



考虑屈曲效应的有轨电车车钩参数优化研究

赵海, 张健齐

(中车制动系统有限公司 钩缓研发部, 山东 青岛 266031)

摘要: 为满足车钩的屈服强度和屈曲强度要求, 结合减重设计理念, 文章建立了有轨电车钩缓装置主要受力杆件的参数优化模型。杆件截面参数直接决定车钩的屈服强度、屈曲强度及总质量, 其中截面积与质量直接相关, 截面矩则直接影响重联后钩缓系统的屈曲强度。文章提出以单位截面积下的截面矩为杆件参数优化的评估指标, 在车钩总长度一定的情况下, 通过建立截面积与截面矩的对应关系, 确定牵引杆的最佳截面形式与参数; 同时, 结合常用型材的尺寸规格, 初步锁定最终截面参数; 最后, 基于三维屈服强度和三维屈曲强度计算确定最终优化参数, 并开展整钩的屈服强度、屈曲强度试验验证。该方法可为同类钩缓装置的参数优化提供参考。

关键词: 有轨电车; 车钩; 屈曲; 参数; 优化; 仿真; 有限元

中图分类号: U270.34; U482.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-128X(2025)04-0031-07

0 引言

有轨电车是应用最为广泛的轨道交通车辆制式之一, 在欧洲、北美、澳大利亚等地区及国内部分城市的交通网络中发挥着重要作用, 其线路部分或全部位于地面, 与城市交通车辆、行人共享路权。为兼顾整车美观性, 有轨电车两端的的车钩一般布置于开闭机构或整流罩内, 仅在救援或重联等工况下启用; 同时, 为满足整车转弯半径(如25 m)及曲线通过要求, 有轨电车的车钩伸出后长度比地铁车辆更长, 部分项目其长度可达近2 000 mm。受车下安装空间限制, 钩缓装置常采用折叠、伸缩或两段式来实现功能需求。

折叠式钩缓装置一般由连挂系统、牵引杆、折叠机构、缓冲器、橡胶轴承、钩尾销及安装座等组成。为实现减重, 有轨电车钩缓装置吸能能力较低, 部分车型仅通过保留连挂系统、牵引杆、橡胶轴承及安装座来传递救援工况下的牵引力, 不配置大容量缓冲器。

根据结构特点, 折叠式车钩在单钩状态下设有折叠机构和钩尾销两个旋转轴, 分别用于实现车钩前杆与后杆的折叠及车钩伸直后的左右摆动。车钩伸直后,

前杆与后杆通过锁定机构固定, 确保稳定传递车辆间的纵向载荷。

由于有轨电车的整钩弹性吸能行程有限, 且一对车钩重联后总长度接近4 000 mm、存在4个旋转轴, 因此钩缓系统在传递车辆间纵向载荷时易发生屈曲, 在有轨电车钩缓装置参数设计时必须考虑系统稳定性及屈曲强度^[1-3]。根据EN 12663-1:2010+A2:2023^[4], 有轨电车车辆类型为P-V类, 纵向压缩载荷需不小于200 kN; 同时, 折叠车钩救援时需靠人工手动操作, 整车设计需满足轻量化需求, 因此钩缓装置车钩参数的确定需围绕屈服强度、屈曲强度和整钩质量开展优化研究。

1 研究对象及理论分析

1.1 研究对象

本文针对有轨电车用钩缓装置的主要受力杆件开展参数优化研究。根据杆件组合形式不同, 钩缓装置分为折叠式(图1)和分体式(图2)两种。

基金项目: 中车四方所科技研究开发计划(2022GH36)

通信作者: 赵海, 男, 高级工程师, 主要从事钩缓装置研发工作; E-mail: zhaohai_ss@163.com

引用格式: 赵海, 张健齐. 考虑屈曲效应的有轨电车车钩参数优化研究[J]. 机电传动, 2025(4): 31-37. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.04.004.

Citation: ZHAO Hai, ZHANG Jianqi. Research on optimization of tram coupler parameters based on buckling analysis[J]. Electric drive for locomotives, 2025(4): 31-37. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.04.004.

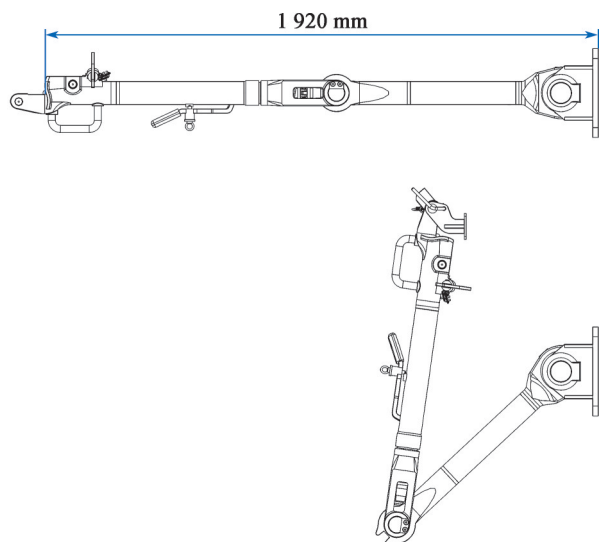


图1 折叠式车钩
Fig. 1 Foldable coupler

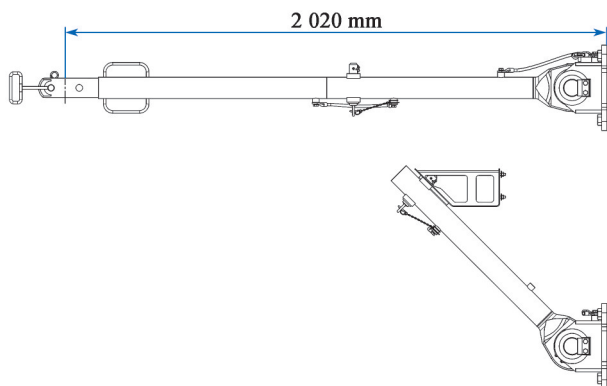


图2 分体式车钩
Fig. 2 Separable coupler

1.2 屈曲理论

根据屈曲理论^[5], 细长杆件临界屈曲载荷 F_{cr} 与弹性模量、杆件截面矩成正比, 表达式为

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad (1)$$

式中: E 为材料弹性模量; I 为截面矩; l 为杆件长度。

在钩缓装置参数确认时, 先根据列车整体参数及轨道曲线参数确定车钩总长度。由于连挂系统、缓冲吸能部件、折叠机构、安装座等多采用模块化设计, 车钩总长度减去上述模块的占用长度后即可得到前后牵引杆长度; 同时, 由于各模块质量差异较小, 牵引杆的截面参数将直接决定整钩质量大小。

钩缓装置常用的牵引杆为圆筒形结构, 多由型材加工成型, 其典型截面如图3所示, 其中 D 为牵引杆外径, d 为内径, t 为壁厚。

根据牵引杆截面参数可确定其截面积 A 与截面矩 I , 表达式分别为:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \pi(R^2 - r^2) \quad (2)$$

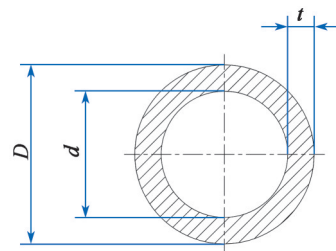


图3 牵引杆截面示意

Fig. 3 Cross section of coupler shank

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{4} \quad (3)$$

式中: D 为牵引杆外径; R 为外半径; d 为牵引杆内径; r 为内半径。

假设内径与壁厚的关系为 $r = nt$, 由于 $R = r + t$, 可得:

$$A = \pi t^2(2n + 1) \quad (4)$$

$$I = \frac{\pi}{4} t^4(4n^3 + 6n^2 + 4n + 1) \quad (5)$$

单位截面积贡献的截面矩 β 可表示为

$$\beta = \frac{I}{A} = \frac{t^2(4n^3 + 6n^2 + 4n + 1)}{4(2n + 1)} \quad (6)$$

根据上述分析, 在牵引杆长度 l 确定的前提下, 可得出以下结论:

①钩缓系统总质量与牵引杆截面积 A 正相关, 临界屈曲载荷与牵引杆截面矩 I 正相关。

②截面矩 I 与壁厚 t 呈四次方关系, 壁厚越大, 截面矩越大, 但壁厚的增加会增加截面积与质量。

③单位截面积贡献的截面矩 β 与壁厚 t 的二次方成正比, 且内径 d 越大, β 值越大。

根据以上分析可知, 在满足强度要求的基础上, 可通过优化内径 d 和壁厚 t 的比率来控制截面积增加, 从而实现钩缓系统的轻量化。

1.3 参数优化

为实现钩缓系统优化设计, 需在满足以下约束条件及功能需求基础上对牵引杆截面参数开展研究:

①钩缓装置整体压缩屈服载荷不小于 ± 250 kN;

②牵引杆屈曲强度需满足使用要求, 即截面矩 I 应尽可能大;

③满足强度要求的基础上, 整体质量应较小, 即截面积 A 应尽可能小;

④牵引杆截面必须符合国家或行业标准对型材、管材等原材料的优选规格;

⑤结合钩缓装置设计经验, 壁厚一般不宜小于 5 mm, 主要原因如下: 壁厚过小易导致钩缓系统在受到异常垂向/横向载荷或冲击时失稳, 也可能改变杆件屈曲模态、降低系统稳定性, 同时增大结构对初始几何缺陷的敏感性, 不利于安全运用。

根据有轨电车常用连挂系统接口与连接卡环接口的尺寸可知, 牵引杆或加长杆的外径 D 通常为60~200 mm; 当牵引杆采用不同壁厚 t 时, 可确定牵引杆的截面参数; 当内外径参数不同时, 可分别根据相关公式计算出牵引杆的截面积与截面矩, 所得数据如表1、表2所示。

表1 不同参数时的截面积矩阵

Table 1 Cross-sectional area matrix with different parametersmm²

D/mm	d/mm							
	50	75	80	100	115	130	150	170
60	8.64×10 ²							
75	2.45×10 ³							
80	3.06×10 ³	6.09×10 ²						
100	5.89×10 ³	3.44×10 ³	2.83×10 ³					
115	8.42×10 ³	5.97×10 ³	5.36×10 ³	2.53×10 ³				
130	1.13×10 ⁴	8.85×10 ³	8.25×10 ³	5.42×10 ³	2.89×10 ³			
150	1.57×10 ⁴	1.33×10 ⁴	1.26×10 ⁴	9.82×10 ³	7.28×10 ³	4.40×10 ³		
170	2.07×10 ⁴	1.83×10 ⁴	1.77×10 ⁴	1.48×10 ⁴	1.23×10 ⁴	9.42×10 ³	5.03×10 ³	
190	2.64×10 ⁴	2.39×10 ⁴	2.33×10 ⁴	2.05×10 ⁴	1.80×10 ⁴	1.51×10 ⁴	1.07×10 ⁴	5.63×10 ³

表2 不同参数时的截面矩矩阵

Table 2 Area moment of inertia matrix with different parametersmm⁴

D/mm	d/mm							
	50	75	80	100	115	130	150	170
60	3.29×10 ⁵							
75	1.25×10 ⁶							
80	1.70×10 ⁶	4.57×10 ⁵						
100	4.60×10 ⁶	3.36×10 ⁶	2.90×10 ⁶					
115	8.28×10 ⁶	7.03×10 ⁶	6.57×10 ⁶	3.68×10 ⁶				
130	1.37×10 ⁷	1.25×10 ⁷	1.20×10 ⁷	9.11×10 ⁶	5.43×10 ⁶			
150	2.45×10 ⁷	2.33×10 ⁷	2.28×10 ⁷	1.99×10 ⁷	1.63×10 ⁷	1.08×10 ⁷		
170	4.07×10 ⁷	3.94×10 ⁷	3.90×10 ⁷	3.61×10 ⁷	3.24×10 ⁷	2.70×10 ⁷	1.61×10 ⁷	
190	6.37×10 ⁷	6.24×10 ⁷	6.20×10 ⁷	5.91×10 ⁷	5.54×10 ⁷	5.00×10 ⁷	3.91×10 ⁷	2.30×10 ⁷

分析可知, 当参数为 $D=115\text{ mm}$ 、 $d=100\text{ mm}$ 时, 杆件临界屈曲强度较 $D=80\text{ mm}$ 、 $d=50\text{ mm}$ 时提升超过20%, 质量减小超过40%。结合有轨电车连接卡环常用的100 mm或140 mm直径接口, 及国家/行业标准GB/T 17395—2024^[6]、GB/T 8162—2018^[7]、ISO 4200:1991^[8]、EN 10297-1:2003^[9]等推荐的壁厚与外径规格, 初步选定 $D=114\text{ mm}$ 、 $t=8\text{ mm}$ 、 $d=98\text{ mm}$ 为优选尺寸, 并基于此开展详细仿真计算与验证。

2 仿真分析

为验证参数能否满足强度要求, 本文对牵引杆开展静强度与屈曲稳定性仿真分析: 静强度工况的载荷参数为±250 kN, 屈曲稳定性仿真载荷为+200 kN; 车钩牵引杆材料采用高强度结构钢, 屈服强度不小于480 MPa。分别建立牵引杆前杆和后杆的模型, 如图4所示。

2.1 静强度

静拉强度与静压强度分析结果分别如图5、图6所

2.2 屈曲强度

构建一对车钩在连挂状态时的坐标系与仿真模型,

示, 结果表明牵引杆未发生屈服。

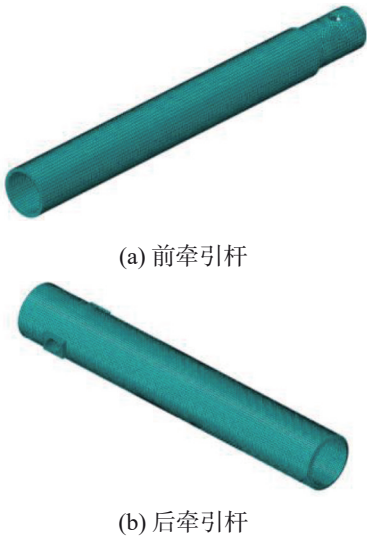
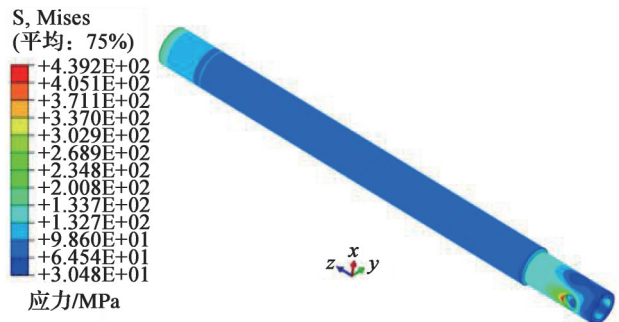
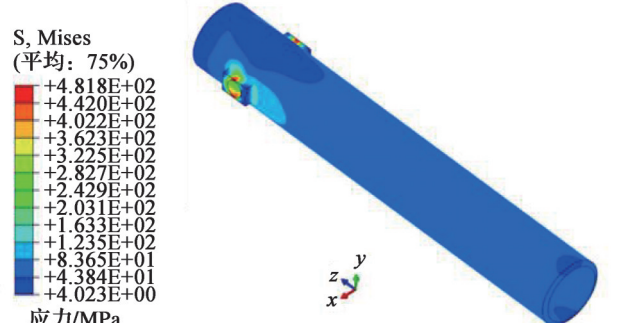


图4 车钩牵引杆网格示意
Fig. 4 Mesh illustration of coupler shank



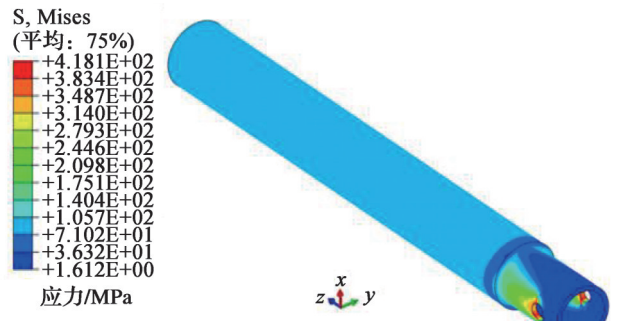
(a) 前牵引杆



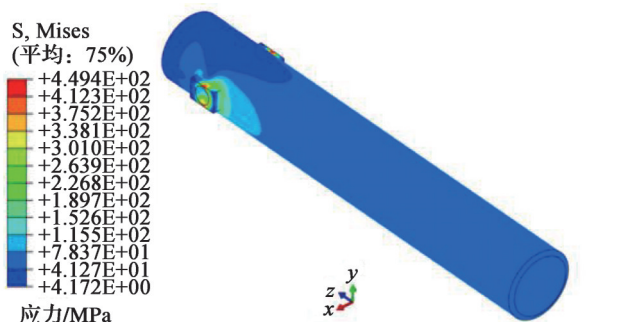
(b) 后牵引杆

图5 车钩牵引杆静拉强度仿真结果

Fig. 5 FEA results of static tensile strength for coupler shank



(a) 前牵引杆



(b) 后牵引杆

图6 车钩牵引杆静压强度仿真结果

Fig. 6 FEA results of static compressive strength for coupler shank

分析其受 x 轴方向压缩载荷时的屈曲强度，如图 7 所示。

依据 EN 12663-1:2010+A2:2023 选取临界载荷及安全系数，得出其利用系数 U 为

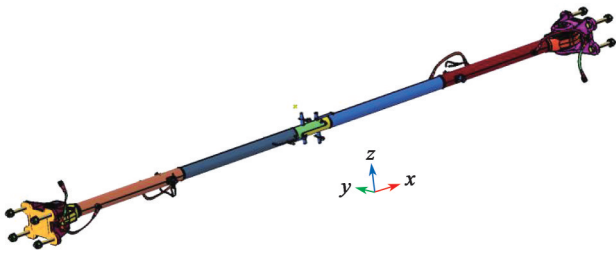


图7 一对车钩屈曲强度仿真模型

Fig. 7 Simulation model of buckling strength for a pair of couplers

$$U = \frac{L_c S_3}{L_{cb}} \leq 1 \quad (7)$$

式中： L_c 为计算载荷； L_{cb} 为临界载荷； S_3 为安全系数。

按照标准， S_3 取 1.5；若利用系数 U 取 1，则 S_3 应不小于 1.5。根据屈曲仿真结果（如图 8 所示）可知，一阶安全系数为 2.0，二阶安全系数为 5.1，均符合标准 EN 12663-1:2010+A2:2023 的指标要求（ ≥ 1.5 ）。

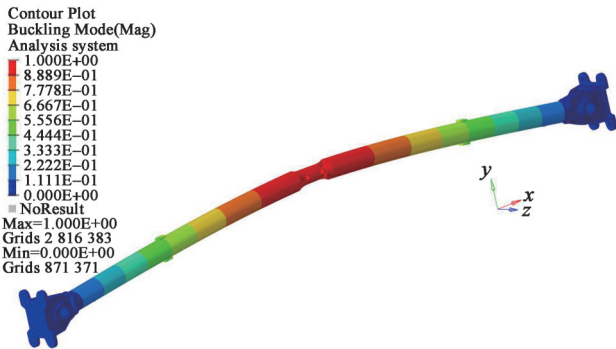


图8 屈曲仿真结果示意(一阶)

Fig. 8 FEA results of buckling (first order)

2.3 参数比选

根据静强度和屈曲强度校核方法，对比不同牵引杆参数的计算结果，得到参数对比如表 3 所示。

表3 不同参数结果对比

Table 3 Comparison of results with different diameters

序号	d/mm	D/mm	质量/kg	200 kN 载荷一阶	250 kN 载荷一阶
				屈曲系数	屈曲系数
1	50	80	90	1.00	0.80
2	98	114	85	2.00	1.60
3	92	114	100	2.28	1.82

由表 3 可知，当采用优化参数（ $D=114\text{ mm}$ ， $d=98\text{ mm}$ ）时，整钩质量约为 85 kg，200 kN 压缩载荷下屈曲安全系数为 2.0；即使承受 250 kN 载荷，屈曲系数仍满足 EN 12663-1:2010+A2:2023 的要求（ ≥ 1.5 ），表明该参数符合设计要求。

3 试验验证

为进一步验证车钩实用性，开展一对车钩重联工况下的静强度试验，并记录连挂中心位置的横向与垂

向位移。车钩单钩长度为1 920 mm, 一对车钩总长度为3 840 mm, 施加的纵向压缩载荷为250 kN, 试验情况如图9所示。

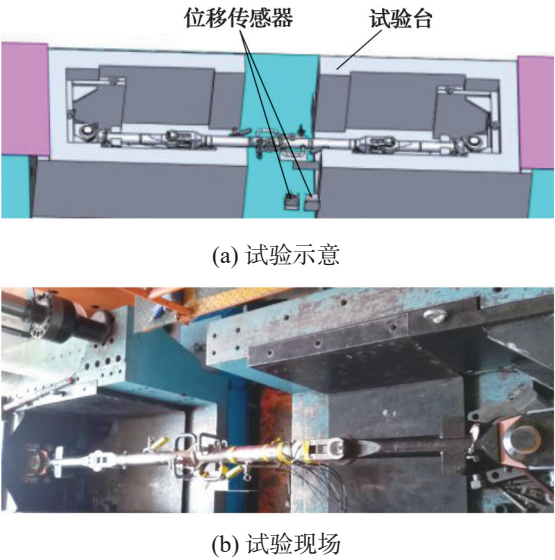


图9 一对车钩试验情况

Fig. 9 Test bench with a pair of couplers

3.1 静强度试验

在牵引杆前端部靠近车钩中心的同一横截面处, 沿外径每90°布置一个测点(共4个), 对比试验应变数据与仿真结果。贴片布置位置如图10所示。

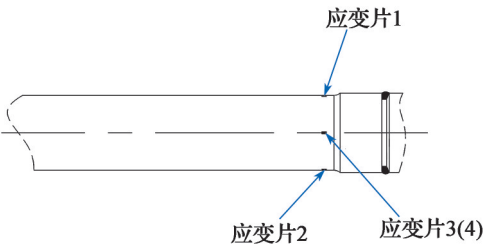


图10 应变片位置

Fig. 10 Strain gauge positions

静压强度试验(±250 kN)与静拉强度试验结果分别如表4、表5所示。试验结果显示, 在压缩载荷工况下, 同一截面处4个测点的应变差异显著(如应变片1的数据值远小于其他3个应变片), 说明一对车钩受压时单侧弯曲; 而静强度仿真中仅约束零部件, 未充分考虑系统整体屈曲, 4个位置应变结果接近, 说明杆件受力较均匀。在受拉工况下, 4个测点数据接近, 表明杆件受力均匀、无弯曲, 与受压工况差异显著。此外, 测量位置的最大应变小于材料屈服强度对应的理论应变, 且残余应变符合EN 12663-1:2010+A2:2023的要求, 进一步证明钩缓装置满足设计规范。

该试验工况下理想杆件的理论临界屈曲载荷如表6所示。当一对车钩为无橡胶轴承等铰接点的理想杆件, 即 $D=114\text{ mm}$ 、 $d=98\text{ mm}$ 、 $l=3\,840\text{ mm}$ 时, 理论临界屈

表4 静压强度结果

Table 4 Static compressive strength result

参数	1测点	2测点	3测点	4测点
250 kN下的应变仿真结果/ ($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	-170	-178	-176	-174
250 kN下的应变测量结果/ ($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	-40	-638	-514	-273
	-14	-665	-532	-276
	-12	-659	-514	-287
材料屈服强度/MPa	480	480	480	480
材料达到屈服强度时的理论 应变/($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	2 330	2 330	2 330	2 330
EN 12663-1:2010+A2:2023 规定 的残余应变/($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	116.5	116.5	116.5	116.5
残余应变测量结果/($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	14	13	10	13
	25	27	29	26
	7	21	16	15

表5 静拉强度结果

Table 5 Static tensile strength result

参数	1测点	2测点	3测点	4测点
250 kN下的应变仿真 结果/($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	545	550	547	549
250 kN下的应变测量 结果/($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	342	415	407	359
	351	397	382	347
	352	396	395	344
材料屈服强度/MPa	480	480	480	480
材料达到屈服强度时的理论 应变/($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	2 330	2 330	2 330	2 330
EN 12663-1:2010+A2:2023 规定的残余应变/($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	116.5	116.5	116.5	116.5
残余应变测量结果/ ($\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$)	3	37	5	23
	4	45	8	11
	2	30	8	13

曲载荷约为519 kN; 当承受250 kN压缩载荷时, 安全系数约为2.08, 高于表3中有限元仿真的1.60。这是因为有限元模型考虑了车钩铰接点, 安全系数低于理论值, 说明理论分析可作为设计初期的判断依据, 但详细设计时应充分考虑车钩回转中心铰接点、折叠关节等实际结构, 以获取更准确的仿真结果。

3.2 位移数据

在一对车钩受压工况试验中, 采集有轨电车连挂后中间位置的位移数据, 得到如图11所示的曲线。

数据结果显示, 一对车钩在250 kN压缩载荷下的最大横向位移约为25.2 mm, 最大垂向位移约为4.5 mm。考虑到车钩采用的手动连挂系统为非密接式, 存在理论间隙, 且橡胶轴承水平方向允许最大摆角不小于±30°、垂向方向允许最大摆角不小于±6°, 可知该偏移量满足实际使用需求。

表6 临界屈曲载荷

Table 6 Load under critical buckling kN

<i>D(d)/mm</i>	<i>l/mm</i>						
	300	900	1 500	2 100	2 700	3 300	3 840
80 (50)	3.85×10^4	4.28×10^3	1.54×10^3	7.86×10^2	4.75×10^2	3.18×10^2	2.35×10^2
114 (98)	8.50×10^4	9.45×10^3	3.40×10^3	1.73×10^3	1.05×10^3	7.03×10^2	5.19×10^2
114 (92)	1.08×10^5	1.20×10^4	4.31×10^3	2.20×10^3	1.33×10^3	8.91×10^2	6.58×10^2

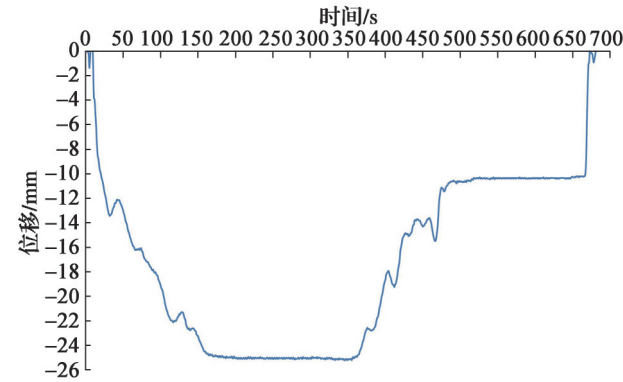


图 11 试验中的位移数据
Fig. 11 Test data of displacement

为避免试验中一对车钩组成的杆件系统失稳，采用纵向载荷逐步施加的方式，从 0 kN 开始加载，分别在 150 kN、175 kN、200 kN、225 kN、250 kN 时记录应变与偏移量数据，并在各载荷等级下保持 1 min。试验过程中，实时数据无明显跳动，证明系统未失稳；试验结束后，表 5 中的残余应变数据符合标准规定，表明钩缓装置满足使用要求。

3.3 功能性试验

静强度试验完成后，进一步开展功能性试验（如图 12 所示），结果显示钩缓装置的连挂、解钩等功能均正常，表明一对车钩在最大载荷试验后仍能正常使用，强度满足设计要求。



图 12 功能性试验
Fig. 12 Functional test

4 结论

本文结合杆件屈曲效应及轻量化设计理念，开展了有轨电用车钩牵引杆的参数优化研究，并基于优化参数完成静强度、屈曲强度仿真及试验验证，主要结论如下：

①车钩牵引杆质量与杆件截面积直接相关，临界

屈曲载荷与截面矩直接相关。通过静强度与屈曲强度仿真结果优化截面参数后，所得杆件的屈曲强度显著提升，整钩质量大幅减小，同时形成车钩牵引杆参数优化的实施路径与方法。

②开展一对车钩的静强度试验，验证所确定的车钩参数是否符合技术指标，并与仿真结果进行对比。试验表明，一对车钩受压时，同一截面不同测点的应变存在显著差异。

③根据 EN 12663-1:2010+A2:2023 提出的方法开展屈曲安全系统评估与参数比选，结合一对车钩受压缩载荷的试验结果，发现其中点位置存在横向与垂向偏移，且横向偏移量较大，与仿真结果一致。

综上所述，考虑车钩缓冲系统屈曲效应的参数优化方法及试验验证路径，本文研究可为同类钩缓装置的参数优化提供参考。

参考文献：

[1] ZHANG Jingke, ZHU Tao, YANG Bing, et al. A rigid-flexible coupling finite element model of coupler for analyzing train instability behavior during collision[J]. Railway engineering science, 2023, 31(4): 325-339.

[2] 丁浩谓, 郭力荣, 李宗治, 等. 考虑车端接触与车钩失稳的高速列车三维碰撞动力学模型[J/OL]. 西南交通大学学报: 1-10 (2024-10-08) [2025-03-20]. <https://link.cnki.net/urlid/51.1277.U.20240930.1512.002>.
DING Haoxu, GUO Lirong, LI Zongzhi, et al. A three-dimensional collision dynamics model of high-speed trains considering end-vehicle contact and coupler instability[J/OL]. Journal of southwest jiaotong university: 1-10 (2024-10-08) [2025-03-20]. <https://link.cnki.net/urlid/51.1277.U.20240930.1512.002>.

[3] 李朝曦, 赵海, 李彬, 等. 城轨车辆折叠车钩的新型折叠机构设计验证[J]. 轨道交通装备与技术, 2025, 33(1): 13-18.
LI Zhaoxi, ZHAO Hai, LI Bin, et al. Verification of a new folding design for the folding coupler on urban rail vehicle [J]. Rail transportation equipment and technology, 2025, 33 (1): 13-18.

[4] European Committee for Standardization. Railway applications-structural requirements of railway vehicle bodies-part 1: locomotives and passenger rolling stock (and alternative method for freight wagons): EN 12663-1: 2010+A2: 2023 [S]. Brussels: CEN-CENELEC Management Centre, 2023.

- [5] KELLY P. Solid mechanics lecture notes part I: an introduction to solid mechanics[EB/OL]. [2025-02-15]. https://pkel015.connect.amazon.auckland.ac.nz/SolidMechanics-Books/Part_I/index.html.
- [6] 全国钢标准化技术委员会(SAC/TC 183). 钢管尺寸、外形、重量及允许偏差: GB/T 17395—2024[S]. 北京: 中国标准出版社, 2024.
- National Technical Committee for Steel Standardization. Dimensions, shapes, masses and tolerances of steel tubes: GB/T 17395—2024[S]. Beijing: Standards Press of China, 2024.
- [7] 全国钢标准化技术委员会(SAC/TC 183). 结构用无缝钢管: GB/T 8162—2018[S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
- National Technical Committee for Steel Standardization. Seamless steel tubes for structural purposes: GB/T 8162—2018[S]. Beijing: Standards Press of China, 2018.
- [8] International Standards Organization. Plain end steel tubes, welded and seamless-general tables of dimensions and masses per unit length: ISO 4200: 1991[S]. Geneva: ISO, 1991.
- [9] National Standards Authority of Ireland. Seamless circular steel tubes for mechanical and general engineering purposes-technical delivery conditions-part 1: non-alloy and alloy steel tubes: EN 10297-1: 2003[S]. Northwood: National Standards Authority of Ireland, 2003.

Research on optimization of tram coupler parameters based on buckling analysis

ZHAO Hai, ZHANG Jianqi

(Coupler and Draft Gear System R&D Center, CRRC Brake System Co., Ltd., Qingdao, Shandong 266031, China)

Abstract: To meet coupler requirements for yield strength and buckling strength while aligning with the lightweight design concept, this paper presents a parameter optimization model for the primary load-bearing members of tram couplers and draft gears. This model directly links members' cross-sectional parameters to coupler yield strength, buckling strength and total mass. Specifically, the cross-sectional area is directly related to the mass, while the area moment of inertia directly affects the buckling strength of the coupler and draft gear system when coupled. This paper proposes to use the area moment of inertia as the evaluation index for optimizing member parameters. With a fixed total coupler length, the optimal cross-sectional form and parameters of the coupler shank are determined by establishing correlations between the cross-sectional area and the area moment of inertia. The final cross-sectional parameters are initially selected taking into account the dimensions of common profiles, and then optimized through three-dimensional yield strength and three-dimensional buckling strength calculations. The optimized results are then verified by the yield strength and buckling strength tests conducted on entire couplers. The proposed method provides a reference for the parameter optimization of similar coupler and draft gear devices.

Keywords: tram; coupler; buckling; parameters; optimization; simulation; finite element