

文章编号: 1001-8360(2007)04-0101-06

我国 200 km/h 速度等级高速客运机车 转向架平台设计分析

张红军¹, 陈喜红², 孙永鹏^{2,3}, 罗 赟¹, 钟文生¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 株洲电力机车有限公司 技术中心, 湖南 株洲 412001;

3. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘 要: 针对我国 200 km/h 客运的需求, 作者建立了适于 200 km/h 速度等级、轴功率 1 600 kW 的 3 轴机车转向架平台设计方案。该转向架可满足我国牵引 18~20 节客车和 200 km/h 高速客运需求, 并可在机车车体和转向架主体结构均保持不变和装配接口不变的条件下, 通过转向架内部的局部调整, 适应速度 160~230 km/h、轴重 21~23 t 机车的集成需求。3 轴转向架结构方案以机车足够的稳定性、高黏着、低磨损、低轮轨作用力为设计目标, 采用交流驱动单元和驱动单元弹性架悬、低位推挽牵引、轮盘制动、磨耗形踏面和柔性二系悬挂等多项先进成熟技术。计算分析表明, 该转向架理论上非线性临界速度可达 480 km/h, 直线运行和曲线通过性能优良。

关键词: 高速机车; 客运机车; 200 km/h; 转向架

中图分类号: U260 **文献标志码:** A

The Analysis of Bogie Platform of 200 km/h High speed Passenger Locomotive in our Country

ZHANG Hong jun¹, CHEN Xi hong², SUN Yong peng^{2,3}, Luo Yun¹, ZHONG Wen sheng¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. R&D Center, Zhuzhou Electric Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou 412001, China;

3. School of Mechanical Eng., Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: The platform scheme of the 3 axle locomotive bogie with 1 600 kW shaft power was built, according to the requirement for 200 km/h passenger transport in our country. The bogie can meet the demand to draw 18~20 passenger cars under the 200 km/h high speed. By means of part adjustment in the bogie with the major structure of the locomotive body and bogie as well as the assembly interface remaining unchanged, the integration needs for the 21~23 t axle load locomotive at the 160~230 km/h speed can be satisfied. The design objectives of the 3 axle bogie structure project are the sufficient hunting stability, high adhesion, less abrasion, and low wheel/rail interaction force. Many items of sophisticated advanced technology are used, for example, the AC drive unit, driving unit flexibly suspended in bogie frames, low-order position push pull traction, disc braking, worn profile wheel and flexible secondary suspension. The result indicates that the locomotive with the built bogie has the high nonlinear critical velocity at 480 km/h in theory. Its performance on tangent and curved tracks is very good.

Key words: high speed locomotive; passenger locomotive; 200 km/h; bogie

随着我国铁路提速工作的展开, 按《中长期铁路网

规划》, 到 2020 年, 我国将修建 200 km/h 及 200 km/h 以上的客运专线 1.2 万 km。由于我国地域辽阔、铁路网分布广, 对于 200 km/h 客运, 从技术和经济的角度来看, 机车牵引模式将更适于我国跨地区长途客运, 也

收稿日期: 2006 09 20; 修回日期: 2006 11 13
基金项目: 长江学者和创新团队发展计划资助(IRT0452)
作者简介: 张红军(1950—), 男, 山东莱西人, 教授。
E-mail: zhj028@126.com

更容易维修和组织运输。按我国现行客运牵引 18 ~ 20 节客车的需求, 机车应能牵引 900 ~ 1 100 t。据文献 [1] 介绍, 采用轴功率 1 250 kW 的双节 2B₀ 机车重联和轴功率 1 600 kW 单节 2C₀ 机车, 均能实现其目标。但单节 2C₀ 机车较双节 2B₀ 机车重联, 在机车购置价格、制造、运营、维护和节能等方面将更具有优势。

铁道部在 200 km/h 客运机车引进方面, 也确定采用轴功率 1 600 kW 的 6 轴机车。从现有资料看^[2], 世界上 200 km/h 等级的 2C₀ 轴式机车: 德国 DB103 机车, 持续功率 7 440 kW; 美国的蓝虎 A4 内燃机车, 柴油机功率 2 462 kW, 均不能满足我国客运牵引的需要。因此迫切需要研发轴功率 1 600 kW、速度 200 km/h 的大功率 2C₀ 机车。作为机车瓶颈技术的转向架, 更应超前研究, 为我国 200 km/h 提速奠定转向架技术基础。本文将针对速度 200 km/h 客运机车转向架技术方案进行分析。

1 转向架平台的设想

为适应机车市场的需要, 现代机车, 如: 法国 ALSTOM 的 PRIMA 系列机车, 德国西门子和美国 GM 公司开发的 SD70MAC 系列机车, ADTRANZ 和美国 GE 公司开发的蓝虎系列机车等均为模块化机车。模块化机车是建立在现代先进技术基础上, 由标准化部件, 按市场和用户需求而集成的机车, 具有先进、安全可靠、交货周期短、维护容易和适应范围宽等特点。转向架作为影响机车速度、动力学性能和运行安全性的重要部件, 需要适应模块化的要求。

我国 200 km/h 机车是一种速度介于 250 km/h 以上动车组与 120 ~ 140 km/h 货运机车之间的机车。因此应按照模块化机车理念, 建立一种机车转向架平台——重点考虑速度、轴重、转向架部件接口和主要部件等方面的适应性, 使其能满足我国牵引 18 ~ 20 节客车、速度 160 ~ 230 km/h 客运机车, 并能适应速度 160 km/h、轴重 23 t 的快速货运机车的需求。

该速度段的机车均采用牵引电机架悬结构, 因此可以在车体主体结构和转向架主体结构不变的条件下, 适当改变局部零部件和参数, 即可适应不同速度等级和轴重变化的要求。

为此, 建立 3 轴高速机车转向架平台(以下简称转向架), 需要明确和考虑以下几个问题:

(1) 转向架采用 3 轴转向架, 轴功率 1 600 kW。

(2) 结构方案首先满足 200 ~ 230 km/h 的高速运行, 并兼顾 160 km/h 快货机车具有较大轴重和较大传动比的特点。

(3) 动力学性能方面, 必须能满足 230 km/h 的高

速运行。

(4) 强度方面, 其主要承力件、构架、轮轴等强度均应按 23 t 轴重机车设计。

(5) 重量方面, 要按轴重 21 t 的 230 km/h 机车控制转向架重量, 以便机车需增加轴重时, 实现在转向架重量基本保持不变的条件下, 将增加的重量添加到车体上。

(6) 转向架与车体的接口应能适应速度和轴重变化引起的差异。如: 当机车车体随轴重增加时, 为平衡轴重, 机车转向架沿机车纵向的位置将发生的变化和引起的机车垂向高度变化等。

2 转向架的结构方案分析

转向架对机车运行的安全性、稳定性、舒适性和可靠性具有极为重要的影响。作为 200 km/h 速度等级的 3 轴转向架, 其目标是在结构及参数上必须保证转向架具有优良的高速直线运行性能、良好的曲线通过性能、低的轮轨作用力、高的黏着利用率、可靠的制动性能、低磨损和简单可靠的结构。

3 轴 200 km/h 速度等级转向架平台的结构方案见图 1, 主要参数见表 1。

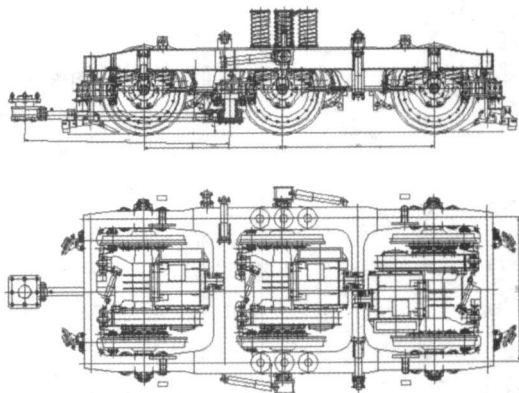


图 1 3 轴 200 km/h 速度等级转向架方案

2.1 转向架结构方案简述

转向架为柔性浮动转向架, 电机采用对置(或顺置)。转向架为两系悬挂, 一系硬二系软, 一系悬挂为钢圆弹簧配垂向减振器, 二系采用两端加橡胶垫的高柔螺旋钢圆弹簧, 并配垂向、横向和抗蛇行减振器; 轴箱采用单轴箱拉杆定位; 驱动采用六连杆联轴器的轮对空心轴机构; 驱动单元由交流异步电机加齿轮传动系统组成, 3 点吊挂在构架上, 电机端单点支撑于构架横梁上, 非电机端采用 2 根吊杆悬挂在构架的横梁或端梁上, 各连接点均装有橡胶关节; 牵引采用低位推挽单牵引杆, 牵引杆一端与构架牵引横梁连接, 另一端与车体端部的牵引座相连接; 制动采用轮盘制动和钳式

制动单元; 构架采用箱型梁焊接钢结构。

表 1 3 轴 200 km/h 速度等级转向架主要参数表

参数名称	数值
机车轴式	C ₀ C ₀
最高运行速度/(km·h ⁻¹)	230
轴重/t	21
轴距(1 2 轴/2 3 轴)/mm	2 100/2 300
轮径(新/旧)/mm	1 250/1 170
牵引点高度/mm	225
轴功率/kW	1 600
轨距/mm	1 435
转向架质量/t	26
单轴簧下质量/t	2.94
单转向架簧间质量/t	17.18
单轴最大牵引力/kN	74
通过最小曲线半径/m	125
一系弹簧静挠度(端轴/中间轴)/mm	35.1/57.5
二系弹簧静挠度/mm	133.4
基础制动	轮盘制动
踏面	JM3

2.2 牵引电机布置和悬挂方式分析

研究表明^[3~5], 转向架簧间质量和转动惯量对机车的稳定性具有显著的影响。机车的速度越高则簧间的质量应该越小, 小的簧间质量和转动惯量是高速转向架追求的目标。为减小簧间转动惯量, 德国 DB103 机车, 将 3 轴转向架中间轴电机铅垂布置, 两端轴电机采用对称布置; 罗马尼亚国家铁路 060 EA-001 系列 2C₀ 机车的 3 轴转向架的电机架悬, 1、3 轴电机也采用对置。对于架悬机车转向架, 由于电机固连在构架上, 其簧间质量较大, 影响机车横向性能。我国 160 km/h 的提速主型机车 SS₉、SS_{7E} 和 DF₁₁ 机车在高速运行时均存在不同程度的横向晃动问题, 除了悬挂参数和线路不平顺的影响外, 更深层次的研究^[3]表明, 还与电机刚性架悬、簧间质量和惯量过大有较大关系。国外新型 200 km/h 速度等级轮对空心轴机车转向架, 其电机均采用 3 点支撑, 其中 2 点由吊杆吊挂在构架横梁上, 另一点作为回转支点, 使电机与构架的横向质量解耦, 改善机车横向动力学性能^[4]。文献[6]对 4 种电机悬挂方式进行了详细的研究, 比较结果见图 2。由图 2 可知, 电机刚性架悬的临界速度为 180 km/h, 体悬的临界速度为 240 km/h, 半体悬的临界速度为 180~240 km/h, 弹性架悬的临界速度最高, 若悬挂刚度和阻尼选择恰当, 可使整个系统得到最佳匹配, 其临界速

度可大于 350 km/h。

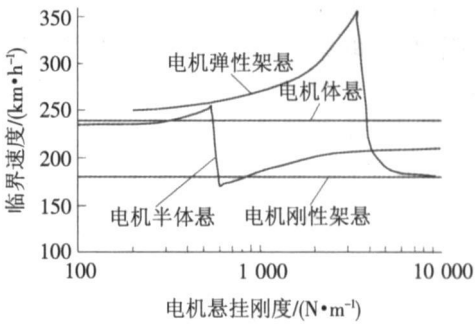


图 2 各种电机悬挂形式对机车稳定性的影响

本转向架在结构方案中, 驱动单元(牵引电机+齿轮传动系统)采用 1、3 轴对置, 并通过吊杆弹性悬挂在构架中, 以获得小的簧间转动惯量, 同时使簧间横向质量得到充分解耦, 实现机车高速稳定性和改善横向动力学性能。

2.3 大功率驱动单元

异步交流牵引电动机与传动齿轮系统组合成驱动单元, 是现代大功率机车的重要特点。交流电机结构紧凑、工作可靠、可实现大的电机比功率(单位质量的功率)。为充分发挥交流电机的优势, 在不增加电机结构空间和质量的前提下, 驱动系统可以利用提高电机转速的方式实现大功率驱动。但由于电机转速提高, 使驱动系统传动比增大, 这对时速 200 km 左右的轮对空心轴架悬机车来说, 因受下部限界和齿轮中心距的限制, 而不能使牵引电机在高转速下实现大功率驱动。目前我国单级降速交流驱动系统的电机转速在 3 500 r/min 左右, 电机比功率也仅在 0.57 左右。

为实现大传动比, 现代大功率机车常采用带介轮的单级降速或两级降速的驱动系统, 如: 法国 Alstom 公司的 BB36000 机车, 采用带介轮的驱动系统, 电机转速为: 4 160 r/min, 齿轮传动比 91 : 45 : 23, 最高运营速度 220 km/h。Adtraze 公司的 E464 机车, 采用两级降速系统, 电机转速 4 037 r/min, 最高设计速度 160 km/h。两种方式均能实现高转速电机的大功率驱动。前者较后者在结构上简单, 后者比前者的传动比变化范围宽, 适应性更强, 但结构相对复杂。

异步电机的高转速(大于 4 000 r/min)、大功率(1 600 kW 左右)、大驱动扭矩(启动扭矩大于 10 000 N·m), 使主动齿轮悬臂安装在传统结构中, 驱动端(以下简称 A 端)大直径的电机轴承承受十分恶劣的载荷。为改善 A 端电机轴承的载荷情况, 应将电机与齿轮传动系统组成一体, 构成驱动单元, 并将主动齿轮采用双侧支撑方式或将 A 端轴承移至齿轮箱外侧支撑方式。据文献[7]介绍, 悬臂梁支撑小齿轮的 A 端轴承寿命约为 200 万 km, 外支撑小齿轮的轴承寿命约

为 400 万 km, 而两端支撑小齿轮的结构可使轴承寿命达到 800 万 km 左右。

本文转向架的驱动单元, 采用主动齿轮外支撑(或两端支撑)方式, 以改善轴承和齿轮的受力状况。齿轮传动系统采用中间介轮的单级降速系统, 或采用两级降速系统。对所需目标速度, 可通过改变齿轮传动比和相关参数实现, 从而有效地简化设计制造过程。齿轮箱采用承载轻金属齿轮箱, 减轻重量。轴承和齿轮采用油润滑, 以适应高速需要。牵引电机进风口设在电机的驱动端, 使 A 端轴承冷却充分, 改善轴承的工作环境。

2.4 牵引装置

传统 2Co 机车牵引装置多采用牵引销或六杆牵引机构, 难以实现低位牵引。本转向架的牵引采用推挽单牵引杆, 沿纵向小角度倾斜布置, 实现低位牵引, 获得大于 90% 的高黏着利用率。牵引杆两端装有厚橡胶套筒关节, 可适应转向架和车体间的相对运动, 传递牵引力和制动力, 并能承受较大的纵向冲击力。采用 3.1 m 的长牵引杆, 可有效降低牵引杆横向分力对转向架性能的影响。

牵引杆装置布置, 可采用向机车中央布置或向机车两端布置的方式。经分析计算表明, 牵引杆向车体两端和中央布置, 机车在惰行、牵引和制动工况下, 直线运行和曲线通过时的动力学性能均无显著差别。考虑到简化车体总体布置, 采用端部牵引方案。牵引装置是重要的承力部件, 其强度按转向架纵向冲击的非常载荷设计。

2.5 转向架构架

构架是转向架的基础件, 也是簧间质量, 既要求能承担大轴重机车运行的各种复杂载荷, 又需有较轻的质量, 以改善转向架高速横向动力学性能。为此, 文中转向架构架采用箱型梁焊接钢结构, 在构件联结、梁截面、板厚、隔板形状及设置、焊接工艺等多方面进行有限元优化, 获得满足 23 t 机车强度要求的轻型构架。该构架设计质量 3 800 kg, 较我国同类电力机车构架减轻约 1 000 kg。

2.6 转向架一系垂向刚度分析

3 轴转向架垂向性能属于静不定问题, 当机车通过三角坑线路、过叉心、轨接头或轮对受到大的垂向冲击时, 均可使轴重出现较大的波动。轴箱弹簧为相互独立的一系悬挂, 轴重波动量与线路垂向不平顺成正比, 也同一系的垂向刚度成正比。轴重波动量是一种动态载荷, 影响车轴的疲劳寿命。对于一系垂向刚度大的高速客运机车, 降低此载荷, 对改善机车垂向性能和提高轮轴寿命, 均有十分重要的意义。

为降低轴重的波动量, 传统 2Co 机车采用均衡梁的方法, 如我国的 SS₁ 型机车。均衡梁方法是一种平衡轴重变化的有效方法, 但结构复杂, 且存在摩擦副。为简化制造, 现代 100 ~ 120 km/h 的机车, 通常使中间轴与端轴的一系垂向刚度相同。由于低速机车一系垂向柔度通常较大(大于 100 mm), 机车运行时的轴重波动量不显著。高速客运机车, 一系垂向刚度较大, 轴重波动量较大, 为改善中间轴的受力状态, 中间轴的一系垂向刚度应该较两端轴刚度小。较理想的中间轴与端轴的垂向刚度比为 0.4 : 1^[8], 可使中间轴的轴重波动量与 3 轴一系垂向刚度相同时的两端轴轴重波动量相同。美国 GE 公司蓝虎机车 3 轴轴悬转向架的中间轴一系垂向刚度与端轴一系刚度比为 0.5 : 1; 瑞士的 Ae6/11401 机车 3 轴轴悬转向架的刚度比为 0.33 : 1。对于轮对空心轴结构, 实现刚度比为 0.4 : 1 具有较大的难度, 本文转向架方案中取刚度比 0.61 : 1。

2.7 适应轴重变化所采取的措施

当机车轴重在 21 ~ 23 t 间变化时, 由于转向架质量基本保持不变, 将轴重变化所增加的质量加在车体上, 转向架承受的载荷将增加。为此, 转向架的构架、轮轴、悬挂弹簧、牵引等承力件的结构和强度均按 23 t 轴重设计。

该转向架一系端轴和中间轴的单轴垂向刚度分别为 5.0 kN/mm 和 3.05 kN/mm, 二系单组簧的垂向刚度 0.445 kN/mm。当轴重增加 2 t 时, 一系端轴和中间轴需分别补偿 3.92 mm 和 6.43 mm 调整垫; 二系需补偿 22.05 mm 调整垫, 且一二系簧的应力水平仍在许用应力范围内。若机车性能必须更换弹性元件, 只需更换接口相同的弹簧和橡胶垫即可。

经核算, 轴重增加 2 t 时, 引起转向架相对车体纵向移动量约 5 mm 左右, 可在车体底架和其他连接件设计时, 留出余量。

2.8 低磨损少维护所采取的措施

低磨损少维护是机车转向架始终追求的目标, 为此需综合考虑转向架结构。主要措施: (1) 车轮采用磨耗形踏面, 改善轮轨接触状态; (2) 各运动关节采用无摩擦副的橡胶元件, 尽量不采用金属直接接触的摩擦副结构; (3) 轴箱采用免维护 100 万 km 的 CRU 双列圆柱滚子轴承单元; (4) 驱动单元采用异步交流电机, 电机 A 端轴承布置在主动齿轮外端或两端, 齿轮箱轴承采用油润滑, 密封采用非接触式的迷宫密封; (5) 改善易损件的受力状况, 延长使用寿命, 如轴承、螺栓、金属橡胶件、减振器等。

2.9 基础制动

对于高速运行的机车, 传统的踏面制动已不能满

足需要, 通常采用轴盘制动或轮盘制动。由于盘型制动可获得最佳的摩擦副匹配, 摩擦系数稳定, 制动功率大, 安全可靠, 是高速机车首选制动方式。轴盘制动因要求轴距较大, 不适于 C₀ 转向架, 文中转向架采用轮盘制动。轮盘制动的缺点是制动盘较重(单片钢盘约 95 kg), 且为一系簧下质量, 增大对线路的动作用力。若采用铝基复合材料(Al 20%Si/SiCp)制动盘, 单盘质量降至 46 kg^[9], 可使每轮对减轻 200 kg 左右的簧下质量。随着铝基制动盘技术的成熟, 轮盘制动的缺陷将被弱化。

3 转向架动力学性能仿真分析

3.1 仿真模型简述

采用 SIMPACK 动力学软件建立 2C₀ 轴式机车模型(图 3), 与文献[4]一样, 考虑了车体、构架、轮对、驱动装置、空心轴、大齿轮、吊杆和轨道, 另外增加了 2 根牵引杆, 共 47 个刚体, 总计 174 个自由度。

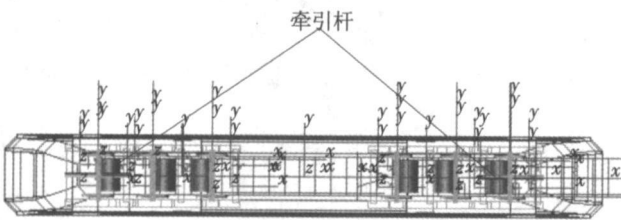


图 3 2C₀ 轴式机车动力学模型

采用 JM3 磨耗形踏面, 60 kg/m 钢轨, 轨底坡 1 : 40。轨道不平顺激励谱选用美国 AAR4、AAR5、AAR6 和德国高干扰谱。转向架按上述结构方案: 两系悬挂, 电机对置, 弹性架悬, 牵引杆向机车两端布置。机车端轴距 15 870 mm。端轴与中间轴横向自由间隙分别为: ±0.5 mm 和 ±8 mm; 二系横向间隙 ±45 mm (其中弹性 15 mm, 自由 30 mm); 机车轴重 21 000 kg、单轴簧下质量 2 939 kg。

3.2 仿真结果

转向架动力学的基本性能主要由机车稳定性、直线运行性能和曲线通过性能评价。

非线性稳定性计算时, 截取一段长度为 50 m 的 AAR4 级不平顺时域谱作为激励, 机车以一定速度通过不平顺后, 在理想光滑直道上继续运行到 300 m 时, 考察各刚体位移的极限环振幅来判断其稳定性。

图 4 为机车在惰行、牵引、制动条件下运行的极限环计算结果。由图 4 可知, 机车的速度在接近 500 km/h 时, 极限环振幅接近 0.5 mm, 因此理论上机车的非线性限制速度为 480 km/h。该转向架具有高非线性稳定性。

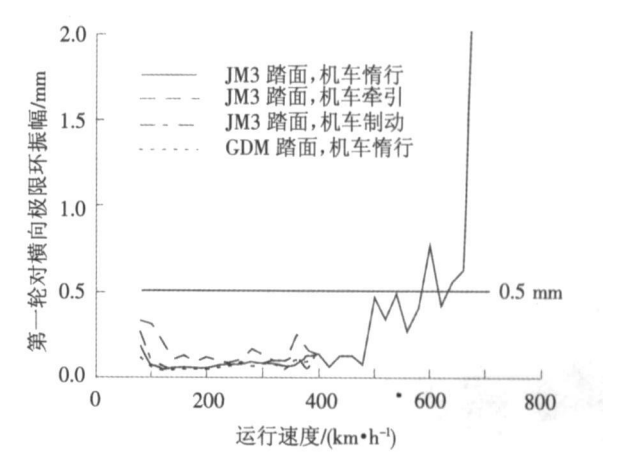


图 4 机车非线性限制速度

机车直线运行时, 后司机室的振动较前司机室大。机车以 80 ~ 180 km/h 速度在 AAR6 直线上运行和以 200 ~ 240 km/h 速度在德国高干扰线路直线上运行时, 后司机室车体横向和垂向平稳性、最大轮轴横向力(2 m 平滑处理)、脱轨系数和轮重减载率的计算结果, 见表 2。由表 2 可知, 机车直线运行的平稳性指标、脱轨系数均处于优良等级, 各轮对中最大的轮轨力均小于机车动力学规范限定值, 机车具有良好的高速直线运行性能和安全性。

表 2 机车直线运行计算结果

速度 / (km · h ⁻¹)	后司机室平稳性指标		轮轨力/kN		脱轨 系数	轮重 减载率
	横向	垂向	轮轴横向	左侧垂向		
80	2.16	1.66	14.9	120.1	0.08	0.18
100	2.31	1.78	16.7	120.7	0.09	0.19
120	2.39	1.87	18.2	121.1	0.10	0.20
140	2.45	1.94	20.3	121.4	0.11	0.21
160	2.48	2.00	23.0	121.6	0.13	0.21
180	2.50	2.06	25.8	121.6	0.14	0.22
200	2.35	2.19	23.8	122.7	0.14	0.24
220	2.31	2.27	24.7	122.7	0.15	0.25
240	2.28	2.34	24.9	122.3	0.15	0.25

表 3 曲线通过计算工况

曲线半径 /m	外轨超高 /mm	欠超高 /mm	计算速度 /(km · h ⁻¹)	线路级别
400	125	73.5	82	AAR5
800	130	82.6	120	AAR5
1 600	105	84.0	160	AAR6
2 800	80	88.7	200	高干扰
6 000	40	73.4	240	高干扰

机车曲线通过, 按照铁道部《新建时速 200 km 客

货共线铁路设计暂行规定》，选取表 3 中的大、中、小半径曲线恶劣条件作为计算工况。机车曲线通过时的平稳性指标、轮轨力、脱轨系数和轮重减载率计算结果见表 4。

表 4 曲线通过计算结果

曲线半径 /m	平稳性指标		轮轨力 /kN		脱轨系数	轮重减载率
	横向	垂向	轮轴横向	外侧垂向		
400	2.46	2.21	54.9	159	0.54	0.54
800	2.65	2.46	51.8	162	0.52	0.58
1 600	2.47	2.08	44.4	147	0.47	0.42
2 800	2.56	2.20	54.87	154	0.30	0.50
6 000	2.45	2.33	57.8	158	0.32	0.51

计算表明，机车的平稳性、脱轨系数处于优良水平；轮轨力和轮重减载率均在机车动力学性能评价标准限定值内。机车具有良好的曲线通过性能。

机车的启动牵引力按每转向架 222.5 kN 计算，牵引点高为 210 mm 时，设计参数机车黏着利用率为 90.65%。

4 结论

轴功率 1 600 kW、速度 200 km/h 的 3 轴转向架平台是一种适应机车模块化设计的模块化部件。其动力学性能和轴功率可满足我国牵引 18~20 节客车、速度 200 km/h 的高速客运需要。

由于转向架平台采用模块化思想设计，因此在机车车体和转向架主体结构均保持不变的条件下，通过转向架内部的局部调整，可满足速度 160~230 km/h，轴重 21~23 t 机车的集成。

转向架通过结构上采用磨耗形踏面、无磨耗的橡胶关节、免维护轴承、交流电机、驱动单元一体化、改进电机 A 端齿轮轴承支撑方式等措施，可有效地降低转向架磨耗，达到转向架少维护的目的。

计算表明，该转向架具有 480 km/h 的高非线性稳定性，大于 90% 的黏着利用率，高速直线运行性能和曲线通过性能优良，安全性能指标满足我国机车动力学性能规范要求。

参考文献:

[1] 张红军, 王自力. 我国 200 km/h 客运机车动轴数分析[J]. 铁道机车车辆, 2006, 26(3): 43.
ZANG Hong jun, WANG Zi li. Analysis on How to Det

emine 200km/h Passenger Locomotive Power Axle Number in Our Country[J]. Railway Locomotive & Car, 2006, 26(3): 43.
[2] 罗世辉. 从 E103 机车谈 6 轴高速机车关键技术[J]. 电力机车与城市车辆, 2006, 29(5): 1-6.
LUO Shi hui, A View of Key Technology of 6 Axis High speed Locomotive from E103 Locomotive[J]. Electric Locomotive & Mass Transit Vehicles, 2006, 29(5): 46.
[3] 罗世辉, 罗赟. SS₃ 型电力机车动力学性能研究[R]. 成都: 西南交通大学, 2004.
[4] 罗赟, 孙永鹏, 张红军, 钟文生. 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.
LUO Yun, SUN Yong peng, ZHANG Hong jun, ZHONG Wen sheng. Research on the Motor Arrangement and Suspension of the Six Axles Locomotive with Driving Equipment Mounted in the Frame[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(6): 41-45.
[5] 陈康, 罗赟, 金鼎昌. 2B₀ 架悬式动力车运行平稳性和蛇行稳定性的研究[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38(1): 28-33.
CHEN Kang, LUO Yun, JIN Ding chang. Hunting Stability and Riding Quality of Six axle Power Cars with Motor Mounted on Frame[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38(1): 28-33.
[6] H Hödi, A Haigermoser. 高速机车现代化转向架设计的发展[J]. 王渤洪译. 电力牵引快报, 1995, (8/9): 69-77.
H Hödi, A Haigermoser. Development of New Motor Bogie Concept for High Performance Locomotives[J]. Electric Traction Journal, 1992, (8/9): 69-77.
[7] E Middengorf. 德国铁路公司新一代电力机车[J]. 王渤洪译. 电力牵引快报, 1997, (3): 4-11.
E Middengorf. The New Electric Locomotive, generation for DB AG[J]. Electric Traction Journal, 1997, (3): 4-11.
[8] 黄志辉, 张红军, 孙永鹏. 3 轴转向架一系悬挂弹簧设计[J]. 机车电传动, 2005, (4): 36-37.
HUANG Zhi hui, ZHANG Hong jun, SUN Yong peng. Design of Primary Spring for Three axle Bogie[J]. Electric Drive for Locomotives, 2005, (4): 36-37.
[9] 朱龙驹, 陈喜红, 齐斌, 等. 高速列车铝基复合材料制动盘及闸片的研制[J]. 电力机车与城市车辆, 2006, 29(1): 1-5.
ZHU Long ju, CHEN Xi hong, Qi Bin, et al. Development of Brake Disc Made Al base Composite material and Pad for High speed Train[J]. Electric Locomotive & Mass Transit Vehicles, 2006, 29(1): 1-5.

(责任编辑 何 芳)