



平竖曲线叠加对单轴迫导向转向架 曲线性能的影响

江 慧, 黄志辉, 田明洁, 侯宇轩, 延博瀚

(西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要: 当竖曲线与平面曲线重叠时, 车辆受到竖向离心力和平面离心力共同作用, 其轮轨作用力比仅存在平面曲线时更加复杂, 并会影响单轴迫导向转向架对工程车曲线通过性能的改善效果。为此, 文章分别建立采用传统转向架和单轴迫导向转向架的工程车动力学模型, 比较凸型、凹型竖曲线分别与平面小半径曲线叠加时对其曲线通过性能和车体振动加速度的影响, 并分析了不同平纵断面线路参数对单轴迫导向转向架工程车曲线通过性能和车体振动加速度的影响; 同时分析了不同工况下工程车的曲线通过性能和车体振动加速度。计算结果表明, 凸型竖曲线与平面小半径曲线重叠将导致轮对冲角进一步增大, 凹型竖曲线上轮对冲角有所减小; 在不同平纵断面参数中, 平面曲线半径对工程车性能影响最大, 超高影响次之, 竖曲线半径和坡度差对其影响均较小; 牵引力和制动力均会使工程车轮轴横向力和车体横向振动加速度增大。单轴迫导向转向架工程车对平竖曲线重叠线路适用性较好, 制动力对该线路上工程车的曲线通过性能影响很大。

关键词: 平竖曲线叠加; 单轴迫导向转向架; 曲线通过性能; 振动加速度

中图分类号: U270.1⁺1

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2025)01-0076-07

0 引言

竖曲线是连接铁路线路纵断面相邻两坡段的曲线, 以实现坡度变化较大时两坡段间的平顺过渡, 减小车辆受到的垂向冲击, 改善变坡点处车辆的运行安全性和乘坐舒适性。当竖曲线与平面曲线重叠设置时, 线路空间线型复杂, 增大了线路维护难度, 故竖曲线与平面曲线不宜重叠, 但受地形条件限制, 竖曲线与平面曲线重叠设置可降低选线难度, 同时减少线路的工程费用。竖曲线对车辆曲线通过性能和平稳性都会产生一定影响, 文献[1]在秦沈客运专线竖曲线与平面曲线重合路段进行了轮轨力测试和列车运行平稳性试验, 试验列车可以以 250 km/h 速度安全通过该区段, 并且舒适度良好。文献[2]对平竖曲线重合地段车辆运行舒适性进行分析, 分别给出了竖曲线为凸型和凹型时平

面曲线的最小半径值。文献[3]计算了在高中速客车与高低速客货列车混跑条件下, 列车通过不同平纵断面线路的各项动力学性能指标。文献[4]分析了不同运行速度时线路纵断面参数对车辆振动的影响。文献[5]推导了有轨电车通过平面曲线、竖曲线时铰接装置转角与车钩夹角的计算方法。文献[6]分析了三维曲线的几何连续性等级对车体运动的影响, 利用三维欧拉曲线创建平竖重合段高阶连续曲线。文献[7]对比了国内外相关标准, 从区间正线最大坡度、长大坡道设置条件、相邻坡段连接和最小坡段长度等方面对市域铁路纵断面标准展开了研究。文献[8]建立了悬浮控制系统数学模型, 计算了线路纵断面变坡度点处的竖曲线半径限制值。目前, 大多数对平竖曲线重叠的研究主要集中在平面曲线半径较大的高速铁路, 针对竖曲线与平面小半径曲线重叠的研究较少, 尚未见竖曲线与平面小半径曲线叠加对径向转向架曲线通过性能影响方面的

基金项目: 四川省自然科学基金项目 (2022NSFSC0035)

通信作者: 黄志辉, 男, 工学博士, 研究员, 硕士生导师, 主要从事机车车辆设计及理论、车辆系统动力学、结构与强度等方面的研究;
E-mail: hzh_95@163.com

引用格式: 江慧, 黄志辉, 田明洁, 等. 平竖曲线叠加对单轴迫导向转向架曲线性能的影响[J]. 机车电传动, 2025(1): 76-82.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.01.106.

Citation: JIANG Hui, HUANG Zhihui, TIAN Mingjie, et al. Effect of superposed horizontal and vertical curves on curve performance of single-axle forced-steering bogies[J]. Electric drive for locomotives, 2025(1): 76-82.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.01.106.

研究。为此, 本文将分别建立采用传统转向架与单轴迫导向转向架的工程车动力学模型, 并比较这2种工程车通过凸型和凹型两种类型竖曲线与平面小半径曲线重叠线路的曲线通过性能, 分析平面曲线半径、超高、竖曲线半径、坡度差等平纵断面线路参数对工程车曲线通过性能和车体振动加速度的影响。

1 凸型、凹型竖曲线与平面曲线叠加对曲线通过性能的影响

竖曲线分为凸型和凹型两种。当车辆通过凸型竖曲线与平面曲线重叠路段时, 在竖曲线上产生的竖向离心力削弱了重力分力对平面曲线上离心力的抵消作用, 相当于增大了平面曲线上未平衡离心力, 即增大了车辆运行时所产生的欠超高; 凹型竖曲线与平面曲线重合时则相反, 相当于减小了平面曲线上未平衡离心力, 即减小了车辆运行时所产生的欠超高。为分析平竖曲线叠加平面曲线时单轴迫导向转向架的曲线通过性能, 利用 Simpack 软件分别建立采用传统转向架和单轴迫导向转向架的工程车动力学模型, 单轴迫导向转向架的动力学模型如图1所示^[9], 模型中径向机构安装于一位和四位轮对, 二位和三位轮对为动力轮对, 径向机构中车体连杆、轴箱拉杆和导向臂考虑为刚体, 导向臂可绕构架点头, 从而带动轮对摇头趋于径向位置, 车体连杆与轴箱拉杆两端橡胶关节采用43号力元模拟。

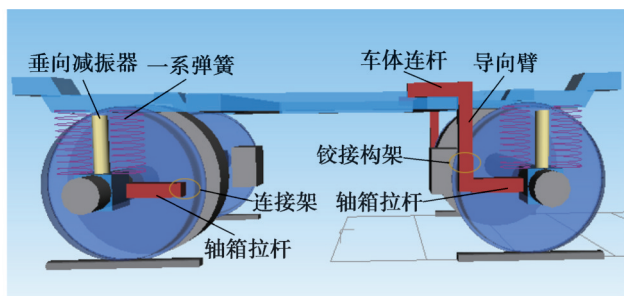


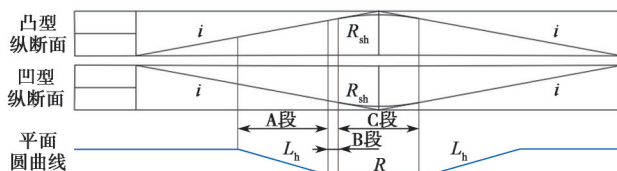
图1 单轴迫导向转向架动力学模型

Fig. 1 Dynamic model of single-axle forced-steering bogie

根据 GB 50090—2006^[10]和 TB 10098—2017^[11]相关标准设置仿真线路, 线路平纵断面设置如图2所示。在图2中, A段和B段分别表示平面缓和曲线段和平面圆曲线段, C段除有平面圆曲线外, 还存在竖曲线。在仿真中设置平面曲线半径 R 为 300 m, 缓和曲线长度 L_h 为 100 m, 超高为 120 mm; 竖曲线半径 R_{sh} 为 3 000 m, 坡度 i 为 10‰, 坡度差为 20‰, 竖曲线起点、终点与缓和曲线起点、终点间距离均为 30 m。

为排除平面未平衡离心力的影响, 工程车均以匀速 55.23 km/h 通过凸型、凹型竖曲线与平面曲线重叠线路, 其中牵引力与基本运行阻力相等, 轨道激励采用美国 5 级轨道谱。为便于观察轮对冲角的变化情况, 仅在计算轮对冲角时未考虑轨道激励, 其他指标计算时

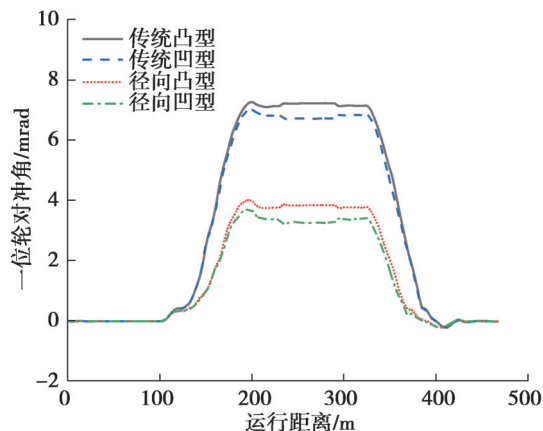
均考虑了轨道激励。一位和三位轮对冲角随运行距离变化计算结果如图3所示。图3中的“传统”和“径向”分别表示“传统转向架”和“径向转向架”（此处径向转向架指径向机构安装于一位和四位轮对上的单轴迫导向转向架）, “凸型”和“凹型”分别表示与平面曲线重叠的竖曲线类型为凸型和凹型。



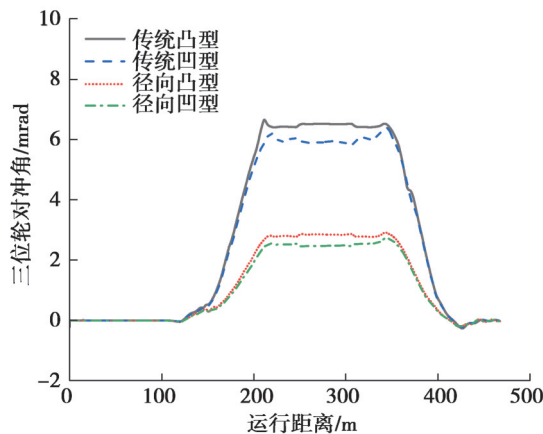
i —坡度; R_{sh} —竖曲线半径; L_h —平面缓和曲线长度; R —平面曲线半径。

图2 线路平纵断面示意图

Fig. 2 Cross and vertical section diagram of track



(a) 一位轮对



(b) 三位轮对

图3 一位和三位轮对冲角随运行距离变化曲线

Fig. 3 Variation curve of angle of attack on the first and third wheelsets with distance

由图2可知, 不同线路上2种转向架一位轮对冲角均略大于三位轮对冲角; 与传统转向架相比, 径向转向架在2种平竖曲线重合线路上仍具有较好的径向效果。由于存在坡度, 工程车在凸型与凹型竖曲线2种线路上通过平竖曲线重合路段的速度分别减小和增大, 因此通过凸型竖曲线时的轮对冲角略大于通过凹型竖

曲线。当竖曲线为凸型时，传统转向架与径向转向架轮对的冲角均在平竖曲线重合地段增大，并且接近缓和曲线处的冲角值；当竖曲线为凹型时，2种转向架轮对的冲角均在平竖曲线重合地段减小。这是因为当工程车通过凸型竖曲线时，其所受到竖直向上的离心力、轮轨间压力减小，导致纵向蠕滑力减小，进而使蠕滑导向力矩减小，故轮对冲角有所增大；当工程车通过凹型竖曲线时，竖向离心力方向与凸型竖曲线相反，轮对冲角变化情况也如此。竖曲线与平面曲线叠加不仅对轮对冲角有一定影响，其对脱轨系数、轮轴横向力和车体振动加速度等也具有一定影响。以传统转向架为例，表1和表2对比了仅有平面曲线和平竖曲线叠加时工程车的曲线通过性能和车体振动加速度指标，其中B段和C段与图1相对应。由表1和表2可知，三位轮对的脱轨系数和轮轴横向力均小于一位轮对，故后续以一位轮对各指标为例对工程车曲线通过性能进行分析；当凸型竖曲线与平面曲线重叠时，一位、三位轮对的脱轨系数和轮轴横向力、车体的垂向与横向振动加速度均增大；当凹型竖曲线与平面曲线重叠时，一位、三位轮对的轮轴横向力和车体垂向振动加速度均有所增大，而一位、三位轮对的脱轨系数和车体横向振动加速度则有所减小。

表1 平竖曲线叠加对一位和三位轮对脱轨系数和轮轴横向力的影响

Table 1 Effect of superposed horizontal and vertical curves on derailment coefficient and lateral force on the first and third wheelsets

动力学指标	曲线段	一位轮对		三位轮对	
		凸型	凹型	凸型	凹型
脱轨系数	B段	0.50	0.62	0.42	0.49
	C段	0.53	0.56	0.46	0.48
轮轴横向力/kN	B段	23.60	26.16	19.04	21.01
	C段	25.63	29.96	22.12	26.37

表2 平竖曲线叠加对车体振动加速度的影响

Table 2 Effect of superposed horizontal and vertical curves on carbody vibration acceleration

竖曲线类型	垂向加速度/(m·s ⁻²)		横向加速度/(m·s ⁻²)	
	B段	C段	B段	C段
凸型	0.70	1.11	0.84	0.93
凹型	1.19	1.90	1.24	1.15

采用2种转向架分别通过凸型和凹型竖曲线与平面小半径曲线重叠线路时，工程车曲线通过安全性指标如表3所示。由表3可知，由于工程车进入凹型竖曲线前为上坡路段，工程车运行速度比在凸型竖曲线时更高，故在凹型竖曲线通过时，2种转向架的脱轨系数和轮轴横向力均更大，2种竖曲线类型对轮重减载率影响较小；而在采用单轴迫导向转向架后，工程车在凸型

和凹型竖曲线上的脱轨系数和轮轴横向力均有所降低，与传统转向架相比，在凸型竖曲线上脱轨系数和轮轴横向力分别降低了5.66%和1.60%，在凹型竖曲线上脱轨系数和轮轴横向力分别降低了7.14%和8.88%。这表明工程车采用单轴迫导向转向架后，在竖曲线与平面曲线重合线路仍能够较好地改善车辆的曲线通过性能。

表3 不同线路曲线通过安全性

Table 3 Curve passing safety in different track scenarios

动力学指标	传统转向架		径向转向架	
	凸型	凹型	凸型	凹型
脱轨系数	0.53	0.56	0.50	0.52
轮重减载率	0.27	0.28	0.27	0.25
轮轴横向力/kN	25.63	29.96	25.22	27.30

2 平纵断面参数影响程度分析

工程车经过凸型竖曲线与平面小半径曲线重合线路时，多数的动力学指标比只存在平面曲线时进一步增大，对于平竖曲线重合地段而言，凸形竖曲线要比凹形竖曲线对平面曲线要求更高^[2]，故以凸型竖曲线为例，分析平竖曲线重叠时各平纵断面线路参数对单轴迫导向工程车曲线通过性能和车体振动加速度的影响。

2.1 平面曲线半径

不同平面曲线半径和超高设置情况如表4所示，除平面曲线半径和超高不同外，其他线路参数与前文相同。仿真计算得到在不同平面曲线半径条件下，平竖曲线重叠时工程车曲线通过性能指标和车体振动加速度最大值，具体如表5所示。由表5可知：①随着平面曲线半径增大，曲线附加阻力减小^[12-13]，工程车运行速度略微增大，车体垂向振动加速度受运行速度影响较大，故其值略微增大，而其他动力学性能指标受平面曲线半径影响更大，数值均减小。②当平面曲线半径由300 m增大至800 m时，轮对冲角由3.86 mrad减至0.41 mrad，减小了89.38%；脱轨系数由0.50减至0.32，减小了36.00%；轮轴横向力由25.22 kN减至14.81 kN，减小了41.28%；轮轨垂向力由130.19 kN减至125.76 kN，减小了3.40%；车体横向振动加速度由1.16 m/s²

表4 不同平面曲线半径及超高设置情况

Table 4 Different horizontal curve radius and superelevation configurations

曲线半径 R/m	超高/mm	运行速度/(km·h ⁻¹)	曲线半径 R/m	超高/mm	运行速度/(km·h ⁻¹)
300	120	55.23	600	60	55.23
400	90	55.23	700	50	55.23
500	70	55.23	800	45	55.23

表 5 不同平面曲线半径时曲线通过性能及车体振动加速度指标

Table 5 Curve passing performance and carbody vibration acceleration indexes corresponding to different horizontal curve radius

曲线半径 R/m	轮对冲角/ mrad	脱轨系数	轮轴横向力/ kN	轮轨垂向力/ kN	加速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	
					垂向	横向
300	3.86	0.50	25.22	130.19	1.14	1.16
400	1.99	0.47	20.31	128.56	1.14	1.02
500	1.02	0.41	17.81	126.73	1.20	0.96
600	0.71	0.38	16.22	126.50	1.21	0.92
700	0.52	0.35	15.45	125.85	1.20	0.89
800	0.41	0.32	14.81	125.76	1.22	0.88

减至 0.88 m/s^2 , 减小了 24.14%。

2.2 超高

针对不同超高(超高为 120 mm 时, 工程车的均衡速度为 55.23 km/h, 不同超高下工程车均以此速度运行), 计算得到工程车曲线通过性能指标和车体振动加速度最大值, 具体如表 6 所示。由表 6 可知: ①随着超高增大, 轮对冲角与车体振动加速度逐渐增大, 其他动力学性能指标呈先减小后增大的变化趋势。②当超高由 90 mm 增大至 140 mm 时, 轮对冲角由 3.55 mrad 增大至 4.02 mrad, 增大了 13.24%; 车体垂向振动加速度由 1.13 m/s^2 增大至 1.15 m/s^2 , 增大了 1.77%; 车体横向振动加速度由 1.10 m/s^2 增大至 1.31 m/s^2 , 增大了 19.09%。③脱轨系数、轮轴横向力和轮轨垂向力均在均衡超高处取得最小值, 分别为 0.50、25.22 kN 和 130.19 kN。④当工程车以欠超高状态通过平竖曲线重合线路时, 轮对冲角与车体振动加速度更小, 而脱轨系数、轮轴横向力和轮轨垂向力在均衡超高时最小, 故在脱轨系数和轮轴横向力均低于标准限值的情况下, 适当的欠超高可减小工程车通过竖曲线与平面小半径曲线重合路段处轮对冲角和车体振动加速度。

表 6 不同超高时曲线通过性能及车体振动加速度指标

Table 6 Curve passing performance and carbody vibration acceleration indexes corresponding to different superelevations

超高/ mm	轮对冲角/ mrad	脱轨 系数	轮轴横向 力/kN	轮轨垂向 力/kN	加速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	
					垂向	横向
90	3.55	0.52	29.06	133.13	1.13	1.10
100	3.70	0.51	27.00	131.13	1.14	1.10
110	3.80	0.51	26.67	130.59	1.14	1.10
120	3.86	0.50	25.22	130.19	1.14	1.16
130	3.94	0.51	26.86	130.76	1.15	1.28
140	4.02	0.55	27.04	132.00	1.15	1.31

此外, 不同的超高条件所对应的轮轴横向力最大值及其出现位置如图 4 所示。由图 4 可知, 轮轴横向力最大值出现在线路位置 A 段和 C 段, 与图 1 相对应, 即出现在缓和曲线处和平竖曲线重叠处; 随着超高增大, 轮轴横向力呈现先减小后增大的趋势, 当超高为 90

mm 时, 轮轴横向力最大, 达到了 30.61 kN。此外, 随着超高增大, 轮轴横向力最大值出现的位置由缓和曲线处变化至平竖曲线重叠处, 脱轨系数、轮轨垂向力和车体垂向振动加速度始终在缓和曲线上取得最大值, 车体横向振动加速度最大值则始终出现在平竖曲线重叠处。

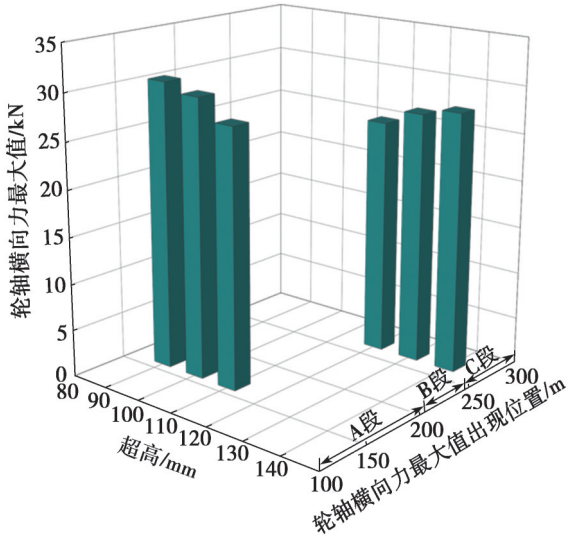


图 4 轮轴横向力最大值及其出现位置随超高变化情况

Fig. 4 Maximum wheelset lateral force and its occurrence position change with superelevation

2.3 竖曲线半径

针对不同竖曲线半径, 计算得到工程车曲线通过性能指标和车体振动加速度最大值, 具体如表 7 所示。由表 7 可知, 随着竖曲线半径增大, 各动力学性能指标变化均较缓慢, 轮对冲角、轮轴横向力和车体振动加速度基本呈减小趋势; 当竖曲线半径由 3 000 m 增大至 8 000 m 时, 轮对冲角、轮轴横向力、车体垂向振动加速度、横向振动加速度分别减小了 1.55%、6.22%、3.51%、2.59%; 脱轨系数无较大变化, 均在 0.50 左右; 轮轨垂向力则逐渐增大, 但变化幅度较小, 仅变化了 2.76%, 这是因为在凸型竖曲线上产生的竖向离心力使轮轨垂向力有所减小, 随着竖曲线半径增大, 竖向离心力减小, 故轮轨垂向力随之略微增大。

表 7 不同竖曲线半径时曲线通过性能及车体振动加速度指标

Table 7 Curve passing performance and carbody vibration acceleration indexes corresponding to different vertical curve radius

竖曲线半径/m	轮对冲角/mrad	脱轨系数	轮轴横向力/kN	轮轨垂向力/kN	加速度/(m·s ⁻²)	
					垂向	横向
3 000	3.86	0.50	26.21	128.79	1.14	1.16
4 000	3.84	0.51	25.48	129.05	1.12	1.16
5 000	3.82	0.51	25.21	129.77	1.11	1.15
6 000	3.81	0.51	24.96	131.04	1.11	1.15
7 000	3.80	0.51	24.82	131.96	1.10	1.14
8 000	3.80	0.51	24.58	132.35	1.10	1.13

2.4 坡度差

针对不同的坡度差，计算得到工程车曲线通过性能指标和车体振动加速度最大值，具体如表 8 所示。由表 8 可知：①由于坡度差增大后，工程车进入竖曲线前的上坡段坡度增大，其在竖曲线处的速度随之降低，故随着坡度差增大，轮对冲角逐渐增大，而脱轨系数、轮轴横向力和车体垂向振动加速度等指标均随之减小，车体横向振动加速度则在 1.15 左右波动。②各动力学指标变化均较小，坡度差由 10‰ 增大至 20‰ 时，轮对冲角由 3.80 mrad 增大至 3.86 mrad，仅变化了 1.58%；脱轨系数由 0.52 减小至 0.50，仅变化了 3.85%；轮轴横向力由 27.84 kN 减小至 25.22 kN，变化了 9.41%；车体垂向振动加速度由 1.27 m/s² 减小至 1.14 m/s²，减小了 10.24%。由此可见，坡度差对工程车通过平竖曲线重合地段动力学性能影响较小，但坡度设置应考虑铁路等级、地形类别、牵引种类、运输要求以及平面小半径曲线上由于黏着因数降低引起的坡度减缓^[9]。

表 8 不同坡度差时曲线通过性能及车体振动加速度指标

Table 8 Curve passing performance and carbody vibration acceleration indexes corresponding to different gradient differences

坡度差/‰	轮对冲角/mrad	脱轨系数	轮轴横向力/kN	轮轨垂向力/kN	加速度/(m·s ⁻²)	
					垂向	横向
10	3.80	0.52	27.84	132.20	1.27	1.15
12	3.81	0.51	27.02	131.14	1.24	1.15
14	3.82	0.49	26.30	130.64	1.22	1.14
16	3.84	0.50	26.22	130.11	1.19	1.15
18	3.85	0.50	25.87	132.23	1.16	1.16
20	3.86	0.50	25.22	130.19	1.14	1.16

3 不同工况曲线通过性能与车体振动加速度对比

当采用单轴迫导向转向架的工程车以不同工况通过凸型竖曲线与平面曲线重叠线路时，仿真计算得到工程车曲线通过性能指标和车体振动加速度最大值，具体如表 9 所示。其中，“工况一”与前文中工况保持一致，即牵引力与基本运行阻力相等；“工况二”中每

轮对牵引力为 20 kN，将其等效为驱动力矩施加于二位和三位轮对，阻力作用于车体；“工况三”将制动力矩施加于轮对，工程车减速度为 1.2 m/s²。由表 9 可知：①“工况二”的脱轨系数、轮轴横向力和车体横向振动加速度相比于“工况一”均有所增大；由于牵引力作用下发生轴重转移^[14-15]，一位轮对轴重减少，故一位轮轨垂向力有所减少。此外，该工程车动力轮对为二位和三位轮对，故牵引力对一位轮对冲角影响较小。②制动后曲线上内外侧轮轨纵向蠕滑力由反向变为同向，轮对失去了蠕滑力矩的导向作用，故“工况三”的轮对冲角大幅增加，比“工况一”增大了 84.97%，轮轨磨耗将更加严重。由于制动后工程车运行速度降低，故其脱轨系数、轮轴横向力和车体垂向振动加速度均大幅降低，与“工况一”相比分别减少了 24.00%、25.81% 和 28.07%；制动力对轮轨垂向力影响较小；车体横向振动加速度受制动力影响则大幅增加，与“工况一”相比增大了 55.17%。

表 9 不同工况时曲线通过性能及车体振动加速度指标

Table 9 Curve passing performance and carbody vibration acceleration indexes under different conditions

工况	轮对冲角/mrad	脱轨系数	轮轴横向力/kN	轮轨垂向力/kN	加速度/(m·s ⁻²)	
					垂向	横向
一	3.86	0.50	25.22	130.19	1.14	1.16
二	3.98	0.53	26.89	124.06	1.11	1.18
三	7.14	0.38	18.71	130.57	0.82	1.80

4 结论

当竖曲线与平面曲线重叠设置时，线路空间线型复杂，增大了线路维护难度，车辆受到竖向离心力和平面离心力共同作用，其轮轨作用力比仅存在平面曲线时更为复杂，并会影响单轴迫导向转向架对工程车曲线通过性能的改善效果，对此分别建立采用传统转向架和单轴迫导向转向架的工程车动力学模型，并开展研究，得到以下结论：

①采用此种单轴迫导向转向架的工程车在竖曲线与平面小半径曲线重叠线路上仍具有较好的曲线通过性能，与采用传统转向架相比，其能够减小轮对冲角、

脱轨系数和轮轴横向力。

②当凸型竖曲线与平面小半径曲线叠加时, 轮对冲角比只存在平面曲线时进一步增大, 但增量较小; 当竖曲线为凹型时, 轮对冲角有所减小。

③在不同平纵断面参数中, 平曲线圆半径对工程车曲线通过性能的影响最大, 超高次之, 竖曲线半径与坡度差影响较小, 故可考虑将竖曲线与平面小半径曲线重叠设计, 以减少工程投资、降低选线难度。

④在平竖曲线重叠处施加制动力后, 工程车轮轴横向力和车体横向振动加速度大幅增加, 故在此路段上应尽量避免制动。

参考文献:

- [1] 练松良, 陈松林, 李向国. 客运专线竖曲线与平面曲线重叠的试验验证[J]. 铁道学报, 2005, 27(2): 75-79.
LIAN Songliang, CHEN Songlin, LI Xiangguo. Test of vertical curve overlapping plane curve for dedicated passenger traffic railway line[J]. Journal of the China railway society, 2005, 27(2): 75-79.
- [2] 孙宗生, 时瑾, 申雄. 高速铁路平竖曲线重合地段线形设计参数动力学检算及取值研究[J]. 铁道标准设计, 2013(6): 1-4.
SUN Zongsheng, SHI Jin, SHEN Xiong. Research on dynamics calculation and reasonable values of alignment design parameters at overlapping region of vertical curve with horizontal curve on high-speed railway[J]. Railway standard design, 2013(6): 1-4.
- [3] 王开云, 周维俊, 翟婉明, 等. 基于动力学理论对高中速客运专线和高速客货共线铁路平纵面合理匹配的研究[J]. 铁道标准设计, 2005(7): 1-3.
WANG Kaiyun, ZHOU Weijun, ZHAI Wanming, et al. Research on reasonable matching of the level section and surface on the high or medium speed passenger-dedicated railway and high or low speed passenger and freight mixed railway based on the theory of dynamics[J]. Railway standard design, 2005(7): 1-3.
- [4] HODAS S. Design of railway track for speed and high-speed railways[J]. Procedia engineering, 2014, 91: 256-261.
- [5] 聂敏, 崔启超, 原志强, 等. 浮车型5模块低地板有轨电车几何曲线通过计算方法[J]. 机车电传动, 2017(6): 109-113.
NIE Min, CUI Qichao, YUAN Zhiqiang, et al. Calculation method of tram car with 5 module and low floor passing through curve[J]. Electric drive for locomotives, 2017(6): 109-113.
- [6] 李鸣, 魏庆朝, 潘姿华, 等. 高速铁路平竖重合段三维高阶连续曲线线形设计[J]. 交通运输工程学报, 2018, 18(6): 50-60.
LI Ming, WEI Qingchao, PAN Zihua, et al. Three-dimensional high-order continuous curve alignment design of horizontal and vertical overlapping region of high-speed railways[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2018, 18(6): 50-60.
- [7] 冯慧森. 市域铁路纵断面标准研究[J]. 铁道工程学报, 2017, 34(8): 6-10.
FENG Huimiao. Research on the standard of profile optimization for regional railway[J]. Journal of railway engineering society, 2017, 34(8): 6-10.
- [8] 龙志强, 李淑娟, 郝阿明, 等. 电磁型磁悬浮列车在坡道段运行时的系统分析[J]. 机车电传动, 2003(4): 25-28.
LONG Zhiqiang, LI Shujuan, HAO Aming, et al. Systematic analysis running on ramp for EMS maglev train[J]. Electric drive for locomotives, 2003(4): 25-28.
- [9] 江慧, 黄志辉, 刘加惠, 等. 单轴迫导向径向机构布置方案选型[J]. 机车电传动, 2024(4): 80-86.
JIANG Hui, HUANG Zhihui, LIU Jiahui, et al. Layout selection for single-axle forced-steering radial mechanism[J]. Electric drive for locomotives, 2024(4): 80-86.
- [10] 中华人民共和国铁道部. 铁路线路设计规范: GB 50090—2006[S]. 北京: 中国计划出版社, 2006.
Ministry of Railways of the People's Republic of China. Code for design of railway line: GB 50090—2006[S]. Beijing: China Planning Press, 2006.
- [11] 国家铁路局. 铁路线路设计规范: TB 10098—2017[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2017.
National Railway Administration of the People's Republic of China. Code for design of railway line: TB 10098—2017 [S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2017.
- [12] 李长淮. 车辆阻力对站线坡度设计的影响研究[J]. 铁道标准设计, 2016(2): 15-22.
LI Changhuai. Research on influences of vehicle resistance on station line grade design[J]. Railway standard design, 2016(2): 15-22.
- [13] 马睿杰, 吴键. 2万t重载组合列车纵向冲动的影响因素及优化研究[J]. 机车电传动, 2022(1): 103-108.
MA Ruijie, WU Jian. Influencing factors and optimization measures for longitudinal impulse of 20 000-tonne combined heavy-haul trains[J]. Electric drive for locomotives, 2022(1): 103-108.
- [14] 黄志辉, 孙永鹏, 罗华军. 轮对空心轴转向架悬挂机车电机顺置与对置对轴重转移的影响[J]. 机车电传动, 2005(6): 22-24.
HUANG Zhihui, SUN Yongpeng, LUO Huajun. Influence on axle weight transfer by same line location and contrast location of bogie-mounted and quill driven motor[J]. Electric drive for locomotives, 2005(6): 22-24.
- [15] 魏家麒, 张开林, 姚远. 单轴牵引力变化时的机车轴重转移分析[J]. 机车电传动, 2014(3): 40-43.
WEI Jiaqi, ZHANG Kailin, YAO Yuan. Analysis of locomotive axle load transfer with consideration of adhesive force varying for each axle[J]. Electric drive for locomotives, 2014(3): 40-43.

Effect of superposed horizontal and vertical curves on curve performance of single-axle forced-steering bogies

JIANG Hui, HUANG Zhihui, TIAN Mingjie, HOU Yuxuan, YAN Bohan

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: Trains running on sections with overlapped vertical and horizontal curves are affected by both vertical and horizontal centrifugal forces, resulting in more complicated wheel-rail interactions compared to operation on horizontal curves alone. This complication undermines the effectiveness of single-axle forced-steering bogies in enhancing the curve passing performance of service trains. To solve this issue, dynamic models were established for service trains respectively with traditional bogies and single-axle forced-steering bogies to facilitate a detailed study. A comparison was conducted to examine the effects of convex and concave vertical curves superimposed with horizontal small-radius curves on curve passing performance and carbody vibration acceleration. Subsequent analysis investigated the influence of track parameters associated with different cross and vertical section on these two aspects for service trains equipped with single-axle forced-steering bogies. Additionally, these indexes were analyzed under different conditions for these trains. The results show that the overlap of convex vertical curves and horizontal small-radius curves further increase the angle of attack on wheelsets, whereas the angle of attack decreases on concave vertical curves. Among various cross and vertical section parameters, the horizontal curve radius has the greatest influence on the performance of service trains, followed by the effect of superelevation. In contrast the influences from both vertical curve radii and gradient differences are limited. Furthermore, both tractive efforts and braking forces contribute to increased lateral forces on wheelsets and lateral vibration accelerations of carbodies. To summarize, service trains with single-axle forced-steering bogies adapt well to track sections with overlapped horizontal and vertical curves, and braking forces significantly influence the curve passing performance of service trains on these sections.

Keywords: superposed horizontal and vertical curves; single-axle forced-steering bogie; curve passing performance; vibration acceleration