

Dynamic progressive buckling of thin wall foam filled conical tubes under impact loading

Saeed Feli^{1*}, Erfan Makhsousse¹, Seyed Sajad Jafari²

¹ Department of Mechanical Engineering, Razi University, Kermanshah, Iran.

² Department of Mechanical Engineering, Hamedan University of Technology, Hamedan, Iran.

ABSTRACT

Energy absorbers are of particular importance today due to their extensive application in industry, and they are recognized as key elements in enhancing safety and reducing damage resulting from impact. These absorbers dissipate the impact caused by axial loads through plastic deformation and buckling. In this paper, impact loading on foam-filled grooved conical absorbers has been investigated using analytical and numerical simulation methods. Initially, a novel analytical model for calculating the mean crushing force and the amount of energy absorption in absorbers is presented. This model is based on elastic and plastic energy absorption, which includes hinge bending and deformation between hinges. Numerical simulation of progressive dynamic crushing in these absorbers has been performed using the Abaqus, and the results have been compared with the analytical model and experimental results. The aim of this comparison was to evaluate the accuracy of the analytical model in predicting the actual behavior of the absorbers. Finally, the effect of various parameters such as cone angle, number of grooves, and foam density of the absorber on the amount of energy absorption has been investigated. The results of this investigation can be a useful guide in the optimal design of this type of energy absorbers.

KEYWORDS

Energy absorbers, Thin-walled grooved conical tubes, foam, Analytical model, Simulation.

* Corresponding Author: Email: felisaeid@razi.ac.ir

1. Introduction

The control of impact energy is a key factor in designing lightweight and safe structural components for automotive, aerospace, and railway applications. Thin-walled metallic tubes are widely recognized as efficient energy absorbers due to their ability to undergo plastic deformation and progressive buckling. Conical absorbers are of particular interest because of their stable collapse mode and relatively low initial peak force.

Wang et al. [1] reported significant enhancement in energy absorption of foam-filled tubes under axial loading. Liu et al. [2] investigated the quasi-static and dynamic collapse of circular foam-filled tubes and showed the critical role of temperature and strain rate on energy dissipation. Hoseini et al. [3] analyzed hollow and foam-filled aluminum tubes considering different damage models, highlighting the accuracy of advanced constitutive descriptions. Azarakhsh and Rahi [4] examined bi-tubular conical absorbers and confirmed their superior crashworthiness compared to single-wall designs. Similarly, Ghamarian et al. [5] demonstrated that foam-filled conical absorbers exhibit greater energy absorption than empty counterparts. Finally, Ahmad and Thambiratnam [6] validated the use of numerical simulation for predicting the crushing response of foam-filled cones under dynamic impact, providing reliable benchmarks for analytical and FE-based models.

Despite these advances, the combined effect of grooves and foam filling under dynamic axial impact has not been sufficiently addressed in analytical models. This paper aims to fill this gap by developing a novel analytical formulation for grooved conical absorbers filled with foam and validating it through numerical simulations and experimental comparisons.

2. Elements of the Extended Abstract

The analytical model divides the crushing process into three stages:

1. Elastic deformation stage – governed by dynamic equilibrium equations:

$$-m^* \frac{d^2 Y}{dt^2} = N_p \quad (1)$$

$$G \frac{d^2 Y}{dt^2} = N_p \quad (2)$$

The absorbed elastic energy is calculated using Eq. (3).

$$E_c = 0.5 \frac{m^* G V_0^2}{m^* + G} \quad (3)$$

2. Plastic hinge formation – grooves trigger hinge lines where plastic bending occurs. The energy

absorbed in hinge bending (Eq. (4)) and tensile deformation between hinges (Eq. (5)) is derived.

$$E_3^b = \frac{1}{2} (\pi^2 D M_p + 2 M_p \pi D \phi) \quad (4)$$

$$E_s = 2 \int_0^{\frac{w}{2}} \pi (D_1 + 2x' \tan \phi) t' \sigma_0 dx. \ln \left(\frac{D_1 + 2x' \tan \phi + (2x' \tan \phi + 2x' \tan(\alpha - \phi))}{D_1 + 2x' \tan \phi} \right) \\ + \int_{\frac{w}{2}}^{\frac{\lambda}{2}} \pi (D_1 + 2x' \tan \phi) t' \sigma_0 dx. \ln \left(\frac{D_1 + 2x' \tan \phi + (2x' \tan \phi + 2x' \tan(\alpha - \phi))}{D_1 + 2x' \tan \phi} \right) \\ + \int_{\frac{\lambda}{2}}^{\frac{\lambda}{2}} \pi (D_1 + 2x' \tan \phi) t' \sigma_0 dx. \ln \left(\frac{D_1 + 2x' \tan \phi + (2x' \tan \phi + 2x' \tan(\alpha - \phi))}{D_1 + 2x' \tan \phi} \right) \quad (5)$$

3. Foam contribution – foam energy absorption is modeled as a function of densification strain and density change (Eq. (6), Eq. (7)).

$$E_f = \int_{V_0} \sigma_{0f} \varepsilon_f dV \quad (6)$$

$$\varepsilon_f = \frac{V_0 - V_{final}}{V_0}$$

$$\sigma_f = \sigma_{0f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_s} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (7)$$

The total absorbed energy is expressed as :

$$E_T = \sum_{i=1}^3 (E_i^b) + E_s + E_f + E_c \quad (8)$$

Dynamic effects are incorporated by applying the Abramowicz–Jones strain-rate correction[7], providing the dynamic mean crushing force.

3. Numerical Simulation

Numerical simulations were carried out using Abaqus/Explicit to model the progressive collapse of grooved foam-filled conical absorbers. The tubes were meshed with solid elements, while rigid plates with prescribed mass and velocity represented the striker. Contact interactions included surface-to-surface contacts and self-contact to capture folding and densification.

The foam core was modeled with a crushable foam constitutive law. Simulations of both hollow and foam-filled cones were validated against experimental data [25], showing excellent agreement. The average error in predicting mean crushing force was less than 5% (Figure 1).

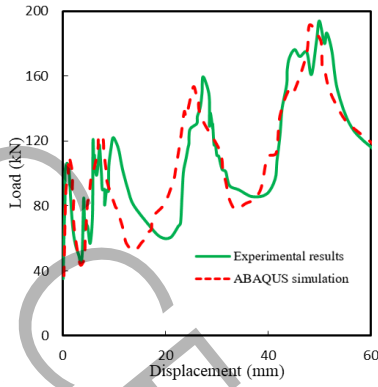


Figure 1. Force–displacement curve of a foam-filled, without grooved conical absorber under dynamic loading, comparing numerical and experimental results[6].

4. Results and Discussion

The results of the analytical model were compared with numerical simulations and experimental data, and a good agreement was obtained in predicting both the mean crushing force and the absorbed energy. The comparisons confirmed the validity of the proposed formulation in capturing the overall crushing behavior of foam-filled grooved cones.

Parametric studies revealed the influence of geometrical and material parameters on energy absorption. Increasing the cone angle resulted in higher mean crushing force and absorbed energy, with an improvement of nearly 30% when the angle was raised from 5° to 15° (Figure 2). Wall thickness was found to be another critical factor; doubling the thickness from 1 mm to 2 mm increased the mean crushing force by more than 70% (Figure 3). Foam density strongly affected the absorber's performance as well; raising the density from 0.22 to 0.71 g/cm³ increased the absorbed energy by almost 50% (Figure 4).

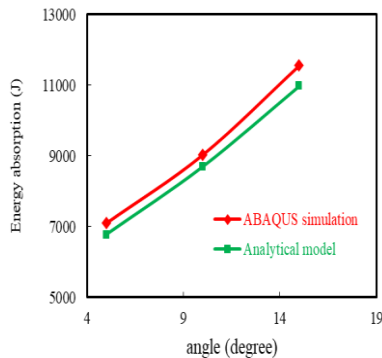


Figure 2. Influence of cone angle on the energy absorption.

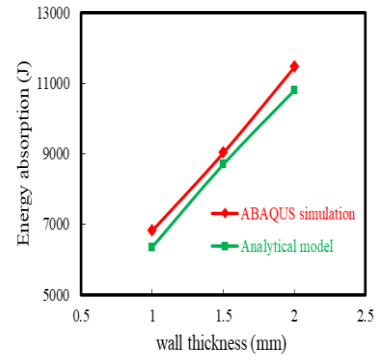


Figure 3. Influence of cone wall thickness on the energy absorption.

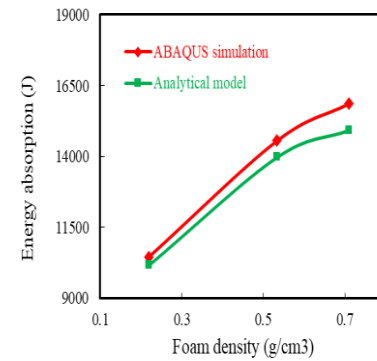


Figure 4. Influence of foam density on the energy absorption.

These results demonstrate that the combination of grooves and foam filling provides a balance between controlled collapse, reduced peak force, and enhanced energy absorption.

5. Conclusions

A new analytical model for predicting the dynamic progressive buckling of foam-filled grooved conical tubes was developed and validated. The model showed good agreement with finite element simulations and experimental data. Foam filling improved stability and energy absorption, wall thickness and foam density significantly enhanced performance, and grooves were effective in reducing the initial peak force. The proposed method therefore offers a reliable tool for preliminary design of advanced energy absorbers.

6. References

- [1] W. Wang, Y. Wang, Z. Zhao, Z. Tong, X. Xu, C.W. Lim, Numerical Simulation and Experimental Study on Energy Absorption of Foam-Filled Local Nanocrystallized Thin-Walled Tubes under Axial Crushing, *Materials*, 15(16) (2022) 5556.
- [2] K. Liu, Z. Yu, K. Wang, L. Jing, Quasi-Static and Dynamic Collapse Behavior of Circular Foam-Filled Tubes

Inspired by Bamboos, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 37(1) (2024) 169.

[3] V. Hoseini, M. Shariati, M. Mirzababaei, M.M. Rokhi, Experimental and Numerical Analysis of Energy Absorption of Hollow and Foam filled thick-wall Aluminum Tubes Considering Different Damage Models, Journal of Mechanical Engineering of the University of Tabriz 51(4) (2022) 95–104.

[4] S. Azarakhsh, A. Rahi, Experimental and Numerical Investigation of Energy Absorption in Thin-Walled Bitubular Conical Tubes under Axial Load, Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of ISME, 21(3) (2019) 138–157.

[5] A. Ghamarian, H.R. Zarei, M.T. Abadi, Experimental and numerical crashworthiness investigation of empty and foam-filled end-capped conical tubes, Thin-Walled Structures, 49(10) (2011) 1312–1319.

[6] Z. Ahmad, D.P. Thambiratnam, Dynamic computer simulation and energy absorption of foam-filled conical tubes under axial impact loading, Computers & Structures, 87(3) (2009) 186–197.

[7] W. Abramowicz, N. Jones, Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically, International Journal of Impact Engineering, 19(5) (1997) 415–437.

کمانش پیش رونده دینامیکی در لوله‌های مخروطی جدار نازک شیاردار حاوی فوم

تحت بار ضربه‌ای

سعید فعلی^{۱*}، عرفان مخصوص^۱، سید سجاد جعفری^۲

۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران

۲- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی همدان، همدان، ایران

* felisaeid@razi.ac.ir

چکیده

جاذب‌های انرژی به دلیل کاربرد گسترده در صنعت، امروزه از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند و به‌عنوان عناصر کلیدی در ارتقای ایمنی و کاهش خسارات ناشی از ضربه شناخته می‌شوند. این جاذب‌ها با تغییر شکل پلاستیک و چروکیدگی، ضربه ناشی از بار محوری را جذب می‌کنند. در این مقاله، بارگذاری ضربه‌ای در جاذب‌های مخروطی شیاردار پر شده با فوم به روش تحلیلی و شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار گرفته است. ابتدا یک مدل تحلیلی جدید برای محاسبه نیروی متوسط فروریزش و میزان جذب انرژی در جاذب‌های حاوی فوم ارائه شده است. این مدل بر اساس جذب انرژی الاستیک و پلاستیک که شامل خمش مفاصل و تغییر شکل بین مفاصل می‌باشد، ارائه شده است. شبیه‌سازی عددی فروریزش پیش‌رونده دینامیکی در این جاذب‌ها با استفاده از نرم‌افزار آباکوس انجام شده و نتایج با مدل تحلیلی و نتایج تجربی مقایسه شده است. هدف از این مقایسه، ارزیابی دقت مدل تحلیلی در پیش‌بینی رفتار واقعی جاذب‌ها بوده است. در نهایت، تأثیر پارامترهایی همچون زاویه مخروط، تعداد شیار و چگالی فوم جاذب بر میزان جذب انرژی بررسی شده است. نتایج این بررسی می‌تواند راهنمای مفیدی در طراحی بهینه این نوع جاذب‌های انرژی باشد.

کلمات کلیدی

جاذب انرژی، مخروط شیاردار، فوم، مدل تحلیلی، شبیه‌سازی.

انرژی جنبشی، عاملی بالقوه مخرب است که مدیریت آن اهمیت زیادی دارد. جاذب‌های انرژی مکانیکی فلزی با استفاده از تغییر شکل پلاستیک، نقش حیاتی در کاهش آسیب‌های ناشی از برخوردها ایفا می‌کنند و در صنایع مختلف از جمله خودروسازی و هوافضا کاربرد دارند. جاذب‌های مخروطی از جمله انواع رایج این سیستم‌ها هستند که تحقیقات بر افزایش قابلیت جذب انرژی و کاهش نیروی اولیه لازم برای فروریزش آن‌ها متمرکز است. اگرچه میزان جذب انرژی با افزایش تغییر شکل زیاد می‌شود، اما در طراحی این جاذب‌ها، پایداری فرآیند جذب و نرخ ثابت آن، همراه با حداقل بودن نیروی کمانش اولیه، از اهمیت بالایی برخوردارند.

روزگار و همکاران [۱] جذب انرژی پروفیل‌های آلومینیومی مربعی تحت بارگذاری دندانه‌ای چندگانه را به‌صورت تجربی مطالعه و اثرات سه پارامتر مهم شامل تعداد دندانه‌ها، قطر دندانه‌ها و فاصله بین دندانه‌ها را بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که افزایش تعداد دندانه به دلیل تأثیر بر روی ناحیه لهیدگی، باعث افزایش جذب انرژی سازه موردنظر خواهد شد.

حسینی پور و دانشی [۲] تأثیر شیارهای حلقوی بر رفتار فروریزش محوری استاتیکی و ویژگی‌های مقاومت در برابر ضربه لوله‌های فولادی جدار نازک به‌صورت تجربی مطالعه کردند. شیارهای حلقوی موقعیت‌های تا شدن و حالت کمانش تغییر شکل را کنترل می‌کنند. نتایج نشان داد که این شیارها به‌طور مؤثری رفتار نیرو-جابجایی و میزان جذب انرژی لوله‌ها را تحت تأثیر قرار می‌دهند. با تغییر فواصل شیارها، می‌توان یکنواختی رفتار نیرو-جابجایی را بهبود بخشید و ظرفیت جذب انرژی را به‌صورت کنترل‌شده افزایش داد. این نتایج می‌تواند در طراحی بهینه‌تر لوله‌های جذب‌کننده انرژی در کاربردهای مهندسی مورد استفاده قرار گیرد.

تفضلی و همکاران [۳] سازه‌های مخروطی آلومینیومی و آلومینیوم-کامپوزیت تحت بارگذاری شبه استاتیکی را به روش‌های تجربی و شبیه‌سازی عددی موردبررسی قرار دادند. بررسی‌ها نشان داد که استفاده از الیاف شیشه-اپوکسی به‌عنوان تقویت‌کننده در سازه‌های آلومینیومی، منجر به افزایش سه برابری در جذب انرژی ویژه، نیروی حداکثر و نیروی میانگین این سازه‌ها می‌شود. علاوه بر خواص مکانیکی مطلوب، الیاف شیشه-اپوکسی با زوایای لایه چینی ۰ و ۹۰ درجه، عملکرد بسیار خوبی در پوشش نواقص ساختاری سازه‌های آلومینیومی و راهنمایی تخریب مقطع به مقطع از خود نشان دادند. فعلی و همکاران [۴] اثرات تعداد سلول و تغییر تدریجی ضخامت بر روی جذب انرژی سازه‌های آلومینیومی را به‌صورت تحلیلی و عددی بررسی کردند و نشان دادند که جاذب با ضخامت متغیر عملکرد بهتری در جذب انرژی دارد.

استفاده از فوم به‌عنوان ماده‌ای مؤثر در جذب انرژی و درعین حال سبک روزبه‌روز در حال افزایش است. خندابی و همکاران [۵] اثرات چگالی هسته فوم در جذب انرژی سازه‌های ساندویچی تحت بارگذاری انفجاری را به‌صورت تجربی بررسی کردند و نشان دادند که علی‌رغم تأثیر مثبت افزایش چگالی در جذب انرژی سازه‌های ساندویچی به‌عنوان سازه اصلی، افزایش چگالی فوم باعث کاهش کارایی پانل به‌عنوان سازه فنا شونده خواهد شد. وانگ و همکاران [۶] رفتار سازه‌های شش ضلعی جدار نازک پر شده با فوم تحت بارگذاری شبه استاتیکی را به صورت تجربی و عددی مطالعه کردند و نشان دادند که اضافه کردن فوم در جذب انرژی این نوع از سازه‌ها اثرگذار است (افزایش ۴۰٪ در جذب انرژی).

کای و همکاران [۷] اثرات دما در جذب انرژی لوله‌های مدور پر شده با فوم تحت بارگذاری استاتیکی و دینامیکی به‌صورت تجربی و عددی بررسی کردند. مطابق بررسی‌های صورت گرفته، با افزایش دما از ۵۰- تا ۱۰۰ درجه سلسیوس، جذب انرژی سازه در بارگذاری دینامیکی از ۳۱/۹ به ۲۶/۳ ژول و در بارگذاری استاتیکی از ۲۲/۱ به ۲۸/۲ ژول کاهش می‌یابد. شریعتی و همکاران [۸] ظرفیت جذب انرژی لوله‌های آلومینیومی جدار ضخیم توخالی و پر شده با فوم تحت بارگذاری محوری به‌صورت تجربی و عددی با استفاده از مدل‌های آسیب مختلف (جانسون-کوک [۹]، گرسون [۱۰] و روزالر اصلاح شده [۱۱]) مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که از بین سه مدل آسیب، مدل روزالر اصلاح شده دارای کمترین خطا در پیش‌بینی رفتار سازه موردنظر می‌باشد. همچنین، نشان دادند که افزودن فوم آلومینیومی به لوله‌های آلومینیومی منجر به افزایش ۳۲ درصدی جذب انرژی می‌شود.

رهی و آذرخش [۱۲] جذب انرژی سازه‌های مخروطی آلومینیومی دوجداره تحت بارمحوری شبه استاتیکی را به‌صورت تجربی و عددی بررسی کردند. آن‌ها اثرات پر کردن سازه مخروطی با فوم را نیز مطالعه و نشان دادند که اضافه کردن فوم باعث افزایش ۷ درصدی جذب انرژی می‌شود. همچنین مشاهدات تجربی این مقاله نشان داد که افزایش طول لوله باعث افزایش انرژی جذب‌شده، می‌گردد ولی بر متوسط نیروی فروریزش تأثیر چندانی

ندارد. قمریان و همکاران [۱۳] به کمک آزمایش تجربی برای حالت شبه استاتیکی و همچنین به کمک نرم افزار ABAQUS اثرات اعمال بارمحوری بر روی جاذب مخروطی آلومینیومی پر شده با فوم را مورد بررسی قرار دادند. بر اساس بررسی انجام شده قابلیت جذب انرژی جاذب مخروطی پر شده با فوم تفاوت قابل توجهی با حالت بدون فوم دارد و آن ها بدین شکل نتیجه را بیان کردند که انرژی قابل جذب در جاذب مخروطی حاوی فوم از مجموع انرژی قابل جذب توسط جاذب بدون فوم و فوم به تنهایی، بیشتر است.

شوجوان و همکاران [۱۴] به کمک نرم افزار ال-اس-داینا به بررسی جاذب های مخروطی پرداختند و در این راستا سه دسته مدل سازی انجام دادند، در دسته اول مخروط ها، در دسته دوم مخروط حاوی فوم، در دسته سوم لوله های دوتایی را مورد بررسی قرار داده اند و خروجی این بررسی ها را در کنار یکدیگر قرار داده و نتیجه حاصل این بوده است که جاذب حاوی فوم قابلیت جذب انرژی بیشتری نسبت به حالت توخالی داراست و لوله دوتایی انرژی بیشتری نسبت به هر دو مدل اول و دوم جذب می کند.

مدل های تحلیلی شناخته شده ای در زمینه جذب انرژی و فروریزش سازه های مختلف وجود دارد که از جمله آن می توان به مدل های الکساندر [۱۵]، ویرزبیک [۱۶]، مملیس [۱۷] و حسینی پور [۱۸] اشاره کرد. الکساندر [۱۵] ضربه محوری را روی مقطع های جدار نازک مدور و مربعی را به منظور مطالعه روی لهیدگی سازه های ضربه گیر واگن های راه آهن مورد آزمایش قرارداد و چگونگی چین خوردن سازه ها را در برابر این بارها مشاهده نمود. ابراموویچ و ویرزبیک [۱۶] تئوری ارائه دادند که رفتار لهیدگی یک سری از سازه های جدار نازک را تشریح می کرد. آن ها با استفاده از شرط پیوستگی سینماتیکی روی مرزهای نواحی صلب و قابل تغییر شکل مکانیزم تاخوردگی پایه ای ارائه دادند که این مکانیزم همه صورت های عمده تاخوردگی ها و چین خوردگی های واقعی را که در سازه های فلزی صفحه ای در آزمایش ها مشاهده شده بود به دقت بازسازی می کرد. آن ها با استفاده از مقایسه اصل تعادل انرژی دریافتند که دوسوم انرژی پلاستیک همیشه در تغییر شکل های غیر انبساطی در خطوط لولای ثابت و متحرک تلف می شود. آن ها در این بررسی به حل بسته ای رسیدند که می تواند بار لهیدگی متوسط و همچنین طول موج لهیدگی را محاسبه کند.

آبراموویچ و جونز [۱۹] بیش از صد لوله را تحت بارگذاری محوری شبه استاتیکی و ضربه ای بررسی کردند. تعدادی از لوله ها مقطع مربعی و تعدادی مقطع دایره داشتند و ابعاد آن ها به گونه ای انتخاب شد که بتوانند کمناش کلی و کمناش پیش رونده داشته باشند. هدف از این تحقیق بررسی پدیده گذر از کمناش کلی به کمناش پیش رونده و اثر ابعاد لوله بر آن بود. گوپتا [۲۰] با این فرض که در فروریزش به شیوه چین دار بخشی از چین به داخل و بخشی از آن به خارج لوله شکل می گیرد، برای پیش بینی منحنی نیرو-لهیدگی در تشکیل یک چین، رابطه ای ارائه نمودند. هم زمان تعدادی آزمایش فروریزش شبه استاتیکی روی تعدادی لوله انجام شد. ابعاد لوله ها به گونه ای انتخاب شد که همگی به شیوه چین دار شدن فروریزختند. متوسط نیروی فروریزش و منحنی نیروی لهیدگی تئوری با نتایج تجربی همخوانی داشت. ولی بیشینه و کمینه نیروی لهیدگی به ترتیب بالاتر و پایین تر از مقدار تجربی آن قرار گرفت. آزمایش های بیشتر نشان داد که علت این اختلاف به خاطر این فرض اشتباه است که شکل گیری یک چین در بیشینه نیرو آغاز می شود و در کمینه نیرو پایان می یابد.

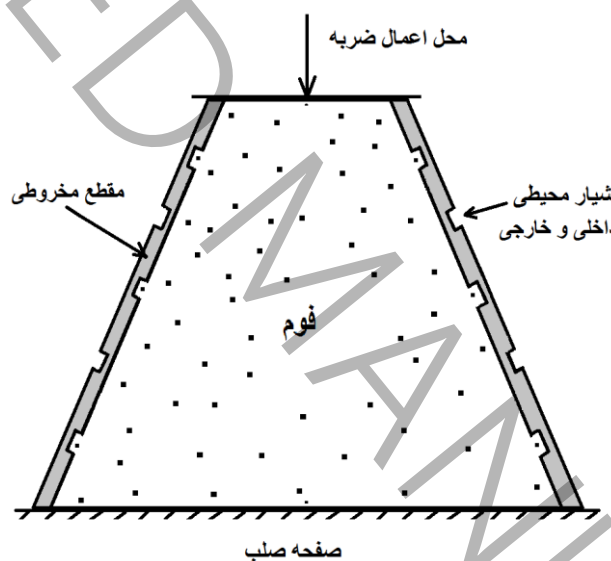
کاراگیوزا و آلوز [۲۱] به تحلیل پدیده کمناش پیش رونده دینامیکی در ضربه محوری به ستون های جدار نازک مربعی پرداخت. آن ها با علم به این که سرعت امواج تنش می توانند در یک محیط الاستیک-پلاستیک با کار سختی خطی و ایزوتروپیک در حالت تنش صفحه ای به دست آیند، به تحلیل فرآیند تغییر شکل گذرا در شروع خمش روی یک مقطع مربعی تحت ضربه محوری پرداختند. فعلی و همکاران [۲۲] اثرات ایجاد شیار بر عملکرد جاذب مخروطی تحت بار دینامیکی را به صورت عددی و تحلیلی بررسی کردند و نشان دادند که ایجاد شیار باعث ۱۵ درصدی نیروی متوسط فروریزش و افزایش ۳۷ درصدی نیروی کمناش اولیه می گردد. درواقع، ایجاد شیار باعث بهبود عملکرد جاذب انرژی می شود. لازم به ذکر است که تعداد شیارهای باید فرد در نظر گرفته شود و شیار اول و آخر به سمت داخل جاذب انرژی باشد.

جاذب های انرژی مخروطی ناقص فلزی، به ویژه آن هایی که با شیارهای محیطی و هسته فوم پلی اورتان ترکیب شده اند، رفتارهای پیچیده ای از جمله کمناش پیش رونده را از خود نشان می دهند که برای جذب انرژی و کاهش خسارات ضروری است. حضور فوم پلی اورتان به دلیل بهبود قابل توجه در جذب انرژی و پایداری فروریزش این سازه ها، از اهمیت ویژه ای برخوردار است. محاسبه دقیق انرژی جذب شده و شناسایی عوامل مؤثر بر آن برای بهینه سازی این جاذب ها حیاتی است. باین حال، بررسی ها نشان می دهد که بیشتر مدل های تحلیلی موجود برای جاذب های مخروطی شیاردار، اثرات اینرسی محوری ضربه زننده و جرم جاذب انرژی را نادیده گرفته اند. این نادیده گرفتن، به ویژه در سرعت های بالای برخورد و جرم کم ضربه زننده، می تواند منجر به تخمین های غیردقیق درباره حداکثر کمناش و میزان جذب انرژی شود. این مقاله با هدف رفع این محدودیت، به بررسی کمناش

دینامیکی پیش‌رونده جاذب‌های مخروطی جدار نازک شیاردار و پرشده با فوم تحت بارگذاری ضربه‌ای محوری می‌پردازد. این بررسی هم به صورت تحلیلی و هم از طریق شبیه‌سازی عددی با نرم‌افزار آباکوس انجام شده و تأثیر پارامترهای مختلف جاذب مخروطی بر میزان انرژی جذب شده و نیروی متوسط فروریزش تحلیل و نتایج حاصل از دو روش با یکدیگر مقایسه و اعتبارسنجی شده‌اند.

۲- مدل تحلیلی

هرگاه نیرویی محوری به جاذب وارد شود در ابتدا مقدار بسیار کمی تغییر شکل الاستیک در آن ایجاد می‌گردد و اگر مقدار نیرو از مقدار حد الاستیک بیشتر باشد فروریزش پلاستیک در جاذب مخروطی ایجاد خواهد شد. فروریزش جاذب تحت بار محوری در حالت بدون شیار باعث تشکیل لولاهای پلاستیک در جداره مخروط می‌گردد ولی چنانچه در بدنه مخروط مناطقی به هر دلیل از جمله ایجاد شیار، دچار تمرکز تنش شوند، لولاهای پلاستیک در این مناطق تشکیل می‌گردند. لذا می‌توان تعداد و محل لولاهای تشکیل شده را کنترل نمود. فرض می‌شود جاذب مخروطی مطابق شکل ۱ دارای تعدادی شیار مستطیل شکل است که در سطح داخلی و خارجی آن ایجاد می‌شود. بر اساس نتایج تجربی موجود، فروریزش جاذب‌ها به گونه‌ای است که اولین و آخرین لولا به سمت بیرون حرکت می‌کنند لذا جهت جلوگیری از شیوه‌های ناخواسته و نامناسب فروریزش تعداد شیارها در بدنه جاذب فرد در نظر گرفته شده و همواره شیار اول و شیار آخر در سمت داخلی بدنه مخروط ایجاد می‌گردد. همچنین شرایط مرزی دو سمت جاذب به صورت تکیه‌گاه مفصلی در نظر گرفته می‌شود.



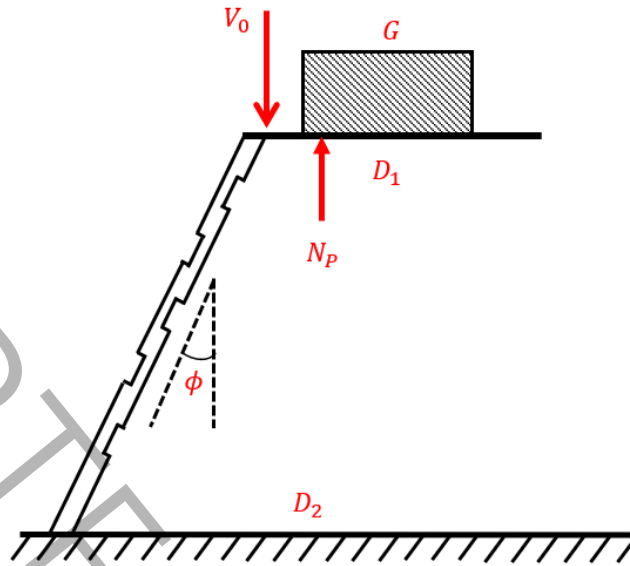
شکل ۱: شماتیک مخروط شیاردار حاوی فوم تحت بار ضربه‌ای.

Fig. 1. Schematic of a grooved cone filled with foam under impact loading.

در ابتدا فرض می‌شود که فقط یک حلقه از جاذب دچار فروریزش شده است و یک حلقه فاصله بین دو شیار خارجی بر روی بدنه جاذب در نظر گرفته می‌شود. پس از به دست آمدن روابط برای یک حلقه می‌توان آن را برای سایر حلقه‌ها و در نتیجه کل جاذب تعمیم داد. برای مدل‌سازی جاذب انرژی، دو مرحله تغییر شکل در نظر گرفته شده است. در مرحله اول فرض می‌گردد که هر حلقه دچار تغییر شکل الاستیک شده و انرژی جذب شده در تغییر شکل الاستیک جاذب محاسبه می‌گردد. در مرحله دوم فروریزش پلاستیک مقطع مدل‌سازی و انرژی لازم برای فروریزش پلاستیک محاسبه می‌گردد. بدین شکل ابتدا محاسبات انرژی فروریزش برای جاذب مخروطی بدون فوم ارائه شده و سپس انرژی لازم برای لهیدگی فوم در مرحله بعدی محاسبه می‌گردد.

۲-۱- مرحله اول: جذب انرژی تغییر شکل الاستیک جاذب

فرض می‌شود ضربه زننده‌ای با جرم G و سرعت اولیه V_0 به سطح بالایی جاذب مخروطی شیاردار بدون فوم برخورد نموده است، قطر کوچک، D_2 قطر بزرگ و ϕ زاویه شیب مخروط است. (شکل ۲)



شکل ۲: جاذب شیاردار تحت اعمال ضربه.

Fig. 2. Grooved absorber subjected to impact loading.

بر اساس تام و کالاداین [۲۳] معادله حرکت ضربه زننده و ضربه گیر، میزان انرژی جذب شده در تغییر شکل الاستیک مخروط قابل محاسبه است:

$$-m^* \frac{d^2 Y}{dt^2} = N_p \quad (1)$$

که در رابطه فوق، Y ، m^* و N_p به ترتیب نشان دهنده جرم متمرکز جاذب، جابجایی و نیروی عکس العمل اعمال شده در مقابل جرم ضربه زننده می باشند. از آنجاکه نیروی به وجود آمده در محل اعمال ضربه به صورت عمل و عکس العمل است معادله حرکت برای جرم ضربه زننده نیز بدین شکل خواهد بود:

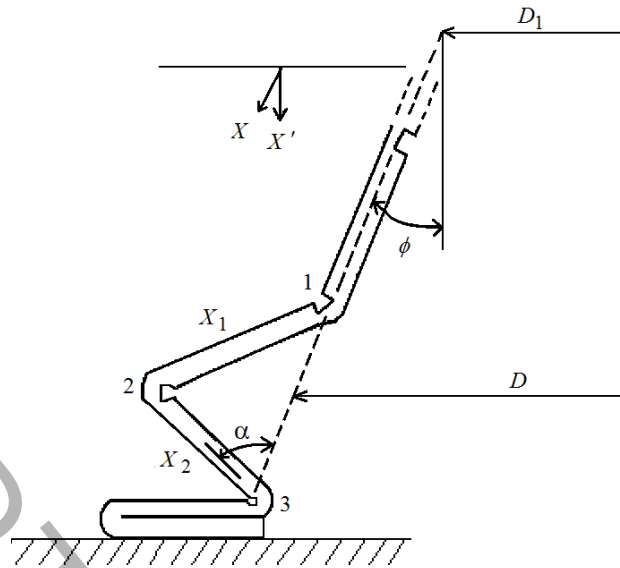
$$G \frac{d^2 Y}{dt^2} = N_p \quad (2)$$

با انتگرال گیری از معادله های (۱) و (۲) و اعمال شرایط مرزی، زمان و سرعت و جابجایی در انتهای تغییر شکل الاستیک مخروط به دست آمده [۲۲] و به کمک آن ها انرژی جذب شده طی تغییر شکل الاستیک (E_C) محاسبه می گردد:

$$E_C = 0.5 \frac{m^* G V_0^2}{m^* + G} \quad (3)$$

۲-۲- مرحله دوم: جذب انرژی فروریزش پلاستیک جاذب

در این قسمت فروریزش جاذب از زمانی که وارد ناحیه تغییر شکل پلاستیک (شکل ۳) می شود مورد بررسی قرار می گیرد. این انرژی شامل دو قسمت خواهد بود: یک قسمت مربوط به خمش مفصل ها است و قسمت دوم مربوط به تغییر شکل قسمت بین مفاصل است که در نتیجه ایجاد کشش در آن ها ایجاد می گردد. در ابتدا به بررسی یک حلقه از جاذب که برابر با یک چین خوردگی در بدنه جاذب است پرداخته شده و سپس انرژی جذب شده توسط کل جاذب محاسبه می گردد.



شکل ۳: دیواره مخروط شیاردار در وضعیت فروریزش [۱۷].

Fig. 3. Wall of the grooved cone in collapsed condition [17].

مطابق شکل ارائه شده مخروطی شیاردار با زاویه شیب جداره ϕ و سه مفصل در حال خمش در نظر گرفته شده است. در حین فروریزش برای یک حلقه مطابق شکل، لولاهای ۱ و ۲ و ۳ در نظر گرفته شده و بخش بین این مفصل‌ها X_1 و X_2 نامیده می‌شود، همچنین قطر کوچک مخروط D_1 و قطر در ناحیه در حال فروریزش D در نظر گرفته شده است. برای محاسبه انرژی جذب شده در خمش مفصل‌های داخلی شماره ۱ و ۳ نشان داده شده در شکل ۳ بازه جابجایی زاویه‌ای مفصل‌ها را به دو قسمت تقسیم می‌شود:

$$E_{1,3}^b = 2M_p \left(\int_0^\phi \pi D d\alpha \right) = 2M_p \pi D \phi \quad 0 \leq \alpha \leq \phi \quad (۴)$$

$$E_{1,3}^b = 2M_p \left(\int_\phi^{\phi + \frac{\pi}{2}} \pi D d\alpha \right) = M_p \pi^2 D \quad \phi \leq \alpha \leq \phi + \frac{\pi}{2} \quad (۵)$$

گشتاور پلاستیک (M_p) بر اساس معیار تسلیم هابر-میسز برابر است با [۱۷]:

$$M_p = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_0 \frac{t'^2}{4} \quad (۶)$$

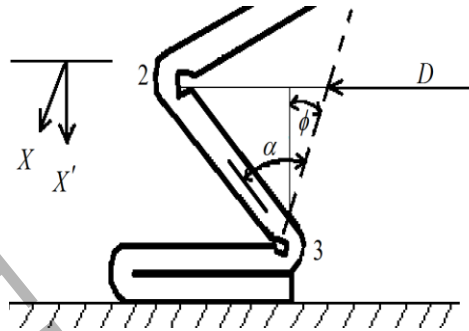
که در آن t' ضخامت جداره مخروط در ناحیه شیار و σ_0 تنش تسلیم ماده است. تغییر زاویه در مفصل شماره ۱ به مقدار ϕ کمتر از $\frac{\pi}{2}$ و تغییر زاویه نهایی در مفصل شماره ۳ به مقدار ϕ بیش از $\frac{\pi}{2}$ است، در نتیجه با در نظر گرفتن تغییر زاویه در هر مفصل و با در نظر گرفتن $X_1 = X_2 = \lambda$ و $D = D_1 + 2X' \tan \phi$ (شکل ۴) به دلیل ایجاد شیارها در فواصل مساوی، در نهایت انرژی قابل جذب در مفصل ۱ و ۳ بدین شکل قابل محاسبه می‌باشد (λ فاصله بین دو شیار است):

$$E_1^b = \frac{1}{2} \left(\pi^2 D M_p - 2M_p \pi D \phi \right) \quad (۱-۷)$$

$$E_3^b = \frac{1}{2} \left(\pi^2 D M_p + 2M_p \pi D \phi \right) \quad (۲-۷)$$

که $D = D_1 + 2x' \tan \phi$ و D قطر متوسط در حلقه مورد نظر، D_1 قطر کوچک مخروط و X فاصله از صفحه بالایی مخروط است. به دلیل ایجاد شیارها در فواصل مساوی، انرژی جذب شده توسط جاذب که صرف ایجاد خمش در مفصل ۲ می‌گردد برابر است با [۱۸]:

$$E_2^b = 2M_p \left(\lambda \sin \phi + \frac{\pi}{2} D + 4\lambda\pi \right) \quad (۸)$$



شکل ۴: پارامترهای هندسی مورد استفاده [۱۷].

Fig. 4. Geometrical parameters used [17].

بنابراین، جذب انرژی ناشی از خمش (E^b) برابر است با:

$$E^b = \sum_{i=1}^3 E_i^b \quad (۹)$$

. بخش دیگر از این انرژی مربوط به فاصله بین دو لولای تشکیل شده است که در حین ایجاد چین‌خوردگی دچار کشش شده مقداری از انرژی جذب‌شده توسط جاذب صرف ایجاد کشش در آن می‌گردد. از تغییرات سطح مقطع دیواره مخروط به علت کم بودن آن صرف‌نظر می‌گردد. انرژی جذب‌شده توسط ایجاد کشش در فاصله بین دولولا (E_s) برابر است با:

$$E_s = 2 \int_0^{\frac{w}{2}} \pi (D_1 + 2x' \tan \phi) t' \sigma_0 dx \cdot \ln \left(\frac{D_1 + 2x' \tan \phi + (2x' \tan \phi + 2x' \tan (\alpha - \phi))}{D_1 + 2x' \tan \phi} \right) \\ + \int_{\frac{w}{2}}^{\lambda - \frac{w}{2}} \pi (D_1 + 2x' \tan \phi) t \sigma_0 dx \cdot \ln \left(\frac{D_1 + 2x' \tan \phi + (2x' \tan \phi + 2x' \tan (\alpha - \phi))}{D_1 + 2x' \tan \phi} \right) \\ + \int_{\lambda - \frac{w}{2}}^{\lambda} \pi (D_1 + 2x' \tan \phi) t' \sigma_0 dx \cdot \ln \left(\frac{D_1 + 2x' \tan \phi + (2x' \tan \phi + 2x' \tan (\alpha - \phi))}{D_1 + 2x' \tan \phi} \right) \quad (۱۰)$$

۲-۳- مرحله سوم: جذب انرژی توسط فوم

انرژی جذب‌شده توسط فوم (E_f) وابسته به تغییر حجم جاذب در طی پروسه تغییر شکل و تنش سیلان پلاستیک فوم (σ_{of}) می‌باشد، لذا میزان انرژی جذب‌شده فوم برابر است با [۱۷]:

$$E_f = \int_{V_0} \sigma_{0f} \varepsilon_f dV \quad (11)$$

$$\varepsilon_f = \frac{V_0 - V_{final}}{V_0}$$

که در آن ε_f کرنش به وجود آمده در فوم، V_0 حجم اولیه هسته فوم و V_{final} حجم نهایی فوم پس از تغییر شکل است و می توان نوشت:

$$E_f = \sigma_f \Delta V \quad (12)$$

که ΔV تغییر حجم فوم است. همچنین در تغییر شکل های زیاد فوم، تنش پلاستیک فوم با تغییرات چگالی، تغییر می کند. رابطه ای به صورت زیر ارائه شده است که تغییرات تنش سیلان را با دانسیته اولیه و دانسیته فوم بعد از تغییر شکل مرتبط می سازد [۱۷]:

$$\sigma_f = \sigma_{0f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_s} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (13)$$

که در آن σ_f تنش فروریزش پلاستیک پس از تغییر دانسیته، σ_{0f} تنش سیلان پلاستیک اولیه، ρ_s دانسیته اولیه فوم و ρ_f دانسیته پس از تغییر حجم می باشد.

۲-۴- جذب انرژی کل توسط جاذب

انرژی کل جذب شده توسط جاذب در طی فروریزش (E_T) شامل مجموع انرژی های صرف شده طی تغییر شکل های الاستیک و پلاستیک و انرژی جذب شده توسط فوم پرکننده هسته جاذب می باشد، لذا کل انرژی جذب شده توسط جاذب برابر است با:

$$E_T = \sum_{i=1}^3 (E_i^b) + E_s + E_f + E_c \quad (14)$$

همچنان که مشاهده می شود رابطه فوق شامل انرژی خمش مفصل ها، انرژی انبساطی، انرژی فوم و انرژی ناحیه الاستیک است. از طرفی طبق اصل بقا انرژی در صورتی که انرژی جنبشی اولیه ضربه زننده در حدی باشد که تغییر شکل و فروریزش در جاذب ایجاد کند و بعد از برخورد ضربه زننده از جاذب جدا نشود، انرژی جذب شده توسط جاذب برابر با انرژی اعمال شده توسط جرم ضربه زننده می باشد در نتیجه داریم:

$$E_T = E_G \quad (15)$$

که در آن E_G انرژی جنبشی اولیه ضربه زننده است. همچنین انرژی کلی جذب شده توسط جاذب حاصل ضرب نیروی متوسط فروریزش $\bar{P}_m$ و میزان جابجایی مؤثر (δ_{ef}) جاذب است، لذا:

$$E_T = \bar{P}_m \cdot \delta_{ef} \quad (16)$$

لازم به توضیح است که در بررسی جاذب ها جدا از جابجایی کلی جاذب، یک جابجایی مؤثر در بررسی در نظر گرفته می شود، چراکه در حین فروریزش جاذب، مفصل ها به صورت کامل خم نمی شوند و قسمت صاف بین مفصل ها به صورت کامل روی یکدیگر چین نمی خورند و در نتیجه جابجایی واقعی جاذب مقداری کمتر از جابجایی پیش بینی شده است. این نسبت در مراجع مختلف و به روش تجربی یا شبیه سازی عددی برای جاذب های مختلف به دست آمده است که با توجه به بررسی نشدن جاذب مخروطی شیاردار این مقدار را با چند مدل سازی مختلف در نرم افزار آباکوس به دست آمده است. در نتیجه طول لهیدگی مؤثر برابر است با:

$$\delta_{ef} = 0.87(\Delta) \quad (17)$$

$$\Delta = L \left(1 - \frac{t}{\lambda} \right)$$

که در آن Δ جابجایی پیش‌بینی شده، t ضخامت دیواره مخروط و λ فاصله بین هر دو شیار است. تحلیل ارائه‌شده تا این قسمت مربوط به رفتار شبه استاتیکی جاذب می‌باشد ولیکن در بارگذاری ضربه‌ای اثرات نرخ کرنش و سرعت ضربه زننده باعث تغییر نیروی فروریزش جاذب می‌گردد، در ادامه این موضوع بررسی شده است.

۲-۵- اعمال اثرات نرخ کرنش در بارگذاری دینامیکی

ابرامویچ و جونز [۱۹] در آزمایش‌های خود بر روی جاذب‌های با مقطع مدور رابطه زیر را برای محاسبه تنش جریان دینامیکی ماده به دست آوردند:

$$\frac{\sigma_0^d}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{R} \right)^{\frac{1}{Q}} \quad (18)$$

که در این رابطه σ_0 تنش تسلیم در حالت استاتیکی و σ_0^d تنش تسلیم در حالت دینامیکی، $\dot{\epsilon}$ نرخ کرنش میانگین و Q و R مقادیری ثابت هستند. در نتیجه نسبت نیروی فروریزش دینامیکی $\bar{P}_m^d$ به نیروی فروریزش استاتیکی $\bar{P}_m$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{\bar{P}_m^d}{\bar{P}_m} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{R} \right)^{\frac{1}{Q}} \quad (19)$$

مقدار $\dot{\epsilon}$ برای حالت فروریزش متقارن برابر است با [۲۲]:

$$\dot{\epsilon} = 0.33 \frac{V_0}{C} \quad (20)$$

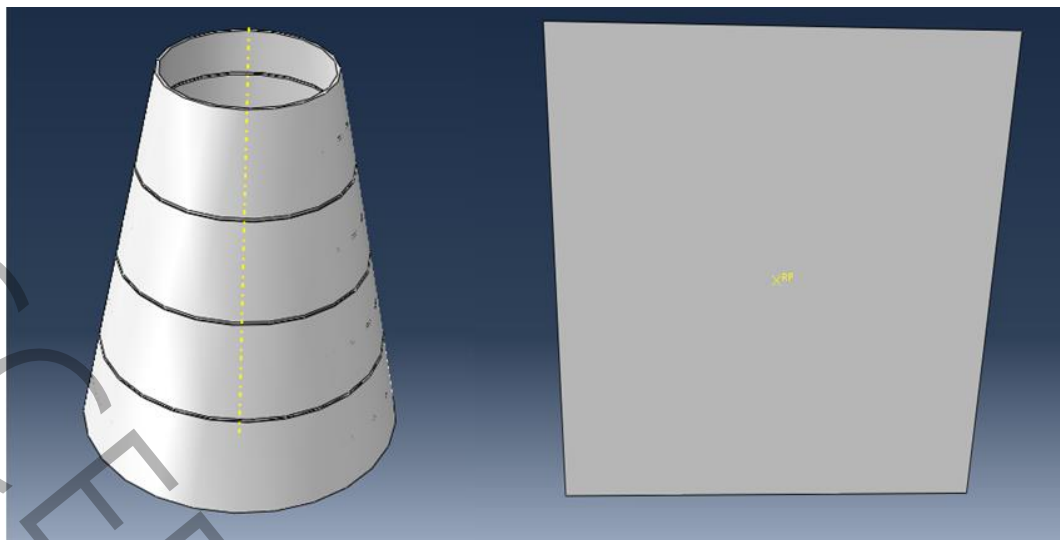
که در آن V_0 سرعت اولیه و C محیط مخروط ($C = \pi D$) است. با توجه به روابط (۱۸) تا (۲۰) برای محاسبه بار متوسط دینامیکی از بار متوسط شبه استاتیکی داریم:

$$\bar{P}_m^d = \left[1 + \left(0.33 \frac{V}{CD} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \cdot \bar{P}_m \quad (21)$$

D نیز ثابت ماده است که برای فولاد استفاده شده در کار حاضر برابر ۶۸۴۴ در نظر گرفته شده است [۲۲].

۳- شبیه‌سازی عددی

برای مدل‌سازی پدیده فروریزش، لوله توخالی به‌صورت مخروط ناقص شبیه‌سازی می‌گردد (شکل ۵). اما با توجه به تغییر شکل‌های بزرگی که نمونه در حین آزمایش از خود نشان می‌دهد، می‌بایست در نرم‌افزار حالت تغییر شکل‌پذیر را برای مخروط جدار نازک انتخاب نمود. در آزمون‌های تجربی برای اعمال نیروی محوری به دو سر نمونه‌ها معمولاً از دستگاه‌هایی پرس مانند استفاده می‌شود که نیروی فشاری را از طریق دو صفحه به دو سر نمونه منتقل می‌نماید. برای شبیه‌سازی دو فک پرس نیز از دو صفحه نازک که به‌صورت صلب در نظر گرفته‌شده، استفاده می‌گردد. همچنین برای شبیه‌سازی حالت‌های دینامیکی که در آن‌ها ضربه زننده دارای جرم مشخصی بوده و با سرعت خاصی با نمونه برخورد می‌نماید، می‌توان درروی صفحات نازک صلب، جرمی متمرکز را در نقطه مرجع برای این منظور تعریف نمود.



شکل ۵: صفحه صلب و جاذب شیاردار مدل شده

Fig. 5. Modeled rigid plate and grooved absorber.

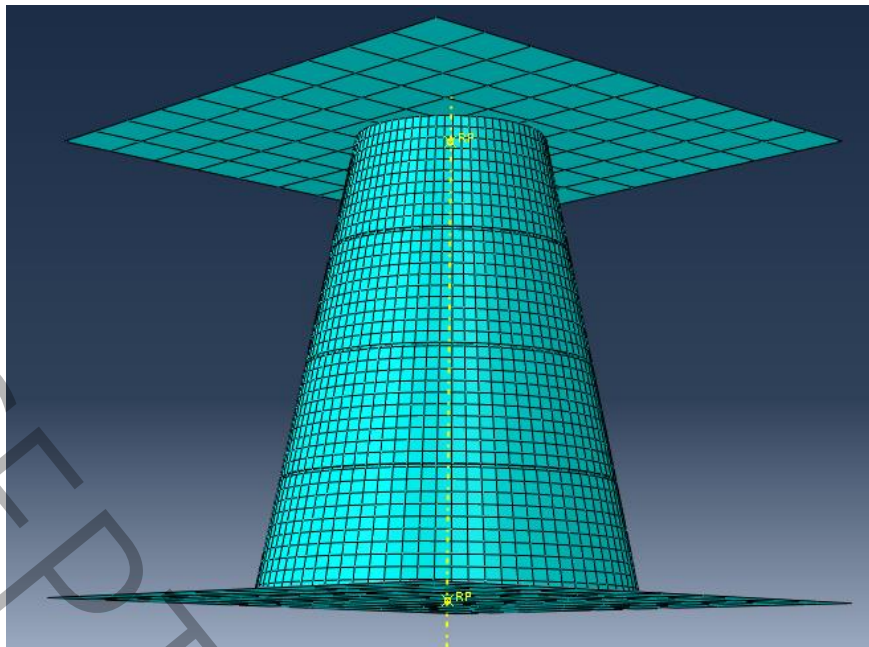
با توجه به ماهیت دینامیکی مسئله، تحلیل با استفاده از روش دینامیکی صریح انجام شده است. مدت زمان تحلیل ۰/۰۱۵ ثانیه در نظر گرفته شد تا از وقوع فروریزش کامل اطمینان حاصل شود. در مدل سازی تماس ها، از تماس سطح به سطح^۱ برای برهم کنش صفحات صلب با مخروط و فوم و از خود تماس^۲ برای مدل سازی برخورد جداره های مخروط با یکدیگر در طول فرآیند چین خوردگی (کمانش) استفاده شده است. شبکه بندی سه بعدی با استفاده از المان های استاندارد، خطی و هشت نقطه ای^۳ در آباکوس صورت گرفته است. به دلیل پیچیدگی مقطع برشی مخروط، از روش جاروبی^۴ برای تولید مش بهره برداری شده است (شکل ۶). از مزایای اصلی این نوع شبکه بندی، علاوه بر سازگاری مناسب با هندسه مدل، استفاده از انتگرال گیری کاهش یافته است که منجر به افزایش سرعت محاسبات نرم افزار در فرآیند تحلیل می شود. در شکل ۷ نمایی از جاذب مخروطی که در ابتدای روند فروریزش است آورده شده، در این مرحله چین خوردگی اول در حال تشکیل است. همچنین ایجاد تمرکز تنش در شیارهای پس از آن نیز با تغییر رنگ مدل که نشان دهنده تنش وارده است، قابل تشخیص است.

¹ Surface-to-Surface

² Self-Contact

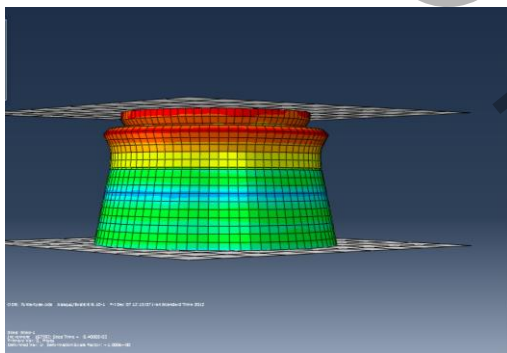
³ C3D8R

⁴ sweep

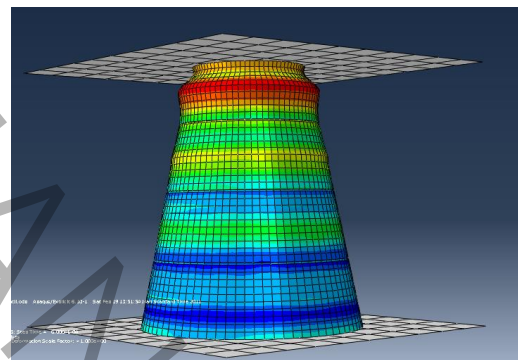


شکل ۶: نمایی از مدل شبکه‌بندی شده

Fig. 6. Representation of the meshed model.



(ب)



(الف)

شکل ۷: (الف) شروع فروریزش مدل نهایی (ب) جاذبی که بیش از نیمی از آن فروریزش کرده

Fig. 7. (a) Collapse initiation of the final model, (b) Absorber in a state with over 50% collapse.

۴- نتایج و بحث

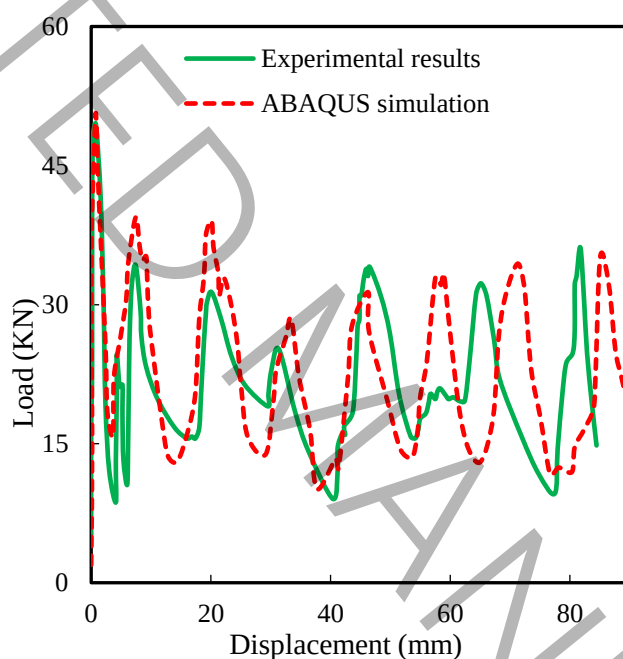
در این بخش، ابتدا نتایج مدل‌های تحلیلی و عددی ارائه شده با سایر نتایج مقالات دیگر مقایسه خواهد شد تا از نتایج به دست آمده اطمینان حاصل گردد. بدین منظور نتایج به دست آمده در حالت‌های مختلف با نتایج مراجع [۲۴] و [۲۵] مقایسه خواهد شد. شکل ۸ تغییرات نیرو بر حسب جابجایی را برای جاذب فولادی مخروطی بدون شیار و توخالی (بدون فوم) تحت بار شبه استاتیکی و مقایسه بین نتایج عددی مقاله حاضر با نتایج تجربی مراجع [۲۴] را نشان می‌دهد. مشخصات جاذب در

جدول ۱ آورده شده است. مطابق این شکل مطابقت مناسبی بین نتایج وجود دارد و این موضوع حاکی از دقت مناسب شبیه‌سازی انجام‌شده می‌باشد. لازم به ذکر است، هر نوسان نمودار نشان‌دهنده ایجاد یک چین‌خوردگی است. نیروی متوسط فروریزش پارامتری است که می‌توان به کمک آن، دقت مدل تحلیلی را سنجید. در این حالت، نیروی فروریزش عددی برابر $21/13 \text{ kN}$ می‌باشد که به مقدار تحلیلی $(21/54 \text{ kN})$ بسیار نزدیک است.

جدول ۱: مشخصات هندسی و خواص مکانیکی جاذب فولادی [۲۴].

Table 1. Geometrical and mechanical properties of the steel absorber [24].

خواص مکانیکی				مشخصات هندسی			
$\rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$	$E \text{ (GPa)}$	$\sigma_0 \text{ (MPa)}$	ν	$t \text{ (mm)}$	$h \text{ (mm)}$	$D_1 \text{ (mm)}$	$\phi \text{ (deg)}$
۷۸۰۹	۲۰۰	۴۰۱/۴	۰/۳	۱/۱۹	۱۰۰	۴۰	۵

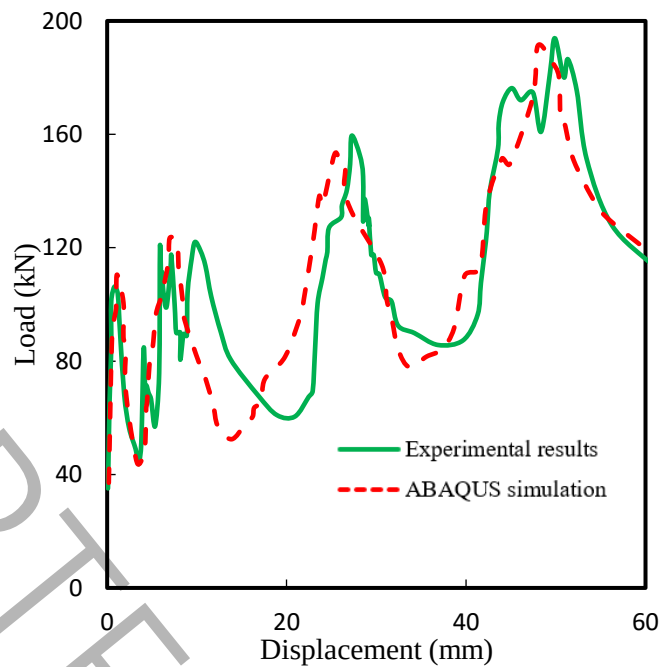


شکل ۸: منحنی تغییرات نیرو - جابجایی جاذب مخروطی بدون شیار توخالی تحت بار شبه استاتیکی و مقایسه نتایج عددی با نتایج تجربی [۲۴].

Fig. 8. Force–displacement curve of a hollow conical absorber without grooves under quasi-static loading, comparing numerical and experimental results [24].

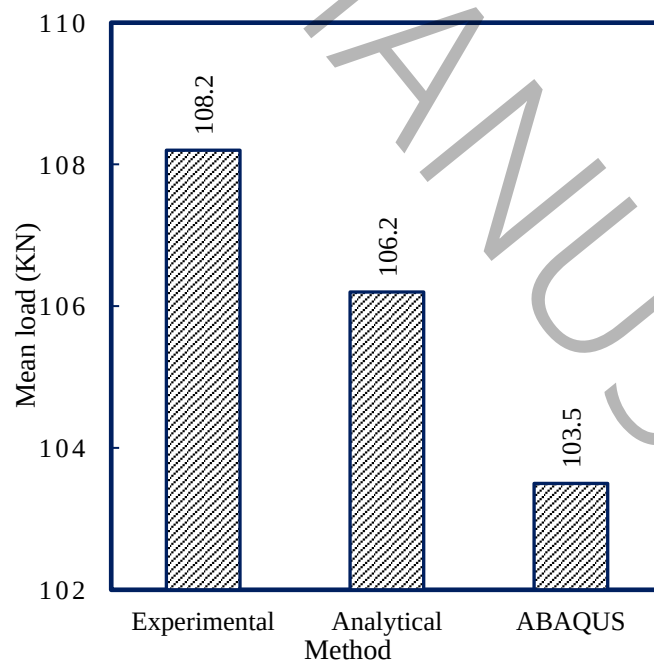
به‌منظور صحت سنجی مدل ارائه‌شده در پیش‌بینی جاذب مخروطی بدون شیار پر شده با فوم تحت بارگذاری دینامیکی، نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی مرجع [۲۵] مقایسه شده است. در این حالت، جاذب فلزی از جنس فولاد (

جدول ۱) و فوم آلومینیومی نیز با چگالی $0/534 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ در نظر گرفته شده است. همچنین، جرم ضربه زننده 60 kg و سرعت آن $15 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ می‌باشد. شکل ۹ روند تغییرات منحنی نیرو-جابجایی و مقایسه نتایج شبیه‌سازی و تجربی را نشان می‌دهد. بر اساس این شکل، نتایج شبیه‌سازی از دقت مناسبی برخوردار است. همچنین نمودار نیروی متوسط فروریزش در شکل ۱۰ نشان داده شده است. خطای مدل تحلیلی و شبیه‌سازی در تخمین نیروی متوسط فروریزش به ترتیب برابر $1/2\%$ و $4/3\%$ می‌باشد، که نشان‌دهنده دقت مناسب مدل تحلیلی و شبیه‌سازی است.



شکل ۹: منحنی تغییرات نیرو - جابجایی جاذب مخروطی بدون شیار پر شده با فوم تحت بار دینامیکی و مقایسه نتایج عددی با نتایج تجربی [۲۵].

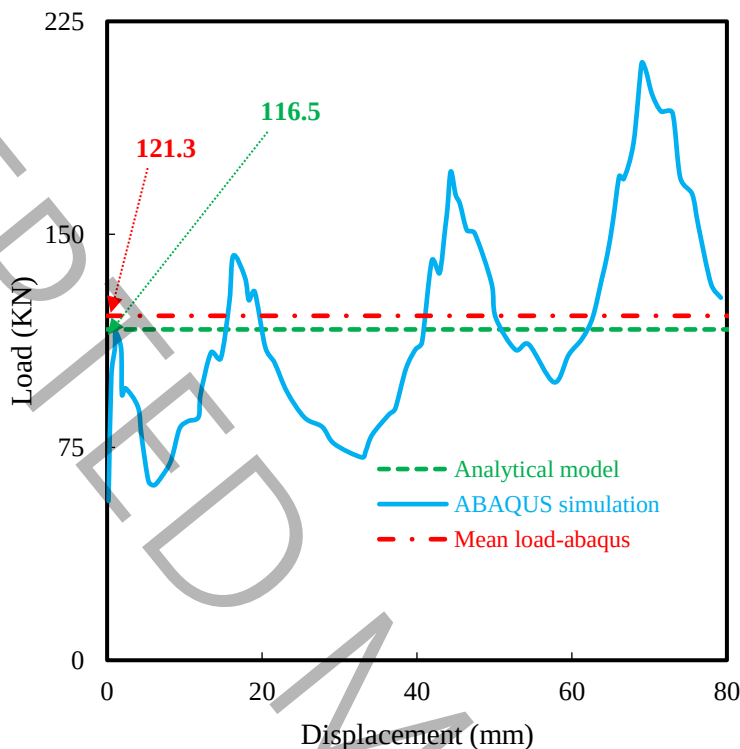
Fig. 9. Force–displacement curve of a foam-filled, without grooved conical absorber under dynamic loading, comparing numerical and experimental results [25].



شکل ۱۰: مقدار نیروی متوسط فروریزش و مقایسه روش های مختلف.

Fig. 10. Average collapse force and comparison of different methods.

با توجه به دقت قابل قبول مدل تحلیلی و عددی، در ادامه جذب انرژی جاذب شیاردار پرشده با فوم (چگالی $\frac{g}{cm^3} = 0.534$) تحت بار ضربه‌ای به کمک این دو روش بررسی خواهد شد (شکل ۱۱). در این حالت، ۷ شیار مستطیلی بر روی جاذب فلزی فولادی با مشخصات $D_1 = 54 \text{ mm}$ ، $h = 150$ ، $\phi = 10^\circ$ و $t = 1/5 \text{ mm}$ در نظر گرفته شده است. همچنین، جرم ضربه زننده 50 kg و سرعت آن $20 \frac{m}{s}$ می‌باشد. همان‌طور از این شکل مشخص است، مطابقت مناسبی بین نتایج وجود دارد.



شکل ۱۱: منحنی تغییرات نیروی فروریزش برحسب تغییر مکان جاذب مخروطی شیاردار پرشده با فوم و مقایسه مدل‌سازی تحلیلی و شبیه‌سازی.

Fig. 11. Collapse force–displacement response of the foam-filled, grooved conical absorber: comparison between analytical modeling and simulation.

در ادامه، اثرات پارامترهای مختلف بر روی عملکرد جاذب مخروطی شیاردار پرشده با فوم بررسی می‌شود. برای این منظور ۱۸ مدل مختلف از جاذب بررسی می‌گردد که در هر ۳ مدل یک پارامتر تغییر داده شده و سایر پارامترها ثابت در نظر گرفته می‌شود. برای ۱۸ مدل مورد بررسی از کدهای E1 تا E18 مطابق جدول ۲ استفاده شده است. پارامترهای مورد بررسی شامل زاویه شیب مخروط (E1 تا E3)، ضخامت دیواره مخروط (E4 تا E6)، تعداد شیار محیطی ایجاد شده در بدنه مخروط (E7 تا E9)، چگالی فوم مورد استفاده به‌عنوان پرکننده هسته مخروط (E10 تا E12) است. برای ۱۸ مدل ارائه شده نتایج شبیه‌سازی عددی با آباکوس و نتایج مدل تحلیلی باهم آورده شده و مقایسه گردیده‌اند. برای کلیه حالت‌ها طول جاذب 150 mm و قطر کوچک 54 mm می‌باشد.

جدول ۲: مدل‌های ارائه شده جهت بررسی پارامتریک رفتار جاذب مخروطی شیاردار پرشده با فوم تحت بار دینامیکی

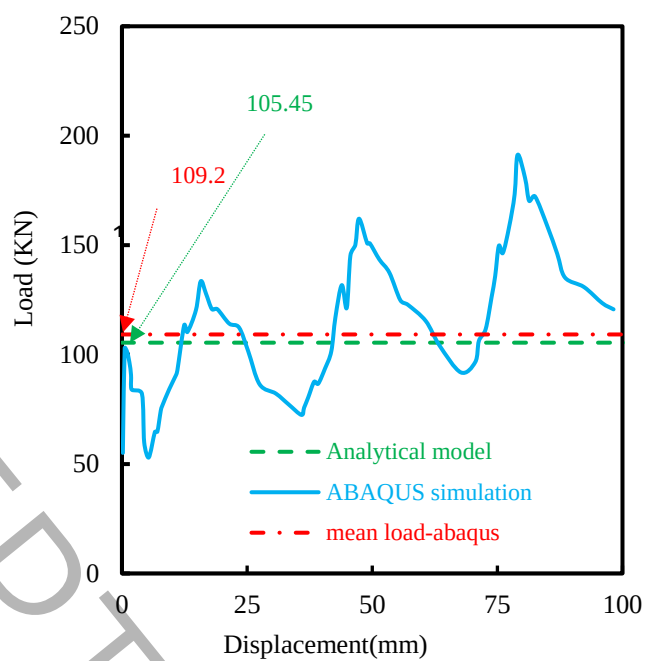
Table 2. Models proposed for parametric investigation of the foam-filled, grooved conical absorber under dynamic loading.

پارامتر	نام مدل	ϕ (deg)	t (mm)	تعداد شیار	ρ (g/cm ³)	G(kg)	V_0 (m/s)
زاویه مخروط	E1	۵	۱/۵	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
	E2	۱۰	۱/۵	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
	E3	۱۵	۱/۵	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
ضخامت دیواره	E4	۱۰	۱	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
	E5	۱۰	۱/۵	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
	E6	۱۰	۲	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
تعداد شیار	E7	۱۰	۱/۵	۵	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
	E8	۱۰	۱/۵	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
	E9	۱۰	۱/۵	۹	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
دانسیته فوم	E10	۱۰	۱/۵	۷	۰/۲۲	۵۰	۲۰
	E11	۱۰	۱/۵	۷	۰/۵۳۴	۵۰	۲۰
	E12	۱۰	۱/۵	۷	۰/۷۱	۵۰	۲۰

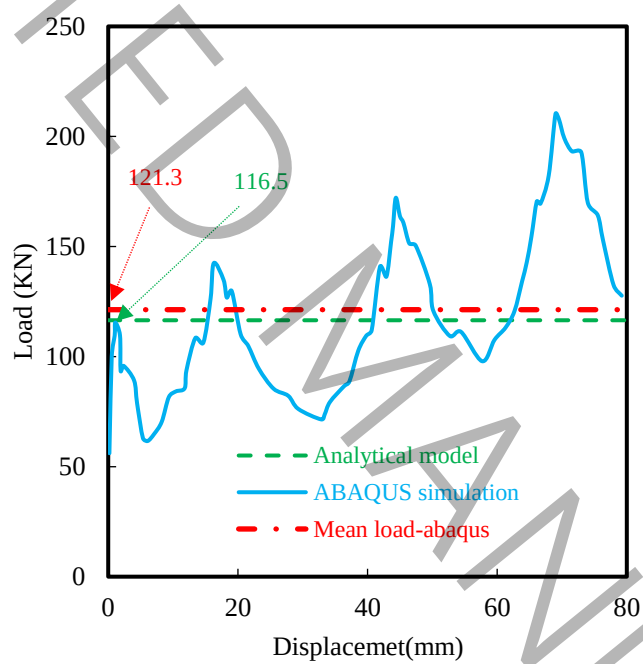
در مدل‌های E1 تا E3 اثر تغییر زاویه جداره مخروط بررسی شده است. زاویه مخروط از ۵ تا ۱۵ درجه تغییر نموده و نمودارهای نیروی فروریزش برحسب تغییر مکان جاذب برای هر سه مدل در شکل ۱۲ آورده شده و نتایج مدل تحلیلی با نتایج شبیه‌سازی عددی مقایسه شده است. در شکل ۱۳ مقادیر نیروی فروریزش حل تحلیلی و شبیه‌سازی عددی با تغییر زاویه مخروط باهم مقایسه و درصد افزایش نیروی متوسط فروریزش با افزایش زاویه مخروط بررسی شده است. مشاهده می‌گردد که نتایج مدل تحلیلی در محاسبه نیروی متوسط فروریزش همخوانی مناسبی با نتایج شبیه‌سازی عددی دارد. همچنین با افزایش زاویه مخروط نیروی متوسط فروریزش افزایش یافته و این نیروی متوسط نسبت مستقیم با مقدار نیروی جذب‌شده دارد، لذا با افزایش زاویه مخروط قابلیت جذب انرژی جاذب افزایش می‌یابد.

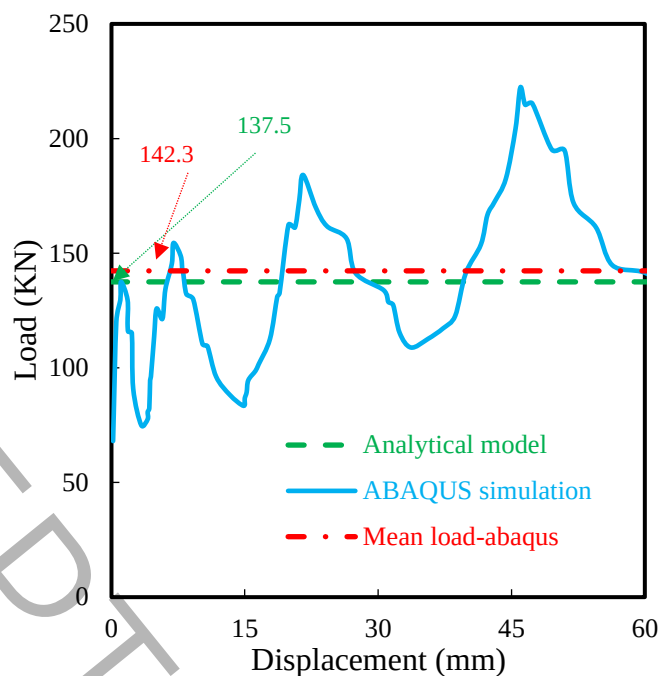
درواقع می‌توان ادعا نمود که با افزایش زاویه مخروط، سازه به سمت استوانه شدن میل می‌کند. از دیدگاه کمانش، مخروط‌ها به دلیل انحنای مضاعف، مقاومت اولیه بیشتری در برابر کمانش نسبت به استوانه‌ها دارند؛ اما در فرآیند فروریزش پیش‌رونده، با افزایش زاویه، چین‌خوردگی‌ها در قطر بزرگ‌تر اتفاق می‌افتند و نیاز به تغییر شکل پلاستیک در حجم بیشتری از ماده توزیع می‌شود. درعین حال، هرچه مخروط بازتر باشد (زاویه بیشتر)، سختی جانبی آن در برابر کمانش موضعی در جهت شعاعی کاهش می‌یابد. این می‌تواند منجر به فروریزش با نیروی متوسط پایین‌تر شود، زیرا انرژی کمتری برای خم کردن جداره‌های گسترده‌تر مصرف می‌گردد. همچنین، نسبت انرژی جذب‌شده به حجم یا جرم ممکن است کاهش یابد، چراکه سازه با زاویه بزرگ‌تر ممکن است در نسبت به جرم خود، کمتر بهینه عمل کند.

(الف)



(ب)

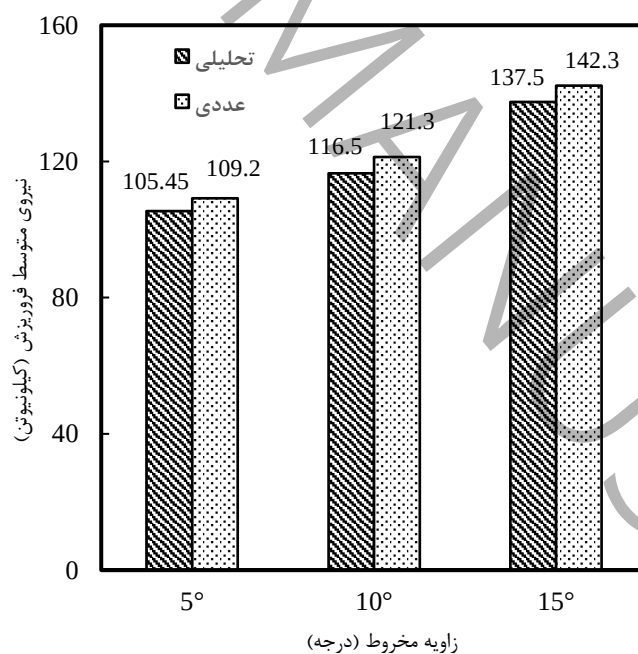




شکل ۱۲: منحنی تغییرات نیروی فروریزش برحسب تغییر مکان جاذب و مقایسه نتایج مدل تحلیلی و شبیه‌سازی با آباکوس برای مدل‌های الف) E1،

ب) E2 و ج) E3

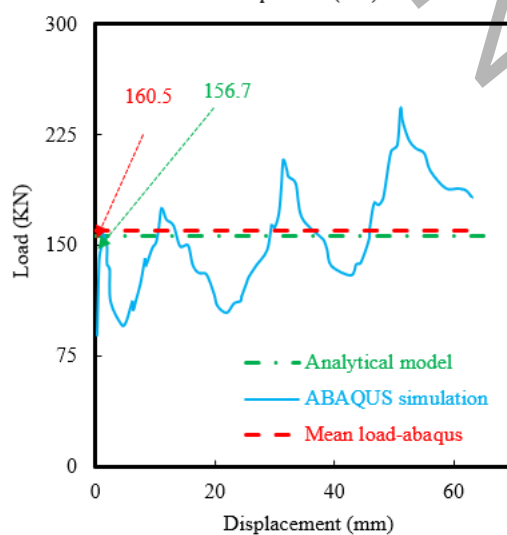
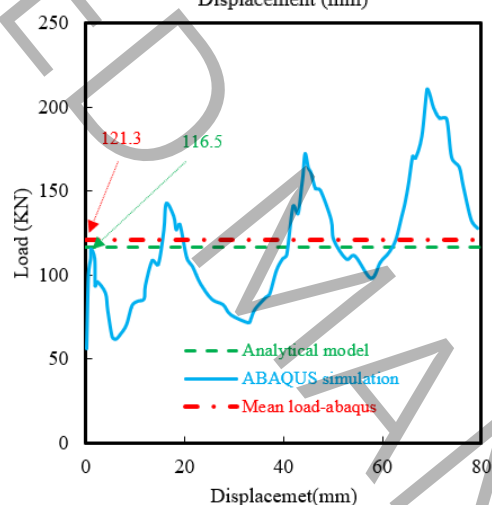
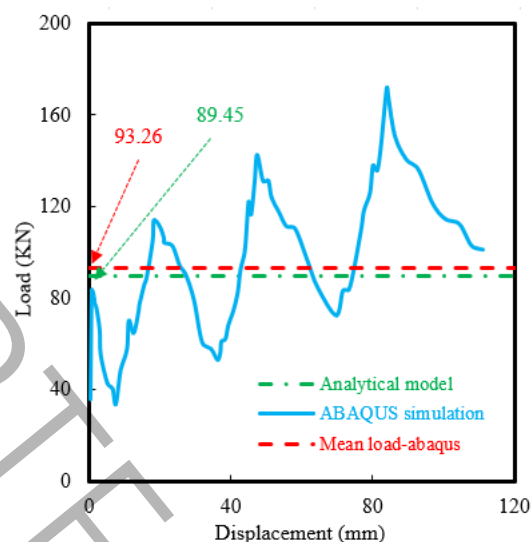
Fig. 12. Collapse force–displacement responses of the absorber: comparison between analytical and Abaqus simulation results for models (a) E1, (b) E2, and (c) E3.



شکل ۱۳: نمودار نیروی متوسط فروریزش برحسب زاویه مخروط و مقایسه نتایج تحلیلی و عددی

Fig. 13. Average collapse force as a function of cone angle: comparison between analytical and numerical results.

در سه مدل E4 تا E6 اثر تغییر ضخامت دیواره مخروط مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل‌های ۱۴-الف تا ۱۴-ج نمودار نیروی متوسط فروریزش بر حسب تغییر مکان جاذب برای سه مدل E4 تا E6 آورده شده و مقادیر شبیه‌سازی عددی با مدل تحلیلی مقایسه شده است. در مدل E4 ضخامت دیواره ۱mm، در مدل E5 ضخامت دیواره ۱/۵mm و در مدل E6 ضخامت دیواره ۲mm است و عمق شیار ایجاد شده همواره نصف ضخامت دیواره در نظر گرفته شده است.



شکل ۱۴. منحنی تغییرات نیروی فروریزش بر حسب تغییر مکان جاذب و مقایسه نتایج مدل تحلیلی و شبیه‌سازی با آباکوس برای مدل‌های الف) E4،

ب) E5 و ج) E6

Fig. 14. Collapse force–displacement responses of the absorber: comparison between analytical and Abaqus simulation results for models (a) E4, (b) E5, and (c) E6.

جدول ۳: مقادیر نیروی متوسط فروریزش مدل تحلیلی و شبیه‌سازی عددی در مدل‌های E4 تا E6

Table 3. Average collapse forces from analytical and numerical simulations for models E4–E6.

مدل	ضخامت دیواره (mm)	نیروی متوسط فروریزش در مدل تحلیلی (kN)	نیروی متوسط فروریزش در شبیه‌سازی عددی (kN)	درصد خطا	درصد افزایش نیروی متوسط فروریزش نسبت به مدل E4
E4	۱	۸۹/۴۵	۹۳/۲۶	۴/۲	۰
E5	۱/۵	۱۱۶/۵	۱۲۱/۳	۴/۱	۳۰
E6	۲	۱۵۶/۷	۱۶۰/۵	۲/۴	۷۵

از ستون آخر این جدول می‌توان مشاهده کرد که در مدل با ضخامت ۱/۵mm مقدار نیروی متوسط نسبت به حالت ۱mm به مقدار ۳۰ درصد افزایش یافته و این افزایش برای مدل بعدی با ضخامت ۲mm از مقداری برابر با ۷۵ درصد برخوردار است. با افزایش ضخامت دیواره مخروط مقاومت سازه در برابر تغییر شکل به صورت فیزیکی به طور چشمگیری افزایش می‌یابد. از دیدگاه تحلیلی، سختی خمشی پوسته به توان سوم ضخامت وابسته است؛ بنابراین، یک افزایش جزئی در ضخامت، منجر به افزایش قابل توجهی در توانایی مقطع برای مقاومت در برابر خمش و کمانش موضعی می‌شود. این به معنای آن است که برای شروع فرآیند لهیدگی و همچنین ادامه چین‌خوردگی‌های پلاستیک، انرژی بیشتری مورد نیاز است که خود را در افزایش نیروی متوسط فروریزش و ظرفیت جذب انرژی کل نشان می‌دهد. به طور خاص، هرچه دیواره ضخیم‌تر باشد، ماده بیشتری برای تغییر شکل پلاستیک در دسترس است و در نتیجه، انرژی بیشتری می‌تواند در واحد طول فروریزش مستهلک شود. این افزایش مقاومت و ظرفیت جذب انرژی اغلب منجر به بهبود جذب انرژی ویژه نیز می‌گردد، مگر اینکه افزایش جرم سازه برافزایش توانایی جذب انرژی غلبه کند. در مجموع، افزایش ضخامت، سازه را از نظر فیزیکی سخت‌تر و مقاوم‌تر در برابر تغییر شکل پلاستیک می‌کند و ظرفیت آن را برای استهلاک انرژی ضربه به نحو مؤثری بالا می‌برد. همچنان که قبلاً اشاره شد تعداد شیار ایجاد شده همواره می‌بایست عددی فرد باشد چرا که بنا بر آزمایش‌های تجربی در فروریزش جاذب‌های لوله‌ای همواره اولین و آخرین چین‌خوردگی به سمت بیرون صورت می‌گیرد. در نتیجه برای پیروی از تمایل ذاتی جاذب و جلوگیری شیوه‌های فروریزش غیرعادی و ناخواسته باید در ایجاد شیار همواره شیار اول و آخر در جداره داخلی مخروط ایجاد گردند. نتایج مدل‌های E7 تا E9 در جدول ۴ آورده شده است. همچنان که مشاهده می‌شود با افزایش تعداد شیار میزان نیروی متوسط فروریزش کاهش می‌یابد، همچنین می‌توان مشاهده کرد که میزان نیروی کمانش اولیه نیز کاهش یافته است.

با افزایش تعداد شیارها در دیواره مخروط، هم نیروی کمانش اولیه و هم نیروی متوسط فروریزش کاهش می‌یابد. این کاهش در نیروی کمانش اولیه به این دلیل است که شیارها نقاط ضعف طراحی شده‌ای را ایجاد می‌کنند که یکپارچگی محیطی مقطع را کاهش داده و باعث می‌شوند سازه در برابر بارهای اولیه با مقاومت کمتری کمانش کند. در مورد نیروی متوسط فروریزش، افزایش بیش‌ازحد شیارها منجر به تضعیف کلی مقطع عرضی مؤثر می‌شود؛ به این معنا که مساحت خالص ماده فلزی باربر کاهش یافته و توانایی سازه در تحمل میانگین نیرو در طول فرآیند لهیدگی کاهش می‌یابد، چرا که انرژی کمتری در هر واحد طول تغییر شکل مستهلک می‌شود. این پدیده نشان‌دهنده غالب بودن اثر تضعیف مقطع بر هرگونه مزیت احتمالی ناشی از کنترل فروریزش توسط شیارهای بیشتر در این محدوده طراحی است.

جدول ۴: مقادیر نیروی متوسط فروریزش مدل تحلیلی و شبیه‌سازی عددی در مدل‌های E7 تا E9

Table 4. Average collapse forces from analytical and numerical simulations for models E7–E9.

مدل	تعداد شیار	نیروی متوسط فروریزش در مدل تحلیلی (kN)	نیروی متوسط فروریزش در شبیه‌سازی عددی (kN)	درصد خطا	درصد افزایش نیروی متوسط فروریزش نسبت به مدل E7
E7	۵	۱۳۱/۴۱	۱۳۳/۳	۱/۴	۰
E8	۷	۱۱۶/۵	۱۲۱/۳	۴/۱	۱۱
E9	۹	۱۰۵/۴	۱۱۲/۰۷	۶/۳	۱۹

در سه مدل E10 و E11 و E12 اثر دانسیته فوم تزریق شده در هسته مخروط بررسی شده است. در این قسمت سه دانسیته متداول در مقالات که پارامترهای لازم برای آن‌ها در دسترس است استفاده شده است. در مدل E10 دانسیته $۰/۲۲ \frac{g}{cm^3}$ ، در مدل E11 دانسیته $۰/۵۳۴ \frac{g}{cm^3}$ و در مدل E12 دانسیته $۰/۷۱ \frac{g}{cm^3}$ است.

جدول ۵: مقادیر نیروی متوسط فروریزش مدل تحلیلی و شبیه‌سازی عددی در مدل‌های E10 تا E12

Table 5. Average collapse forces from analytical and numerical simulations for models E10–E12.

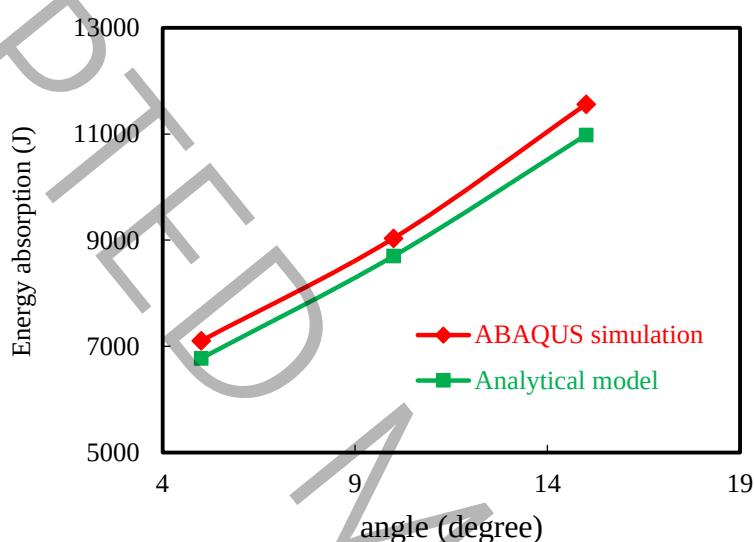
مدل	دانسیته فوم ($\frac{g}{cm^3}$)	نیروی متوسط فروریزش در مدل تحلیلی (kN)	نیروی متوسط فروریزش در شبیه‌سازی عددی (kN)	درصد خطا	درصد افزایش نیروی متوسط فروریزش نسبت به مدل E10
E10	۰/۲۲	۸۴/۸	۸۷/۲	۲/۸	۰
E11	۰/۵۳۴	۱۱۶/۵	۱۲۱/۳	۴/۱	۳۷
E12	۰/۷۱	۱۲۴/۴	۱۳۲/۱۵	۶/۲	۴۶

با توجه جدول ۵ در مدل E11 افزایش نیروی متوسط فروریزش معادل ۳۷ درصد نسبت به مدل E10 حاصل شده است و در مدل E12 که در آن از چگالی $۰/۷۱ \frac{g}{cm^3}$ استفاده شده، نیروی متوسط به میزان ۴۶ درصد فروریزش افزایش یافته است.

با حضور فوم پلی‌اورتان به عنوان پرکننده جاذب، جاذب‌های انرژی عملکرد بهتری از خود نشان می‌دهند؛ زیرا فوم با مکانیزم‌هایی نظیر لهیدگی و شکست سلول‌ها، انرژی زیادی را جذب کرده و همچنین به عنوان تکیه‌گاه داخلی، پایداری فروریزش مخروط را بهبود می‌بخشد که این منجر به افزایش قابل توجه نیروی متوسط فروریزش و جذب انرژی ویژه می‌شود. همچنین، افزایش چگالی فوم، به دلیل قوی‌تر شدن دیواره‌های سلولی و مقاومت بیشتر در برابر لهیدگی، به طور مستقیم به افزایش توانایی جذب انرژی و در نتیجه افزایش انرژی متوسط ویژه منجر می‌گردد.

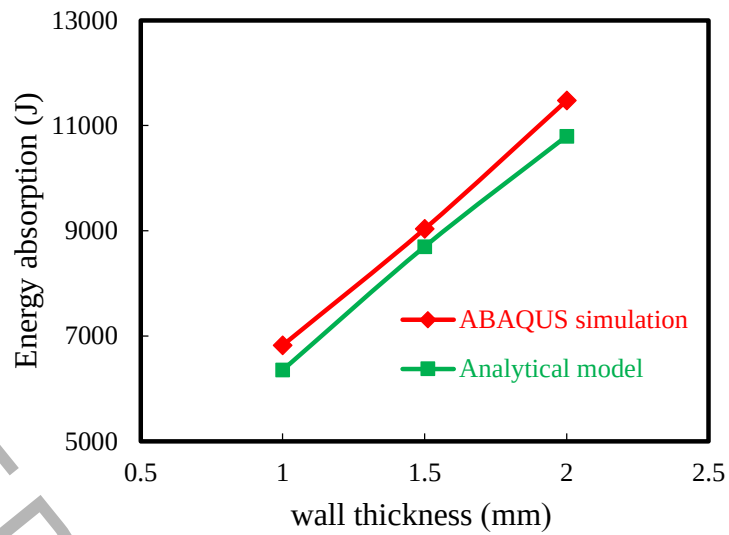
در شکل ۱۵ تا ۱۸ منحنی میزان جذب انرژی جاذب بر حسب زاویه جداره مخروط مطابق مدل‌های E1 تا E3، منحنی میزان جذب انرژی جاذب بر حسب ضخامت دیواره مخروط مطابق مدل‌های E4 تا E6، منحنی میزان جذب انرژی جاذب بر حسب تعداد شیار مطابق مدل‌های E7 تا E9 و منحنی میزان جذب انرژی جاذب بر حسب دانسیته فوم مطابق مدل‌های E10 تا E12 آورده شده است. در شکل ۱۵ منحنی میزان جذب انرژی

جاذب برحسب زاویه جداره مخروط مطابق مدل‌های E1 تا E3 آورده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش ۱۰ درجه‌ای زاویه مخروط انرژی جذب‌شده توسط جاذب ۳۰ درصد افزایش می‌یابد. در شکل ۱۶ منحنی میزان جذب انرژی جاذب برحسب ضخامت دیواره مخروط مطابق مدل‌های E4 تا E6 آورده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش ۱ mm در دیواره مخروط انرژی جذب‌شده توسط جاذب ۶۲ درصد افزایش می‌یابد. در شکل ۱۷ منحنی میزان جذب انرژی جاذب برحسب تعداد شیار محیطی مطابق مدل‌های E7 تا E9 آورده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد شیار از ۵ به ۹ شیار انرژی جذب‌شده توسط جاذب ۱۹ درصد کاهش یافته است. در شکل ۱۸ منحنی میزان جذب انرژی جاذب برحسب دانسیته فوم مطابق مدل‌های E10 تا E12 آورده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دانسیته فوم از $0.22 \frac{g}{cm^3}$ به $0.71 \frac{g}{cm^3}$ انرژی جذب‌شده توسط جاذب ۵۱ درصد افزایش می‌یابد.



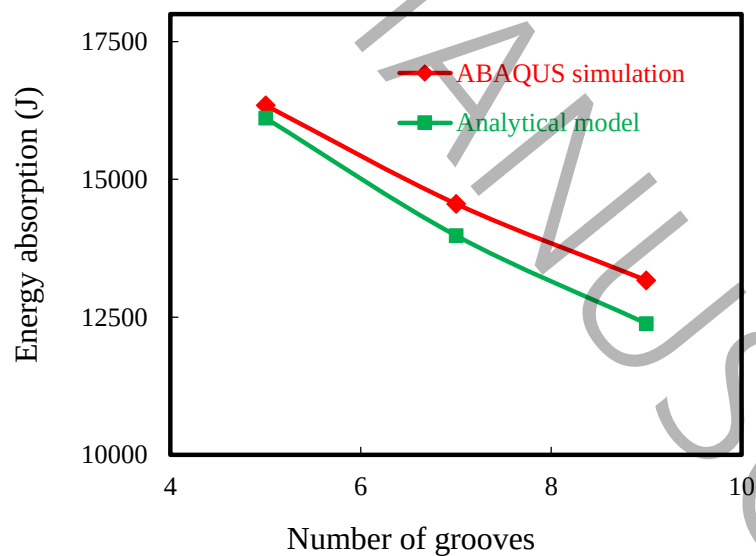
شکل ۱۵: اثر تغییر زاویه مخروط بر انرژی قابل جذب

Fig. 15. Influence of cone angle on the energy absorption.



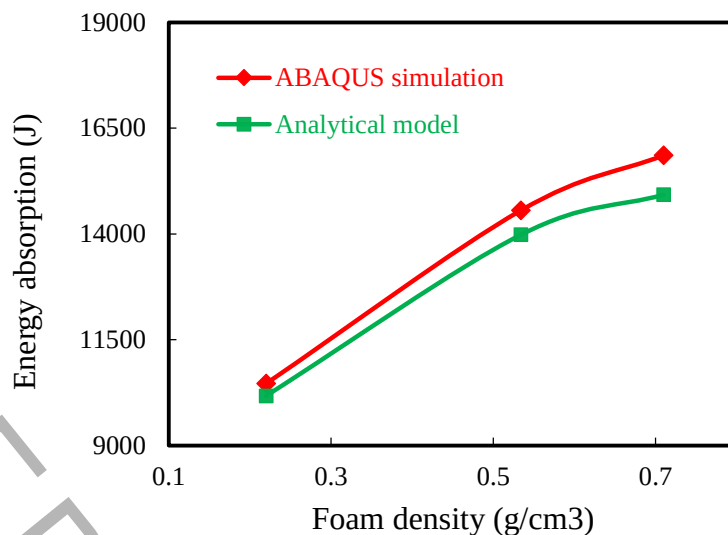
شکل ۱۶: اثر تغییر ضخامت دیواره مخروط بر انرژی قابل جذب

Fig. 16. Influence of cone wall thickness on the energy absorption.



شکل ۱۷: اثر تعداد شیار محیطی مخروط بر انرژی قابل جذب

Fig. 17. Influence of the number of circumferential grooves on the cone's energy absorption.



۱ شکل ۱۸: اثر تغییر چگالی فوم بر انرژی قابل جذب

Fig. 18. Influence of foam density on the energy absorption.

۵- نتیجه گیری

در این مقاله، ضمن بررسی روش‌های عمومی تحلیل جاذب‌های انرژی، روش تحلیلی جدیدی برای تحلیل فروریزش مقطع‌های مخروطی شیاردار حاوی فوم ارائه شد. جهت صحت‌گذاری روش تحلیلی، شبیه‌سازی عددی از فرآیند فروریزش توسط نرم‌افزار آباکوس نیز ارائه گردید. در ابتدا جهت اطمینان از نتایج مدل تحلیلی، نتایج مدل تحلیلی با نتایج حاصل از آزمون‌های تجربی و همچنین شبیه‌سازی با آباکوس مقایسه گردید. پس از انجام مقایسه و مشاهده تطابق خوب میان مدل تحلیلی و نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی، به بررسی تأثیر پارامترهای هندسی مختلف جاذب همچون ضخامت دیواره، شیب دیواره، تعداد شیار، دانسیته فوم، در نحوه فروریزش جاذب‌های مخروطی فلزی جدار نازک پرداخته شد. بر اساس نتایج زیر به دست آمد:

- مدل تحلیلی جدیدی برای محاسبه نیروی متوسط فروریزش، میزان جذب انرژی و میزان لهیدگی جاذب مخروطی شیاردار حاوی فوم تحت اثر بار ضربه‌ای محوری ارائه گردید. این روش تحلیلی روش جدیدی برای مدل‌سازی این نوع جاذب‌ها می‌باشد و بر اساس مقایسه صورت گرفته نتایج حاصل از مدل تحلیلی همخوانی مناسبی با نتایج شبیه‌سازی عددی با آباکوس و نیز نتایج تجربی داشته است.

- افزودن فوم به هسته جاذب باعث افزایش نیروی لهیدگی متوسط می‌گردد ولی تأثیر محسوسی بر نیروی کمانش اولیه ندارد. در مدل‌های بررسی شده با افزایش دانسیته فوم از $0.22 \frac{g}{cm^3}$ به $0.71 \frac{g}{cm^3}$ ، تا ۵۰ درصد افزایش در قابلیت جذب انرژی مشاهده شد.

- ایجاد شیار در بدنه جاذب مخروطی باعث کاهش نیروی متوسط فروریزش و در نتیجه کاهش میزان جذب انرژی می‌گردد ولی درصد این کاهش کمتر از میزان کاهش نیروی کمانش اولیه است. در کل ایجاد شیار در جاذب مخروطی باعث بهبود در پارامترهای موردتوجه در طراحی جاذب از جمله نیروی کمانش اولیه می‌گردد.

- افزایش زاویه دیواره جاذب مخروطی در محدوده متعارف، نسبت به خط محوری آن باعث افزایش میزان قابلیت جذب انرژی می‌گردد که در مدل‌های بررسی شده تا ۳۰ درصد افزایش مشاهده شد.

- افزایش ضخامت دیواره مخروط باعث افزایش میزان جذب انرژی می‌گردد و شیب این تغییر نیز نسبتاً تند است به عبارتی افزایش ضخامت جداره مخروط منجر به افزایش چشمگیر قابلیت جذب انرژی جاذب می‌گردد و در بررسی‌های انجام شده تا ۶۰ درصد افزایش قابلیت جذب انرژی مشاهده گردید.

- افزایش دانسیته فوم مورد استفاده در هسته جاذب مخروطی منجر به افزایش قابلیت جذب انرژی در جاذب می‌گردد.

- [1] J. Rouzegar, M.R. Keshavarz, H. Assaee, Experimental Study of Energy Absorption of Square Column under Multi-Indentation Loading, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 51(1) (2019) 33–42. (in Persian)
- [2] S.J. Hosseini pour, G.H. Daneshi, Experimental studies on thin-walled grooved tubes under axial compression, *Experimental Mechanics*, 44(1) (2004) 101–108.
- [3] A. Tafazoli, M. Asgari, A. Ghaznavi, Numerical and Experimental Study Of Energy Absorption of Multi-Layer Aluminum-Composite Conical Frustum Structures under Axial Loading, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 54(8) (2022) 1851–1866. (in Persian)
- [4] S. Feli, m.h. kiani, s.s. jafari, Investigation of the performance of multi-cellular energy absorbers with functionally graded thickness under impact loading, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 56(10) (2024) 1451–1472. (in Persian)
- [5] R. Khondabi, H. Khadarahmi, R. Hosseini, M. Zia Shamami, Experimental and Numerical Investigation into the Effect of Core Density on the Energy Absorption of Sandwich Panels with Aluminum Face Sheets and Polyurethane Foam Core, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 52(10) (2019) 2839–2858. (in Persian)
- [6] W. Wang, Y. Wang, Z. Zhao, Z. Tong, X. Xu, C.W. Lim, Numerical Simulation and Experimental Study on Energy Absorption of Foam-Filled Local Nanocrystallized Thin-Walled Tubes under Axial Crushing, *Materials*, 15(16) (2022) 5556.
- [7] K. Liu, Z. Yu, K. Wang, L. Jing, Quasi-Static and Dynamic Collapse Behavior of Circular Foam-Filled Tubes Inspired by Bamboos, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 37(1) (2024) 169.
- [8] V. Hoseini, M. Shariati, M. Mirzababaei, M.M. Rokhi, Experimental and Numerical Analysis of Energy Absorption of Hollow and Foam filled thick-wall Aluminum Tubes Considering Different Damage Models, *Journal of Mechanical Engineering of the University of Tabriz* 51(4) (2022) 95–104. (in Persian)
- [9] V. Kumar Reddy Sirigiri, V. Yadav Gudiga, U. Shankar Gattu, G. Suneesh, K. Mohan Buddaraju, A review on Johnson Cook material model, *Materials Today: Proceedings*, 62 (2022) 3450–3456.
- [10] A. Needleman, V. Tvergaard, An analysis of ductile rupture in notched bars, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 32(6) (1984) 461–490.
- [11] G. Rousselier, Dissipation in porous metal plasticity and ductile fracture, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 49(8) (2001) 1727–1746.
- [12] S. Azarakhsh, A. Rahi, Experimental and Numerical Investigation of Energy Absorption in Thin-Walled Bi-tubular Conical Tubes under Axial Load, *Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of ISME*, 21(3) (2019) 138–157. (in Persian)
- [13] A. Ghamarian, H.R. Zarei, M.T. Abadi, Experimental and numerical crashworthiness investigation of empty and foam-filled end-capped conical tubes, *Thin-Walled Structures*, 49(10) (2011) 1312–1319.
- [14] S. Hou, X. Han, G. Sun, S. Long, W. Li, X. Yang, Q. Li, Multiobjective optimization for tapered circular tubes, *Thin-Walled Structures*, 49(7) (2011) 855–863.
- [15] J.M. Alexander, An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading, *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 13(1) (1960) 10–15.
- [16] T. Wierzbicki, S.U. Bhat, W. Abramowicz, D. Brodtkin, Alexander revisited—A two folding elements model of progressive crushing of tubes, *International Journal of Solids and Structures*, 9 (24) (1992) 3269–3288.
- [17] A.G. Mamalis, D.E. Manolacos, S. Saigal, G. Viegela, W. Johnson, Extensible plastic collapse of thin-wall frusta as energy absorbers, *International Journal of Mechanical Sciences*, 28(4) (1986) 219–229.
- [18] S.J. Hosseini pour, G.H. Daneshi, Energy absorbtion and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression, *Thin-Walled Structures*, 41(1) (2003) 31–46.

- [19] W. Abramowicz, N. Jones, Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically, *International Journal of Impact Engineering*, 19(5) (1997) 415–437.
- [20] N.K. Gupta, Some aspects of axial collapse of cylindrical thin-walled tubes, *Thin-Walled Structures*, 32(1) (1998) 111–126.
- [21] D. Karagiozova, M.I. Alves, Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact—Part I: Experimental and numerical observations, *International Journal of Solids and Structures*, 41(5) (2004) 1565–1580.
- [22] S. Feli, E. Makhsousse, S.S. Jafari, Dynamic progressive buckling of thin-wall grooved conical tubes under impact loading, *International Journal of Crashworthiness*, 25(2) (2020) 220–229.
- [23] L.L. Tam, C.R. Calladine, Inertia and strain-rate effects in a simple plate-structure under impact loading, *International Journal of Impact Engineering*, 11(3) (1991) 349–377.
- [24] Z. Ahmad, D.P. Thambiratnam, Crushing response of foam-filled conical tubes under quasi-static axial loading, *Materials & Design*, 30(7) (2009) 2393–2403.
- [25] Z. Ahmad, D.P. Thambiratnam, Dynamic computer simulation and energy absorption of foam-filled conical tubes under axial impact loading, *Computers & Structures*, 87(3) (2009) 186–197.

Dynamic progressive buckling of thin wall foam filled conical tubes under impact loading

Saeed Feli^{*1}, Erfan Makhsousse¹, Seyed Sajad Jafari²

¹ Department of Mechanical Engineering, Razi University, Kermanshah, Iran.

² Department of Mechanical Engineering, Hamedan University of Technology, Hamedan, Iran.

ABSTRACT

Energy absorbers are of particular importance today due to their extensive application in industry, and they are recognized as key elements in enhancing safety and reducing damage resulting from impact. These absorbers dissipate the impact caused by axial loads through plastic deformation and buckling. In this paper, impact loading on foam-filled grooved conical absorbers has been investigated using analytical and numerical simulation methods. Initially, a novel analytical model for calculating the mean crushing force and the amount of energy absorption in absorbers is presented. This model is based on elastic and plastic energy absorption, which includes hinge bending and deformation between hinges. Numerical simulation of progressive dynamic crushing in these absorbers has been performed using the Abaqus, and the results have been compared with the analytical model and experimental results. The aim of this comparison was to evaluate the accuracy of the analytical model in predicting the actual behavior of the absorbers. Finally, the effect of various parameters such as cone angle, number of grooves, and foam density of the absorber on the amount of energy absorption has been investigated. The results of this investigation can be a useful guide in the optimal design of this type of energy absorbers.

Keywords:

Energy absorbers, Thin-walled grooved conical tubes, foam, Analytical model, Simulation.

¹ Corresponding Author: Email: felisaeid@razi.ac.ir