

基于组合代理模型的城轨车辆牵引齿轮传动系统振动优化研究

余文念^{1,2} 旦佳国^{1,2} 陈恺^{1,3} 刘月秋^{1,2} 吴晶³ 魏志成³ 陈晓慧^{1,2}

(1. 重庆大学 机械与运载工程学院, 重庆 400044)

(2. 重庆大学 高端装备机械传动全国重点实验室, 重庆 400044)

[3. 重庆市轨道交通(集团)有限公司, 重庆 400014]

摘要:【目的】针对城轨车辆牵引齿轮传动系统振动过大, 且优化设计中存在运行时间长、收敛速度慢的问题, 提出基于组合代理模型的多目标优化方法, 实现系统振动特性精准改善与优化效率提升。【方法】首先, 采用集总参数法建立系统机电耦合动力学模型, 获取振动响应数据, 为后续优化奠定基础; 其次, 以结构参数为输入、振动响应为输出, 构建融合Kriging、径向基函数法(Radial Basis Function Method, RBF)、多项式响应面的组合代理模型, 快速映射参数与振动的关系; 最后, 以轴承支承刚度和阻尼为优化变量, 基于非支配排序遗传算法(Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II, NSGA-II)求解帕累托解集, 实现振动加速度最小化目标。【结果】优化后系统振动加速度有效值平均降低24%, 其中大齿轮垂向振动加速度有效值降幅达38.4%; 优化效率提升97%, 计算时间从16天缩短至10 min; 不同转速下振动抑制效果稳定, 且齿轮承载能力未受影响。研究结果可为城轨车辆牵引传动系统优化设计提供参考。

关键词: 城轨车辆; 机电耦合; 振动响应; 代理模型; 多目标优化

中图分类号: TH113 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.009

0 引言

城轨列车作为我国城市快速交通系统的重要组成部分, 其牵引传动系统在高速运行过程中受到工况、路况及自身结构参数的多重影响, 导致动载荷成分复杂, 振动特征难以准确预测^[1]。这一问题不仅直接关系到乘客的舒适度, 同时也对列车的结构安全性和运行效率构成潜在威胁^[2]。因此, 深入研究传动系统的振动特性及优化策略具有重要的理论和工程意义。

在振动分析技术方面, 学界广泛采用有限元分析、动力学建模及试验测试等方法, 揭示牵引传动系统的振动机制, 探究结构参数、材料特性及运行速度等宏观因素对系统振动响应的影响, 阐明其复杂动态行为规律。陈再刚等^[3]在研究牵引动力传动系统时, 采用集总参数法进行耦合动力学建模, 重点考虑齿轮时变啮合刚度和轮轨激励等动态激励, 分析了齿轮传动与车辆系统的耦合振动特性。黄冠华等^[4]利用有限元法建立了高速列车齿轮传动系统扭转

振动模型, 运用非线性多尺度解析方法获得齿轮系统的稳定性图谱, 指出在设计时需考虑参激频率、系统刚度和啮合阻尼等因素。ZHANG等^[5]采用集总参数法建立多自由度斜齿轮-转子-轴承传动系统动力学模型, 分析了在内、外激励变化条件下齿轮各方向幅值变化趋势与主要频率分量变化趋势之间的关系。王文静等^[6]通过线路试验, 采集了中国标准动车组齿轮箱的振动加速度时间历程, 并结合车载GPS信号分析了不同工况下齿轮箱的振动响应。这些研究成果为振动特性的优化提供了重要的依据和数据支持, 为后续的研究和实际应用指明了研究方向。

在振动控制与优化设计方面, 随着计算机技术的发展, 越来越多的研究开始关注振动控制的智能化及优化方法的应用。目前被广泛采用的优化设计方法主要有两类。第一类是采用Isight、UM、Simpack等国外商用软件完成齿轮系统的优化设计。肖乾等^[7]利用UM软件构建了高速列车车辆-轨道耦合动

收稿日期: 2024-11-30 修回日期: 2025-02-18

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFB3303604); 国家自然科学基金项目(52105086, 52035002)

作者简介: 余文念, 男, 1988年生, 湖北武汉人, 博士, 研究员, 博士研究生导师; 主要研究方向为齿轮系统动力学、信号处理和状态监测等; wennian.yu@cqu.edu.cn。

陈恺(通信作者), 男, 1988年生, 湖北黄石人, 硕士, 高级工程师; 主要研究方向为轨道车辆; 18375822876@163.com。

引用格式: 余文念, 旦佳国, 陈恺, 等. 基于组合代理模型的城轨车辆牵引齿轮传动系统振动优化研究[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 70-79.

YU Wennian, DAN Jiaguo, CHEN Kai, et al. Research on vibration response optimization of the urban rail vehicle traction gear transmission system based on combined surrogate model[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 70-79.



免费获取

力学模型, 并结合优化软件 Isight 构建响应面模型和非支配排序遗传算法(Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II, NSGA-II), 对变压器及前、后空调的悬挂刚度和阻尼参数进行优化, 从而减小了车体的横向和垂向振动加速度。徐海滨等^[8]通过 Simpack 软件建立了轴箱内悬挂单轴转向架及整车的动力学模型, 并借助 Isight 软件对悬挂参数进行多目标优化, 以提高铁道车辆的曲线通过能力。这类方法方便可靠, 但是计算时间长且不灵活, 容易受制于国外软件开发商。第二类是采用集总参数法构建动力学模型和优化算法进行优化设计。吴兆雨^[9]基于集总质量法建立了前置后驱车传动系统的当量模型, 基于粒子群算法对飞轮惯量和齿轮安装偏置进行优化, 有效减少了主动轮沿 x 轴的平面振动和后桥输入端的角位移振动。QIU 等^[10]基于直齿轮副 6 自由度振动分析模型, 采用引力搜索算法-模拟退火(Gravitational Search Algorithm-Simulated Annealing, GSA-SA)算法对齿轮齿顶修形系数和齿形修形参数进行优化, 从而降低了振动幅值。童林军等^[11]基于变速器振动噪声的边界元模型, 计算了不同设计参数下的变速箱振动噪声声压等级, 并建立组合 Kriging 代理模型, 通过遗传算法优化变速箱齿轮参数, 降低了变速箱振动噪声和优化效率。这类方法计算时间短、效率高, 但目前主要是针对通用的齿轮系统进行优化设计, 在城轨车辆牵引传动系统优化设计方面的报道较少, 需要进一步研究。

针对上述问题, 本文提出一种基于组合代理模型的多目标振动优化方法。通过集总参数法建立机电耦合动力学模型, 融合 Kriging、多项式响应面法(Polynomial Response Surface Methodology, PRS)及径向基函数法(Radial Basis Function Method, RBF)构建组合代理模型, 结合 NSGA-II 对轴承支承刚度与阻尼参数进行优化, 实现振动抑制与效率提升的双重目标, 为城轨车辆牵引传动系统设计提供技术支撑。

1 城轨列车牵引齿轮传动系统振动仿真模型

城轨列车牵引传动系统结构复杂, 其电气和传动装置共同组成一个机电耦合系统。图 1 为城轨列车牵引传动系统结构简图, 包含 1 个牵引电动机, 1 对斜齿轮副。电动机输出轴通过联轴器输出电磁转矩至小齿轮端, 小齿轮(主动轮)和大齿轮(从动轮)通过齿轮啮合将转矩传递至车轮, 从而为列车提供动力。

1.1 牵引齿轮传动系统动力学建模

针对城轨车辆牵引传动系统的动力学建模问题, 考虑电动机谐波转矩和时变啮合刚度等非线性动态激励, 同时考虑齿轮在 x 、 y 、 z 三个方向的移动自由

度、 z 轴的旋转自由度以及电动机输出端的扭转自由度等因素, 基于 Simulink 平台建立了牵引电动机动态数学模型及矢量控制模型, 获取电动机的输出电磁转矩特性; 采用集总参数法建立了斜齿轮传动副弯-轴-扭耦合动力学模型。动力学模型如图 2 所示。

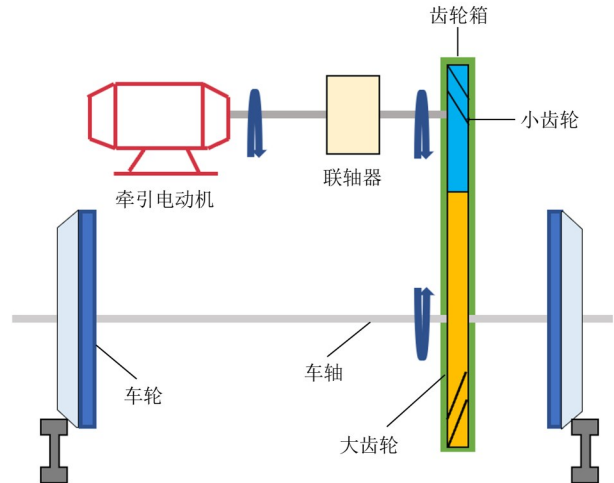


图1 城轨列车牵引传动系统结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of the traction drive system structure for urban rail trains

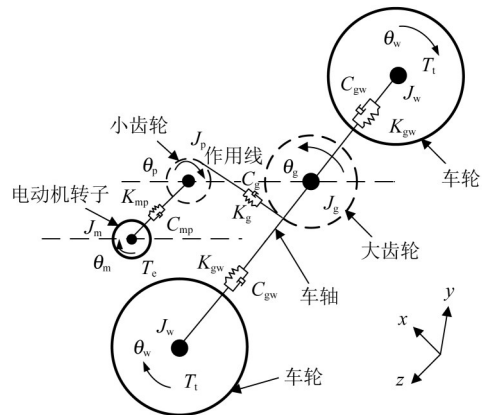


图2 动力学模型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the dynamic model

在城轨车辆牵引电动机的两相旋转坐标系中, 采用转子磁链定向控制时, d - q 轴的电压方程可表示为

$$\begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s + L_s p & -\omega_s L_s & L_m p & -\omega_s L_m \\ \omega_s L_s & R_s + L_s p & \omega_s L_m & L_m p \\ L_m p & 0 & R_r + L_r p & 0 \\ \omega_{sl} L_m & 0 & \omega_{sl} L_r & R_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \\ i_{rd} \\ i_{rq} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中, u_{ij} 为电压; i_{ij} 为电流; L_i 为自感; R_i 为电阻; ω_i 为角速度; L_m 为定转绕组间互感; ω_{sl} 为转差角速度; p 为微分算子($p=d/dt$); 下标 $i=s, r, j=d, q$; 其中, 下标 s, r 分别表示定子、转子, 下标 d, q 分别表示 d 轴、 q 轴。

牵引电动机的磁链通过矩阵方程表示为

$$\begin{bmatrix} \psi_{sd} \\ \psi_{sq} \\ \psi_{rd} \\ \psi_{rq} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \\ i_{rd} \\ i_{rq} \end{bmatrix} \quad (2)$$

在城轨车辆牵引传动系统中,电磁转矩激励随着时间的变化呈现时变特性,可表示为

$$T_e = \frac{p_n L_m}{L_r} i_{sq} \psi_{rd} \quad (3)$$

式中, T_e 为电磁转矩; p_n 为电动机的极对数。

异步电动机参数如表1所示。

表1 异步电动机参数

Tab. 1 Parameters of the asynchronous motor

参数	值	参数	值
额定功率/kW	190	定子电阻/mΩ	2.68
额定转速/(r/min)	1 800	定子漏感/mH	0.391 5
额定转矩/(N·m)	1 008	转子电阻/mΩ	2.85
极对数	2	转子漏感/mH	0.391 5
转动惯量/(kg·m ²)	0.002	互感/H	0.379 5

城轨车辆牵引传动系统动力学方程可表示为

$$\begin{cases} J_m \ddot{\theta}_m + K_{mp}(\theta_m - \theta_p) + C_{mp}(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_p) = T_e \\ M_p \ddot{x}_p + C_{xp} \dot{x}_p + K_{xp} x_p - F_{mesh} \cos \beta_b \cos \alpha_{mesh} = 0 \\ M_p \ddot{z}_p + C_{zp} \dot{z}_p + K_{zp} z_p - F_{mesh} \cos \beta_b \sin \alpha_{mesh} = 0 \\ M_p \ddot{y}_p + C_{yp} \dot{y}_p + K_{yp} y_p + F_{mesh} \sin \beta_b = 0 \\ J_p \ddot{\theta}_p - F_{mesh} \cos \beta_b r_{pb} = K_{mp}(\theta_m - \theta_p) + C_{mp}(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_p) \\ M_g \ddot{x}_g + C_{xg} \dot{x}_g + K_{xg} x_g + F_{mesh} \cos \beta_b \cos \alpha_{mesh} = 0 \\ M_g \ddot{z}_g + C_{zg} \dot{z}_g + K_{zg} z_g + F_{mesh} \cos \beta_b \sin \alpha_{mesh} = 0 \\ M_g \ddot{y}_g + C_{yg} \dot{y}_g + K_{yg} y_g - F_{mesh} \sin \beta_b = 0 \\ J_g \ddot{\theta}_g + K_{gw}(\theta_g - \theta_w) + C_{gw}(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_w) = F_{mesh} \cos \beta_b r_{pb} \\ J_w \ddot{\theta}_w - K_{gw}(\theta_g - \theta_w) - C_{gw}(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_w) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

其中,电动机(m)、小齿轮(p)、大齿轮(g)及轮对(w)动力学由以下参数描述:扭转角位移为 θ ;角速度为 $\dot{\theta}$;角加速度为 $\ddot{\theta}$;质量为 M ;转动惯量为 J ; $l=m, p, g, w$;小齿轮和大齿轮的轴承支承刚度及阻尼在 x, y, z 方向分别定义为 K_{xh}, K_{yh}, K_{zh} 和 C_{xh}, C_{yh}, C_{zh} ($h=p, g$);齿轮副啮合角为 α_{mesh} ;基圆螺旋角为 β_b ;输入、输出轴的扭转刚度和阻尼分别为 K_{mp}, K_{gw} 和 C_{mp}, C_{gw} ;小齿轮基圆半径为 r_{pb} ;动态啮合力为 F_{mesh} 。

时变啮合刚度是齿轮传动系统重要的内激励之一,常见的计算方法有:有限元法、ISO法、势能法等,本文主要使用ISO法^{[12]503-515}。假设接触线上单位长度的啮合刚度 k_o 为常数,齿轮副啮合刚度可表示为

$$K_{mesh}(t) = k_o L(t) \quad (5)$$

式中, $L(t)$ 为接触线随时间变化的长度。ISO 6336 标

准提供了一些推导 k_o 的表达式,对于钢制齿轮 k_o ,有

$$k_o \approx \frac{C_M C_R C_B \cos \beta}{q} \quad (6)$$

式中, C_M 为测量值与理论计算值之间的校正因子; C_R 为齿轮毛坯因子; C_B 为考虑齿条实际轮廓与标准轮廓偏差的因子; β 为压力角。它们的值和系数 q 可通过ISO 6336—1标准^{[12]503-515}提供的表达式和图形来确定。城轨车辆齿轮传动系统主要动力学参数如表2所示。

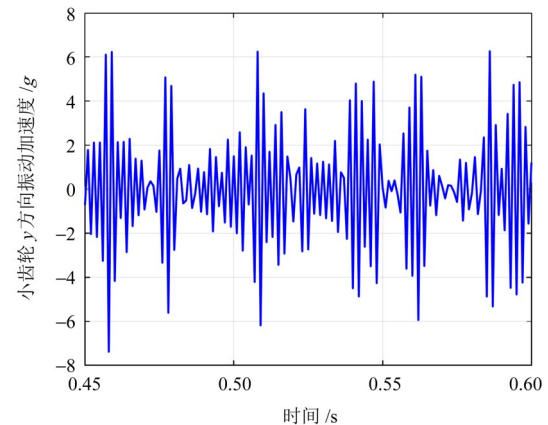
表2 城轨车辆传动系统主要动力学参数

Tab. 2 Main dynamic parameters of the urban rail vehicle transmission system

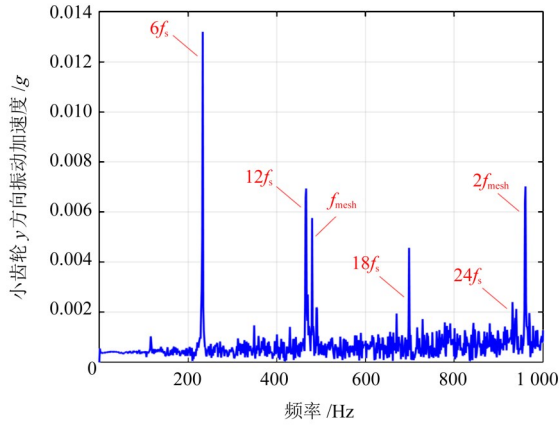
参数	值	
	小齿轮	大齿轮
齿数	16	101
压力角 $\beta/(\circ)$	20	
基圆螺旋角 $\beta_g/(\circ)$	12	
模数 m_n/mm	3	
齿顶高系数 h_a	1	
质量/kg	15	100
弹性模量 E/Pa	2.0×10^{11}	
泊松比 μ	0.3	

1.2 优化变量

城轨车辆传动系统正常运行时,设置主动轮转速为1 800 r/min,输入转矩为1 008 N·m。为了评估传动系统的振动输出指标,将大、小齿轮在垂向(y 方向)和轴向(z 方向)的振动加速度有效值(Root Mean Square, RMS)作为主要参考指标。图3所示为小齿轮在 y 方向的振动加速度时域和频域响应特性,用与 g (重力加速度)的比值表示。由图3可知,在 y 方向上,小齿轮的振动加速度稳定在 $6g$ 内且呈现一定的周期性。由于有稳定输出的电磁转矩,可以在图3(b)中看到明显的 $6n$ 倍定子电流基频谐波成分,即 $6f_s, 12f_s, 18f_s$ 和 $24f_s$ 谐波成分,同时也能看到明显的 f_{mesh} 啮合频率及 $2f_{mesh}$ 倍频。



(a) 时域图



(b) 频域图

图3 小齿轮y方向振动加速度时域及频域图

Fig. 3 Time and frequency domain diagrams of the vibration acceleration in y direction for the pinion

齿轮传动系统的动力学性能受到多种因素的影响。田德等^[13]研究风电齿轮箱时发现, 浮动构件的支承刚度对齿轮箱振动有较大影响。同时, 徐古福等^[14]分析了机车转向架的24个初始参数, 得出转向架悬挂的支承刚度和阻尼对动力学性能指标影响最大的结论。且动力学模型中的初始刚度和阻尼均基于经验设计, 为抑制齿轮振动, 选取大、小齿轮在y和z方向的轴承支承刚度与阻尼作为优化分析对象。具体的输入参数及其分布范围如表3所示。

表3 车辆模型优化参数分布范围

Tab. 3 Distribution range of optimization parameters for the vehicle model

参数	初始值	参数范围
小轴承垂向刚度 x_1 /(N/m)	4.5×10^8	$[1 \times 10^8, 8 \times 10^8]$
小轴承轴向刚度 x_2 /(N/m)	5.5×10^8	$[5 \times 10^8, 9 \times 10^8]$
大轴承垂向刚度 x_3 /(N/m)	4.5×10^8	$[1 \times 10^8, 8 \times 10^8]$
大轴承轴向刚度 x_4 /(N/m)	5.5×10^8	$[5 \times 10^8, 9 \times 10^8]$
小轴承阻尼 x_5 /(Ns/m)	3.5×10^3	$[1 \times 10^3, 5 \times 10^3]$
大轴承阻尼 x_6 /(Ns/m)	3.5×10^3	$[1 \times 10^3, 5 \times 10^3]$

1.3 相关性分析

为分析轴承参数对振动性能的影响, 对其结构参数和振动性能指标进行线性回归分析, 计算参数 u 与振动性能指标 w 之间的 Pearson 相关系数 $\rho_{u,w}$, 其计算式为

$$\rho_{u,w} = \text{cov}(u, w) / (\sigma_u \sigma_w) \quad (7)$$

式中, $\text{cov}(u, w)$ 为总体的协方差; σ_u 和 σ_w 分别为 u 和 w 的标准差。

本研究采用拉丁超立方抽样 (Latin Hypercube Sampling, LHS) 进行试验设计。LHS 是一种多维分层抽样技术, 能够有效提高样本点在空间上的均匀性和填充性, 从而避免样本点聚集的问题^[15]。共采集 100 组样本及其振动响应, 图4为轴承结构参数与振

动性能指标的相关性热力图。响应 $y_1 \sim y_4$ 分别代表小齿轮的垂向 y 方向和轴向 z 方向的振动加速度有效值、大齿轮的垂向 y 方向和轴向 z 方向的振动加速度有效值。由图4可知, $x_1 \sim x_4$ 和对应的 $y_1 \sim y_4$ 的负相关性很强, x_5 与 y_1 和 y_2 有轻微负相关, y_3 和 y_4 有轻微正相关, x_6 与 y_2 和 y_3 有轻微负相关, $y_1 \sim y_4$ 之间相关性较为复杂, 彼此相互影响。故针对轴承的支承刚度和阻尼进行优化, 以此来降低动力学的振动性能指标很有必要。

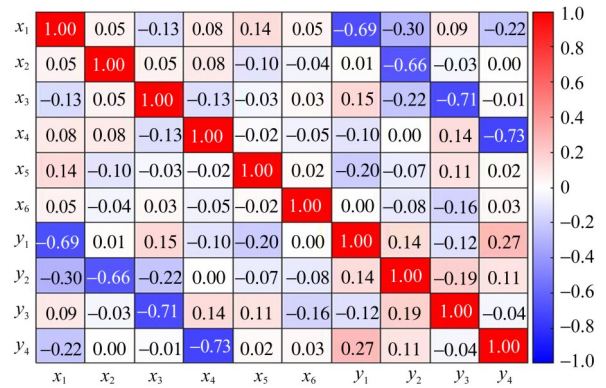


图4 轴承结构参数与振动性能指标的相关性热力图

Fig. 4 Correlation heatmap between bearing structural parameters and vibration performance indicators

2 组合代理模型的构建

代理模型是一种数学工具, 可在计算资源有限或成本较高时近似描述输入和输出之间的映射关系^[16]。城轨车辆牵引传动系统属于复杂的非线性系统, 仿真时间长, 且优化与预测过程中耗费大量资源。因此, 采用代理模型可有效提高计算效率。常见的代理模型包括 Kriging、PRS 以及 RBF 等。

2.1 代理模型方法

Kriging 源自地质统计学, 作为空间插值方法, 不仅能预测未知函数, 还能估计预测的不确定性, 被广泛应用于非线性问题^[17]。其一般表达式为

$$\hat{y}'_k(x) = \sum_{k=1}^t \zeta_k Y_k(x) + z_k(x), k = 1, 2, \dots, t \quad (8)$$

式中, $\hat{y}'_k(x)$ 为响应预测; ζ 为回归系数; $Y(x)$ 为多项式回归模型; $z(x)$ 为服从正态分布 $N(0, \delta^2)$ 的随机过程, 用于修正局部误差。该方法能有效反映全局趋势并提高预测精度。

PRS 通过多项式函数拟合输入与输出之间关系, 核心思想是利用最小二乘法确定多项式中的系数参数, 以逼近目标函数^[18]。其一般表达式为

$$\hat{y}'_p(x) = \zeta_0 + \sum_{i=1}^m \zeta_i x_i + \sum_{i=1}^m \sum_{j=i}^m \zeta_{ij} x_i x_j \quad (9)$$

式中, $\hat{y}'_p(x)$ 为响应预测值; ζ_0 、 ζ_i 和 ζ_{ij} ($i=1, 2, \dots, m$; $j=i, \dots, m$) 均为待定系数, 用于构建多项式函

数并最小化拟合误差,从而有效建立复杂系统模型。

RBF是一种多元插值算法,主要用于处理离散数据。经典RBF模型将多个样本点作为中心,采用基函数线性叠加来构建,这种方法能够有效捕捉数据的非线性特征^[19]。其一般表达式为

$$\hat{y}'_k(x) = \sum_{i=1}^k \theta_i \psi(\|x'_i - x'\|) + C \quad (10)$$

式中, θ_i 为线性组合的权重系数; ψ 为径向基函数,基函数通常采用多元二次基函数和薄板样条函数,其权重可通过矩阵求逆法求解; $\|x'_i - x'\|$ 为两个样本间的欧氏距离; C 为常数项或多项式。

2.2 组合代理模型

单一代理模型在不同的优化问题表现不同,且无法适用于所有问题^[20],其组合代理模型表达式为

$$\hat{y}'(x') = \sum_{l=1}^M w_l \hat{y}'_l(x'), \quad \sum_{l=1}^M w_l = 1 \quad (11)$$

式中, $\hat{y}'(x')$ 为组合代理模型预测值; x' 为设计变量; M 为模型个数; w_l 和 $\hat{y}'_l(x')$ 分别为第 l 个代理模型的权重系数和预测值,系数和为1。权重系数 w_l 通常通过预测平方和(Predicted Sum of Squares, PRESS)^[21]和留一法(Leave-One-Out, LOO)在CV交叉验证中计算。

PRESS的计算过程为:将 T 个样本点划分为 T 个子集,每次保留1个样本点作为验证集,其余 $T-1$ 个样本用于训练,基于此计算相应的PRESS值。

$$e_q = y_q - \hat{y}_{-q}, \quad P_{\text{PRESS}} = \sum_{q=1}^T e_q^2 \quad (12)$$

式中, e_q 为样本点 q 的误差; y_q 为第 q 个样本的真实响应值; \hat{y}_{-q} 为去除第 q 个样本后构建的代理模型对第 q 个样本的预测响应值; P_{PRESS} 为所有样本误差的和。权重系数 w_l 通过反比例平均法计算,其表达式为

$$w_l = \frac{1/P_l}{\sum_{j=1}^M (1/P_j)} \quad (13)$$

式中, P_l 为第 l 个样本的PRESS值; P_j 为第 j 个样本的PRESS值。

2.3 模型精度验证

为确保代理模型的有效性,需要通过样本数据验证其精度,验证的模型方能用于近似分析。为此,采用复相关系数 R^2 来评估模型的预测精度。该方法定量反映了模型拟合数据的能力,增强了模型在实际应用中的可靠性。

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y'_i - \hat{y}'_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y'_i - \bar{y}')^2} \quad (14)$$

式中, n 为验证样本数量; y'_i 为模型响应值; \hat{y}'_i 为代

理模型预测值; \bar{y}' 为响应值的均值。

构建代理模型时,选择了3种经典的代理模型,包括RBF。其中,采用两种基函数:多二次函数(Radial Basis Function-Multiquadric Function, RBF-MQ)和薄板样条函数(Radial Basis Function-Thin Plate Spline, RBF-TPS)。但若直接使用式(11)计算组合代理模型的权重系数,可能会使预测精度达不到要求,故以 R^2 作为筛选条件,当测试组 $R^2 > 0.75$ 时才用于构建组合代理模型。

总共选取了100组样本点,其中,80组用于构建模型,20组用于测试各个模型的预测精度。试验结果如图5所示。图5中, a_{y_1} 、 a_{y_2} 、 a_{y_3} 、 a_{y_4} 分别为小齿轮 y 和 z 方向、大齿轮 y 和 z 方向的振动加速度有效值。通过分析, Kriging 代理模型的响应预测结果在几个模型中表现较好,但对小齿轮 z 方向振动加速度的预测效果欠佳, R^2 只有 0.73; 而组合代理模型在整体上表现稳健,总体的复相关系数 R^2 达到了 0.90。这表明,该模型能够较为准确地反映结构参数与振动响应之间的映射关系,具备良好的应用潜力,适用于后续的研究。

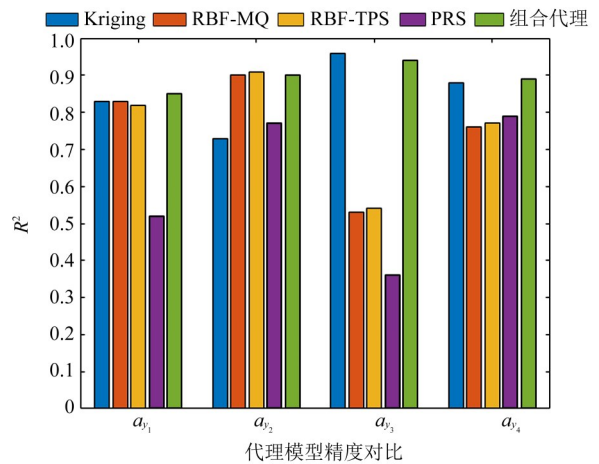


图5 代理模型精度对比

Fig. 5 Accuracy comparison of surrogate models

3 城轨列车牵引传动系统振动优化设计

用组合代理模型替代复杂耗时的机电耦合动力学模型,基于NSGA-II^[22],以大、小齿轮不同方向振动加速度有效值最小为目标,对轴承的结构参数进行优化。算法通过非支配排序对种群进行层次划分,筛选优解,并通过拥挤度距离保持种群的多样性,避免过早收敛。

3.1 多目标优化设计

多目标优化问题由多个目标函数组成,通过求解各个目标的最小值来降低传动系统的整体振动特性。其多目标优化问题的具体数学模型如下:

$$\begin{cases} \min \{ f_1(x), f_2(x), f_3(x), f_4(x) \} \\ x_{\text{low}} \leq x \leq x_{\text{up}}, \quad x = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) \end{cases} \quad (15)$$

式中, $f_c(x)$ ($c=1, 2, 3, 4$) 分别为小齿轮 y 、 z 方向及大齿轮 y 、 z 方向的振动加速度的有效值; $x=(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$ 为设计变量; x_{low} 和 x_{up} 分别为设计变量的下限和上限。

本文将种群数量大小设置为 50, 最大进化次数设置为 60, 交叉概率设置为 0.85, 变异概率设置为 0.2。图 6 为基于组合代理模型的多目标优化流程图。

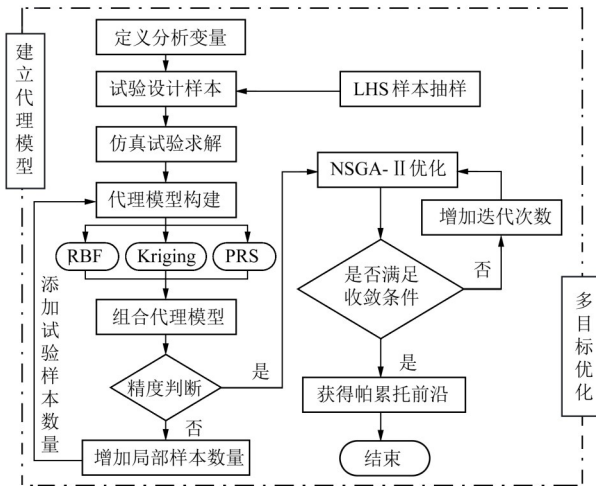


图 6 基于组合代理模型的多目标优化流程图

Fig. 6 Multi-objective optimization process diagram based on the combined surrogate model

3.2 时间成本对比

为评估引入组合代理模型对多目标优化计算效率的影响, 本研究以基于组合代理模型的城轨车辆传动系统振动响应优化为例, 采用 NSGA-II 进行寻优。试验中总共调用了 5 570 次代理模型。在一台配备 i5-9400CPU (2.9 GHz) 的计算机上, 每次运行 NSGA-II 约为 10 min, 而执行 1 次城轨列车牵引齿轮传动系统动力学模型计算大约需要 4 min, 因此, 完成 5 570 次模型计算的总时长大约为 16 天。相比之下, 基于组合代理模型的 NSGA-II 节省了大量的时间成本, 优化效率提高 97%。

3.3 多目标优化结果

经 60 次迭代, 采用 NSGA-II 获得的多目标优化结果表现出良好的稳定性, 帕累托前沿变化不大。鉴于此, 为提高计算效率, 决定停止迭代, 所获得的帕累托解集如图 7 所示。由于振动加速度为 0 的解并不可行且存在多组最优解, 通过对解集与原点之间的距离进行计算和分析比较, 最终选定表 4 中的解为最优解; 结构参数优化对比结果如表 5 所示。

由表 4 可知, 小齿轮在 y 方向的振动加速度 RMS 降低了 22.9%, 在 z 方向降低了 11.1%; 大齿轮在 y 方向的振动加速度 RMS 降低了 38.4%, 在 z 方向降低

了 23.7%。总体而言, 振动加速度 RMS 平均降低了 24%, 显著改善了城轨车辆牵引传动系统的振动特性, 成功达到了预期目标。

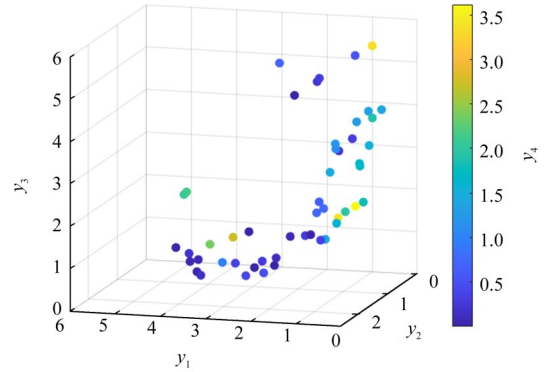


图 7 多目标优化帕累托解集

Fig. 7 Pareto solution set of the multi-objective optimization

表 4 优化目标前、后对比

Tab. 4 Comparison of optimization objectives before and after optimization

优化目标	$f_1(x)/g$	$f_2(x)/g$	$f_3(x)/g$	$f_4(x)/g$
优化前	2.58	1.18	2.58	1.18
优化后	1.99	1.05	1.59	0.90

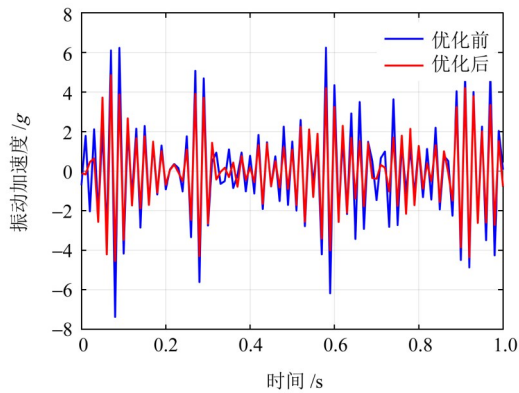
表 5 优化变量前、后对比

Tab. 5 Comparison of optimization variables before and after optimization

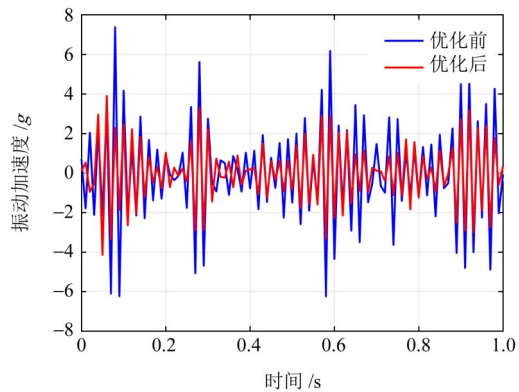
优化变量	初始值	最优解
$x_1/(N/m)$	4.5×10^8	5.90×10^8
$x_2/(N/m)$	5.5×10^8	6.85×10^8
$x_3/(N/m)$	4.5×10^8	6.40×10^8
$x_4/(N/m)$	5.5×10^8	7.10×10^8
$x_5/(Ns/m)$	3.5×10^3	2.15×10^3
$x_6/(Ns/m)$	3.5×10^3	4.75×10^3

3.4 优化后性能对比

为验证轴承结构参数优化结果, 基于城轨车辆牵引传动系统模型, 对比了城轨车辆 1 800 r/min 时参数优化前、后传动系统齿轮的振动特性, 图 8、图 9 分别为齿轮在 y 、 z 方向的振动时域图。为方便展示, 在 y 向(垂向)方向上, 取 0.5~0.6 s 内视图, 可以明显看到, 由于齿轮啮合刚度、传递误差和啮合频率的周期性变化, y 向(垂向)振动呈现一定的周期性, 但由于动态啮合力、时变啮合刚度等因素影响, 幅值并不一致。经过优化后, 小齿轮和大齿轮 y 向的振动加速度 RMS 由 2.58g 降低到 1.99g 和 1.59g, 分别下降了 22.9% 和 38.4%。而在 z 向即轴向方向上无明显的周期性行为, 故取 0~1 s 内视图, 小齿轮和大齿轮的振动加速度 RMS 由 1.18g 降低到 1.05g 和 0.9g, 分别下降了 11.1% 和 23.7%, 有效地降低了整体幅值。



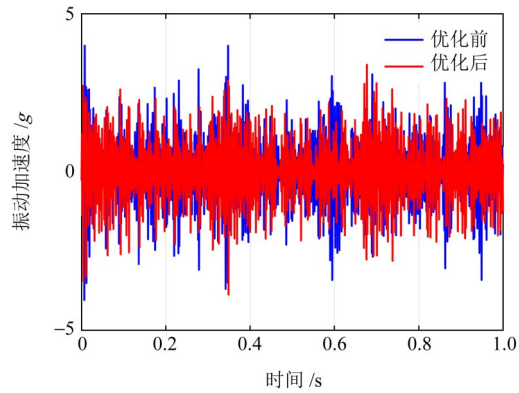
(a) 小齿轮y方向振动加速度



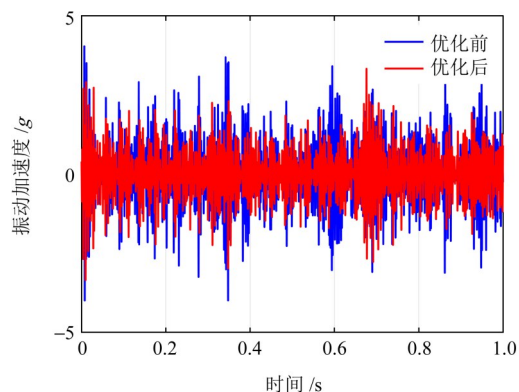
(b) 大齿轮y方向振动加速度

图8 大、小齿轮在y方向的振动图

Fig. 8 Vibration diagrams of large and small gears in y direction



(a) 小齿轮z方向振动加速度



(b) 大齿轮z方向振动加速度

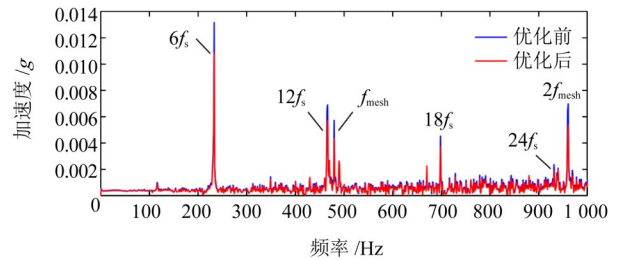
图9 大、小齿轮在z方向的振动图

Fig. 9 Vibration diagrams of large and small gears in z direction

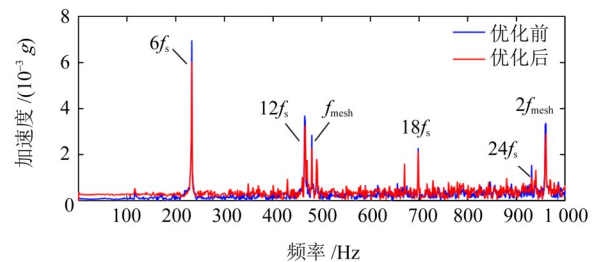
为获取更多信息,对齿轮不同振动方向的加速度时域值做快速傅里叶变换,进一步分析齿轮的频域振动加速度特性,结果分别如图10、图11所示。为精确定量分析优化性能,对其定义如下

$$A_n(f) = \frac{1}{\Delta f} \int_{f_0-0.5}^{f_0+0.5} A(f)df + \frac{1}{\Delta f} \int_{f_1-0.5}^{f_1+0.5} A(f)df \quad (16)$$

式中, $A_n(f)$ 为频谱 f 处的幅值; $f_0=6nf_s$, f_s 为基频; $f_1=nf_{\text{mesh}}$, f_{mesh} 为啮合频率。



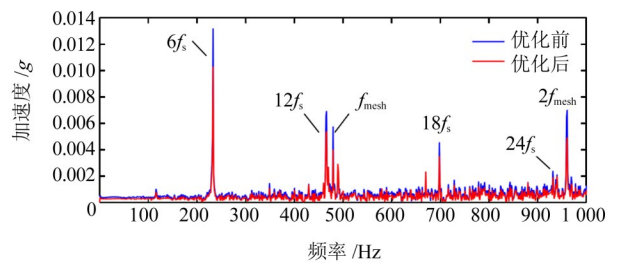
(a) 小齿轮y方向



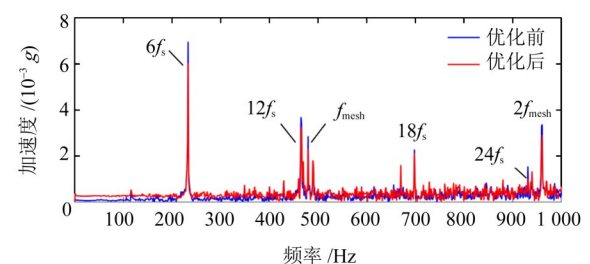
(b) 小齿轮z方向

图10 小齿轮在y、z方向的振动加速度频谱图

Fig. 10 Vibration acceleration spectrum diagrams of the pinion in y and z directions



(a) 大齿轮y方向



(b) 大齿轮z方向

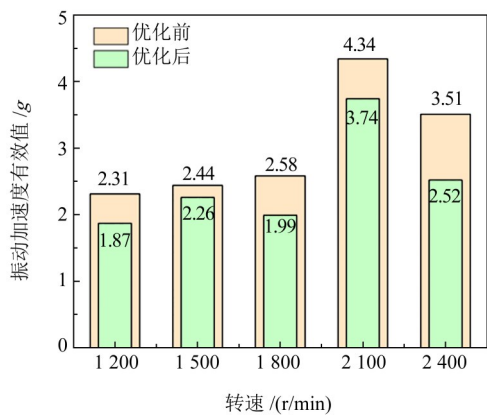
图11 大齿轮在y、z方向的振动加速度频谱图

Fig. 11 Vibration acceleration spectrum diagrams of the gear in y and z directions

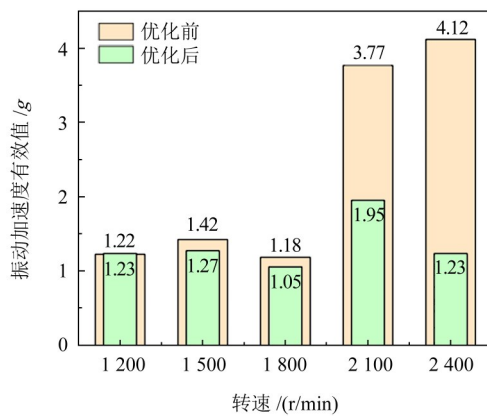
由图10、图11可知,相比优化前,优化后小齿轮y、z向振动加速度分别降低了16.7%、15.2%;大

齿轮 y 、 z 向振动加速度分别降低了 24.6%、16.6%，显著改善了振动特性。

为探究轴承支承刚度和支承阻尼在优化前、后对振动幅值的降低是否具有整体效果，对主动轮不同转速(1 200~2 400 r/min，每次间隔 300 r/min)下进行数值仿真，结果分别如图 12、图 13 所示。由图 12、图 13 可知，在小齿轮的 y 和 z 方向上，随着转速增加，其振动加速度整体呈现上升趋势，且优化前、后幅值均有不同程度的降低，在 2 100 r/min 和 2 400 r/min 尤为显著；在大齿轮的 y 和 z 方向上，整体情况基本和小齿轮一致，在不同转速下优化后振动加速度均得到有效抑制。



(a) 小齿轮 y 方向振动加速度

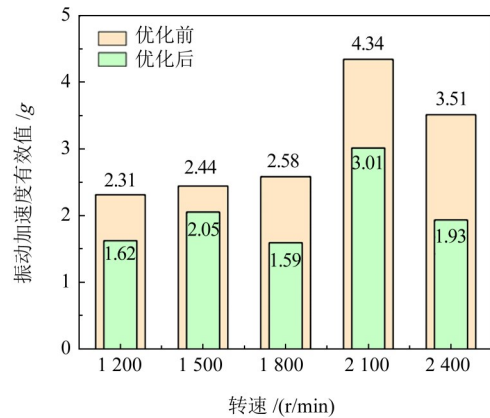


(b) 小齿轮 z 方向振动加速度

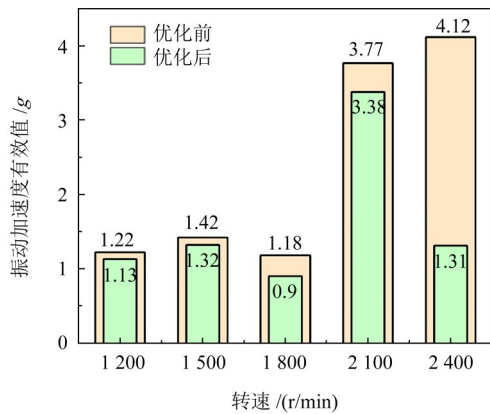
图 12 不同转速下小齿轮优化前、后振动加速度有效值对比

Fig. 12 Comparison of RMS values of the vibration acceleration of the pinion before and after optimization at different rotational speeds

为了研究结构优化对齿轮承载能力的影响，对比优化前、后齿轮副动态啮合力的有效值(图 14)。由图 14 可知，优化后动态啮合力的有效值略有减小(优化前： $4.484 0 \times 10^4$ N，优化后： $4.483 9 \times 10^4$ N)。这表明，优化未对齿轮承载能力造成不良影响。尽管动态载荷的有效值变化较小，但优化后系统的振动显著改善，进一步证明了优化有效降低了振动并提高了系统的稳定性，同时确保了齿轮的承载能力。



(a) 大齿轮 y 方向振动加速度



(b) 大齿轮 z 方向振动加速度

图 13 不同转速下大齿轮优化前、后振动加速度有效值对比

Fig. 13 Comparison of RMS values of the vibration acceleration of the gear before and after optimization at different rotational speeds

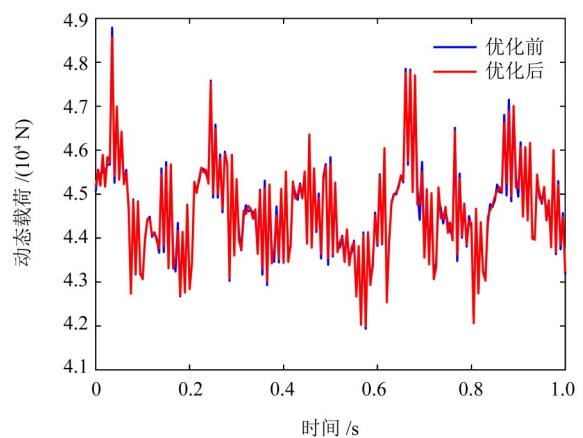


图 14 优化前、后动态载荷对比

Fig. 14 Comparison of dynamic loads before and after optimization

4 结论

针对城轨车辆牵引传动系统的机电耦合动力学模型，进行了振动响应的结构优化研究。通过组合代理模型提升计算效率，并采用 NSGA-II 进行了系统优化。得出如下结论：

- 1) 构建了融合 Kriging、PRS、RBF-MQ 及 RBF-

TPS的组合代理模型,其复相关系数 R^2 达0.90,可精准表征结构参数与振动响应的非线性映射关系,为高效优化提供了可靠基础。

2) 以降低振动加速度为目标,对系统轴承支承刚度和阻尼参数进行了优化。优化后,大齿轮 y 向振动加速度有效值降低38.4%,小齿轮 y 向和大齿轮 z 向均降低超20%,小齿轮 z 向降低11.1%;优化效果在不同转速下均得到验证,且齿轮承载能力未受到破坏。

3) 相比于原数值仿真模型,组合代理模型大幅降低计算成本,将优化时间由16天缩短至10 min,优化效率提升97%。

本研究为城轨车辆传动系统振动优化提供了工程参考,并计划在未来开展试验验证与深入分析,以拓展工程应用。

参 考 文 献

- [1] 范乃则,李博文,许大为,等. 基于Abaqus城轨列车用齿轮传动系统箱体强度分析[J]. 机械传动,2020,44(4):120-124.
FAN Naize, LI Bowen, XU Dawei, et al. Strength analysis of gearbox for urban rail train based on Abaqus[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(4):120-124.
- [2] 刘广宇,宫岛,周劲松,等. 基于Sobol'法的动车组车体弹性异常振动全局灵敏度分析与优化[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2024, 55(5):1940-1952.
LIU Guangyu, GONG Dao, ZHOU Jinsong, et al. Global sensitivity analysis and optimization of abnormal elastic vibration of EMU car body based on Sobol' method[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2024, 55(5):1940-1952.
- [3] 陈再刚,刘禹清,周子伟,等. 轨道交通牵引动力传动系统动力学研究综述[J]. 交通运输工程学报,2021,21(6):31-49.
CHEN Zaigang, LIU Yuqing, ZHOU Ziwei, et al. Summary of dynamics research on traction power transmission system of rail transits [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(6):31-49.
- [4] 黄冠华,张卫华,付永佩,等. 高速列车齿轮传动系统参数振动稳定性[J]. 西南交通大学学报,2014,49(6):1010-1015.
HUANG Guanhua, ZHANG Weihua, FU Yongpei, et al. Stability analysis of parametric vibration for gear transmission system in high-speed train [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2014, 49(6):1010-1015.
- [5] ZHANG H Y, LI S, ZHANG X. Dynamics model and vibrational response analysis of helical gear-rotor-bearing transmission system [J]. Journal of Vibroengineering, 2024, 26(2):240-263.
- [6] 王文静,闫瑞国,李广全,等. 中国标准动车组齿轮箱箱体动态特性分析研究[J]. 振动工程学报,2019,32(3):534-539.
WANG Wenjing, YAN Ruiguo, LI Guangquan, et al. Dynamic characteristics of Chinese standard EMU gearbox housing [J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(3):534-539.
- [7] 肖乾,杨丽婷,李超,等. 城轨列车弹性悬挂装置的优化和设计[J]. 现代制造工程,2021(5):64-69.
XIAO Qian, YANG Liting, LI Chao, et al. Optimization and design of elastic suspension device for urban rail train[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2021(5):64-69.
- [8] 徐海滨,宋永增,李润华,等. 基于Isight的轴箱内悬挂式单轴转向架悬挂参数的优化[J]. 铁道机车车辆,2015,35(3):21-24.
XU Haibin, SONG Yongzeng, LI Runhua, et al. Optimization of suspension parameters for inner axlebox type single-axle bogie based on Isight[J]. Railway Locomotive & Car, 2015, 35(3):21-24.
- [9] 吴兆雨. 汽车传动系统振动分析及参数优化[D]. 武汉:武汉理工大学,2020:70-82.
WU Zhaoyu. Vibration analysis and parameter optimization of automobile driveline[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2020:70-82.
- [10] QIU L Y, HOU X Y, GAO S S, et al. Vibration optimization of spur gear based on GSA-SA algorithm [J]. PLoS One, 2023, 18(11):e0293460.
- [11] 童林军,曾威,林小娟,等. 基于改进组合Kriging模型的变速器噪声优化研究[J]. 机电工程,2022,39(12):1701-1707.
TONG Linjun, ZENG Wei, LIN Xiaojuan, et al. Noise optimization of transmission based on improved combined Kriging model [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(12):1701-1707.
- [12] YU W, MECHEFSKE C K. A new model for the single mesh stiffness calculation of helical gears using the slicing principle[J]. Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 2019, 43(Suppl. 1):503-515.
- [13] 田德,胡玥,陶立壮. 风电齿轮箱浮动构件支承刚度的分析与优化设计[J]. 太阳能学报,2023,44(4):195-202.
TIAN De, HU Yue, TAO Lizhuang. Analysis and optimization design of support stiffness of floating components of wind turbine gearbox[J]. Acta Energetica Sinica, 2023, 44(4):195-202.
- [14] 徐古福,彭新平,张波,等. 快速客运机车踏面磨耗状态下的悬挂参数多目标优化[J]. 电力机车与城轨车辆,2024,47(5):1-8.
XU Gufu, PENG Xinping, ZHANG Bo, et al. Multi-objective optimization of suspension parameters for rapid passenger locomotive under worn wheel condition [J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2024, 47(5):1-8.
- [15] YANG Q C, ZHANG F K, WANG C. Deterministic learning-based neural PID control for nonlinear robotic systems [J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2024, 11(5):1227-1238.
- [16] 李永华,魏武松,张旭. 基于多项式响应面代理模型的齿轮修形量优化[J]. 机械传动,2020,44(11):27-33.
LI Yonghua, WEI Wusong, ZHANG Xu. Optimization of gear modification amount based on polynomial response surface proxy model [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(11):27-33.
- [17] SONG X G, LV L Y, LI J L, et al. An advanced and robust

- ensemble surrogate model: extended adaptive hybrid functions[J]. Journal of Mechanical Design, 2018, 140(4): 041402.
- [18] YUAN Z X, LIANG P, SILVA T, et al. Parameter selection for model updating with global sensitivity analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 483-496.
- [19] 王晓光, 党李涛, 马明. 基于振动频率的响应面模型修正稳健估计法[J]. 公路交通科技, 2022, 39(2): 77-84.
- WANG Xiaoguang, DANG Litao, MA Ming. A robust estimation method for response surface model updating based on vibration frequency [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2022, 39(2): 77-84.
- [20] WANG Y T, PANG Y, XUE T H, et al. Ensemble learning based hierarchical surrogate model for multi-fidelity information fusion [J]. Advanced Engineering Informatics, 2024, 60: 102535.
- [21] 何衍儒, 宋保维, 曹永辉. 使用混合代理模型的自主式水下航行器藕节壳体多目标优化[J]. 水下无人系统学报, 2017, 25(6): 410-417.
- HE Yanru, SONG Baowei, CAO Yonghui. Mixture surrogate model based structural optimization design of multiple intersecting spheres for automatic undersea vehicle [J]. Journal of Unmanned Undersea Systems, 2017, 25(6): 410-417.
- [22] DEB K, PRATAPA, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA- II [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.

Research on vibration response optimization of the urban rail vehicle traction gear transmission system based on combined surrogate model

YU Wennian^{1,2} DAN Jiaguo^{1,2} CHEN Kai^{1,3} LIU Yueqiu^{1,2} WU Jing³ WEI Zhicheng³ CHEN Xiaohui^{1,2}

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

(2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

[3. Chongqing Rail Transit (Group) Co., Ltd., Chongqing 400014, China]

Abstract: [Objective] Aiming at the excessive vibration of the traction gear transmission system of urban rail vehicles and the problems of long operation time and slow convergence speed in optimization design, a multi-objective optimization method based on a combined surrogate model was proposed to achieve precise improvement of system vibration characteristics and enhancement of optimization efficiency. [Methods] Firstly, a lumped parameter method was used to establish the electromechanical coupling dynamic model of the system, and vibration response data were obtained to provide a foundation for subsequent optimization. Secondly, with structural parameters as inputs and vibration responses as outputs, a combined surrogate model integrating Kriging, radial basis function method (RBF) and polynomial response surface was constructed to quickly map the relation between parameters and vibration. Finally, taking bearing support stiffness and damping as optimization variables, the Pareto solution set was solved based on the non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA- II) to minimize vibration acceleration. [Results] After optimization, the root mean square value of the system's vibration acceleration is reduced by an average of 24%, with the root mean square value of the vertical vibration acceleration of the large gear decreasing by 38.4%; the optimization efficiency is increased by 97%, and the calculation time is shortened from 16 days to 10 min. The vibration suppression effect was stable at different rotational speeds, and the gear bearing capacity is not affected, providing a reference for the optimal design of the traction transmission system of urban rail vehicles.

Key words: Urban rail vehicle; Electromechanical coupling; Vibration response; Surrogate model; Multi-objective optimization (编辑: 李凯阳)