



机车电传动
Electric Drive for Locomotives
ISSN 1000-128X, CN 43-1125/U

《机车电传动》网络首发论文

题目：换装拉杆外置式径向转向架机车曲线通过性能分析
作者：岳禹哲，陈吉永，姚远
DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.510
收稿日期：2025-09-12
网络首发日期：2026-07-27
引用格式：岳禹哲，陈吉永，姚远. 换装拉杆外置式径向转向架机车曲线通过性能分析[J/OL]. 机车电传动. <https://doi.org/10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.510>



网络首发：在编辑部工作流程中，稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定，且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式（包括网络呈现版式）排版后的稿件，可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定；学术研究成果具有创新性、科学性和先进性，符合编辑部对刊文的录用要求，不存在学术不端行为及其他侵权行为；稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准，正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性，录用定稿一经发布，不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容，只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认：纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊（光盘版）》电子杂志社有限公司签约，在《中国学术期刊（网络版）》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版，以单篇或整期出版形式，在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊（网络版）》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物（ISSN 2096-4188，CN 11-6037/Z），所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。



换装拉杆外置式径向转向架机车曲线通过性能分析

岳禹哲¹, 陈吉永^{1,2,3}, 姚 远¹

(1. 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;

2. 中车大同电力机车有限公司, 山西 大同 037038;

3. 轨道交通机车系统集成山西省重点实验室, 山西 大同 037038)

摘要：为了探究径向转向架技术在国产交流传动六轴电力机车上应用的可行性，本文首先梳理了机车径向转向架的概念、技术发展历程和导向机理，依托HXD2C型电力机车技术平台，提出了一种基于“拉杆外置式”的径向机构，实现原车换装的径向转向架方案。其次利用多体动力学软件Simpack建立机车动力学模型，对比换装径向转向架与传统转向架两种方案机车小半径曲线通过时，导向轮对与中间轮对冲角、轮轨横向力与轮缘磨耗因子等指标。计算表明，换装径向转向架方案可以明显降低机车导向轮对与中间轮对的冲角与轮轨横向力，提高了机车曲线通过性能；R400m曲线工况机车新轮惰行与全功率牵引状态，导向轮对轮缘磨耗因子分别降低了64%与25%，显著降低了机车轮缘磨损速率。

关键词：径向转向架; 电力机车; 动力学; 曲线通过; 轮缘磨耗

中图分类号：U260.331

文献标志码：A

文章编号：1000-128X.2026.06.510

0 引言

机车通过小半径曲线时，必须依赖于车轮轮缘引导来保证转向架沿轨道行驶。对于传统转向架，为了保证机车牵引能力，较大的一系悬挂纵向刚度使机车通过曲线时，轮对与钢轨形成较大冲角，进而产生明显的轮缘磨耗与轮轨噪声，且曲线半径越小，此现象越明显。因此，减少曲线通过时轮对冲角与轮轨横向力对于降低机车轮缘磨耗与运营维护成本具有重要意义。

对机车传统转向架进行结构改造，并加装径向机构，使之成为能与原车整体换装（不涉及车上设备）的径向转向架，可以有效地解决这个问题。相较于传统转向架，径向转向架最大的优势是在保证高速运行稳定性的前提下，通过曲线时能使各轮对都尽可能地

贴近曲线半径方向。

1 机车径向转向架

1.1 技术发展历程

径向转向架这一概念是从铁路车辆上诞生的。20世纪70年代初，德籍南非人Herbert Scheffel在传统货车转向架结构上进行改进：通过对角支撑结构耦合前后轮对的摇头姿态来提高其通过曲线时的速度，以及改善轮缘磨耗状况，该转向架也成为世界上最先投入量产应用的车辆径向转向架^[1]。

由于机车转向架的结构远比传统货车转向架复杂，直至1980年后，各国在机车径向转向架方面才有了进一步进展。

20世纪80年代中期，瑞士将Re 4/4型电力机车原有二轴转向架的一部分改造为前后轮对运动相互独立

基金项目：国家自然科学基金项目（52372403）；中国国家铁路集团有限公司科研开发计划课题（N2023J071）；中国中车股份有限公司科研项目（2023DKY002）

通信作者：姚远，男，博士，研究员，从事机车车辆设计理论与车辆系统动力学方面的研究；E-mail: yyuan8848@163.com

引用格式：岳禹哲, 陈吉永, 姚远. 换装拉杆外置式径向转向架机车曲线通过性能分析[J/OL]. 机电传动. https://doi.org/10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.510.

Citation: YUE Yuzhe, CHEN Jiyong, YAO Yuan. Analysis on the Curve Negotiation Performance of Electric Locomotive with Retrofitted External Tie-rod Radial Bogies[J/OL]. Electric drive for locomotives. https://doi.org/10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.510.

的方案；另一部分则改造为相互耦合的方案^[2]。同时期，德国也对 DB120 系列机车转向架进行了改造，即通过增加杆系结构来实现自导向与迫导向功能^[3]。

随后，美国 GM 公司的电气动力部（后文均用“EMD”缩写来代替）同样意识到将径向技术运用到机车上是未来发展的一个重要创新方向。80 年代末，EMD 利用 HTB（high-traction two axles）转向架进行改造，试制出了第一代径向转向架^[4]，并对其结构进行改进，随后试制出了第二代径向转向架^[5]。在完成所有测试后，EMD 利用 HTC（high traction-three axles）转向架开展了三轴径向转向架的研究。由于中间轴的结构限制，三轴转向架必须引入一套连杆结构，才能使端轴轮对在通过曲线时做“八字”摇头运动，以实现径向功能。EMD 通过“对角斜拉杆四杆机构”来实现此功能，如图 1 所示。EMD 将此命名为 HTCR（high traction-three axles-radial）径向转向架^[6]。

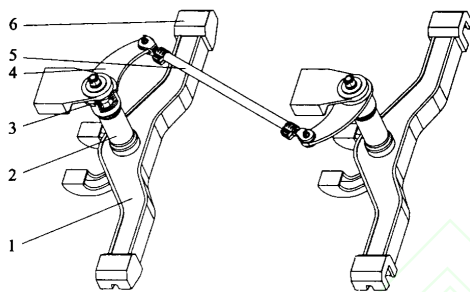


图 1 HTCR 转向架径向机构

Fig. 1 HTCR bogie radial mechanism

1—导向梁；2—扭筒；3—支承关节；4—转臂；5—中间连杆；6—轴箱拉杆座。

HTCR 径向转向架被 EMD 应用在 SD60M-AC 等内燃机车上，取得了显著成效，同时期，GE 公司推出了“外置反作用臂”径向转向架^[7]，但由于结构复杂，日常维护困难，仅在少数机车上进行了换装。

1997 年，戚墅堰厂通过技术引进以及与西南交通大学的合作，完成了 HTCR 径向转向架对 DF8B 型内燃机车的适配设计，取得了显著成效^[8]。随着戚厂的成功试制，国内诸多机车制造厂也纷纷对 HTCR 技术进行了研究：二七厂对适配 DF7D 型内燃机车进行了理论计算^[9]；资阳厂对原径向结构进行了优化并试制运用在 DF8B 及 DF8DJ 型内燃机车上^[10]；大连厂对适配 DF4D 货运型内燃机车进行了研制与小批量生产^[11]；四方厂对适配 DF21 型米轨内燃机车进行了研制，如今仍在运用^[12]。

随着中国铁路的快速发展，许多铁路既有线已完成“截弯取直”与电气化提速改造，能否将径向转向架技术应用于当今大功率电力机车上已成为一个重要问题。2013 年，株机公司联合西南交通大学研发出了一种适配于 HXD1C 型电力机车的“下置式”径向结构，该结构安装于转向架底部，且并非倾斜布置^[13]。

2022 年，株机公司对该结构进行改造，并移植到了两轴转向架上，适配于 HXD1 型电力机车，实现了原车换装^[14]。本文提出了一种“拉杆外置式”径向结构适配于 HXD2C 机车，该结构既能达到径向效果，又便于日常拆解维护。

当前，不依赖于机械连杆结构而实现径向的技术正在兴起，其中最具代表性的是西门子联合利勃海尔研制的 ADD（aktiver Dreh-Dämpfer）技术，即通过机-电-液耦合系统精准控制，使其在直线上可作为机车二系抗蛇行减振器使用，而在曲线上可为其提供主动转向动力，以达到径向目的，如图 2 所示。



图 2 二系主动径向技术实物图

Fig. 2 Active radial technology for secondary suspension physical diagram

1.2 导向机理

为了建立简化力学模型以探究转向架在曲线上的导向机理，首先要明确轮轨接触各局部坐标系相对于轨排面大地坐标系的投影关系，设转向架以恒速 v 沿轨道前进，并以导向轮对为例，如图 3 所示。

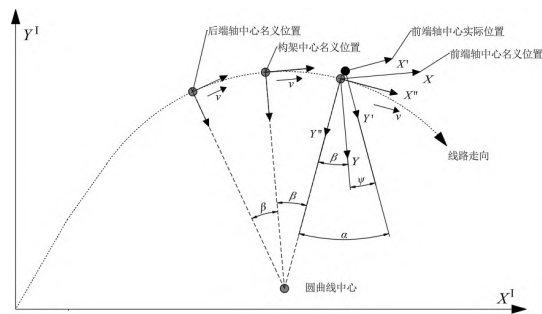


图 3 前端轴投影大地坐标系说明

Fig. 3 Front-end axis projection geodetic coordinate system specification

其中， X^I-Y^I 为大地固定坐标系； $X-Y$ 为前端轴的名义位置坐标系（方向与构架名义位置坐标系相同）； $X'-Y'$ 为前端轴的实际位置坐标系； $X''-Y''$ 为前端轴名义位置的钢轨坐标系，又称为径向坐标系。曲线上轮对名义坐标相对于钢轨坐标的几何夹角为 $\beta = l_0/R$ ，其中 R 为曲线半径， l_0 为转向架端轴距的 $1/2$ ， b_0 为左右滚动圆横向间距的 $1/2$ ；轮对实际位置坐标系相对于名义位置的摇头角为 ψ ，并规定逆时针转动方向为负，即可得到导向轮对相对钢轨的冲角为 $\alpha = \psi - \beta$ 。

其次, 要明确轮轨接触斑坐标系与大地坐标系的投影关系。以前端轴左轮为例 (对应曲线外轨), 其轮轨接触斑处的空间位置关系如图4所示^[15]。其中, x^0-y^0 为接触斑车轮坐标系 (其在轨排面的投影方向与 $X'-Y'$ 相同); x^+-y^+ 为接触斑钢轨坐标系 (其在轨排面的投影方向与 $X''-Y''$ 相同); δ_1 (下标1、r区分左、右轮) 为轮轨接触角; γ_1 为车轮断面接触角; ζ_1 为接触斑超前 (落后) 角。

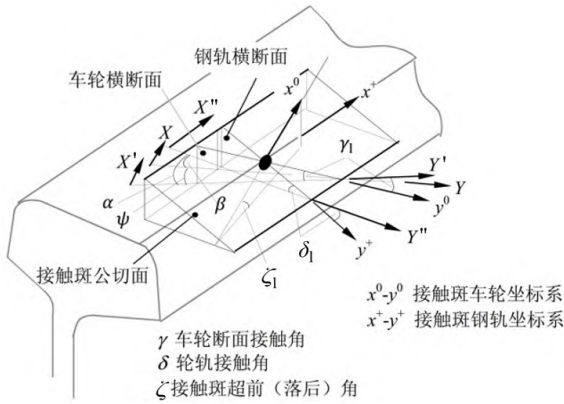


图4 轮轨接触斑坐标系说明

Fig. 4 Explanation of wheel-rail contact patch coordinate system

由于最终的转向架力学模型建立在轨排面大地坐标系, 因此需要将轮轨接触斑坐标系中的纵向蠕滑力 T_{xij}^0 、横向蠕滑力 T_{yij}^0 与几何力 F_G 投影到大地坐标系中, 其中几何力 F_G 为公切面法向力 N 沿 Y'' 轴的投影分量, i, j 分别取1、r (区分左、右轮) 与1、2 (区分前、后轮), 公式如下:

$$T_{xij}^1 = T_{xij}^0 \cos \zeta_{ij} \quad (1)$$

$$T_{yij}^1 = T_{yij}^0 \cos \gamma_{ij} \quad (2)$$

$$F_{Gij} = N_{ij} \sin \gamma_{ij} \quad (3)$$

在明确各坐标系的位置关系后, 建立转向架在圆曲线上的简化力学模型 (未考虑轮缘等非线性效应)。由于机车三轴转向架的中间轴通常有较大的横动量, 因此三轴模型可简化为两轴模型, 便于后续的分析与计算, 如图5所示。另外, 由于传统转向架的一系定位刚度较大, 故此模型中前后轮对在构架上的位置可近似视为不变, 即看作刚性转向架模型。设转向架存在两个自由度: 横移 y_b 与摇头 ψ_b 。转向架的总质量为 M_b , 相对于其中心的摇头惯量为 I_b , 其中心受车体的横向刚度 K_s 与扭转刚度 K_t 约束。

由于转向架轴距显著小于曲线半径, 因此可近似考虑前后轮对的横移和冲角为:

$$y_{1,2} = y_b \pm l_0 \psi_b \quad (4)$$

$$\alpha_{1,2} = \psi_b \mp \beta \quad (5)$$

根据上述简化模型可建立转向架整体动力学方程:

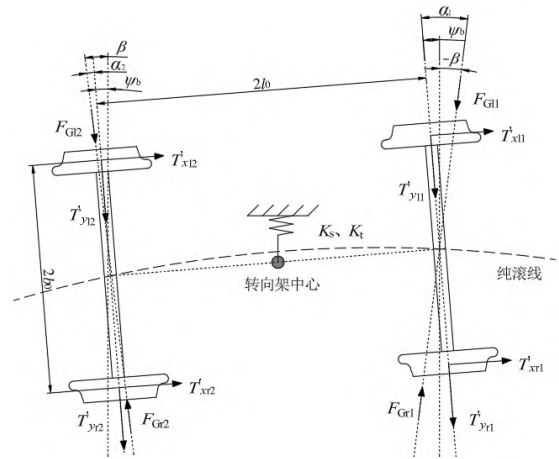


图5 转向架简化力学模型

Fig. 5 Bogie simplified mechanical model

$$M_b \ddot{y}_b = T_{y11}^1 \cos \psi_b + T_{y11}^1 \cos \psi_b + T_{y12}^1 \cos \psi_b + T_{y12}^1 \cos \psi_b - T_{x11}^1 \sin \psi_b - T_{x12}^1 \sin \psi_b - T_{x21}^1 \sin \psi_b - T_{x22}^1 \sin \psi_b + F_{G11} \cos \beta - F_{G11} \cos \beta + F_{G12} \cos \beta - F_{G12} \cos \beta - K_s y_b \quad (6)$$

$$I_b \ddot{\psi}_b = T_{x11}^1 b_0 - T_{x11}^1 b_0 + T_{x12}^1 b_0 - T_{x12}^1 b_0 + T_{y11}^1 l_0 + T_{y11}^1 l_0 - T_{y12}^1 l_0 - T_{y12}^1 l_0 + F_{G11} \cos \alpha_1 l_0 - F_{G11} \sin \alpha_1 b_0 - F_{G11} \cos \alpha_1 l_0 - F_{G11} \sin \alpha_1 b_0 + F_{G12} \sin \alpha_2 b_0 - F_{G12} \cos \alpha_2 l_0 + F_{G12} \cos \alpha_2 l_0 - F_{G12} \sin \alpha_2 b_0 - K_t \psi_b \quad (7)$$

为简化方程, 首先要对几何力近似求解, 即认为 $N_1 = N_r = Q_w/2$ (Q_w 为轴重), 按以下方程进行推导:

$$\gamma_{1,r} = \gamma_0 \mp \varepsilon \left(\frac{y}{b_0} \right) \quad (8)$$

$$N_1 \sin \gamma_1 - N_r \sin \gamma_r = -2y \left(\frac{Q_w \varepsilon}{2b_0} \right) \quad (9)$$

为进一步简化, 定义等效重力刚度 K_G :

$$K_G = \frac{Q_w \varepsilon}{2b_0} \quad (10)$$

式(9)可简化为:

$$N_1 \sin \gamma_1 - N_r \sin \gamma_r = -2K_G y \quad (11)$$

对于前后轮对的纵向/横向蠕滑力, 采用 Kalker 线性蠕滑理论简化公式进行求解 (忽略自旋蠕滑), 按以下公式进行推导:

$$T_{x11}^0 = \mp f_{11} \left(\frac{\lambda y_1}{r_0} + \frac{b_0 \dot{\alpha}_1}{v} \pm \frac{b_0 \pm y_1}{R} \right) \quad (12)$$

$$T_{x12}^0 = \mp f_{11} \left(\frac{\lambda y_2}{r_0} + \frac{b_0 \dot{\alpha}_2}{v} \pm \frac{b_0 \mp y_2}{R} \right) \quad (13)$$

$$T_{y11}^0 = T_{y11}^0 = f_{22} \left(\alpha_1 - \frac{\dot{y}_1}{v} \right) \quad (14)$$

$$T_{y12}^0 = T_{y12}^0 = f_{22} \left(\alpha_2 - \frac{\dot{y}_2}{v} \right) \quad (15)$$

考虑到转向架在曲线上左右侧车轮接触角的差异, 为简化书写, 定义:

$$P_{1,2} = \cos \gamma_{11,2} + \cos \gamma_{r1,2} \quad (16)$$

$$A = b_0 \gamma_0 Q_w \quad (17)$$

将上述方程代入式(6)和式(7)中, 经整理, 可得到简化变换后的动力学方程:

$$\begin{aligned} M_b \ddot{y}_b + \frac{f_{22}(P_1 + P_2)}{v} \dot{y}_b + \frac{f_{22}l_0(P_1 - P_2)}{v} \dot{\psi}_b \\ + (4K_G + K_s)y_b - f_{22}(P_1 + P_2)\psi_b \\ - \frac{4b_0f_{11}}{R}\psi_b = f_{22}(P_2 - P_1)\beta \\ I_b \ddot{\psi}_b + \frac{f_{22}l_0(P_1 - P_2)}{v} \dot{y}_b + \frac{4f_{11}b_0^2}{v} \dot{\psi}_b \\ + \frac{f_{22}l_0^2(P_1 + P_2)}{v} \psi_b + \frac{4f_{11}b_0\lambda}{r_0} y_b \\ + \frac{4f_{11}b_0}{R} y_b + 2K_G l_0 (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) y_b \\ + 2K_G l_0^2 (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) \psi_b + K_t \psi_b \\ + l_0 f_{22} (P_2 - P_1) \psi_b + f_{22} l_0 \beta (P_1 + P_2) \\ = 2A\beta \end{aligned} \quad (18)$$

在曲线理想稳态工况下, 可忽略动力学方程一阶与二阶导数项, 且认为 $P_1 \approx P_2 = P$, 可将动力学方程进一步简化为

$$(4K_G + K_s)y_b - \left(2Pf_{22} + \frac{4b_0f_{11}}{R}\right)\psi_b = 0 \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{4b_0f_{11}\lambda}{r_0} + \frac{4b_0f_{11}}{R}\right)y_b + (4K_G l_0^2 + K_t)\psi_b \\ = -\beta(2Pf_{22}l_0 + 2A) \end{aligned} \quad (21)$$

根据式(20)与式(21), 即可解出 y_b 与 ψ_b 的表达式, 进而可以求得 $y_{1,2}$ 与 $\alpha_{1,2}$ 等其他量, 在此不逐项列出。

根据图5力学模型, 可列出前后轮对的摇头力矩:

$$M_{z1} = b_0(T'_{x11} - T'_{xr1}) - b_0 \sin \alpha_1 (F_{G11} + F_{Gr1}) \quad (22)$$

$$M_{z2} = b_0(T'_{x12} - T'_{xr2}) + b_0 \sin \alpha_2 (F_{G12} + F_{Gr2}) \quad (23)$$

将上述简化公式代入, 并忽略一阶导数项, 前后轮对的冲角作等价无穷小处理, 即认为 $\sin \alpha_{1,2} = \alpha_{1,2}$, 整理式(22)与式(23)可得:

$$M_{z1,2} = -2f_{11}b_0 \left(\frac{\lambda}{r_0} + \frac{1}{R} \right) y_{1,2} \mp A\alpha_{1,2} \quad (24)$$

在大多数情况下, 机车转向架以任何速度通过曲线时, 其第一轮对的外轮通常贴靠外轨, 而其他轮对的位置则因速度及其他因素而异^[16]。为便于分析, 设此模型中 y_1 与 α_1 均小于0, $y_2 > 0$, $\alpha_2 \approx 0$ 。进一步规定方向, 使轮对趋近于径向的方向为正方向, 远离的方向为负方向, 可得出传统转向架通过曲线时前后轮对受到的摇头力矩, 如式(25)与式(26)所示:

$$M_{z1} = -2f_{11}b_0 \left(\frac{\lambda}{r_0} + \frac{1}{R} \right) |y_1| - A|\alpha_1| \quad (25)$$

$$M_{z2} = 2f_{11}b_0 \left(\frac{\lambda}{r_0} + \frac{1}{R} \right) |y_2| \quad (26)$$

为了使第一轮对(导向轮对)趋近于径向, 需额外施加力矩以实现平衡。基于轮轨蠕滑力导向的机车

径向转向架便利用了此思路进行设计: 运用机械连杆结构使前后轮对相反的摇头力矩相互传递, 相互补偿, 进而使转向架端轴各轮对趋近于径向位置。

2 换装方案及其动力学建模

2.1 径向方案与一系悬挂改造

径向改造方案依托于HXD2C型电力机车转向架技术平台。该转向架是中车大同电力机车有限公司在法国PRIMA货运机车三轴转向架的基础上, 经过消化吸收、开发、再创新的产品, 其最大运行速度为120 km/h, 轴重为25 t^[17]。

为了保证转向架径向改造后与车体接口保持一致, 且各部件之间不出现干涉等问题, 选择“外置拉杆”式径向方案, 如图6所示。

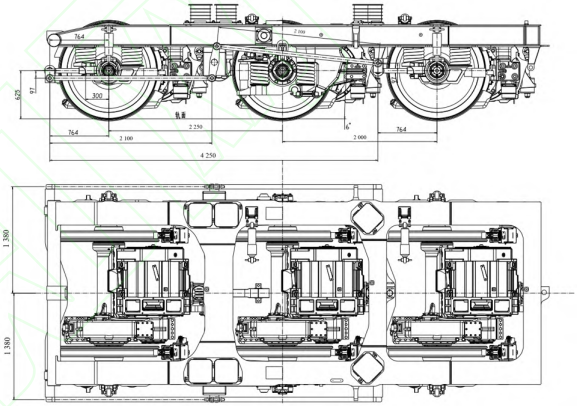


图6 HXD2C 机车径向转向架

Fig. 6 HXD2C locomotive radial bogie

变更端轴一系悬挂结构, 将原有的双拉杆定位方式改为单拉杆定位方式, 并增设导向梁结构, 以实现牵引力的传递。导向梁通过两侧的轴箱拉杆与轴箱结构相连, 通过扭筒和支承关节与构架相连接。机械连杆布置在转向架的两侧, 并设置旋转臂与之相连, 通过将轮对的摇头运动转化为旋转臂的旋转运动以实现端轴轮对摇头运动的耦合, 这样既能规避与其他结构产生干涉, 又能实现端轴摇头力矩的相互传递, 达到径向效果。

增添径向机构后, 端轴的一系悬挂参数同样需要调整。为了充分释放端轴的摇头自由度以达到径向目的, 需大幅度降低一系弹簧的水平刚度; 为了弥补机车高速运行的稳定性, 需在端轴同时加装一系纵向减振器与一系橡胶弹性定位装置。

2.2 动力学模型建立

根据HXD2C型电力机车结构参数, 利用Simpack多体动力学软件建立其传统转向架与径向转向架动力学模型, 主要参数如表1所示。

动力学模型由刚体、铰接、力元与约束等元素构

表1 机车主要结构参数

Table 1 Parameters for locomotive main structure

参数	数值	
	传统转向架	径向转向架
轴重 / t	25	25
最大运行速度/(km·h ⁻¹)	120	120
转向架轴距 / m	2.25-2	2.25-2
转向架中心距 / m	12.32	12.32
一系垂向刚度 (每轴) /(kN·mm ⁻¹)	1.70	1.16
二系垂向刚度 (每轴) /(kN·mm ⁻¹)	6	6

成,如图7所示。径向转向架模型刚体包括1个车体、2个构架、2个牵引杆装置、4个导向梁、4个旋转臂、6个轮对、6台牵引电机、6个电机吊杆、8个连杆、12个轴箱与12个轴箱拉杆。其中,导向梁与构架之间只设置摇头自由度,旋转臂与构架之间只设置点头自由度,机车的一系/二系悬挂系统均由力元进行模拟,其中减振器的力元采用Maxwell简化模型,即以刚度和阻尼串联来模拟实际减振器的作用效果。

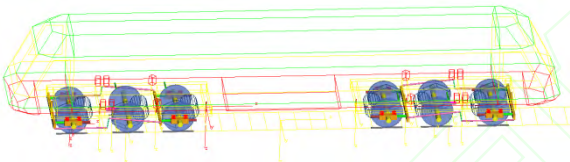


图7 HXD2C 径向转向架动力学模型
Fig. 7 HXD2C radial bogie dynamics model

3 曲线通过性能分析

3.1 曲线工况设置

HXD2C 机车绝大部分属于郑州铁路局新乡机务段,另一小部分属于太原铁路局侯马北机务段。机车主要承担货运列车的牵引任务,运行在新月线、侯月线、新石线(新乡-兖州段)、京九线(菏泽-商丘北段)与南同蒲线等,线路最小曲线半径为400 m^[18]。

为了更好地探究机车换装后的径向效果,选取小半径 R400m 曲线工况进行设置,如表2所示。机车通过速度约为70 km/h,轨道不平顺选用德国高干扰线路谱,分别考虑JM3新轮与等效锥度为0.6的磨耗轮两种状态。

设置机车通过由直线-缓和曲线-圆曲线-缓和曲线-直线组成的一段完整的曲线,利用Simpack数值积分方

表2 R400m曲线工况设置

Table 2 Parameters for R400m curve condition

圆曲线半 径/m	缓和曲线长 度/m	圆曲线长 度/m	外轨超高/ mm	欠超高/mm
400	80	350	75	70

法进行计算。

3.2 惰行工况

提取机车通过曲线时第一轮对(导向轮对)与第二轮对(中间轮对)的轮轨横向力、冲角与轮缘磨耗因子。其中,轮对冲角与轮轨横向力采用时域曲线与统计值进行对比评估,轮缘磨耗因子采用其统计值进行评估(轮缘磨耗因子值为圆曲线上轮轨横向力与轮对冲角的统计值相乘)。

机车惰行工况下,径向方案第一、二轮对的冲角与轮轨横向力均有较大程度改善,尤其是新轮工况下导向轮对的冲角与第二轮对的轮轨横向力,如图8~11所示。

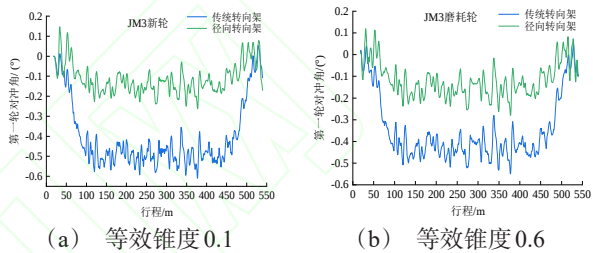


图8 惰行第一轮对冲角

Fig. 8 Angle of attack of the first wheelset under idling condition

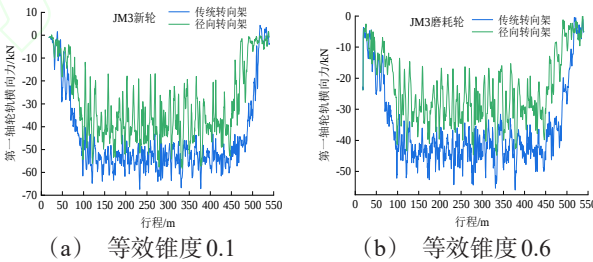


图9 惰行第一轴轮轨横向力

Fig. 9 Lateral wheel-rail force of the first wheelset under idling condition

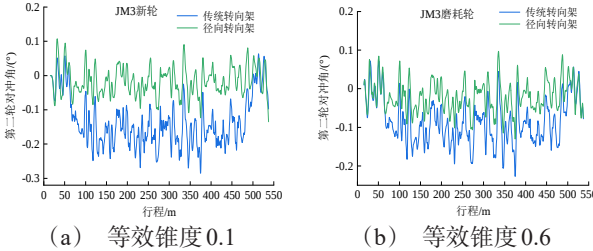


图10 惰行第二轮对冲角

Fig. 10 Angle of attack of the second wheelset under idling condition

JM3 新轮状态下,径向方案导向轮对的冲角与轮轨横向力相较于原车降低了60%与8%,中间轮对降低了61%与65%;磨耗轮状态下,导向轮对可下降55%

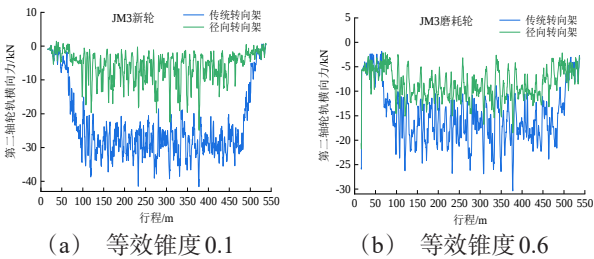


图 11 惰行第二轴轮轨横向力

Fig. 11 Lateral wheel-rail force of the second wheelset under idling condition

与 13%，中间轮对可下降 52% 与 45%，如表 3 与表 4 所示。

表 3 惰行工况轮对冲角

Table 3 Angle of attack of the wheelset under idling condition

转向架	JM3 新轮		JM3 磨耗轮	
	第一轮对	第二轮对	第一轮对	第二轮对
传统	0.60	0.28	0.55	0.23
径向	0.24	0.11	0.25	0.11

表 4 惰行工况轮轨横向力

Table 4 Lateral wheel-rail force of the locomotive under idling condition

转向架	JM3 新轮		JM3 磨耗轮	
	第一轮对	第二轮对	第一轮对	第二轮对
传统	71.3	42.7	58.3	28.3
径向	65.3	15.0	50.5	15.5

对于轮缘磨耗因子，径向方案相较于原车在新轮状态下导向轮对可下降 64%，中间轮对可下降 86%；磨耗轮状态下，导向轮对可下降 61%，中间轮对可下降 74%，如表 5 所示。

表 5 惰行工况轮缘磨耗因子

Table 5 Wheel flange wear factor of locomotive under idling condition

转向架	JM3 新轮		JM3 磨耗轮	
	第一轮对	第二轮对	第一轮对	第二轮对
传统	42.8	12.0	32.1	6.5
径向	15.7	1.7	12.6	1.7

3.3 牵引工况

对于机车牵引工况，根据HXD2C机车（25 t轴重）牵引特性曲线可知，机车在 70 km/h 全功率运行时每轴能理想发挥最大牵引力约为 64 kN，车轮名义半径为 0.625 m，可得到此工况下，每轴理论转矩为 40 000 N·m^[19]。对模型每轴施加该牵引转矩，为避免瞬时冲击，使之在 0~5 s 内逐渐达到目标转矩。在机车尾部车钩处施加与大地相连的车钩力来模拟其所受阻力，使机车的牵引力得到平衡，匀速通过曲线。

机车牵引工况下，径向方案轮对的冲角有所改善，但不及惰行工况改善显著，而轮轨横向力几乎没有得到改善，甚至略微恶化，如图 12~15 所示。

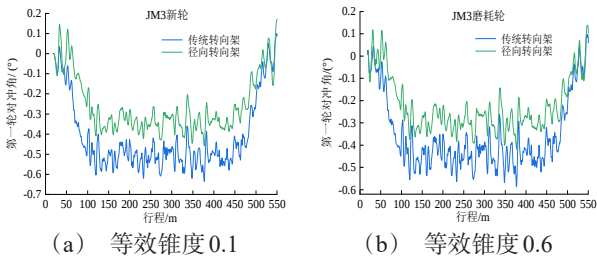


图 12 牵引第一轮对冲角

Fig. 12 Angle of attack of the first wheelset under traction condition

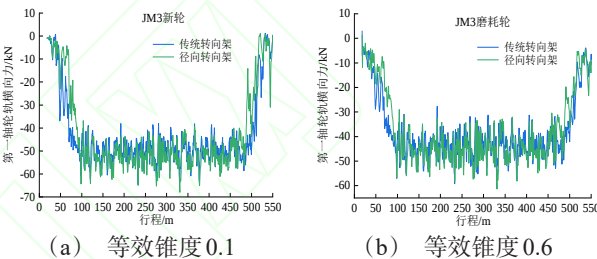


图 13 牵引第一轴轮轨横向力

Fig. 13 Lateral wheel-rail force of the first wheelset under traction condition

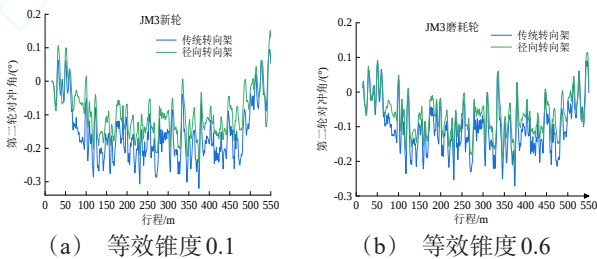


图 14 牵引第二轮对冲角

Fig. 14 Angle of attack of the second wheelset under traction condition

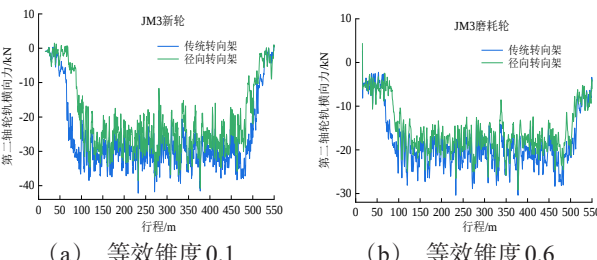


图 15 牵引第二轴轮轨横向力

Fig. 15 Lateral wheel-rail force of the second wheelset under traction condition

JM3 新轮状态下，径向方案的冲角相较于原车导向轮对和中间轮对降低了 28% 与 25%，而轮轨横向力的

则较导向轮对增长了 4%，中间轮对降低了 4%；磨耗轮状态下，导向轮对和中间轮对冲角降低了 29% 与 22%，而轮轨横向力则较导向轮对增长了 4%，中间轮对降低了 10%，如表 6 与表 7 所示。

表 6 牵引工况轮对冲角

Table 6 Angle of attack of the wheelset under traction condition

转向架 方案	JM3 新轮		JM3 磨耗轮	
	第一轮对	第二轮对	第一轮对	第二轮对
传统	0.64	0.32	0.59	0.27
径向	0.46	0.24	0.42	0.21

表 7 牵引工况轮轨横向力

Table 7 Lateral wheel-rail force of the locomotive under traction condition

转向架 方案	JM3 新轮		JM3 磨耗轮	
	第一轮对	第二轮对	第一轮对	第二轮对
传统	64.6	41.5	58.9	30.0
径向	67.0	39.8	61.5	26.9

对于轮缘磨耗因子，径向方案相较于原车在新轮状态下导向轮对可下降 25%，中间轮对可下降 28%；磨耗轮状态下，导向轮对可下降 26%，中间轮对可下降 31%，如表 8 所示。

表 8 牵引工况轮缘磨耗因子

Table 8 Wheel flange wear factor of locomotive under traction condition

转向架 方案	JM3 新轮		JM3 磨耗轮	
	第一轮对	第二轮对	第一轮对	第二轮对
传统	41.3	13.3	34.8	8.1
径向	30.8	9.6	25.8	5.6

4 结论

1) 建立了机车转向架的简化力学模型，推导出了转向架前后轮对曲线通过时因冲角和横移量而产生的回转力矩，从理论公式的角度验证了基于轮轨蠕滑力导向的机车径向转向架的导向机理。

2) 基于“拉杆外置式”径向机构，实现HXD2C机车换装径向转向架方案，对比换装径向转向架与传统转向架两种方案机车R400 m曲线通过性能。惰行工况下，径向方案对于机车导向轮对、中间轮对冲角与轮轨横向力均有较大程度改善。导向轮对冲角最大可下降 60%，轮轨横向力最大可下降 13%，轮缘磨耗因子最大可下降 64%；中间轮对冲角最大可下降 61%，轮轨横向力最大可下降 65%，轮缘磨耗因子最大可下降 86%。

3) 机车全功率牵引工况，导向轮对冲角最大可下降 29%，而轮轨横向力略有增大，轮缘磨耗因子最大

可下降 26%；中间轮对冲角最大可下降 25%，轮轨横向力最大可下降 10%，轮缘磨耗因子最大可下降 31%。

参考文献:

[1] 冯明. 径向转向架研究综述[J]. 智慧轨道交通, 2023, 60(1): 29-34.
FENG Ming. Research review on radial bogies[J]. Smart rail transit, 2023, 60(1): 29-34.

[2] 孙翔. 机车径向转向架的机构分析[J]. 机车电传动, 1995, (1): 1-7.
SUN Xiang. Analysis of the mechanism of self-steering loco bogie[J]. Electric drive for locomotives, 1995, (1): 1-7.

[3] 黄伟. 机车径向转向架典型结构及设计原则分析[J]. 内燃机车, 1995(1): 26-31.
HUANG Wei. Analysis of typical structure and design principle of locomotive radial bogie[J]. Diesel locomotives, 1995(1): 26-31.

[4] JONES P A. Self steering railway truck: US5555816[P]. 1996-09-17.

[5] GODING D J, RASSAIAN M. Railway locomotive and stabilized self steering truck therefor: US4841873[P]. 1989-06-27.

[6] GODING D J. Locomotive and motorized self-steering radial truck therefor: US4765250[P]. 1988-08-23.

[7] AHMADIAN M, GRAY L W, MCGREW D Z, et al. Self-steering railway truck: US5746135[P]. 1998-05-05.

[8] 杨勇军. DF_{8B}型机车径向转向架的试验和运用考核[J]. 内燃机车, 2004(2): 7-11.
YANG Yongjun. Test and running assessment of the radial bogie of DF_{8B} locomotive[J]. Diesel locomotives, 2004(2): 7-11.

[9] 李文勇, 尤铁军, 沈钢. 机车径向转向架设计[J]. 内燃机车, 2005(1): 2-6.
LI Wenyong, YOU Tiejun, SHEN Gang. Locomotive radial bogie design[J]. Diesel locomotives, 2005(1): 2-6.

[10] SCHALLER H D, MA X Y, GODING D J. Arrangement of radial bogie: US20030230213[P]. 2003-12-18.

[11] 周宁. 机车三轴径向转向架的开发研制[J]. 内燃机车, 2001(12): 1-4.
ZHOU Ning. Development of three axle bogie for locomotive[J]. Diesel locomotives, 2001(12): 1-4.

[12] 邓小军. 新型米轨机车转向架的选型及设计[J]. 内燃机车, 2003(9): 11-15.
DENG Xiaojun. Model selection and design of the truck for new model metre-rail locomotive[J]. Diesel locomotives, 2003(9): 11-15.

[13] 朱向阳, 陈喜红, 陈康, 等. 基于HX_D1C型交流传动机车的径向转向架[J]. 电力机车与城轨车辆, 2014, 37(3): 29-32.
ZHU Xiangyang, CHEN Xihong, CHEN Kang, et al. Steering bogie based on type HX_D1C AC drive locomotive[J]. Electric locomotives & mass transit vehicles, 2014, 37(3):

- 29-32.
- [14] 杨帆, 郑志刚, 朱向阳, 等. 基于HX_D1型机车的两轴径向转向架研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2022, 45(6): 53-56.
YANG Fan, ZHENG Zhigang, ZHU Xiangyang, et al. Research on two-axle radial bogie based on HX_D1 locomotive [J]. Electric locomotives & mass transit vehicles, 2022, 45 (6): 53-56.
- [15] 曲天威, 罗世辉, 马卫华. 33t轴重内燃机车方案及机车曲线黏着问题研究[J]. 铁道学报, 2020, 42(9): 39-48.
QU Tianwei, LUO Shihui, MA Weihua. Study on diesel locomotive concepts with 33 t axle load and its curving adhesion problem[J]. Journal of the China railway society, 2020, 42(9): 39-48.
- [16] 鲍维千. 机车总体及转向架[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2010.
BAO Weiqian. Locomotive overall and bogie[M]. Beijing: China railway publishing house, 2010.
- [17] 石强, 吕士勇, 封全保, 等. HX_D2C型电力机车转向架[J]. 铁道机车车辆, 2013, 33(2): 34-37.
SHI Qiang, LV Shiyong, FENG Quanbao, et al. Bogie for HXD2C electric locomotive[J]. Railway locomotive & car, 2013, 33(2): 34-37.
- [18] 沙永龙. HX_D2C型电力机车车轮磨耗问题研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2020.
SHA Yonglong. Research on wheel wear of HXD2C electric locomotive[D]. Beijing: China academy of railway sciences, 2020.
- [19] 中国铁路总公司运输局机务部. 铁路机车概要: 交流传动内燃、电力机车[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2017: 662.
Locomotive Department of the Transport Bureau, China Railway Corporation. Overview of railway locomotives: AC-transmission diesel and electric locomotives[M]. Beijing: China railway publishing house, 2017: 662.

Analysis on the Curve Negotiation Performance of Electric Locomotive with Retrofitted External Tie-rod Radial Bogies

YUE Yuzhe¹, CHEN Jiyong^{1,2,3}, YAO Yuan¹

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

2. CRRC Datong Co., Ltd., Datong, Shanxi 037038, China;

3. Shanxi Key Laboratory of Rail Transit Locomotive System Integration, Datong, Shanxi 037038, China)

Abstract: In order to explore the feasibility of applying radial-bogie technology to domestic AC drive six-axle electric locomotives, this paper first introduces the concept, technical development history, and guidance mechanism of locomotive radial bogies. Based on the HXD2C electric locomotive technology platform, a radial mechanism based on "external pull rod" is proposed to realize a radial bogie solution for the original vehicle retrofit. Secondly, a locomotive dynamics model is established using the multi-body dynamics software Simpack to compare two schemes: retrofitting radial bogies and traditional bogies. The comparison focuses on indicators such as the angle of attack between guide wheelsets and intermediate wheelsets, lateral wheel-rail forces, and wheel flange wear factors when the locomotive passes through small-radius curves. Calculations show that the retrofitting radial bogie solution can significantly reduce the angle of attack and lateral wheel-rail forces of both guide wheelsets and intermediate wheelsets, thereby improving the locomotive's curve negotiation performance. In R400m curve conditions, under both idle and full-power traction states, the guide wheel flange wear factor is reduced by 64% and 25% respectively, significantly slowing down the locomotive wheel flange wear rate.

Keywords: radial bogie; electric locomotive; dynamics; curve negotiation; flange wear