндрическая оболочка, метод конечных элементов, односторонний контакт

Введение. Расчетная схема стесненной цилиндрической оболочки представляет собой тонкостенную деформируемую оболочку, окруженную жесткой средой (обоймой). Данная расчетная схема применяется для анализа целого ряда практически важных тонкостенных конструкций, например, металлокомпозитных баллонов высокого давления (МК БВД) в ракетно-космической технике. Опыт производства и эксплуатации МК БВД показывает, что такие оптимально спроектированные баллоны [1, 2], в силу технологических погрешностей изготовления, могут расслаиваться по границе между внутренней металлической оболочкой (лейнером) и наружной композитной оболочкой. Это относится к недопустимым дефектам, поэтому расчет на расслоение МК БВД [3, 4] является актуальным.

Цель настоящей работы — для средней части цилиндрического МК БВД оценить в расчетной схеме влияние осевых сил, имитирующих реакцию днищ баллона, на расслоение двухслойного баллона.

В источниках [1, 2] отмечается необходимость контроля над расслоениями в МК БВД, происходящими как при производстве, так и во время эксплуатации изделий. В работах [3–10] по проектированию и расчету металлокомпозитных баллонов отслоение лейнера не исследуется. Существуют работы [11–14], в которых рассматриваются задачи деформирования колец, окруженных жесткой средой, но для численного анализа применяются плоские конечные элементы, что не позволяет учитывать осевые силы. Их влияние можно оценить, если использовать объемные конечные элементы [15, 16].

Модель деформирования. При построении модели деформирования стесненной цилиндрической оболочки (рис. 1) будем исходить из следующих соображений. Из МК БВД выделим среднюю цилиндрическую часть баллона, отвечающую условиям тонкостенности и протяженности:

$$D/h = 24; \quad D/L = 7,$$

где D , h , L — внутренний диаметр, толщина и длина двухслойного цилиндра.

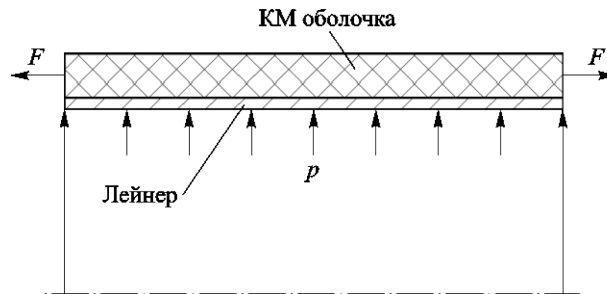


Рис. 1. Схема нагружения конструкции

Параметры конструкции (см. рис. 1) таковы, что жесткость на растяжение композитной оболочки более чем на порядок превышает жесткость лейнера. Учитывая условие нагружения МК БВД внутренним давлением p , будем полагать деформирование двухслойного баллона без относительного продольного смещения лейнера и композитной оболочки. В этом случае осевую нагрузку F как реакцию со стороны днищ баллона можно прикладывать только к наружной композитной оболочке:

$$F = p \frac{\pi D^2}{4}.$$

Итак, систему сил, действующих на выделенный элемент конструкции баллона (см. рис. 1), составляют внутреннее давление p и осевая сила F . Рассмотрим три этапа нагружения баллона (рис. 2):

нагрузка — давление p возрастает; разгрузка — давление p снижается до нуля; дополнительная опрессовка — добавочное сжатие лейнера со стороны охлаждаемой композитной оболочки. Отметим, что при повышении давления p растягивающая сила F увеличивается; при снижении давления сжимающая сила F уменьшается, что обусловлено упругостью растянутой композитной оболочки.

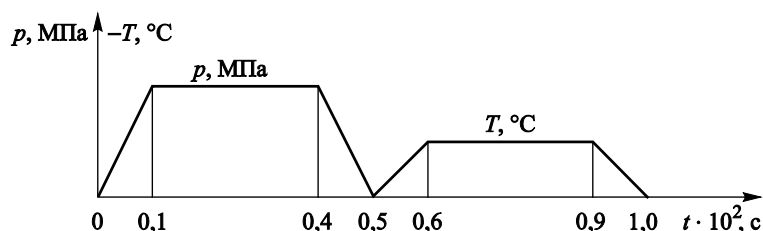


Рис. 2. Этапы нагружения баллона

Считаем композитную оболочку ортотропной, линейно-упругой, металлический лейнер — изотропным, упругопластическим, с упрочнением. Контакт лейнера и композитной оболочки полагаем с односторонней связью.

В качестве технологического отклонения, согласно работе [16], выберем внутренний тонкий вырез в композитной оболочке, иллюстрирующий отсутствие связующего в малой области (см. рис. 1), с постоянными по длине конструкции параметрами.

Принимая во внимание высокоскоростное деформирование лейнера при потере устойчивости, учтем в модели деформирования конструкции (см. рис. 1) инерционные нагрузки, что также даст возможность отследить процесс в режиме реального времени.

Метод расчета. Реализацию сформированной модели деформирования конструкции (см. рис. 1) проведем в программном комплексе LS-DYNA в динамической постановке. Для этого применим объемные конечные элементы [16], на которые разобьем лейнер без сварного шва и композитную оболочку (рис. 3). Конструкцию рассматриваем как геометрически и физически нелинейную. Силу F прикладываем на торце композитной оболочки как распределенное давление p_1 :

$$p_1 = \frac{pD^2}{4(h-h_1)(D+h+h_1)},$$

где h_1 — толщина лейнера.

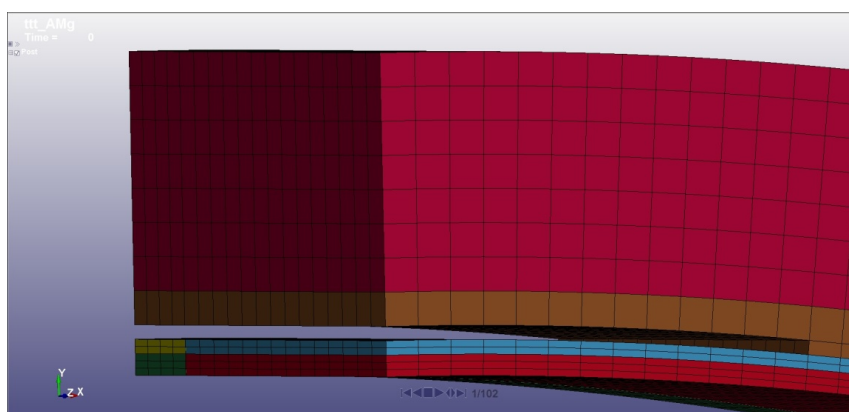


Рис. 3. Конечно-элементная модель конструкции лейнер — композитная оболочка

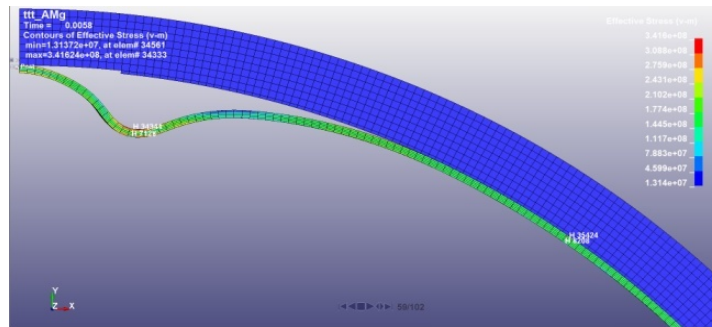
Для композитной оболочки принимаем линейно-упругую диаграмму деформирования материала, для металлического лейнера — реальную диаграмму деформирования, перестраиваемую в истинную [15].

Анализ результатов. Исследуем поведение цилиндрической части конструкции (см. рис. 1), в которой алюминиевый лейнер окружен углепластиковой оболочкой. Внутренний диаметр лейнера $D = 360$ мм, толщина 2,2 мм. Толщина многослойной углепластиковой оболочки 12 мм. Механические характеристики материалов приведены в работе [15].

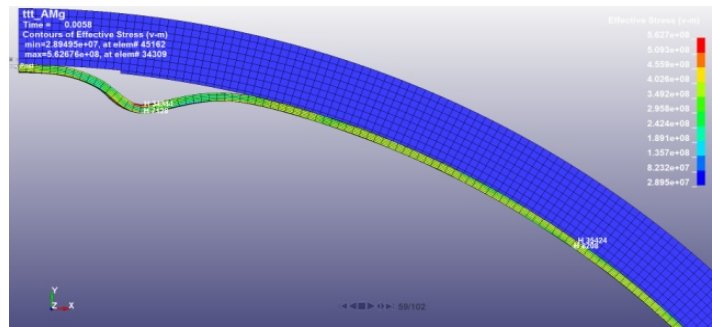
Пусть нагружение (см. рис. 2) аналогично эксплуатационному для МК БВД. Вначале (при $\tau = 0,000...0,001$ с) подается внутреннее давление. Затем оно выдерживается в течение 0,003 с, после чего сбрасывается при $\tau = 0,004...0,005$ с. В момент времени $\tau = 0,005$ с, т. е. после полной разгрузки, проверяется наличие отслоения лейнера от углепластиковой оболочки. Дальнейшая опрессовка лейнера посредством охлаждения наружной оболочки дает возможность оценить устойчивость расслоения, что характеризуется появлением и ростом «лепестка» — локального прогиба лейнера.

Расчеты выполним для максимального давления $p = 85$ МПа с учетом и без учета осевой силы F .

Проанализируем изменение напряжений, деформаций и перемещений во времени на примере конечных элементов, взятых в вершине «лепестка» (34344,7128) и в удаленной от «лепестка» зоне (35424,8208), где напряженное состояние близко к однородному. Расположение выбранных конечных элементов в лейнере показано на рис. 4 и 5, на которых даны картины эквивалентных напряжений Мизеса и остаточных пластических деформаций соответственно в момент времени $\tau = 0,0058$ с.

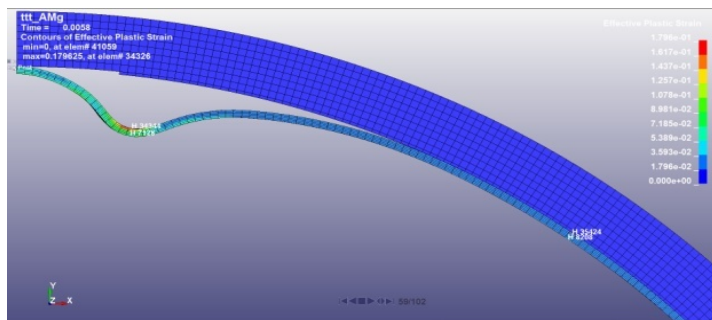


a

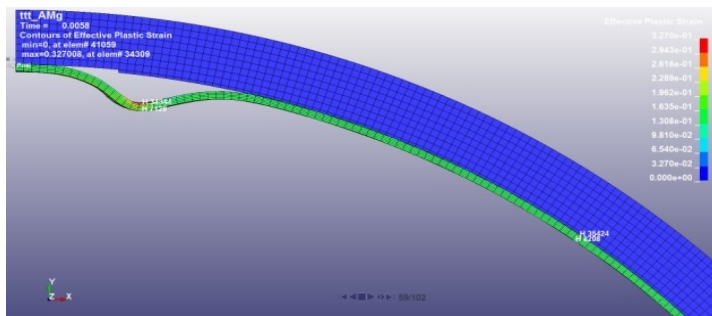


б

Рис. 4. Напряжения Мизеса в конструкции при $\tau = 0,0058$ с без учета (а) и с учетом (б) осевой силы F



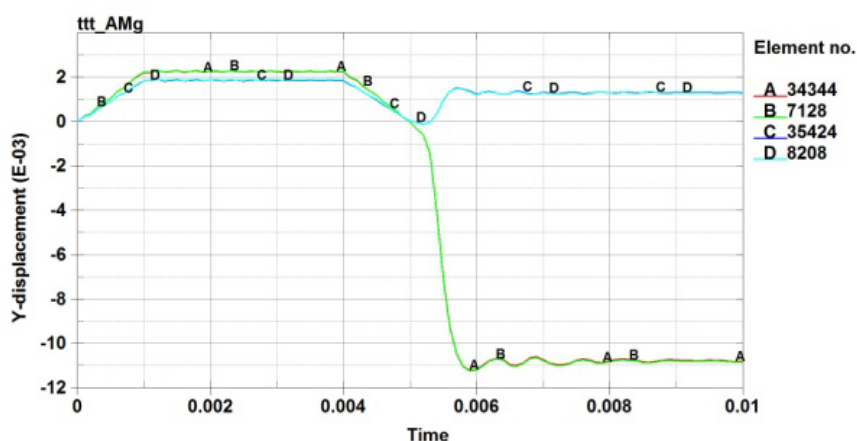
a



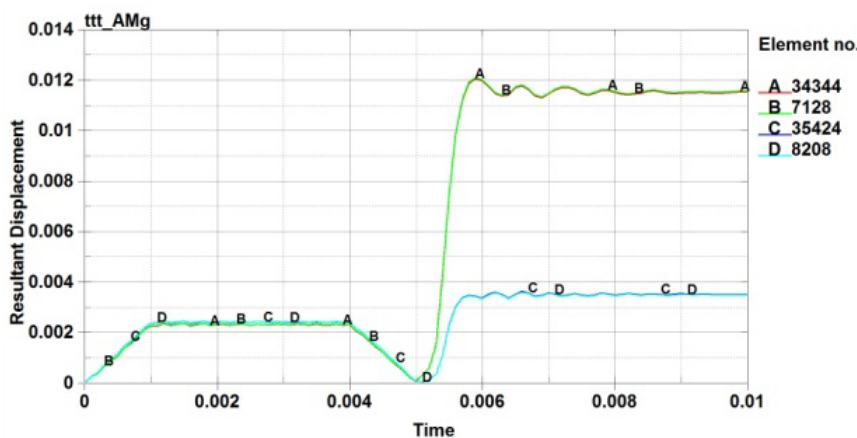
б

Рис. 5. Остаточные пластические деформации в конструкции без учета F (а) и с учетом F (б) при $\tau = 0,0058$ с

В это время в задаче без учета силы F вершина «лепестка» (рис. 6) максимально отклоняется от начального (недеформированного) состояния лейнера как по вертикали (рис. 6, а), так и по полным перемещениям (рис. 6, б). Интересно отметить, что до момента $\tau = 0,005$ с перемещения всех выделенных конечных элементов повторяют историю нагружения конструкции (см. рис. 2) с выходом на начало расслоения.



а



б

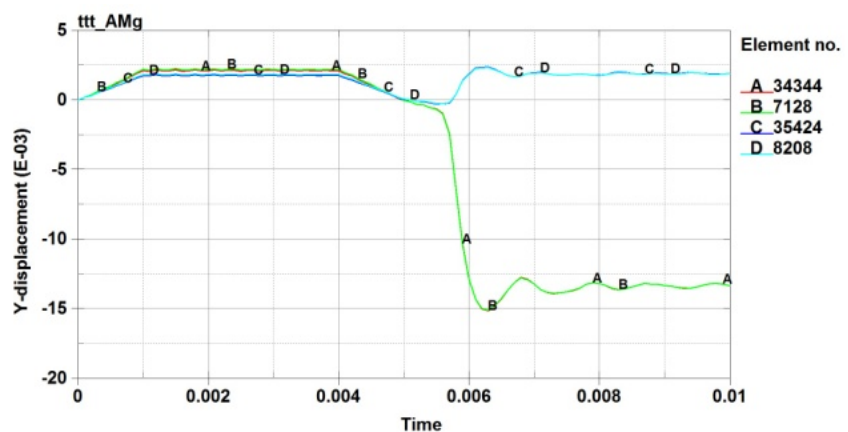
Рис. 6. Изменение во времени вертикальных (а) и полных (б) перемещений лейнера без учета осевой силы F

Дополнительная опрессовка лейнера после момента $\tau = 0,005$ с охлаждаемой оболочкой (см. рис. 2) вызывает формирование «лепестка» и резкое возрастание перемещений (см. рис. 6, б) вершины «лепестка», что свидетельствует о неустойчивом состоянии равновесия лейнера при расслоении, так как даже малое внешнее воздей-

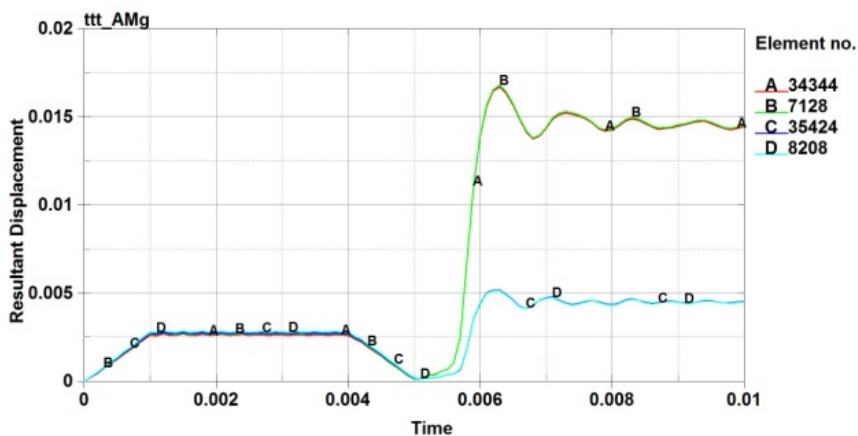
ствии провоцирует быстрое развитие прогибов лейнера в локальной области.

В дальнейшем (при $\tau > 0,006$ с) перемещения вершины «лепестка» (см. рис. 6, б) приближаются к константе, обусловленной величиной температуры (см. рис. 2). Наличие затухающего волнового процесса объясняется динамическим эффектом.

Аналогично изменяются во времени перемещения лейнера в задаче с учетом силы F (рис. 7, а и б). Отличие состоит в более высоких величинах перемещений, в сдвиге максимума перемещений в сторону роста времени и в более заметном волновом процессе.



а

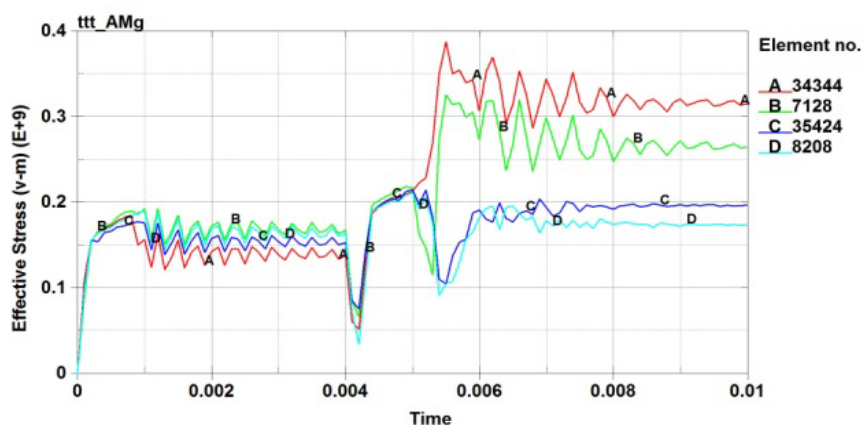


б

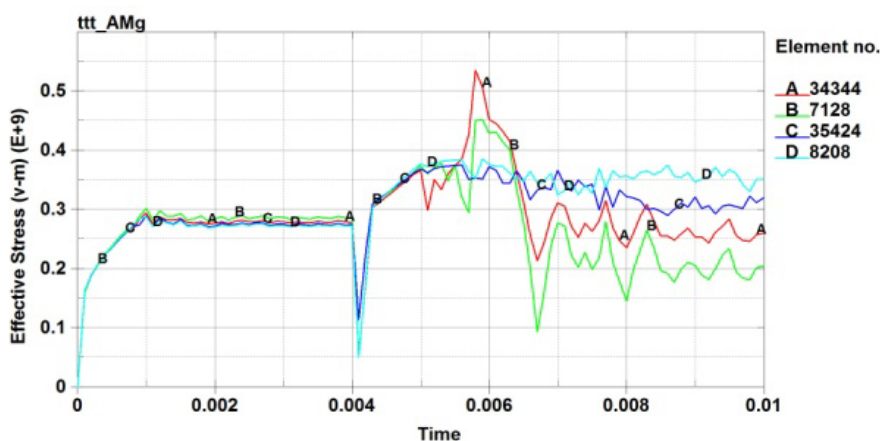
Рис. 7. Изменение во времени вертикальных (а) и полных (б) перемещений лейнера с учетом осевой силы F

Различие задач без учета и с учетом силы F наблюдается также по напряжениям Мизеса (рис. 8, *а* и *б*) и остаточным пластическим деформациям (рис. 9, *а* и *б*). Наибольшие напряжения (см. рис. 5) и деформации (см. рис. 9) локализуются на внутренней поверхности вершины «лепестка», где расположен конечный элемент 34344 (см. рис. 5 и б).

Очевидно, что это и является наиболее опасным местом конструкции. В случае учета силы F увеличиваются максимальные значения напряжений (см. рис. 8, *б*) и деформаций (см. рис. 9, *б*) в лейнере по сравнению с задачей, решаемой без учета силы F . Данное обстоятельство необходимо принимать во внимание при анализе деформирования МК БВД.

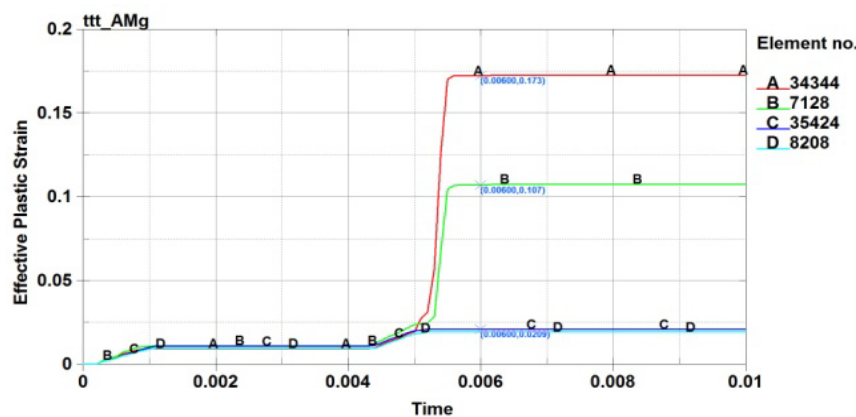


а

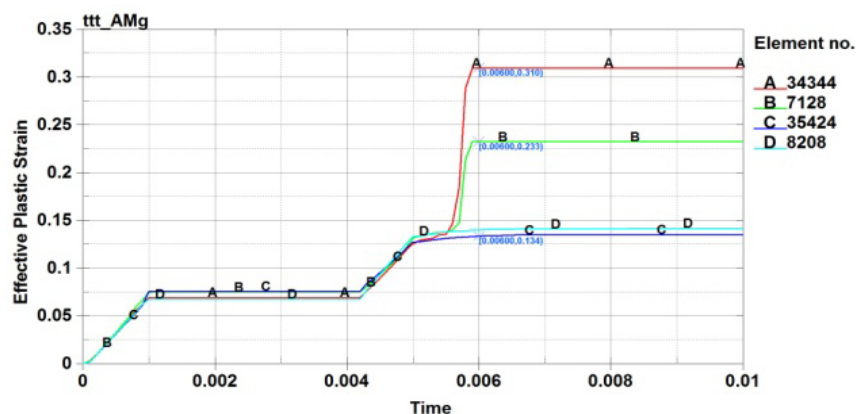


б

Рис. 8. Изменение во времени напряжений Мизеса без учета (*а*) и с учетом (*б*) осевой силы F



a



б

Рис. 9. Изменение во времени остаточных пластических деформаций без учета (а) и с учетом (б) осевой силы F

Закключение. В качестве расчетной схемы стесненной цилиндрической оболочки выбрана двухслойная оболочка с внутренним металлическим слоем (лейнером) и наружным композитным слоем (многослойной композитной оболочкой). Контакт лейнера и композитной оболочки происходит с односторонней связью, что необходимо для возможности контроля отслаивания лейнера от наружной композитной оболочки. Технологические погрешности изготовления конструкции заданы через вырез в композитной оболочке.

Для того чтобы ввести в расчетную схему осевые силы F , конструкция разбивается на объемные конечные элементы. При такой схематизации удастся отследить изменение во времени пространственного напряженно-деформированного состояния конструкции. Само изменение напряженно-деформированного состояния определяется через учет инерционных нагрузок, которые являются значи-

тельными вследствие того, что процессы деформирования лайнера быстропротекающие в принятой постановке задачи локальной устойчивости лайнера.

Для полного анализа напряженно-деформированного состояния конструкции выбран эффективный программный комплекс LS-DYNA в динамической постановке, который дает возможность в рамках построенной расчетной схемы учесть технологические отклонения, объемное напряженное состояние, режим реального времени. Расчеты проводились с учетом и без учета осевой силы F . В обоих случаях, как показал численный анализ, характер деформирования конструкции совпадает.

В условиях нагружения конструкции внутренним рабочим давлением с последующей полной разгрузкой возникает отслоение лайнера от композитной оболочки, т. е. формируется область равновесного положения свободной (отслоившейся) части лайнера. Дальнейшая опрессовка лайнера охлаждаемой наружной оболочкой ведет к резкому (в течение 0,001 с) росту внутренних прогибов лайнера по форме «лепестка», что свидетельствует о неустойчивом положении равновесия отслоившейся части лайнера при заданном уровне давления 85 МПа.

Из полученного результата следует, что указанное давление для исследуемой конструкции является критическим, так как даже малое внешнее возмущение (опрессовка) вызывает «скачок» в прогибах лайнера. Принимая во внимание, что учет осевой силы F приводит к повышению напряжений в лайнере по сравнению с расчетом без учета этой силы, можно сделать вывод о том, что эффект осевой силы F необходимо учитывать при расчете двухслойных конструкций газовых баллонов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Васильев В.В., Мороз Н.Г. *Композитные баллоны давления. Проектирование, расчет, изготовление и испытания: справ. пособие*. Москва, Машиностроение; Инновационное машиностроение, 2015, 373 с.
- [2] Vasiliev V.V. *Composite pressure vessels — Analysis, design and manufacturing*. Blacksburg, Bull Ridge Publ., 2009, 704 p.
- [3] Liu P.F., Chu J.K., Hou S.J., Xu P., Zheng J.Y. Numerical simulation and optimal design for composite high-pressure hydrogen storage vessel: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, no. 16, 1817.
- [4] Rafiee R., Torabi M.A. Stochastic prediction of burst pressure in composite pressure vessels. *Composite Structures*, 2018, vol. 185, pp. 573–583. DOI: 10.1016/j.compstruct.2017.11.068
- [5] Смердов А.А., Селезнев В.А., Соколов С.В., Смердов А.А., Логачева А.И., Тимофеев А.Н., Логачев А.В. Разработка высокоэффективных композитных баллонов давления с гранульным титановым лайнером для изделий

- ракетно-космической техники. *Конструкции из композиционных материалов*, 2015, № 2 (138), с. 15–22.
- [6] Асюшкин А.В., Викуленков В.П., Лебедев К.Н., Лукьянец С.В., Мороз Н.Г. Создание высокоэффективного металлокомпозитного баллона высокого давления. *Вестник НПО им. С.А. Лавочкина*, 2015, № 1 (27), с. 19–27.
- [7] Marzbanrad J., Paykani A., Afkar A., Ghajar M. Finite element analysis of composite high-pressure hydrogen storage vessels. *J. Mater. Environ. Sci.*, 2013, 4 (1), pp. 63–74.
- [8] Zheng J.Y., Liu X.X., Xu P., Liu P.F., Zhao Y.Z., Yang J. Development of high pressure gaseous hydrogen storage technologies. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, no. 37, 1048.
- [9] Blanc-Vannet P. Burst pressure reduction of various thermoset composite pressure vessels after impact on the cylindrical part. *Composite Structures*, 2017, vol. 160, pp. 706–711. DOI: 10.1016/j.compstruct.2016.10.099
- [10] Wu Q.G., Chen X.D., Fan Z.C., Nie D.F. Stress and damage analyses of composite overwrapped pressure vessel. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 130, pp. 32–40. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.171
- [11] 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. DOI: 10.1016/j.tws.2012.05.010
- [12] Silveira R.A.M., Nogueira C.L., Gonzalves P.B. A numerical approach for equilibrium and stability analysis of slender arches and rings under contact constraints. *International Journal of Solids and Structures*, 2013, no. 50, pp. 147–159.
- [13] 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
- [14] 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.
- [15] Егоров В.Н., Егоров А.В. Оценка допустимого давления опрессовки металлического лайнера при намотке композитной оболочки. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2019, вып. 2. DOI: 10.18698/2308-6033-2019-2-1854
- [16] Егоров А.В. Устойчивость цилиндрических оболочек в жесткой среде. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 9. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-9-1670

Статья поступила в редакцию 25.02.2019

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Егоров А.В., Егоров В.Н. Влияние осевой силы на устойчивость стесненной цилиндрической оболочки. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2019, вып. 3. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2019-3-1862>

Егоров Антон Витальевич — канд. техн. наук, доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: antegor177@mail.ru

Егоров Виталий Николаевич — д-р техн. наук, профессор, директор по науке — ученый секретарь института, ОАО НИАТ.

Axial force effect on the buckling of a constrained cylindrical shell

© A.V. Egorov¹, V.N. Egorov²

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

²Open JSC National Institute of Aviation Technologies (NIAT),
Moscow, 117587, Russia

*The article considers a constrained cylindrical shell structure. It is a two-ply cylinder in which the inner metal shell (liner) contacts on the outer front surface with a composite shell formed by wound carbon-fibre tape. The design model of this structure is used, among other things, for metal composite cylindrical high pressure vessels. When such vessels are in use, there is a danger of liner delamination from a rigid composite shell, which refers to prohibitive defects. The deformation of the liner in the central part of the vessel occurs under the influence of internal pressure applied to both the cylindrical part and to the bottoms from which axial forces appear. The present work is aimed at studying the effect of these axial forces on the local buckling of the liner in the cylindrical zone of the vessel. The model of the structure deformation includes technological deviations characteristic of real products and a 3D stress-strain state, changing in real time. The calculation was carried out in the LS-DYNA software package in a dynamic formulation using 3D solid elements. For the target level of pressure, the moments of delamination of the vessel and the buckling of the liner are determined. A comparison of two design schemes (i) **with** and (ii) **without** axial force taken into consideration is carried out. The necessity of taking into account axial forces when designing metal composite high pressure vessels is shown.*

Keywords: metal composite pressure vessel, mode of deformation, liner buckling, constrained cylindrical shell, finite element method, one-sided contact

REFERENCES

- [1] 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.
- [2] Vasiliev V.V. *Composite pressure vessels — Analysis, design and manufacturing*. Blacksburg, Bull Ridge Publ., 2009, 704 p.
- [3] Liu P.F., Chu J.K., Hou S.J., Xu P., Zheng J.Y. Numerical simulation and optimal design for composite high-pressure hydrogen storage vessel: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, no. 16, 1817.
- [4] Rafiee R., Torabi M.A. Stochastic prediction of burst pressure in composite pressure vessels. *Composite Structures*, 2018, vol. 185, pp. 573–583. DOI: 10.1016/j.compstruct.2017.11.068
- [5] Smerdov An.A., Seleznev V.A., Sokolov S.V., Smerdov Al.A., Logacheva A.I., Tinofeev A.N., Logacheva A.V. *Razrabotka vysokoeffektivnykh kompozitnykh ballonov davleniya s granul'nym titanovym leynerom dlya izdeliy raketno-kosmicheskoy tekhniki* [The development of high-performance composite cylinders with granular titanium liner for articles of rocket and space technology]. *Konstrukcii iz kompozitsionnykh materialov — Composite materials constructions* (CM), 2015, no. 2 (138), pp. 15–22.

- [6] Asyushkin V.A., Vikulenkov V.P., Lebedev K.N., Lukyanets S.V., Moroz N.G. Sozdaniye vysokoeffektivnogo metallokompozitnogo ballona vysokogo davleniya [Development of higheffective metal-base composite high-pressure vessel]. *Vestnik NPO imeni S.A. Lavochkina (Herald of Lavochkin Association)*, 2015, no. 1 (27), pp. 19–27.
- [7] Marzbanrad J., Paykani A., Afkar A., Ghajar M. Finite element analysis of composite high-pressure hydrogen storage vessels. *J. Mater. Environ. Sci.*, 2013, 4 (1), pp. 63–74.
- [8] Zheng J.Y., Liu X.X., Xu P., Liu P.F., Zhao Y.Z., Yang J. Development of high pressure gaseous hydrogen storage technologies. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, no. 37, 1048.
- [9] Blanc-Vannet P. Burst pressure reduction of various thermoset composite pressure vessels after impact on the cylindrical part. *Composite Structures*, 2017, vol. 160, pp. 706–711. DOI: 10.1016/j.compstruct.2016.10.099
- [10] Wu Q.G., Chen X.D., Fan Z.C., Nie D.F. Stress and damage analyses of composite overwrapped pressure vessel. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 130, pp. 32–40. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.171
- [11] 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. DOI: 10.1016/j.tws.2012.05.010
- [12] Silveira R.A.M., Nogueira C.L., Gonzalves P.B. A numerical approach for equilibrium and stability analysis of slender arches and rings under contact constraints. *International Journal of Solids and Structures*, 2013, no. 50, pp. 147–159.
- [13] 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
- [14] 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.
- [15] Egorov V.N., Egorov A.V. Estimation of the allowable pressure of metal liner pressure testing when winding a composite shell. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2019, iss. 2. DOI: 10.18698/2308-6033-2019-2-1854
- [16] Egorov A.V. Buckling of cylindrical shells in rigid medium. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2017, iss. 9. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-9-1670

Egorov A.V., Cand. Sc. (Engineering), Assoc. Professor, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: antegor177@mail.ru

Egorov V.N., Dr. Sc. (Engineering), Professor, Director for Science — Scientific Secretary of the Institute, Joint Stock Company “National Institute of Aviation Technologies”.