

DOI: 10.7511/jslx20230518001

多工况下牵引车驱动桥壳多目标优化设计

苏姝丹, 曾岩, 李刚*

(大连理工大学 工程力学系 工业装备结构分析优化与 CAE 软件全国重点实验室, 大连 116024)

摘要: 面向牵引车双后桥平衡悬架驱动桥壳强度设计和结构轻量化问题, 本文对桥壳进行多工况拓扑优化设计, 使高应力区材料分布更佳; 建立设计变量与响应间的 Kriging 代理模型, 以重量和最大应力为优化目标进行多目标尺寸优化, 为桥壳优化问题提供一系列参考方案, 如优化方案中桥壳本体质量降低 6.5%, 制动和牵引工况的最大应力降低约 10%, 同时焊缝疲劳寿命提升 23.0%, 有效满足了桥壳对疲劳强度和轻量化的设计需求。

关键词: 驱动桥壳; 拓扑优化; 轻量化; 疲劳寿命; 多目标优化

中图分类号: O224

文献标志码: A

文章编号: 1007-4708(2024)06-0977-07

1 引言

重型牵引车后驱动桥壳在簧下质量中占比较大, 在保证其安全性能的前提下对桥壳进行轻量化, 能够有效降低载荷, 提升行驶平顺性^[1]。驱动桥壳的传统分析方法是将桥壳视为简支梁结构计算各工况下的危险截面与最大应力; 再结合有限元仿真与优化算法的设计方法得到应用。但这种优化方法计算成本高, 耗时长, 且不利于描述参数与响应间的关系。

建立代理模型是提高桥壳结构优化设计效率的有效手段。孙远敬等^[2]构建了桥壳响应面模型, 利用人工蜂群算法进行多目标优化, 使桥壳体积减少 18.8%, 同时最大等效应力下降 7.2%; 林荣会^[3]建立了桥壳响应面模型, 利用多目标遗传优化算法进行基于信噪比的稳健性择优, 使桥壳质量降低 16.7%, 同时提高高阶固有频率的稳健性; 许文超^[4]选择桥壳关键壁厚为变量建立 RBF 代理模型进行多目标优化, 使质量降低了 7.5%; Choi 等^[5]将传动轴壁厚等尺寸参数作为变量建立 Kriging 模型, 使管件减重 14.1%。

另一方面, 拓扑优化技术也开始应用于桥壳结构优化。钱汪焘^[6]将减速器壳上添加的一层壳单元作为拓扑优化的设计域, 在保证优化结果连续性

与实用性的前提下降低了模态; 王亭等^[7]通过分层拓扑优化更改了桥壳外层设计空间的结构, 在减重的同时使结构更为合理、应力分布更加均匀; Zheng 等^[8]通过拓扑优化更改桥壳中部构型后进行多目标参数优化, 降低了质量和等效应力并提高了寿命。

推力杆是重型车双后桥平衡悬架系统中的重要组成部分, 由于钢板弹簧两端与滑动板簧座间滑动接触, 只能传递车架与桥壳间的垂向力, 因此推力杆除需要承担限位、缓冲及隔振作用外, 还需传递纵向、侧向力及反作用力矩^[9]。张俊荣等^[10]对重型车平衡悬架的推力杆进行了受力分析、仿真计算与强度优化, 并通过实验验证了优化后的性能; 王倩^[11]建立了重型商用车推力杆总成有限元模型, 基于在各失效形式下的分析结果提出推力杆总成的优化方案, 使推力杆的寿命得到显著提升; 冯国雨^[9]通过建立动力学模型及推力杆有限元模型, 分析了重型商用车推力杆的静动态特性, 并结合推力杆球铰损伤机理同时提升了推力杆的承载能力及寿命。

目前桥壳优化研究往往基于钢板弹簧传递纵向力及力矩的受力模式, 这种传力特点仅在钢板弹簧非独立悬架的前桥或单后桥悬架上出现, 并不适用于双后桥平衡悬架桥壳的研究, 而重型车双后桥

收稿日期: 2023-05-15; 修改稿收到日期: 2023-10-16.

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(12372119)资助.

作者简介: 李刚* (1966-), 男, 博士, 教授. (E-mail: ligang@dlut.edu.cn).

引用本文: 苏姝丹, 曾岩, 李刚. 多工况下牵引车驱动桥壳多目标优化设计[J]. 计算力学学报, 2024, 41(6): 977-983.

SU Shu-dan, ZENG Yan, LI Gang. Multi-objective optimal design of drive axle housing of tractor under multiple load cases[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2024, 41(6): 977-983.

平衡悬架桥壳的受力特点与下推力杆支架焊缝的疲劳情况密切相关。本文基于此类结构进行有限元分析,并针对应力分布特点,开展多工况拓扑优化与多目标尺寸优化,在实现轻量化的同时降低应力,并提升下推力杆支架焊缝的疲劳寿命。

2 桥壳优化设计框架

基于重型牵引车后驱动桥壳的受力特点建立桥壳优化设计框架,首先,针对桥壳有限元分析结果中高应力区分布集中的特点,判断高应力区的构型需要调整,因此通过多工况拓扑优化使局部构型更为合理,降低了应力水平;随后,针对冲焊式桥壳本体侧壁等厚度、应力分布不均匀的特点,通过多目标尺寸优化对桥壳进行变厚度设计,进一步实现轻量化。利用拉丁超立方实验获取样本点,建立Kriging代理模型,基于NSGA-II算法优化桥壳的质量与应力,获得多目标Pareto前沿;最后,为探究多目标优化对下推力杆支架焊缝寿命的影响,选取若干Pareto最优解,建立焊缝的结构应力与寿命关系的高效近似分析模型,得到了最优解中焊缝寿命的变化规律并显著减少了计算量。本文的优化设计框架如图1所示,通过优化质量、强度与焊缝寿命,为桥壳设计提供一系列的参考设计方案。

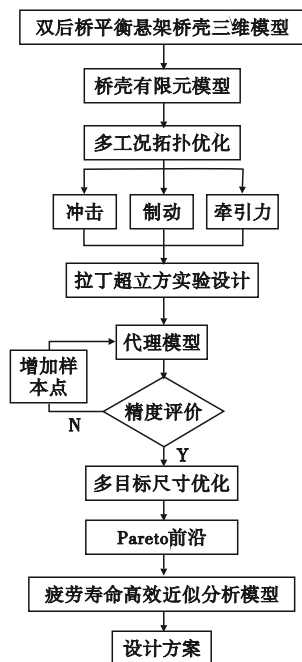


图1 优化流程
Fig. 1 Optimal flow chart

3 桥壳直臂过渡区域拓扑优化

重型牵引车双后桥平衡悬架驱动桥壳的模型

与材料如图2及表1所示,后桥上下推力杆分别为V型推力杆和直推力杆,以球铰的形式通过球头橡胶衬套与车架和推力杆支架连接,其中下推力杆承受纵向力,上推力杆承受纵向力、横向力与力矩,起到稳定车桥的作用。

表1 桥壳部件材料

Tab. 1 Material properties of the components of axle housing

部件	材料	屈服强度/MPa
桥壳本体	Q460C	460
半轴套管	30Mn2	635
加强圈及法兰	Q355C	355
钢板弹簧座	ZG270	270
衬环及后盖	20	245
推力杆支架	35	315

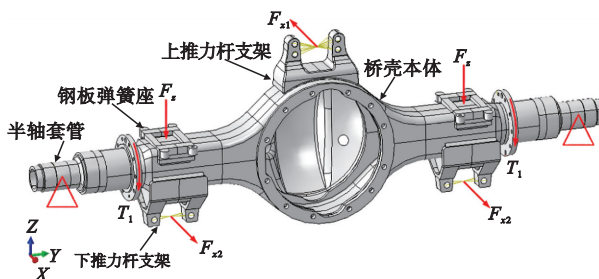


图2 桥壳的约束与加载
Fig. 2 Diagram of boundary conditions and loads of axle housing

如图2所示,驱动桥壳模型通过分布耦合约束半轴套管的轴承外接触面^[12],并利用运动耦合模拟推力杆球铰的铰接关系。桥壳强度计算需考虑冲击载荷、紧急制动、最大牵引力与最大侧向力四个典型工况,对应加载列入表2,前三个工况的垂向力 F_z 以压强的形式均匀施加,对侧向力工况则采用半轴套管处加载以及板簧座与推力杆支架处约束的等效形式进行加载;桥壳有限元模型共含有480681个单元,如图3所示,利用实体单元划分桥壳部件及重点分析的焊缝,以获得较高的计算精度,保证寿命计算的准确性^[13]。

桥壳的最大应力如表3所示,根据表1中材料的屈服强度可知,桥壳及桥壳本体的最大应力均小于对应材料的屈服强度635 MPa与460 MPa,桥壳满足强度要求。然而桥壳本体的高应力区域分布集中,在制动与牵引工况中,桥壳由直臂过渡到两端的过渡区应力水平较高,最大牵引力工况下的最大应力值为322.2 MPa,如图4所示。考虑到前三个工况下桥壳本体的最大应力远高于侧向力工况的155.0 MPa,本文将基于冲击、制动与牵引工况,进行多工况拓扑优化设计调整高应力区的材料

分布,以降低最大应力。

表 2 典型工况下的加载

Tab. 2 Loads under typical working conditions

工况	加载
冲击载荷	$F_z=134.75\text{ kN}$
紧急制动	$F_z=53.9\text{ kN}$, $F_{x1}=48.56\text{ kN}$, $F_{x2}=63.63\text{ kN}$, $T_1=20.33\text{ kN}\cdot\text{m}$
最大牵引力	$F_z=53.9\text{ kN}$, $F_{x1}=-60.68\text{ kN}$, $F_{x2}=-77.77\text{ kN}$
最大侧向力	半轴套管左侧控制点处 $F_y=59.29\text{ kN}$, $F_z=107.8\text{ kN}$, $T_x=31.06\text{ kN}\cdot\text{m}$

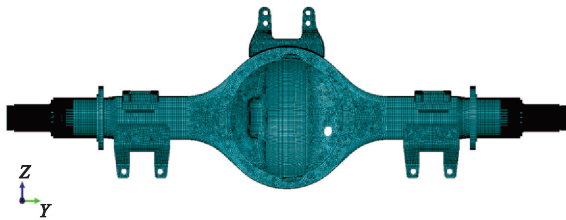
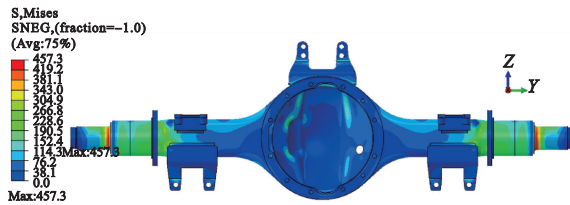


图 3 桥壳有限元模型

Fig. 3 Finite element model of axle housing



(a) 桥壳应力

(a) Stress distribution diagram of axle housing



(b) 桥壳本体应力

(b) Stress distribution diagram of axle housing shell

图 4 最大牵引力工况下的应力分布

Fig. 4 Stress distribution diagram under maximum pulling force condition

表 3 桥壳的最大应力

Tab. 3 Maximum stress of axle housing

工况	冲击载荷	紧急制动	最大牵引力	最大侧向力
最大应力/MPa	361.2	282.3	457.3	480.4
本体最大应力/MPa	281.7	271.0	322.2	155.0

桥壳直臂过渡区域位于板簧座与下推力杆支架的外侧,基于装配需求确定设计域,如图 5 所示,

以体积分数为约束条件,单元密度为设计变量,将桥壳在前三个工况下的应变能之和最小定为优化目标,采用桥壳整体有限元分析-局部拓扑优化的策略,避免确定设计域边界条件的麻烦;同时对设计域施加关于水平面的对称约束,并于两端设置冻结区域,使拓扑构型保持对称与连续性,得到设计域的最优传力路径^[14]。拓扑优化的数学表达式为

$$\begin{cases} \text{find } \mu_i (i = 1, 2, \dots, n) \\ \min \sum_{j=1}^p U_j \\ \sum_{i=1}^n \mu_i \rho_0 V_i \\ \text{s. t. } \frac{\quad}{m} \leq \alpha \\ 0 < \mu_i < 1 \end{cases} \quad (1)$$

式中 μ_i 为第 i 个单元的相对密度; p 为工况总数; U 为应变能; ρ_0 为单元原密度; V_i 为第 i 个单元的体积; m 为原质量; $\alpha = 27\%$ 为体积分数。

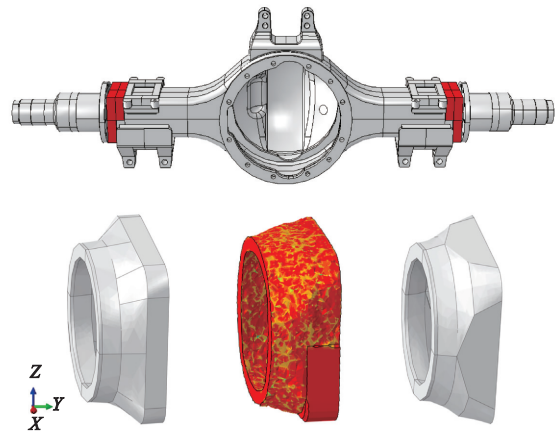


图 5 拓扑优化设计域及优化前后构型对比

Fig. 5 Design region and structural comparison before and after topology optimization

以优化结果为参考更改设计域外表面的构型,有效改善材料分配,使优化后的抗弯截面系数与抗扭截面系数有所提高,实现了应力的减小。优化后桥壳本体直臂区域的应力分布如图 6 与表 4 所示,最大应力在紧急制动工况下降 6.4%,本体部分最大应力在紧急制动工况与最大牵引力工况分别下降 6.9% 与 7.1%。

4 桥壳本体的多目标尺寸优化

由于冲焊式桥壳本体壁厚相同,低应力区较多,本文将结合 Kriging 代理模型与遗传算法^[15]对桥壳本体的壁厚参数及肩部圆弧半径进行优化,为加快计算速度,将桥壳本体部分建为壳体模型便于参数化,两种建模方法的应力平均误差为 3.35%,最大误差 8.58%,说明该简化方法的误差在允许

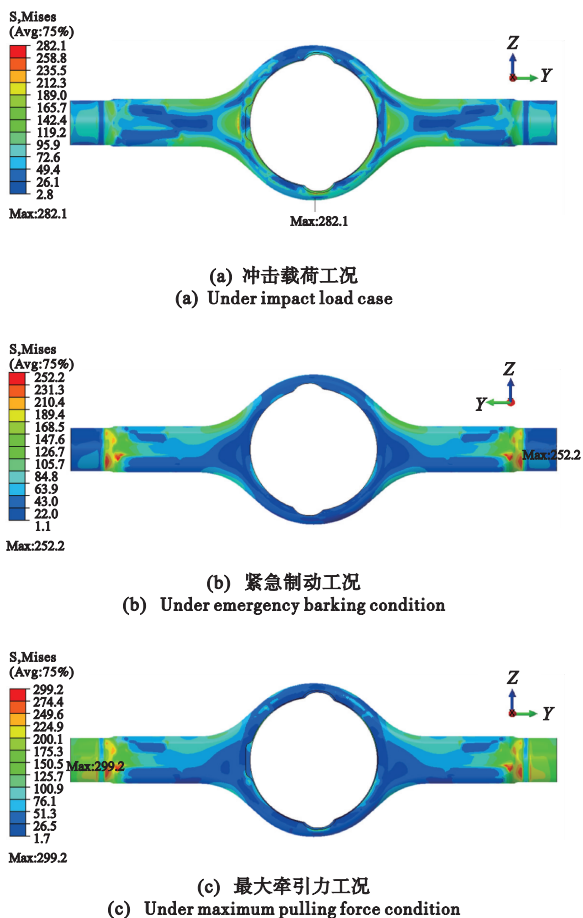


图6 拓扑优化后的应力分布

Fig. 6 Stress distribution after topology optimization

范围内。

4.1 代理模型

模型含有 14 个设计变量, 对应位置如图 7 所示, 其中 $T_1 \sim T_{13}$ 属于壁厚变量, 初始值为 12 mm, 变化范围 8~16 mm, R_1 为桥壳本体肩部过渡圆弧半径, 初始值为 200 mm, 变化范围 150~250 mm。

考虑到桥壳的受力特征与装配尺寸要求, 桥壳关于左右、上下对称的侧壁取相同值, 过渡圆角壁厚取相邻主面中厚度的最小值, 使优化结果偏安全。由于 T_2 和 T_3 关于前后对称, 因此将其视为同一变量, 同理将 T_4 和 T_5 视为同一变量以缩减设计变量的维数 n , 缩减后 $n=12$ 。

由于拉丁超立方抽样能够较好地拟合非线性响应, 利用较少的样本点反映设计空间的特性, 为得到较好的近似效果, Kriging 近似模型的初始样本点数目应大于 $(2n+1)$, 因此通过拉丁超立方抽样均匀抽取 100 个样本点建立 Kriging 代理模型, 20 个样本点检验代理模型的精度, 利用 Python 脚本提取样本点的数据, 在 Abaqus 中进行参数化建模得到各组响应值, 分别构建设计变量与桥壳本体质量 M 、前三个工况的本体最大应力 S_{1b} , S_{2b} , S_{3b} 间的代理模型, 计算均方根百分误差、平均百分误差与最大百分误差检验代理模型的精度, 结果列入表 5, 各项误差指标均在 10% 以内, 满足精度要求。

表 4 拓扑优化后应力结果对比

Tab. 4 Comparison of stress after topology optimization

工况	最大应力/MPa			本体最大应力/MPa		
	原模型	优化后	变化量	原模型	优化后	变化量
冲击载荷	361.2	361.0	-0.1%	281.7	282.1	+0.1%
紧急制动	282.3	264.2	-6.4%	271.0	252.2	-6.9%
最大牵引力	457.3	457.3	0%	322.2	299.2	-7.1%

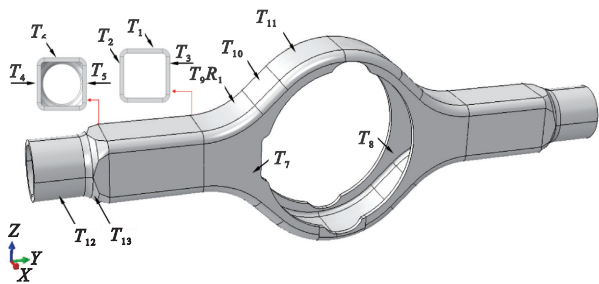


图7 参数优化的设计变量

Fig. 7 Design variables for parameter optimization

表 5 代理模型的训练误差指标

Tab. 5 Training error of the surrogate model

训练误差	均方根百分误差(%)	平均百分误差(%)	最大百分误差(%)
M	2.0	1.4	4.3
S_{1b}	4.4	3.5	9.5
S_{2b}	3.0	2.4	5.5
S_{3b}	2.9	2.2	8.2
Fre	0.4	0.3	1.1

4.2 多目标尺寸优化

由于桥壳最大应力发生在半轴套管上, 对应的安全系数有富裕, 允许优化后的应力出现一定的增

大, 而本体的参数变化对最大应力的影响较小, 因此将多目标优化的目标设为最小化桥壳本体质量 M 与最大牵引力工况的桥壳本体最大应力 S_{3b} , 并

使冲击工况与紧急制动工况的桥壳本体最大应力 S_{1b} , S_{2b} 与固有频率 Fre 均满足约束,设置约束时令 S_{1b} , S_{2b} 与原模型相比减少约 10 MPa,最低固有频率维持在原水平,优化的数学模型为:

$$\begin{cases} \min M = f_1(x_1, x_2, \dots, x_{12}) \\ S_{3b} = f_2(x_1, x_2, \dots, x_{12}) \\ \text{s. t. } S_{1b} \leq S_{1\max} \\ S_{2b} \leq S_{2\max} \\ Fre \geq Fre_{\min} \\ x_i^l \leq x_i \leq x_i^u \quad (i = 1, 2, \dots, 12) \end{cases} \quad (2)$$

式中 $S_{1\max} = 270$ MPa, $S_{2\max} = 260$ MPa, $Fre_{\min} = 133$ Hz.

运用 NSGA-II 算法基于 Kriging 代理模型进行多目标优化,设定初始种群大小为 80,进化代数 120,交叉概率为 0.9。优化后的 Pareto 前沿图如图 8 所示,前沿图由 300 多个解组成,在目标空间中分布均匀且连续,桥壳本体质量 M 最低可降至 68.3 kg,此时 S_{3b} 约为 296.5 MPa;而当 S_{3b} 降至最低时, M 将增加至 82.7 kg。

5 优化结果分析

工程实际中优化问题通常面向以下几种需求:实现减重的最大化、维持原重量的同时提升强度,以及兼顾优化对象的减重效果与强度的提升。

为在 Pareto 最优解中选择方案并衡量优化效果,将减重效果最佳的解作为方案一,重量接近原设计的解作为方案三,并选择一组兼顾减重与应力降低效果的解作为方案二,建立实体模型并计算各工况下的应力值。

选取方案二时,由表 6 可知,桥壳的轻量化幅度达到了方案一的 82%,同时 S_{2b} 与 S_{3b} 的下降幅

度分别达到方案三的 88%与 86%,很好地兼顾了各响应值的优化。

方案二的设计变量调整情况与响应列入表 7 与表 8,为贴近工程应用,对参数进行元整,同时在模型中设置过渡区域使相邻壁厚连续变化,因此将 T_{13} 改为 9 mm, T_{11} 保持原值,以此建立实体模型,得到更准确的对比结果。桥壳本体质量减轻 6.5%,力学性能得到显著提升:本体最大应力在制动与最大牵引力工况下分别降低 10.3%与 11.4%,同时最大应力在紧急制动工况下降低 5.7%,在冲击工况下上升 6.2%,最大应力增加后仍满足安全系数的要求,桥壳第一阶固有频率未出

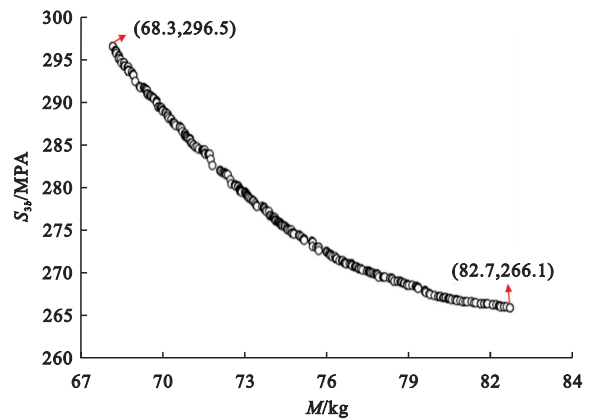


图 8 多目标优化的 Pareto 前沿
Fig. 8 Pareto front of multi-objective optimal design

表 6 各方案优化效果对比
Tab. 6 Comparison of effects between optimal designs

	$M / \%$	$S_{1b} / \%$	$S_{2b} / \%$	$S_{3b} / \%$
方案一	-7.9	+1.8	-5.8	-5.9
方案二	-6.5	+2.6	-10.3	-11.4
方案三	+1.8	+1.5	-11.6	-13.2

表 7 优化方案参数调整表

Tab. 7 Adjustment of variables of optimal design

	T_1	T_2	T_4	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}	T_{11}	T_{12}	T_{13}	R_1
参数/mm	11.1	10.5	13.2	12.7	14.3	8.6	8.2	8.1	8.1	13.6	16.0	227.5
调整后/mm	11.0	10.5	13.0	13.0	14.0	8.5	8.0	8.0	12.0	13.5	9.0	225.0

表 8 优化后方案与原方案的实体模型应力对比

Tab. 8 Comparison of stress of solid model between the optimal and the original design

工况	最大应力/MPa			本体最大应力/MPa		
	原方案	优化后	变化量	原方案	优化后	变化量
冲击载荷	361.2	383.7	+6.2%	281.7	289.2	+2.6%
紧急制动	282.3	266.2	-5.7%	271.0	243.1	-10.3%
最大牵引力	457.3	460.2	+0.6%	322.2	285.5	-11.4%

现明显降低。

由于桥壳本体在纵向工况的最大应力位于下推力杆支架焊缝外端,此处受力过大会导致端头发生疲劳开裂^[16],故基于等效结构应力法开展桥壳焊接结构疲劳耐久性预测分析^[17-18]。

由图9可知,原设计的最低疲劳寿命来自焊缝的焊趾外侧端头,此处的焊趾寿命在99.87%存活率下为29.1万次,优化后提升至35.8万次,与优化前相比提升了23.0%。

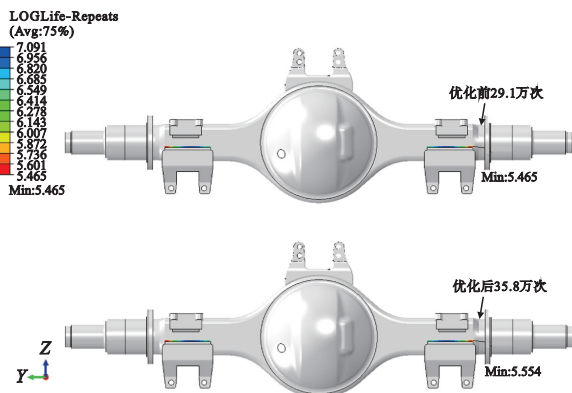


图9 下推力杆支架焊趾疲劳寿命对比

Fig. 9 Contrast of weld toe life of the lower thrust rod bracket

6 结论

为实现牵引车双后桥平衡悬架驱动桥壳的轻量化并提升结构强度,本文基于双后桥平衡悬架系统中推力杆与钢板弹簧的传力特点建立有限元模型,分别利用拓扑优化及多目标尺寸优化改善桥壳本体材料的分布与尺寸设计,通过高效近似分析获得 Pareto 最优解中下推力杆支架焊缝寿命随 S_{36} 的变化趋势,同时实现了桥壳的轻量化与结构强度及焊缝寿命优化。优化结果显示,选取的方案使桥壳本体质量降低 6.5%,并使应力在紧急制动与最大牵引力工况下分别降低 10.3%与 11.4%,同时令下推力杆焊缝寿命提升 23.0%,此优化框架可应用于其他双后桥平衡悬架结构的桥壳中,为相应工程优化问题提供参考。

参考文献(References):

[1] 刘惟信. 汽车车桥设计[M]. 北京:清华大学出版社, 2004. (LIU Wei-xin. *Automobile Axle Design* [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004. (in Chinese))

[2] 孙远敬,郭 鹰,李 鑫,等. 矿用自卸车驱动车桥的桥壳结构优化[J]. 辽宁工程技术大学学报(自然科学版), 2022, 41(4): 350-354. (SUN Yuan-jing, GUO

Ying, LI Xin, et al. Optimization of the bridge shell structure of the mining dump truck-driven axle[J]. *Journal of Liaoning Technical University (Natural Science)*, 2022, 41(4): 350-354. (in Chinese))

[3] 林荣会,周 鹏. 基于稳健性择优的自卸车驱动桥壳优化[J]. 机械传动, 2021, 45(6): 65-70. (LIN Rong-hui, ZHOU Peng. Optimization of driving axle housing of dump truck based on robustness selection [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2021, 45(6): 65-70. (in Chinese))

[4] 许文超. 重型自卸车铸钢驱动桥壳轻量化多目标优化研究[D]. 安徽理工大学, 2017. (XU Wen-chao. Research on Lightweight Multi-objective Optimization of Cast Steel Drive Axle Housing of Heavy Dump Truck [D]. Anhui University of Science and Technology, 2017. (in Chinese))

[5] Choi J W, Han S H, Lee K H. Structural analysis and optimization of an automotive propeller shaft[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2021, 13(10): 1-11.

[6] 钱汪焘. 汽车驱动后桥 NVH 分析及优化[D]. 湖南大学, 2014. (QIAN Wang-tao. NVH Analysis and Optimization of Automobile Driving Rear Axle [D]. Hunan University, 2014. (in Chinese))

[7] 王 亭,马 力,陈东发. 多轴线电动轮矿用行走机构的轻量化设计[J]. 机械设计, 2017, 34(3): 7-12. (WANG Ting, MA Li, CHEN Dong-fa. Lightweight design on running mechanism for multi-axis electric-wheel miner truck travel agencies[J]. *Journal of Machine Design*, 2017, 34(3): 7-12. (in Chinese))

[8] Zheng B, Fu S Y, Lei J L. Topology optimization and multiobjective optimization for drive axle housing of a rear axle drive truck [J]. *Materials*, 2022, 15(15): 5268.

[9] 冯国雨. 商用车推力杆性能优化与疲劳寿命预测研究[D]. 吉林大学, 2016. (FENG Guo-yu. Study on Performance Optimization and Fatigue Life Prediction of Commercial Vehicle Thrust Rod [D]. Jilin University, 2016. (in Chinese))

[10] 张俊荣,李建林,邓 勇,等. 40 t 重型汽车平衡悬架用推力杆的强度设计[J]. 汽车技术, 2008(3): 19-22. (ZHANG Jun-rong, LI Jian-lin, DENG Yong, et al. Strength design of thrust bar for 40 t heavy-duty vehicle equalizing suspension[J]. *Automobile Technology*, 2008(3): 19-22. (in Chinese))

[11] 王 倩. 重型商用车推力杆结构优化与耐久性研究[D]. 吉林大学, 2013. (WANG Qian. Study on Structure Optimization and Durability of Thrust Rod of Heavy Commercial Vehicle [D]. Jilin University,

2013. (in Chinese))
- [12] 邵松标,刚宪约,柴山,等.整体式车桥有限元分析的位移边界模型研究[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2015,34(3):152-156. (SHAO Song-biao, GANG Xian-yue, CHAI Shan, et al. Displacement boundary modeling method for finite element analysis of rigid vehicle axle[J]. *Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science)*, 2015, 34(3):152-156. (in Chinese))
- [13] Tan X F, Wang C L, Xie K, et al. Research on fatigue reliability prediction model and structural improvement of welded drive axle housing based on master S-N Curve method[J]. *Quality and Reliability Engineering International*, 2023, 39(1):302-319.
- [14] 傅晓锦.连续体结构的拓扑与形状集成优化算法[J].计算力学学报,2010,27(2):244-251. (FU Xiao-jin. Optimization strategy for integration of topology and shape optimization of continuum structures[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2010, 27(2):244-251. (in Chinese))
- [15] 刘克龙,姚卫星,穆雪峰.基于Kriging代理模型的结构形状优化方法研究[J].计算力学学报,2006,23(3):344-347,362. (LIU Ke-long, YAO Wei-xing, MU Xue-feng. A method of structural shape optimization based on Kriging model[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2006, 23(3):344-347,362. (in Chinese))
- [16] 韩冬,赵丹,田婧,等.某驱动桥下支架结构优化设计[J].汽车实用技术,2020,45(18):44-46. (HAN Dong, ZHAO Dan, TIAN Jing, et al. Optimization design of support structure under a driving bridge[J]. *Automobile Applied Technology*, 2020, 45(18):44-46. (in Chinese))
- [17] Dong P. A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints [J]. *International Journal of Fatigue*, 2001, 23(10):865-876.
- [18] 魏德永,张志远,聂春戈,等.基于主S-N曲线法的驱动桥焊接结构疲劳耐久性分析评价方法应用研究[A].2018中国汽车工程学会年会[C].2018 (WEI De-yong, ZHANG Zhi-yuan, NIE Chun-ge, et al. Application and research on fatigue durability analysis and evaluation method of drive axle welding structure based on main S-N curve method[A]. 2018 SAE-China Congress[C]. 2018. (in Chinese))

Multi-objective optimal design of drive axle housing of tractor under multiple load cases

SU Shu-dan, ZENG Yan, LI Gang*

(State Key Laboratory of Structural Analysis, Optimization and CAE Software for Industrial Equipment, Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Dealing with the strength-based and lightweight design of a tractor drive axle housing with a double-rear tandem suspension, this paper performed a topology optimization under multiple load cases to get a better material distribution in high stress areas; Then Kriging surrogate models between variables and responses were established, with weight and stress being the multiple objectives. The results of this paper offers a range of reference designs in axle housing optimization, for example, the optimal design reduces weight of the axle housing shell by 6.5%, the maximum stresses under braking and traction conditions by about 10%, and the fatigue life of welds is increased by 23.0%, which can effectively meet the needs of lightweight design and fatigue life of the axle housing.

Key words: drive axle housing; topological optimization; lightweight; fatigue life; multi-objective optimization