

Я.Ю. БЕСКРОВНИЙ, О.О. ЛАРИН**АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА**

Стаття присвячена комп'ютерному аналізу напружено-деформованого стану пневмоамортизатора, а також особливостей формування його інтегральної пружної характеристики. Розглядається двосекційний пневмоамортизатор сильфонового типу, який створений із гумокордного одношарового композиту, що має кільцеві металеві обмеження по торцям та в середині конструкції. Дослідження проводиться в тривимірній геометрично та фізично нелінійній постановці. Моделювання деформування гумової матриці проведено на основі моделі Муни-Рівліна. Для вирішення задачі використовується метод скінченних елементів. Кордне посилення моделюється шляхом інтегрального додавання мембранної жорсткості у відповідні скінченні елементи. В роботі проаналізовано залежність пружної характеристики амортизатора від діаметру та модуля пружності корду.

Ключові слова: пневмоамортизатор, гумокордний матеріал, фізично та геометрично нелінійність деформування, інтегральна жорсткість, мікроструктура композиту.

Я.Ю. БЕСКРОВНИЙ, А.А. ЛАРИН**АНАЛИЗ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА**

Статья посвящена компьютерному анализу деформированного состояния пневматического амортизатора, а также особенностям формирования его интегральных упругих характеристик. Конструкция пневматического амортизатора состоит из двухсекционного пневматического прорезиненного однослойного композитного сильфона. Исследование проводится в рамках геометрической и физически нелинейной трехмерной формулировки. Моделирование деформации резиновой матрицы основано на модели Муни-Ривлина. Для численного решения задачи используется метод конечных элементов. Композитное армирование моделируется как интегральная мембранная жесткость, которая дополнительно вставляется в соответствующие конечные элементы. В работе была исследована зависимость квазистатической деформации пневматического амортизатора от диаметра корда, а также от его модуля упругости.

Ключевые слова: пневматический амортизатор, прорезиненный композиционный материал, физически и геометрически нелинейное деформирование, интегральная жесткость, микроструктура композита.

Y.Y. BESKROVNYI, O.O. LARIN**ANALYSIS OF THE ELASTIC CHARACTERISTICS OF A PNEUMATIC SHOCK ABSORBER**

The article deals with a computer analysis of the pneumatic shock absorber deformed state, as well as the peculiarities of the formation of its integral elastic characteristics. The Deformation process is considered under internal pressure and the normal axial compression load. The construction of pneumatic shock absorber consists of two-section pneumatic rubberized single-layer composite bellows, which has circular metal constraints on the edges and in the middle.

The research is done in a framework of a geometric and physically three-dimensional nonlinear formulation. The modelling of the nonlinear deformation of the rubber matrix is based on a three-parameter Muni-Rivlin model. A finite-element method is used for numerical solution of the problem. The composite reinforcement models as integral membrane stiffness additionally inserted into the corresponding finite elements, taking into account the cord orientation, that allows taking into account a toroidal curvilinear orthotropy of mechanical properties of the material.

The dependences of the pneumatic shock absorber quasi-static deformation on the cord geometric and stiffness parameters is analysed in the current work. It is studied the influence of the variation of cord diameter and cord material Young modulus on the integral elastic behavior of the pneumatic shock absorber under the different compression load. The last allows us to analyze the influence of the cord material on load characteristic of construction.

Keywords: pneumatic shock absorber, rubberized composite material, physically and geometric nonlinear of deformation, integral stiffness, the composite microstructure

Вступ. Пневмобалони широко використовуються у загальному та транспортному машинобудуванні. Зокрема у підйомних пристроях, в амортизаторах, у системах управління, у залізничних системах, у гальмівних системах транспортних засобів тощо [1]. Розповсюдження пневмобалонів існує завдяки наступним перевагам: низька природна частота, виражені дисипативні властивості, високий рівень звукоізоляції, можливість автоматичного регулювання висоти підвісу, статична стійкість у широкому діапазоні відхилень

навантаження від осьової дії тощо. Слід відзначити, що усі перелічені властивості є суттєво нелінійними, а також мають виражену залежність від мікро- та макроструктури композитного матеріалу з якого виготовлений пневмобалон.

Таким чином, виникає проблема створення методики розрахункового визначення інтегральних характеристик цих конструкцій, що може бути в подальшому використано в системах віброізоляції.

В літературі відомі роботи щодо експеримента-

льно та теоретичного визначення відповідних технічних характеристик пневмобалонів. Так у роботі [2] досліджено навантажувальну здатність та здатність до розсіювання енергії одномодовому і багатоконволуційномусильфонному з'єднанню під різними навантаженнями. Розглянуто осьове стиснення, осьові напруження, одноступеневе циклічне навантаження, багатоступеневе циклічне навантаження та навантаження на згин.

В [3] проведено випробування сільфонних пристроїв під осьовим циклічним навантаженням. Товщина сільфона становила 1,15 мм, а циклічні навантаження контролювалися циклічним зміщенням зі зростаючими амплітудами 3,6 мм, 9,1 мм, 18,2 мм, 36 мм, 41,0 мм і 54,6 мм. Штами між сусідніми згортками на гребені були виміряні. Сільфонний шарнір був зроблений з нержавіючої сталі 304 і був спрощений білінійний напружено-деформований зв'язок з деформацією. У роботі [4] була створена одна модель згортки та проаналізована для різних переміщень. Результати були підтвержені EJMA (Expansion Joints Manufacturing Association), які досить добре узгоджуються. На основі використання різних САПР були створені моделі та вивчено чутливість мембранних напружень в залежності від товщини стінки балону та інших параметрів конструкції[5].

Загалом можна стверджувати, що найбільш вдалим рішенням для теоретичного вивчення інтегральних характеристик пневмобалонів є застосування сучасних процедур скінченно-елементного моделювання. Проте конструкція пневмобалону має складну криволінійну геометрію та композитну структуру, що призводить до необхідності спрощення або обґрунтування можливості застосування нелінійних моделей поведінки даних матеріалів. При цьому слід зазначити, що в цілому, залишаються недостатньо вивченими питання адекватного параметричного моделювання пневмобалону, яке дозволяє досліджувати вплив мікроструктури композиту на нелінійну пружну поведінку всієї конструкції.

Таким чином, актуальною роботою є розробка скінченно-елементних моделей двосекційних пневмобалонів, що дозволяють провести багатоваріантні дослідження впливу характеристик корда на навантажувальну характеристику пневмобалону, якій присвячено дану статтю.

Постановка задачі. Вихідними матеріалами задані сталь, гума та корд.

Характеристиками сталі є коефіцієнт Пуассона ($\nu = 0,3$) й модуль пружності ($E = 200$ ГПа), відповідно для корду – ($\nu = 0,3$) та ($E = 4,27634$ ГПа).

Для завдання властивостей гуми використовується модель Муні-Рівліна з наступними параметрами: $C_{10} = 0,35$ МПа, $C_{01} = 0,15$ МПа та $d = 8$ нПа. Жорсткість нитки корду: 1333 Н/нитку; діаметр корду: 0,63 мм; частота укладання волокон: 920 ниток/м.

Для вирішення задачі оцінки статичної міцності пропонується використовувати співвідношення фізично та геометрично нелінійної теорії пружності у тривимірній постановці. Відповідна система складається

зі зв'язаної системи 15 нелінійних рівнянь, які традиційно розділяють на три групи:

– рівняння рівноваги:

$$\sigma_{ij,j} = 0, \quad i = \bar{1,3}, \quad (1)$$

де σ_{ij} – тензор істинних напружень Коші.

– геометричні співвідношення, які враховують можливість існування немалих переміщень:

$$e_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right], \quad i = \bar{1,3}, \quad (2)$$

де u_i – компоненти вектору переміщень; e_{ij} – компоненти тензору деформацій Альмансі-Ейлера;

$$e = \frac{1}{2} (I - F^{-T} \cdot F^{-1}), \quad (3)$$

де I – одиничний тензор; F – тензор градієнту переміщень.

– фізичні співвідношення для гіпереластичного тіла, для моделі Муні-Рівліна, визначається через функцію щільності енергії деформацій W :

$$\sigma = \frac{1}{J} \frac{\partial W}{\partial F} F_T, \quad (4)$$

де $J = \det F = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$.

Для моделі Муні-Рівліна функція щільності енергії деформації є відомим виразом[6] відносно інваріантів правого тензору деформацій Коші-Гріна, які легко визначаються через головні подовження $\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$:

$$W = C_{10} (\bar{I}_1 - 3) + C_{01} (\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{d} (J - 1)^2; \quad (5)$$

$$\bar{I}_1 = J^{-2/3} I_1; \quad \bar{I}_2 = J^{-4/3} I_2;$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2; \quad I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2,$$

де C_{10}, C_{01} – константи Муні-Рівліна; d – параметр нестисливості матеріалу.

Розглянута система диференціальних рівнянь у часткових похідних була дискретизована в рамках метода скінченних елементів, процедура якого привела зачуду до нелінійної алгебраїчної проблеми, що розв'язувалась методом Ньютона-Рафсона.

У рамках дискретизації використовувався об'ємний шестигранний скінченний елемент (СЕ) з вісьмома вузлами, розташованими у вершинах, що мають три ступені свободи в кожному вузлі: переміщення у вузлових напрямках x, y, z .

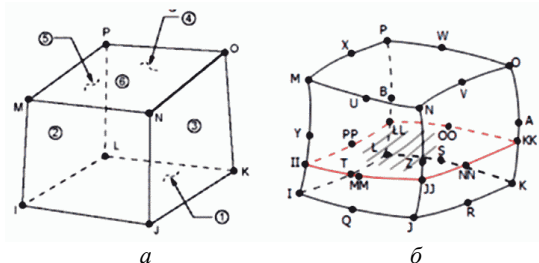


Рисунок 1 – Використані в роботі типи скінченних елементів: а – об'ємний шестигранний СЕ з вісьмома вузлами; б – розподілений посилюючий елемент

Для моделювання армуючих волокон був використаний розподілений посилюючий елемент. Метод розмазання підкріплення підходить для моделювання

кластерів армуючих волокон, що з'являються у шарі або листовій формі. Кожен шар волокон спрощується як однорідна мембрана, що має односпрямовану жорсткість. Волокна в одному шарі повинні мати однаковий поперечний переріз, матеріал, відстань та орієнтацію.

Технологія кордного посилення за такого моделювання зводиться до додавання в кожний СЕ мембранної жорсткості. Тобто в тангенційну матрицю жорсткості було додано діагональні елементи, жорсткість яких визначалась усереднено.

Геометрична модель. На рис. 2 зображено СЕ-модель половини пневмобалону, тому були прикладені умови симетрії. Також ця конструкція жорстко закріплена на нижній сталевій опорі, а на верхній – діє зосереджена сила F_a .

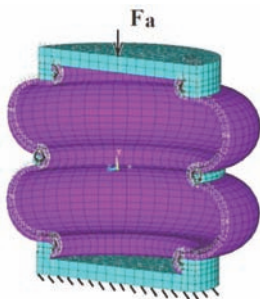


Рисунок 2 – Скінченно-елемента модель

Результат моделювання та аналіз розрахунків.

Усі дослідження проводилися при внутрішньому тиску, який дорівнював 0,2 МПа та силі у 3 кН, яка прикладалася посеред пневмобалону в площині умов симетрії, тобто на конструкцію діяла сила у $F_0 = 6$ кН. На рис. 3-4 представлені дані переміщення та навантажувальна крива, при розрахунках яких варіювався діаметр ниток корду від 0,55 мм до 0,8 мм, а на рис. 5-7 – варіювався модуль пружності корду від 1 ГПа до 213,817 ГПа.

Навантажувальна крива – залежність переміщень v , від відносної характеристики, яка дорівнює відношенню діючої сили F_a до її максимального значення F_0 .

При малій осьовій силі спостерігаються від'ємні значення прогину, що відповідає ефекту «накачування» пневмобалона внутрішнім тиском. На робочих значеннях осьової сили на внутрішнього тиску спостерігається невелика нелінійність прогресивного характеру, який майже не залежить від діаметру корду. На рис. 3 можна виділити, що в точці $F_a = 0,85 \cdot F_0$ переміщення від усіх розглянутих варіантів зміни діаметра співпадають і дорівнюють 11 мм, а при подальшому зростанню діючої сили криві змінюють свій напрям росту.

З рис. 4 можна побачити що при збільшенні діючої сили у верхній частині пневмобалона характер переміщень не змінюється, а у нижній – переміщення дещо послаблюють свій ефект відносно максимальних значень, на відміну від верхньої частини.

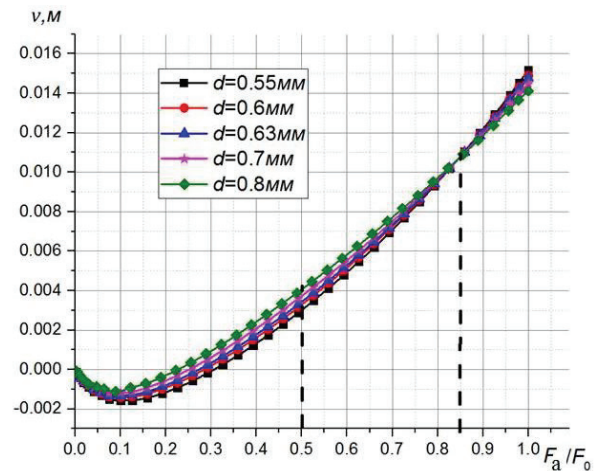


Рисунок 3 – Пружна характеристика при зміні діаметру корду

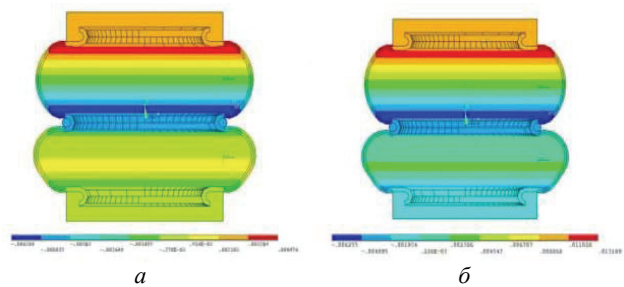


Рисунок 4 – Графік переміщень для діаметру ниток 0,55 мм, при дії сили (а – 3 кН, б – 5,1 кН)

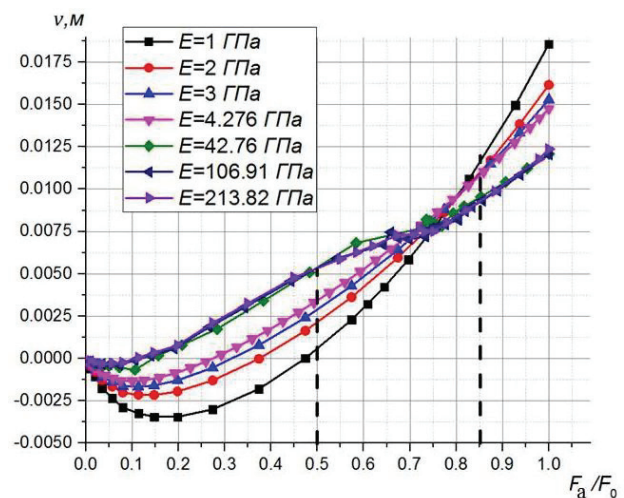


Рисунок 5 – Пружна характеристика при зміні модуля пружності корду

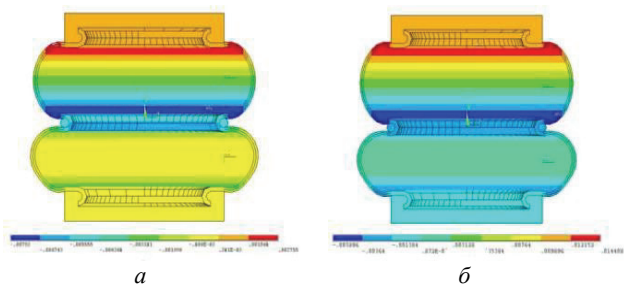


Рисунок 6 – Графік переміщень для модуля пружності корду 1 ГПа, при дії сили (а – 3 кН, б – 5,1 кН)

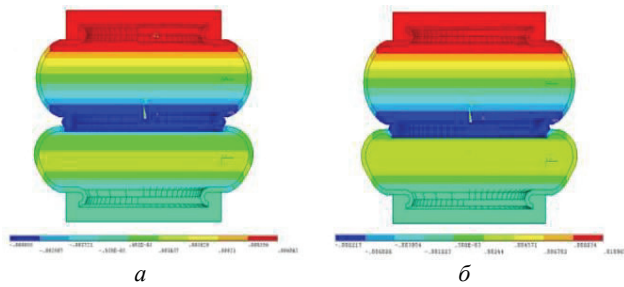


Рисунок 7 – Графік переміщень для модуля пружності корду 213,817 ГПа при дії сили (а – 3 кН, б – 5,1 кН)

На рис. 5 цікавим є те, що всі криві у процесі навантаження при значній зміні модуля пружності корду у деякій області біля діючої сили $Fa = 0,75 \cdot F_0$ переміщуються приблизно на 7,5 мм і дзеркально змінюють свій подальший ріст. Також можна виділити що при збільшенні модуля пружності корду характер стає з нелінійного стає більш подібним до лінійного, або навіть переходить на регресійний характер.

Висновки. У даній роботі досліджено пружну характеристику гумокордного пневматичного амортизатору методами комп'ютерного моделювання. Проведені розрахунки навантажувальних характеристик з урахуванням нелінійного деформування матеріалу гумокорду, і проаналізовано характер напруженого стану. Також проведено варіативні дослідження щодо інтегральної навантажувальної характеристики в залежності від різної величини осьового стискаючого навантаження з різними значеннями діаметра та модуля пружності корду.

Список літератури

1. Пневморессора: основа пневматической подвески – Режим доступу: <http://www.autoopt.ru/articles/products/40445730/>. – Дата звернення: 08.05.2018.
2. Xiang X.M. Finite element analysis and experimental study on a bellows joint / X.M. Xiang, G. Lu, Z.X. Li, Y.Lv // Engineering Structures. – Vol. 151, 2017. – P. 584-598. – DOI: 10.1016/j.engstruct.2017.08.034
3. Satoshi I. Evaluation of mechanical behavior of new type bellows with two-directional convolutions / Igi Satoshi,

Katayama Hiroshi, Kawahara Masanori // Nuclear Engineering and Design. – 197(1), 2000. – P. 107–114. – DOI: 10.1016/S0029-5493(99)00260-5

4. Kumar J.P.N. Effect of design parameters on the static mechanical behavior of metal bellows using design of experiment and finite element analysis / J. Prasanna Naveen Kumar, S. Johns Kumar, R.K. Sarathi Jeyathilak, M. Venkatesh, A. Simon Christopher, K.C. Ganesh // International Journal on Interactive Design and Manufacturing. – Springer, 2017. – Iss. 3. – P. 535-545.

5. Takino Yu. Optimization of damping effect for the air spring by the frequency dependent orifice / Yuichiro Takino, Hiroshi Shinmura, Takeyosi Mihara, Nobuyuki Okada, Naohide Kamikawa and Koichiro Nanba // Bulletin of the JSME. Mechanical Engineering Journal. – 2017. – Vol. 4, № 1. – 9 p. – DOI: 10.1299/mej.16-00486

6. Haupt P. Continuum Mechanics and Theory of Materials / P. Haupt. – 2002. – 623 p.

References (transliterated)

1. Pneumatic shock absorber: the basics of the Pneumatic shock absorber. – Access mode: <http://www.autoopt.ru/articles/products/40445730/>. Data of citation: 08.05.2018.
2. Xiang X.M., Lu G., Li Z.X., Lv Y. Finite element analysis and experimental study on a bellows joint. Engineering Structures. 2017. Vol. 151. P. 584-598. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2017.08.03>
3. Igi Satoshi, Katayama Hiroshi, Kawahara Masanori Evaluation of mechanical behavior of new type bellows with two-directional convolutions. Nuclear Engineering and Design. 2000. 197 (1). P. 107–114. DOI: 10.1016/S0029-5493(99)00260-5
4. Kumar J.P.N., Kumar S. Johns, Sarathi Jeyathilak R.K., Venkatesh M., Christopher A. Simon, Ganesh K. C. Effect of design parameters on the static mechanical behavior of metal bellows using design of experiment and finite element analysis. International Journal on Interactive Design and Manufacturing. Springer, 2017. Vol. 3. P. 535-545.
5. Takino Yu., Hiroshi Shinmura, Takeyosi Mihara, Nobuyuki Okada, Naohide Kamikawa, Koichiro Nanba Optimization of damping effect for the air spring by the frequency dependent orifice. Bulletin of the JSME. Mechanical Engineering Journal. 2017. Vol. 4. № 1. 9 p. DOI: 10.1299/mej.16-00486
6. Haupt P. Continuum Mechanics and Theory of Materials, 2002. 623 p.

Надійшла (received) 20.09.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ларін Олексій Олександрович (Ларин Алексей Александрович, Larin Oleksiy Oleksandrovych) – доктор технічних наук, доцент, НТУ «ХПІ», директор навчально-наукового інженерно-фізичного інституту, м. Харків, Україна; e-mail: AlexeyA.Larin@gmail.com.

Бескровний Ярослав Юрійович (Бескровный Ярослав Юрьевич, Beskrovnyi Yaroslav Yuriyovich) – НТУ «ХПІ», аспірант.