

基于多保真度代理模型的混凝土泵车臂架销轴轻量化设计

李鹏^{1,2,3,4} 李梦聪^{1,4} 肖立波^{2,3} 王一棠^{1,4*} 宋学官^{1,4} 阳领⁵

- 1.大连理工大学机械工程学院,大连,116024
- 2.起重机械关键技术全国重点实验室,长沙,410013
- 3.中联重科股份有限公司,长沙,410013
- 4.高性能精密制造全国重点实验室,大连,116024
- 5.湖南信息职业技术学院,长沙,410200

摘要:销轴作为混凝土泵车臂架系统中关键的连接和支撑部件,如何在保证安全的前提下实现结构轻量化是设计过程中值得关注的问题。基于控制参数构建了空心哑铃销轴的参数化有限元模型;通过高、低保真度模型的相互扰动和高、低保真数据的合理算时分配,建立了精度更高的基于特征映射的多保真度代理模型,以该代理模型为基础,采用遗传算法进行优化,获得了空心哑铃销轴的最佳设计方案,实现了销轴减重36%。理论计算、仿真和试验三重校核表明,基于代理模型最优参数所构建的空心哑铃销轴在实现轻量化和节省材料消耗的同时,其物理力学性能依然能够得到保证,为后续进一步应用提供了数据支撑和参考。

关键词:混凝土泵车;空心销轴;轻量化设计;多保真度代理模型

中图分类号:TH122

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.04.019

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Lightweight Design of Concrete Pump Truck Boom Pins Based on Multi-fidelity Surrogate Model

LI Peng^{1,2,3,4} LI Mengcong^{1,4} XIAO Libo^{2,3} WANG Yitang^{1,4*} SONG Xueguan^{1,4} YANG Ling⁵

- 1.School of Mechanical Engineering,Dalian University of Technology,Dalian,Liaoning,116024
- 2.National Key Laboratory of Hoisting Machinery Key Technology,Changsha,410013
- 3.Zoomlion Heavy Industry Science & Technology Co.,Ltd.,Changsha,410013
- 4.State Key Laboratory of High-performance Precision Manufacturing,Dalian,Liaoning,116024
- 5.Hunan College of Information,Changsha,410200

Abstract: As a key connecting and supporting component in a concrete pump truck boom system, how to reduce the mass of the pin shafts was a noteworthy issue in boom design. A parameterized finite element model of the hollow dumbbell pin shafts was constructed based on control parameters. Then, a more accurate feature mapping based MFS(FM-MFS) model was established through the mutual disturbance of high and low fidelity models and the reasonable allocation of high and low fidelity data. Genetic algorithm was used for optimization to obtain the optimal design scheme for the hollow dumbbell pins based on this surrogate model, achieving a weight reduction of 36%. Through theoretical, simulation, and experimental verification, it is shown that the hollow dumbbell pin shafts constructed based on the optimal parameters of the surrogate model may achieve lightweight and material consumption savings while still ensuring the physical and mechanical properties, which provides data support and reference for further applications in the future.

Key words: concrete pump truck; hollow pin; lightweight design; multi-fidelity surrogate(MFS) model

0 引言

混凝土泵车作为基础设施建设的重要工程机

械,用于将混凝土输送至施工现场,在施工时能够提高工程施工效率,降低人力和时间成本。随着市场客户的现实需求以及国家法规的日益严苛,超长臂架以及重量合规已成为混凝土泵车发展的重要方向。超长米段泵车在巨大的载荷作用下,

收稿日期:2024-06-26

基金项目:湖南省自然科学基金(2023JJ40688);中联重科股份有限公司基金(HX20230163)

要想实现重量合规是非常困难的,因此轻量化设计需求紧迫且难度较大。

臂架系统是混凝土泵车的关键组成部分,位于转台上方,担负着输送混凝土至指定位置的任务。臂架系统由臂架、连杆、销轴、油缸、混凝土输送管等零部件组成^[1-2]。其中,销轴用于连接臂架的各节臂,从而形成连续的结构,起到连接和传递力、弯矩、扭矩和运动的关键作用。常规混凝土泵车通常采用实心销轴。在极限米段泵车臂架系统中,实心销轴的总质量可达 1 t 以上。因此,在满足销轴强度、刚度、可靠性和使用寿命等要求下,实现其轻量化设计是十分有意义的。

采用空心销轴是实现结构轻量化的一种方法。空心销轴的设计允许将材料在轴心位置向边缘移动,在相同的负荷条件下,通过合理的壁厚设计,可以显著节约材料,进而减小零部件质量,从而达到减小质量的目标。目前,虽已有学者对空心销轴展开设计^[3-5],但研究较少且大多采用传统结构优化设计方法。虽然传统方法可以满足产品的功能和性能要求,但设计结构未必是最合理和最轻量化的选项,并且传统设计方法存在着设计周期长、改进不明确等问题^[6-7]。代理模型技术在工程设计与优化中扮演着重要的角色,它能显著缩短优化时间,并使复杂过程的优化成为可能^[8-9]。代理模型大致可分为单保真度代理模型和多保真度代理模型两种,前者由单一高保真度样本信息构成,对维度高、非线性程度高的复杂问题计算较为耗时;后者可融合多种保真度的信息,能在保证精度的同时节省计算资源与时间成本。

近年来,多保真度代理模型引起了国内外学者的广泛关注,并被应用到结构优化设计中。LIU 等^[10]利用高斯过程和径向基函数提出了一种基于多保真度代理模型的优化框架,并将其用到了天线设计中。TAO 等^[11]提出了一种适用于马赫数不确定条件下翼型和机翼的鲁棒优化的多保真度代理优化框架。CHAKRABORTY 等^[12]针对鲁棒设计优化问题,结合进化计算与多保真度代理模型,提出了一种优化框架并验证了方法的性能。

本文利用多保真度代理模型技术对涉及多控制参数以及非线性接触的泵车臂架销轴进行轻量化设计。经理论计算、仿真和试验三重验证,在保有工件物理力学性能的同时,成功地将销轴质量降低了 36%,证明了多保真度代理模型相对于传统代理模型的优越性能,及其与中小型机械部件结构优化的适配性。

1 销轴结构参数化有限元模型

空心哑铃型销轴有诸多变量,如图 1 所示,仅凭重复尝试难以确定全局最优值。为获得足够拟合代理模型的数据集,需要建立几何基体的参数化有限元模型。

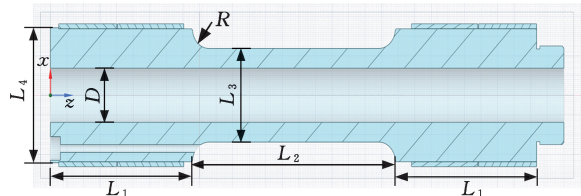


图 1 空心哑铃型销轴几何参数图

Fig.1 Geometric parameter diagram of hollow dumbbell shaped pin shaft

空心哑铃型销轴各尺寸间的关系表述如下:

$$\left. \begin{aligned} D &= \rho L_3 \\ L_T &= 2L_1 + L_2 \\ R &= (L_1 - L_3)/2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: L_T 为销轴轴向总长; L_1 为销轴的直径,因装配需要,在此不予变动; L_2 为销轴与轴套接触部位长度; L_3 为哑铃段的长度; L_3 为哑铃段的直径; D 为内部空心的直径; R 为倒角尺寸; ρ 为比例因子。

不难看出,如果将 L_2 、 L_3 和 ρ 作为控制参数,则足够引导参数模型的整体变化,因此选取这三个参数作为后续优化设计的设计变量。

销轴和轴套的三维模型如图 2 所示,据此建立销轴及其配合轴套的参数化有限元模型。销轴材料为 42CrMo,屈服强度为 650 MPa,抗压强度为 900 MPa,密度为 7850 kg/m³,弹性模量为 200 MPa,泊松比为 0.3。对销轴进行自由网格划分,对轴套进行扫掠网格划分,共生成两种网格尺度的参数化有限元模型。这里,网格尺寸为 6 mm 的模型称为高保真模型,如图 3 所示;网格尺寸为 10mm 的模型称为低保真模型,如图 4 所示。

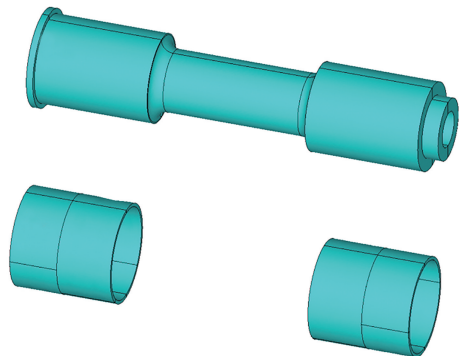


图 2 空心销轴三维模型

Fig.2 3D model of hollow pin shaft

在销轴与轴套间建立接触对,设定摩擦因数为 0.2。在轴套与转台连接部位进行固定约束,在

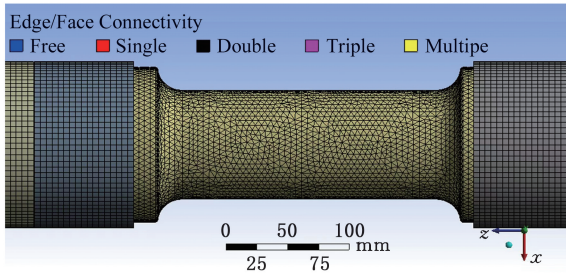


图3 高保真有限元模型

Fig.3 High fidelity finite element model

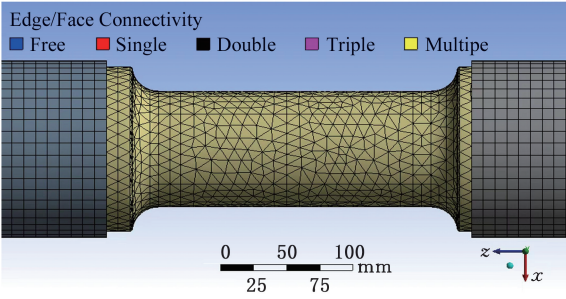


图4 低保真有限元模型

Fig.4 Low fidelity finite element model

轴套与油缸柄头连接部位施加大小为 1425 kN 的力载荷(两侧),对销轴与转台配合端施加远端位移约束(只约束销轴轴向位移,其他自由)。考虑销轴的安装方式,最终的边界条件与载荷施加如图 5 所示。

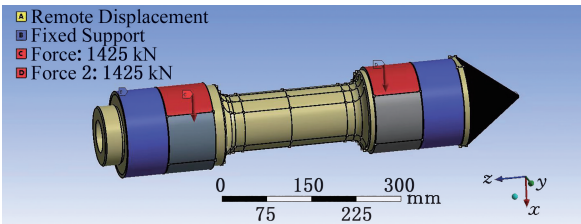
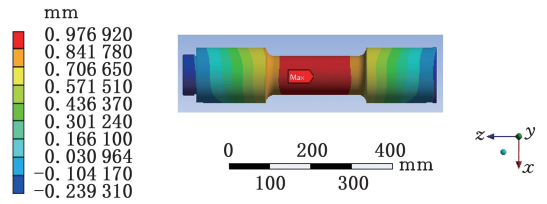


图5 载荷与边界条件

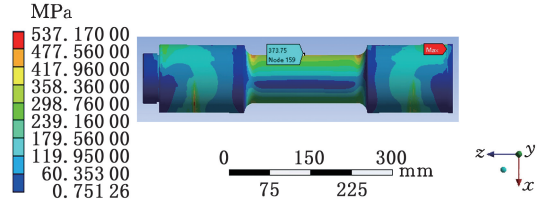
Fig.5 Load and boundary conditions

对于控制参数 L_2 、 L_3 和 ρ ,在给定的区间内任取一合理值,在同样尺寸参数下对高、低保真模型进行非线性接触分析,对比观察仿真结果的合理性。高、低保真模型的位移及应力分布情况分别如图 6 和图 7 所示。

经测算,对于随机给定设计参数的模型,运行一次高保真仿真计算平均需要 2640 s 左右,使用相同计算机运行一次低保真仿真计算平均需要 220 s 左右。另外,从图 6 和图 7 中可以看出,高保真模型的位移结果约为 0.98 mm,而低保真模型的位移结果为 1.18 mm。高保真模型的中间哑铃段 Mises 应力为 373.75 MPa,而低保真模型的中间哑铃段 Mises 应力为 442.87 MPa。这说明,网格尺寸会影响非线性接触计算,从而影响结构传力特性。选取网格尺寸 6~10 mm 进行网格无关



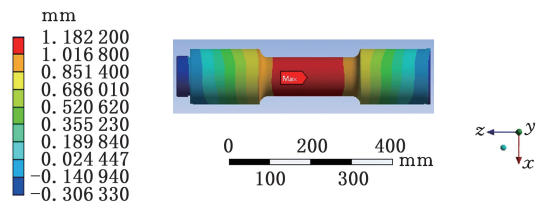
(a) 位移结果



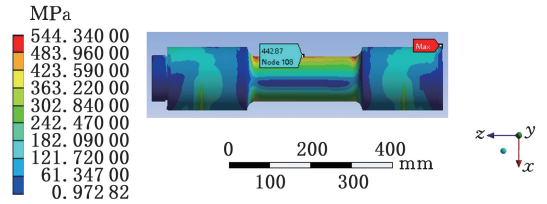
(b) 应力结果

图6 高保真模型的计算结果

Fig.6 Calculation results of high fidelity model



(a) 位移结果



(b) 应力结果

图7 低保真模型的计算结果

Fig.7 Calculation results of low fidelity model

性验证,得到网格尺寸对仿真结果的影响如图 8 所示,随着网格的细化,仿真结果逐渐收敛和可信。综上,有必要研究多保真代理模型,相较于完全采用高保真数据的单一保真度代理模型,多保真度代理模型可以在满足一定计算精度的前提下,使得多参数和非线性计算成本更为低廉。

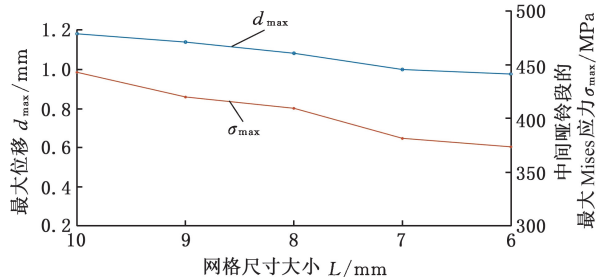


图8 网格无关性验证

Fig.8 Verification of finite element mesh independence

2 基于特征映射的多保真度代理模型

代理模型的方法多样,从建模数据可靠性角度可分为单一保真度代理模型和多保真度代理模型,其中单一保真度代理模型包括响应面模型、克里金(KRG)模型、径向基函数(RBF)模型、支持向量机回归(SVR)模型等,多保真度代理模型包括 MFS-KRG、MFS-RBF、基于特征映射的多保真度代理模型(feature mapping based multi-fidelity surrogate, FM-MFS)等。多保真度代理模型由于可以用大量成本较低的低保真度数据混合高保真度数据进行建模,因此在工程实际应用中往往更具优势。主要体现在:在相同的数据成本下,多保真度代理模型精度更高;或者在给定的目标精度下,多保真度代理模型成本更低。本文采用 FM-MFS 对空心哑铃销轴进行优化设计,建立过程如图 9 所示。

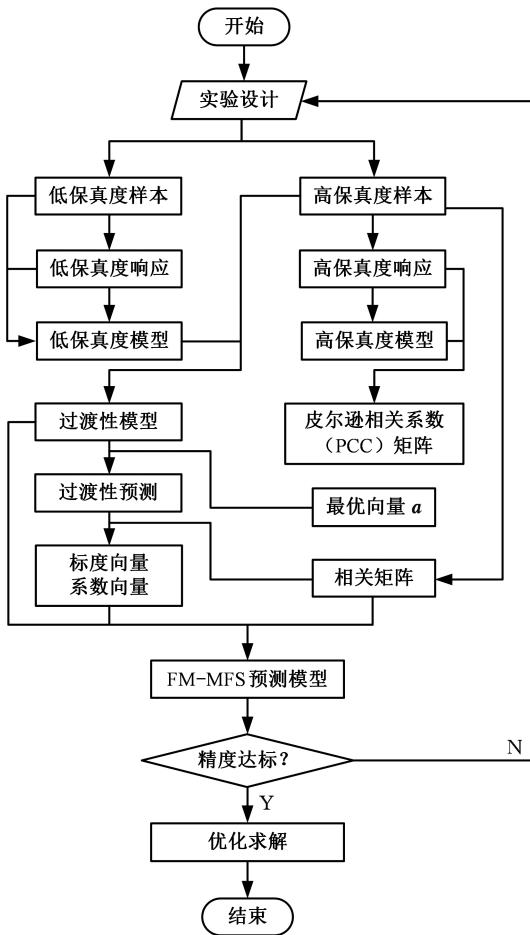


图 9 多保真度代理模型的建立过程

Fig.9 The process of establishing multi-fidelity surrogate model

首先通过低保真训练集构建低保真模型 $\hat{y}_L(x)$,采用径向基函数模型,具体计算公式如下:

$$\hat{y}_L(x) = \sum_{i=1}^m \lambda_i \varphi(\|x - x_{li}\|) \quad (2)$$

$$\varphi(r) = \sqrt{r^2 + \sigma^2} \quad (3)$$

式中: x 为测试样本; x_{li} 为第 i 个低保真训练样本; m 为低保真样本数; λ_i 为第 i 个基函数的权重系数; $\|\cdot\|$ 为欧氏距离; $\varphi(\cdot)$ 表示基函数,选用二次函数。

式(2)中权重系数通过插值条件求解,第 i 个训练样本的低保真响应为

$$\hat{y}_L(x_{li}) = f_L(x_{li}) \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (4)$$

式中: $f_L(x_{li})$ 为 x_{li} 对应的低保真响应。

将式(2)代入式(4),权重系数可通过下式求解:

$$\Phi \lambda = F_L \quad (5)$$

式中: Φ 为相关矩阵, $\Phi_{ik} = \varphi(\|x_{li} - x_{lk}\|)$; F_L 为低保真响应构成的向量。

根据低保真模型得到的预测值,将高保真训练点 $x_H = \{x_{h1}, x_{h2}, \dots, x_{hn}\} \in \mathbf{R}^d$ 通过多项式特征进行映射,得到过渡预测:

$$\tilde{y}(\hat{y}_L(x_{hi})) = \sum_{j=1}^p \xi_j(\hat{y}_L(x_{hi})) a_j \quad (6)$$

$$i = 1, 2, \dots, n$$

式中: $\xi_j(x)$ 为第 j 个单项式基; a_j 为对应的系数; $\hat{y}_L(x_{hi})$ 为高保真点 x_{hi} 通过低保真模型得到的预测值。

式(6)可以改写为矩阵形式:

$$\tilde{Y} = G a \quad (7)$$

其中, G 为 $\xi_j(\hat{y}_L(x_{hi}))$ 构成的矩阵^[13]。由于高保真样本数量有限,因此式(6)中的项数有限,并且允许使用常数或低阶多项式来近似过渡预测^[14]。

下一步需要找到一个最优向量 a ,使过渡预测与高保真响应之间的相关性最大化。使用皮尔逊相关系数计算两者间的相关性,计算公式如下:

$$r^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (f_H(x_{hi}) - \mu_H)(\tilde{y}(\hat{y}_L(x_{hi})) - \tilde{\mu})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (f_H(x_{hi}) - \mu_H)^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (\tilde{y}(\hat{y}_L(x_{hi})) - \tilde{\mu})^2}} \quad (8)$$

式中: $f_H(x_{hi})$ 为第 i 个高保真响应; μ_H 为高保真响应的均值; $\tilde{\mu}$ 为过渡预测的均值, $\tilde{\mu} = \mu_G a$; μ_G 为包含矩阵 G 每一列均值的行向量。

以 a 为变量,以式(8)为目标函数,使过渡预测与高保真响应的相关性最大化,即

$$\max_a r^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (f_H(x_{hi}) - \mu_H)(\tilde{y}(\hat{y}_L(x_{hi})) - \mu_G a)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (f_H(x_{hi}) - \mu_H)^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (\tilde{y}(\hat{y}_L(x_{hi})) - \mu_G a)^2}} \quad (9)$$

为便于求解,将 $f_H(\mathbf{x}_H)$ 和 $\tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_H))$ 的均值进行规范化,即 $\mu_H=0$ 和 $\mu_G\mathbf{a}=0$ 。规范化后的均值不会影响过渡预测与高保真响应间的相关性。此时,式(9)可改写为

$$\left. \begin{aligned} \max_a r^2 &= \left(\frac{\sum_{i=1}^n (f_H(\mathbf{x}_{hi})) (\tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_{hi})))}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (f_H(\mathbf{x}_{hi}))^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (\tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_{hi})))^2}} \right)^2 \\ \text{s.t. } \mu_G\mathbf{a} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

将式(10)改写为矩阵形式:

$$\left. \begin{aligned} \max_a r^2 &= \left(\frac{\mathbf{F}_H^T \mathbf{G} \mathbf{a}}{\sqrt{\mathbf{F}_H^T \mathbf{F}_H} \sqrt{\mathbf{a}^T \mathbf{G}^T \mathbf{G} \mathbf{a}}} \right)^2 = \frac{\mathbf{a}^T \mathbf{G}^T \mathbf{F}_H \mathbf{F}_H^T \mathbf{G} \mathbf{a}}{\mathbf{F}_H^T \mathbf{F}_H \mathbf{a}^T \mathbf{G}^T \mathbf{G} \mathbf{a}} \\ \text{s.t. } \mu_G\mathbf{a} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

其中, \mathbf{F}_H 为包含高保真响应的向量。考虑到 $\mathbf{F}_H^T \mathbf{F}_H$ 为定值,不会影响最终优化结果,优化函数变为

$$\left. \begin{aligned} \max_a r^2 &= \frac{\mathbf{a}^T \mathbf{G}^T \mathbf{F}_H \mathbf{F}_H^T \mathbf{G} \mathbf{a}}{\mathbf{a}^T \mathbf{G}^T \mathbf{G} \mathbf{a}} \\ \text{s.t. } \mu_G\mathbf{a} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

为了便于优化,令 $\mathbf{G}^T \mathbf{F}_H \mathbf{F}_H^T \mathbf{G} = \mathbf{A}$ 、 $\mathbf{G}^T \mathbf{G} = \mathbf{B}$, 则优化问题可转化为仿射约束广义瑞利商的一般形式:

$$\left. \begin{aligned} \max_a r^2 &= \frac{\mathbf{a}^T \mathbf{A} \mathbf{a}}{\mathbf{a}^T \mathbf{B} \mathbf{a}} \\ \text{s.t. } \mu_G\mathbf{a} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

随着变量 $\mathbf{a} = \mathbf{B}^{-\frac{1}{2}} \mathbf{c}$ 的变化,式(12)可以改写为

$$\left. \begin{aligned} \max_a r^2 &= \frac{\mathbf{c}^T \mathbf{A}' \mathbf{c}}{\mathbf{c}^T \mathbf{c}} \\ \text{s.t. } \mu_G \mathbf{B}^{-\frac{1}{2}} \mathbf{c} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

其中, $\mathbf{A}' = \mathbf{B}^{-1/2} \mathbf{A} \mathbf{B}^{-1/2}$ 。因为 $\mathbf{B} = \mathbf{G}^T \mathbf{G}$ 是一个实对称矩阵,所以 \mathbf{B} 的转置等于它自己, $\mathbf{B}^{-1/2}$ 也等于它自己。设 $\mu_G \mathbf{B}^{-1/2} = \mathbf{D}$ 、 $\mathbf{P} = \mathbf{I} - \mathbf{D}^T (\mathbf{D} \mathbf{D}^T)^{-1} \mathbf{D}$ (\mathbf{I} 为单位矩阵),则式(13)的解为矩阵 $\mathbf{P} \mathbf{A}' \mathbf{P}$ 的首个特征值对应的特征向量。

过渡预测 $\tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_H))$ 采用由比例因子 ρ 和差异函数 $\mathbf{R}(\mathbf{x}_H, \mathbf{x}_H) \boldsymbol{\omega}$ 组成的 FM-MFS 框架^[15] 进行校正,其中 $\mathbf{R}(\mathbf{x}_H, \mathbf{x}_H)$ 为基于高保真样本构建的相关矩阵, $\boldsymbol{\omega}$ 为包含未知系数的向量。高保真响应的计算公式为

$$\mathbf{F}_H = \rho \tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_H)) + \mathbf{R}(\mathbf{x}_H, \mathbf{x}_H) \boldsymbol{\omega} = \rho \hat{\mathbf{G}} \mathbf{a} + \mathbf{R}(\mathbf{x}_H, \mathbf{x}_H) \boldsymbol{\omega} \quad (15)$$

式中: $\hat{\mathbf{a}}$ 为优化得到最优解。

为了得到未知参数 ρ 和 $\boldsymbol{\omega}$, 将过渡预测 $\tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_H))$ 和关系矩阵 $\mathbf{R}(\mathbf{x}_H, \mathbf{x}_H)$ 扩展为增广

矩阵 $\mathbf{K} = [\tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_H)) \quad \mathbf{R}(\mathbf{x}_H, \mathbf{x}_H)]$, 式(15)可变为

$$\mathbf{F}_H = \mathbf{K} \boldsymbol{\beta} \quad (16)$$

其中, $\boldsymbol{\beta}$ 为比例因子和系数向量组成的增广向量, $\boldsymbol{\beta} = [\rho \quad \boldsymbol{\omega}^T]^T$ 。增广矩阵 \mathbf{K} 为行满秩,因为该矩阵的秩为 n (高保真样本数),因此根据矩阵理论和文献[15-16],存在唯一的最小范数解 $\hat{\boldsymbol{\beta}}$:

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = \mathbf{K}^T (\mathbf{K} \mathbf{K}^T)^{-1} \mathbf{F}_H \quad (17)$$

然后可以得到比例因子 ρ 和系数向量 $\boldsymbol{\omega}$, 其中 $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ 的第一个元素是 ρ , 其余元素是 $\boldsymbol{\omega}$ 的分量。

最终的多保真预测模型可表示为^[17]

$$\hat{y}(\mathbf{x}_i) = \hat{\rho} \tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_i)) + \mathbf{R}(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_H) \hat{\boldsymbol{\omega}} = [\tilde{y}(\hat{y}_L(\mathbf{x}_i)) \quad \mathbf{R}(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_H)] \hat{\boldsymbol{\beta}} \quad (18)$$

式中: $\hat{y}(\mathbf{x}_i)$ 为点 \mathbf{x}_i 处的预测; $\mathbf{R}(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_H)$ 为 \mathbf{x}_i 和 \mathbf{x}_H 构成的相关矩阵。

3 销轴参数化优化及校核

3.1 多保真度代理模型优化

以质量最小为优化目标,以结构参数为设计变量,以结构位移和应力等为约束条件,对空心哑铃销轴结构进行轻量化优化设计。

空心哑铃销轴共有 6 个结构参数 (D, R, L_1, L_2, L_3, L_4), 销轴外径 L_4 因装配原因不予变动,因此设计变量为 (D, R, L_1, L_2, L_3), 记为

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)^T = (D, R, L_1, L_2, L_3)^T \quad (19)$$

其中,三个控制变量的设计范围为

$$\left. \begin{aligned} 100 \text{ mm} &< L_2 < 295 \text{ mm} \\ 50 \text{ mm} &< L_3 < 103 \text{ mm} \\ 0.2 &< \rho < 0.8 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

可推得各设计变量范围为

$$\left. \begin{aligned} 10 \text{ mm} &< D < 80 \text{ mm} \\ 21 \text{ mm} &< R < 47.5 \text{ mm} \\ 150 \text{ mm} &< L_1 < 247.5 \text{ mm} \\ 100 \text{ mm} &< L_2 < 295 \text{ mm} \\ 50 \text{ mm} &< L_3 < 103 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

高、低保真度样本的成本分配设计如下:模型的参数变动会直接影响网格数量和求解时长,所以取随机给定参数模型的计算时长平均值,测得高、低保真样本的成本比值(计算时长) $\delta = 12$ 。原单保真模型的高保真样本点个数为 $5n_{dv}$, n_{dv} 为设计变量个数,共 5 个,它与计算成本的乘积即为初始计算成本。多保真模型的高、低保真样本共享该成本,高保真样本成本设占总量 80%,因此两类样本成本比值 $\theta = 4$ 。容易推知下述关系:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= \frac{5n_{dv}\delta}{1+\theta} \\ n_h &= \frac{5n_{dv}\theta}{1+\theta} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

式中： n_1 、 n_b 为低保真度样本和高保真样本的数量。

根据高低保真样本的计算时长比例以及式 (22)，可以计算并确保多保真代理模型和单保真代理模型的计算成本一致。

以提高安全系数并减小质量为目标，利用结构参数与应力等之间的代理模型，对销轴进行目标优化，寻找权衡的最佳决策方案。优化问题如下：

$$\begin{aligned} & \min M(\mathbf{X}) \\ & \text{s.t.} \begin{cases} U_{\max} \leq U_{\max 0} \\ \sigma_{\max} \leq \sigma_{\max 0} \\ \tau_{\max} \leq \tau_{\max 0} \\ L_b \leq x_i \leq U_b \end{cases} \end{aligned} \quad (23)$$

式中： $M(\mathbf{X})$ 为随设计变量变化的销轴质量； $U_{\max 0}$ 为销轴最大允许变形量； $\sigma_{\max 0}$ 为销轴许用弯曲应力； $\tau_{\max 0}$ 为销轴许用剪切应力； U_{\max} 、 σ_{\max} 、 τ_{\max} 分别为销轴优化期间的最大变形、弯曲应力和剪切应力； L_b 、 U_b 分别为设计变量上下区间。

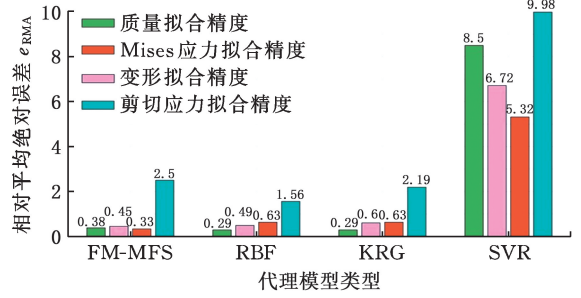
首先使用拉丁超立方采样对高低保真样本进行试验设计，获取用于训练和测试的数据；然后构建设计参数和质量、最大位移、最大应力、最大剪应力之间的 FM-MFS 代理模型。为了证实 FM-MFS 代理模型在面对多参数非线性复杂工程问题时的卓越性能，使用单保真度 RBF、KRG、SVR 代理模型进行对比，训练集和测试集与多保真度模型相同。采用均方根误差 (RMSE) e_{RMS} 和相对平均绝对误差 (RMAE) e_{RMA} 对比和评价各代理模型的精度，计算公式为

$$e_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\hat{f}(x^i) - f(x^i))^2}$$

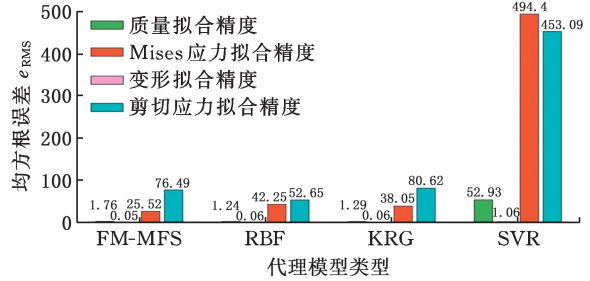
$$e_{\text{RMA}} = \frac{\max_{1 \leq i \leq n} |f(x^i) - \hat{f}(x^i)|}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [f(x^i) - \bar{f}]^2}}$$

式中： n 为测试点的数量； $\hat{f}(x^i)$ 、 $f(x^i)$ 分别为测试点的预测响应和真实响应； \bar{f} 为真实响应的平均值。

误差计算结果如图 10 所示。RMSE 反映代理模型的全局精度，RMAE 则侧重于评估模型局部精度，精度随数值的下降而上升。由图 10 可知，对于销轴结构的位移变形和 von-Mises 应力预测模型，在耗费相同成本 (算时) 的情况下，多保真度代理模型精度显著优于 RBF 和 SVR 模型，对尤其适用于小样本数据集的 Kriging 模型也有一定的精度优势，对剪切应力的预测精度则与单保真代理模型相当。综合来看，多保真代理模型彰显了其面对高度非线性和多参数工程问题时的卓越性能，其精度已经完全可以支撑后续的优化工作。



(a) 各代理模型的 RMAE 精度对比



(b) 各代理模型的 RMSE 精度对比

图 10 多保真度-单保真度代理模型精度对比
Fig.10 Comparison of computational accuracy of surrogate models

采用高精度 FM-MFS 代理模型，结合 NSGA-II 遗传优化算法，设置种群数量 100，迭代次数 500，交叉概率 0.8，搜索优化目标的最优方向，经多次迭代后，最终结果在物理性能许可的范围内，实现了泵车臂架的销轴轻量化设计。为便于加工，优化后的尺寸参数取整；暂不考虑制造和安装误差，因为加工制造误差范围通常在 0.1 mm 以内，安装误差引起的间隙通常在 0.6 mm 以内，都不会明显影响结构应力状态。优化后的销轴结构尺寸参数如表 1 所示。

表 1 销轴尺寸的最佳设计方案

Tab.1 Optimal design scheme for pin shaft dimensions

设计变量	数值
销轴内径 D	55
过渡圆角 R	20
轴套长度 L_1	175
空心段长度 L_2	245
中间哑铃形状段销轴外径 L_3	95
轴套段销轴外径 L_4	135

mm

3.2 优化结果理论计算校核

如前所述，销轴材料为 42CrMo，屈服强度为 650 MPa，抗压强度为 900 MPa，施加的载荷合力大小为 2.85 MN。受力方式为空心轴通轴双剪切面，如图 11 所示。

销轴的许用剪切应力为

$$[\tau] = \alpha_a \sigma_b / \gamma_M$$

式中： α_a 为安全系数，本文 $\alpha_a = 0.55$ ； σ_b 为材料的极限强

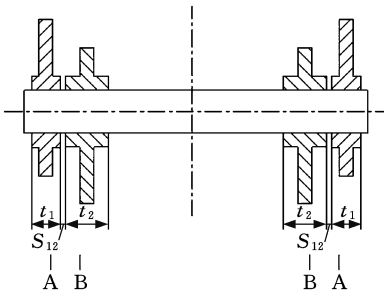


图 11 通轴两剪切面销轴结构

Fig.11 The double shear plane pin shaft structure

度, $\sigma_b = 900 \text{ MPa}$; γ_M 为材料安全系数, 疲劳强度下 $\gamma_M = 1.1$, 静态强度下 $\gamma_M = 1$ 。

销轴的许用弯曲应力为

$$[\sigma] = \sigma_s / 1.25 \gamma_M$$

式中: σ_s 为材料的屈服强度, 值为 650 MPa 。

图 11 中 AB 截面位置的最大剪力为

$$V_{AB} = \gamma_F F / 2$$

式中: F 为铰点处所有销轴受到某一部件作用力的合力, 取值 2.85 MN ; γ_F 为载荷不均匀系数, 取值 1.2 。

图 11 中 AB 截面位置的最大弯矩为

$$M_{AB} = V_{AB} \left(\frac{t_1}{c} + \frac{t_2}{c} + S_{12} \right)$$

式中: t_1 为外轴套长度, 取值 70 mm ; t_2 为内轴套长度, 取值 80 mm ; S_{12} 为轴套间间隙, 取值 1 mm ; c 为距离系数, 可通过弯矩试验进行标定。

截面属性系数为

$$k = \frac{4 R_w^2 + R_w r + r^2}{3 (R_w^2 + r^2)}$$

式中: R_w 为销轴外径的半径, 值为 $L_4 / 2$; r 为空心内径的半径, 值为 $D / 2$ 。

销轴截面平均剪切应力为

$$\tau = k \frac{V_{AB}}{A}$$

式中: A 为截面面积, $A = \pi(R_w^2 - r^2)$ 。

销轴截面最大弯曲应力为

$$\sigma = M_{AB} / W$$

式中: W 截面抗弯系数, 按照圆环计算。

当空心销轴同时满足

$$\text{抗剪强度条件: } \tau / [\tau] \leq 1$$

$$\text{抗弯强度条件: } \sigma / [\sigma] \leq 1$$

$$\text{弯剪组合强度条件: } (\tau / [\tau])^2 + (\sigma / [\sigma])^2 \leq 1$$

时, 认为该销轴的设计是安全的。优化后的空心销轴抗剪强度、抗弯强度以及弯剪组合强度计算值如表 2 所示。根据理论计算空心销轴的最大弯曲应力为 371.27 MPa , 小于许用弯曲应力; 最大剪切应力为 257.83 MPa , 小于许用剪切应力。计算结果表明, 该空心哑铃销轴符合理论强度校核要求。

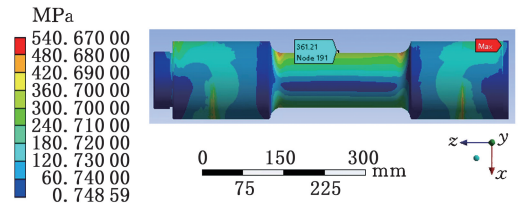
表 2 空心销轴强度校核结果表

Tab.2 Strength verification results of hollow pin shaft

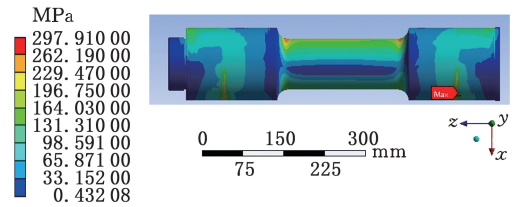
外径 / 内径	135 mm / 55 mm
外力载荷	2.85 MN
$\tau / [\tau]$	0.5729
$\sigma / [\sigma]$	0.7853
$(\tau / [\tau])^2 + (\sigma / [\sigma])^2$	0.9449
结论	安全

3.3 优化结果仿真计算校核

进一步通过仿真计算进行优化结果校核。优化后空心哑铃销轴的仿真计算结果如图 12 所示。



(a) Mises 应力结果



(b) 剪切应力结果

图 12 优化后的销轴 Mises 应力与剪切应力

Fig.12 Mises stress and shear stress of optimized pin shaft

仿真结果与理论计算结果偏差较小。销轴受压时中间段最大 Mises 应力为 361.21 MPa , 小于许用弯曲应力; 两端轴套处的最大剪切应力为 294.91 MPa , 小于许用剪切应力。仿真结果同样表明, 空心哑铃销轴在实现轻量化的同时, 依然能够保证合格的物理力学性能。

4 空心哑铃销轴疲劳测试验证

4.1 试验设备及加载过程

试验加载设备为 10^3 t 多功能结构试验系统, 如图 13 所示。加载系统最大垂向加载压力 10 MN 、最大垂向加载拉力 3 MN , 标准试验空间 $1.4 \text{ m} \times 4.1 \text{ m} \times 3.0 \text{ m}$ 。该试验系统可采用荷载控制与位移控制两种加载控制模式, 可进行静态程控加载和动态疲劳加载。测试样件为原实心销轴和优化后的空心哑铃销轴, 如图 14 所示, 原实心销轴的质量为 69.48 kg , 优化后的空心哑铃销轴质量为 44.44 kg , 减重 36% 。

疲劳试验采用荷载控制模式进行加载, 每轮加载次数 1000 , 加载策略为 $50 \text{ kN} \rightarrow 2850 \text{ kN} \rightarrow 50 \text{ kN} \rightarrow 2850 \text{ kN} \rightarrow 50 \text{ kN} \dots \rightarrow 50 \text{ kN}$, 直到疲劳加



图13 加载设备

Fig.13 Fatigue test loading equipment



(a)原实心销轴

(b)空心哑铃销轴

图14 原实心销轴和空心哑铃销轴

Fig.14 Original solid pin shaft and hollow dumbbell pin shaft

载次数达 11 250。采用位移控制模式进行卸载,卸载速度为 2 mm/min,卸载完成后拆下销轴观察表面磨损情况和疲劳开裂情况。

4.2 磨损情况和疲劳寿命

疲劳加载 11 250 次循环后,优化后的空心哑铃销轴并未发现疲劳开裂破坏现象,也未发生明显的塑性变形和宏观变形,但销轴两端存在轻微磨损现象,见图 15。试验结果表明,空心哑铃销轴通过了 11 250 次疲劳试验加载,销轴疲劳性能合格。



图15 优化销轴加载 11 250 次后的磨损情况

Fig.15 Wear of hollow pin shaft after 11250 fatigue cycles

将空心哑铃销轴与原实心销轴的试验结果进行对比发现:优化销轴的表面损伤程度与原销轴的表面损伤程度基本相同,但是两类试件的损伤面有所不同,优化销轴损伤面趋于三角形,而原实心销轴损伤面趋于矩形,如图 16 所示,产生该现

象的原因在于加载过程中优化销轴的弯曲变形较原销轴的弯曲变形略大。优化销轴和原销轴在加载 11 250 次后均未出现疲劳开裂破坏,接触面磨损程度基本相同,因此空心哑铃优化销轴同样具备足够的工作性能和物理力学性能。



图16 优化销轴与原实心销轴的损伤对比

Fig.16 Comparison of damage between optimized pin shaft and original solid pin shaft

5 结论

1)根据销轴几何尺寸关系,构建了基于控制参数的参数化有限元模型。控制参数在给定的区间内可取随机值,进行非线性接触分析,位移和应力趋势分布合理,能够支持后续的代理模型建立与优化分析。

2)基于多保真度代理模型理论,在相同的算时内,通过高、低保真度模型的相互扰动和高、低保真数据的合理算时分配,获得了相较于传统 RBF、Kriging 等代理模型精度更高的 FM-MFS 代理模型。以该代理模型为基础,采用遗传算法进行优化,最终获得了空心哑铃销轴的最佳设计方案,实现了销轴的轻量化,并通过了理论和仿真强度校核。

3)搭建了销轴疲劳性能测试台,经历 11 250 次疲劳试验后,空心哑铃优化销轴与原实心销轴相比,表面磨损程度基本相同,且均未出现疲劳开裂破坏现象,说明基于代理模型最优参数所构建的空心哑铃销轴在实现轻量化和节省材料的同时,其物理力学性能依然能够得到保证,为后续进一步应用提供了数据支撑和参考。

参考文献:

- [1] 周振平,孙武和. 混凝土机械构造与使用维护[M]. 北京:化学工业出版社,2014.
ZHOU Zhenping, SUN Wuhe. Construction and Maintenance of Concrete Machinery[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2014.
- [2] 李鹏,王一棠,王佳茜,等.数据驱动的混凝土泵车臂

- 架疲劳载荷谱编制[J]. 中国机械工程, 2024, 35(10):1881-1889.
- LI Peng, WANG Yitang, WANG Jiayi, et al. Compilation of Data-driven Fatigue Load Spectrum for Concrete Pump Truck Boom[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(10):1881-1889.
- [3] 黄大为, 田相玉, 孙国香. 空心销轴的制备、计算及试验[J]. 建设机械技术与管理, 2016, 29(5):60-65.
- HUANG Dawei, TIAN Xiangyu, SUN Guoxiang. Preparation, Calculation, and Testing of Hollow Pins[J]. Construction Machinery Technology and Management, 2016, 29(5):60-65.
- [4] 朱奇, 张鑫, 黄宇华. 长臂架泵车空心销轴装配工装设计与应用[J]. 建筑机械化, 2021, 42(9):66-67.
- ZHU Qi, ZHANG Xin, HUANG Yuhua. Design and Application of Assembly Fixture for Hollow Pin Shafts of Long Arm Pump Trucks[J]. Construction Mechanization, 2021, 42(9):66-67.
- [5] 朱奇, 何科英, 蒋康健. 高端工程机械大长径比重型空心销轴拆拔工装设计[J]. 建筑机械, 2021(9):91-93.
- ZHU Qi, HE Keying, JIANG Lianjian. Design of Dismantling and Drawing Fixtures for Heavy-duty Hollow Pin Shafts with Large Aspect Ratios in High-end Construction Machinery[J]. Construction Machinery, 2021(9):91-93.
- [6] 李政茂. 商用车驾驶室骨架轻量化设计与研究[D]. 长春: 吉林大学, 2010.
- LI Zhengmao. Lightweight Design and Research of Commercial Vehicle Driver's Cabin Skeleton[D]. Changchun: Jilin University, 2010.
- [7] 李龙. 车身梁截面优化方法的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2008.
- LI Long. Research on Optimization Method of Vehicle Beam Section[D]. Changchun: Jilin University, 2008.
- [8] 何西旺, 杨亮亮, 冉仁杰, 等. 基于多评价标准的代理模型综合比较研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(16):403-419.
- HE Xiwang, YANG Liangliang, RAN Renjie, et al. A Comprehensive Comparative Study of Proxy Models Based on Multiple Evaluation Criteria[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(16):403-419.
- [9] 张伟, 宋学官, 石茂林, 等. 基于代理模型的机械式挖掘机动臂轻量化设计[J]. 机械设计与制造, 2019(4):1-4.
- ZHANG Wei, SONG Xueguan, SHI Maolin, et al. Lightweight Design of Mechanical Excavator Arm Based on Agent Model[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2019(4):1-4.
- [10] LIU B, KOZIEL S, ZHANG Q. A Multi-fidelity Surrogate-model-assisted Evolutionary Algorithm for Computationally Expensive Optimization Problems[J]. Journal of Computational Science, 2016, 12:28-37.
- [11] TAO J, SUN G. Application of Deep Learning Based Multi-fidelity Surrogate Model to Robust Aerodynamic Design Optimization[J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 92:722-737.
- [12] CHAKRABORTY S, CHATTERJEE T, CHOWDHURY R, et al. A Surrogate Based Multi-fidelity Approach for Robust Design Optimization[J]. Applied Mathematical Modelling, 2017, 47:726-744.
- [13] PAPILA M, HAFTKA R T. Response Surface Approximations: Noise, Error Repair, and Modeling Errors [J]. AIAA Journal, 2000, 38(12):2336-2343.
- [14] ZHANG Y, KIM N H, PARK C, et al. Multifidelity Surrogate Based on Single Linear Regression [J]. AIAA Journal, 2018, 56(12):4944-4952.
- [15] SONG X, LYU L, SUN W, et al. A Radial Basis Function-based Multi-fidelity Surrogate Model: Exploring Correlation between High-fidelity and Low-fidelity Models[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2019, 60(3):965-981.
- [16] PETERSEN K B, PEDERSEN M S. The Matrix Cookbook[J]. Technical University of Denmark, 2008, 7(15):510.
- [17] WANG Y, LI K, LI Q, et al. Multi-fidelity Information Fusion with Hierarchical Surrogate Guided by Feature Mapping [J]. Knowledge-based Systems, 2023, 275:110693.

(编辑 袁兴玲)

作者简介: 李 鹏, 男, 1989年生, 博士研究生。研究方向为结构振动、结构疲劳、结构轻量化。E-mail: 55131668@qq.com。王一棠*(通信作者), 女, 1993年生, 博士研究生。研究方向为工业大数据挖掘及数据驱动的预测技术。E-mail: yitangwang@mail.dlut.edu.cn。

本文引用格式:

李鹏, 李梦聪, 肖立波, 等. 基于多保真度代理模型的混凝土泵车臂架销轴轻量化设计[J]. 中国机械工程, 2025, 36(4):821-829.

LI Peng, LI Mengcong, XIAO Libo, et al. Lightweight Design of Concrete Pump Truck Boom Pins Based on Multi-fidelity Surrogate Model[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(4):821-829.