

电机布置方式对机车动力学性能的影响及参数分析研究

张岩,张晖,陈康,马岱

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:针对三轴双电机形式转向架电机布置方式的问题,在 SIMPACK 中建立 A-1-A 轴式机车和 1-A-A 轴式机车的多体动力学模型,分析电机布置方式对机车车辆动力学性能的影响,研究电机悬挂参数对两种不同电机布置方式机车动力学性能影响的差异。结果表明:电机布置方式虽对机车整体动力学性能的影响有限,但对前、后两侧转向架的动力学性能影响显著,同时除 A-1-A 轴式机车的稳定性对电机横向耦合减振器阻尼的变化更加敏感外,其他各电机悬挂参数对两种不同电机布置方式机车动力学性能的影响相似。

关键词:机车;电机布置方式;电机悬挂参数;车辆动力学

中图分类号:U260.331 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)06-0045-05

Influence of Driving System Layout on Locomotive Dynamic Performance and Parameter Analysis

ZHANG Yan, ZHANG Hui, CHEN Kang, MA Dai

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: The multi-body dynamic models of A-1-A and 1-A-A axle locomotive are established by SIMPACK to solve the problem of motor layout of three axle with double motor bogie. The influence of motor layout on the dynamic performance of locomotives are analyzed, and the different of motor suspension parameters on the dynamic performance of locomotive with two different motor layout is studied. The result show that the driving system layout, though having limited influence on the dynamic performance of locomotive, has significant influence over the dynamic performance of bogies on the front and rear sides. Except that the stability of A-1-A axle locomotive is more sensitive to the change of damping of motor transverse coupling damper, the influence of other motor suspension parameters on the dynamic performance of the two different motor arrangements is similar.

Keywords: locomotive; driving system layout; driving system suspension parameters; vehicle dynamic

0 引言

我国地域广阔,人口分布不均,地区经济发展不平衡,对客运的运输要求也不尽相同。对于客运需求量大,旅行距离中短的中心城市旅客运输,动力分散的动车组模式是一种合适的选择;对于长大跨线的旅客运输而言,机车牵引的运输模式则更加适合^[1]。面对长大跨线旅客对牵引机车的需求,文献[2]提出了一种 A-1-A 轴式转向架的设计方案,并进行了牵引计算和动力学分析。分析指出该转向架设计方案不仅能够满足首尾推挽牵引 14 台客车的需求,且速度 210 km/h 时轮轨动作用力水平还能与 CRH2 动车 250 km/h 时相当。文献[3]对 C0-C0 轴式机车和 A-1-A 轴式机车的动力学性能进行了全面的比较,分析指出 A-1-A 轴式机车较 C0-C0 轴式机车的各方面动力学性能都有显著提高。文献[4]对 A-1-A 轴式机车中间轮对的自由横动量进行了研究,研究指出为了均衡轮对之间的磨耗,中间轮对的自由横动量应设置在 6~8 mm 之间,但为改善机车小半径时的曲线通过性能并降低轮轨动作用力,中间轮对的自由横动量应设置在 10~14 mm 之

间。文献[5]分析了驱动装置采用架悬时电机摆杆和电机的相对位置对动力学性能的影响,分析指出电机摆杆位于非电机侧时,机车的动力学性能得到了显著提升。文献[6]研究了电机布置方向对 C0-C0 机车动力学性能的影响,研究表明转向架首位电机对置时,机车的动力学性能显著提高。文献[7-9]研究了电机悬挂参数对车辆动力学性能的影响,并指出合适的电机悬挂参数能够显著地提升车辆的动力学性能。

目前三轴双电机形式转向架的研究主要集中在 A-1-A 轴式机车,而对于 1-A-A 轴式机车的研究却相当有限。为了明确电机布置方式不同对机车动力学性能的影响,并为三轴双电机形式的转向架的设计提供参考方案,本文对两种不同电机布置方式的机车展开研究。

1 车辆动力学计算模型

为研究电机布置方式对机车动力学性能的影响,本文通过多体动力学软件 SIMPACK 建立 A-1-A 轴式机车(以下称为方案 1)和 1-A-A 轴式机车(以下称为方案 2)的动力学模型,并基于该软件平台进行动力学的仿真分

析。两种方案的动力学模型均包括 1 个车体、2 个构架、6 个轮对、4 个电机、4 个空心轴、4 个大齿轮、8 个吊杆、2 个牵引拉杆、一系悬挂装置、二系悬挂装置等。轮对与构架之间通过一系悬挂装置进行连接,构架与车体之间通过二系悬挂装置进行连接,两种方案的一系悬挂装置位置及悬挂参数均相同,且不存在偏心,二系悬挂装置的参数相同,但二系高圆弹簧的纵向位置不同,电机均为弹性架悬在构架上,两种方案的模型均含有 31 个刚体、110 个自由度,车轮踏面外形均采用 JM3 踏面,轨道采用 CN60 钢轨。在本文的仿真分析中均使用 FASTSIM 方法计算轮轨切向力,并通过等效弹性接触方法计算轮轨之间的接触关系。两种方案的部分参数如表 1 所示。两种方案机车的主要差别在于电机布置方式的不同。方案 1 的电机布置在第一、三轴轮对和第四、六轴轮对处;方案 2 的电机布置在第二、三轴轮对和第四、五轴轮对处,其转向架模型如图 1 所示。

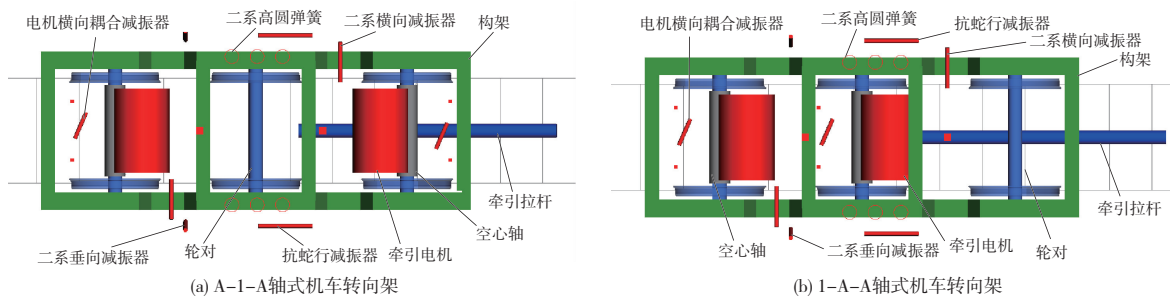


图 1 机车多体动力学模型

表 1 两种机车主要参数

| 参数 | 轴式 | |
|-------------------------------|----------|----------|
| | A-1-A | 1-A-A |
| 轴质量/t | 23 | 23 |
| 电机排列 | 对置 | 顺置 |
| 电机悬挂方式 | 架悬 | 架悬 |
| 轴距/m | 2.15~2.0 | 2.15~2.0 |
| 定距/m | 11.76 | 11.76 |
| 构架质量/kg | 5 877 | 5 885 |
| 构架摇头转动惯量/(kg·m ²) | 23 294 | 20 495 |
| 一系纵向刚度/(kN·mm ⁻¹) | 30.8 | 30.8 |
| 一系横向刚度/(kN·mm ⁻¹) | 4.096 | 4.096 |
| 二系水平刚度/(kN·mm ⁻¹) | 0.159 | 0.159 |
| 二系外侧簧距中间簧纵向距离/mm | 360 | 360 |
| 二系中间簧距构架中心纵向距离/mm | 20 | 187 |

2 关键动力学性能指标介绍

车辆运行的稳定性是轨道车辆需要满足的最基本动力学要求之一。在实际运用中,常通过测量构架端部的横向加速度或轮对的轮轴横向力来评定车辆运行的稳定性,而在仿真分析中常使用非线性临界速度评价车辆运行的稳定性。本文主要采用仿真分析的方法对车辆系统动力学性能进行分析,故采用非线性临界速度评价车辆运行的稳定性。

车辆运行的平稳性是针对客车上旅客的乘坐舒适度、货车上装运货物完整性的指标,本文采用平稳性指标进行评定,其评定限值如表 2^[10]所示。

表 2 平稳性指标评定限值表

| 平稳性指标 | 2.75 | 3.10 | 3.45 |
|-------|------|------|------|
| 评定等级 | 优 | 良好 | 合格 |

当车辆通过曲线时,其关于安全性的动力学指标通常较大,参照《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》^[10],本文选取车辆的轮轴横向力、脱轨系数和轮重减载率作为曲线通过性能的评价指标,脱轨系数的评定限值为 0.8,轮重减载率的评定限值为 0.65,轮重横向力 H 为 $H \leq 15 + P_0/3$ 式中 P_0 为静轴质量。

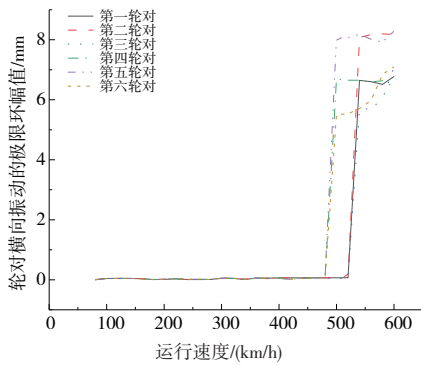
3 电机布置方式对动力学性能的影响

3.1 电机布置方式对机车稳定性的影响

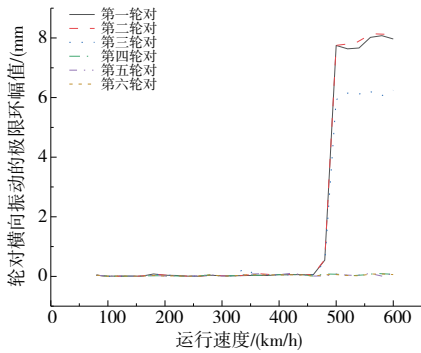
本文通过机车的非线性临界速度对车辆的稳定性进行分析。截取一段长度为 50 m 的美国 5 级时域不平顺作为轨道的初始激励,使机车以一定的速度通过不平顺后,继续在直线线路上运行 300 m,通过机车各轮对横向振动的收敛及发散情况判断机车是否失稳,其结果如图 2 所示(本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者)。方案 1 与方案 2 的临界速度均达到了 480 km/h,但两种方案机车的前侧转向架轮对和后侧转向架轮对横向振动发散时的速度存在不同程度的不一致,对于方案 1,其前侧转向架轮对的横向振动于 520 km/h 时发散,后侧转向架轮对的横向振动于 500 km/h 时发散;而方案 2,其前侧转向架轮对的横向振动于 500 km/h 时发散,后侧转向架轮对的横向振动于 600 km/h 时仍未发散。

为研究上述电机布置方式不同的两种方案前、后侧转向架轮对横向振动发散速度存在不同程度不一致的原因,本文对两种方案机车前、后侧转向架蛇行模态及前、后侧转向架电机横向振动模态的根轨迹进行了分析,其结果如图 3 所示。图中每个符号均表示一定速度下模态对应的特征根,符号越大,表示对应的速度越高,且每个模态的根轨迹曲线均由 27 个不同速度下该模态对应的特征根组

成,速度范围为 80~600 km/h。对于方案 1,其前、后转向架蛇行模态的稳定性均明显劣于其前、后两侧电机横向振动模态,所以方案 1 轮对横向振动的发散主要由转向架的蛇行模态引起。同时,对比方案 1 前、后两侧转向架蛇行模态的稳定性,其差别较小,故其前、后转向架对横向振动发散时对应的速度差别不大。对于方案 2,其前侧电机横向振动模态的稳定性明显劣于其他各模态,且当车辆的运行速度较高时,其前侧转向架蛇行模态的频率大小几乎为前侧电机横向振动模态频率大小的 2 倍,所以车辆以较高的速度在线路上运行时,前侧转向架电机横向振动的模态容易激发前侧电机的蛇行运动。因此方案 2 前侧转向架轮对的横向振动容易发散,而后侧电机横向振动稳定性较高,对转向架蛇行运动的影响较小,所以方案 2 前、后转向架轮对的横向振动相对稳定,因此方案 2 前、后转向架轮对横向振动发散时对应的速度差别较大。

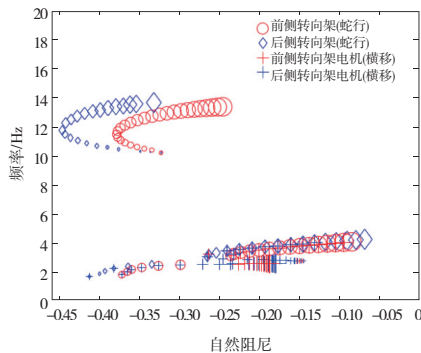


(a) A-1-A轴式动力车轮对横向振动极限环幅值

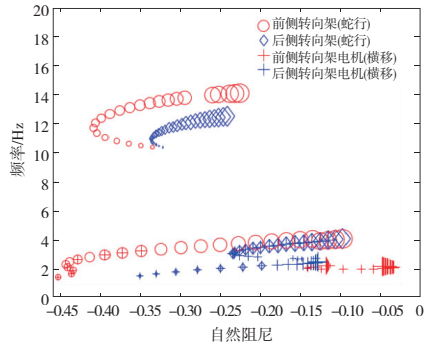


(b) 1-A-A轴式动力车轮对横向振动极限环幅值

图 2 电机布置方式对临界速度的影响



(a) A-1-A轴式动力车根轨迹

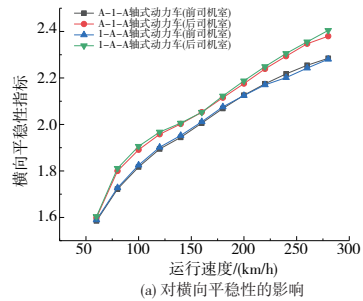


(b) 1-A-A轴式动力车根轨迹

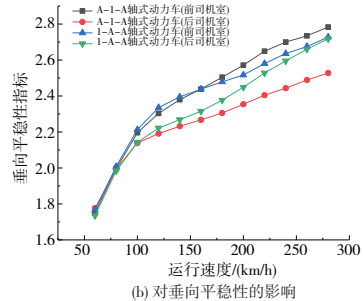
图 3 不同电机布置方式下动力车根轨迹图

3.2 电机布置方式对运行平稳性的影响

电机布置方式对车辆运行平稳性的影响如图 4 所示。其中线路为直线线路,轨道激励采用德国高干扰轨道谱。对于机车运行的横向平稳性,两种方案机车前、后司机室的横向平稳性指标均随着车辆运行速度的增大而不断增大,但由于两种方案机车的电机悬挂方式均为弹性架悬的形式,电机与构架实现了解耦质量与惯量的解耦,减小了电机横向振动对转向架横向振动的影响,所以电机布置方式对横向平稳性的影响有限。对于机车运行的垂向平稳性,两种方案机车前、后司机室的垂向平稳性指标虽均随着车辆运行速度的增加而不断增大,但当车辆的运行速度超过 100 km/h 时,方案 1 后司机室的垂向平稳性逐渐小于方案 2;车辆的运行速度超过 160 km/h 时,方案 1 前司机室的垂向平稳性逐渐大于方案 2。电机布置方式对车辆运行的垂向平稳性有较大影响,方案 1 前、后侧转向架的电机均布置在转向架的两端,而方案 2 前侧转向架的电机布置在第二、三轮对附近,后侧转向架的电机布置在第四、五轮对附近,当车辆运行时,转向架上电机布置越靠前,越易引起较大的垂向动载荷。因为电机布置方式对转向架的垂向振动造成较大的影响,所以电机布置方式对车辆运行的垂向平稳性存在较大影响。



(a) 对横向平稳性的影响



(b) 对垂向平稳性的影响

图 4 电机布置方式对运行平稳性的影响

3.3 电机布置方式对曲线通过性能的影响

为研究电机布置方式对机车曲线通过性能的影响,本文通过对比两种方案机车通过大、中、小3种不同曲线半径工况时,第一轮对和第四轮对在圆曲线上的轮轴横向力、脱轨系数、轮重减载率等动力学指标,说明电机布置方式对曲线通过性能的影响,其中机车曲线通过的计算工况如表3所示。

表3 机车曲线通过计算工况

| 曲线半径/m | 缓和曲线长度/m | 圆曲线长度/m | 超高/mm | 速度/(km/h) | 轨道激励 |
|--------|----------|---------|-------|-----------|-------|
| 300 | 120 | 200 | 120 | 70 | 德国高干扰 |
| 800 | 150 | 500 | 120 | 110 | 德国高干扰 |
| 1 600 | 170 | 600 | 80 | 160 | 德国高干扰 |

两种方案机车在大、中、小3种不同曲线半径工况下曲线通过性能的计算结果如表4所示。对于第一轮对,两种方案机车在曲线半径为300m时第一轮对的曲线通过性能相似,但随着曲线半径的增大,方案2第一轮对的曲线通过性能逐渐优于方案1。对于第四轮对,方案1第四轮对的曲线通过性能在大、中、小3种不同曲线半径的计算工况下均明显优于方案2,但随着曲线半径的增大,这种优势会逐渐减小。对比不同轮对的曲线通过性能,方案1第一轮对的曲线通过性能在大、中、小3种不同曲线半径的计算工况下均明显优于第四轮对,而方案2第一轮对的曲线通过能力仅在小半径曲线工况下劣于第四轮对,其他工况下均优于第四轮对。从整体来看,电机布置方式虽对机车第一轮对和第四轮对的曲线通过能力有较大影响,但两种方案机车在相同工况下曲线通过性能动力学指标的最大值大小相似,因此两种方案机车的曲线通过性能相似。

表4 曲线通过性能计算结果

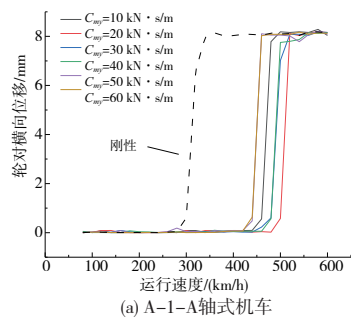
| 曲线半径/m | 方案 | 轮对 | 轮轴横向力/kN | 脱轨系数 | 轮重减载率 |
|--------|-----|------|----------|------|-------|
| 300 | 方案1 | 第一轮对 | 40.6 | 0.60 | 0.45 |
| | | 第四轮对 | 25.8 | 0.53 | 0.39 |
| | 方案2 | 第一轮对 | 42.5 | 0.59 | 0.45 |
| | | 第四轮对 | 39.5 | 0.60 | 0.44 |
| 800 | 方案1 | 第一轮对 | 49.1 | 0.53 | 0.58 |
| | | 第四轮对 | 41.4 | 0.49 | 0.55 |
| | 方案2 | 第一轮对 | 46.2 | 0.45 | 0.56 |
| | | 第四轮对 | 51.2 | 0.54 | 0.58 |
| 1 600 | 方案1 | 第一轮对 | 24.7 | 0.38 | 0.46 |
| | | 第四轮对 | 22.7 | 0.37 | 0.42 |
| | 方案2 | 第一轮对 | 22.1 | 0.26 | 0.45 |
| | | 第四轮对 | 23.1 | 0.39 | 0.43 |

4 电机悬挂参数对动力学性能的影响

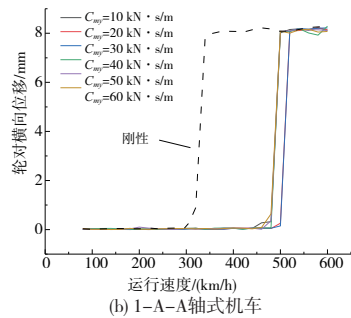
上文主要分析了电机布置方式的结构差异对车辆动力学性能的影响,接下来本文将从电机横向耦合减振器阻尼、橡胶节点的横向刚度和电机摆杆的长度等电机悬挂参数入手,进一步分析电机布置方式不同时电机悬挂参数对

机车动力学性能的影响。

图5为电机横向耦合减振器阻尼对非线性临界速度的影响曲线,此时对线路施加了一段长度为50m的美国5级时域不平顺作为线路的轨道激励,使机车以一定的速度通过不平顺后,继续在直线路径上运行300m,通过机车各轮对横向振动的收敛及发散情况判断机车是否失稳。从图中可以看出,在合适的电机横向耦合减振器阻尼下,两种不同电机布置方式的机车均能够达到最高500km/h的非线性临界速度,且与电机刚性架悬相比,方案1的非线性临界速度提高了66.7%,方案2的非线性临界速度提高了62.5%。在图5中不难发现,方案1的非线性临界速度对电机横向耦合减振器的阻尼变化更加敏感,这是由于方案1的电机均布置在转向架的两端,而方案2的电机一个布置在转向架中间,另一个布置在转向架一端,因此当电机与转向架之间发生横向相对运动时,方案1的转向架相对于方案2会产生更大的摇头力矩,所以当电机横向耦合减振器阻尼发生变化时,方案1转向架的摇头阻尼会受到更大的影响,因此方案1的非线性临界速度对电机横向耦合减振器的变化更加敏感。



(a) A-1-A轴式机车



(b) 1-A-A轴式机车

图5 电机横向耦合减振器阻尼对机车非线性临界速度的影响

对于两种方案机车,橡胶节点的横向刚度对机车的轮轴横向力有着相似的影响(图6)。从图6不难看出,对于两种不同电机布置方式的机车,轮轴横向力都会随着橡胶节点横向刚度的增大而增大。以电机横向耦合减振器阻尼为30kN·s/m为例,随着橡胶节点横向刚度的增加,两种方案机车的轮轴横向力均增加了8%;而随着电机横向耦合减振器阻尼的增大,两种方案机车的轮轴横向力也会随之提高。以橡胶节点横向刚度为0.3kN·mm⁻¹为例,随着电机横向耦合减振器阻尼的增大,两种方案机车的轮轴横向力均增加了12%。

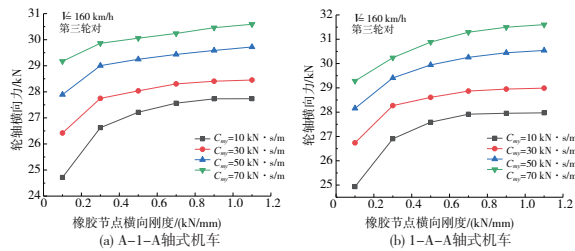


图6 橡胶节点横向刚度对不同电机布置方式机车轮轴横向力的影响

电机采用摆杆悬挂时,摆杆的倾斜会使电机产生大小为 mg/L_{rod} 的重力复原刚度(m 为电机的质量, g 为重力加速度)。图7为电机摆杆长度对不同电机布置方式机车轮轴横向力的影响曲线。随着电机摆杆长度的增加,两种方案机车的轮轴横向力均呈现出先快速减小后趋于平缓的趋势,以电机横向耦合减振器阻尼为 $30\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ 为例,随着电机摆杆长度的增加,两种方案机车的轮轴横向力均减小了20%;当电机摆杆长度较短时,电机横向耦合减振器的阻尼对两种方案机车轮轴横向力的影响不明显,但随着电机摆杆长度的增大,电机横向耦合减振器阻尼对轮轴横向力的影响逐渐显现出电机横向耦合减振器阻尼越大,轮轴横向力越大的规律。以摆杆长度为0.6m为例,随着电机横向耦合减振器阻尼的增大,两种方案机车的轮轴横向力均提升了8%。

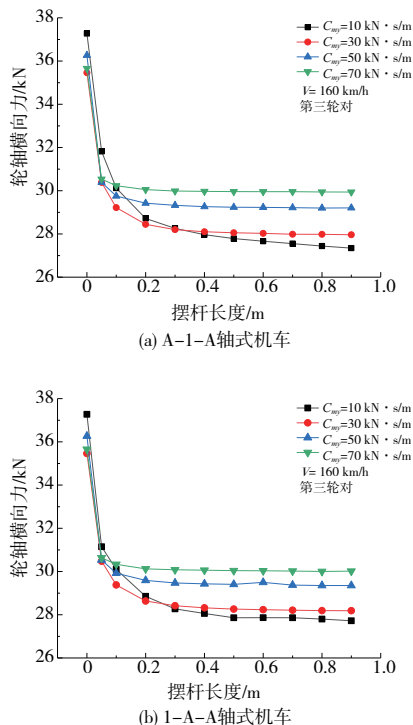


图7 电机摆杆长度对不同电机布置方式机车轮轴横向力的影响

5 结语

1) 电机布置方式对机车横向稳定性的影响有限,但受到电机横向振动稳定性的影响,两种不同电机布置方式的机车前、后侧转向架的稳定性存在较大的差异:A-1-A轴式机车的前、后侧转向架稳定性差别较小,1-A-A轴式机车的前、后转向架的稳定性差别较大。

2) 由于电机采用了弹性架悬的形式,电机布置方式对机车横向平稳性的影响有限,同时由于两种不同电机布置机车前、后侧转向架电机的布置方式存在较大差异,所以两种不同电机布置方式机车的垂向平稳性差别较大。

3) 由于两种不同电机布置方式机车的前、后侧转向架电机布置方式存在较大的差异,所以两种不同电机布置方式机车在第一轮对和第四轮对的曲线通过性能有较大差别,但整体来看电机布置方式对机车的曲线通过性能影响有限。

4) 对于两种不同电机布置方式的机车,除A-1-A轴式机车的横向稳定性对电机横向耦合减振器的阻尼变化更加敏感外,其他各电机悬挂参数对两种不同电机布置方式机车动力学性能的影响相似。

参考文献:

- [1] 张红军,王自力. 我国200km/h客运机车的动轴数分析[J]. 铁道机车车辆,2006,26(3):1-3.
- [2] 姚焱,王勇,钟文生,等. 适用于牵引跨线旅客列车的A-1-A转向架可行性分析[J]. 机车电传动,2013(5):30-34.
- [3] 郝宇. 两种轴式转向架动力学性能对比分析[J]. 铁道机车与动车,2018(2):17-22.
- [4] 罗赞,杨勇军,张红军,等. 中间车轴自由横动量对A-1-A架悬动车的影响[J]. 中国铁道科学,2009,30(3):91-96.
- [5] 张晓霞,侯跃,姚远. 驱动系统弹性悬挂方式对机车动力学影响对比研究[J]. 铁道机车车辆,2018,38(6):43-48.
- [6] 罗赞,孙永鹏,张红军,等. 架悬C₀-C₀轴式机车电机布置及悬挂的研究[J]. 铁道学报,2006,28(6):41-45.
- [7] ALFI S, MAZZOLA L, BRUNI S. Effect of motor connection on the critical speed of high-speed railway vehicles[J]. Vehicle System Dynamics,2008,46(Sup1):201-214.
- [8] HUANG C H, ZENG J, LIANG S L. Influence of system parameters on the stability limit of the undisturbed motion of a motor bogie[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2014, 228(5):522-534.
- [9] YAO Y, ZHANG H J, LUO S H. The mechanism of drive system flexible suspension and its application in locomotives[J]. Transport, 2015, 30(1):69-79.
- [10] GB/T 5599—2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S].

收稿日期:2022-05-13