УДК 539.3 3 https://doi.org/10.15407/itm2023.03.088

М. В. ЧЕРНОБРИВКО, К. В. АВРАМОВ, Б. В. УСПЕНСЬКИЙ, І. С. МАРШУБА

СТАТИЧНА СТІЙКІСТЬ ТРИШАРОВИХ ПАНЕЛЕЙ ІЗ СТІЛЬНИКОВИМИ ЗАПОВНЮВАЧАМИ, ВИГОТОВЛЕНИМИ АДИТИВНИМИ ТЕХНОЛОГІЯМИ

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного
Національної академії наук України,
вул. Пожарського, 2/10, 61046, Харків, Україна; e-mail; admi@ipmach.kharkov.ua

В роботі подано підходи та результати скінченно-елементного аналізу втрати статичної стійкості тришарових циліндричних панелей. Середній шар панелей є стільниковим заповнювачем, що надрукований на 3D принтері із полілактиду за допомогою технології «Моделювання плавленого осадження» (FDM). Два тонкі лицьові шари виготовлені з вуглепластику. Такі конструкції є перспективними для використання в якості корпусних елементів ракет і безпілотних літальних апаратів. Для них важливим питанням є визначення стійкості при поздовжньому та радіальному навантаженнях. Досліджується глобальна втрата стійкості циліндричної панелі під дією поздовжніх навантажень і локальна втрата стійкості стільників, як пластинчастих конструкцій, під дією радіальних навантажень. Досліджено геометрично нелінійне деформування циліндричної панелі під дією комбінації поздовжніх та радіальних навантажень. Розглядаються сім тришарових циліндричних панелей з відношенням радіусу до товщини в діапазоні $5 \le R/h \le 50$ та тришарова пластина. Досліджується вплив радіусу кривизни на характеристики локальної та глобальної втрати статичної стійкості конструкції.

Задача розв'язується методом скінченних елементів. Скінченно-елементне моделювання проводиться у програмній системі ANSYS. Досліджувалась збіжність скінченно-елементної моделі. Для цього розглядався деформований стан під впливом поздовжнього навантаження. Обрано параметри скінченно-елементної сітки, що забезпечують збіжність результатів. Для дослідження глобальної втрати стійкості під впливом поздовжніх навантажень побудовано дві скінченно-елементні моделі – «точна» і «наближена». «Точна» модель включає стільниковий заповнювач, представлений своєю геометрією. У «наближеній» моделі тришарової панелі стільниковий заповнювач замінюється еквівалентним гомогенізованим шаром.

Визначено, що форми глобальної втрати стійкості досліджених циліндричних панелей і пластини під дією поздовжніх навантажень є майже однаковими. Показано, що критичні навантаження, які отримані за «точною» та «наближеною» моделями, є близькими. Отримано, що при деформуванні циліндричної панелі під дією комбінації поздовжніх та радіальних докритичних навантажень результати розрахунків за «точною» та «наближеною» моделями є близькими. Тому для поздовжньої втрати стійкості можна використовувати гомогенізовану модель, яка значно простіша у розрахунковій роботі.

Ключові слова: *багатошарова циліндрична панель, стільниковий заповнювач, адитивні технології, метод скінченних елементів (МСЕ), втрата стійкості.*

This paper presents approaches to and the results of finite-element analysis of static buckling in cylindrical sandwich panels. The core layer of the panels is a polylactide honeycomb core 3D printed using the Fused Deposition Modeling (FDM) additive technology. The two thin face layers are made of carbon fiber reinforced polymer. Such structures are promising for use as structural elements of rockets and drones. For them, the determination of stability under longitudinal and radial loads is an important issue. The global buckling of a cylindrical panel under longitudinal loads and the local buckling of a honeycomb core as a plate structure under radial loads are studied. The geometrically nonlinear deformation of a cylindrical panel under a combination of transverse and radial loads is studied. Seven cylindrical sandwich panels with the radius-to-thickness ratio in the range $5 \le R/h \le 50$ and a sandwich plate are considered. The effect of the radius of curvature on the characteristics of local and global buckling is investigated.

The problem is solved by the finite element method using the ANSYS software system. The convergence of the finite element model was investigated. For this purpose, a strained state under the action of a longitudinal load was studied. The finite-element mesh parameters were selected to ensure the convergence of the results. Two finite element models, an "exact" one and an "approximate" one, were constructed to investigate global buckling under longitudinal loads. The «exact» model includes a honeycomb core represented by its geometry. In the «approximate» model of the sandwich panel, the honeycomb core is replaced with an equivalent homogenized layer.

It was found that for longitudinal loads the modes of the global buckling of the cylindrical sandwich panels and the sandwich plate under study are almost the same. It was shown that the critical loads obtained by the «exact» and the «approximate» model are close. It was found that when a cylindrical panel is deformed under the action of a combination of longitudinal and radial subcritical loads, the calculated results for the «exact» and the «approximate» model are close. Therefore, longitudinal buckling can be considered using the homogenized model, which is much simpler in terms of computations.

Keywords*: cylindrical sandwich panel, honeycomb core, additive technologies, finite element method (FEM), buckling.*

Вступ. Застосування тришарових тонкостінних конструкцій із стільниковим заповнювачем, виготовленим адитивними технологіями, має кардинальні переваги порівняно з конструкціями традиційних матеріалів. По-перше, адитивне виробництво істотно спрощує технології виготовлення стільникових заповнювачів. По-друге, такі багатошарові конструкції мають велику міцність і жорсткість при малій вазі, що надзвичайно важливо для аерокосмічної техніки.

Багато корпусних елементів ракет і безпілотних літальних апаратів мають форму циліндричних оболонок або циліндричних панелей. Втрата статичної стійкості тонкостінних елементів літальних апаратів (ракет-носіїв та літаків) є одним з основних видів втрати їх міцності. Тому більшість елементів літальних апаратів під час проєктування розраховуються на статичну втрату стійкості [1 – 3]. У статті [1] досліджуються циліндричні тришарові панелі з подвійним стрілоподібним ауксетичним заповнювачем. В роботі [4] експериментально досліджується втрата стійкості композитної ґратчастої панелі, надрукованої на 3D принтері. Розглянуто вплив геометричних параметрів панелі на її міцність при дії стискаючих навантажень. У публікаціях [5 – 7] аналізується втрата стійкості композитних циліндричних оболонок. Вплив геометричних параметрів циліндричної оболонки з еліптичним вирізом на стійкість досліджено в роботах [8, 9].

У роботах [10, 11] запропоновано аналітичні формули для розрахунку механічних характеристик стільникового заповнювача. Методика оптимізації розміщення наскрізних отворів у тонкій пластині складної форми, отриманої адитивними технологіями, для забезпечення її несучої здатності запропонована в [12]. Як випливає з [13], матеріал деталей, одержаних адитивними технологіями, є анізотропним.

У роботі [14] запропоновано експериментальний підхід до визначення механічних характеристик деталей, надрукованих FDM технологіями. Досліджується втрата стійкості трициліндрових циліндричних панелей із стільниковим заповнювачем всередині при поздовжньому і радіальному навантаженні. При поздовжньому навантаженні досліджується глобальна втрата стійкості всієї тонкостінної конструкції, при радіальному навантаженні – локальна втрата стійкості стільників як пластинчастих конструкцій. Стільниковий заповнювач виготовлений за допомогою адитивних технологій FDM, а лицьові накладки виготовлені із вуглепластикового композиту. Проводиться дослідження застосування гомогенізованих механічних характеристик, отриманих на основі експериментальних досліджень тришарових пластин з шестикутним стільниковим заповнювачем, для моделювання втрати стійкості тришарових панелей різної кривизни.

Моделювання втрати статичної стійкості. Досліджується втрата стійкості трициліндрових циліндричних панелей із стільниковим заповнювачем всередині, виготовлених адитивними технологіями FDM. Визначається критичний тиск та форма втрати стійкості при поздовжньому та радіальному навантаженні оболонок тиском. Підкреслимо, що при поздовжньому навантаженні оболонки спостерігається глобальна втрата стійкості всієї конструкції, а при радіальному навантаженні нами розглядається локальна втрата стійкості стільникового заповнювача як пластинчастої конструкції. Досліджується вплив кривизни серединної поверхні трициліндрових циліндричних панелей із стільниковим заповнювачем на величину критичного тиску за різних умов закріплення.

Дослідження проводяться чисельно в програмній системі ANSYS з використанням скінченно-елементної моделі, яка верифікувалася згущенням скінченно-елементної сітки.

Досліджувалися тришарові циліндричні панелі довжиною L = 184 мм з різними радіусами серединної поверхні R_1 = 700 мм, R_2 = 560 мм, R_3 = 420 мм, R_4 = 280 мм і R_5 = 140 мм (рис. 1). Для кожної з п'яти тришарових панелей довжина дуги викривленої сторони дорівнює l = 92 мм, що становить половину довжини L. Товщина двох лицьових шарів однакова і дорівнює 2 мм. Центральний шар із класичним шестикутним стільниковим заповнювачем має висоту h_c = 10 мм, що становить більшу частину товщини всієї тонкостінної конструкції. Таким чином, кожна з тришарових панелей має товщину h = 14 мм. Зауважимо, що відношення радіусу до товщини R/h для аналізованих оболонок наступне: 50, 40, 30, 20 і 10.

Напружений стан конструкції вивчається у циліндричній системі координат(x, φ, z).

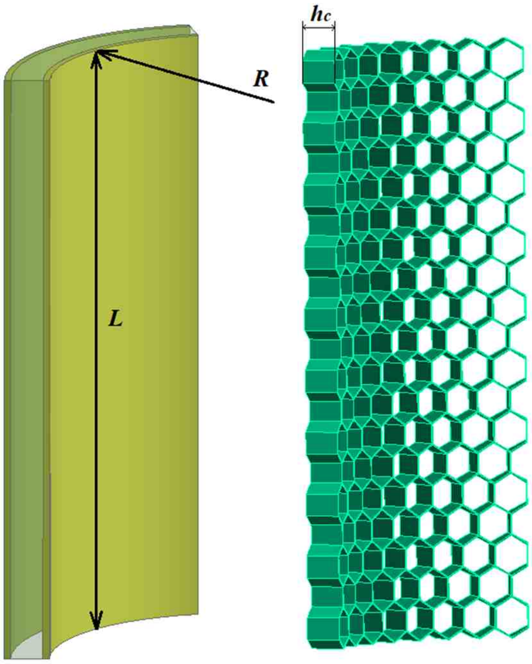


Рис. 1 – Ескіз тришарової циліндричної панелі та стільникового заповнювача

Лицьові шари циліндричної панелі виготовлені з вуглепластику, що є ортотропним матеріалом з інженерними механічними характеристиками: модулі Юнга E_x = 35 ГПа, E_φ = 35 ГПа, E_z = 8 ГПа, модулі зсуву G_x = 6 ГПа, G_φ = 30 ГПа, G_x = 30 ГПа, коефіцієнти Пуассона ν_x = 0,01, ν_φ = 0,09, ν_x = 0,09, густина ρ = 1477 кг/м^3. Ці показники були визначені експериментально [14]. Лицьові сторони задовольняють закону Гука в такій формі:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x^{(j)} \\ \sigma_\varphi^{(j)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{C}_1 & \bar{C}_1 \\ \bar{C}_1 & \bar{C}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^{(j)} \\ \varepsilon_\varphi^{(j)} \end{bmatrix},$$

$$\sigma_x^{(j)} = 2\bar{C}_6\ \varepsilon_x^{(j)}, \sigma_x^{(j)} = 2\bar{C}_5\ \varepsilon_x^{(j)}, \sigma_\varphi^{(j)} = 2\bar{C}_4\ \varepsilon_\varphi^{(j)}, j = b, t,$$

де $j -$ індекс, що показує верхній (b) та нижній (t) шари; $\sigma_x^{(j)}, \sigma_\varphi^{(j)}, \sigma_x^{(j)}, \sigma_x^{(j)}, \sigma_\varphi^{(j)}, \varepsilon_x^{(j)}, \varepsilon_\varphi^{(j)}, \varepsilon_x^{(j)}, \varepsilon_x^{(j)}, \varepsilon_\varphi^{(j)}$ – елементи тензорів напружень та деформацій верхнього та нижнього шарів.

При дослідженні глобальної втрати поздовжньої стійкості конструкції розглядалися дві моделі стільникового заповнювача. У першій моделі, яка називається «точною», використовувалася точна геометрична модель стільникового заповнювача з шестибічними стільниковими комірками. У другій моделі, яка називається «наближеною», стільниковий заповнювач замінювався гомогенізованим ортотропним шаром. Метод розрахунку еквівалентних механічних параметрів гомогенізованого шару представлений у [15].

Стільниковий заповнювач виготовлений із полілактиду (PLA). У дослідженні використовувалися механічні характеристики, які були визначені експериментально у статті [14]. Осі координат цих механічних характеристик пов'язані з напрямом друку стільників. Уздовж комірки стільників за напрямом друку вибирається вісь x. Вісь y спрямована перпендикулярно до осі x паралельно дотичної до лицьових сторін конструкції. Вісь z вибирається так, щоб система координат була правою. Механічні характеристики стільників наступні: модулі Юнга E_{xx} = 3,58 ГПа, E_{yy} = 3,00ГПа, E_{zz} = 3,81 ГПа, модулі зсуву G_{xy} = 1,07 ГПа, G_{yz} = 1,41 ГПа, G_{xz} = 1,40 ГПа, коефіцієнти Пуассона ν_{xy} = 0,298, ν_{yz} = 0,224, ν_{xz} = 0,207, густина ρ = 1240 кг/м^3. Ці механічні характеристики використовуються для побудови «точної» механічної моделі тришарової панелі.

Розглянемо «наближену» математичну модель. Процедуру гомогенізації стільникового заповнювача детально розглянуто у статті [15]. Гомогенізований шар крім вигину та розтягнення відчуває обтиснення. Тому в його напруженому стані є всі компоненти тензора напружень. Тоді закон Гука для гомогенізованого шару в координатах оболонки (x, φ, z) приймає наступний вигляд:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x^{(c)} \\ \sigma_\varphi^{(c)} \\ \sigma_z^{(c)} \\ \sigma_\varphi^{(c)} \\ \sigma_x^{(c)} \\ \sigma_x^{(c)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 & C_1 & C_1 & 0 & 0 & 0 \\ C_2 & C_2 & C_2 & 0 & 0 & 0 \\ C_3 & C_3 & C_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^{(c)} \\ \varepsilon_\varphi^{(c)} \\ \varepsilon_z^{(c)} \\ \varepsilon_\varphi^{(c)} \\ \varepsilon_x^{(c)} \\ \varepsilon_x^{(c)} \end{bmatrix},$$

де $\sigma_x^{(c)}, \sigma_\varphi^{(c)}, \sigma_z^{(c)}, \sigma_\varphi^{(c)}, \sigma_x^{(c)}, \sigma_x^{(c)}, \varepsilon_x^{(c)}, \varepsilon_\varphi^{(c)}, \ldots -$ елементи тензора напружень та деформацій гомогенізованого шару.

В результаті скінченно-елементних розрахунків було отримано такі механічні характеристики гомогенізованого шару: модулі Юнга E_{xx} = 2,157 МПа, E_φ = 2,160 МПа, E_{zz} = 272,6 МПа, модулі зсуву G_x = 0,835 МПа, G_φ = 52,28 МПа, G_x = 52,28 МПа, коефіцієнти Пуассона ν_x = 0,983, ν_φ = 0,002, ν_x = 0,002, густина ρ = 8874 кг/м^3.

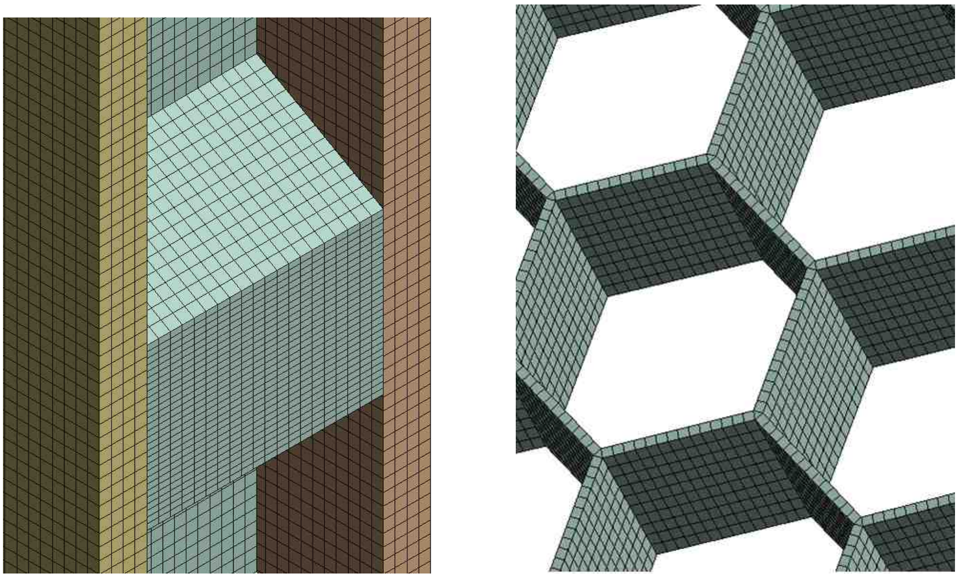
Залежності між деформаціями та проєкціями переміщень передбачаються лінійними.

Поздовжня втрата стійкості. Під час проведення розрахункового аналізу досліджувалася збіжність результатів при згущенні скінченно-елементної сітки. Дві прямолінійні торцеві сторони є вільними. Одна криволінійна торцева сторона защемлена, а протилежна їй криволінійна торцева сторона має граничні умови, які дозволяють довільні поздовжні переміщення та забороняють інші рухи та кути повороту. Проводилося порівняння максимальних переміщень для тришарової пластини під впливом поздовжнього тиску 1 МПа. Величина цього тиску є меншою за критичну. Тому спостерігається докритичне деформування конструкції без втрати статичної стійкості. Результати цих переміщень представлені в табл. 1. Визначалося значення параметра «*element size*» (ES), яке дорівнює максимальному розміру скінченного елемента в міліметрах. Цей параметр наводиться в табл. 1. У таблиці наводяться результати аналізу збіжності переміщень при різному значенні радіуса кривизни серединної поверхні гомогенізованого шару. Всі подальші розрахунки проводяться з ES параметром, який дорівнює 0,5 мм. Як приклад, скінченно-елементна сітка тришарової панелі та елементна сітка стільникового заповнювача наведені на рис. 2.

Таблиця 1 – Аналіз збіжності переміщень тришарової панелі

Модель	Параметр ES, мм					
	2	1	0,5	2	1	0,5
	Кількість елементів			Максимальні переміщення $\times 10^3$, мм		
$R/h = \infty$	157068	358226	1243926	5,2350	5,2353	5,2352
$R/h = 50$	157162	367052	1263920	5,2351	5,2352	5,2351
$R/h = 40$	157164	369158	1273924	5,2346	5,2349	5,2352
$R/h = 30$	157776	370182	1313922	5,2332	5,2341	5,2350
$R/h = 20$	157880	370794	1330110	5,2335	5,2344	5,2354
$R/h = 10$	159846	395869	1380468	5,2342	5,2347	5,2357

Досліджувалась втрата глобальної статичної стійкості тришарової панелі з різними геометричними параметрами. Тришарові оболонки навантажувалися стискаючим тиском по двох криволінійних торцях. Також розглядалася статична втрата стійкості навантаженої та закріпленої тришарової пластини. Дослідження проводили з використанням двох моделей. «Точна» модель тришарової конструкції використовувала геометрію стільникового заповнювача (рис. 2, b). У «наближеній» моделі тришарової конструкції стільниковий заповнювач замінюється еквівалентним гомогенізованим шаром. В табл. 2 представлені результати розрахунків критичного тиску для пластини та панелей з різним відношенням R/h .



a) b)

а) – тришарова панель; b) – стільниковий заповнювач

Рис. 2 – Фрагмент скінченно-елементної моделі

Таблиця 2 – Критичний тиск, що діє на конструкцію, отриманий на підставі «точної» та «наближеної» моделей тришарової конструкції

Конструкція	«Точна» модель, МПа	«Наближена» модель, МПа	Відносна різниця, %
$R/h = \infty$	149,09	150,26	0,78
$R/h = 50$	150,29	152,08	1,18
$R/h = 40$	150,50	153,20	1,76
$R/h = 30$	151,64	155,28	2,34
$R/h = 20$	158,44	163,31	2,98
$R/h = 10$	188,24	194,38	3,16
$R/h = 7$	242,27	251,00	3,48
$R/h = 5$	340,36	353,48	3,71

Отже, критичні значення тиску, отримані за точною та гомогенізованою моделлю конструкції, близькі. Тому для дослідження поздовжньої статичної стійкості тришарової конструкції із стільниковим заповнювачем можна використовувати гомогенізовану модель.

Форми втрати стійкості для всіх досліджених тришарових панелей та тришарової пластини близькі.

Локальна втрата стійкості циліндричних панелей. Досліджувалась втрата локальної статичної стійкості стільників як пластинчастих конструкцій у тришаровій циліндричній панелі під дією радіального тиску, прикладеного до зовнішнього шару цієї панелі. Таке явище не описується «наближеною» моделлю з гомогенізованим шаром стільникового заповнювача. Для таких розрахунків було побудовано «точну» скінченно-елементну модель стільників і модель лицьових шарів конструкції.

Результати розрахунків критичних тисків локального вигину стільників представлені в табл. 3. Розрахунки критичного тиску проводилися для тришарових циліндричних панелей із різним радіусом кривизни серединної поверхні стільникового заповнювача. Відношення радіусу до товщини конструкції наводиться у першому рядку таблиці.

Аналіз результатів показує, що результати розрахунку критичного тиску локальної втрати стійкості стільників тришарової панелі при радіальному навантаженні для всіх п’яти розрахункових випадків є близькими. Зі зростанням кривизни циліндричної панелі критичний тиск трохи зменшується. При цьому критичний тиск панелей на третину менший від критичного тиску, отриманого для пластини.

Таблиця 3 – Результати розрахунків критичного тиску при навантаженні у радіальному напрямку

Модель	*R*/*h* = ∞	*R*/*h* = 50	*R*/*h* = 40	*R*/*h* = 30	*R*/*h* = 20	*R*/*h* = 10
Критичний тиск, МПа	10,779	7,754	7,512	7,311	7,290	7,182

Досліджуємо форму локальної втрати стійкості стільникового заповнювача при радіальному навантаженні тришарової панелі. Для всіх шести розрахункових випадків глобальної втрати стійкості немає. Спостерігалася локальна втрата стійкості у стільниках. На рис. 3 представлена форма втрати стійкості стільникового заповнювача тришарової пластини.

Аналогічні форми локальної втрати стійкості спостерігалися у тришарових панелях. На рис. 4 показана форма локальної втрати стійкості для стільникового заповнювача тришарової панелі з відношенням *R*/*h* = 10. Розглядаються випадки закріплення за внутрішнім лицьовим шаром (рис. 4, a)) та по криволінійних торцях (рис. 4, b)). Порівняльний аналіз форми втрати стійкості показує, що в другому випадку кількість деформованих стінок стільників значно зменшується. При цьому в 1,8 рази зменшується критичний тиск з 7,182 МПа до 3,879 МПа.

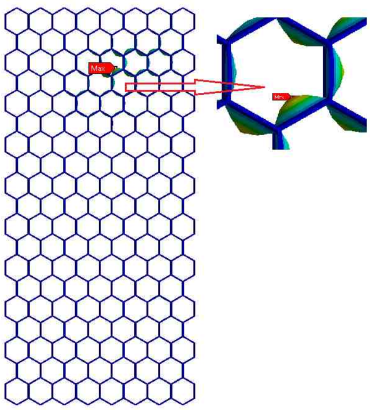
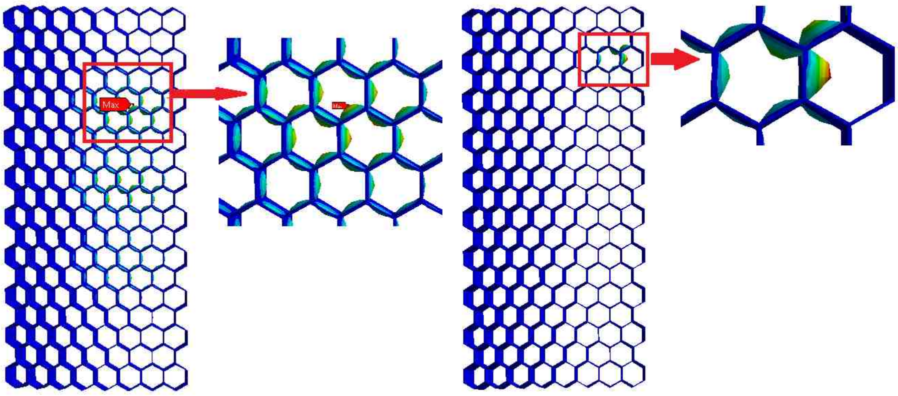


Рис. 3 – Форма втрати стійкості стільникового заповнювача тришарової пластини



a) b)

a) – закріплення за внутрішнім лицьовим шаром;
b) – закріплення по криволінійних торцях

Рис. 4 – Форма втрати стійкості стільникового заповнювача тришарової панелі при R/h = 10 з різними граничними умовами

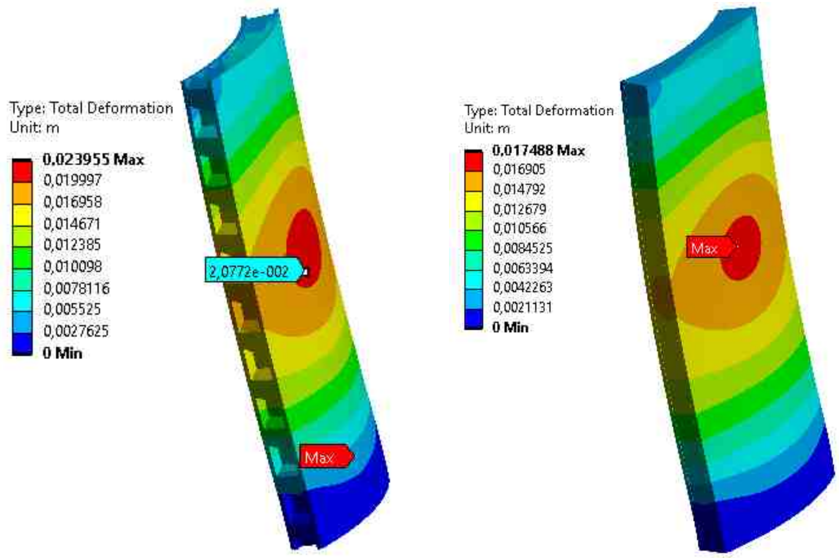
Нелінійне деформування. Відомо, що після втрати стійкості спостерігається статичне геометрично нелінійне деформування конструкції. Таке деформування для тришарових панелей із стільниковим заповнювачем досліджується у цій роботі.

Аналіз геометрично нелінійного деформування корпусних тришарових конструкцій за «точними» моделями стільникових заповнювачів є практично неможливим внаслідок величезних обсягів обчислень. Тому доцільно моделювати такі конструкції за «наближеними» моделями з гомогенізованими механічними характеристиками центрального шару. В статті [14] показано, що для пластин така заміна призводить до адекватних результатів.

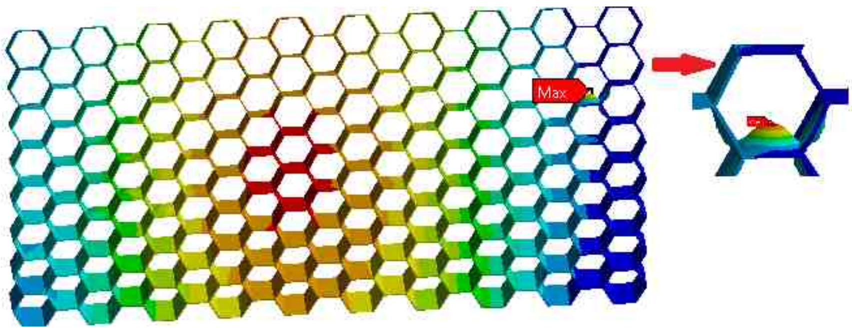
Досліджується тришарова панель з h/R = 1/10 із закріпленням, наведеним вище. На один криволінійний торець діє тиск, що дорівнює критичному. На зовнішній шар діє радіальний тиск, близький до критичного. Деформації визначаються використанням скінченного елемента, що реалізує геометрично нелінійне деформування.

На рис. 5 представлені результати розрахунку переміщень конструкції для «точної» моделі (рис. 5, a)) та для «наближеної» моделі конструкції з гомогенізованим центральним шаром (рис. 5, b)), а на рис. 5, c) представлені деформації стільникового заповнювача. Тиск на зовнішній шар становить 72 % від критичного тиску.

Аналіз результатів показує, що загальний характер переміщень конструкції зберігається для обох моделей. Максимальні переміщення для «наближеної» моделі з гомогенізованим шаром стільникового заповнювача спостерігаються у центральній частині панелі. Для наведеного на рис. 5 розрахункового випадку максимальні переміщення становлять 17,49 мм. Переміщення в центральній частині моделі із стільниковим заповнювачем становлять 20,77 мм, що на 15,8 % вище, ніж для «наближеної» моделі. Максимальні переміщення виникають на стінці стільника стільникового заповнювача в нижній частині панелі (рис. 5, c)). Збільшення тиску на зовнішній шар панелі вище, ніж 72 % від критичного тиску, призводить до зростання похибки між моделями. Наведені дані свідчать, що поведінка конструкції є геометрично нелінійною.



a) b)



c)

a) – «точна» модель; b) – «наближена» модель; c) – стільниковий заповнювач

Рис. 5 – Переміщення тришарової панелі при *R/h* = 10

Висновки. Досліджено глобальну та локальну втрати стійкості тришарових панелей із стільниковим заповнювачем, виготовленим адитивними технологіями FDM. Глобальна втрата стійкості досліджувалась під дією поздовжнього статичного навантаження. Показано, що «точна» та «наближена» моделі середнього шару у тришаровій конструкції дають близькі значення критичних навантажень.

Досліджено локальну втрату стійкості стільників як пластинчастих конструкцій в тришаровій панелі під дією радіальних навантажень. Досліджено форми втрати стійкості стільників. Такі явища не можна дослідити, використовуючи гомогенізовану модель стільникового заповнювача.

Проведено дослідження нелінійного деформування під дією тиску в поздовжньому та радіальному напрямках, величина якого близька до величини критичного тиску. Дослідження проводилися для моделі тришарової панелі із стільниковим заповнювачем та для моделі тришарової панелі з гомогенізованим центральним шаром. Варіативні дослідження показали, що при впливі на зовнішній шар тиску величиною до 72 % від критичного, результати розрахунків за двома моделями близькі.

Це дослідження підтримано Національним фондом досліджень України у рамках проєкту 128/02/2020.

1. *Lan X.-k., Huang Q., Zhou T., Feng S.-s.* Optimal design of a novel cylindrical sandwich panel with double arrow auxetic core under air blast loading. Def. Technol. 2020. Vol. 16. P. 617–626. https://doi.org/10.1016/j.dt.2019.09.010
2. *Martynenko G., Avramov K., Martynenko V., Chernobryvko M., Tonkonozhenko A., Kozharin V.* Numerical simulation of warhead transportation. Def. Technol. 2021. Vol. 17(2). P. 478–494. https://doi.org/10.1016/j.dt.2020.03.005
3. *Farshad M.* Design and analysis of shell structures. Solid Mech. Appl. 1992. Vol. 16. 424 p. https://doi.org/10.1007/978-94-017-1227-9
4. *Ciccarelli D., Forcellese A., Greco L., Mancia T., Pieralisi M., Simoncini M., Vit A.* Buckling behavior of 3D printed composite isogrid structures. Procedia CIRP. 2021. Vol. 99. P. 375–380. https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0
5. *Franzoni F., Gliszczynski A., Baciu T., Arbelo M. A., Degenhardt R.* Enhanced vibration correlation technique to predict the buckling load of unstiffened composite cylindrical shells. J. Sound Vib. 2022. Vol. 539(2). 117280. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.117280
6. *Franzoni F., Odermann F., Wilckens D., Skuk E.¸ Kalnin K.¸ Arbelo M.A., Degenhardt R*. Assessing the axial buckling load of a pressurized orthotropic cylindrical shell through vibration correlation technique. Thin-Walled Struct. 2019. Vol. 137. P. 353–366. https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.01.009
7. *Franzoni F., Degenhardt R., Albus J., Arbelo M. A.* Vibration correlation technique for predicting the buckling load of imperfection-sensitive isotropic cylindrical shells: an analytical and numerical verification. Thin-Walled Struct. 2019. Vol. 140. P. 236–247. https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.03.041
8. *Salloomi K. N., Sabri L. A., Hamad Y. M., Al-Sumaidae S.* Nonlinear Buckling Analysis of Steel Cylindrical Shell with Elliptical Cut-out Subjected to Longitudinal Compressive Load. Int. J. Automot. Mech. Vol. 16 (2). P. 6723–6737. https://doi.org/ 10.15282/ijame.16.2.2019.19.0506
9. *Taheri-Behrooz F., Omidi M., Shokrieh M. M.* Experimental and numerical investigation of buckling behaviour of composite cylinders with cutout. Thin-Walled Struct. 2017. Vol. 116. P. 136–144. https://doi.org/10.1016/j.tws.2017.03.009
10. *Gibson L. J., Ashby M. F., Schajer G. S., Robertson C. I.* The mechanics of two-dimensional cellular materials. Proc. R. Soc. A. 1982. Vol. 382. P. 25–42. https://doi.org/10.1098/rspa. 1982.0087
11. *Chen Y., Hu H.* In-plane elasticity of regular hexagonal honeycombs with three different joints: A comparative study. Mech. Mater. 2020. Vol. 148. 103496. https://doi.org/10.1016/j.mechmat. 2020.103496
12. *Romanova T., Stoyan Y., Pankratov A., Litvinchev I., Avramov K., Chernobryvko M., Yanchenvskyi I., Mozgova I., Bennell J.* Optimal layout of ellipses and its application for additive manufacturing. Int. J. Prod. Res. 2021. Vol. 59 (2). P. 560–575. https://doi.org/10.1080/00207543.2019.1697836
13. *Casavola C., Cazzato A., Moramarco V., Pappalettere C.* Orthotropic mechanical properties of fused deposition modelling parts described by classical laminate theory. Mater. Des. 2016. Vol. 90. P. 453–458. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2015.11.009
14. *Derevianko I., Uspensky B., Avramov K., Salenko A., Maksymenko-Sheiko K.* Experimental and numerical analysis of mechanical characteristics of fused deposition processed honeycomb fabricated from PLA or ULTEM 9085. J. Sandwich Struct. Mater. 2023. Vol. 25 (2). P. 264–283.
15. *Catapano A., Montemurro M.* A multi-scale approach for the optimum design of sandwich plates with honeycomb core. Part I: Homogenisation of core properties. Compos. Struct. 2014. Vol. 118. P. 664–676. https://doi.org/10.1016/j. compstruct.2014.07.057

Отримано 22.05.2023,
в остаточному варіанті 15.09.2023