



INVESTIGATION OF ALUMINUM TUBE WITH VERTICAL CORRUGATION UNDER COMPRESSION

Nhan T. Tran¹, Arameh Eyvazian², DucHieu Le^{3*}

¹*Faculty of Automobile Technology, Van Lang University, VietNam*

²*College of Engineering, Qatar University,*

³*Falcuty of Automobile Technology, Hanoi University of Industry*

ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 31/10/2019

Revised: 18/12/2019

Accepted: 18/12/2019

Published online: 16/1/2020

<https://doi.org/10.25073/tcsj.70.5.5>

* *Corresponding author*

Email: hieuld@hau.edu.vn; leduchieu77@gmail.com

Abstract. This investigation studies crushing responses and crashworthiness performances of the aluminum circular tubes with and without vertical corrugations. Crashworthiness performance and collapsing response of these tubes are analyzed. The more the vertical corrugations are, the larger the specific energy absorption is. Peak force of the tube with vertical corrugations is greater than that of tube without vertical corrugation. Technique of Order Preference by Similarity to Ideal Solution (TOPSIS) method is applied to point out the better tube for energy absorbing device.

Keywords: energy absorption, corrugated tube, crashworthiness, specific energy absorption (SEA).



NGHIÊN CỨU ỨNG XỬ ỐNG TRÒN CÓ GÂN DỌC CHỊU NÉN DỌC TRỰC

Nhan T. Tran¹, Arameh Eyvazian², DucHieu Le^{3*}

¹Khoa Công Nghệ Ô Tô, Đại học Văn Lang, Vietnam

²Trường kỹ thuật, Đại học Qatar

³Khoa Công Nghệ Ô Tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội, Vietnam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 31/10/2019

Ngày nhận bài sửa: 18/12/2019

Ngày chấp nhận đăng: 18/12/2019

Ngày xuất bản Online: 16/1/2020

<https://doi.org/10.25073/tcsj.70.5.5>

* Tác giả liên hệ

Email: hieuld@hau.edu.vn; leduchieu77@gmail.com

Tóm tắt. Bài báo này nghiên cứu ứng xử và tính năng tin cậy chịu nén của các ống nhôm tròn có và không có gân dọc. Các gân dọc càng nhiều thì năng lượng riêng hấp thụ càng lớn. Lực nén lớn nhất (peak load) của ống có các gân lớn hơn so với ống không có gân dọc. Phương pháp TOPSIS được áp dụng để chỉ ra cấu trúc thích hợp dành cho thiết bị hấp thụ năng lượng va đập của xe hơi.

Từ khóa: năng lượng hấp thụ (EA), ống lượn sóng, khả năng hấp thụ va đập; năng lượng riêng hấp thụ (SEA).

© 2019 Trường Đại học Giao thông vận tải

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ống thành mỏng thường được sử dụng trong ô tô như các thiết bị hấp thụ năng lượng va đập. Chúng nhẹ, chi phí thấp và có thể hấp thụ năng lượng một cách có kiểm soát. Tin cậy va đập (crashworthiness) là khả năng của cấu trúc chịu được một lực tác động cụ thể. Tin cậy va đập của cấu trúc phụ thuộc vào nhiều yếu tố, liên quan đến vật liệu, cấu trúc, cho dù nó chịu tải ở trạng thái động hay tĩnh.

Nhiều bài báo về vật liệu của các thiết bị hấp thụ năng lượng va đập đã được thực hiện trong vài thập kỷ qua. Trong số đó, hợp kim nhôm thường được sử dụng vì nó có tính ứng dụng cao hơn và rẻ hơn so với các vật liệu khác. Những nghiên cứu đầu tiên về thiết bị hấp

thụ năng lượng đã được thực hiện bởi [1-3]. Để so sánh, các chỉ số tin cậy và đập đã được đề xuất bởi những công trình của [4-9]. Ví dụ, một trong những chỉ số này là hiệu suất lực ép. Chỉ số này là tỷ lệ của lực nén trung bình so với lực nén lớn nhất. Chỉ số thứ hai là năng lượng riêng hấp thụ (SEA) được sử dụng để ước tính khả năng hấp thụ năng lượng của cấu trúc. Bên cạnh các nghiên cứu về cấu trúc đơn, Azimi và Asgari [10] đã nghiên cứu khả năng tin cậy và đập của ống hình nón cụt trong trường hợp tải trọng dọc trục và cho thấy rằng dù kích thước nhỏ, những ống này có thể hấp thụ một cách hiệu quả năng lượng và đập.

Ngoài ra, một giá trị lực nén lớn nhất yêu cầu để làm biến dạng ống thẳng. Để giảm giá trị lực nén lớn nhất yêu cầu, mô men uốn và vị trí biến dạng của cấu trúc phải được quản lý và điều chỉnh. Sangace and El-Sobky [11] đã thực hiện một nghiên cứu các ống có nếp gấp bằng thực nghiệm. Tiếp đó, Abdul Latif et. al. [12] đã đề xuất một phương pháp nhằm cải thiện tính năng tin cậy và đập. Phương pháp này là cắt ống ở những vị trí cụ thể và chèn các đĩa không biến dạng vào bên trong ống.

Mặc dù có nhiều nghiên cứu đã được thực hiện nhằm tối ưu hóa năng lượng hấp thụ trong quá trình biến dạng bằng cách xem xét những nếp gấp trong các thiết bị hấp thụ năng lượng và đập. Vẫn còn rất nhiều nghiên cứu trong lĩnh vực này để tìm ra một mô hình và vật liệu cụ thể mà nó được sử dụng một cách khả thi trong các ứng dụng khác nhau nhằm nâng cao tính năng tin cậy và đập. Trong bài báo này, một nghiên cứu được thực hiện trên các ống nhôm tròn với các gân dọc chịu nén dọc trục và sau đó nó được so sánh với các ống thẳng. Phương pháp TOPSIS sử dụng để chỉ ra cấu trúc hấp thụ năng lượng thích hợp.

2. CHỈ SỐ TIN CẬY VÀ ĐẬP VÀ PHƯƠNG PHÁP TOPSIS

2.1. Chỉ số tin cậy và đập

Để so sánh độ tin cậy và đập của cấu trúc, một vài chỉ số cần được định nghĩa và xem như phương tiện so sánh:

Năng lượng hấp thụ (EA)

Một trong những yếu tố quan trọng có thể chứng minh liệu cấu trúc có khả năng va chạm tốt hay không là EA, được xác định theo công thức sau:

$$EA = \int_0^{\delta_{max}} F_x dx, \quad (1)$$

ở đây F_x là lực nén và δ_{max} là độ lún tối đa của cấu trúc.

Năng lượng riêng hấp thụ (SEA)

SEA được dùng để đánh giá hiệu quả của năng lượng hấp thụ của những cấu trúc khác nhau với các vật liệu và kích cỡ khác nhau. Chỉ số này được tính theo công thức:

$$SEA = \frac{EA}{m}. \quad (2)$$

ở đây, m là khối lượng của cấu trúc.

Lực nén lớn nhất (F_{max}) và lực nén trung bình (F_m)

Lực nén lớn nhất là lực tối đa, được xác định tại vị trí cực đại của giai đoạn đầu tiên trong quá trình chịu nén. Và lực nén trung bình được xác định theo công thức:

$$F_m = \frac{EA}{\delta_{\max}}. \quad (3)$$

Hiệu quả lực nén (CFE)

Để đánh giá hiệu quả quá trình nén, hiệu quả của lực nén (CLE) được định nghĩa là

$$CFE = \frac{F_m}{F_{\max}}. \quad (4)$$

Nói chung, tính năng tốt nhất đạt được khi giá trị của CFE là 1, tức là giá trị lực nén trung bình gần bằng giá trị lực nén lớn nhất.

2.2. Phương pháp TOPSIS

Để quyết định một thiết bị hấp thụ năng lượng thích hợp có các tiêu chí xung đột lẫn nhau như SEA, F_m , F_{\max} và CFE, phương pháp ra quyết định đa thuộc tính TOPSIS được sử dụng [13]. Các bước của phương pháp này được tiến hành như sau:

Bước 1: xây dựng ma trận $(x_{ij})_{m \times n}$ bao gồm m phương án và n tiêu chí. Phần tử x_{ij} là giao điểm của từng phương án và tiêu chí.

Bước 2: tính toán ma trận chuẩn hóa $R = (r_{ij})_{m \times n}$. Trong đó, phần tử r_{ij} được tính toán

$$r_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{k=1}^m x_{kj}^2}}. \quad (5)$$

Bước 3: tính toán ma trận chuẩn hóa có trọng số

$$V_{ij} = r_{ij} \times w_j, \quad (6)$$

ở đây w_j là hệ số trọng số với $\sum_{j=1}^n w_j = 1$. Trọng số w_j được ước tính dựa trên phương pháp entropy như sau

$$w_j = \frac{1 - \left[-h \sum_{i=1}^m (f_{ij} \times \ln(f_{ij})) \right]}{\sum_{j=1}^n \left(1 - \left[-h \sum_{i=1}^m (f_{ij} \times \ln(f_{ij})) \right] \right)} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \quad (7)$$

ở đây $h = \frac{1}{\ln(m)}$. V_{ij} là phần tử của ma trận chuẩn hóa.

Bước 4: tính giá trị lý tưởng tốt nhất và xấu nhất

$$\begin{cases} V_b = \left[\left(\min(V_{ij}) \forall J_- \right), \left(\max(V_{ij}) \forall J_+ \right) \right] \\ V_w = \left[\left(\max(V_{ij}) \forall J_- \right), \left(\min(V_{ij}) \forall J_+ \right) \right] \end{cases} \quad (8)$$

ở đây $J_+ = \{j = 1, 2, \dots, n \mid j\}$ liên quan đến các tiêu chí có tác động tích cực, và $J_- = \{j = 1, 2, \dots, n \mid j\}$ liên quan đến các tiêu chí có tác động tiêu cực. V_b , V_w là giá trị lý

tường tốt nhất và xấu nhất.

Bước 5: tính khoảng cách Euclide từ lý tưởng tốt nhất và xấu nhất

$$\begin{cases} S_{i+} = \sqrt{\sum_{j=1}^m (V_{ij} - V_j^+)^2} \\ S_{i-} = \sqrt{\sum_{j=1}^m (V_{ij} - V_j^-)^2} \end{cases} \quad (9)$$

Bước 6: tính điểm hiệu suất

$$P_i = \frac{S_{i-}}{S_{i+} + S_{i-}} \quad (10)$$

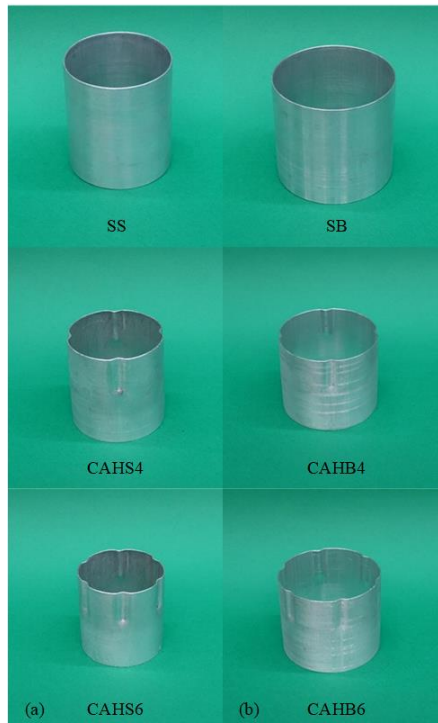
với P_i là điểm hiệu suất.

Bước 7: xếp hạng các lựa chọn thay thế theo P_i .

3. THỬ NGHIỆM

3.1. Mẫu thử và quy trình thực nghiệm

Hai hợp kim nhôm khác nhau đã được sử dụng để sản xuất các ống nhỏ và lớn. Tất cả các ống dài 80 mm. Đường kính của các ống nhỏ và lớn lần lượt là 78,65 và 93,56 mm. Kỹ thuật dập được sử dụng để tạo nếp gấp. Độ dày của ống là 1,5 mm.



Hình 1. Mẫu thử nghiệm: a) Ống bé; b) Ống to.

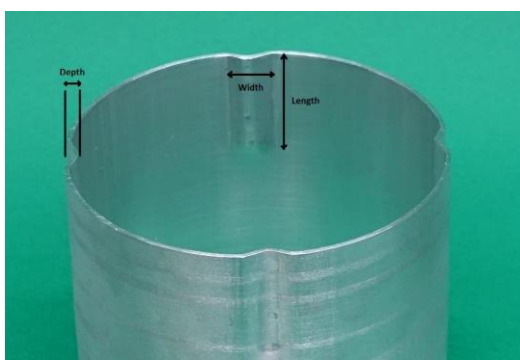
Để chế tạo mẫu thí nghiệm, bốn và sáu nếp gấp dọc được chế tạo theo chiều dọc của ống để khảo sát tác động của nếp gấp đối với đặc tính chịu nén của ống tròn và khả năng kiểm soát biến dạng của chúng. Mẫu thí nghiệm được thể hiện trong **Hình 1**, trong khi **Bảng 1** trình bày thông số chi tiết của mẫu thử dưới tải trọng nén dọc trục.

Để có một tham chiếu về đặc tính tin cậy và đập cho các kiểu ống khác nhau, các chỉ số SEA, Fmax, CFE của ống trơn cần được xem xét. Trong **Hình 1**, ‘SS’ đề cập đến ống trơn có đường kính nhỏ; trong khi ‘SB’ biểu thị ống có đường kính lớn hơn. Các ống lượn sóng với các nếp gấp dọc trục có chiều dài nhất định, được gọi là ‘CAH’. Theo cách này, ‘CAHB’ và ‘CAHS’ lần lượt đề cập đến các ống có đường kính lớn và nhỏ tương ứng. Chỉ số đứng sau các chữ viết tắt đại diện cho số lượng nếp gấp. Thông số nếp gấp và các đặc tính của nó được mô tả trong **Hình 2** và **Bảng 1**, tương ứng. Các tính chất vật liệu của hai hợp kim nhôm được liệt kê trong **Bảng 2**.

Bảng 1. Thông số của ống.

Ống	Độ dày, t (mm)	Chiều dài, L (mm)	Đường kính, D (mm)	Chiều sâu nếp gấp (mm)	Bề rộng nếp gấp (mm)	Chiều dài nếp gấp (mm)
SS				-	-	-
CAHS4			78.65	1.9	11.6	28.9
CAHS6	1.5	80		1.9	11.45	28.3
SB				-	-	-
CAHB4			93.56	1.9	11.4	27.8
CAHB6				1.9	11.4	27.2

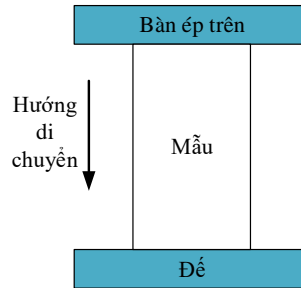
Quy trình thử nghiệm được minh họa trong Hình 3. Thí nghiệm được thực hiện bằng máy kéo nén vạn năng INSTRON 8502. Mẫu thí nghiệm được đặt ở giữa hai tấm ép. Tấm ép bên dưới cố định, trong khi tấm ép bên trên dịch chuyển từ trên xuống dưới và sẽ dừng lại khi quá trình nén kết thúc. Các đồ thị lực-chuyển vị được trình bày cho tất cả các trường hợp. Một số nhà nghiên cứu đã sử dụng tốc độ chất tải từ 5 đến 8 mm/phút [14, 15]. Như vậy, tốc độ 5 mm/phút được chọn cho thí nghiệm chịu nén.



Hình 2. Thông số nếp gấp.

Bảng 2. Tính chất cơ lý của vật liệu.

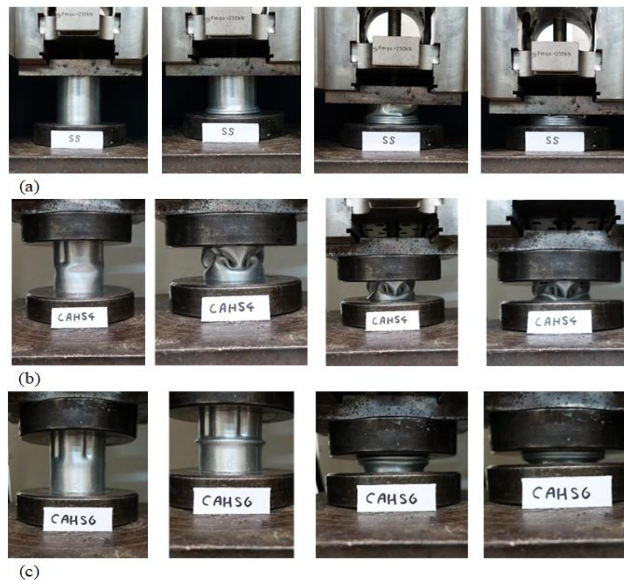
	Mô đun đàn hồi (GPa)	Tỷ trọng (kg/m ³)	Hệ số Poisson	Giới hạn chảy (MPa)	Giới hạn bền (MPa)
Ống nhỏ	68.9	2670	0.33	68	124
Ống lớn	68.9	2690	0.32	164	216



Hình 3. Sơ đồ thử nghiệm.

3. 2. Kết quả thực nghiệm

Đối với trường hợp chịu tải trọng nén dọc trục, đồ thị lực-chuyển vị, trạng thái ứng xử của tất cả các ống đã được xem xét trong trường hợp có và không có sự hiện diện của các nếp gấp dọc. Các chỉ số bao gồm CFE, SEA, F_{max} và F_m được xác định để so sánh các ống được thử nghiệm. Bằng cách xem xét biến dạng đến 70% chiều dài ống, các đặc tính của ống đã thu được và do đó đồ thị lực-chuyển vị được sử dụng để xác định F_{max} , F_m và EA.



Hình 4. Quá trình nén: (a) SS (b) CAHS4 (c) CAHS6.

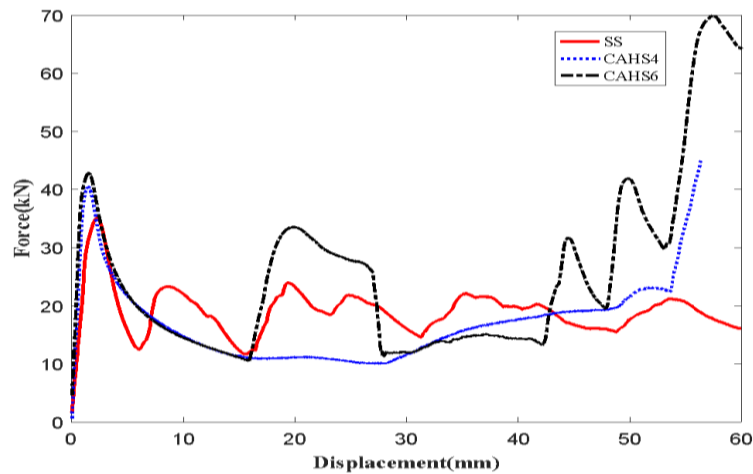
Ống nhỏ (SS, CHAS4, CAHS6):

Tải trọng nén được áp dụng đối với những ống nhỏ. Biến dạng và đồ thị lực-chuyển vị của chúng được thể hiện trong **Hình 4** và **Hình 5**. **Bảng 3** cho thấy các chỉ số tin cậy va đập cho các ống này. Theo **Bảng 3**, ống có bốn nếp gấp dọc không mang lại khả năng vượt trội cho tính năng tin cậy va đập. Mặc dù lực đỉnh cao hơn một chút đối với những ống có sáu nếp gấp dọc và do đó, nó không thể được coi là hữu ích. Lực trung bình được tìm thấy cao hơn, dẫn đến CFE có lợi hơn một chút (với mức tăng gần 34%) so với ống không có nếp gấp. Ngoài ra, khả năng hấp thụ năng lượng cao hơn đạt được bằng 1,5 lần ống không có nếp gấp dọc. Hơn nữa, ống không có nếp gấp với đồ thị lực-chuyển vị không đồng đều là bất lợi. Những ống với nếp gấp dọc có thể được sử dụng để nhận được đồ thị lực-chuyển vị đồng đều hơn.

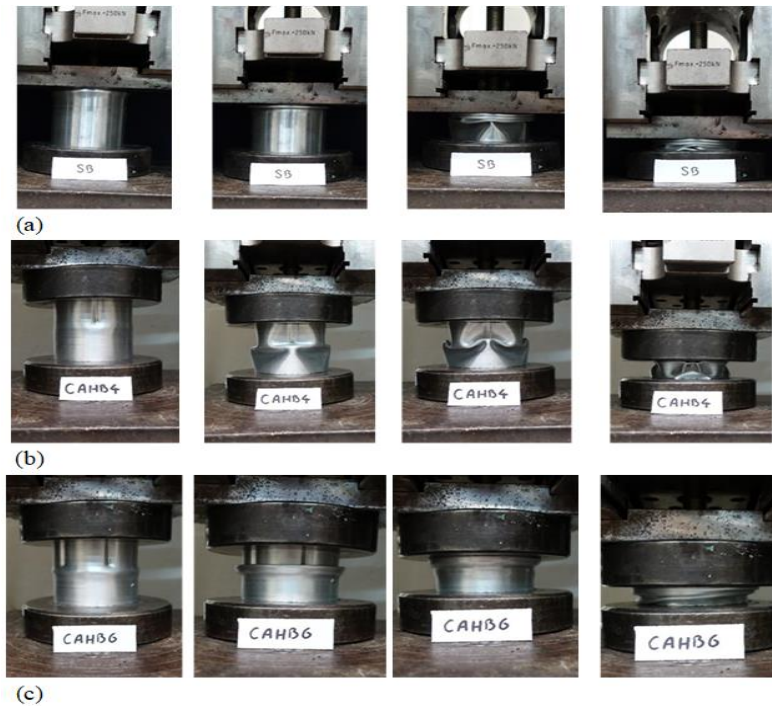
Hình 4 giải thích lý do cho tính năng tin cậy và đập yếu hơn của ống CAHS4 so với ống CAHS6. Tính năng tin cậy và đập của cả hai loại ống với gân dọc đều vượt trội hơn ống không có gân nếp. Ống CAHS4 bị biến dạng kiểu “biến dạng lục giác”. Kiểu biến dạng này không thuận lợi trong trường hợp chịu nén. Ống CAHS6 biến dạng ở kiểu vòng (ring mode), cho thấy sự hấp thụ năng lượng có hiệu suất tốt hơn [16, 17].

Ống lớn (SS, CHAB4, CAHB6):

Điều kiện tải giống nhau và cùng một cách so sánh như nhóm các ống nhỏ được áp dụng cho các ống lớn. **Hình 6** cho thấy quá trình nén của các ống lớn. Ống CAHB4 có chế độ biến dạng giống như ống CAHS4. Mô hình biến dạng này của CAHB4 không được kỳ vọng vượt trội về mặt tin cậy và đập. Tuy nhiên, kiểu biến dạng của CAHB6 là biến dạng vòng (ring mode), mang lại kết quả đầy hứa hẹn.



Hình 5. Đồ thị lực-chuyển vị của ống nhỏ.



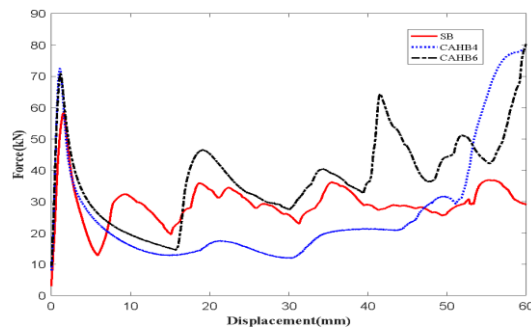
Hình 6. Quá trình nén: (a) SB (b) CAHB4 (c) CAHB6.

Bảng 3. Đặc tính tin cậy và đập của ống.

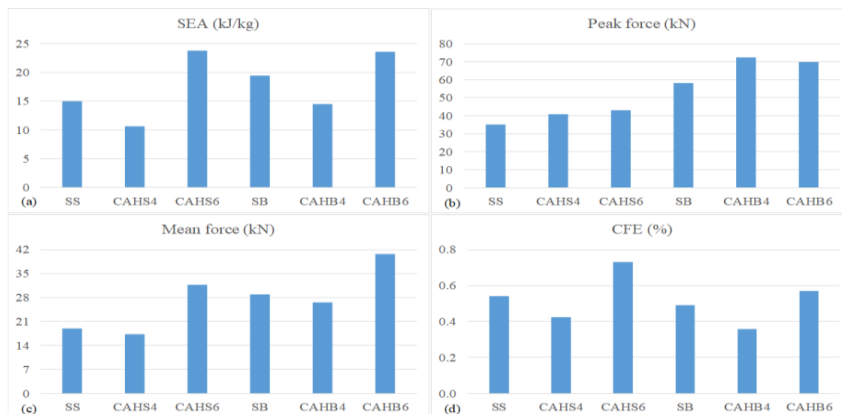
Ống	SEA (kJ/kg)	F_m (kN)	F_{max} (kN)
SS	14.88	18.99	35.07
CAHS4	10.67	17.29	40.55
CAHS6	23.66	31.74	42.97
SB	19.44	28.99	58.27
CAHB4	14.49	26.53	78.91
CAHB6	23.55	40.62	70.89

Đồ thị lực-chuyển vị và những chỉ số tính năng tin cậy và đập được thể hiện trong **Hình 7** và **Bảng 3** tương ứng cho các ống lớn. Ống CAHB4, giống như CAHS4, không cho thấy tính năng tin cậy và đập tốt vì kiểu biến dạng lực góc bất lợi. Tuy nhiên, kết quả cho ống CAHB6 đầy hứa hẹn. Ví dụ, trong ống CAHB6, SEA đã tăng 21,2% so với ống SB. Ngoài ra, trong ống CAHB6, lực trung bình đã tăng đáng kể mặc dù lực nén lớn nhất nhỏ, dẫn đến tăng 15,2% trong CFE. Tương tự như ống nhỏ, các đồ thị lực-chuyển vị của các ống lớn có các gân dọc cho thấy sự đồng đều lớn hơn, thể hiện một kết quả mong muốn.

Việc so sánh các đặc tính tin cậy và đập của ống lớn và nhỏ được thể hiện trong Hình 8. Cả hai loại ống đều thể hiện các đặc điểm giống nhau bao gồm CFE, F_m và SEA. CFE, F_m và SEA của ống không có gân dọc cao hơn so với ống có 4 gân dọc và chúng thấp hơn so với ống có 6 gân dọc. Tuy nhiên, F_{max} thì khác. Về ống không có gân dọc, lực nén lớn nhất thấp hơn ống có các gân dọc.



Hình 7. Đồ thị lực-chuyển vị của ống lớn.



Hình 8. Đặc tính tin cậy và đập: (a) SEA (b) Lực đỉnh ' F_{max} ' (c) Lực trung bình ' F_m ' (d) CFE.

3.3. Kết quả của phương pháp TOPSIS

Điểm hiệu suất và xếp hạng cuối cùng của tất cả các ống khi áp dụng phương pháp TOPSIS được liệt kê trong **Bảng 4**. Bảng này cho thấy rằng bằng cách kiểm tra tất cả các chỉ số tin cậy và đập, ống nhỏ có sáu nếp gấp dọc CAHS6 là cấu trúc hấp thụ năng lượng tốt hơn vì nó cung cấp SEA, F_m , và CEF cao với F_{max} tương đối thấp.

Bảng 4. Điểm hiệu suất và xếp hạng của các ống.

Tube	P_i	Rank
SS	0.47585146	4
CAHS4	0.35177756	5
CAHS6	0.79892451	1
SB	0.50357349	3
CAHB4	0.22702163	6
CAHB6	0.62970337	2

4. KẾT LUẬN

Bài báo giới thiệu sáu ống nhôm được chia thành hai nhóm gồm các ống nhỏ và lớn có và không có các gân dọc. Các thử nghiệm nén và phân tích trạng thái ứng xử được thực hiện hai nhóm ống này. Kết quả thu được từ nghiên cứu này như sau

- Chế độ biến dạng hình lục giác là không mong muốn đối với cả hai nhóm, đặc tính tin cậy và đập không được cải thiện cho ống có bốn gân dọc.
- Đối với cả hai loại ống, gần như tất cả các đặc tính hấp thụ năng lượng có thể được cải thiện tốt bởi ống có sáu gân dọc. Một sự cải thiện đáng kể đã đạt được đối với CFE và F_m mặc dù F_{max} tăng thấp hơn so với ống thẳng.
- Khả năng hấp thụ năng lượng của ống được cải thiện nếu thêm các gân dọc. Ống tròn có gân dọc có thể dùng như một “Crash box” trong khung xe ô tô.
- Phương pháp TOPSIS được sử dụng để phân loại cấu trúc từ tốt nhất đến xấu nhất theo thiết kế phù hợp. Đặc tính tin cậy và đập của ống nhỏ CAHS6 tốt hơn so với các ống còn lại.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Quỹ Phát triển khoa học và công nghệ Quốc gia (NAFOSTED) trong đề tài mã số 107.99-2019.02.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. W. Johnson, S.R. Reid, Metallic energy dissipating systems, Applied Mechanics Reviews 31 (1978) 277-88.
- [2]. N.Jones, T. Wierzbicki, Structural Crashworthiness and Failure, Elsevier Applied Science, 1992.
- [3]. P.W. Sharman, Structural Crashworthiness, N. Jones, T. Wierzbicki (Editors), Butterworth & Company (Publishers) Ltd, London, 1983, 443pp, Illustrated. £40.00, The Aeronautical Journal 88 (1984) 450-450. <https://doi.org/10.1017/S0001924000020066>
- [4]. A.P. Coppola, On the mechanism of buckling of circular cylindrical shells under longitudinal

impact, TIS Report R60SD494 General Electric Co, PA, USA, 1966.

- [5]. B. Budiansky, Dynamic buckling of elastic structures: criteria and estimates, in *Dynamic Stability of Structures*, Proc Int Conf, North-western University, Evanston Illinois, USA Pergamon Press, Oxford, 1966.
- [6]. T. Tran, A. Baroutaji, Crashworthiness optimal design of multi-cell triangular tubes under axial and oblique impact loading, *Engineering Failure Analysis*, 93 (2018) 241-256. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.07.003>
- [7]. S.Pirmohammad, S. Esmaili-Marzdashti, Multi-objective crashworthiness optimization of square and octagonal bitubal structures including different hole shapes, *Thin-Walled Structures*, 139 (2019) 126-38. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.03.004>
- [8]. S.Pirmohammad, H. Nikkhah, Crashworthiness investigation of bitubal columns reinforced with several inside ribs under axial and oblique impact loads, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 232 (2018), 367-383. <https://doi.org/10.1177/0954407017702986>
- [9]. A. Sadighi, A. Eyvazian, M.Asgari, A.M. Hamouda, A novel axially half corrugated thin-walled tube for energy absorption under Axial loading, *Thin-Walled Structures* 145 (2019), 106-418. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.106418>
- [10]. M.B.Azimi, M.Asgari, Energy absorption characteristics and a meta-model of miniature frusta under axial impact, *International Journal of Crashworthiness*, 21 (2016), 222-230. <https://doi.org/10.1080/13588265.2016.1164445>
- [11]. A.A.Singace, H.El-Sobky, Behaviour of axially crushed corrugated tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, 39 (1997) 249-268. [https://doi.org/10.1016/S0020-7403\(96\)00022-7](https://doi.org/10.1016/S0020-7403(96)00022-7).
- [12]. A. Abdul-Latif, R. Baleh, Z. Aboura, Some improvements on the energy absorbed in axial plastic collapse of hollow cylinders, *International Journal of Solids and Structures*, 43 (2006) 1543-1560. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2005.04.029>
- [13]. Mathew M. Multi-criteria decision-making method <https://mathewmanoj.wordpress.com/multi-criteria-decision-making/>, truy cập ngày 2 tháng 3 năm 2019.
- [14]. A.G. Mamalis, D.E. Manolacos, G.L. Viegelaahn, N.M. Vaxevanidis, W. Johnson, The inextensional collapse of grooved thin-walled cylinders of PVC under axial loading, *International Journal of Impact Engineering*, 4 (1986) 41-56. [https://doi.org/10.1016/0734-743X\(86\)90026-6](https://doi.org/10.1016/0734-743X(86)90026-6)
- [15]. A.Niknejad, M.M. Abedi, G.H. Liaghat, M. Z. Nejad, Prediction of the mean folding force during the axial compression in foam-filled grooved tubes by theoretical analysis, *Materials & Design*, 37 (2012) 144-151. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.12.032>
- [16]. M. Guden, H. Kavi, Quasi-static axial compression behavior of constraint hexagonal and square-packed empty and aluminum foam-filled aluminum multi-tubes, *Thin-Walled Structures*, 44 (2006) 739-750. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2006.07.003>
- [17]. A.Eyvazian, T.N.Tran, Hamouda AM, Experimental and theoretical studies on axially crushed corrugated metal tubes, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 101 (2018) 86-94. <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2018.02.009>