مجله مهندسی مکانیک مدرس، آذر 1395، دوره 16، شماره 9، ص‌ص 347-358

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی تجربی و عددی رفتار لهیدگی لوله‌های دوجداره تقویت شده با ورقه‌های داخلی تحت بارگذاری دینامیکی محوری

سجاد پیرمحمد[1*]، حمید نیک‌خواه[2]، سبحان اسماعیلی[2]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

* اردبیل، صندوق پستی 179، s_ pirmohammad@uma.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 22 خرداد 1395

پذیرش: 13 مرداد 1395

ارائه در سایت: 03 مهر 1395

کلید واژگان:

رفتار لهیدگی

جذب انرژی

بارگذاری دینامیکی محوری

لوله‌های دو جداره

بهینه‌سازی چند هدفه

چکیده

سازه‌های جدار نازک به‌عنوان جاذب‌های انرژی بطور گسترده در صنایع خودروسازی، ریلی و هوایی به کار گرفته می‌شوند. در این مقاله به بررسی رفتار لهیدگی و جذب انرژی لوله‌های جدار نازک تحت بارگذاری دینامیکی محوری پرداخته شده است. مدل‌سازی‌های عددی با استفاده از نرم‌افزار اجزاء محدود ال اس-دایناا انجام شده و برای اعتبارسنجی نتایج تحلیل‌ها، ابتدا لوله مربعی با به‌کارگیری دستگاه تست یونیورسال مورد آزمایش لهیدگی قرار گرفته و سپس این لوله در ال اس-دایناا شبیه‌سازی شده و نتایج آن با نتایج حاصل از آزمایش مقایسه شده است. پس از حصول اطمینان از تطابق مناسب نتایج شبیه‌سازی عددی و تجربی، در مرحله بعد شبیه‌سازی‌های عددی بر روی لوله‌های دو جداره با مقاطع مختلف مربعی، شش‌ضلعی و هشت‌ضلعی تقویت شده با ورقه‌های داخلی و با مقیاس‌های (نسبت اندازه ضلع مقطع لوله داخلی به اندازه ضلع مقطع لوله خارجی) متفاوت 0، 0.25، 0.5، 0.75 و 1 تحت بارگذاری دینامیکی محوری انجام شده است. جهت تعیین بهترین لوله از نظر جذب انرژی، از روش تصمیم‌گیری چند معیاره تاپسیس استفاده شده است. نتایج نشان داد که لوله دو جداره با مقطع هشت‌ضلعی و با مقیاس‌های 0.25 و 0.5 دارای رفتار لهیدگی بهتری است. برای تعیین مقادیر بهینه مقیاس و ضخامت این لوله از روش رویه پاسخ و معیار D- بهین توسط طراحی آزمایش‌ها استفاده شده است. در نهایت میزان جذب انرژی لوله دو جداره هشت‌ضلعی با تعداد چهار و هشت تقویتی مقایسه شده و لوله دو جداره هشت‌ضلعی با چهار تقویتی به عنوان لوله بهینه با نیروی بیشینه برخورد کمتر انتخاب شده است.

Experimental and numerical study on the collapse behavior of double walled tubes reinforced with inside ribs under dynamic axial loading

Sadjad Pirmohammad*, Hamid Nikkhah, Sobhan Esmaeili

Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

* P.O.B. 179, Ardabil, Iran, s_ pirmohammad@uma.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 11 June 2016

Accepted 03 August 2016

Available Online 24 September 2016

Keywords:

Collapse behavior

Energy absorption

Axial loading

Double walled tubes

Multi-objective optimization

ABSTRACT

Thin-walled structures are frequently used as energy absorbers in automotive, railway and aviation industries. This paper deals with the collapse and energy absorption behavior of thin-walled structures under dynamic axial loading Numerical modeling was performed using finite element code LS-DYNA. In order to validate the results of finite element analyses, a square tube was collapsed using universal test machine. This tube was then simulated in LS-DYNA, and the results were compared with those of experiments. There was good agreement between the numerical and experimental results. The tubes with different cross-sections namely square, hexagonal and octagonal shapes reinforced with inside ribs as well as with different scales (ratio of sectional side length of the inner tube to that of outer tube) 0, 0.25, 0.5, 0.75 and 1 were simulated in LS-DYNA. To determine the suitable cross-section in terms of crashworthiness, multi-criteria decision making method known as Technique of Order Preference by Similarity to Ideal Solution (TOPSIS) was employed. The results demonstrated that the double walled tube with octagonal cross-section possessing the scale between 0.25 and 0.5 had the best crashworthiness behavior. To find the optimum values of scale and wall-thickness, response surface method (RSM) and D-optimal criterion using design of experiments (DOE) were utilized Moreover, the effect of number of inside ribs (4 and 8) on the capability of absorbing energy was also investigated. The results showed that the octagonal tube with 4 inside ribs was able to absorb more collision energy.

1- مقدمه

امروزه با افزایش تصادفات رانندگی و شدت اعمال قانون‌ها، توجه خاصی به جاذب‌های انرژی مناسب برای کاهش صدمه مالی و جانی می‌شود. به همین دلیل در صنایع به وسعت از لوله‌های با مقاطع جدار نازک به عنوان جاذب انرژی استفاده می‌شود. در مکانیک ضربه و برخورد، بارگذاری به صورت دینامیکی اتفاق می‌افتد، بدین منظور جهت طراحی مقطع‌های جدار نازک که

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

S. Pirmohammad, H. Nikkhah, S. Esmaeili, Experimental and numerical study on the collapse behavior of double walled tubes reinforced with inside ribs under dynamic axial loading, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 9, pp. 347-358, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

توانایی مقاومت در برابر ضربه و کاهش نیروی برخورد را داشته باشند نیاز به دانش در مورد دینامیک سازه و مکانیزم‌های تغییر شکل مواد می‌باشد [2,1].

انرژی جنبشی حاصل از برخورد صرف غلبه بر اصطکاک، تغییر شکل پلاستیک یا شکست قطعات می‌شود. سیستم‌های جاذب انرژی می‌توانند انرژی الاستیک و غیرالاستیک را از طریق روش‌های مختلف تغییرشکل مستهلک کنند [4,3]. ضربه‌پذیری سیستم جذب انرژی به خاطر محدودیت در مقدار نیروی قابل تحمل و میزان تغییر شکل سیستم، دارای حالت بهینه-ای است که باید برای هر سیستم جذب انرژی ضربه بررسی و تعیین شود. محدودیت در مقدار نیروی قابل تحمل به این دلیل است که با افزایش ظرفیت تحمل نیروی سیستم، این نیرو به سرنشینان وسیله نقلیه وارد شده و سلامت جان آن‌ها را به خطر می اندازد [5].

حسینی تهرانی و پیرمحمد [6] رفتار جذب انرژی لوله‌های دو جداره[1] ساده تحت بارگذاری محوری و مایل را بررسی کردند و دریافتند که لوله‌های دو جداره تحت بارگذاری محوری رفتار لهیدگی مناسب و جذب انرژی بالایی دارند. سازه‌های جدار نازک به دلیل وزن کم و رفتار مناسب در برابر لهیدگی در اثر ضربه که یک مسئله مهم در کاهش نیروی برخورد و حفظ جان مسافران وسایل نقلیه می‌باشد، کاربرد وسیعی دارند [8,7]. از طرف دیگر اگر به خاطرکاهش نیروی وارد به سرنشینان در سیستم جذب ضربه از مواد با استحکام پایین استفاده شود، سازه و بدنه تجهیزات دچار تغییر شکل-های شدید شده که در آن حالت خسارات وارده بیشتر است [9].

عباسی و همکاران [10] با انجام تحلیل‌های بهینه‌سازی چند هدفه در چهار مرحله طراحی آزمایش بر روی سازه‌های جدار نازک دریافتند که لوله-های با تعداد ضلع و ضخامت بالا، انرژی بیشتری را جذب می‌کنند. در لوله-های جدار نازک، میزان جذب انرژی و نیروی برخورد به عوامل زیادی همچون شکل سطح مقطع، ضخامت، زاویه برخورد، مشخصه ابعادی آنها و ... بستگی دارد که از این میان شکل سطح مقطع تاثیر بسیار مهمی در افزایش جذب انرژی دارد [10,5]. همچنین تعداد ضلع مقطع‌ها تاثیر مهمی در استحکام و پایداری لوله‌ها در برابر بارگذاری دارند. زاویه بین این ضلع‌ها در محدوده 120-90 درجه جهت افزایش قابلیت جذب انرژی تاثیر بسزایی دارد [11]. در طراحی و تحلیل این لوله‌ها به دو معیار مهم برای افزایش جذب انرژی توجه می‌شود: استفاده از مواد با خواص مکانیکی خوب و طراحی لوله با ضخامت بهینه شده جهت رفتار لهیدگی و فروریزشی مناسب [11,10].

در سال‌های اخیر، استفاده از لوله‌های دو جداره بسیار مورد استقبال محققان جهت جذب انرژی برخورد قرار گرفته است. ویرزبیکی و آبراموویچ [12] طی انجام تحقیقی نتیجه گرفته‌اند که تعداد گوشه لوله، جذب انرژی برخورد را به شدت تحت تاثیر قرار می‌دهد. چن و ویرزبیکی [13] با مقایسه میزان جذب انرژی لوله‌های ساده و دو جداره نتیجه گرفته‌اند که لوله دو جداره به میزان 15 درصد جذب انرژی بیشتری نسبت به لوله‌های ساده دارد. مطالعه منابع نشان می‌دهد که کارهای بسیار محدودی در خصوص لوله‌های دو جداره انجام شده است. برای مثال، حسینی تهرانی و پیرمحمد [14]، دو لوله هم مرکز دایروی را بررسی کردند و فاصله مناسب آن‌ها را از همدیگر جهت جذب انرژی بهتر به دست آوردند. زانگ و همکاران [15] قابلیت جذب انرژی لوله مربعی هم مرکز پر شده از فوم را مطالعه کردند. نیک‌نژاد و همکاران [16] قابلیت جذب انرژی لوله مربعی پر شده از فوم پلی‌اورتان را بررسی کردند. آن‌ها به نتایج خوبی از نظر تماس بین لوله با فوم با مقایسه آزمایش تجربی و مدل‌سازی عددی رسیدند. با بررسی کارهای انجام شده قبلی توسط محققان مشخص است که قابلیت جذب انرژی لوله دو جداره به اندازه کافی بررسی نشده است. لذا در این پژوهش تعدادی لوله دو جداره تقویت شده طراحی شد و قابلیت جذب انرژی آن‌ها مورد مطالعه قرار گرفت.

محققان امروزه از روش‌های فاکتوریلی برای مطالعه پارامتریکی و بهینه-سازی بهره می‌برند. آنالیز فاکتوریلی معیاری برای تشخیص پاسخ‌های حاصل از فاکتورهای ورودی یک سیستم است. این روش ابزاری مناسب برای بررسی و بهینه‌سازی چند هدفه[2] در طراحی آزمایش‌ها به شمار می‌رود. در این میان روش رویه پاسخ در بررسی رفتار مقطع‌های جدار نازک کاربرد وسیعی دارد [17]. محققان زیادی از روش بهینه سازی به روش رویه پاسخ جهت طراحی سازه‌های جدار نازک بهینه و مناسب در برابر ضربه در حالت بارگذاری محوری [17,16]، بارگذاری زاویه‌ای [18] و کمانش استفاده کرده‌اند [19]. جوسورف و همکاران [20] به بررسی عددی و تجربی لوله‌های دو جداره مربعی تحت بارگذاری محوری پرداختند. آن‌ها نشان دادند که در لوله‌های با ضخامت و وزن یکسان، استفاده از دیواره‌های تقویتی تاثیر مثبتی در بهبود شرایط لهیدگی و افزایش جذب انرژی داشته و در ادامه به بهینه‌سازی فاکتورهای فوق با استفاده از روش رویه پاسخ پرداختند. علی‌صادقی و همکاران به مساله بهینه‌سازی جاذب انرژی لانه‌زنبوری با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند و نشان دادند که خصوصیات ضربه‌پذیری سازه مانند تنش میانگین و تنش بیشینه، به ضخامت و ابعاد سلول وابسته هستند و میزان وابستگی آن‌ها به مدول یانگ ماده، ضریب اصطکاک و ارتفاع سلول کمتر است. همچنین آن‌ها با استفاده از روش رویه پاسخ و بهینه‌سازی، جذب انرژی این سازه‌ها را با ارائه طرح بهینه افزایش دادند [21]. در تحقیق دیگری چوبینی و همکاران نشان دادند که لوله‌های با مقطع چندضلعی قابلیت جذب انرژی بالاتری را نسبت به لوله‌های دایره‌ای دارند [22].

با وجود تحقیقات فراوان بر روی قابلیت جذب انرژی لوله‌های با مقاطع مختلف، مطالعه‌ای بر روی رفتار لهیدگی لوله‌های دو جداره با مقیاس و تعداد تقویتی مختلف انجام نشده است. در این تحقیق رفتار لهیدگی و جذب انرژی لوله‌های دوجداره با مقاطع جدار نازک مختلف مربعی، شش‌ضلعی و هشت-ضلعی تقویت شده با ورقه‌های داخلی تحت بارگذاری دینامیکی محوری بررسی می‌شود. همچنین مقادیر بهینه مقیاس و ضخامت بهترین لوله بدست آمده از نقطه نظر قابلیت جذب انرژی، با استفاده از روش بهینه سازی رویه پاسخ محاسبه می‌گردد.

2- هندسه لوله‌های دو جداره و مدلسازی‌های عددی

در این تحقیق لوله با مقطع‌های دو جداره با تقویتی متصل به وسط ضلع‌ها طراحی و قابلیت جذب انرژی آنها مورد مطالعه قرار گرفته است. همان‌طور که در "شکل 1" مشاهده می‌شود، لوله‌های دو جداره از مقطع‌های مربعی، شش-ضلعی و هشت‌ضلعی تشکیل شده‌اند. این لوله‌ها که دارای وزن یکسانی هستند هر کدام در پنج مقیاس (a/b) مختلف (0, 0.25, 0.5, 0.75, 1) مطابق جدول 1 طراحی و مدل‌سازی شده‌اند. همچنین جهت سهولت، لوله‌ها با مقاطع و مقیاس‌های مختلف مطابق جدول 1 نام‌گذاری شدند.

برای مدل‌سازی و شبیه‌سازی لوله‌های فوق‌الذکر از نرم‌افزار اجزاء محدود ال اس-داینا استفاده شده است. جهت اعمال بار محوری به این لوله‌ها، از یک دیوار صلب[3] دارای سرعت اولیه 15 متر بر ثانی و وزن 27 کیلوگرم استفاده

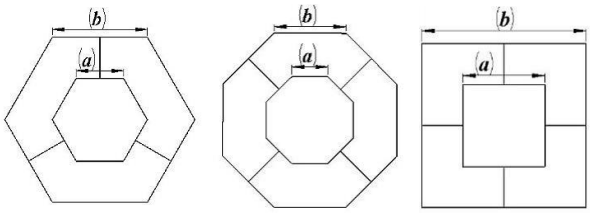
[1] Double walled tubes

[2] Multi-objective optimization design

[3] Rigid wall

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]



(a)(الف) (b) (ب) (c) (ج)

Fig. 1 Double walled tubes with different cross-sections (a) hexagonal, (b) octagonal and (c) square

شکل 1 لوله‌های دو جداره با مقاطع مختلف (الف) شش‌ضلعی، (ب) هشت‌ضلعی و (ج) مربعی

شده است. شرایط مرزی این لوله‌ها به این صورت است که در قسمت برخورد با دیوار صلب مذکور کاملاً آزاد و انتهای دیگر لوله‌ها به یک صفحه صلب[1] ثابت، متصل و در همه جهت‌ها مقید شده است (شکل 2 را ببینید). در لوله‌ها و دیواره‌های داخلی و خارجی آن‌ها از روابط المان پوسته‌ای چهار گوش، نوع بلیچکو-تسای[2] با پنج نقطه انتگرال‌گیری در راستای ضخامت استفاده شده است. جهت تعیین اندازه المان مناسب در شبکه‌بندی لوله‌ها، تحلیل‌های همگرایی انجام گرفت و در نهایت اندازه آن‌ها به‌صورت 1×1 میلی‌متر انتخاب گردید. لازم به ذکر است که در نواحی خاصی از مدل به خصوص گوشه‌های لوله‌ها از مش تطبیقی بهینه و ریزتر استفاده شده است. جهت تعریف تماس بین صفحه‌های صلب با لوله از قید تماسی سطح به سطح[3] و از قید تماس اتوماتیک[4] جهت جلوگیری از فرو رفتن لوله در خودش استفاده شده است. اصطکاک کولمب[5] برای همه سطوح تماسی 0.15 فرض شده است [23].

در این تحقیق، جنس لوله‌ها آلیاژ آلومینیم AA6060-T4 انتخاب شده است که خواص مکانیکی آن به این صورت می‌باشد: چگالی برابر 2700 کیلوگرم بر مترمکعب، نسبت پواسون برابر 0.33، مدول یانگ برابر 68000 مگاپاسکال، تنش تسلیم برابر 56 مگاپاسکال و استحکام کششی نهایی برابر 158 مگاپاسکال. از ماده شماره[6] 123 در نرم‌افزار ال اس-داینا برای مدل‌سازی ماده استفاده شده است. همچنین مشخصات ماده مذکور در ناحیه پلاستیک در جدول 2 آورده شده است [6].

جدول 1 مشخصات هندسی لوله‌ها

Table 1 Geometry specification of tubes

شماره	مقطع لوله	نام‌گذاری	مقیاس (a/b)	b (mm)	t (mm)
1	شش‌ضلعی	H-0	0	48.2	1.5
2	شش‌ضلعی	H-0.25	0.25	48.2	1.36
3	شش‌ضلعی	H-0.5	0.5	48.2	1.25
4	شش‌ضلعی	H-0.75	0.75	48.2	1.15
5	شش‌ضلعی	H-1	1	48.2	2.14
6	هشت‌ضلعی	O-0	0	35.2	1.37
7	هشت‌ضلعی	O-0.25	0.25	35.2	1.29
8	هشت‌ضلعی	O-0.5	0.5	35.2	1.22
9	هشت‌ضلعی	O-0.75	0.75	35.2	1.16
10	هشت‌ضلعی	O-1	1	35.2	2.19
11	مربعی	S-0	0	77.3	1.33
12	مربعی	S-0.25	0.25	77.3	1.23
13	مربعی	S-0.5	0.5	77.3	1.14
14	مربعی	S-0.75	0.75	77.3	1.07
15	مربعی	S-1	1	77.3	2

[1] Rigid plate
[2] Belytschko-Lin-Tsay
[3] Automatic surface to surface
[4] Automatic single surface
[5] Coulomb friction

3- اعتبارسنجی تحلیل‌های عددی

برای اعتبارسنجی نتایج تحلیل‌های عددی اعم از الگوی فروریزش و منحنی نیرو-جابجایی، لوله مربعی با به‌کارگیری دستگاه یونیورسال مدل STM-150 تحت آزمایش فشار قرار گرفت. "شکل 3" دستگاه آزمایش یونیورسال به همراه نمونه لوله مربعی را نمایش می‌دهد.

این دستگاه از دو قسمت فک بالایی و پایینی تشکیل یافته است. پس از گذاشتن نمونه آزمایشگاهی بر روی فک پایینی، صفحه صلب بالایی دستگاه به صورت کنترل جابجایی با سرعت ثابت به سمت پایین تغییر موقعیت داده و باعث فروریزش لوله‌ها می‌شود. بدین ترتیب آزمایش لهیدگی لوله مذکور تحت بارگذاری محوری و شبه‌استاتیکی پس از گذاشتن نمونه لوله بر روی فک پایینی دستگاه تست یونیورسال نشان داده شده در "شکل 3" و با حرکت رو به پایین فک بالایی با نرخ بارگذاری 10 میلی‌متر بر دقیقه صورت

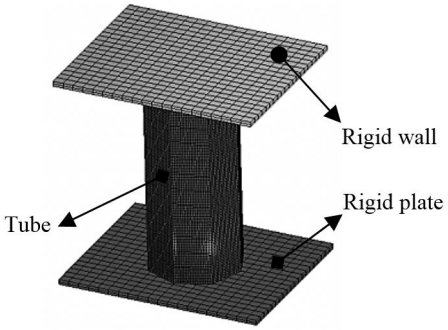


Fig. 2 Schematic of finite element analysis of tubes under axial loading

شکل 2 طرحواره تحلیل‌های اجزاء محدود لوله‌ها تحت بارگذاری محوری

جدول 2 تغییرات تنش- کرنش آلومینیم اکسترود شده AA6060-T4 [6]

Table 2 Variations of stress-strain for AA6060-T4 [6]

تنش (MPa)	56	71	126	143	146	152	156	158
کرنش پلاستیکی	0	0.002	0.025	0.05	0.075	0.1	0.15	0.175

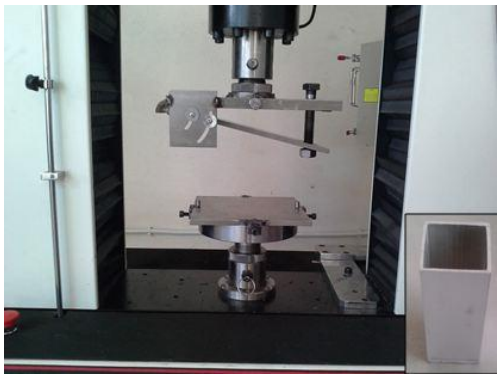


Fig. 3 Universal test machine together with a sample of square tube

شکل 3 دستگاه تست یونیورسال به همراه نمونه لوله مربعی

[6] MODIFIED-PIECEWISE-LINEAR-PLASTICITY

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

گرفت. مشخصات هندسی لوله مربعی استفاده شده در آزمایش لهیدگی در جدول 3 ارائه شده است.

"شکل 4" نتایج آزمایش تجربی انجام شده (شامل لوله مربعی لهیده شده و منحنی نیرو-جابجایی) را نشان می‌دهد. لوله مربعی لهیده شده بدست آمده از آزمایش و شبیه‌سازی از نظر تعداد چین‌ها و شکل لهیدگی یکسان بوده و همچنین نمودار نیرو- جابجایی حاصل از نتایج تجربی و عددی شبیه هم می‌باشند. بنابراین نتایج تحلیل‌های عددی تطابق قابل قبولی با نتایج آزمایش تجربی دارند. لازم به ذکر است که به منظور استفاده از نتایج تحلیل لهیدگی لوله تحت بارگذاری شبه‌استاتیکی در تحلیل‌های عددی دینامیکی، تاثیر متغیرهای اینرسی و نرخ کرنش در حالت دینامیکی نیز بایستی لحاظ شود. از طرفی مواد آلومینیمی (که در این تحقیق استفاده شده است) حساسیت ناچیزی به نرخ کرنش دارند، لذا تاثیر نرخ کرنش قابل صرف نظر

جدول3 مشخصات هندسی لوله مربعی

Table 3 Geometry specification of square tube

مشخصات	اندازه (mm)
b	35
t	1.8
ارتفاع	100

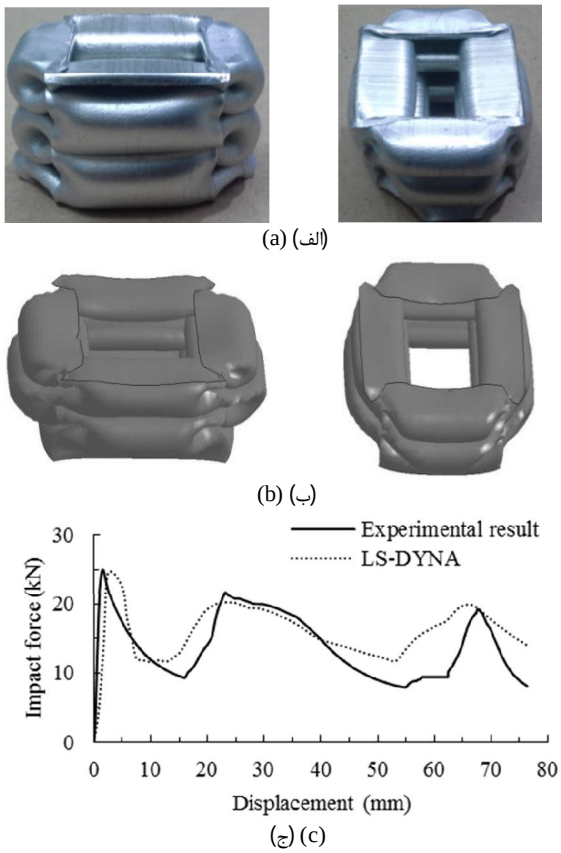


Fig. 4 (a) Collapsed tube after compression experiment, (b) collapsed tube resulting from the FE analysis and (c) force-displacement curve for experimental and numerical results.

شکل 4 (الف) لوله لهیده شده حاصل از آزمایش فشار، (ب) لوله لهیده شده حاصل از مدل‌سازی اجزاء محدود و (ج) منحنی نیرو-جابجایی حاصل از نتایج آزمایش تجربی و عددی

کردن است. بدین منظور از ضریب دینامیکی[1] طبق رابطه (1) برای تاثیر اینرسی در شبیه‌سازی عددی در حالت بارگذاری دینامیکی استفاده شده است [24].

$$F_{\text{avg-static}} = \frac{136.037}{k}\sigma_0 b^{0.2} t^{1.8}$$
$$F_{\text{avg-dynamic}} = \gamma\frac{136.037}{k}\sigma_0 b^{0.2} t^{1.8} \quad (1)$$

که در آن σ_0 تنش[2]، t ضخامت لوله، b پهنای لوله مربعی، k مقدار جابجایی موثر لوله در اثر بارگذاری نسبت به طول اولیه آن و γ ضریب دینامیکی می‌باشد. طبق بررسی هانسن و همکاران این ضریب برای جنس آلومینیم AA6060-T4 به مقدار 1.6-1.3 در محدوده سرعت بارگذاری 20-8 متر بر ثانیه، به‌دست آمده است [25]. در تحلیل‌های عددی صورت گرفته در تحقیق حاضر از ضریب دینامیکی برابر 1.48 و k برابر 0.7 برای سرعت بارگذاری 15 متر بر ثانیه استفاده شده است [26,25]. با فرض این ضرایب، تغییرات نیروی متوسط لهیدگی تحت بارگذاری استاتیکی و دینامیکی (طبق رابطه (1)) در ضخامتهای مختلف لوله مربعی (طبق جدول 3) 0.5، 1، 1.5 و 2 میلی‌متر در "شکل 5" آورده شده است. مشاهده می‌شود که نتایج حاصل از بارگذاری استاتیکی و دینامیکی با یکدیگر تطابق خوبی دارند.

شایان ذکر است که در منابع متعددی از روش استفاده شده در تحقیق حاضر (به عبارت دیگر اعتبارسنجی نتایج تحلیل‌های عددی با نتایج تجربی تحت بارگذاری شبه‌استاتیکی و سپس استفاده از این کد در شبیه‌سازی‌های لهیدگی تحت بارگذاری دینامیکی) جهت اعتبارسنجی نتایج عددی استفاده شده است (برای مثال رجوع شود به مراجع [23,18,15,8]).

4- بحث و بررسی نتایج

لوله‌های دو جداره با مقاطع نشان داده شده در "شکل 1" مطابق نکات ذکر شده در بخش 2 در نرم‌افزار اجزاء محدود ال اس-داینا تحت بارگذاری مستقیم مدل‌سازی و تحلیل شدند. در این بخش نتایج و بحث بر روی نتایج به همراه پیاده‌سازی روش تصمیم‌گیری چند معیاره تاپسیس (برای تعیین بهترین گزینه از بین لوله‌های با مقاطع و مقیاس مختلف بر اساس معیارهای نیروی متوسط دینامیکی و نیروی بیشینه برخورد استفاده شده است) بر روی نتایج ال اس-داینا ارایه می‌شود.

4-1- نتایج تحلیل عددی لوله‌های دو جداره تحت بارگذاری محوری

پاسخ لهیدگی لوله‌ها تحت بارگذاری محوری (همانند شکل 2) مورد بررسی قرار گرفته و مطابق "شکل 6" همه این لوله‌ها با مقاطع و مقیاس‌های مختلف

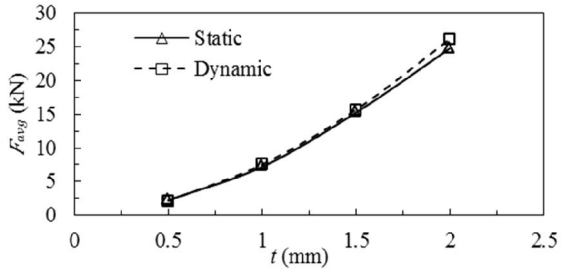


Fig. 5 Variations of mean crushing force vs thicknesses of square tube

شکل 5 تغییرات نیروی متوسط لهیدگی برای ضخامت‌های مختلف لوله مربعی

[1] Dynamic coefficient
[2] Flow stress

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

دچار فروریزش پیش رونده با تشکیل چند چین شدند. بنابراین انرژی جنبشی حاصل از جسم صلب به جرم 27 کیلوگرم و سرعت 15 متر بر ثانیه توسط لوله‌ها با تغییرشکل پلاستیک به صورت چین شدن جذب گردیده است. لازم به‌ذکر است که برای مدل‌سازی فرایند چین‌خوردگی لوله‌ها براساس تحلیل کمانش و فروریزش آن‌ها یک عیب اولیه هنگام تغییر شکل ایجاد می‌شود. بدین منظور جهت جلوگیری از قفل شدگی المان‌ها (حاصل از فروریزش و فشردگی بیش از حد در لوله‌های دو جداره) و انرژی صفر در این نواحی از تکنیک کاهش انتگرالی و کنترل ساعت شنی استفاده شده است. روش همگرایی ساعت شنی از نسبت انرژی مصنوعی به انرژی داخلی لوله‌ها به دست می‌آید. به دلیل تغییر شکل پلاستیکی زیاد در فروریزش لوله‌ها، از ضریب 0.1 برای کنترل ساعت شنی در مدل‌سازی‌های عددی استفاده شده است [23]. برای ارزیابی رفتار لهیدگی و قابلیت جذب انرژی لوله‌ها از معیارهای مختلفی از جمله انرژی جذب شده، نیروی بیشینه برخورد[1] و نیروی متوسط دینامیکی[2] (که همان میزان جذب انرژی تقسیم بر کل جابجایی صفحه صلب را نشان می‌دهد) توسط محققان استفاده می‌شود [23-31]. میزان انرژی جذب شده و نیروی متوسط دینامیکی بالا و نیروی بیشینه برخورد پایین مشخصه یک لوله مطلوب در برابر بارگذاری ضربه‌ای می‌باشد. نیروی بیشینه برخورد همان نیروی بیشینه اولیه در منحنی نیرو-جابجایی بوده و بیشترین مقاومت لوله در برابر بار اعمالی جهت جلوگیری از تغییر شکل پلاستیکی است. نیروی متوسط دینامیکی برابر است با انرژی جذب شده (سطح زیر منحنی نیرو-جابجایی) توسط جسم تقسیم بر میزان جابجایی محوری آن. مطابق "شکل 6" هنگام برخورد دیوار صلب با لوله‌ها، اولین چین‌خوردگی از سطح بالایی آن‌ها ایجاد شده و با پیشروی این دیوار به سمت پایین چین‌های بعدی ایجاد شدند. در لوله‌های دوجداره، به دلیل سرعت بارگذاری بالا، تعداد چین‌های ایجاد شده بیشتر و فاصله هر یک از آن‌ها نسبت به هم کمتر شده است. در این میان لوله‌های مربعی، شش‌ضلعی و هشت‌ضلعی با مقیاس 1 دارای چین کمتری هستند. طبق "شکل 6" لوله-های با مقیاس صفر به دلیل عدم وجود لوله داخلی در مرکز خود، نیروی برخورد بیشتری را ایجاد کرده و احتمال گسیختگی و جدا شدن تقویتی‌ها تحت بارگذاری دینامیکی وجود دارد که این موضوع در لوله‌های با مقیاس 0.25، 0.5 و 0.75 توسط لوله‌های داخلی تقویت شده است. با کاهش مقیاس لوله‌های داخلی در همه مقاطع، مقدار فروریزش عرضی و طولی دیواره تقویتی آن‌ها افزایش یافته که تاثیر مستقیم در افزایش نیروی برخورد را دارد. تعداد چین تشکیل شده در قسمتی که دیواره تقویتی به ضلع لوله‌های هشت‌ضلعی و ده‌ضلعی با مقیاس 0.75 وصل شده است با یک اختلاف بیشتر از ضلع‌های بدون تقویتی است به طوری که در لوله مربعی تعداد چین خوردگی‌ها در هر دو حالت یکسان می‌باشد. همچنین در لوله‌های با مقیاس 0.25 و 0.5 تعداد چین تشکیل شده در لوله خارجی که دیواره تقویتی به ضلع آن‌ها وصل شده است، بیشتر بوده و در لوله‌های داخلی این اختلاف زیادتر شده است به طوری که در همه مقاطع مذکور لوله‌های داخلی نسبت به لوله‌های خارجی با تعداد چین بیشتری فروریزش کرده‌اند. مقدار فروریزش عرضی لوله‌های دو جداره در قسمتی که ورقه‌های تقویتی به وسط ضلع آن‌ها وصل شده است، نسبت به سایر ضلع‌ها کمتر بوده و مقاومت بالایی در برابر لهیدگی از خود نشان دادند. این موضوع در اکثر لوله‌های با مقیاس 1 و 0.75 متفاوت بوده و مطابق "شکل 6" چین نهایی در قسمت پایینی این لوله‌ها اتفاق افتاده و باعث تضعیف آن‌ها در جذب انرژی شده است.

منحنی‌های نیرو-جابجایی لوله‌ها برای مقیاس‌های مختلف در "شکل 7" رسم شده است. همان‌طور که از این منحنی‌ها مشخص است، نیرو در ابتدا جهت تشکیل چین اول به مقدار بیشینه خود رسیده و سپس با انجام چند نوسان به مقدار صفر کاهش یافته است. اما نکته قابل توجه این است که طبق "شکل 7" مشاهده می‌شود لوله‌های با مقیاس یک (ساده و بدون تقویتی) به دلیل بالا بودن مقدار نیروی بیشینه برخورد، رفتار لهیدگی نامطلوبی را از خود نشان می‌دهند که این موضوع باعث ایجاد ضربه با نیروی بیشتر به سرنشینان می‌شود و برای امنیت آن‌ها مطلوب نمی‌باشد. در طراحی سازه خودروها توسط مهندسان تلاش می‌شود که این نیرو را کاهش دهند. در مقابل، لوله‌های دو جداره با مقیاس‌های 0.25، 0.5 و 0.75 دارای نیروی بیشینه برخورد کمتری بوده است. ضمن این‌که لوله‌های ساده (با مقیاس 1) حتی در نوسان‌های بعدی نیرو همچنان دارای نوسان نیروی بیشتری نسبت به لوله‌ها با مقیاس‌های دیگر می‌باشند (به‌خصوص لوله‌های شش‌ضلعی و هشت‌ضلعی). همچنین در لوله‌های دو جداره با مقیاس 0.25 و 0.5 مقدار جابجایی صفحه صلب کاهش یافته و در نتیجه با آسیب کمتری توانستند انرژی تصادف را جذب کنند. وجود تقویتی در داخل لوله‌ها باعث ایجاد مقاومت خوب در برابر لهیدگی با تشکیل چین‌خوردگی مناسب و الماسی می‌شود.

"شکل 8" نیروی متوسط دینامیکی برای لوله‌ها با مقیاس‌های مختلف را نشان می‌دهد. لوله‌های دو جداره نسبت به لوله ساده (با مقیاس 1)، نیروی متوسط دینامیکی بیشتر و در نتیجه جابجایی کمتر دیوار صلب در اثر برخورد را دارند که این موضوع در افزایش جذب انرژی و تامین امنیت سرنشینان خودرو بسیار حایز اهمیت می‌باشد. این ویژگی که در شرایط هم وزنی حاصل شده است به دلیل نیاز به انرژی بالاتر برای لهیدگی لوله‌های دو جداره می-باشد. همچنین طبق "شکل 8" اختلاف کم نیروی متوسط دینامیکی در لوله‌های با مقیاس 0.75 و 1 به دلیل الگوی لهیدگی نامنظم می‌باشد. ضمن اینکه لوله‌های هشت‌ضلعی و شش‌ضلعی، نیروی متوسط دینامیکی بیشتری نسبت به لوله‌های مربعی دارند و در این میان لوله هشت‌ضلعی با مقیاس 0.25 و 0.5 نیروی متوسط دینامیکی بیشتری داشته و قابلیت جذب انرژی بیشتری به دلیل تعداد ضلع‌های بیشتر (گوشه‌ها) دارد. همان طور که در "شکل‌های 7 و 8" مشاهده می‌شود، انتخاب لوله‌ای با نیروی بیشینه برخورد کمتر و نیروی متوسط دینامیکی بیشتر که دو معیار متضاد و با درصد اهمیت متفاوت با یکدیگر هستند، دشوار است به طوری که طبق "شکل 8" به ترتیب لوله‌های مربعی با مقیاس 0.25، 0.5، 0.75، 0 و 1 نیروی متوسط دینامیکی بیشتری دارند که این روند در لوله‌های شش‌ضلعی و هشت‌ضلعی متفاوت است. بدین منظور جهت انتخاب بهترین لوله از لحاظ شرایط ضربه‌پذیری مناسب و جذب انرژی بالا، نیاز به روش تصمیم‌گیری چند معیاره می‌باشد که در مرحله بعدی مورد بررسی قرار گرفته است.

4-2- مقایسه و رتبه‌بندی قابلیت جذب انرژی لوله‌های دو جداره با استفاده از روش تصمیم‌گیری چند معیاره تاپسیس

در این قسمت، لوله‌ها با شکل مقطع و مقیاس‌های مختلف مورد مقایسه قرار گرفته و براساس دو معیار نیروی بیشینه برخورد کمتر و نیروی متوسط دینامیکی بیشتر با به‌کارگیری روش تصمیم‌گیری چند معیاره تاپسیس رتبه-بندی شدند.

در این روش علاوه بر در نظر گرفتن فاصله یک گزینه از نقطه ایده‌ال،

[1] Maximum impact force (F_{max})
[2] Mean dynamic force (F_d)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

فاصله از نقطه منفی هم در نظر گرفته می‌شود. بدان معنی که گزینه انتخابی باید دارای کمترین فاصله از راه حل ایده‌ال بوده و در عین حال دارای دورترین فاصله از راه حل ایده‌ال منفی باشد.

مراحل انتخاب لوله مناسب به روش تاپسیس و روابط مربوطه در صفحه بعد آورده شده است [27-31].

مرحله اول: ایجاد ماتریس تصمیم‌گیری برای رتبه‌بندی شامل m معیار به عنوان سطر ماتریس و n گزینه به عنوان ستون آن:

$$A_{ij}=\begin{bmatrix} a_{11} & \dots & a_{1n} \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ a_{m1} & \dots & a_{mn} \end{bmatrix} \quad (2)$$

مرحله دوم: نرمال‌سازی ماتریس تصمیم‌گیری:

$$r_{ij} = \frac{a_{ij}}{\sqrt{\sum_{k=1}^{m} a_{kj}^2}} \quad (3)$$

مرحله سوم: در این مرحله وزن هر یک از فاکتورها مشخص می‌شود. در این راستا فاکتورهای دارای اهمیت بیشتر از وزن بالاتری برخوردارند. در واقع ماتریس V_{ij} حاصل‌ضرب مقادیر استاندارد هر فاکتور در اوزان مربوط به خود می‌باشد.

$$V_{ij} = \begin{bmatrix} w_1 r_{11} & \dots & w_n r_{1n} \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ w_1 r_{21} & \dots & w_n r_{nm} \end{bmatrix} \quad (4)$$

مرحله چهارم: تعیین راه حل ایده‌ال مثبت (A^+) و ایده‌ال منفی (A^-):

$$\begin{aligned} A^+ &= \{(\max v_{ij}\,|j\epsilon J), (\min v_{ij}|j\epsilon J')\} \\ A^+ &= \{v_1^+, v_2^+, \dots, v_n^+\} \\ A^- &= \{(\min v_{ij}\,|j\epsilon J), (\max v_{ij}|j\epsilon J')\} \\ A^- &= \{v_1^-, v_2^-, \dots, v_n^-\} \end{aligned} \quad (5)$$

مرحله پنجم: به‌دست آوردن میزان فاصله هر گزینه تا ایده‌ال مثبت (S_i^+) و منفی (S_i^-):

$$\begin{aligned} S_i^+ &= \sqrt{\sum_{j=1}^{n} (v_{ij} - v_j^+)^2} \\ S_i^- &= \sqrt{\sum_{j=1}^{n} (v_{ij} - v_j^-)^2} \end{aligned} \quad (6)$$

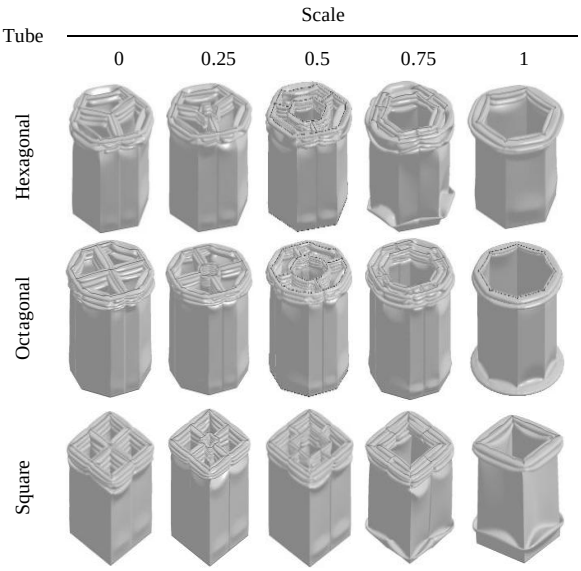
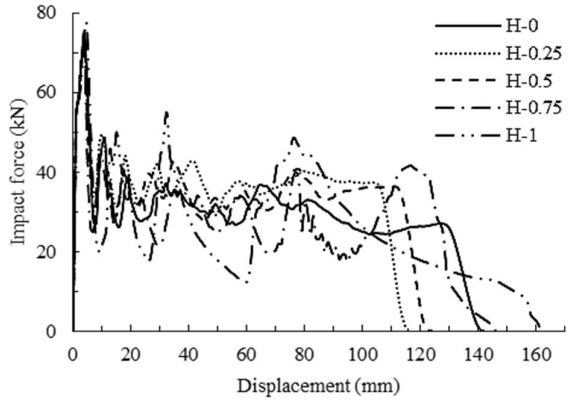
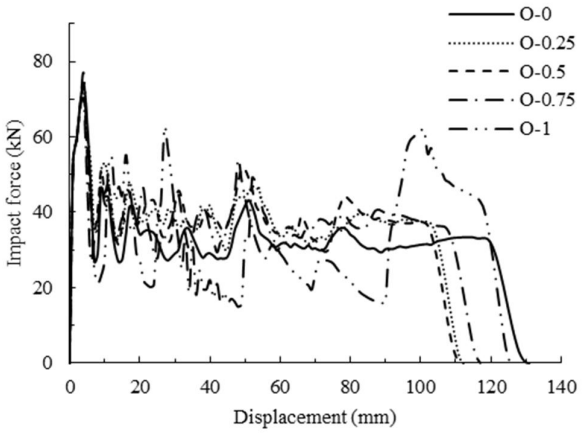


Fig. 6 Deformation modes of double walled tubes with different cross-section.

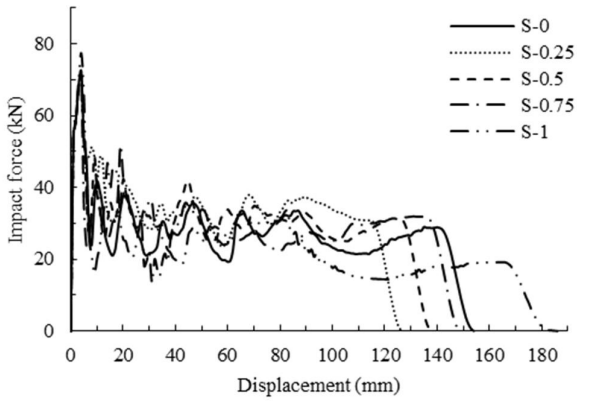
شکل 6 الگوی لهیدگی لوله‌های دو جداره با مقطع مختلف



(a) (الف)



(b) (ب)



(c) (ج)

Fig. 7 Force-displacement curve for double walled tubes with cross-sections of: (a) hexagonal, (b) octagonal, (c) square

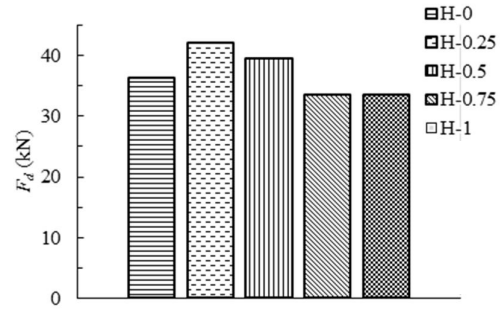
شکل 7 منحنی نیرو-جابجایی لوله‌های دو جداره با مقطع‌های: (الف) شش‌ضلعی، (ب) هشت‌ضلعی، (ج) مربعی

مرحله ششم: تعیین ضریب نزدیکی به هر یک از گزینه‌ها (C_i):

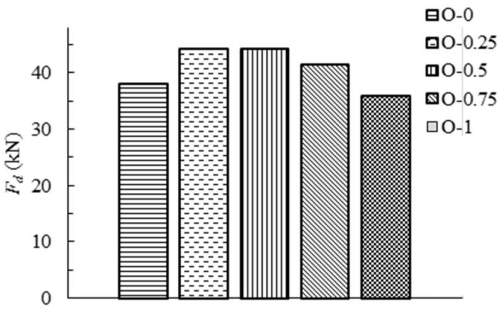
$$C_i^+ = \frac{S_i^-}{S_i^- + S_i^+} \quad (7)$$

مرحله هفتم: رتبه‌بندی گزینه‌ها براساس میزان C_i^+ که مابین صفر تا یک واحد در نوسان است. در این راستا $C_i^+ = 1$ نشان دهنده‌ی بالاترین رتبه و نیز $C_i^+ = 0$ نشان دهنده کمترین رتبه است. در این تحقیق از دو معیار

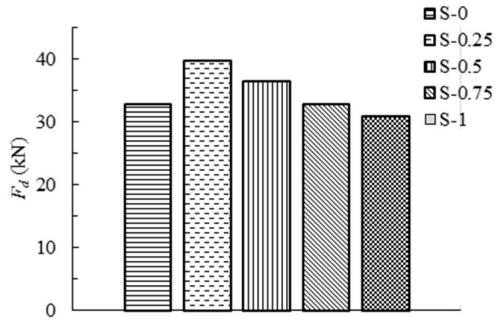
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]



(a) (الف)



(b) (ب)



(c) (ج)

Fig. 8 Mean dynamic force: (a) hexagonal, (b) octagonal, (c) square
شکل 8 نیروی متوسط دینامیکی (الف) شش‌ضلعی، (ب) هشت‌ضلعی، (ج) مربعی

نیروی متوسط دینامیکی (به عنوان معیار با تاثیر مثبت) و نیروی بیشینه برخورد (به عنوان معیار با تاثیر منفی) جهت ارزیابی لوله‌ها استفاده شده است. به این خاطر که در سازه خودروها، نیروی بیشینه برخورد بایستی به‌صورت حداقل مقدار ممکن و نیروی متوسط دینامیکی به‌صورت حداکثر مقدار ممکن جهت حفظ جان سرنشین و همچنین آسیب کمتر به خودرو طراحی شود. بدین منظور ماتریس تصمیم با استفاده از رابطه (2) بصورت جدول 4 ایجاد گردید. بعد از تعیین ماتریس تصمیم، جدول 5 با استفاده از رابطه (3) برای انجام نرمال‌سازی و بی بعدسازی معیارها تشکیل شد. هنگام اعمال نیرو از طرف جسم برخورد کننده، اگر نیروی بیشینه برخورد از مقدار حداکثر انتقالی به اندازه کافی کمتر باشد آنگاه افزایش آن تاثیر زیادی روی سلامت سرنشینان ندارد و لذا معیار نیروی متوسط دینامیکی نسبت به نیروی بیشینه برخورد دارای اهمیت بیشتری است. بر این اساس وزن نیروی متوسط برابر 0.6 و برای نیروی بیشینه 0.4 طبق جدول 6 در نظر گرفته شد. در مرحله بعد، راه حل ایده‌ال مثبت و منفی با استفاده از روابط (5) به‌صورت جدول 7 به دست آمده است. نتایج مربوط به فاصله از ایده‌ال مثبت و منفی و ضریب نزدیکی به پاسخ‌ها به ترتیب در جداول 8 و 9 آورده شده است. نهایتاً امتیاز و رتبه هر لوله طبق جدول 10 به‌دست آمد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، لوله‌های با مقیاس 0.25 و 0.5 دارای امتیاز بیشتری بوده و همچنین لوله هشت‌ضلعی دارای شرایط بهتری از نظر قابلیت جذب انرژی نسبت به مقطع مربعی و شش‌ضلعی می‌باشد. بر این اساس در مرحله بعد، لوله هشت‌ضلعی در محدوده مقیاس‌های 0.25 تا 0.5 توسط نرم‌افزار دیزاین- اکسپرت (جهت کاهش تعداد تحلیل‌های عددی با ال اس-داینا) مورد بررسی قرار گرفته و با استفاده از روش رویه پاسخ و معیار D- بهین، لوله هشت‌ضلعی با مقیاس و ضخامت بهینه از نظر قابلیت جذب انرژی به‌دست آورده شد.

5- تعریف مساله بهینه‌سازی

لوله هشت‌ضلعی با مقیاس‌های 0.25 و 0.5 در قسمت قبل با استفاده از نتایج ال اس-داینا و با به‌کارگیری روش تاپسیس به‌عنوان سازه برتر از میان سازه‌های بررسی شده در این تحقیق انتخاب شدند. لذا در این قسمت، به بهینه‌سازی لوله هشت‌ضلعی طبق فرایند "شکل 9" پرداخته شده است. جهت تعیین متغیرهای موثر بر کیفیت در مرحله طراحی و بهینه‌سازی و همچنین کاهش تغییرپذیری فرایندهای آزمایش و بهبود بازده آن‌ها از روش طراحی آزمایش‌ها استفاده شده است. به دلیل خاصیت جذب انرژی مقطع‌های جدار نازک، از انرژی جذب شده و نیروی متوسط دینامیکی به عنوان معیار مثبت و از نیروی بیشینه برخورد به‌عنوان معیار منفی در روند بهینه‌سازی استفاده شده است.

5-1- روش رویه پاسخ و معیار D- بهین

انتخاب فضای طراحی تاثیر مستقیمی در نتایج تخمین معیارهای طراحی و بهینه‌سازی دارد [29,28,21]. جهت تخمین معیارهای طراحی نیروی متوسط دینامیکی و نیروی بیشینه برخورد از دو فاکتور مقیاس لوله در محدوده 0.25 تا 0.5 و ضخامت آن در محدوده 1.2 تا 1.3 میلی‌متر با توجه به نتایج رتبه‌بندی استفاده شده است. در این تحقیق، از روش رویه پاسخ جهت تخمین پاسخ معیارها که ارتباط بین یک یا چند پاسخ تعیین شده را با تعدادی از فاکتورهای ورودی بیان می‌کند، استفاده شده است. با توجه به فضای طراحی متغیرهای یاد شده و معیارهای طراحی، با انتخاب روش 6 فاکتوریلی در بررسی آماری جهت طراحی آزمایش نیاز به بیش از 36 مورد شبیه‌سازی در نرم‌افزار ال اس-داینا می‌باشد. با استفاده از معیار D- بهین، امکان کاهش تعداد نقاط موردنیاز جهت تخمین رویه پاسخ برای نیروی بیشینه برخورد و نیروی متوسط دینامیکی وجود دارد. در جدول 11 نتایج پاسخ‌های مدل‌سازی عددی در نرم‌افزار ال اس-داینا شامل نیروی بیشینه برخورد، نیروی متوسط دینامیکی و همچنین مقیاس و ضخامت لوله‌ها که توسط معیار D- بهین به تعداد 10 تحلیل کاهش یافته است، نشان داده شده است. طبق شکل 9 در صورت مطلوب بودن نتایج بهینه‌سازی حاصل از معیار D- بهین و همگرایی رویه پاسخ معیارهای طراحی در برابر متغیرهای ضخامت و مقیاس، لوله بهینه به‌دست می‌آید. با توجه به جدول 11 مشاهده می‌شود که لوله هشت‌ضلعی بهینه شده حاصل از روش رویه پاسخ با مقیاس 0.4 و ضخامت 1.25 میلی‌متر، نیروی بیشینه برخورد کمتر و نیروی متوسط دینامیکی بالاتری را نسبت به سایر لوله‌ها دارد که باعث افزایش جذب انرژی و ایمنی مسافران خواهد شد. "شکل 10" نمودار فضای طراحی انتخاب شده برای دو فاکتور مقیاس و ضخامت لوله‌ها نسبت به خطای استاندارد ایجاد شده در معیار نیروی متوسط دینامیکی که نمایانگر انتخاب درست فضای طراحی می‌باشد را نشان می‌دهد.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

جدول 4 ماتریس تصمیم جهت رتبه‌بندی لوله‌ها

Table 4 Decision matrix for ranking of tube

لوله	H-0	H-0.25	H-0.5	H-0.75	H-1	O-0	O-0.25	O-0.5	O-0.75	O-1	S-0	S-0.25	S-0.5	S-0.75	S-1
F_{max}	75.09	73.23	72.50	67.92	77.45	74.36	73.13	72.48	70.18	76.94	72.20	71.79	70.91	69.36	77.34
F_d	36.4	42.24	39.6	33.7	33.52	38.03	44.08	44.22	41.27	35.94	32.65	39.54	36.29	32.72	30.74

جدول 5 نرمال‌سازی ماتریس تصمیم‌گیری

Table 5 Normalization of decision matrix

لوله	H-0	H-0.25	H-0.5	H-0.75	H-1	O-0	O-0.25	O-0.5	O-0.75	O-1	S-0	S-0.25	S-0.5	S-0.75	S-1
F_{max}	5638.50	5362.63	5256.25	4613.12	5998.50	5529.40	5347.99	5253.35	4925.23	5919.76	5212.84	5153.80	5028.22	4810.80	5981.47
F_d	1324.96	1784.21	1568.16	1135.69	1123.59	1446.28	1943.04	1955.40	1703.21	1291.68	1066.02	1563.41	1316.96	1070.59	944.94

جدول 6 ماتریس V_{ij}

Table 6 V_{ij} matrix

لوله	H-0	H-0.25	H-0.5	H-0.75	H-1	O-0	O-0.25	O-0.5	O-0.75	O-1	S-0	S-0.25	S-0.5	S-0.75	S-1
F_{max}	0.2654	0.2588	0.2562	0.2401	0.2737	0.2628	0.2585	0.2562	0.2480	0.2719	0.2552	0.2537	0.2506	0.2451	0.2733
F_d	0.2497	0.2898	0.2717	0.2312	0.2301	0.2609	0.3024	0.3034	0.2831	0.2466	0.2240	0.2713	0.2490	0.2245	0.2109

جدول 7 تعیین راه‌حل ایده‌ال مثبت و منفی

Table 7 Determine the ideal and negative ideal solutions

لوله	H-0	H-0.25	H-0.5	H-0.75	H-1	O-0	O-0.25	O-0.5	O-0.75	O-1	S-0	S-0.25	S-0.5	S-0.75	S-1
S_i^+	0.1061	0.1035	0.1025	0.0960	0.1095	0.1051	0.1034	0.1024	0.0992	0.1087	0.1020	0.1015	0.1002	0.0980	0.1093
S_i^-	0.1498	0.1739	0.1630	0.1387	0.1380	0.1565	0.1814	0.1820	0.1699	0.1479	0.1344	0.1627	0.1494	0.1347	0.1265

جدول 8 بدست آوردن میزان فاصله هر گزینه تا ایده‌ال

Table 8 Calculate the separation measures for each alternative

لوله	H-0	H-0.25	H-0.5	H-0.75	H-1	O-0	O-0.25	O-0.5	O-0.75	O-1	S-0	S-0.25	S-0.5	S-0.75	S-1
A^+	0.0337	0.0110	0.0201	0.0433	0.0460	0.0270	0.0073	0.0064	0.0125	0.0363	0.0480	0.0202	0.0329	0.0473	0.0570
A^-	0.0235	0.0477	0.0371	0.0181	0.0114	0.0303	0.0552	0.0559	0.0445	0.0214	0.0108	0.0371	0.0246	0.0140	0.0001

جدول 9 تعیین ضریب نزدیکی به هر یک از گزینه‌ها

Table 9 Determine the relative closeness to the ideal solution

لوله	H-0	H-0.25	H-0.5	H-0.75	H-1	O-0	O-0.25	O-0.5	O-0.75	O-1	S-0	S-0.25	S-0.5	S-0.75	S-1
C_i	0.4108	0.8115	0.6489	0.2955	0.1990	0.5284	0.8820	0.8966	0.7801	0.3704	0.1838	0.6494	0.4281	0.2286	0.0027

جدول 10 نتایج رتبه‌بندی به روش تاپسیس

Table 10 TOPSIS ranking method results

لوله	H-0	H-0.25	H-0.5	H-0.75	H-1	O-0	O-0.25	O-0.5	O-0.75	O-1	S-0	S-0.25	S-0.5	S-0.75	S-1
امتیاز	0.0576	0.1137	0.1093	0.0414	0.0279	0.0740	0.1236	0.1257	0.0909	0.0519	0.0257	0.0910	0.0601	0.0320	0.0001
رتبه‌بندی	9	3	4	11	13	7	2	1	6	10	14	5	8	12	15

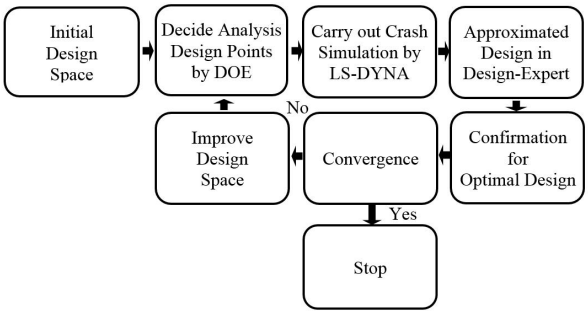


Fig. 9 Design of experiments and optimization of tubes diagram

شکل 9 دیاگرام طراحی آزمایش و بهینه‌سازی مقطع لوله‌ها

انتخاب مشخصه‌های بهینه و همچنین ارزیابی مدل منتخب نیاز به بررسی چند معیاره جواب‌ها می‌باشد، در این مقاله از روش بهینه‌سازی چند هدفه در جذب انرژی لوله‌ها با بهره‌گیری از روش رویه پاسخ استفاده شده است.

اثر فاکتورهای ورودی (مقیاس و ضخامت) نسبت به هم و سطح تخمین معیارهای طراحی (نیروی بیشینه برخورد و نیروی متوسط دینامیکی) در شکل 11 نمایش داده شده و مشاهده می‌شود که ارتباط مستقیمی بین فاکتورهای مقیاس و ضخامت لوله با معیارهای طراحی وجود دارد به طوری که با افزایش ضخامت و مقیاس لوله‌ها، نیروی بیشینه برخورد و نیروی متوسط دینامیکی افزایش یافته و واضح است که تاثیر متغیر ضخامت در افزایش این معیارها بیشتر از مقیاس لوله است. برای انتخاب فضای طراحی مورد استفاده در مرحله بهینه‌سازی از معیار قیاسی D- بهین که باعث کاهش تعداد تحلیل‌های عددی و آزمایش‌ها می‌شود، استفاده شده است. در شکل 11 دایره‌های توپر سیاه مشخص شده روی منحنی، نقاط آزمایشی جهت

5-2- بهینه‌سازی چند هدفه

برای بررسی نحوه اثرگذاری فاکتورهای مختلف بر روی معیارهای طراحی و

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

جدول 11 مقادیر نیروی بیشینه برخورد، نیروی متوسط دینامیکی، مقیاس و ضخامت

Table 11 Maximum impact force, mean dynamic force, scale and thickness

شماره آزمایش	مقیاس (a/b)	ضخامت (mm)	نیروی بیشینه برخورد (kN)	نیروی متوسط دینامیکی(kN)
1	0.25	1.23	68.72	40.69
2	0.25	1.29	73.13	44.08
3	0.26	1.26	71.16	42.63
4	0.34	1.20	68.03	41.08
5	0.38	1.30	76.23	47.59
6	0.39	1.26	73.55	45.25
7	0.42	1.21	70.28	42.15
8	0.50	1.25	74.76	46.73
9	0.50	1.22	72.48	44.22
10	0.50	1.30	78.43	49.15
بهینه	0.40	1.25	71.11	46.15

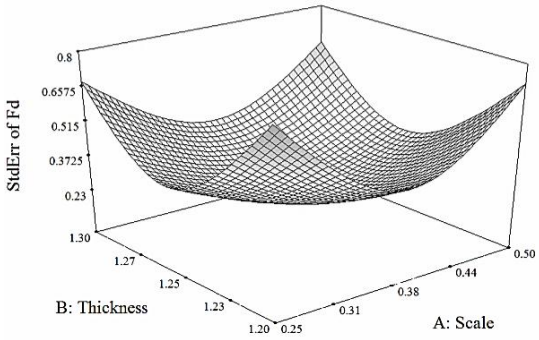
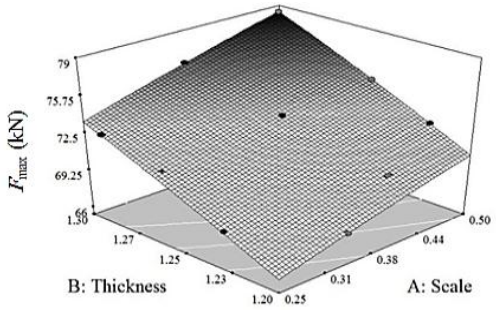
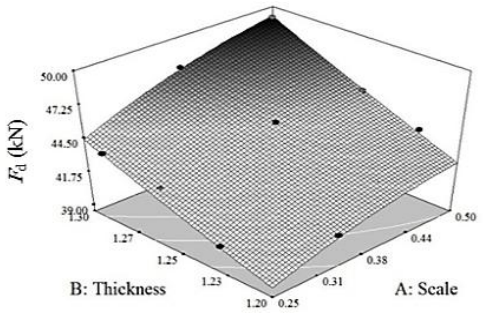


Fig. 10 Standard error of tubes for selected design space

شکل 10 نمودار خطای استاندارد ایجاد شده برای فضای طراحی انتخاب شده



(الف) (a)



(ب) (b)

Fig. 11 Response surfaces for: (a) maximum impact force (F_{max}), (b) mean dynamic force (F_d)

شکل 11 سطوح پاسخ برای: (الف) نیروی بیشینه برخورد، (ب) نیروی متوسط دینامیکی

تخمین رویه پاسخ معیارهای طراحی در مرحله‌ی طراحی آزمایش‌ها بوده و متغیر A مقیاس و متغیر B ضخامت لوله بر حسب میلی‌متر را نشان می‌دهند. انتخاب مقدار وزن برای فاکتورهای ورودی تاثیر زیادی در طراحی بهینه لوله-ها داشته و این امر در روش‌های بهینه‌سازی چند هدفه یکی از مهمترین پارامترها می‌باشد. در "شکل 12" نمودار تاثیر فاکتورهای طراحی در فضای طراحی تعیین شده، حاصل از بهینه‌سازی عددی با در نظر گرفتن نیروی بیشینه برخورد کمتر و نیروی متوسط دینامیکی بیشتر جهت جذب انرژی بالای لوله‌های منتخب آورده شده است. همان‌طور که (در شکل 12) مشاهده می‌شود، متغیرهای مقیاس و ضخامت لوله‌ها در فضای طراحی بهینه شده با درصد مطلوب بودن مساله رابطه مستقیمی داشته که منتج به افزایش جذب انرژی لوله‌ها می‌شود. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که لوله هشت‌ضلعی، نیروی متوسط دینامیکی بالاتری در مقیاس و ضخامت‌های بزرگتر بوده و متغیر A مقیاس و متغیر B ضخامت لوله بر حسب میلی‌متر را نشان می‌دهند. انتخاب مقدار وزن برای فاکتورهای ورودی تاثیر زیادی در طراحی بهینه لوله-ها داشته و این امر در روش‌های بهینه‌سازی چند هدفه یکی از مهمترین پارامترها می‌باشد. در "شکل 12" نمودار تاثیر فاکتورهای طراحی در فضای طراحی تعیین شده، حاصل از بهینه‌سازی عددی با در نظر گرفتن نیروی بیشینه برخورد کمتر و نیروی متوسط دینامیکی بیشتر جهت جذب انرژی بالای لوله‌های منتخب آورده شده است. همان‌طور که (در شکل 12) مشاهده می‌شود، متغیرهای مقیاس و ضخامت لوله‌ها در فضای طراحی بهینه شده با درصد مطلوب بودن مساله رابطه مستقیمی داشته که منتج به افزایش جذب انرژی لوله‌ها می‌شود. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که لوله هشت‌ضلعی، نیروی متوسط دینامیکی بالاتری در مقیاس و ضخامت‌های بزرگتر نسبت به سایر لوله‌ها دارد که باعث افزایش جذب انرژی می‌شود.

6- بررسی تعداد تقویتی‌های لوله هشت‌ضلعی بهینه‌سازی شده

در این قسمت به اثر تعداد تقویتی بر روی قابلیت جذب انرژی لوله دو جداره هشت‌ضلعی با ابعاد بهینه شده در بخش 5 پرداخته شده است.

بدین منظور، لوله‌های دو جداره هشت‌ضلعی با چهار تقویتی و هشت تقویتی نشان داده شده در "شکل 13" طراحی گردید. این لوله‌ها با وزن یکسان (0.335 کیلوگرم) و تحت برخورد جسم صلب به جرم 500 کیلوگرم و سرعت 15 متر بر ثانیه با جابجایی یکسان (140 میلی‌متر) قرار گرفته و علت استفاده از این جرم، استفاده از پتانسیل کامل لهیدگی این لوله‌ها بوده است. مقادیر انرژی جذب شده و نیروی بیشینه برخورد حاصل از نتایج ال اس-داینا در جدول 12 آورده شده است.

الگوی فروریزشی لوله‌های بهینه‌سازی شده در "شکل 14" آورده شده‌اند. با بررسی جدول 12 و "شکل 14" مشاهده می‌شود که لوله‌های دو جداره هشت‌ضلعی دچار فروریزش پیش‌رونده با تعداد چین‌خوردگی زیاد شده‌اند.

طبق "شکل 14" تعداد چین‌های لوله دو جداره هشت‌ضلعی با تعداد تقویتی هشت بیشتر می‌باشد. تشکیل چین بیشتر و ریزتر باعث افزایش جذب انرژی لوله هشت‌ضلعی با تعداد هشت تقویتی شده است به طوری که افزایش جذب انرژی آن در مقایسه با افزایش نیروی بیشینه برخورد نسبت به لوله هشت‌ضلعی با تعداد چهار تقویتی کم است (جدول 12 را ببینید). تعداد چین‌های لوله با چهار تقویتی کمتر و طول چین‌های آن بیشتر بوده است. علت این امر به ضخامت بیشتر لوله دو جداره هشت‌ضلعی با چهار تقویتی نسبت به هشت تقویتی برمی‌گردد. منحنی نیرو-جابجایی لوله‌های هشت-ضلعی با چهار تقویتی و هشت تقویتی در "شکل 15" آورده شده است. از این

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

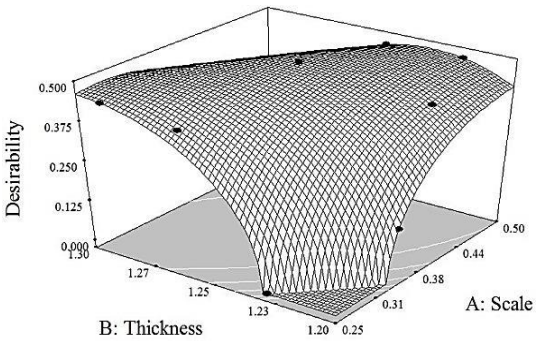
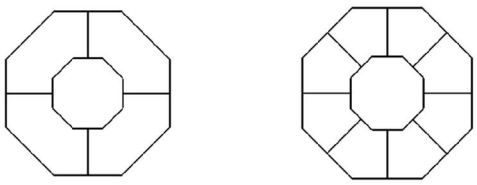


Fig. 12 Effects of design factors scale and thickness of tubes of both desirability for optimization problem cause of increases energy absorption

شکل 12 تاثیر فاکتورهای طراحی مقیاس و ضخامت لوله نسبت به هم در میزان مطلوب بودن مساله بهینه‌سازی عددی جهت افزایش جذب انرژی



(a) (الف) (b) (ب)

Fig. 13 Octagonal tubes with different number of reinforcements, (a) four reinforcements and (b) eight reinforcements

شکل 13 لوله دو جداره هشت‌ضلعی با تعداد تقویتی‌های متفاوت، (الف) چهار تقویتی و (ب) هشت تقویتی

جدول 12 نیروی بیشینه برخورد و انرژی جذب شده لوله‌های دو جداره هشت‌ضلعی با تعداد تقویتی‌های مختلف

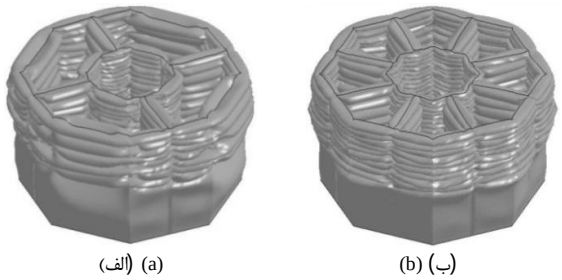
Table 12 Maximum impact force and energy absorption for octagonal double walled tubes with different numbers of reinforcements

لوله دو جداره هشت‌ضلعی	نیروی بیشینه برخورد (kN)	انرژی جذب شده (kJ)
با چهار تقویتی (O-A)	72.3152	5.9358
با هشت تقویتی (O-B)	78.3685	6.1015

شکل مشخص است که نیرو ابتدا به مقدار بیشینه خود رسیده و سپس با تعداد نوسان زیاد (که تشکیل چین‌های ریز در لوله‌ها را نشان می‌دهد) در محدوده مشخصی بصورت پایدار تا جابجایی تعریف شده (140 میلی‌متر) ادامه یافته است. روش تاپسیس مشابه بخش 4 بر روی نتایج این لوله‌ها (جدول 12) با تاثیر وزنی 0.6 برای معیار انرژی جذب شده و 0.4 برای نیروی بیشینه برخورد پیاده‌سازی شده و لوله دو جداره هشت‌ضلعی با چهار تقویتی امتیاز بیشتری نسبت به لوله دو جداره هشت‌ضلعی با هشت تقویتی کسب کرده است که نشان دهنده‌ی تاثیر نامطلوب افزایش تقویتی در بالا بردن سطح نیروی برخورد می‌باشد. بنابراین افزایش تعداد تقویتی در لوله‌های دو جداره هشت‌ضلعی از یک طرف باعث بهبود میزان جذب انرژی شده و از طرف دیگر باعث افزایش سطح نیروی بیشینه برخورد شده است.

7- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، رفتار لهیدگی لوله‌های دو جداره با 15 سطح مقطع متفاوت با وزن یکسان مورد بررسی قرار گرفت. این لوله‌ها دارای سطح مقطع مربعی،



(a) (الف) (b) (ب)

Fig. 14 Deformation modes of octagonal double walled tubes, (a) with four reinforcements, (b) with eight reinforcements

شکل 14 الگوی لهیدگی لوله‌های دو جداره هشت‌ضلعی، (الف) با چهار تقویتی، (ب) با هشت تقویتی

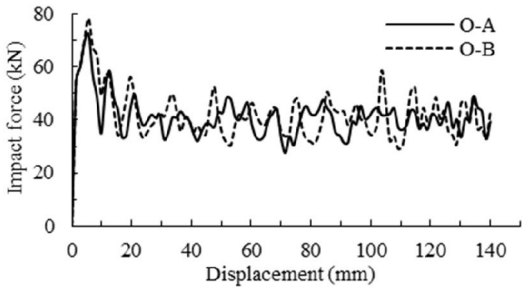


Fig. 15 Force-displacement curve for octagonal double walled tubes

شکل 15 منحنی نیرو-جابجایی برای لوله‌های دو جداره هشت‌ضلعی

شش‌ضلعی و هشت‌ضلعی بوده و در پنج سطح مقیاس مختلف انتخاب شدند. رفتار جذب انرژی این لوله‌ها در نرم‌افزار اجزاء محدود ال اس-داینا تحلیل گردید. جهت اعتبارسنجی نتایج عددی، آزمایش لهیدگی بصورت تجربی بر روی نمونه لوله مربعی انجام گرفت و مدل‌سازی‌های عددی با نتایج تجربی مقایسه گردید و در نتیجه، دقت و صحت نتایج شبیه‌سازی‌ها مورد ارزیابی قرار گرفت. به دلیل وجود معیارهای انتخاب بیش از یک مورد، از روش رتبه-بندی تاپسیس جهت انتخاب سطح مقطع مناسب از نظر قابلیت جذب انرژی استفاده شد. براساس نتایج شبیه‌سازی‌ها، لوله‌های دو جداره با دیواره تقویتی، انرژی بیشتری را نسبت به لوله‌های ساده جذب می‌کنند. همچنین، افزایش ضلع‌های لوله‌ها باعث بهبود رفتار لهیدگی و افزایش جذب انرژی شده به طوری که لوله‌های دو جداره (با مقیاس 0.5) مربعی، شش‌ضلعی و هشت-ضلعی نسبت به لوله‌های ساده (با مقیاس 1) به ترتیب 9 درصد، 5 درصد و 6 درصد کاهش در نیروی بیشینه برخورد و حدود 18 درصد، 19 درصد و 23 درصد افزایش در نیروی متوسط لهیدگی را نشان دادند. همچنین لوله‌های دو جداره (با مقیاس 0.5) با مقطع هشت‌ضلعی نسبت به مقاطع شش‌ضلعی و مربعی به ترتیب 1 درصد و 2 درصد افزایش در نیروی بیشینه برخورد و حدود 12 درصد و 22 درصد افزایش در نیروی متوسط لهیدگی را نشان داد که قابلیت جذب انرژی بالای لوله‌های دو جداره با دیواره تقویتی را نشان می-دهد. طبق نتایج روش تصمیم‌گیری تاپسیس لوله‌های هشت‌ضلعی با مقیاس 0.25 و 0.5 بیشترین امتیاز را کسب کرده و به عنوان لوله بهتر انتخاب شدند. جهت بدست آوردن مقیاس و ضخامت لوله با نیروی متوسط دینامیکی بالا و نیروی بیشینه کم، از بهینه‌سازی چند هدفه به روش‌های رویه پاسخ و D- بهین استفاده شد و نتایج نشان داد که بهترین لوله از نظر قابلیت جذب انرژی، لوله دو جداره هشت‌ضلعی با مقیاس 0.4 و ضخامت 1.25 میلی‌متر می‌باشد. در پایان اثر تعداد تقویتی بر روی جذب انرژی این لوله بهینه شده

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

بررسی شد و نتایج نشان داد که لوله دو جداره هشت‌ضلعی با چهار تقویتی جاذب انرژی خوبی می‌باشد و لذا می‌تواند به عنوان گزینه مناسب جهت کاهش صدمه‌های جانی به سرنشینان خودرو به‌کار گرفته شود.

8- فهرست علایم

a	ضلع کوچک لوله (mm)
A^+	فاصله از ایده‌ال مثبت
A^-	فاصله از ایده‌ال منفی
A_{ij}	ماتریس تصمیم
t	ضخامت لوله (mm)
b	ضلع بزرگ لوله (mm)
C_i	ضریب نزدیکی
EA	انرژی جذب شده (kJ)
F_{d}	نیروی متوسط دینامیکی (kN)
F_{avg}	نیروی متوسط لهیدگی (kN)
$F_{\max}$	نیروی بیشینه برخورد (kN)
H	لوله شش ضلعی
O	لوله هشت ضلعی
S	لوله مربعی
r_{ij}	ماتریس نرمال
S_i^+	معیار فاصله برای ایده‌ال مثبت
S_i^-	معیار فاصله برای ایده‌ال منفی
V_{ij}	شاخص وزن فاکتور

علایم یونانی

σ_0	تنش (MPa)
γ	ضریب دینامیکی
k	جابجایی موثر لوله در اثر بارگذاری به طول اولیه آن
V	سرعت ($\mathrm{ms^{-1}}$)

9- مراجع

[1] A. Nadaf Oskouei, H. Khodarahmi, M. Pakian Booshehri, Numerical and experimental study of a diamond collapse of a thin wall Tube energy-absorber with caps under dynamic axial loading, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 10, No. 2, pp. 169-178, 1394. (In Persian فارسی)

[2] N. Pirmohammadi, G. H. Liaghat, M. H. Pol, and H. Sabouri, Analytical , experimental and numerical investigation of sandwich panels made of honeycomb core subjected projectile impact, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 6, pp. 153-164, 1393. (in Persian فارسی)

[3] G. H. Liaghat, H. A. Serailoo, Optimum design of honeycomb core structures under compressive load, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 9, No. 37, pp. 73-82, 1388 (in Persian فارسی)

[4] A. Meshkin zar, M. Darvizeh, A. Darvizeh, Analytical and experimental study of thin-walled sections for energy absorption under static and dynamic loading, Gilan University of Technology Publication Center, pp. 42-68, 2012. (in Persian فارسی)

[5] M. Chobini, Gh. H. Liaghat, Experimental and Numerical investigation of energy absorption and deformation of thin-walled tube with various geometry cross-section under lateral Impact loading, *Tarbiat Modares University*, Vol. 5, No. 3, pp. 99-109, 2013. (in Persian فارسی)

[6] P. H. Tehrani, S. Pirmohammad, Collapse study of thin-walled polygonal section columns subjected to oblique loads, *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 1, No. 1, pp. 267-279, 2011.

[7] V. Abramowicz, W. Jones, Dynamic progressive buckling of circular and square tubes, *International Journal of Impact Engineering*. Vol. 4, No. 4, pp. 243-270, 1986.

[8] M. Langseth, O. Hopper, Static and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminium extrusions, *International Journal of Impact Engineering*. Vol. 18, No. 7, pp. 949-968, 1996.

[9] L. Evans, Passive compared to active approaches to reducing occupant fatalities, *International technical conference on experimental safety vehicles*, Vol. 18, No. 4, pp. 1149-1169, 1989.

[10] S. M. Abbasi, S. Reddy, A. Ghafari-Nazari, M. Fard, Multi-objective crashworthiness optimization of multi-cornered thin-walled sheet metal members, *Thin-Walled Structures*, Vol. 89, No. 5, pp. 31-41, 2015.

[11] T. Wierzbicki, N. Jones, *Structural failure*, 3th Eddition, pp. 210-274, New York: Wiley-Inter science, 1989.

[12] T. Wierzbicki, W. Abramowicz, On the crushing mechanics of thin walled structures. *Journal of Apply Mechanics*, Vol. 50, No. 2, pp. 727-34, 1983.

[13] W. Chen, T. Wierzbicki, Relative merits of single-cell, double walled and foam-filled thin-walled structures in energy absorption, *Thin-Walled Structures*, Vol. 39, No. 4, pp. 287-306, 2001.

[14] P. H. Tehrani, S. Pirmohammad, Study on Crashworthiness Characteristics of Several Concentric Thin Wall Tubes, *ASME 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Vol. 3, No. 2, pp. 12–14, 2010.

[15] Y. Zhang, G. Sun, G. Li, Z. Luo, Q. Li, Optimization of foam filled bitubal structures for crashworthiness criteria, *Journal of Materials and Design*, Vol. 38, No. 3, pp. 99-109, 2012.

[16] A. Niknejad, M. M. Abedi, G. H. Liaghat, M. Zamani Nejad, Absorbed energy by foam-filled quadrangle tubes during the crushing process by considering the interaction effects, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 2, pp. 376-391, 2014.

[17] A. Baroutaji, M. D. Gilchrist, D. Smyth, A. G. Olabi, Crush analysis and multi-objective optimization design for circular tube under quasi-static lateral loading, *Thin-Walled Structures*, Vol. 86, No. 7, pp. 121-131, 2015.

[18] C. Qi, S. Yang, F. Dong, Crushing analysis and multi-objective crashworthiness optimization of tapered square tubes under oblique impact loading, *Thin-Walled Structures*, Vol. 59, No. 7, pp. 103-111, 2012.

[19] Y. Liu, Optimum design of straight thin-walled box section beams for crashworthiness analysis, *Finite Elements Analysis*, Vol. 44, No. 3, pp. 139-147, 2008.

[20] A. Jusurf, T. Dirgantara, L. Gunawan, I. Setya Putra, Crashworthiness analysis of double walled prismatic structures, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 78, No. 8, pp. 34-50, 2015.

[21] M. Alisadeghi, J. Fazilati, Optimization of honeycomb impact attenuator using genetic algorithm based on response surface method and design of experiment Part I: crashworthiness, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 12, pp. 25-36, 1394. (in Persian فارسی)

[22] M. Choubini, G. H. Liaghat, M. H. Pol, Investigation of energy absorption and deformation of thin walled tubes with circle and square section geometries under transverse impact loading, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 75-83, 1394. (in Persian فارسی)

[23] N. Qiu, Y. Gao, J. Fang, Z. Feng, G. Sun, Q. Li, Crashworthiness analysis and design of double walled hexagonal columns under multiple loading cases, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 104, No. 3, pp. 89-100, 2015.

[24] A. Alghamdi, Collapsible impact energy absorbers: an overview, *Thin-Walled Structures*, Vol. 39, No. 2, pp. 189-213, 2001.

[25] A. G. Hanssen, M. Langseth, O. S. Hopperstad, Static and dynamic crushing of circular aluminum extrusions with aluminum foam filler, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 24, No. 4, pp. 475-507, 2000.

[26] Qi. Chang, N. ShuYang, D. Fangliang. Crushing analysis and multi-objective crashworthiness optimization of tapered square tubes under oblique impact loading, *Thin-Walled Structures*, Vol. 59, No. 5, pp. 103-119, 2012.

[27] A. Khalkhali, Best compromising crashworthiness design of automotive S-rail using TOPSIS and modified NSGA-II, *Central South University Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, Vol. 22, No. 1, pp. 121-133, 2015.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]

[28] A. Malek, B. Nia, *Fundamentals of Design-Expert software*, 2th Eddition, pp. 93-110, Tehran: Afarinesh, 2009. (in Persian فارسی)

[29] J. Marzbanrad, A. Abdollahpour, Effects of the triggering of circular aluminum tubes on crashworthiness, *International Journal of crashworthiness*, Vol. 14, No. 9, pp. 591-599, 2009.

[30] A. N. Oskouei, H. Khodarahmi, M. Sohrabi, Experimental and numerical study of conical thin shells collapse under dynamic axial loadings, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 7, pp. 392-402, 1394. (in Persian فارسی)

[31] M. H. Shojaeefard, A. Khalkhali, M. Tahani, B. Salimian rizi, Multi objective optimization of the centrifugal oil pump impeller, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 13, pp. 139-149, 1392. (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.9.44.3]