

doi:10.16576/j.ISSN.1007-4414.2023.04.038

轨道车辆分级压溃式结构吸能装置设计研究*

杜鹏成¹, 李 思², 张硕韶²

(1.中国铁路北京局集团有限公司,北京 100860; 2.中车唐山机车车辆有限公司,河北唐山 064000)

摘要:轨道车辆的被动安全技术作为保障列车安全运行的最终屏障越来越受到人们的重视。该文针对车辆吸能装置结构复杂、生产成本高等问题,提出一种两级压溃式结构吸能单元梁设计方案。该方案通过有限元分析与碰撞试验相结合的方式开展不同吸能单元梁壁厚对吸能性能的影响研究,并基于仿真计算结果对吸能部件进行动态冲击试验。结果表明,该吸能装置平均吸能量十分接近,能有效实现充分吸能过程中的可控有序的塑性变形,且结构屈服后平均力值未超过车体静态纵向承载值。该方案在满足车辆设计要求的同时降低结构复杂程度,在产品降本增效方面具有明显的应用优势。

关键词:压溃式;吸能单元梁;吸能结构;碰撞性能

中图分类号:V270.3

文献标识码:A

文章编号:1007-4414(2023)04-0137-08

Design and Research on Energy Absorption Device of Graded Crushing Structure of Rail Vehicle

DU Peng-cheng¹, LI Si², ZHANG Shuo-shao²

(1.China Railway Beijing Group Co., Ltd, Beijing 100860, China;

2.CRRC Tangshan Co., Ltd, Tangshan 064000, Hebei, China)

Abstract: The passive safety technology in rail vehicles is gaining more and more attention as the ultimate barrier to ensure the safe operation of trains. Aiming at the problems of complex structure and high production cost of vehicle energy absorbing device, a two-stage crushing structure energy absorbing unit beam design scheme is proposed, and the influence of wall thickness of different energy absorbing element beams on energy absorption performance is studied by combining the finite element analysis and crash test. Then the dynamic impact test is carried out on the energy absorbing parts based on the simulation calculation results. The results show that the average energy absorption of the energy absorption device is very close, which can effectively realize the controllable and orderly plastic deformation in the process of full energy absorption, and the average force value after the structure yields does not exceed the static longitudinal bearing value of the vehicle body, which has obvious application advantages in meeting the vehicle design requirements while reducing the complexity of the structure and realizing the cost reduction and efficiency increase of the product.

Key words: crushed; energy absorbing unit beam; energy-absorbing structure; crash capability

0 引言

随着我国城市化进程的不断加速,大力发展轨道交通成为解决城市客运紧张和城市交通堵塞的有效途径。尽管轨道车辆的主动安全技术在不断提高,但在列车实际运行过程中依然存在主动防护措施失效或主观人为因素所造成的碰撞追尾事故,轨道车辆的被动安全防护性能就成为了保护乘客的最后一道屏障。吸能装置作为提高轨道车辆耐撞击性能的关键点,逐渐成为轨道车辆安全领域的研究热点。

轨道车辆的吸能装置一般位于列车前端,通过前端吸能装置的破坏性变形来耗散列车在冲击过程中的动能,从而达到保护乘客的目的。目前,研究人员主要采用仿真分析与碰撞试验相结合的方式开展车辆吸能装置研究。修瑞仙等^[1]针对某型客车车体纵向刚度分布不合理等问题,设计出一种吸能效果良好的

耐撞性元件,并通过仿真分析对其结构耐撞性进行分析。陈乙等^[2]提出一种轨道车辆吸能结构碰撞变形沉浸式虚拟仿真方法,实现了碰撞变形过程实时交互分析的高沉浸感的虚拟仿真碰撞实验。贺世忠等^[3]以膨胀管式吸能元件为研究对象,通过冲击试验分别研究了壁厚、锥头外径、冲击速度对吸能元件吸能特性的影响。何晓龙等^[4]以刨削式吸能装置为研究对象,对其导向座的结构强度进行了仿真分析及试验验证。谢耿昌等^[5]对某型城轨车辆变阻抗压溃装置开展纵向动力学计算与碰撞特性研究。

吸能装置耗散能量的方式主要分为刨削式、膨胀式、压溃式三种,现阶段将吸能装置同时作为前端支撑结构的结构性吸能研究较少。为了减少司机室端的设备布置空间,简化吸能装置结构,同时便于车辆主机厂生产制造,笔者提出了一种压溃式的结构吸能

* 收稿日期:2023-01-05

作者简介:杜鹏成(1978-),男,天津宁河人,高级工程师,主要从事高速列车、城际列车车体制造技术方面的科研工作。

单元梁及其所组成的吸能装置,通过仿真模拟分析与碰撞试验相结合的方式,验证了吸能单元梁和吸能装置的吸能能力,实现了吸能装置在充分吸能过程中的可控有序塑性变形。同时,其结构简单、制造成本低,可为车辆主机厂自主生产、掌握关键核心技术提供基础。

1 压溃式结构吸能装置方案设计

1.1 列车吸能系统设计

良好防撞性能的列车关键就是设计一个包括防爬装置、能量吸收装置等在内的安全保护系统,使列车在预设变形区域内可控、渐进地发生塑性变形,从而利用材料的塑性变形来吸收巨大的碰撞能量,以尽可能为驾驶员和乘客提供足够的生存空间,同时减小冲击力和冲击加速度并延长撞击减速时间^[6]。

1.2 压溃式结构吸能装置方案设计

理想吸能装置应具备以下特性。

(1) 从碰撞开始到结构完全变形压溃的整个过程中,塑变后的稳态平均力应小于并尽可能地接近设计碰撞力目标极限值,碰撞力曲线变化平缓,初始触发力拐点无尖峰,这样才能获得最大的吸能总量并避免损坏车体结构。理想状态下最良好的能量吸收装置在急速大变形情况下应具有接近定常的力学特性。

(2) 碰撞动能应尽可能不可逆转地转换成塑性变形能,即以塑性变形而不是弹性变形来消耗冲击能量,因为弹性变形会导致内部乘客和车体承受剧烈的二次碰撞。

(3) 吸能装置在碰撞条件下的变形模式应当稳定,在各种碰撞工况下均不能发生结构失稳的情况。

(4) 吸能装置本身的压缩比应尽可能长,以吸收更多的动能,且变形后不会占据大的空间或发生诸如碎片飞裂的次生破坏。

(5) 吸能装置本身自重轻,具有良好的比吸能。

(6) 由于吸能装置为一次性破坏使用件,应该成本低廉,易于制造。

司机室前端吸能装置设计区域范围要充分顾及到邻近区域相关部件的功能性发挥,确保它们在安装空间上互不干涉。如考虑到车体前端车钩的功能性发挥,则设计区域不能与车钩的摆动空间干涉;要考虑前端防爬器的安装空间,也要考虑前端吸能装置与车体端梁安装面的空间联系;整体在横向上还要考虑前端吸能装置的布局与侧梁空间位置的协调。通过整体性筹划布局提取车体前端吸能装置的设计空间,总体拓扑布局如图1、2所示。

通过多方案的对比分析,最终总体设计方案如图3所示。总体上,通过过渡梁可将前端吸能装置沿纵向分为两级逐步压缩的吸能区域,第一级吸能区先于第二级

吸能区被压溃。在两级吸能区域中,以吸能单元梁来适应不同类型列车的碰撞吸能需求。司机室前端吸能装置采用焊接或者螺栓的形式连接到车体上。

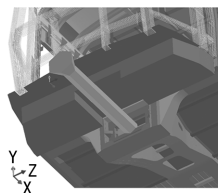


图1 设计空间相对车体的位置图

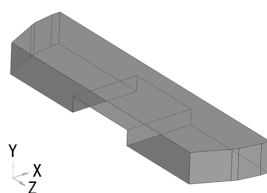


图2 吸能装置设计空间拓扑图

整个司机室前端吸能装置是沿横向对称,图3所示意的位置和B位置、D位置和E位置的吸能单元梁为同一种几何结构。依据实际需要,将A位置和B位置设为不同尺寸结构的吸能单元梁。但在C、F位置,由于车钩安装空间的需要,这两个位置的吸能单元梁结构与A、B位置的吸能单元梁不同,C、F位置采用了不同的几何结构形式。

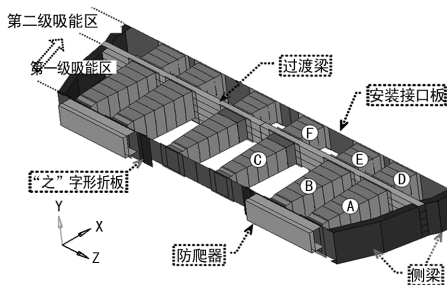


图3 吸能装置方案示意图

尽管整个吸能装置由多个吸能单元梁组成,但为实现制造的便捷,降低成本,吸能单元梁设计两种“基本结构”形式,可通过有限的参数选择来满足具体的结构应用。A、B、D、E为同一种“基本结构”形式的吸能单元梁的“子结构”,C、F为另一种“基本结构”形式相同的吸能单元梁的“子结构”。

在司机室前端吸能装置撞击刚性平面而产生压缩变形期间,A位置和B位置的吸能单元梁接受防爬器的传力,首先发生塑性变形,而此时,由于“之”字形折板产生延伸变形,C位置的吸能单元梁并没有被压溃。同时其还能协调将C位置吸能单元梁的压缩力峰值与A、B位置吸能单元梁的压缩力波谷相对应,使所有的吸能单元梁能够步调一致地产生塑性变形。

1.3 压溃式结构吸能单元梁方案设计

吸能单元梁的主体为塔形结构,由上、下两部位折弯钢板拼焊而成,在内部增设带有减重椭圆孔的诱导隔板,诱导隔板能够促进吸能单元梁两侧塑性变形进程趋于一致,并且精确控制吸能单元梁形成塑性较的数量。通过迭代法仿真分析确定合理的诱导隔板

间距,确保每一个塑性铰均能完整形成且每个塑性铰能够独立形成,不对下一塑性铰的形成造成影响。

在塔形模块化吸能单元梁端部设置V形诱导板,此诱导板能够首先触发吸能单元梁前端产生塑变,从而控制吸能单元梁的塑变方向,避免其从底部或中部开始产生塑变。V型诱导板的角速度设计应反复校核,角度太大或者太小均不能合理地调整吸能单元梁的触发力,这种设计在调整压溃触发力的同时,也增加了塔形模块化吸能结构整体的稳定性,如图4所示。C位置吸能

单元梁除了在几何尺寸上满足空间要求,还在其尾部增加了补强立板,其作用是弥补防爬器与吸能单元梁前端之间的距离

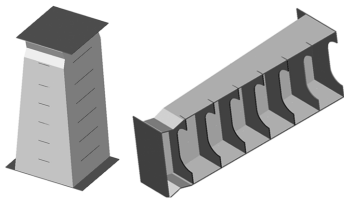


图4 吸能单元方案示意图

差,确保第一级吸能区的塑性铰能够同步压缩,第二级吸能区的塑性铰能够同步开始,从而使底架前端受力更均匀,更好地保护车体结构。

2 压溃式结构吸能装置仿真分析

2.1 仿真模型建立

文中采用法国著名公司ESI的PAM-Crash碰撞模拟软件对上述方案进行分析。主要建模流程如下:首先,使用美国SDRC公司的I-DEAS软件创建用于结构耐撞性分析的几何模型,并导出iges格式文件;然后,将几何模型导入HyperMesh处理器中进行有限元网格划分,并输出pc格式文件;最后,将有限元模型导入到PAM-Crash中进行结构耐撞性分析。其中,在吸能单元梁的有限元网格划分时,应尽量采用较小的单元尺寸,小的单元尺寸比较容易捕捉到碰撞中产生的小塑性铰,模拟的结果也更加精细,而吸能装置和车辆的划分可采用较大网格,以减少计算量,提高计算效率^[7]。基本结构吸能单元梁有限元模型如图5所示。

2.2 吸能单元梁仿真分析

为了更好地研究吸能单元梁壁厚与吸能数量、塑性变形之间的关系,将每种吸能单元梁的壁厚均按照2、2.5、3 mm的数值分别模拟分析,计算方案如表1所列。在模拟中,利用压力试验机以恒定的8 m/s速

度对吸能单元梁进行压缩。

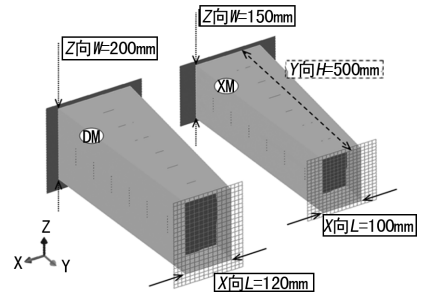


图5 基本结构吸能单元梁有限元模型

表1 吸能单元梁计算方案

序号	说明	高度 H /mm	厚度 T /mm	编号
1			2	DM0-H500-T2
2	DM“基本结构”	500	2.5	DM0-H500-T2.5
3			3	DM0-H500-T3
4			2	XM0-H500-T2
5	XM“基本结构”	500	2.5	XM0-H500-T2.5
6			3	XM0-H500-T3
7	第二级吸能区		2	DM2-H180-T2
8	DM“子结构”	180	2.5	DM2-H180-T2.5
9			3	DM2-H180-T3
10	第二级吸能区		2	XM2-H180-T2
11	XM“子结构”	180	2.5	XM2-H180-T2.5
12			3	XM2-H180-T3

对吸能单元梁进行仿真分析,在诱导板的作用下单元梁均产生了渐进稳定的塑性变形,DM基本结构的压缩变形图如图6所示。吸能单元梁的触发力、行程、吸能计算结果如表2所列。

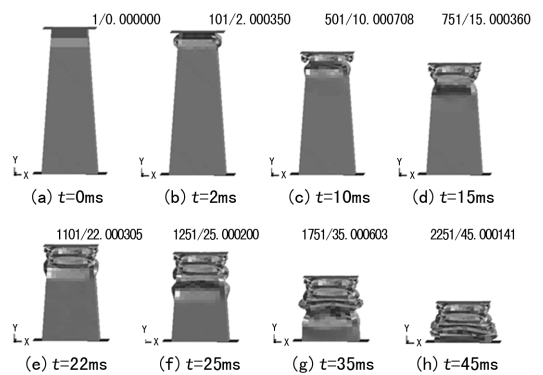


图6 吸能单元梁压缩变形图

表2 吸能单元梁的触发力、行程、吸能计算结果

序号	编号	高度 H /mm	厚度 T /mm	触发力 /kN	有效压缩行程 /mm	吸能总量 /kJ
1	DM0-H500-T2		2	201	401.7	59.81
2	DM0-H500-T2.5	500	2.5	280	390.7	77.57
3	DM0-H500-T3		3	372	367.8	86.37

续表2 吸能单元梁的触发力、行程、吸能计算结果

序号	编号	高度 H /mm	厚度 T /mm	触发力 /kN	有效压缩行程 /mm	吸能总量 /kJ
4	XM0-H500-T2		2	165	400	53.54
5	XM0-H500-T2.5	500	2.5	232	392	68.28
6	XM0-H500-T3		3	313	388.8	92.70
7	DM2-H180-T2		2	188	143.2	24.24
8	DM2-H180-T2.5	180	2.5	274	142.1	31.97
9	DM2-H180-T3		3	353	135	37.82
10	XM2-H180-T2		2	218	146.4	24.23
11	XM2-H180-T2.5	180	2.5	323	145.3	29.90
12	XM2-H180-T3		3	411	140.8	36.32

从表2仿真结果可以看出,吸能单元的壁厚对结构吸能数量有直接影响,随着壁厚的增加,吸能数量随之显著增加。同时,随着壁厚的增加,吸能单元梁的强度上升,其开始塑性变形的触发力也随之显著上升。但是,相同结构、相同初始长度下,壁厚越厚其有效的压缩行程越短,这对其吸能数量存在不利影响,因此在选择吸能梁壁厚与压缩行程时应统筹考虑其整体吸能的要求。

基本结构与子结构吸能单元梁压缩距离与力曲线图及压缩距离与吸能量曲线图如图7~10所示。可以看出,各吸能单元梁在碰撞初始的2ms内,撞击力迅速上升,达到吸能单元梁的塑性变形力值的要求;随着时间的增加,碰撞力开始下降,说明吸能单元梁开始塑变之后,在其诱导隔板的作用下产生预期的塑性铰,连续塑性铰的形成在一定程度上降低了吸能单元梁产生塑性变形的力值的要求,这种情况也间接证明了车体能够在短时间内承受高于其静态载荷值的能力,为列车整体碰撞吸能系统设计提供了更宽阔的设计空间。

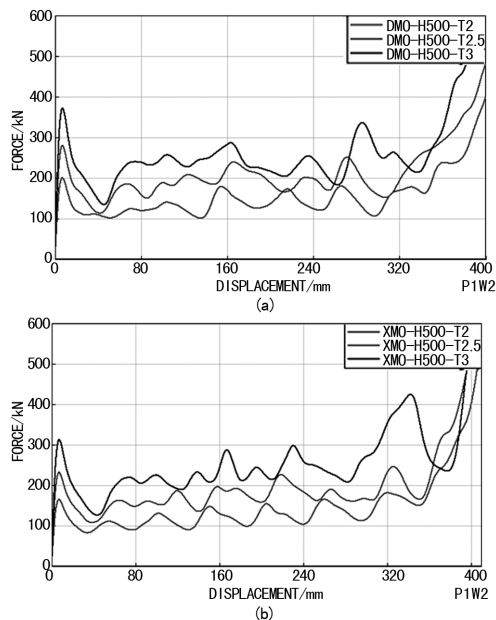


图7 基本结构吸能单元梁压缩距离与力曲线关系图

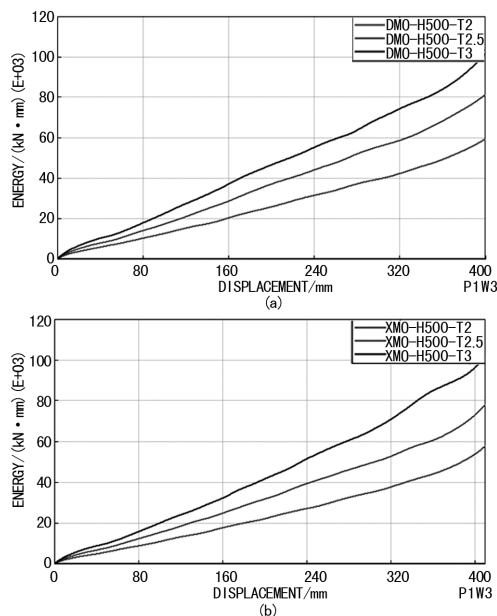


图8 基本结构吸能单元梁压缩距离吸能量曲线关系图

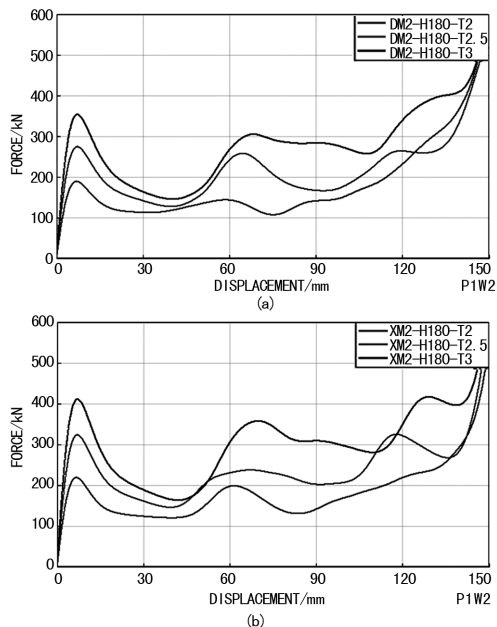


图9 子结构吸能单元梁压缩距离与力曲线关系图

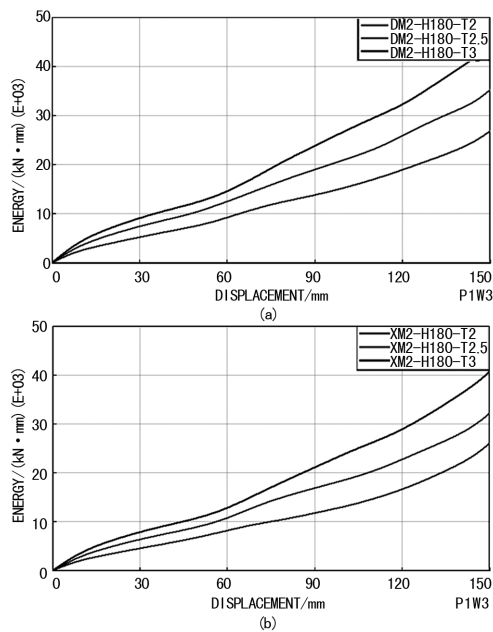


图10 子结构吸能单元梁压缩距离与能量曲线关系图

2.3 吸能装置仿真分析

将上述经过仿真分析的吸能单元梁代入到吸能装置中,并将吸能装置放入列车碰撞吸能系统的环境中进行仿真分析,验证吸能装置的吸能性能。包含吸能单元梁的装置有限元模型如图11所示。吸能装置的压缩距离与压缩力、吸能量曲线图如图12所示。

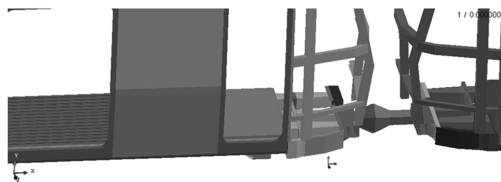


图11 吸能单元梁仿真模型示意图

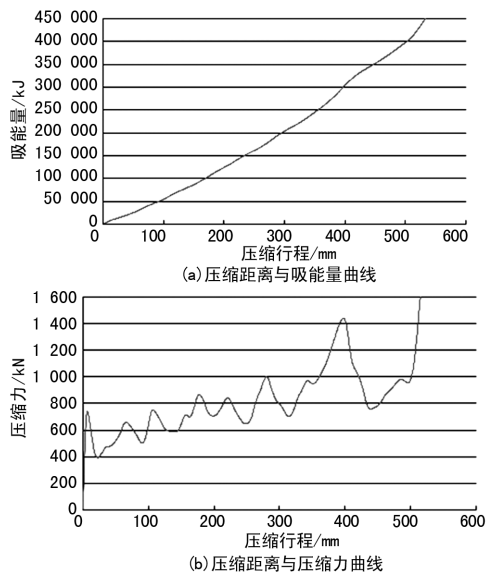


图12 吸能装置的压缩距离与压缩力、吸能量曲线

从图12可以看出,整个吸能过程中,压缩行程约480 mm,对应吸能量为396 kJ,触发力737 kN。在图12(b)中,约400 mm位置处瞬时力达到1 400 kN,此处为吸能装置第二级吸能区产生塑性变形的触发力,随第二级吸能区产生塑性铰,其力值开始下降,随后整个吸能区完全塑性压溃。在其压缩过程中形成了完整的6个塑性铰,与吸能装置的实际诱导隔板是一致的。

3 压溃式结构吸能装置试验分析

3.1 试验平台及内容

将吸能单元梁和吸能装置固定于碰撞试验台车(质量13 t)上,以不同速度等级撞击刚性墙,测试撞冲击力、速度、加速度、变形量、吸能量和变形模式等数据,对吸能结构耐撞性进行评价。重点研究DM基本结构中2 mm吸能单元梁和吸能装置的试验情况,每种情况试验3个试件,试验工况及试验前冲击样件如图13所示。冲击试验方案如表3所列。

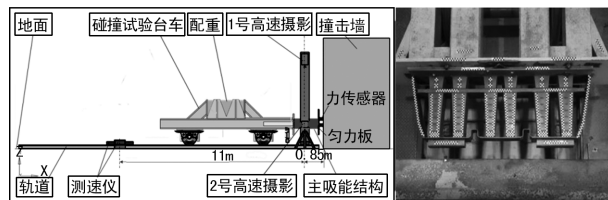


图13 试验工况简图及冲击样件图

表3 冲击试验方案表

试验编号	试件编号	冲击质量/t	预计速度/(km/h)	实际速度/(km/h)	冲击动能/kJ
1	DM1号	13	14.40	9.80	48.16
2	DM2号	13	18.00	9.80	48.16
3	DM3号	13	18.00	10.3	53.16
4	总1号	13	18.00	24.6	303.48
5	总2号	13	18.00	27.4	376.43
6	总3号	13	28.80	28.8	416.00

3.2 吸能单元梁试验分析

DM1号吸能单元梁试验的碰撞力及速度曲线图如图14所示。

试件初始长度500 mm,碰撞压缩后120 mm,产生6个塑性铰。碰撞开始前,速度基本为匀速,在整个碰撞过程中,试件的速度随时间逐步减小,有两段明显的减速过程,分别为0~265 ms、265~300 ms,其中第2阶段减速对应刚性墙与试件之间的刚性接触。

从图中可以看出,在3.05 ms时达到第一峰值250.381 kN,之后出现起伏,波峰波谷基本对应于每一阶段的变形,最终在299.6 ms时刻,力下降至零。在265~299.6 ms内,力曲线出现了一次较大的波动,

在这段时间段内整个试件已经被完全压缩,即刚性墙和试件之间出现刚性接触。

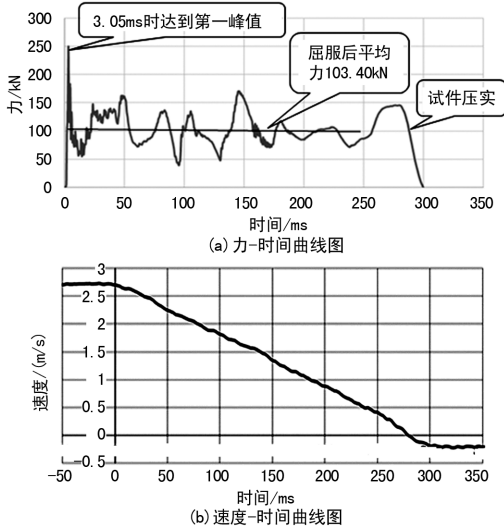


图 14 DM1 号试验件时间与力、速度曲线图

DM2 号吸能单元梁试验的碰撞力及碰撞能力曲线图如图 15 所示。

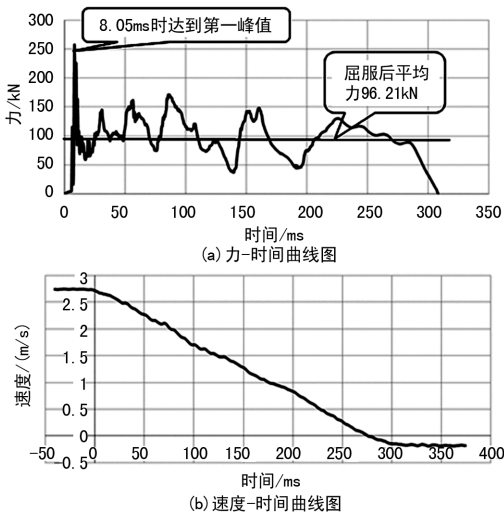


图 15 DM2 号试验件时间与力、速度曲线图

试件初始长度 500 mm,碰撞压缩后试件长度变为 135 mm,产生 6 个塑性铰,压缩量为 365 mm。碰撞开始前,速度基本为匀速,在整个碰撞过程中,试件的速度随时间逐步减小,整个过程变化表现为线性变化。

从图中可以看出,撞击力在 8.05 ms 时达到第一峰值 258.12 kN,之后出现起伏,波峰波谷基本对应于每一阶段的变形,最终在 307.9 ms 时刻,力下降至零。

DM3 号吸能单元梁试验的碰撞力及碰撞能力曲线图如图 16 所示。

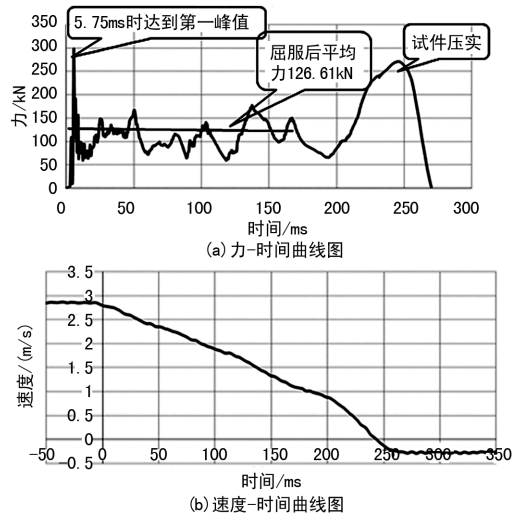


图 16 DM3 号试验件时间与力、位移图

试件初始长度 500 mm,碰撞压缩后 112 mm,产生 6 个塑性铰,压缩量为 388,试件压实。碰撞开始前,速度基本为匀速,在整个碰撞过程中,试件的速度随时间逐步减小,有两段明显的减速过程,分别为 0~200 ms、200~270 ms。

撞击力在 5.75 ms 时达到第一峰值 298.62 kN,之后出现起伏,波峰波谷基本对应于每一阶段的变形,最终在 270.2 ms 时刻,力下降至零,在 200~270 ms 内,力曲线出现了一次较大的波动,在这段时间段内整个试件已经被完全压缩,即刚性墙和试件之间出现刚性接触。

3.3 吸能装置试验分析

总 1 号吸能装置试验的碰撞力及速度曲线图如图 17 所示。

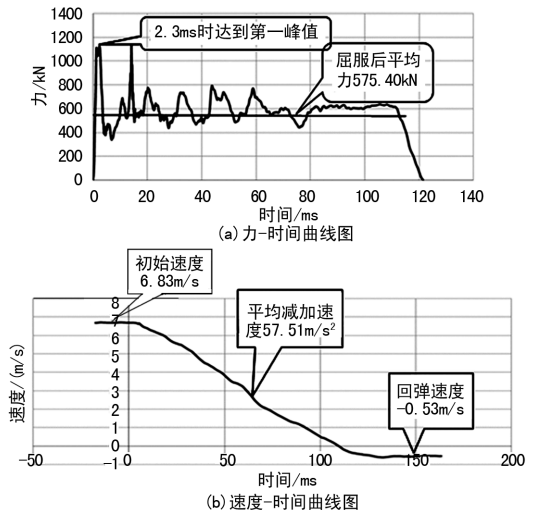


图 17 总 1 号试验件时间与力、速度曲线图

吸能装置初始长度 780 mm,最大压缩量 381 mm,第 2 级吸能区未能完全压溃变形。碰撞开始前,

速度基本为匀速,在整个碰撞过程中,试件的速度随时间逐步减小。碰撞结束后,试件及台车回弹,速度同样基本为匀速。

从图 17 可以看出,撞击力在 2.3 ms 时达到第一峰值 1 121.76 kN,之后出现起伏,波峰波谷基本对应于每一阶段的变形,最终在 121.2 ms 时刻,力下降至零。

总 2 号吸能装置试验的碰撞力及速度曲线图如图 18 所示。

总 3 号吸能装置试验的碰撞力及速度曲线图如图 19 所示。

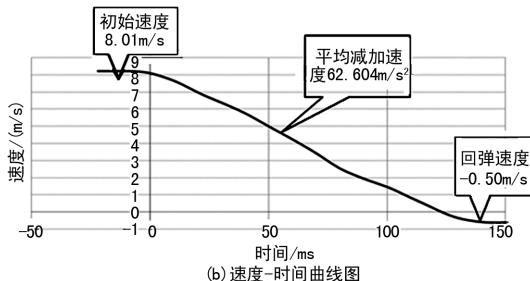
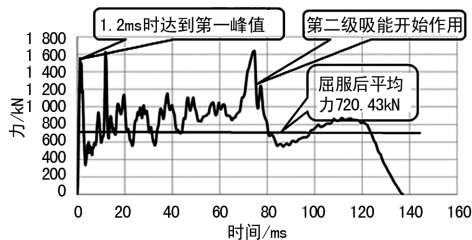


图 19 总 3 号试验件时间与力、速度曲线图

吸能装置初始长度 780 mm,最大压缩量 464 mm,第 2 级吸能区形成一个塑性铰。碰撞开始前,速度基本为匀速,初始平均速度为 8.01 m/s,在整个碰撞过程中,试件的速度随时间逐步减小,平均减速度为 62.604 m/s²。撞击力在 1.2 ms 时达到第一峰值 1 516.03 kN,之后出现起伏,波峰波谷基本对应于每一阶段的变形,最终在 138 ms 时刻,力下降至零。同时,形成第一个塑性铰的变形力值均达到了 1 000 kN 以上,但持续时间小于 3 ms,形成第一个塑性铰之后,稳态力值在 770 kN 左右。

各试验件对应的变形量、冲击速度、屈服平均力及吸能部件的能量吸收值如表 4 所列。从表 4 中可以看出,试件在全部完成塑性变形后总吸能量较稳定,屈服后的平均力值也未超过车体静态纵向承载值;对比仿真计算吸能,单吸能装置吸能 396 kJ,与冲击试验全压缩试件的吸能数据偏值不超过 10%,基本吻合仿真计算数据。

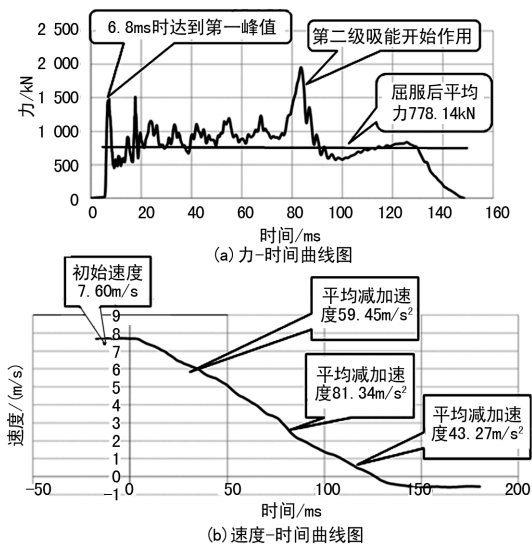


图 18 总 2 号试验件时间与力、速度曲线图

吸能装置初始长度 780 mm,最大压缩量 462 mm,第 2 级吸能区形成一个塑性铰。碰撞开始前,速度基本为匀速,在整个碰撞过程中,试件的速度随时间逐步减小,有三段明显的减速过程,分别为 0~71.2 ms、71.2~90.8 ms、90.8~148 ms。

从图中看出撞击力在 6.8 ms 时达到第一峰值 1 457.84 kN,之后出现起伏,波峰波谷基本对应于每一阶段的变形,最终在 148 ms 时刻,力下降至零,与碰撞时间基本吻合。需要特别指出的是,撞击力在 83.55 ms 出现第二峰值 1 958.1 kN,与图 18(b)速度-时间曲线中间一段减速度突然变化的时间相吻合。

表 4 各试件吸能性能数据表

试验编号	试件编号	冲击质量 /t	最大压缩量 /mm	实际速度 /(km/h)	冲击动能 /kJ	屈服后平均力 /kN	试件变形能 /kJ
1	DM1 号	13	384.3	9.80	48.16	103.4	46.4
2	DM2 号	13	369.5	9.80	48.16	96.2	46.7
3	DM3 号	13	394.4	10.3	53.16	126.6	51.1
4	总 1 号	13	381.6	24.6	303.48	575.4	282.6
5	总 2 号	13	460.5	27.4	376.43	778.1	359.2
6	总 3 号	13	463.9	28.8	416.00	720.4	362.9

4 结论

文中提出一种用于轨道车辆分级压溃式吸能结

构设计方案,分别通过有限元仿真和冲击试验对其结构耐撞性进行验证,并分析不同吸能单元梁壁厚对结

构吸能能力影响。在工况条件相近的情况下,此压溃式结构吸能装置的平均吸能量十分接近,塑性变形情况良好,具有较好重复性。得出的结论如下。

(1) 吸能单元梁壁厚对吸能数量有直接影响。随着壁厚增加,吸能结构有效压缩行程变短,吸能总量增加。考虑到过短的压缩行程又将限制结构吸能数量,因此在选择吸能梁壁厚与压缩行程时应统筹考虑其整体吸能的要求。

(2) 对包含该吸能梁的吸能装置进行碰撞吸能仿真分析,结果表明,整体结构吸能压缩行程约 480 mm,对应吸能量为 396 kJ,触发力为 737 kN。其中,第二级吸能区塑性形变瞬时触发力为 1 400 kN,并随时间下降直至压溃。整体压缩过程共形成 6 个塑性铰,与实际诱导隔板一致。

(3) 以含有该吸能装置的碰撞试验台车为研究对象进行不同速度下结构耐撞性试验研究,结果表明,试件在全部完成塑性变形后总吸能量随速度提高而增大,在速度为 28.8 km/h 时达最大值 362.9

kJ,与仿真分析结果吻合度较高,结构屈服后平均力最大为 720.4 kN,未超过车体静态纵向承载值,满足车辆设计要求。该结构制造简单,成本较低,对实现轨道车辆吸能车体研究制造起到关键支撑作用。

参考文献:

[1] 修瑞仙,刘艳文,高允峰,等.轨道卧铺客车碰撞吸能特性研究[J].长春工业大学学报(自然科学版),2014,35(6):723-730.
 [2] 陈乙,杨岳,陈超,等.轨道车辆吸能结构碰撞变形沉浸式虚拟仿真方法[J].铁道科学与工程学报,2021,18(12):3347-3356.
 [3] 贺世忠,黄科.轨道车辆膨胀管式吸能元件吸能特性分析[J].机械强度,2019,41(4):1006-1011.
 [4] 何晓龙,陈辉刚,林建军,等.地铁车辆刨削式吸能装置的研制[J].铁道车辆,2018,56(7):15-16+4.
 [5] 谢耿昌,刘继波,郝孟孟.变阻抗压溃装置碰撞吸能研究[J].铁道车辆,2022,60(5):57-60.
 [6] 田红旗.客运列车耐冲击吸能车体设计方法[J].交通运输工程学报,2001,1(1):110-114.
 [7] 龚剑,张金换,黄世霖,等.PAM-CRASH 碰撞模拟中主要控制参数影响的分析[J].振动与冲击,2002,21(3):18-20.

(上接第 136 页)

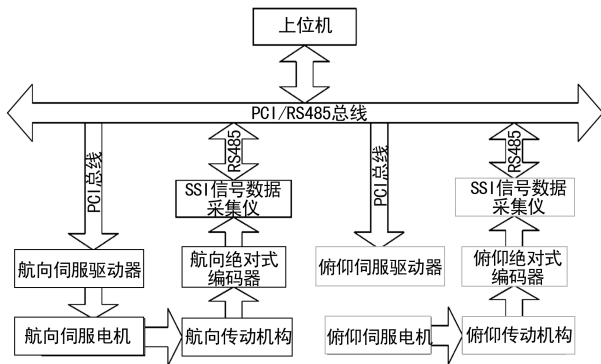


图 7 应用框图

4 结 语

本文从硬件和软件设计两方面阐述了基于 IO 的绝对值编码器 SSI 信号数据采集仪的设计方法,相较于基于 SPI、I²C 模拟 SSI 协议的方法更通用,即使 MCU 不具备 SPI、I²C 接口也可以实现,同时采集仪还具有与上位机通信的功能,可以直接把位置数据通

过 RS485 通信传送到上位机^[5]。基于此方法设计的绝对值编码器 SSI 信号数据采集仪已经在 XX 型号产品专用设备二维自动转台上大量应用,实际应用证明数据采集仪不仅位置数据准确,工作稳定可靠,还解决了专用设备在新投产过程中出现的元器件采购难、信号不匹配、无法按期交货的难题,具有很好的应用价值。

参考文献:

[1] 何渝简.计算机在工业自动控制系统中的运用[J].数字技术与应用,2022,40(4):56-58.
 [2] 张子蓬.SSI 接口的绝对值角度编码器值的读出方法研究[J].工业控制计算机,2005(12):4-5.
 [3] 张宝树.格雷码(Gray)编码器与单片机的接口设计[J].承德石油高等专科学校学报,2009,11(2):45-49.
 [4] 王青.采用 SSI 协议实现的绝对值编码器[J].微型机与应用,2016,35(13):4-5+9.
 [5] 王仲亮.基于 RS485 总线的多编码器数据采集系统研制及改进验证[J].测控技术,2014,33(11):144-145+149.