DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.01.101
文章编号：1000-128X(2023)01-0051-09

膨胀式防爬器吸能特性研究

许钦华[1]，高晓鹏[2]，刘旭东[3]，余明阳[1]，任鹏飞[4]，郭维年[5]
（1.中车青岛四方车辆研究所有限公司 技术中心，山东 青岛 266031；
2.重庆市轨道交通（集团）有限公司 运营二公司，重庆 401120；
3.中车制动系统有限公司 钩缓事业部，山东 青岛 266031；
4.中汽研（天津）汽车工程研究院有限公司 安全开发部，天津 300300；
5.中南大学 轨道交通安全教育部重点实验室，湖南 长沙 410075）

摘 要：为了研究膨胀式防爬器的吸能特性，对不同厚度膨胀管的材料性能进行分析，研究了不同约束方式对静压仿真稳定段均值力的影响。通过仿真与试验对比，得到2种轮廓加压锥与膨胀管配合关系下的摩擦因数；进行不同应变率下的材料试验，研究了不同硬化模型对膨胀管高速冲击稳定段均值力的影响，并基于SHS硬化模型对不同冲击速度下的稳定段均值力进行分析。研究结果表明：不同厚度的膨胀管材料性能差异明显，不同边界约束方式对静压仿真稳定段均值力改变明显；不同轮廓加压锥与膨胀管配合关系下的摩擦因数不同，稳定段均值力均与摩擦因数呈正相关；采用不同硬化模型仿真得到的高速冲击稳定段均值力基本相同；使用SHS硬化模型仿真得到的不同冲击速度下的稳定段均值力基本相同，仅在碰撞初始时表现出应变率效应；采用1/4简化模型能够在保证计算精度的同时显著提高计算效率。

关键词：膨胀式防爬器；力值；摩擦因数；应变率；仿真
中图分类号：U270　　**文献标识码：**A

Research on energy absorption characteristics of expanding anti-climber

XU Qinhua[1], GAO Xiaopeng[2], LIU Xudong[3], YU Mingyang[1], REN Pengfei[4], GUO Weinian[5]

(1. Technology Center, CRRC Qingdao Sifang Rolling Stock Research Institute Co., Ltd., Qingdao, Shandong 266031, China; 2. Operation No. 2 Company, Chongqing Rail Transit (Group) Co., Ltd., Chongqing 401120, China; 3. Coupler & Draft Gear Department, CRRC Brake System Co., Ltd., Qingdao, Shandong 266031,China; 4. Security Development Department, China Automotive Research Institute (Tianjin) Co., Ltd., Tianjin 300300, China; 5. Key Laboratory of Traffic Safety on Track Ministry of Education(Central South University), Changsha, Hunan 410075, China)

Abstract: In order to study the energy absorption characteristics of expanding anti-climber, the material performance of expanding pipes with different thicknesses were analyzed. The influence of different restraint methods on the average force value on simulated static pressure section was studied. Through the simulation and comparison of tests, the friction coefficients under the two matching relationships of pressure cones and expansion tube were obtained. Material tests at different strain rates were carried out to study the effects of high-speed impact force on the stable section in different hardening models, and the forces on the stable section at different impact speeds were analyzed based on the SHS hardening model. The results show that the material performance of expansion pipes with different thicknesses varies significantly and different boundary constraints significantly change the static pressure simulation force value. The friction coefficients are different between different pressure cones and expansion pipes, and the value of force increases with the increase of friction coefficient. The average forces on the stable section obtained by high-speed impact are basically the same in different harden-

基金项目：中国科协青年人才托举工程项目（2020QNRC001）；中车青岛四方车辆研究所有限公司科技资助项目(2020SRI110)
通信作者：许钦华（1989—），男，硕士，工程师，从事轨道交通安全研究；E-mail: xuqinhua0851@126.com
引用格式：许钦华, 高晓鹏, 刘旭东, 等. 膨胀式防爬器吸能特性研究[J]. 机车电传动, 2023(1): 51-59.
Citation: XU Qinhua, GAO Xiaopeng, LIU Xudong, et al. Research on energy absorption characteristics of expanding anti-climber[J].Electric Drive for Locomotives, 2023(1): 51-59.

ing models. The force values of different impact speed on the simulated stable section are basically the same in SHS hardening model, and strain rate effect only shows at the initial stage of the impact. Adopting 1/4 simplified model can significantly improve the calculation efficiency without compromising the calculation accuracy.

Keywords: expanding anti-climber; force value; friction coefficient; strain rate; simulation

0 引言

防爬器是轨道交通列车重要的被动安全部件。当车辆发生碰撞时，防爬器能够通过自身材料的塑性变形甚至断裂失效来吸收能量，防止列车出现爬车现象，从而有效降低冲击加速度，减少对司乘人员的伤害。

文献[1]对各类防爬器进行了研究，常见的金属材料类防爬器按照吸能原理的不同可细分为膨胀式、压溃式、卷曲式、刨削式。卷曲式和刨削式防爬器涉及材料的塑性变形和断裂失效，变形程度剧烈。通过对防爬器的卷曲或刨削路径等进行引导，能够提高稳定段吸能力值（以下简称“力值”）的稳定性[2]，但是不同管径的引导方式均需要进行匹配设计。文献[3]对刨削式防爬器的高温力学行为进行了研究，在刨削吸能过程中产生的高温会对材料产生软化作用，进而影响防爬器的力值。刨削式防爬器的刀具与刨削棒之间的装配精度要求较高，高速冲击中会产生飞溅的金属碎屑。

膨胀式和压溃式防爬器大多涉及材料的塑性变形，其变形程度相对温和。压溃式吸能结构常应用于对吸能量要求不高的被动安全领域，如汽车前纵梁等吸能部位[4]。文献[5-6]研究了薄壁结构的吸能特性，为实现多级压溃，压溃管或蜂窝状吸能块的壁厚一般较小；文献[7]研究了列车头车吸能装置的特性，在轨道列车中通过设置多组压溃结构来提高吸能量，占用了较多的车端空间。膨胀式防爬器吸能力值稳定，通过改变壁厚可满足较宽域吸能量的要求，维护成本低，应用广泛。

防爬器的吸能特性研究多采用数值仿真为主的方法，相比于成本较高的试验方法优势明显。

1 膨胀式防爬器结构

典型膨胀式防爬器如图 1 所示，主要由防爬齿、加压管、安装座、加压锥、膨胀管等组成。当碰撞发生后，冲击力依次通过防爬齿和加压管作用于加压锥，加压锥与膨胀管之间发生相对运动，使膨胀管尾部小管径区域依次涨形，实现吸能。

一般而言，加压锥的外轮廓根据膨胀管吸能力值大小分为 2 种类型：①对于小吸能力值的膨胀管，由于其壁厚相对较薄，常用于地铁车辆，与之配合的加压锥外轮廓记为 a 轮廓；②对于大吸能力值的膨胀管，由于其壁厚较厚，常用于动车车辆，与之配合的加压锥外轮廓记为 b 轮廓。为防止吸能力值过大可能造成的膨胀管涨裂等现象，b 轮廓的锥度比 a 轮廓小，以实现缓和膨胀管涨形速率的作用。

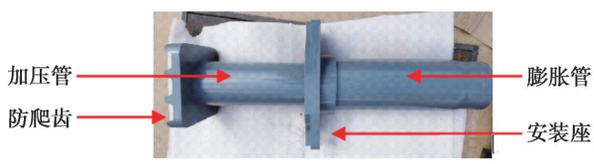


图 1 膨胀式防爬器

Fig. 1 Expanding anti-climber devices

2 材料特性分析

新研制的膨胀管使用某型号钢材（代号 Z），参考标准 GB/T 228.1—2010[8]制备材料静态拉伸试样。考虑到膨胀管的实际厚度较大，为减小试样厚度对试验结果的影响，同时兼顾试验设备的能力，设置试样厚度为 5 mm。在 5.5 mm 厚的膨胀管上进行取样，并标记为“Z-1”；在 11.5 mm 厚的膨胀管上按照图 2 所示的位置分层取样，并分别标记为“Z-0middle”“Z-0side”。在静态拉伸试验机上分别对每种标号的材料进行 3 次有效拉伸试验。从试验结果来看，11.5 mm 厚膨胀管中间部位的材料强度最高，其次是靠近圆弧边缘的位置，而 5.5 mm 厚膨胀管的材料强度最低；各标号材料屈服强度的最大绝对差值可达 60.7 MPa。由此可见，同种材质不同厚度膨胀管之间、相同膨胀管不同取样层之间的力学性能差异明显，在仿真分析中应区分情况使用匹配的材料本构。

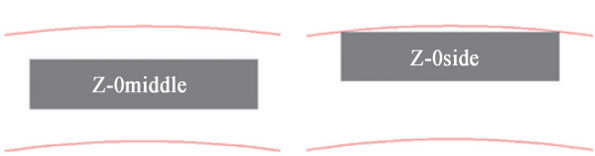


图 2 Z-0middle 和 Z-0side 取样位置

Fig. 2 Z-0middle and Z-0side sampling positions

以 10 mm 厚膨胀管为研究对象，建立静压仿真模型如图 3 所示。膨胀管网格大小 3 mm，沿厚度方向上有 4 排网格，建立加压锥和膨胀管之间的接触关系，其中加压锥外表面为主面，膨胀管内表面为从面，约束膨胀管凸台面 x 轴向平动自由度，设置加压锥沿 x 轴正向强制位移，模拟静压过程。参考机械设计手册暂定加压锥与膨胀管之间的摩擦因数为 0.1。

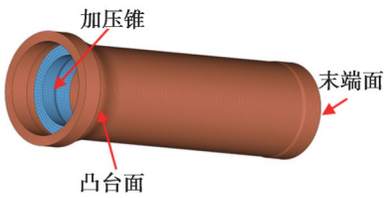


图3　静压有限元模型

Fig. 3　Static pressure finite element model

分别对 10 mm 厚膨胀管使用不同的材料本构建立有限元模型 E、模型 F 和模型 G。其中，模型 E 使用“Z-1”材料本构，模型 F 使用“Z-0side”材料本构，模型 G 使用“Z-0middle”材料本构。仿真得到各模型的力值–时间曲线如图 4 所示，各模型的力值–时间曲线趋势基本一致，计算得到稳定段均值力从大到小依次为模型 G 力值（1 581.5 kN）、模型 F 力值（1 556.1 kN）、模型 E 力值（1 400.0 kN）。

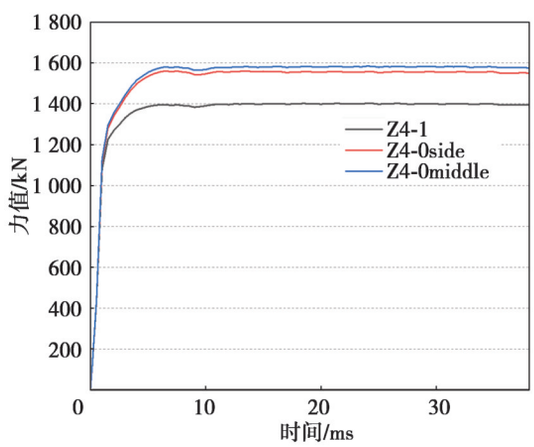


图4　不同材料本构的“力值–时间”曲线

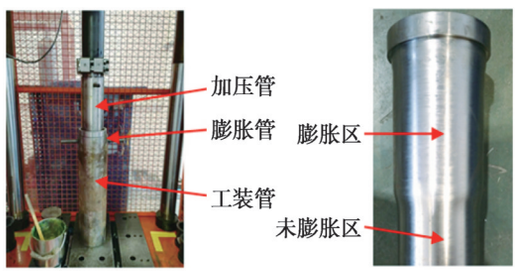
Fig. 4　Force value-time curve of constitutive law of different materials

3　边界约束分析

边界约束方式会对膨胀管的力值仿真结果产生影响，膨胀管常见的边界约束情况有 2 种：凸台面约束和末端面约束。需结合静压试验和仿真模拟对边界约束的影响进行研究。

膨胀管静压试验是检验膨胀管力值特性的重要方法，能够模拟膨胀式防爬器安装于车体后的膨胀吸能过程。图 5(a)为对 5.5 mm 厚膨胀管进行静压试验的示意图，其试验过程为：将工装管置于刚性地面，膨胀管置于工装管内，通过膨胀管凸台面进行固定，压力机通过加压管作用于膨胀管内的加压锥，实现膨胀管变形。静压试验后的膨胀管如图 5(b)所示，能够明显分辨出膨胀区和未膨胀区；静压试验采集得到力值位移曲线如图 6 所示，计算得到力值为 453.3 kN。

建立 5.5 mm 厚膨胀管静压仿真模型，膨胀管使用“Z-1”材料的静态拉伸试验数据，网格大小为 2 mm，沿厚度方向设置 3 层网格数量。接触方式、摩擦因数、边界约束和加载方式的设置均与上文中的 10 mm 厚膨胀管静压仿真模型相同。



(a) 膨胀管静压试验　　(b) 试验后的膨胀管

图5　静压试验

Fig. 5　Static pressure test

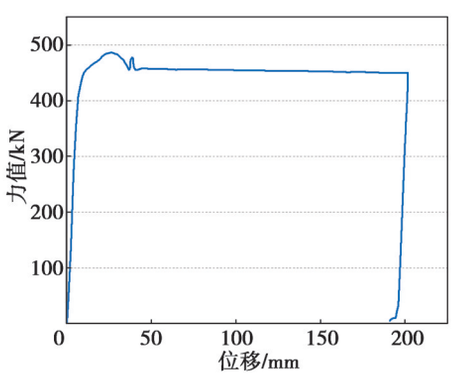


图6　静压试验“力值–位移”曲线

Fig. 6　Force value-displacement curve of static pressure test

对膨胀管设置不同的边界约束方式，建立有限元模型 A、模型 B、模型 C、模型 D，并对比边界差异对材料流动形式和力值的影响。仿真得到各模型的“力值–时间”曲线如图 7 所示，计算得到力值数据如表 1 所示，其力值关系为：模型 A 力值≈模型 B 力值 > 模型 C 力值≈模型 D 力值。这表明：对同一位置约束 3 个方向或 x 轴方向的平动自由度对力值无影响；约束膨胀管凸台面位置的力值明显高于约束膨胀管末端面位置的力值。

表1　不同约束方式对比表

Table 1　Comparison table of different constraint methods

模型	膨胀管约束方式		力值/kN
	凸台面	末端面	
A	3 方向平动自由度	无约束	426.8
B	x 轴向平动自由度	无约束	428.3
C	无约束	3 方向平动自由度	406.1
D	无约束	x 轴向平动自由度	406.6

在模型 B 和模型 D 的基础上，进一步研究膨胀管在长度方向的管缩情况。图 8 为膨胀管静压时间至 40 ms 时膨胀管的应变云图。在 B 模型膨胀管前端面和末端面分别取点 B-Ⅰ和 B-Ⅱ，在模型 D 膨胀管前端面和末端面分别取点 D-Ⅰ和 D-Ⅱ，分别输出 B-Ⅰ和 B-Ⅱ之间、D-Ⅰ和 D-Ⅱ之间的相对位移随时间变化的曲线，

如图 9 所示。由图 9 可知，模型 D 的管缩速度明显高于模型 B，在膨胀管静压时间为 40 ms 时，模型 D 膨胀管在长度方向管缩 15.7 mm，模型 B 膨胀管在长度方向管缩 5.4 mm，绝对数值相差近 2 倍。由此可见，边界约束方式能够明显改变膨胀管的材料流动情况，从而影响膨胀力值。

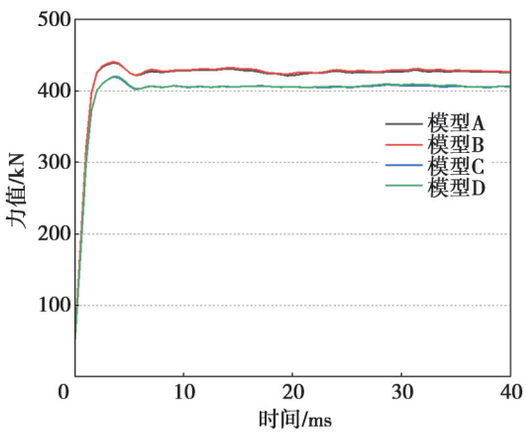
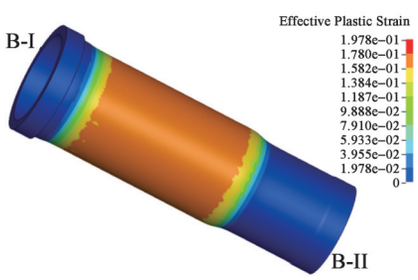
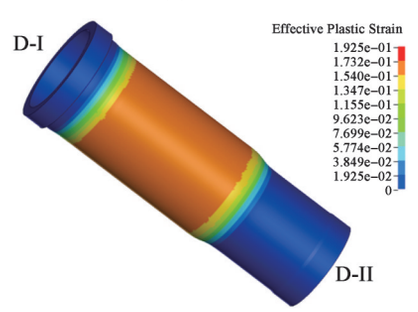


图 7　不同约束方式的“力值–时间”曲线

Fig. 7　Force value-time curve of different constraint modes



(a) 模型 B



(b) 模型 D

图 8　应变云图

Fig. 8　Strain nephogram

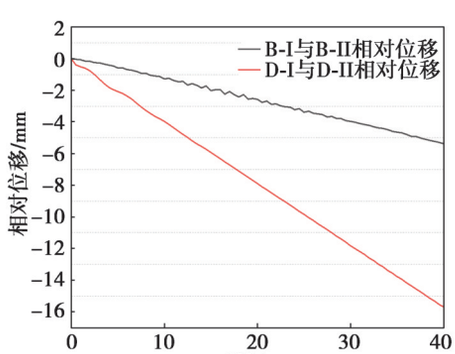


图 9　测点“位移–时间”曲线

Fig. 9　Displacement-time curve of measuring point

4　摩擦因数分析

加压锥与膨胀管之间的摩擦因数对膨胀管的吸能特性有重要影响。对于前文提及的 2 种典型加压锥的外轮廓，其表面均为连续变化的曲面且采用特殊防锈处理工艺，再加上与之配合的膨胀管内壁为圆弧曲面，很难在本体取样后按照实际配合关系直接进行摩擦因数测试试验。此外，在膨胀管的变形过程中，加压锥和膨胀管之间的接触配合状态不固定，接触位置的压强值较大且随着加压锥外轮廓的变化而不断变化，膨胀管在塑性变形中还会产生一定的温升，这些都将会通过影响膨胀管内壁润滑脂的油膜厚度和油膜流动性对摩擦因数造成影响，同样对本体取样直接进行摩擦因数测试带来较大的困难。

综上所述，通过静压试验对标获得宏观层面上的摩擦因数是较为可行的方法。

4.1　a 轮廓加压锥摩擦因数分析

以 5.5 mm 厚膨胀管为研究对象，对 a 轮廓加压锥摩擦因数进行分析。由前文可知，模型 B 对膨胀管的约束方式与静压试验最为接近，其仿真力值为 428.3 kN，比静压试验结果 453.3 kN 偏小。在模型 B 的基础上设置摩擦因数为 0.12，建立模型 B-1，仿真得到“力值–时间”曲线如图 10 所示，仿真计算得到的力值为 450.3 kN。该数值与静压试验结果相比，误差为 −0.67%。

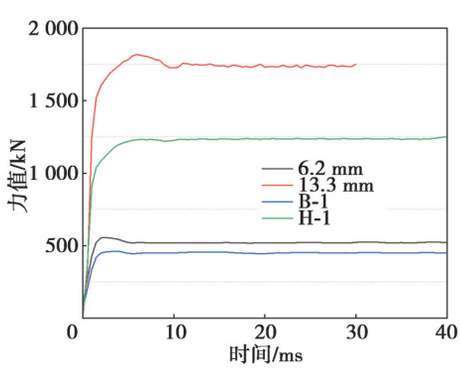


图 10　静压仿真“力值–时间”曲线

Fig. 10　Force value-time curve of static pressure simulation

为验证上述摩擦因数的有效性，对 6.2 mm 厚的膨胀管进行试验，在静压试验时采集得到“力值–位移”曲线如图 11 所示，计算得到的力值为 543.7 kN。建立仿真模型，设置膨胀管与加压锥之间的摩擦因数为 0.12，仿真计算力值为 519.9 kN，该值与试验力值的误差为−4.38%，得到“力值–时间”曲线如图 10 所示。

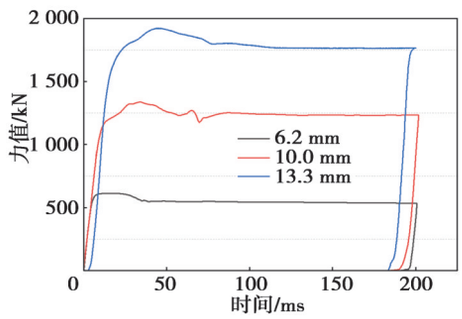


图 11　静压试验力值–位移曲线

Fig. 11　Force value-displacement curve of static pressure test

4.2　b 轮廓加压锥摩擦因数分析

以 10 mm 厚膨胀管为研究对象，对 b 轮廓加压锥摩擦因数进行分析。对 10 mm 厚膨胀管进行静压试验，采集的“力值–位移”曲线如图 11 所示，得到的力值为 1 239.2 kN。在前文仿真分析基础上，建立模型 H，使用“Z-0side”“Z-0middle”2 种材料本构，具体如图 12 所示，对膨胀管内外表层的一排网格区域使用“Z-0side”材料进行模拟，对膨胀管内层的 2 排网格区域使用“Z-0middle”材料进行模拟，仿真得到的力值远大于静压试验值。在模型 H 的基础上设置摩擦因数为 0.04，建立有限元模型 H-1，仿真得到的“力值–时间”曲线如图 10 所示，计算得到的力值为 1 236.2 kN，与静压试验结果相比，误差为–0.24%。

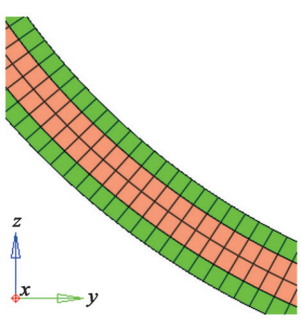


图 12　局部网格

Fig. 12　Local mesh

为验证上述摩擦因数的有效性，对 13.3 mm 厚的膨胀管进行试验。静压试验采集得到的“力值–位移”曲线如图 11 所示，计算得到的力值为 1 767.1 kN。按照模型 H 的建模方法，设置膨胀管与加压锥之间的摩擦因数为 0.04，仿真得到的“力值–时间”曲线如图 10 所示，计算力值为 1 739.4 kN，与试验力值的误差为 -1.57% 左右。

5　应变率效应分析

文献[9-11]对材料的动态力学性能进行了研究，常见的铁基金属材料在高速变形时会表现出明显的应变率强化效应。考虑到高速冲击试验的能量和安全性，以低力值膨胀式防爬吸能装置（5.5 mm 厚膨胀管）为研究对象，进行碰撞冲击速度为 25 km/h（依据 EN 15227 标准，地铁车辆碰撞工况的最高速度为 25 km/h）工况下的应变率效应研究。

5.1　高速拉伸试验及本构曲线

使用“Z-1”材料静态拉伸试验数据，对 5.5 mm 厚膨胀管进行仿真分析，评估应变率范围。设置加压锥的移动速度为 25 km/h，计算得到的膨胀管应变云图如图 13 所示。在中部位置沿着同一圆周方向每间隔 90° 选取沿厚度方向上的 3 个单元（共计 12 组单元）进行应变率分析，输出各单元应变随时间变化的曲线，如图 14 所示。在图 14 中，当 t=25 ms 之后，加压锥作用于该圆周的单元区域；当 t=35 ms 之后，该圆周单元不再发生变形。对上述单元应变随时间变化的曲线进行求导，在 t=30 ms 附近各单元的应变率达到峰值，最大应变率为 70/S。据此制定试验方案，获取“Z-1”材料在 100/S 及以下应变率的材料曲线，以准确模拟膨胀管在 25 km/h 及以下速度的碰撞工况。

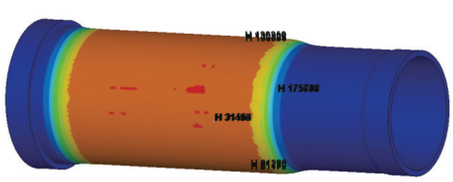


图 13　应变云图

Fig. 13　Strain nephogram

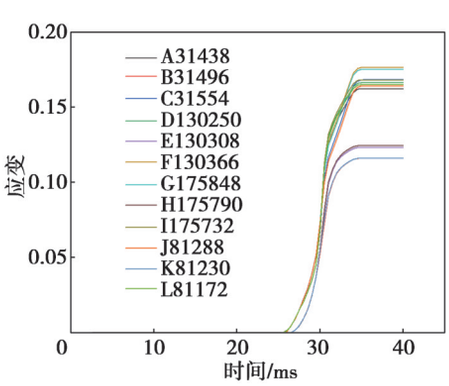


图 14　参考点应变–时间曲线

Fig. 14　Strain-time curve at reference point

参考 GB/T 30069.2—2016[12] 制备材料动态拉伸试样，图 15 为夹持在高速拉伸设备上的试样，图 16 为进行动态拉伸后的试样。考虑到膨胀管的实际厚度较大，为尽可能降低试样厚度对仿真结果的影响，兼顾试验设备的测试能力，取试样厚度为 5 mm。

对“Z-1”材料每个应变率（1/S、10/S、100/S）至少进行 3 次有效动态拉伸试验，如遇有试验曲线波动较大的情况，则需要追加试验次数[13]。由工程应力应变曲线可知，各应变率下材料的应力应变曲线一致性较好，材料表现出明显的应变率正相关效应，随着应变率的提高，材料的屈服强度和抗拉强度均有明显的增加。

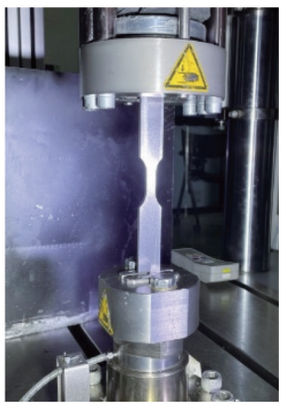


图 15　拉伸前试样

Fig. 15　Sample before extension



图 16　拉伸后试样

Fig. 16　Sample after extension

在一维拉伸试验中仅能测得工程应力应变关系，通过文献[14]中的相关公式转换，即可得到仿真软件中需要的真应力应变关系。应注意上述真应力应变转换公式仅适用于材料发生径缩之前，当试样出现径缩现象时，局部位置收缩、拉长，而非标距段整体的长度变化，上述公式将不再适用[15]。在一般情况下，对屈服至抗拉强度之间的工程应力应变关系按照上述公式进行转换，会得到部分真应力应变曲线，然后对这部分真应力应变曲线通过合适的材料硬化模型进行拟合，再外延得到完整的真应力应变关系曲线。

文献[16-17]对材料硬化模型进行了研究，将常见的硬化模型按照最终应力的收敛情况分为饱和型硬化模型和非饱和型硬化模型，如 VOCE 硬化模型、HOCKETT-SHERBY 硬化模型为饱和型，SWIFT 硬化模型为非饱和型。另外，还有以一定的比例系数进行叠加的混合模型，如 SWIFT-HOCKETT-SHERBY 硬化模型[18]（简称 SHS 硬化模型）。对于“Z-1”材料，通过 SWIFT 硬化模型、SHS 硬化模型和 VOCE 硬化模型，分别拟合[19]得到在静态以及应变率分别为 1/S、10/S、100/S 的真应力–应变曲线，如图 17 所示。

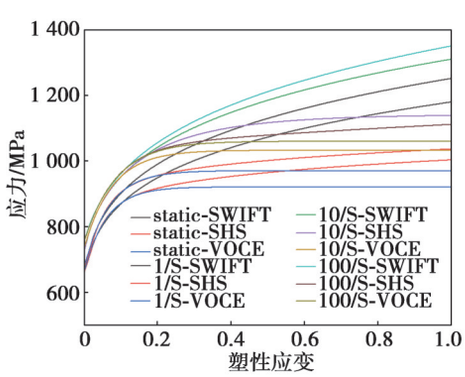


图 17　真应力–应变曲线

Fig. 17　True stress-strain curve

5.2　高速冲击试验及仿真分析

使用 5.5 mm 厚膨胀管装配整套膨胀式防爬器，进行 25 km/h 实车冲击试验。其中，测力传感器固定安装于刚性墙，膨胀式防爬器安装于冲击车的前端。该膨胀式防爬器冲击试验如图 18 所示，传感器采集碰撞瞬间的速度为 6.85 m/s，采集碰撞过程中的“力值–位移”曲线如图 19 所示，计算得到的力值为 476.9 kN。



(a) 试验前　　(b) 试验后

图 18　防爬器冲击试验

Fig. 18　Impact test of anti-creeper

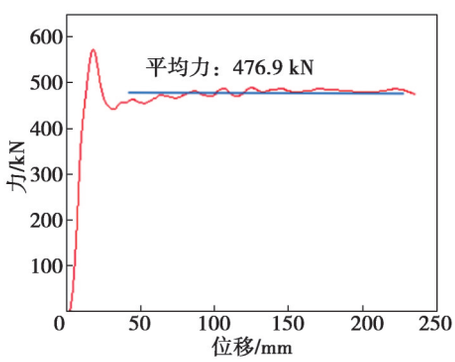


图 19　实车冲击试验力值–位移曲线

Fig. 19　Force-displacement curve of real vehicle impact test

建立膨胀式防爬器高速冲击有限元模型，如图 20 所示。为提高计算效率，对部分非主要部件进行了简化，不考虑刚性墙、防爬齿和加压锥的变形，建立防爬齿与加压锥之间的耦合关系，建立防爬齿与刚性墙之间的接触关系、加压锥与膨胀管之间的接触关系，在膨胀管凸台面以质量均布的方式模拟冲击车质量，对刚性墙 3 个方向的平动自由度进行约束，对防爬器整体施加沿 x 轴向的初速度 25 km/h，使其撞击刚性墙。

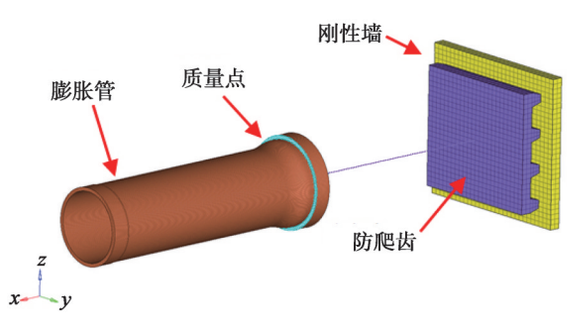


图 20　高速冲击有限元模型

Fig. 20　High speed impact finite element model

通过使用图 17 所示不同硬化模型外延得到各应变率下的真应力应变曲线，并将该曲线作为材料本构进行冲击仿真，得到的“力值–时间”曲线如图 21 所示。由图 21 可知，采用 3 种硬化模型计算得到的“力值–时间”曲线基本一致；采用 SHS 模型仿真计算得到的力值为 482.5 kN，采用 SWIFT 模型仿真计算得到的力值

为484.6 kN，采用VOCE模型仿真计算得到的力值为481.5 kN，三者力值与试验所测数据的误差均在2%以内。对应图21中t=40 ms时的膨胀管应变云图如图22所示，变形模式基本一致。

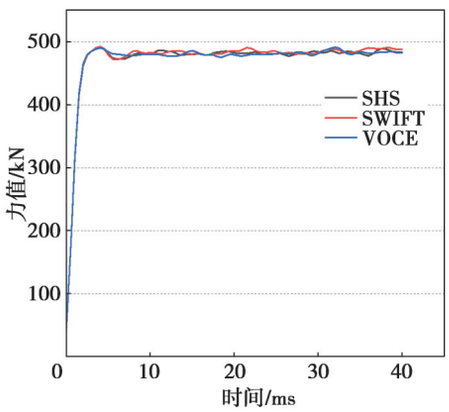


图21　不同硬化模型力值–时间曲线

Fig. 21　Fore value-time curve of different hardening models

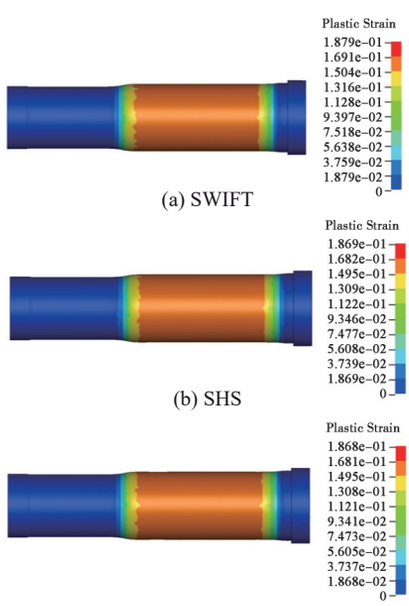


图22　SWIFT/SHS/VOCE硬化模型应变云图

Fig. 22　Strain nephogram of SWIFT/SHS/VOCE hardening model

在SHS硬化模型的基础上进一步对比膨胀管对应变率效应的敏感程度。设置冲击速度分别为10 km/h、15 km/h、20 km/h、25 km/h的冲击仿真模型，得到如图23所示的“力值–时间”曲线，仿真计算得到的力值分别为479.0 kN、480.3 kN、481.6 kN、482.5 kN。由此可知，随着碰撞速度的增加，力值增幅很小，这说明膨胀管在冲击速度25 km/h以下时，稳定段膨胀变形模式对应变率效应不敏感；同时，应注意到初始拐点力值随着冲击速度的提升有明显的增加，这说明在初始碰撞瞬间的结构变形模式对应变率效应较敏感。

仿真分析需要处理大量模型数据，在兼顾精度的同时减少计算时间，能够显著提高研发效率。考虑到研究对象的双轴向对称性，在图20所示有限元模型的基础上，以SHS硬化模型为例，建立1/4简化模型，如图24所示，在简化模型的对称边界处添加对称约束[20]。

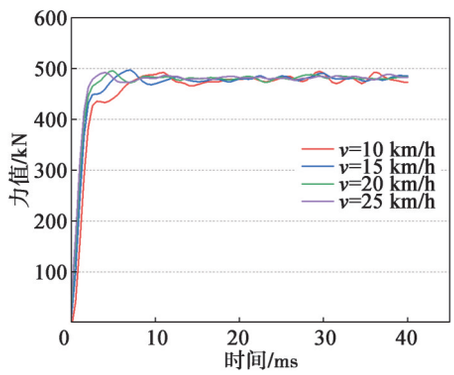


图23　不同冲击速度力值–时间曲线

Fig. 23　Force value-time curve of different impact speeds

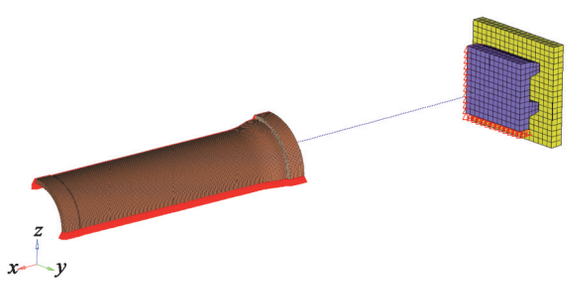


图24　1/4简化模型

Fig. 24　1/4 simplified model

由计算结果可知，简化模型和非简化模型的膨胀管变形规律基本一致，1/4简化模型的“力值–时间”曲线如图25所示，仿真计算得到的1/4简化模型的稳定段均值力为120.2 kN，对应整管模型的力值为480.8 kN，与非简化模型计算得到的稳定段均值力相比，误差为–0.4%，与实车冲击试验稳定段均值力的误差为0.8%，一致性较好。在计算时间方面，对于相同配置的计算机，非简化模型需要78 min，而1/4简化模型仅需要22 min，计算效率提升近72%，这证明了该1/4对称简化模型方案具有较高的可行性。

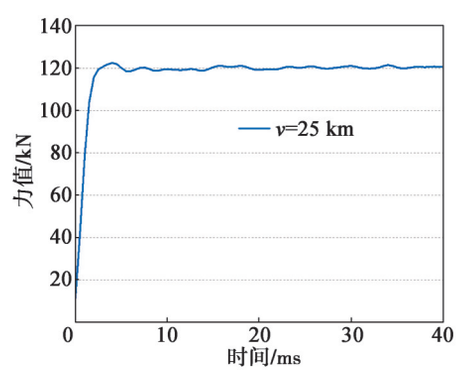


图25　1/4简化模型“力值–时间”曲线

Fig. 25　Force value-time curve in 1/4 simplified model

6 结论

通过数值仿真与试验相结合的方法，本文对膨胀式防爬器的吸能特性进行了研究。从膨胀管的材料特性、有限元边界施加方式、膨胀管与加压锥之间的摩擦因数、材料应变率效应及硬化模型选择、简化模型建立等方面对膨胀管吸能力值的影响规律进行了具体的分析，得到以下结论：

①同种材质不同厚度膨胀管之间、相同膨胀管不同取样层之间的力学性能差异明显，在仿真分析中应区分情况使用匹配的材料本构。以 10 mm 厚膨胀管静压仿真为例，使用厚管中间处材料本构的力值>使用厚管中间及边缘处材料本构分层建模的力值 > 使用厚管边缘处材料本构的力值 > 使用薄管材料本构的力值，最大力值偏差达 13% 左右。

②约束方式不同会通过改变材料的流动情况进而对力值造成较大影响，静压试验和仿真模型的边界设置均应与部件实际安装应用情况一致。以 5.5 mm 厚膨胀管静压仿真为例，约束膨胀管末端面的力值较约束膨胀管凸台面的力值小 5.2% 左右，而管缩长度值大 190.7% 左右。

③不同轮廓加压锥与膨胀管配合关系下的摩擦因数不同，但增大摩擦因数均会提高膨胀管吸能力值。

④膨胀管材料在高速拉伸试验中表现出明显的应变率正相关效应，分别使用 SWIFT、SHS、VOCE 这 3 种硬化模型对材料真应力应变曲线进行拟合后外延，并应用在膨胀管 25 km/h 的高速冲击仿真中，得到的力值结果基本相同，说明膨胀变形过程对材料真应力应变曲线的外延段是否考虑应力的收敛情况不敏感。

⑤基于 SHS 硬化模型的 5.5 mm 厚膨胀管在 4 种不同冲击速度下进行有限元仿真，在碰撞初始位置表现出力值差异，在稳定段的均值力基本一致，这表明初始碰撞瞬间的结构变形模式对应变率效应敏感，而后续稳定段膨胀变形模式对应变率效应不敏感。

⑥膨胀管仿真模型具有高度的双轴向对称性，使用 1/4 简化模型并在对称边界添加对称约束具有较高的可行性。以 5.5 mm 厚膨胀管 25 km/h 高速冲击仿真为例，简化模型能够在保证计算误差在 1% 以内的同时提升近 72% 的计算效率。

参考文献：

[1] 杨鹏, 胡旋, 闫涛. 城市轨道交通车辆各类防爬器的结构分析及变形[J]. 中国新技术新产品, 2021(14): 58-60.
YANG Peng, HU Xuan, YAN Tao. Structural analysis and deformation of various types of anti-clippers in urban rail transit vehicles[J]. New Technology & New Products of China, 2021(14): 58-60.

[2] 汤礼鹏. 城轨车辆切削式专用吸能装置研究[D]. 长沙: 中南大学, 2010.
TANG Lipeng. Research on the special energy-absorbing structure of mass transit vehicles[D]. Changsha: Central South University, 2010.

[3] 何晓蕾, 司志强, 陈璇臻, 等. 刨削式吸能结构用 45 号钢高应变率高温力学行为与本构模型研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2019, 16(1): 215-222.
HE Xiaolei, SI Zhiqiang, CHEN Xuanzhen, et al. Investigation on the mechanical behavior and constitutive model of 45 steel used in planing energy-absorbing structure at high strain rate and high temperature[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2019, 16(1): 215-222.

[4] 赵世婧, 樊继红, 王贞涛. 基于正面碰撞汽车前纵梁结构优化设计分析[J]. 机械设计与制造, 2020(12): 138-141.
ZHAO Shijing, FAN Jihong, WANG Zhentao. Optimization design analysis of front longitudinal beam structure based on frontal collision[J]. Machinery Design & Manufacture, 2020(12): 138-141.

[5] 朱西产, 钟荣华. 薄壁直梁件碰撞性能计算机仿真方法的研究[J]. 汽车工程, 2000, 22(2): 85-89.
ZHU Xichan, ZHONG Ronghua. A study on crashworthiness of the thin walled column by computer simulation[J]. Automotive Engineering, 2000, 22(2): 85-89.

[6] 许平, 陈凯, 邢杰, 等. 带隔板单锥薄壁方管结构吸能特性研究和多目标优化[J]. 铁道科学与工程学报, 2019, 16(1): 185-191.
XU Ping, CHEN Kai, XING Jie, et al. Energy distribution analysis and multi-objective optimization of a single tapered thin-walled square tubes with diaphragms[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2019, 16(1): 185-191.

[7] 杨超, 朱涛, 肖守讷. 列车车体铝合金动态力学性能及其对吸能的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2015, 46(7): 2744-2749.
YANG Chao, ZHU Tao, XIAO Shoune. Dynamic mechanical properties of aluminum alloy used in carbodies of trains and effect on energy absorption[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2015, 46(7): 2744-2749.

[8] 全国钢标准化技术委员会. 金属材料 拉伸试验 第 1 部分: 室温试验方法: GB/T 228.1—2010[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
National Technical Committee for Steel Standardization. Metallic materials-tensile testing-part 1 : method of test at room temperature: GB/T 228.1—2010[S]. Beijing: Standards Press of China, 2011.

[9] HU D Y, MENG K P, JIANG H L, et al. Strain rate dependent constitutive behavior investigation of AerMet 100 steel [J]. Materials & Design, 2015, 87: 759-772.

[10] QIN Jingui, CHEN Rong, WEN Xuejun, et al. Mechanical behaviour of dual-phase high-strength steel under high

strain rate tensile loading[J]. Materials Science and Engineering: A, 2013, 586: 62-70.

[11] 冯悦, 肖守讷, 朱涛, 等. 材料应变率效应对2类吸能结构碰撞性能的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(10): 2625-2635.
FENG Yue, XIAO Shoune, ZHU Tao, et al. Influence of material strain rate effect on crashworthiness of two kinds of energy-absorbing structure[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2018, 49(10): 2625-2635.

[12] 全国钢标准化技术委员会(SAC/TC183). 金属材料 高应变速率拉伸试验 第2部分: 液压伺服型与其他类型试验系统: GB/T 30069.2—2016[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
National Technical Committee for Steel Standardization (SAC/TC183). Metallic materials-tensile testing at high strain rates-part 2: servo-hydraulic and other test systems: GB/T 30069.2—2016[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.

[13] 温彤, 火小畅, 张龙柱, 等. 考虑应变率效应的本构曲线耦合外延方法[J]. 吉林大学学报(工学版), 2020, 50(6): 2074-2079.
WEN Tong, HUO Xiaochang, ZHANG Longzhu, et al. Coupled extending method of constitutive curves with strain rate considered[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2020, 50(6): 2074-2079.

[14] 朱昱. 基于Johnson-Cook模型的Q355B钢动态本构关系研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2019.
ZHU Yu. Research on dynamic constitutive relationship of Q355B steel based on Johnson-Cook model[D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2019.

[15] 王少辉, 李颖, 翁依柳, 等. 基于棒材拉伸试验确定金属材料真实应力应变关系的研究[J]. 塑性工程学报, 2017, 24(4): 138-143.
WANG Shaohui, LI Ying, WENG Yiliu, et al. Determination of true stress-strain relationship of metallic materials based on bar tension tests[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2017, 24(4): 138-143.

[16] KLEEMOLA H J, NIEMINEN M A. On the strain-hardening parameters of metals[J]. Metallurgical Transactions, 1974, 5(8): 1863-1866.

[17] DZIALLACH S, BLECK W, BLUMBACH M, et al. Sheet metal testing and flow curve determination under multiaxial conditions[J]. Advanced Engineering Materials, 2007, 9(11): 987-994.

[18] 董伊康, 齐建军, 孙力, 等. 车用钢板材料硬化模型的适用性[J]. 机械工程材料, 2020, 44(10): 81-86.
DONG Yikang, QI Jianjun, SUN Li, et al. Applicability of hardening models for automobile steel sheets[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2020, 44(10): 81-86.

[19] 徐晨阳, 张骥超, 连昌伟. 基于GISSMO损伤模型的DH590高强钢断裂失效行为研究[J]. 塑性工程学报, 2021, 28(6): 68-74.
XU Chenyang, ZHANG Jichao, LIAN Changwei. Study on fracture failure behavior of DH590 high strength steel based on GISSMO damage model[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2021, 28(6): 68-74.

[20] 王利荣, 吕振华, ICHIRO H. 橡胶隔振器有限元建模技术及静态弹性特性分析[J]. 汽车工程, 2002, 24(6): 480-485.
WANG Lirong, LYU Zhenhua, ICHIRO H. Finite element modeling of rubber mount and its static elastic characteristic simulation[J]. Automotive Engineering, 2002, 24(6): 480-485.

收稿日期：2022-07-08
修回日期：2022-09-05