

液压支架立柱防冲吸能构件优化仿真及压溃实验研究

田立勇, 于晓涵, 周禹鹏, 孙业新, 于 宁

(辽宁工程技术大学 机械工程学院, 辽宁 阜新 123000)

摘要: 液压支架作为煤炭开采主要支护设备, 经常受到冲击地压影响, 防冲吸能构件起到保护液压支架作用, 为获得更大的初始支反力峰值与吸能量、更小的支反力分散度, 对吸能构件参数细化并通过ABAQUS有限元软件进行吸能构件的建模与压溃冲击仿真, 获取吸能构件的吸能性能及屈曲变形形态, 验证最优尺寸的吸能性能; 对比吸能构件平均支反力的预测数据与有限元仿真数据, 误差在15%以内, 最优尺寸构件的平均支反力模型预测误差为-3.40%, 验证吸能构件预测模型所预测数据较为准确; 搭建吸能构件压溃实验台, 选择5种加载速度, 以准静态压溃方式对定制加工的吸能构件进行轴向加载压溃实验, 实验结果表明: 不同加载速度轴向压溃实验, 支反力波动基本一致, 最大初始支反力峰值为2253.52 kN, 最大支反力标准差为206.23 kN, 最小初始支反力峰值为2096.26 kN, 最小支反力标准差为189.83 kN, 初始支反力峰值的平均值为2149.32 kN, 支反力标准差平均值为196.77 kN; 不同压溃速度下的轴向压溃实验数据与吸能构件有限元仿真数据对比, 初始支反力峰值、支反力标准差的相对误差分别为5.6%、11.07%; 对最优尺寸吸能构件通过预测模型法、有限元仿真法、压溃实验法三种方法进行吸能性能分析, 预测模型法的平均支反力为1879.7 kN, 有限元仿真法的平均支反力为1945.9 kN, 压溃实验法平均支反力为1919.8 kN, 预测模型误差3.41%, 压溃实验误差-1.3%, 通过3种方法的数据验证结果, 证明了吸能构件分析方法的可靠性和可行性。

关键词: 液压支架; 吸能构件; 构件加工; 最优尺寸; 压溃实验

中图分类号: TD355; TD324 文献标志码: A 文章编号: 0253-9993(2024)06-2924-13

Optimization simulation and crushing experiment of anti-impact energy absorption component of hydraulic support column

田立勇, 于晓涵, 周禹鹏, 孙业新, 于宁

(School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: Hydraulic support, being the primary supporting equipment in coal mining operations, is frequently subjected to rock burst pressure. Hence, the anti-impact energy absorption components play a pivotal role in safeguarding the hydraulic support system. Based on the research foundation established by our anti-impact components research group, a detailed investigation on the parameters of energy-absorbing components was conducted for achieving an enhanced initial peak force and absorption energy, as well as reducing the dispersion of reaction forces. Subsequently, the ABAQUS finite element software was employed for modeling and simulating the crushing impact behavior of these energy-absorbing com-

收稿日期: 2023-05-30 修回日期: 2023-07-25 责任编辑: 张晓宁 DOI: 10.13225/j.cnki.jccs.2023.0676

基金项目: 国家自然科学基金面上资助项目(52174143)

作者简介: 田立勇(1979—), 男, 辽宁凌源人, 副教授, 博士。E-mail: tianliyong@lntu.edu.cn

引用格式: 田立勇, 于晓涵, 周禹鹏, 等. 液压支架立柱防冲吸能构件优化仿真及压溃实验研究[J]. 煤炭学报, 2024, 49(6): 2924-2936.

TIAN Liyong, YU Xiaohan, ZHOU Yupeng, et al. Optimization simulation and crushing experiment of anti-impact energy absorption component of hydraulic support column[J]. Journal of China Coal Society, 2024, 49(6): 2924-2936.



移动阅读

ponents. The energy absorption performance and buckling deformation characteristics of the energy absorption component were determined, and the optimal size was experimentally validated for its energy absorption performance. By comparing the predicted average support force data of the energy-absorbing member with the finite element simulation results, it was observed that the error is below 15%. Furthermore, for the optimal size member, the prediction error of the average support force model is -3.40% , thus confirming a higher level of accuracy in predicting data for the energy-absorbing members. A test platform was constructed to evaluate the crushing behavior of energy-absorbing components. The experiment involved conducting axial loading crushing tests on the custom-designed components under quasi-static conditions, with five different loading speeds selected. The experimental results demonstrate that the fluctuation of support reaction remains consistent across axial crushing experiments conducted at different loading speeds. The maximum peak value of initial support reaction is 2 253.52 kN, with a standard deviation of 206.23 kN. The minimum peak value of the initial support reaction is recorded as 2 096.26 kN, with a standard deviation of 189.83 kN. The average value for the initial support reaction peak is determined to be 2 149.32 kN, accompanied by an average standard deviation of 196.77 kN. The relative errors of the initial support reaction peak and standard deviation, compared to the finite element simulation data, are 5.6% and 11.07%, respectively. The energy absorption performance of the optimally sized energy-absorbing component was analyzed using three methods: a prediction model, finite element simulation, and crushing experiments. The average support reaction force obtained from the prediction model method is 1 879.7 kN, while that from the finite element simulation method is 1 945.9 kN, and that from the crushing experiment method is 1 919.8 kN. The prediction model exhibits an error rate of 3.41%, while the crushing experiment demonstrates a deviation of -1.3% . The reliability and feasibility of the analysis method for the energy-absorbing components are substantiated through the data verification results from these three approaches.

Key words: hydraulic pressure support; energy absorbing member; component processing; optimal size; crushing test

煤炭资源深部开采趋势下,剧烈的采动响应不可避免,冲击地压危害发生的频率也会显著增大^[1],吸能构件是使液压支架有效发挥让位止冲作用的核心部件。液压支架作为煤炭开采主要的巷道支护设备之一,对其吸能构件进行创新设计和性能研究具有重要科学意义与实用价值。

目前国内外有相关学者做过大量研究:郑氏韦等^[2]提出一种网管与金属球壳相结合吸能结构,通过实验得出球壳与管之间的复合效应使得复合管能够在初始峰值力基本不变的情况下,提高吸能效果。陈东方等^[3]提出一种复合材料六边形薄壁管和金属AI管组成混杂吸能结构,通过实验得出其在轴向准静态压缩实验中有稳定的破坏形式和吸能模式。李泽昊等^[4]提出一种气凝胶夹芯冲击吸能结构,通过实验得出在研究范围内,较大的气凝胶层厚度有利于结构冲击吸能特性的提高。田陈等^[5]提出了一种新型多胞管增强泡沫铝吸能结构,通过实验得出与泡沫铝相比,多胞管增强泡沫铝复合结构的抗压强度和单位质量吸能性能均得到大幅度提升。李海玉等^[6]提出一种新型薄壁填充管吸能结构,通过实验得出相比于单一薄壁管与点阵结构,通过增加胞元杆件壁厚和下支撑杆夹角,能显著提高填充管抗压缩性能。宋毅帆等^[7]提

出一种新型机械超材料桁架吸能结构,通过实验得出减小高度、初始角、桁架结构半径或增大桁架结构边数参数可增大结构的吸能效果。黄培耕等^[8]提出一种新型桁架球结构吸能结构,通过实验发现薄壁管填充桁架球可增强其承载能力,但薄壁管管内空间限制了桁架球的变形,其压溃效率反而降低。WANG 等^[9]提出一种新型类 DNA 扭转吸能结构,通过实验得出所提出的结构表现出独特的结构坍塌和诱导旋转摩擦的能量吸收能力,其结构顶盖与外块体之间的扭转摩擦能吸收总压缩能的 10% 左右。JONES 等^[10]在低速冲击下进行实验研究,发现所有圆管均发生动态渐进屈曲,且边界条件对屈曲模态影响很大,当冲击端无转动自由度的约束时,局部塑性变形占主导,圆管更倾向于发生弯曲或动态渐进屈曲。张建卓等^[11]在预折纹类吸能构件的基础上增加了盖板结构,使吸能构件能够有效抑制支反力“W 型效应”,降低支撑载荷波动,使吸能构件屈曲变形过程趋于稳定。WU 等^[12]提出了一种经过热冲压处理的定制多胞薄壁管状结构,该结构的角区域极限强度显著增加,抗冲击性能有效提高。王钩亿^[13]将通过局部表面纳米化技术改变多胞薄壁结构的力学性能,形成的新颖多胞薄壁结构轴向压溃变形模式得以控制。张勇等^[14]提出了一

一种新型变截面多胞薄壁构件,其轴向胞元尺寸呈梯度变化,且同一截面的胞元具有非均匀特性,达到提高吸能指标的目的。以上是相关学者提出的各种新型吸能结构,通过实验验证吸能结构的改变,可提高抗压强度和吸能性能。

笔者针对圆形与八边形混合截面形状、边延伸肋板布局的多胞薄壁构件吸能构件参数 NSGA-II 优化结果,进行参数细化的轴向仿真实验与压溃实验,对比分析验证最优尺寸参数的吸能构件,对防冲支架吸能构件的设计具有实际意义。

1 研究对象及特性分析

1.1 研究对象

液压支架除立柱、缸体等结构,液压支架增添吸能装置,包括防偏立柱、防偏套、吸能构件和底座等组成部分,其中吸能构件是液压支架吸收冲击能量的关键作用部件,置于防偏立柱下方和底座上方的防偏套内,防偏立柱即为吸能构件的压头,防偏立柱与防偏套相配合避免吸能构件因偏向受载而失效。本文研究在防偏组件不发生损坏且能够有效发挥防偏作用的前提下,液压支架立柱吸能构件轴向压溃的能量吸收性能。液压支架和吸能装置及其基本组成如图 1 所示。



图 1 液压支架及防冲吸能装置基本结构

Fig.1 Basic structural of hydraulic support and anti-impact energy absorption device

1.2 评价指标

理想的吸能构件在承受轴向冲击载荷时,其支反力与压缩位移的曲线如图 2 所示,第 1 阶段是弹性变形阶段,吸能构件的支反力在短时间内线性上升;当支反力到达初始峰值后会迅速下降,吸能构件进入第 2 阶段——压溃缓冲变形阶段,此时的吸能构件开始发生塑性变形,在冲击载荷作用下发生溃缩,随着支反力出现小幅提高,吸能构件进入第 3 阶段——稳态

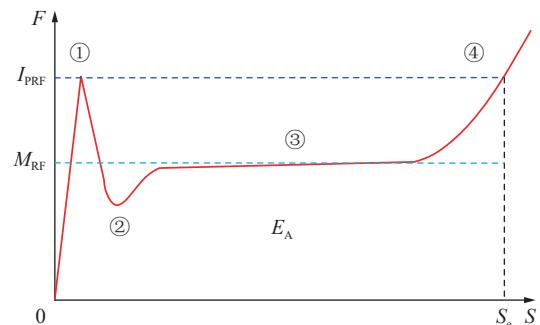


图 2 理想吸能构件支反力-位移变化示意

Fig.2 Schematic diagram of supporting reaction-displacement change of ideal energy-absorbing member

压缩阶段,在此阶段,吸能构件压缩位移变化最大,且支反力变化范围较小,载荷波动相对平稳,也称平台阶段,是吸能构件起到让位吸能作用的重要阶段;第 4 阶段是吸能构件的密实阶段,随着吸能构件压溃变形致密程度不断增加,可压缩空间逐渐减小,支反力持续上升。

对于防冲支架吸能构件的吸能特性,有许多不同的评价方法,笔者以吸能量 (Energy absorption)、比吸能量 (Specific energy absorption)、初始支反力峰值 (Initial peak reaction force) 以及支反力标准差 (Standard deviation of reaction force) 作为防冲支架吸能构件的吸能效果评估参数,来综合评价防冲支架吸能构件的能量吸收性能。

(1) 吸能量 (E_A)。吸能量是吸能构件在压溃吸能的过程中,在对应压缩位移下所耗散的冲击总能量,吸能量的大小代表吸能构件承受冲击载荷的能力强弱,计算公式为

$$E_A = \int_0^S F(x)dx \quad (1)$$

式中, $F(x)$ 为防冲支架立柱的瞬时反作用力; S 为吸能构件在压溃过程中发生的位移。

(2) 比吸能量 (S_{EA})。比吸能是吸能构件在进行轴向压溃时单位质量对应的吸能量,计算公式为

$$S_{EA} = \frac{E_A}{G} = \frac{\int_0^S F(x)dx}{G} \quad (2)$$

式中, G 为吸能构件的总质量。

(3) 初始支反力峰值 (I_{PRF})。初始支反力峰值是在防冲支架承受冲击载荷时,吸能构件与压溃接触面首次出现的支反力最大值,即吸能构件在开始发生塑性变形时的瞬时支反力,初始支反力峰值是进行吸能构件结构设计的重要参数。

(4) 支反力标准差 (S_{DRF})。支反力标准差反映在吸能构件压溃变形过程中 a 时刻瞬时支反力与平均

支反力相对的波动状况,体现吸能构件在整个变形过程的稳定性,计算公式为

$$S_{DRF} = \sqrt{\frac{1}{a} [F(x) - M_{RF}]} \quad (3)$$

式中, M_{RF} 为平均支反力。

(5) 平均支反力 (M_{RF})。平均支反力是在压溃吸能的过程中产生的有效压溃位移 S_e 上的支反力变化的算术平均值,公式为

$$M_{RF} = \frac{E_A}{S_e} \quad (4)$$

较为理想的多胞薄壁吸能构件应具有较大的最初始支反力峰值 I_{PRF} 、吸能量 E_A ,较小的支反力标准差 S_{DRF} ,保证其在冲击作用下的可靠性且维持恒定承载力的性能,充分发挥支护作用。

1.3 吸能构件轴向压溃理论模型

笔者课题组已基于简化超折叠单元理论,分析了新型多胞薄壁吸能构件的能量耗散途径,建立了能量平衡方程,推导得到等厚度与非等厚度多胞薄壁吸能构件的平均支反力预测模型^[15-16]。

假设薄壁吸能构件整体的变形模态为稳定屈曲,即吸能构件在轴向压溃变形过程中呈周期性的规则褶皱,在计算整个薄壁吸能构件的平均支反力时,只需确定一个特征褶皱段的平均支反力。因此,在一个特征褶皱段的整个轴向压溃过程中,系统的能量平衡方程可表示为

$$2HKM_{RF} = E_b + E_m \quad (5)$$

式中, H 为折叠单元长度; K 为压溃系数; E_b 和 E_m 分别为弯曲变形和薄膜变形所耗散的能量。

根据 SSFE 理论翼缘将完全压平,其波长为 $2H$,3 个铰线的转角分别为 π 和 0.5π ,因此可得到弯曲变形耗散的能量计算公式为

$$E_b = 2\pi M_0 L_i \quad (6)$$

式中, L_i 为所有翼缘的总长度; M_0 为翼缘的全塑性弯矩。

不同变形单元的屈服应变影响吸能构件压溃过程中的能量耗散,因此将防冲支架立柱多胞薄壁吸能构件划分为多个基本变形单元来准确分析轴向压溃过程中的薄膜变形能量耗散。吸能构件基本变形单元如图 3 所示。多胞薄壁吸能构件的圆形截面在轴向压溃过程中有明显的应变,因此首先需要考虑圆形单元的薄膜变形。

(1) 圆形单元。圆形单元的薄膜变形耗散能量 E_m^C 是通过对壳单元进行压溃或拉伸产生的,计算公式为

$$E_m^C = 8\pi \frac{M_0 H^2}{t} \quad (7)$$

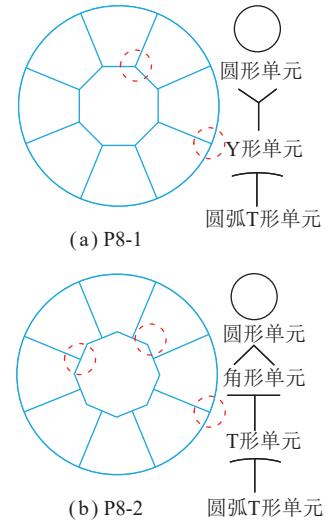


图 3 吸能构件基本变形单元

Fig.3 Basic deformation element of energy absorbing member

式中, t 为材料厚度。

(2) 角形单元存在于边延伸肋板的多胞薄壁吸能构件中,根据已有研究可知^[17],夹角为 θ 的角形单元薄膜变形能量耗散 E_m^A 计算公式为

$$E_m^A = \frac{4.4 M_0 H^2 \tan(\theta/2)}{[\tan(\theta/2) + 0.05/\tan(\theta/2)] t} \quad (8)$$

(3) Y 形单元的变形模式可区分为 2 种类型,如图 4 所示, Y 形单元存在于角延伸肋板的多胞薄壁吸能构件中,令内嵌管管壁夹角为 β ,管壁与肋板夹角为 α 。

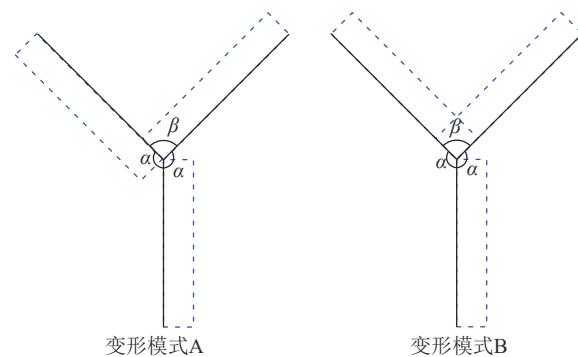


图 4 Y 形单元 2 种变形模式

Fig.4 Two deformation modes of the Y-shaped unit

当 $\alpha \geq 120^\circ$ 时, Y 形单元易发生变形模式 A;当 $\alpha < 90^\circ$ 时, Y 形单元易发生变形模式 B;当 $90^\circ < \alpha < 120^\circ$ 时,2 种变形模式均有可能发生。根据多边形的内角可求得各吸能构件的 α ,可得 Y 形单元膜变形耗散能量 E_m^Y ^[17] 为

$$E_m^Y = \frac{2 M_0 H^2 [4 \tan(\beta/4) + 2 \sin(\beta/2) + 3 \sin \beta]}{t} \quad (9)$$

(4) T 形单元存在于边线延伸肋板的多胞薄壁吸能构件中,根据薄壁管壁厚和肋板厚度是否相同,将

T形单元划分为等厚度和非等厚度,其中等厚度T形单元实质是 $\alpha=90^\circ$ 的Y形单元,因此根据式(9)可得等厚度T形单元的薄膜变形耗散能量 E_m^T 为

$$E_m^T = \frac{12.3M_0H^2}{t}, \alpha = 90^\circ \quad (10)$$

(5)当肋板厚度与薄壁管壁厚不一致时,依据T形单元的结构布局对多边形内嵌管和肋板分别进行能量积分,因此非等厚度T形单元的薄膜变形耗散能量 E_m^{UT} 计算公式可表示为

$$E_m^{UT} = M_0H^2 \left(\frac{8.2}{t_1} + \frac{4.1}{t_2} \right), \alpha = 90^\circ \quad (11)$$

式中, t_1 为薄壁管壁厚; t_2 为肋板厚度。

(6)圆弧T形单元由外层薄壁圆管与肋板组成,为便于计算将圆弧简化为沿圆弧切线且与圆弧两端点距离相同的直线,简化后的等厚度圆弧T形单元薄膜变形耗散能量 E_m^{CT} 与T形单元一致,计算公式为

$$E_m^{CT} = \frac{12.3M_0H^2}{t}, \alpha = 90^\circ \quad (12)$$

同理,非等厚度圆弧T形单元的薄膜变形耗散能量 E_m^{UCT} 为

$$E_m^{UCT} = M_0H^2 \left(\frac{8.2}{t_1} + \frac{4.1}{t_2} \right), \alpha = 90^\circ \quad (13)$$

综上,总薄膜变形耗散能量 E_m 即为所有基本变形单元薄膜变形所耗散能量之和,表达式为

$$E_m = E_m^C + N_A E_m^A + N_Y E_m^Y + N_T E_m^T + N_{CT} E_m^{CT} \quad (14)$$

式中, N_A 、 N_Y 、 N_T 和 N_{CT} 分别为吸能构件中角形单元、Y形单元、T形单元和圆弧T形单元的数量。

将式(6)和式(13)的计算结果代入式(5),可得到多胞薄壁吸能构件平均支反力为

$$2HKM_{RF} = E_b + E_m = 2\pi M_0 L_c + (E_m^C + N_A E_m^A + N_Y E_m^Y + N_T E_m^T + N_{CT} E_m^{CT}) \quad (15)$$

式中, L_c 所有翼缘总长度。

针对P8-2类型吸能构件,系统能量平衡方程为

$$2HKM_{RF}^{P8-2} = 2\pi M_0 L_c + (E_m^C + N_A E_m^A + N_T E_m^T + N_{CT} E_m^{CT}) = 2\pi M_0 L_c + (8\pi \frac{M_0 H^2}{t} + 8 \times \frac{4.36 M_0 H^2}{t}) + 2 \times 8 \times \frac{12.3 M_0 H^2}{t} \quad (16)$$

对 H 进行求导,使平均压溃力 M_{RF} 取最小值,令

$$\frac{\partial M_{RF}^{P8-2}}{\partial H} = 0 \quad (17)$$

则

$$H = \sqrt{\frac{\pi L_c t}{128.41}} \quad (18)$$

将 H 代入式(17),得P8-2构件平均压溃力为

$$M_{RF}^{P8-2} = 10.04 \frac{\sigma_0}{K} (\pi D + 8M + 8N)^{0.5} t^{1.5} \quad (19)$$

式中, D 为外层薄壁圆管直径; M 为内嵌管边长; N 为肋板长度; σ_0 为材料的流动应力,取吸能构件材料的屈服强度和极限强度的平均值。

同理,非等厚度的P8-2类型构件平均支反力为

$$M_{RF}^{P8-2} = 0.44 \frac{\sigma_0}{K} (\pi D + 8M + 8N)^{0.5} \times \left[\left(\frac{95.61 t_2 + 32.8 t_1}{t_1 t_2} \right)^{0.5} + \left(\frac{t_1 t_2}{95.61 t_2 + 32.8 t_1} \right)^{1.5} \right] \quad (20)$$

1.4 研究方案

目前课题组已对防冲支架立柱多胞薄壁吸能构件能量吸收性能研究^[15-16],选取具备相对吸能优势的圆形与八边形混合截面形状、边延伸肋板布局的多胞薄壁构件(P8-2类型)作为防冲支架立柱吸能构件。采用非支配排序遗传算法NSGA-II算法^[18]进行优化解算,有效解决非线性优化问题得到Pareto优化解集,通过对比优化解集的评估结果,确定趋近于最优方案的参数组合,即确定求解吸能构件的内嵌管截面尺寸、薄壁管壁厚、肋板厚度参数优化值,通过参数细化有限元仿真验证。依据优化后的参数,加工吸能构件(P8-2类型)高度350 mm、外层管直径200 mm,内嵌管截面尺寸为122 mm,薄壁管壁厚为2.6 mm,肋板厚度为2.7 mm,进行轴向压溃实验,对于构件高度350 mm易出现偏斜情况,对高度进行了进一步优化。

依托前文对吸能构件参数进行修改,基于课题组已有成果,选定吸能构件(P8-2类型)高度150 mm、外层管直径200 mm,其P8-2类型结构示意如图5所示。在内嵌管截面 $d=83\sim115$ mm、薄壁管壁厚 $t_1=1.2\sim3.6$ mm和肋板厚度 $t_2=1.0\sim3.4$ mm,为使多胞薄壁吸能构件的初始支反力峰值、吸能量达到最大值,支反力标准差降低至最小,参数优化模型为

$$\begin{aligned} \text{Max} \quad & \left\{ \begin{array}{l} \text{IPRF}(d, t_1, t_2) \\ E_A(d, t_1, t_2) \end{array} \right. \\ \text{Min} \quad & S_{DRF}(d, t_1, t_2) \\ \text{S.t.} \quad & \left\{ \begin{array}{l} 1652 \text{ kN} < I_{PRF} < 2478 \text{ kN} \\ 83 \text{ mm} \leq d \leq 115 \text{ mm}, d \in N \\ 1.2 \text{ mm} \leq t_1 \leq 3.6 \text{ mm}, t_1 \in 0.1N \\ 1.0 \text{ mm} \leq t_2 \leq 3.4 \text{ mm}, t_2 \in 0.1N \end{array} \right. \end{aligned} \quad (21)$$

NSGA-II算法设计变量数量为3,目标函数个数为3,生成初始种群规模为50,最大进化代数为300,

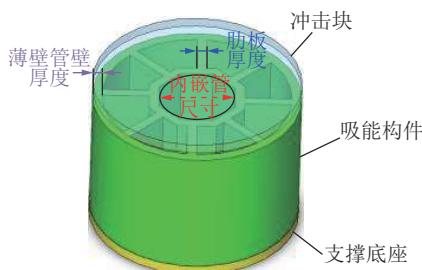


图 5 P8-2 结构示意

Fig.5 P8-2 structural diagram

交叉概率为 0.9, 交叉分布指数为 20, 变异概率为 0.05, 变异分布指数为 20, 新种群的选择方法采用锦标赛选择法。循环执行初始种群更新、种群合并排序、选择生成新种群直到完成设置的最大迭代次数, 得到 Pareto 最优解集的部分优化结果确定吸能构件最优尺寸: 内嵌管截面 97 mm, 薄壁管壁厚 2.7 mm, 肋板厚度 2.5 mm, 其中优化结论与课题组前文研究效果相吻合, 按照新优化参数进行设置。

为了验证最优尺寸吸能构件的吸能性能, 对最优尺寸进行细化研究, 其内嵌管截面为 95~99 mm, 薄壁管壁厚为 2.5~2.9 mm, 肋板厚度为 2.3~2.7 mm。

2 吸能构件仿真

对吸能构件最优尺寸进行细化研究, 分别进行轴向仿真实验, 实验运用单一变量的研究方法, 设计内嵌管截面尺寸 d 、薄壁管壁厚 t_1 、肋板厚度 t_2 三种不同结构参数吸能构件, 其吸能构件设计参数见表 1。

表 1 吸能构件设计参数

Table 1 Design parameters of energy absorbing components

构件	内嵌管截面	薄壁管壁厚	肋板厚度	mm
Z	97	2.7	2.5	
Z-A1	95	2.7	2.5	
Z-A2	96	2.7	2.5	
Z-A4	98	2.7	2.5	
Z-A5	99	2.7	2.5	
Z-B1	97	2.5	2.5	
Z-B2	97	2.6	2.5	
Z-B4	97	2.8	2.5	
Z-B5	97	2.9	2.5	
Z-C1	97	2.7	2.3	
Z-C2	97	2.7	2.4	
Z-C4	97	2.7	2.6	
Z-C5	97	2.7	2.7	

2.1 有限元模型建立

利用 ABAQUS 仿真软件建立防冲支架立柱多胞薄壁吸能构件的有限元模型, 结合吸能量、比吸能、初始支反力峰值和平均支反力的吸能特性参数, 对多胞薄壁吸能构件进行能量吸收性能分析, 验证平均支反力预测模型的可信度。

采用 SolidWorks 绘图软件对吸能构件进行三维建模, 并将模型文件存为 STEP 格式导入 ABAQUS 中; 对其进行网格划分并进行装配, 为装配好的吸能构件确定分析步, 定义相互作用关系, 添加约束并设定边界条件, 最后提交运算求解并进行结果后处理。

(1) 模型简化。液压支架立柱正常工作过程中吸能构件主要承受顶部轴向载荷, 底部固定支撑, 立柱与底座不发生变形, 因此在有限元模型中, 可将立柱与底座简化为刚性块模拟立柱冲击受载, 降低模型系统复杂程度, 同时保证仿真计算可信度。

(2) 多胞薄壁吸能构件的材料采用常见的结构钢 45 号钢, 其基本物理属性: 密度 7 800 kg/m³、弹性模量 210 GPa、泊松比 0.3。在轴向压溃过程中, 多胞薄壁吸能构件通过塑性变形吸收大量冲击能量, 因此笔者选择应用最为广泛的 JOHNSON-COOK 材料本构模型, 该模型常用于描述大应变、高应变速率和高温环境下金属材料的强度极限, 在强度模型中, 屈服应力由应变、应变速率以及温度决定, 能够满足各种条件下的材料模拟需求。J-C 本构方程公式为

$$\bar{\sigma} = [A + B(\bar{\varepsilon}^p)^n] \left[1 + C \left(\frac{\dot{\varepsilon}^p}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right] (1 - \hat{\theta}^m) \quad (22)$$

其中, $\bar{\sigma}$ 为材料屈服应力, Pa; $\bar{\varepsilon}^p$ 为等效应变; $\dot{\varepsilon}^p$ 为无量纲化等效塑性应变速率; A 为材料的初始屈服应力, Pa; B 为材料硬化参数, Pa; C 为应变速率常数; n 为应变速率强化指数; m 为热软化强化指数; $\dot{\varepsilon}_0$ 为参考应变速率; $\hat{\theta}$ 为无量纲化温度。其中 A 、 B 、 C 、 n 、 m 为材料物理特性常数, 通过查阅相关文献^[19]得到 45 号钢参数:

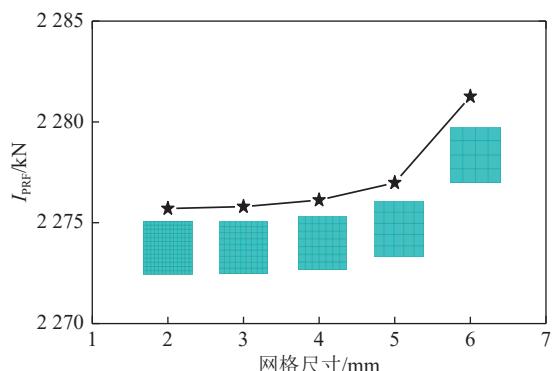


图 6 吸能构件网格划分

Fig.6 Grid division diagram of energy-absorbing members

$A=5.07 \times 10^8$ 、 $B=3.2 \times 10^8$ 、 $C=0.064$ 、 $n=0.28$ 、 $m=1.06$ 、 $\dot{\varepsilon}_0=1$ 。

(3) 网格划分。冲击块和支撑底座均为刚性体, 不发生塑性变形, 因此对其网格进行粗略划分; 为使仿真结果更加趋于实际, 其网格划分中四节点曲面壳单元; 仿真序号 Z 数据进行网格收敛性验证, 如图 6 所示。当网格尺寸为 $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$ 时, 初始支反力峰值为 2276.98 kN ; 小于 $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$ 网格尺寸时, 初始支反力峰值变化很小, 仿真计算结果已收敛, 说明该网格规模能够保证计算精度同时避免非必要的计算量, 因此本文吸能构件有限元模型均采用 $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$ 网格尺寸。

(4) 相互作用关系构建。将冲击块和支撑底座与吸能构件之间以及金属薄壁管与肋板各部分之间的接触关系定义为通用接触, 接触面间在切向选择罚接触且各项同性, 摩擦因数选取 0.25; 在法向选择硬接触且允许接触后分离。冲击块和支撑底座设置成刚性体, 对支撑底座的上表面与吸能构件的下表面进行

绑定处理。

(5) 边界条件设定。在初始分析步中设置支撑底座为完全固定, 在 Step-1 分析步的类型中选择速度, 即限制除 Y 轴轴向移动的所有自由度, 考虑到压溃实验速度与仿真速度的参数对比, 将压溃速度设置为 0.035 mm/s 。

2.2 吸能特性仿真分析

采用单一变量的研究方法, 探索 NSGA-II 算法优化求解确定的参数优化值的吸能效果, 结合吸能构件设计参数方案仿真对比分析, 分组进行轴向压溃仿真。在有限元仿真过程中, 将吸能构件轴向压溃变形至原有高度的 83.3%, 构件变形情况分别如图 7 所示, 构件压溃变形的吸能量和支反力曲线如图 8、9 所示。

由图 7 可见, 对比 Z-A 组, 在轴向压溃过程中, 增加内嵌管截面肋板较短, 内嵌管形成的弯曲褶皱较大且数量较少, 内嵌管与外层管之间互相接触, 对 2 者弯曲褶皱的形成起到了约束作用。对比 Z-B 组, 在轴向压溃过程中, 增加薄壁管壁厚, 由于其轴向刚度较

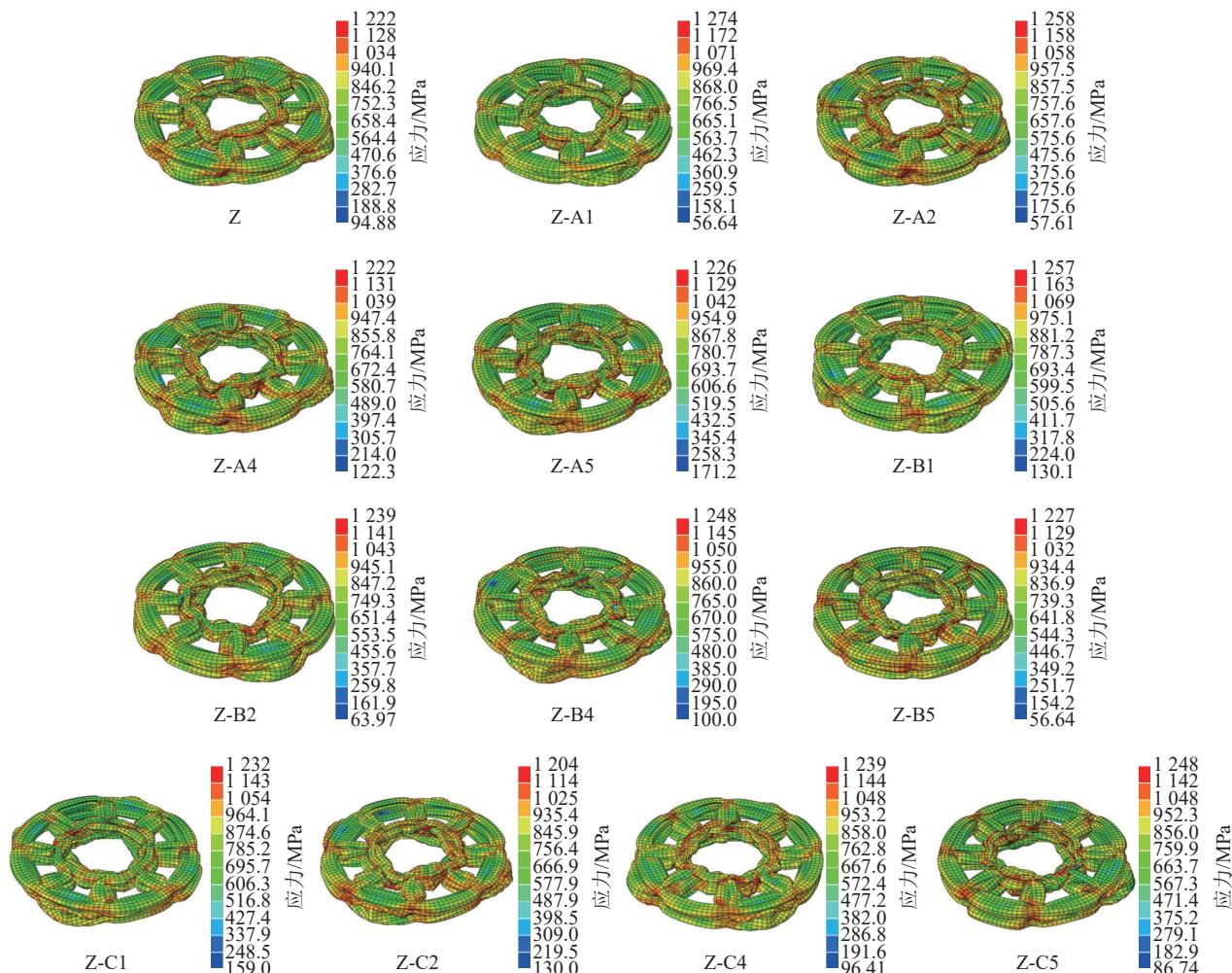


图 7 不同尺寸参数仿真条件下 P8-2 型吸能构件轴向压溃变形

Fig.7 Axial collapse deformation of P8-2 energy-absorbing member under different size parameters simulation conditions

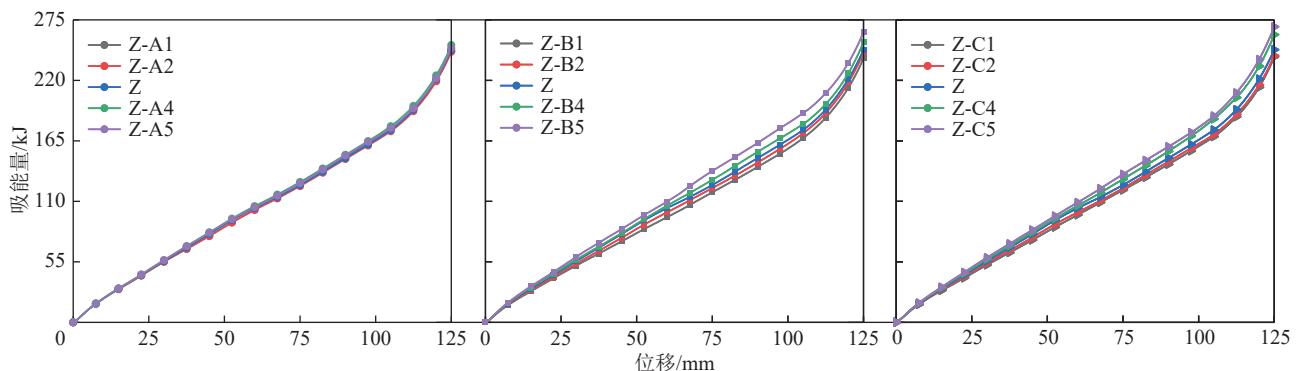


图8 不同尺寸参数仿真条件下吸能构件吸能量曲线

Fig.8 Energy absorption curves of energy-absorbing members under different size parameters simulation conditions

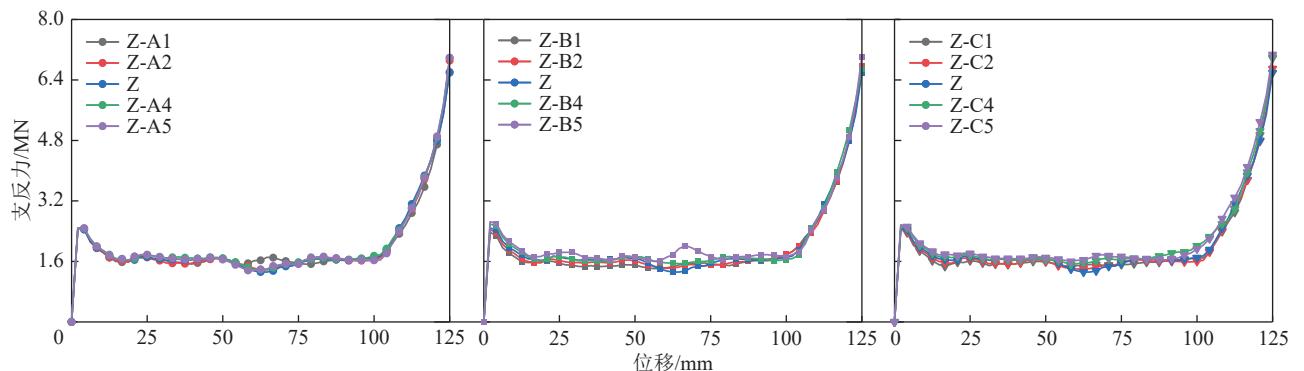


图9 不同尺寸参数仿真条件下吸能构件支反力曲线

Fig.9 Curves of supporting reaction force of energy-absorbing member under different size parameters simulation conditions

大,不易发生压溃变形,吸能构件内嵌管与外层管之间互不接触。对比Z-C组,在轴向压溃过程中,增加肋板厚度将会导致弯曲褶皱的数量增加。内外层薄壁管与肋板的变形相互影响,导致产生的弯曲褶皱也逐渐增加吸能构件的内嵌管与外层管互不接触。

由图8、9所示,在内嵌管截面95~99 mm,内嵌管截面增大,吸能构件吸能量差别不明显,对比各吸能构件平台阶段支反力波动状况,发现内嵌管截面为97 mm时承受冲击载荷过程最稳定。在薄壁管壁厚2.5~2.9 mm,随着薄壁管壁厚增大,在相同压溃位移条件下,吸能构件吸能量逐渐增加,吸能构件初始支反力峰值显著升高,吸能构件平台阶段的支反力波动逐渐变大。在肋板厚度2.3~2.7 mm,随着肋板厚度增大,在相同压溃位移条件下,吸能构件吸能量逐渐增加,吸能构件初始支反力峰值逐渐升高。

查阅文献^[20]可知,ZQ3300型防冲支架立柱支护阻力为1 652 kN,依据国家标准可知^[21],防冲支架结构强度应是其支护阻力的1.0~1.5倍,因此多胞薄壁吸能构件未发生作用时所能承受的轴向载荷,即初始支反力峰值应为1 652~2 478 kN。由表2可见,Z-B5、Z-C4、Z-C5均不符合国家标准。通过比较,序号Z较为理想,其吸能构件应具有较大的最初始支反力峰值

表2 构件有限元仿真吸能特性

Table 2 Energy absorption characteristics of finite element simulation of components

构件	I_{PRF}/kN	E_A/kJ	$S_{EA}/(kJ \cdot kg^{-1})$	S_{DRF}/kN	M_{RF}/kN
Z	2 276.98	198.29	47.21	221.28	1 945.9
Z-A1	2 273.92	196.11	46.69	217.58	1 954.7
Z-A2	2 277.14	197.28	47.08	236.26	1 931.5
Z-A4	2 274.24	199.14	47.52	234.71	1 966.4
Z-A5	2 273.64	199.83	47.69	231.65	2 046.9
Z-B1	2 168.96	189.64	46.64	213.76	1 862.6
Z-B2	2 238.13	194.96	47.66	225.83	1 916.3
Z-B4	2 387.31	202.62	47.01	217.50	1 991.7
Z-B5	2 452.65	203.95	46.14	230.01	1 979.7
Z-C1	2 254.94	191.97	46.70	219.69	1 892.5
Z-C2	2 274.06	195.13	47.00	223.08	1 907.2
Z-C4	2 351.07	203.45	47.87	229.37	2 031.1
Z-C5	2 370.72	205.16	47.71	219.18	2 052.0

与吸能量、较小的支反力标准差、较小的支反力波动,能量吸收过程比较稳定,能够有效实现让位吸能作用。

利用平均支反力预测模型得到吸能构件平均支反力预测结果见表3。由表3可知,对于非等厚度多

表 3 构件仿真值与预测值的平均支反力对比

Table 3 Comparison table presenting the mean support and reaction forces, comparing simulated values with predicted values of the components

构件	仿真 M_{RF}/kN	预测 M_{RF}/kN	误差/%
Z	1945.9	1879.7	-3.40
Z-A1	1954.7	2010.5	2.85
Z-A2	1931.5	1727.2	-10.58
Z-A4	1966.4	2145.9	9.13
Z-A5	2046.9	2152.2	5.14
Z-B1	1862.6	1642.9	-11.80
Z-B2	1916.3	1691.9	-11.71
Z-B4	1991.7	1983.5	-0.41
Z-B5	1979.7	1938.1	-2.10
Z-C1	1892.5	1916.0	1.24
Z-C2	1907.2	1843.1	-3.36
Z-C4	2031.1	1830.3	-9.89
Z-C5	2052.0	1956.1	-4.67

胞薄壁吸能构件,通过平均支反力预测模型与仿真得到的平均支反力结果之间的误差在 15% 以内,其中 P8-2 类型(构件 Z)的预测误差为-3.40%,预测精度较高,说明吸能构件平均支反力预测模型较为准确。

通过 NSGA-II 优化算法,确定吸能构件最优尺寸(构件 Z):内嵌管截面 97 mm、薄壁管壁厚 2.7 mm、肋板厚度 2.5 mm;对吸能构件优化参数范围内细化数

据,进行轴向有限元仿真,结合轴向压溃理论模型与有限元仿真结果进行对比,证明本文所采用仿真方法的可靠性和有限元模型的准确性,构件 Z 在冲击作用下的可靠性且维持恒定承载力的性能。

3 吸能构件压溃实验

3.1 样件加工与制作

选用圆形与八边形结合、延伸肋板的截面构件(P8-2 类型)作为防冲吸能构件,因此设计尺寸和设计规范必须满足液压支架的尺寸标准。对构件 Z 参数的吸能构件进行轴向压溃实验,需制备相应的吸能构件。

吸能构件加工主要包括 3 个部分:外筒加工、内嵌管加工及肋板加工。对于 P8-2 类型吸能构件加工,肋板加工需 8 套相同厚度的肋板,内嵌管加工则需板材压折成四面,加工 2 套焊接构成内嵌管的八边形;外筒加工需将板材固定在车床上,绕着固定点旋转一周得到曲面,通过三维模型导出吸能构件装配,如图 10 所示。对于焊接过程,预热有利于减低中碳钢热影响区的最高硬度,防止产生冷裂纹,这是焊接中碳钢的主要工艺措施,预热还能改善接头塑性,减小焊后残余应力。将焊件尽量开成 U 形坡口式进行焊接,是为了减少母材熔入焊缝金属中的比例,以降低焊缝中的含碳量,防止裂纹产生。针对加工技术要求:未标注尺寸公差按 IT13 级加工,对加工焊接部件去除毛刺处理。

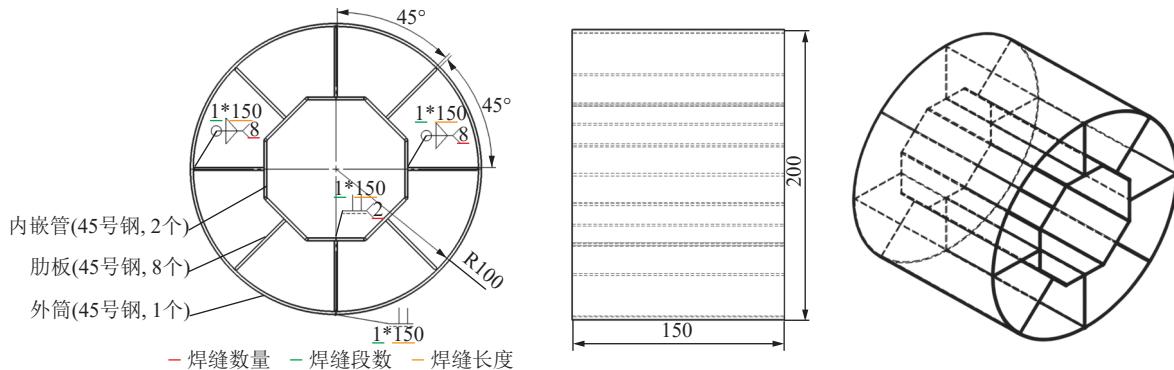


图 10 吸能构件装配

Fig.10 Assembly drawing of energy-absorbing member

加工参数吸能构件 Z,由于板材的选取没有 2.7 mm 厚度,需定制实验样件,对 3 mm 板材打磨处理,达到定制样件的厚度要求。其按照以下步骤进行操作:选择适合的打磨工具,如砂轮、砂纸等,准备相应的防护设备,如护目镜、口罩等;使用清洁剂彻底清洁 45 号钢表面,在确保表面干燥前不要开始打磨;遵循一致性和均匀性是关键,使用打磨工具沿着 45 号钢表面

平行方向移动,以避免在钢表面留下不均匀的凹凸痕迹和划痕;在完成打磨后,使用清洁布或吸尘器,将所有碎片和残留物从表面清除干净,以保持表面光滑和整洁;打磨过程中需要谨慎操作,以确保安全并避免钢铁表面损坏。为了保证实验的准确性,进行 5 组不同压溃速度实验,对参数吸能构件 Z 加工 7 套,如图 11 所示。

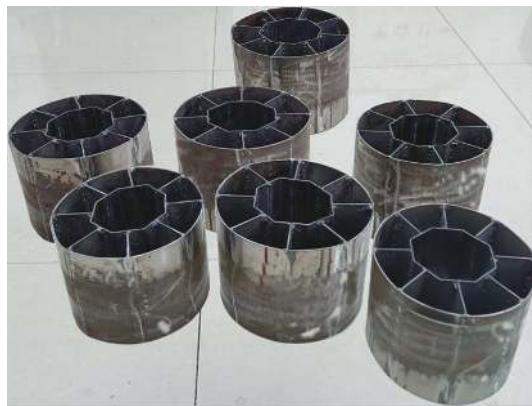


图 11 吸能构件实物

Fig.11 Physical diagram of energy-absorbing member

3.2 压溃实验平台搭建

以准静态压溃方式搭建实验平台,大型液压压溃实验平台如图 12 所示。采用准静态静力压力试验机(YAW-5000 型微机控制电液伺服压力试验机)和力-位移传感器采集系统,准静态静力压力试验机为一种立式加载的试验机^[22]。其原理是吸能构件在压缩过程中通过监测下部平台的位移和液压缸内的液体压强,经处理得到支反力-位移的关系曲线,压力机的加载条件选择为位移。试验平台包括压溃位移监测传感器、压溃测力传感器、计算机、压溃试验机、压溃块和支撑座。通过慢速压溃实验测量得吸能构件的屈曲支反力,表征出冲击压溃性能。将吸能构件摆至压溃实验机正中间,即可开始压溃实验。

3.3 压溃实验

对吸能构件进行 5 组压溃实验,选择加载速度 v 分别为 0.015、0.020、0.025、0.030、0.035 mm/s。调整构件初始位置,将支撑座下降至贴合吸能构件截面,启动压溃试验机。在压溃实验过程中,未出现构件倾斜现象,其吸能构件压溃实验过程如图 13 所示。

通过计算机采集构件压溃屈曲支反力数据及压

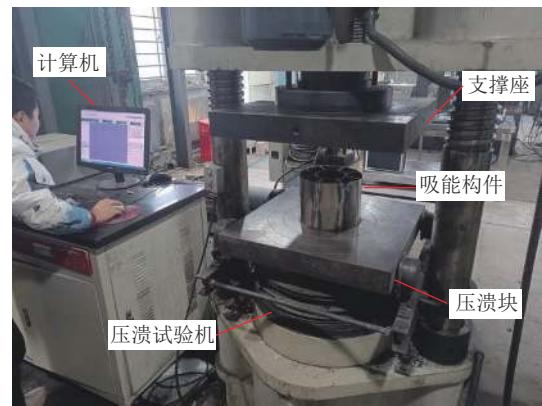


图 12 YAW-5000 型微机控制电液伺服压力试验机

Fig.12 Diagram of Yaw-5000 microcomputer-controlled electro-hydraulic servo pressure testing machine



图 13 吸能构件压溃实验过程

Fig.13 Experimental process diagram of energy-absorbing member collapse

溃位移数据,得到 5 组压溃形态如图 14 所示。其变形模式大致遵循由塑性较小但数量多的钻石模式—塑性较大但数量少的钻石模式—混合模式的变化趋势。在轴向压溃过程中,吸能构件表现出较为规律的变形模式,由于内嵌管截面较大,内嵌管内部胞腔比外部胞腔大,肋板较短,因此内嵌管形成的弯曲褶皱比外层薄壁圆管大,外层薄壁圆管弯曲褶皱数量较多,



图 14 5 组压溃屈曲形态

Fig.14 Buckling morphology of five groups of crushing

肋板弯曲褶皱较小且数量较多,内嵌管与外层管相互接触,对2者弯曲褶皱的形成起到了约束作用。

4 吸能构件结果对比分析

通过压溃试验机位移监测传感器和力监测传感器同步采集,得到5组力-位移数据集。对5组压溃屈曲支反力与位移数据进行提取,对5组压溃屈曲支反力与位移数据进行提取,如图15所示。吸能构件变形压缩过程分为3个阶段:薄壁构件承受轴向压力进入弹性变形阶段,在很短的时间内达到初始支反力峰值;随后支反力下降进入塑性大变形阶段,这个阶段持续时间较长,构件在这个阶段吸收大量的能量;最后支反力逐渐增大进入密实阶段。

由图15可知,在薄壁构件承受轴向压力进入弹性变形阶段中,随着压溃试验机加载速度 v 的增大,初始支反力峰值 I_{PRF} 越小。轴向仿真实验及不同压溃速度实验吸能构件进入弹性阶段的位移点相近。不同加载速度 v 得出的5次压溃曲线结果基本一致,在塑性大变形均能达到一致。吸能构件压溃位移到达113~125 mm,支反力明显上升,构件形成褶皱,导致支反力逐渐呈快速上升趋势进入密实阶段。

5种加载速度的轴向压溃实验,支反力趋势基本一致,最大初始支反力峰值2 253.52 kN、最大支反力标准差206.23 kN、最大平均支反力2 014.1 kN;最小初始支反力峰值2 096.26 kN,最小支反力标准差189.83 kN、最小平均支反力1 834.1 kN;初始支反力峰值的平均值2 149.32 kN、支反力标准差平均值

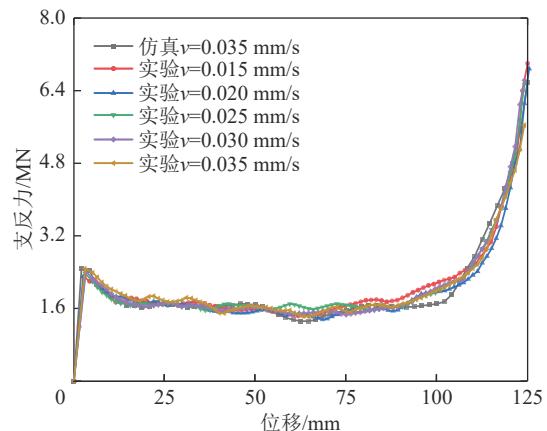


图15 实验曲线与仿真支反力曲线对比

Fig.15 Comparison between experimental curve and simulated supporting reaction curve

196.77 kN、平均支反力的平均值1 919.8 kN;根据式(1)积分求解出5种加载速度的吸能量,其构件吸能特性分析见表4。不同速度下轴向压溃实验与有限元仿真数值对比,初始支反力峰值、支反力标准差、平均支反力的误差分别为5.60%、11.07%、-1.30%。5种加载速度的轴向压溃实验,支反力波动基本一致,通过有限元仿真及压溃实验的初始支反力峰值、支反力标准差、平均支反力误差均分别在15%以内。实验数据与仿真分析数据存在误差,造成误差的原因可能是由于试验过程可能存在构件结构材料缺陷和非理想试验加载条件,如手工焊接构件存在未满焊的漏点、肋板焊接存在残余应力、构件冲击压溃时与之接触的冲击块可能存在偏转现象,通过压溃实验可验证仿真研究的可靠性。

表4 构件吸能特性分析

Table 4 Analysis of energy absorption characteristics of components

加载速度 v /(mm·s ⁻¹)	E_A /kJ	I_{PRF} /kN	S_{DRF} /kN	M_{RF} /kN	误差/%			
					E_A	I_{PRF}	S_{DRF}	M_{RF}
仿真:0.035	198.29	2 276.98	221.28	1 945.90	—	—	—	—
实验:0.015	183.05	2 096.26	198.21	1 854.43	-7.69	-7.94	-10.43	-4.70
实验:0.020	176.48	2 101.52	206.23	1 992.87	-11.00	-7.71	-6.80	2.41
实验:0.025	177.11	2 137.44	189.83	1 903.64	-10.68	-6.13	-14.21	-2.17
实验:0.030	175.99	2 157.86	198.36	2 014.17	-11.25	-5.23	-10.36	3.51
实验:0.035	176.96	2 253.52	191.23	1 834.19	-10.76	-1.03	-13.58	-5.74

对预测模型、有限元仿真、实验验证3种方法对比分析吸能构件最优尺寸(构件Z)性能,其中有限元仿真的平均支反力为1 945.9 kN,预测模型的平均支反力为1 879.7 kN,5种加载速度实验的平均支反力为1 919.8 kN,预测模型误差3.41%,压溃实验误差-1.3%,通过不同方法的结果可以相互印证,研究结果

验证了吸能构件分析的可靠性。吸能构件最优尺寸(构件Z),即参数优化得到的吸能构件的能量吸收性能更佳且支反力变化波动比较小,能够有效发挥让位吸能作用,参数优化方法较为可靠;轴向仿真实验及不同压溃速度实验进行对比分析,验证最优尺寸参数的吸能构件。

5 结 论

(1) 对吸能构件的最优尺寸细化并进行轴向仿真, 对比分析各参数吸能构件的吸能曲线、支反力曲线以及屈曲变形形态, 验证最优尺寸的吸能性能。

(2) 选择不同加载速度对吸能构件进行5组压溃实验, 实验结果表明: 5种加载速度的轴向压溃实验, 支反力波动基本一致, 初始支反力峰值的平均值2 149.32 kN、支反力标准差平均值196.77 kN、平均支反力的平均值1 919.8 kN; 不同速度下轴向压溃实验与有限元仿真数值对比, 初始支反力峰值、支反力标准差、平均支反力的误差分别为5.60%、11.07%、-1.30%; 研究结果验证了仿真研究的可靠性, 可为防冲液压支架提供一定理论参考。

(3) 对最优尺寸吸能构件通过预测模型法、有限元仿真法、压溃实验法3种方法, 进行吸能性能的对比分析, 预测模型的平均支反力为1 879.7 kN, 有限元仿真的平均支反力为1 945.9 kN, 5种加载速度实验的平均支反力为1 919.8 kN, 预测模型误差3.41%, 压溃实验误差-1.3%, 通过不同方法的结果可以相互验证, 从而提高对吸能构件分析的准确性、可靠性。

(4) 为了充分发挥吸能构件的吸能作用, 避免吸能构件倾斜现象, 建议设计中吸能结构应增加导向机构。

参考文献(References):

- [1] 谢和平. 深部岩体力学与开采理论研究进展[J]. 煤炭学报, 2019, 44(5): 1283–1305.
XIE Heping. Research review of the state key research development program of China: Deep rock mechanics and mining theory[J]. Journal of China Coal Society, 2019, 44(5): 1283–1305.
- [2] 郑氏伟, 吴菲, 章争荣. 金属球壳填充网管轴向冲击吸能特性研究[J]. 机械强度, 2023, 45(6): 1493–1497.
ZHENG Shiwei, WU Fei, ZHANG Zhengrong. Research on axial impact energy absorption characteristics of metal spherical shell filled reticulated tube[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(6): 1493–1497.
- [3] 陈东方, 武海鹏, 梁钒, 等. 六边形Al-复合材料薄壁混杂管准静态压缩实验和吸能机理分析[J]. 材料导报, 2022, 36(S1): 193–198.
CHEN Dongfang, WU Haipeng, LIANG Fan, et al. Quasi-static compression experiment and energy absorption mechanism analysis of hexagonal Al-composite thin-walled hybrid tube[J]. Materials Reports, 2022, 36(S1): 193–198.
- [4] 李泽昊, 徐文龙, 王成, 等. 气凝胶夹芯结构冲击吸能实验研究[J]. 工兵学报, 2023, 44(3): 682–690.
LI Zehao, XU Wenlong, WANG Cheng, et al. Experimental study of impact energy absorption of aerogel sandwich structures[J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(3): 682–690.
- [5] 田陈, 黄磊, 刘韡, 等. 多胞管增强泡沫铝复合结构的压缩和吸能性能研究[J]. 应用力学学报, 2022, 39(5): 958–964.
TIAN Chen, HUANG Lei, LIU Wei, et al. Compression and energy absorbing properties of multi-cell tube reinforced aluminum foam[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2022, 39(5): 958–964.
- [6] 李海玉, 王雷, 王陶, 等. 负泊松比点阵结构填充薄壁管轴向压缩行为及吸能特性[J/OL]. 材料科学与工艺: 1–9[2024–06–18]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1345.tb.20230506.1655.002.html>.
LI Haiyu, WANG Lei, WANG Tao, et al. Axial compression behavior and energy absorption characteristics of a thin wall tube filled with a lattice structure with negative Poisson's ratio[J/OL]. Materials Science and Technology: 1–9[2024–06–18]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1345.tb.20230506.1655.002.html>.
- [7] 宋毅帆, 杨楠. 由折痕构建的扭转-吸能结构的形变与力学行为研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(17): 125–134.
SONG Yifan, YANG Nan. Deformation and mechanical behavior of torsional energy absorbing structures constructed by folding creases[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(17): 125–134.
- [8] 黄培耕, 陈雅婷, 熊意, 等. 桁架球填充交织网管复合结构吸能特性研究[J]. 机械强度, 2022, 44(5): 1113–1118.
HUANG Peigeng, CHEN Yating, XIONG Yi, et al. Study on energy absorption characteristics of composite structure of truss sphere-filled interlaced network tube[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(5): 1113–1118.
- [9] WANG S A, DENG C, OJO O, et al. Design and testing of a DNA-like torsional structure for energy absorption[J]. Materials & Design, 2023, 226: 111642.
- [10] JONES N, OKAWA D M. Dynamic plastic buckling of rings and cylindrical shells[J]. Applied Mechanics, 1976, 1: 125–147.
- [11] 张建卓, 张东超, 马箫. 盖板焊接工艺对预折纹吸能构件吸能性能影响研究[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(6): 181–187.
ZHANG Jianzhuo, ZHANG Dongchao, MA Xiao. Study on the influence of cover welding technology on the energy absorption performance of prefolded energy absorbing member[J]. Machine Design & Research, 2020, 36(6): 181–187.
- [12] WU Y Z, FANG J G, CHENG Z Y, et al. Crashworthiness of tailored-property multi-cell tubular structures under axial crushing and lateral bending[J]. Thin-Walled Structures, 2020, 149: 106640.
- [13] 王钧亿. 表面纳米化多胞薄壁吸能结构的设计[D]. 大连: 大连理工大学, 2022.
WANG Junyi. Design on energy absorption for thin wall multicellular structures of the local surface nanocrystallization[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2022.
- [14] 张勇, 徐翔, 李奇, 等. 新颖变截面多胞薄壁结构的耐撞性研究[J]. 中国公路学报, 2017, 30(7): 151–158.
ZHANG Yong, XU Xiang, LI Qi, et al. Crashworthiness research on novel multi-cell thin-walled structure of varying cross-sections[J].

- China Journal of Highway and Transport, 2017, 30(7): 151–158.
- [15] 孙业新. 防冲支架立柱多胞薄壁吸能构件参数优化与仿真研究[D]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2023.
- SUN Yexin. Parameter optimization and simulation research of multi-cell thin-walled energy-absorbing components for anti-impact hydraulic support columns[D]. Fuxin: Liaoning Technical University, 2023.
- [16] 田立勇, 周禹鹏, 孙业新, 等. 防冲支架立柱多胞薄壁吸能构件能量吸收性能[J]. 煤炭学报, 2023, 48(5): 2224–2235.
- TIAN Liyong, ZHOU Yupeng, SUN Yexin, et al. Energy absorption performance of multicellular thin-walled energy-absorbing components of anti-shock support columns[J]. Journal of China Coal Society, 2023, 48(5): 2224–2235.
- [17] JIN M Z, YIN G S, HAO W Q, et al. Energy absorption characteristics of multi-cell tubes with different cross-sectional shapes under quasi-static axial crushing[J]. International Journal of Crashworthiness, 2022, 27(2): 565–580.
- [18] 白永明, 陶艺, 吴迎春, 等. 基于改进 NSGA2 算法的航空燃油泵叶轮优化设计[J]. 兵器装备工程学报, 2020, 41(12): 132–137.
- BAI Yongming, TAO Yi, WU Yingchun, et al. Optimization design of aviation fuel pump impeller based on improved NSGA2 algorithm[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2020, 41(12): 132–137.
- [19] 吴明泽, 张晓伟, 张庆明. 材料和内边界约束对薄壁圆管轴向压缩吸能特性的影响研究[J]. 应用力学学报, 2020, 37(4): 1415–1421, 1851.
- WU Mingze, ZHANG Xiaowei, ZHANG Qingming. Effects of material properties and inner-constraints on the energy absorption of thin-walled circular tube under axial compression[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2020, 37(4): 1415–1421, 1851.
- [20] 潘一山, 王洪英, 李忠华, 等. 一种煤矿用高速吸能防冲让位液压支架: CN102418538A[P]. 2012-04-18.
- [21] 煤矿用液压支架 第1部分: 通用技术条件: GB 25974.1—2010[S].
- [22] 王军领, 詹俊勇, 仲太生, 等. 机械压力机强度刚度测试分析[J]. 锻压装备与制造技术, 2017, 52(2): 6–9.
- WANG Junling, ZHAN Junyong, ZHONG Taisheng, et al. Test analysis of strength and rigidity for mechanical press[J]. China Metal-forming Equipment & Manufacturing Technology, 2017, 52(2): 6–9.