



引用格式:王强,苏小平,尹振华.基于响应面近似模型的汽车后桥桥壳优化[J].轻工学报,2018,34(1):71-78.

中图分类号:U469 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2019.01.010

文章编号:2096-1553(2019)01-0071-08

# 基于响应面近似模型的汽车后桥桥壳优化

## Optimization of automobile rear axle housing based on response surface approximation model

关键词:

汽车后桥桥壳;疲劳寿命;多体动力学仿真;有限元分析;响应面近似模型

王强,苏小平,尹振华

WANG Qiang, SU Xiaoping, YIN Zhenhua

南京工业大学 机械与动力工程学院,江苏 南京 211816

School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China

Key words:

automobile rear axle housing; fatigue life; multi-body dynamics; finite element analysis; approximate model of response surface

**摘要:**为进一步提高汽车后桥桥壳的设计强度和疲劳寿命进而提升整车性能,运用多体动力学软件 ADAMS 建立整车动力学模型,将后桥的三维模型与桥壳材料、单元类型相结合进行有限元网格划分,并针对 Bump 工况进行 ABAQUS 有限元静力学分析,然后采用响应面近似模型对汽车后桥桥壳进行优化.结果表明:优化后后桥桥壳在极端工况 Bump 下的最大应力为 45.76 MPa,相比优化前减少了约 10%,疲劳寿命延长了约 17%,优化效果明显.

收稿日期:2017-07-05;修回日期:2018-01-02

基金项目:江苏省自然科学基金项目(BK20130941)

作者简介:王强(1991—),男,江苏省连云港市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为汽车轻量化.

通信作者:苏小平(1965—),男,江苏省南京市人,南京工业大学教授,博士后,博士研究生导师,主要研究方向为机械产品多体动力学仿真与汽车 NVH.

**Abstract:** In order to improve the design strength and fatigue life of the automobile rear axle housing and further improve the vehicle performance, ADAMS was used to establish the vehicle dynamics simulation model, finite element mesh generation was made by combining the three-dimensional model of axle housing material and unit type. ABAQUS was used to carry out finite element statics analysis of the automobile rear axle housing according to Bump working condition, and response surface approximation model was used to optimize the automobile rear axle housing. The results showed that the maximum stress of the rear axle shell under extreme conditions of Bump was reduced by about 10% and the fatigue life was prolonged by about 17%.

## 0 引言

随着我国经济社会的飞速发展,作为现代重要交通工具的汽车广泛地应用于人们的生产生活中,汽车本身的安全性、可靠性越来越受到重视<sup>[1]</sup>. 底盘作为汽车的承重部件,对汽车的舒适性和操作稳定性有重要影响,而操作的稳定性又直接决定了汽车的主动安全性. 车桥作为底盘的核心部件,不仅承载了车辆、人员和货物的大部分质量,而且需要传递主减速器的驱动力,缓冲路面传来的随机振动,其技术性能对车辆安全的重要性不言而喻. 桥壳在行驶中除受承载带来的弯矩、传递力带来的扭矩,还要承受路面不平整带来的交变载荷. 在交变载荷长期的作用下,桥壳易产生疲劳和损坏,影响汽车的安全<sup>[2]</sup>. 汽车车桥一直是科研工作者的研究热点,而对车桥的研究又以桥壳为主要研究对象<sup>[3]</sup>. 刘巧红<sup>[4]</sup>将驱动器简化,建立起桥壳总成的受力模型,计算了最大垂向力和最大牵引力下的板簧座处的弯曲应力,并用台架试验验证了该模型. 高晶等<sup>[5]</sup>对某商用车桥壳进行了应力分析,并用多体动力学理论求解了作用在板簧座上的随机载荷谱,基于载荷谱和 S-N 曲线利用 Fagigue 估算了桥壳的疲劳寿命. 以往的研究主要是以有限元为工具对其进行应力和寿命的估算,或者是以试验为手段直接对其进行设计水平评估,而运用优化算法对桥壳进行优化的研究较少. 鉴于此,本文拟采用多体动力学软件 ADAMS 建立整车动力学模型来模拟实际工况,并基于后桥桥壳的受力情况

对其进行 ABAQUS 有限元分析,进而得到其应力分布,然后采用响应面近似模型对后桥桥壳进行优化,以期在有效提高设计强度的同时,延长其疲劳寿命.

## 1 整车动力学模型构建

为了模拟汽车后桥桥壳的受力情况,运用多体动力学软件 ADAMS 建立整车动力学模型. 首先,建立某车的前悬架子模块、后悬架子模块、车身模块、轮胎模块四部分. 建立模型时首先将物理模型简化,将没有相对运动关系的零件视为刚体,定义成一个部件. 其中钢板弹簧的建模最为复杂,其建模采用等效法,将钢板弹簧等效为三段连杆之间由衬套将其连接的部件<sup>[6-7]</sup>. 模型关键点空间坐标和部件的质心、质量和扭矩参数是建立 ADAMS 动力学仿真模型的关键. 分析中用到的关键点坐标通过查阅悬架设计图样和测量三维模型获得,质心、质量和扭矩参数通过 SolidWorks 三维软件测绘得到. 各子模块建模完毕后,在 ADAMS/car 平台上进行装配,使各模块形成有机联系,得到整车动力学模型见图 1. 模型有 253 个自由度,22 个部件,因此不存在过度约束,自由度不够的问题,其中固定副 9 个、旋转副 6 个、虎克副 3 个、移动副 1 个.

为验证悬架模型的正确与否,需要对钢板弹簧刚度进行验证. 采用双轮平行跳动进行仿真试验,设置跳动量为 40 mm,其仿真曲线<sup>[8]</sup>如图 2 所示. 从图 2a) 可以看出,前簧的整个刚度曲线变化平稳,平均值为 108.5 N/mm,符合汽



图1 整车动力学模型

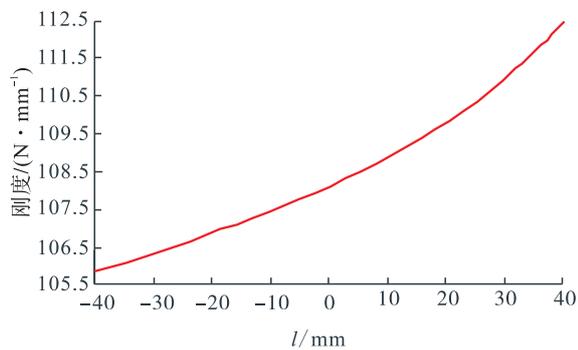
Fig.1 Vehicle dynamics model

车设计的技术要求. 图 2b) 中后簧在 40 mm 的跳动量下, 呈现出平均值为 127.5 N/mm 的类似正弦曲线图样, 性能表现良好.

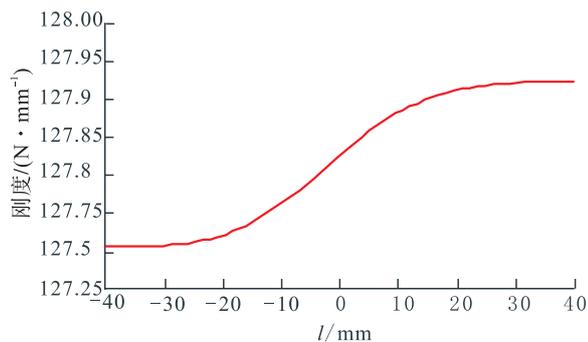
在多体动力学模型中, 将 B 级路面功率密度谱作为输入, 提取出作用在左右钢板弹簧座上的随机载荷时域响应. 经考察, 车速为 40 km/h 以下, 时域载荷的峰值最大, 此时振动最剧烈. 通过在 Adams 中进行多体动力学仿真, 得到左右钢板弹簧座时域响应如图 3 所示. 从图 3 可以看出, 左右钢板弹簧座的时域响应不完全一致, 左钢板弹簧座的载荷最大值的高点要比右边的高, 而右钢板弹簧座的载荷值上下变化范围相对较小. 这可能是由汽车底盘结构不对称造成的. 求出的左右钢板弹簧座时域响应结果将作为下一步研究的基础.

## 2 汽车后桥桥壳有限元分析

汽车后桥主要由桥壳本体、主减速器壳、桥壳后盖、轮毂等几部分组成(为了研究方便, 将制动系统省略), 如图 4 所示. 其中减速器壳螺栓连接在桥壳中段, 轮毂用螺栓连接在桥壳法兰处, 钢板弹簧座、轴头法兰和桥壳后盖用焊接的方法与本体连接, 钢板弹簧则是用螺栓连接在钢板弹簧座处. 车辆行驶时, 发动机产生的动力经主减速器、差速装置、半轴、轮毂向轮胎依



a) 前簧刚度曲线



b) 后簧刚度曲线

图2 前、后簧刚度曲线

Fig.2 Stiffness curve of front and rear spring

次传递. 其中桥壳主体是受力最为复杂的部件, 故以桥壳主体为研究对象, 同时忽略一些细节, 如圆角、倒角、小尺寸结构等<sup>[9]</sup>, 这样可以在保证力学性能的基础上最大化提高计算精度. 基于车桥总成二维图, 用 Solidworks 软件建立起桥壳的三维模型, 保存为 IGS 文件, 导入到 ABAQUS 有限元软件, 从而进行有限元分析.

### 2.1 主要零部件属性

本文研究的桥壳主要是轴头法兰、钢板弹簧座、桥壳后盖和桥壳中段的焊接体, 各材料的密度均为  $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ , 主要零部件及其相关力学参数见表 1.

在 ABAQUS 材料库中按上述零部件及其相关力学参数对桥壳进行定义, 完成前处理相关操作.

### 2.2 后桥桥壳有限元网格划分

本文要对后桥桥壳进行有限元静力学分析, 选择通用性较强的 C3D10 四面体单元来划分

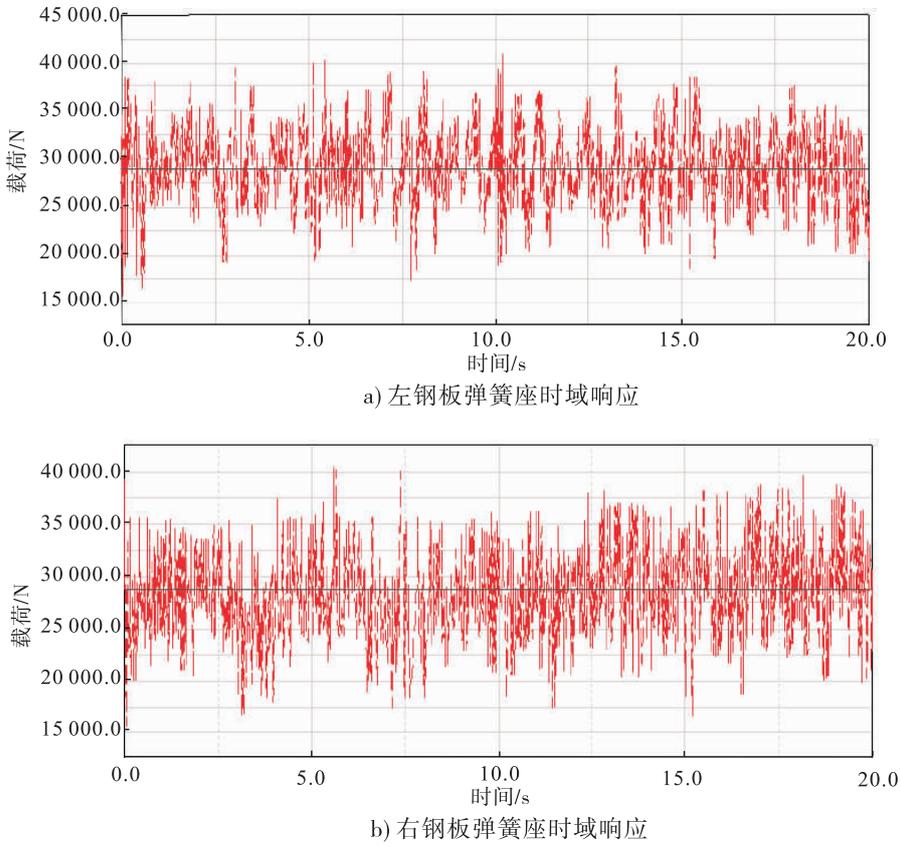
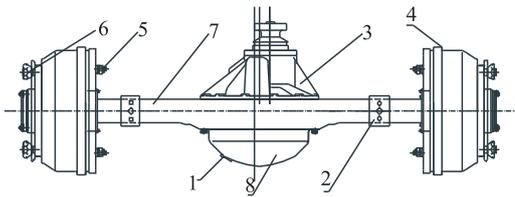


图3 左、右钢板弹簧座时域响应

Fig. 3 Time domain response of left and right spring plate



1.放油口 2.钢板弹簧座 3.主减速器壳 4.轮毂  
5.定位螺栓 6.调心螺栓 7.桥壳主体 8.桥壳后盖

图4 汽车后驱动桥结构图

Fig. 4 Automobile rear drive axle structure diagram

表1 桥壳主要零部件及其相关力学参数

Table 1 The main components and mechanical property parameters of the axle housing

模型	材料	弹性模量 ( $N \cdot m^{-2}$ )	泊松比	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
桥壳中段	Q345B	$2.10 \times 10^{11}$	0.27	345	450
桥壳后盖	Q235B	$2.10 \times 10^{11}$	0.25	235	375
钢板弹簧座	ZG270-500	$2.02 \times 10^{11}$	0.30	270	500
轴头法兰	32Mn2	$2.06 \times 10^{11}$	0.30	635	785

有限元模型. 该单元可约束  $UX, UY, UZ$  方向的自由度, 具有很强的通用性, 进行静力学计算的效率很高, 在小位移计算方面有独特的优势. 另外, 焊接部位用 Tie 模拟. 单元选择完毕后, 设置最小单元尺寸为 2.5, 划分网格得到后桥桥壳的有限元模型见图 5, 其中单元数为 284 602 个, 节点数为 56 489 个.

### 2.3 后桥桥壳有限元静力学分析

在汽车后桥 3 种典型的受力工况中, Bump 工况最为恶劣, 后桥除受到垂直弯曲载荷外, 还受到地面给予轮胎的一个向后的水平力, 该水平力势必会对桥壳产生一个扭矩, 该工况下受力和载荷约束情况见图 6.

此时的垂向力

$$F'_1 = F'_2 = \frac{1}{2}k_2G$$



图5 后桥桥壳有限元模型

Fig. 5 Finite element model of axle housing

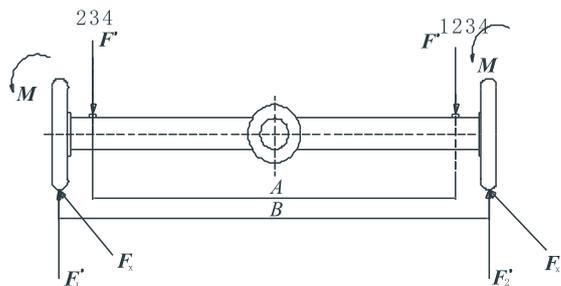


图6 Bump 工况受力和载荷约束

Fig. 6 Loads and constraints of Bump working condition

地面施加的水平反力

$$F_x = \frac{1}{2} k_2^2 G$$

由水平反力产生的扭矩

$$M = F_x r$$

其中,Bump 工况下的载荷系数  $K_2 = 0.8$ ,  $G$  为后轴满载载荷,轮胎的滚动半径  $r = 0.286 \text{ m}$ . 计算可得:  $F'_1 = F'_2 = 4018 \text{ N}$ ,  $F_x = 3\ 214.4 \text{ N}$ ,  $M = 919.318 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

该工况下的载荷约束方式是:在左右钢板弹簧座处约束,约束左钢板弹簧座的为代号 234 自由度,约束右钢板弹簧座的为代号 1234 自由度(左侧  $Y, Z$  的位移,右侧  $X, Y, Z$  位移);在轴头顶端施加垂向力、水平反力和水平反力产生的扭矩<sup>[10]</sup>. 在此基础上进行有限元分析,得到 Bump 工况下的后桥桥壳总成和各部件的应力分布见图 7.

从图 7 可以看出,Bump 工况下后桥桥壳 4

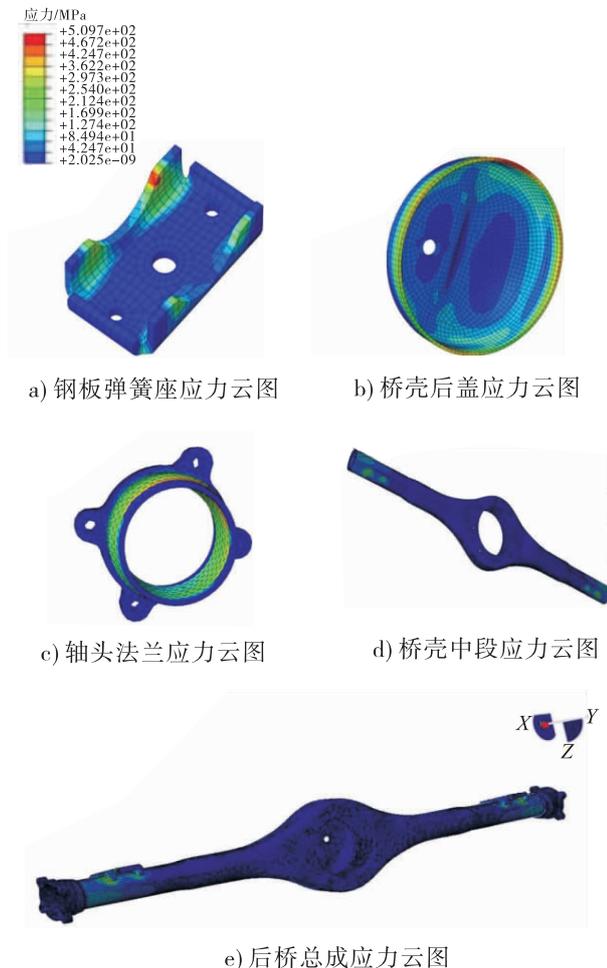


图7 Bump 工况后桥各部件应力分布

Fig. 7 Stress distribution of Bump working condition

个部件的应力从大到小的顺序依次是桥壳中段、钢板弹簧座、轴头法兰、桥壳后盖. 其中桥壳中段的应力最大点为其与轴头法兰焊接处,其值达到了  $50.97 \text{ MPa}$ ,这可能是由于垂直弯力和水平力扭矩产生了联合作用. 桥壳中段的应力分布不是呈现递增或者递减的趋势,而是在轴头焊接处和中间圆弧焊接处出现了两个峰值点,其中以轴头法兰焊接处为最大,这将是日后易产生疲劳破坏的脆弱点.

为了更好地了解桥壳中段周向应力的分布情况,现提取中段应力最大截面的内圈和外圈的应力值,以角度作为横坐标,相邻节点间的角度为  $40^\circ$ ,纵坐标则是关键节点应力值,得到图 8 的数据. 从图 8 可以看出,外径各节点的应

力值总体上大于内径的应力值,其中以 80° 处的外径应力值最大,该节点正是正截面的最下端的 4670 号节点,最大为 50.97 MPa.

同理,为了对钢板弹簧座的应力分布进行更深入的研究,以一侧钢板弹簧座为研究对象,以节点所在物理位置为横坐标,得到如图 9 的数据.由图 9 可以看出,钢板弹簧座内侧的应力整体上大于外侧,以物理轴为对称中心,应力呈对称分布;以内侧中心处应力为最大,最大值为 44.06 MPa,其节点号为 6879.

Bump 工况下应力为最大,最大值为 50.97 MPa. 此值将作为下一步对后桥桥壳进行寿命分析和优化设计的切入点.

为校核该后桥桥壳设计是否合理,由公式

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = 420/50.97 = 8.2$$

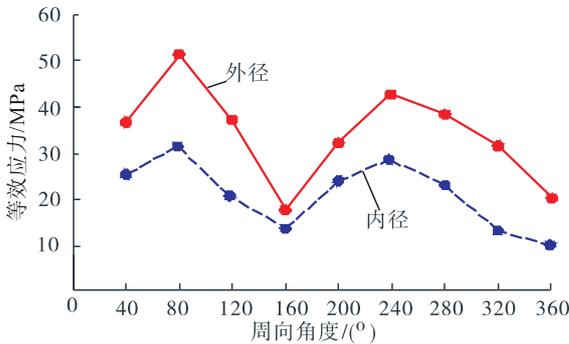


图 8 桥壳中段内外径应力分布

Fig. 8 Stress distribution of inner and outer diameter of axle housing

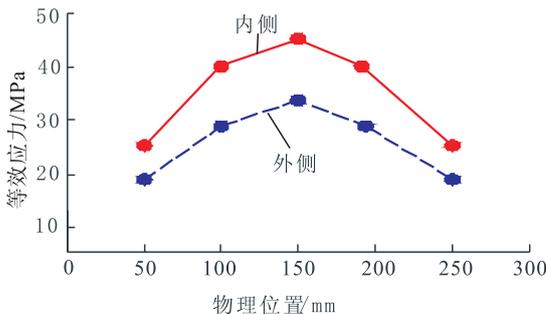


图 9 钢板弹簧座内外侧应力分布

Fig. 9 Stress distribution of inside and outside of the plate spring seat

来进行计算,计算发现其强度安全系数远远大于 1.3<sup>[11]</sup>,证明该桥壳的强度设计符合工作需求.

### 3 基于响应面近似模型的后桥桥壳优化

鉴于零部件的强度与材料的厚度成正比,说明材料的厚度与桥壳的疲劳寿命有直接关系.为提高桥壳疲劳寿命,在不改变桥壳基本结构的前提下,以桥壳几个重要设计参数为优化对象,以延长疲劳寿命为目标,应用响应面近似模型来进行优化设计.

#### 3.1 优化设计三要素的确定

##### 1) 设计参数的确定

选取 4 个重要尺寸的厚度为设计变量:中段轴厚度记为  $x_1$ ,边缘法兰厚度记为  $x_2$ ,钢板弹簧座厚度记为  $x_3$ ,桥中心圆弧厚度记为  $x_4$ . 根据汽车设计经验和后悬架的空间结构分布,4 个设计变量的取值范围确定如下: $x_1$  取值范围 16 ~ 18 mm, $x_2$  取值范围 14 ~ 17 mm, $x_3$  取值范围 18 ~ 20 mm, $x_4$  取值范围 25 ~ 26 mm.

##### 2) 优化目标的确定

在建立目标函数时,优化目标为疲劳寿命和静应力,即

以疲劳寿命为目标:

$$L = f_1(x_1, x_2, x_3, x_4)$$

以静应力为目标:

$$S = f_2(x_1, x_2, x_3, x_4)$$

式中, $L$  为疲劳寿命, $S$  为静应力.

##### 3) 约束条件的确定

后桥的总成静扭矩小于最大许用扭矩,弯曲刚度满足我国的相关标准,也就是说变形应控制在一定范围内.因此,需要满足的约束如下.

静扭矩满足:

$$M \leq M_p$$

弯曲刚度满足:

$$Y \leq [\tau]$$

式中,  $M$  为静扭矩,  $M_p$  为扭矩的最大许用值,  $Y$  为弯曲变形,  $[\tau]$  为弯曲变形许用值. 最大许用静扭矩由发动机扭矩和传动比计算得到, 最大允许变形为 3.2 mm.

### 3.2 优化数学模型的确定

在扭矩、刚度条件的约束下, 以疲劳寿命最大化为优化目标, 对 4 个变量进行优化设计, 其数学模型如下<sup>[12]</sup>:

$$\begin{cases} \text{maximize: } L = f_1(x_1, x_2, x_3, x_4) \\ \text{Minimize: } S = f_2(x_1, x_2, x_3, x_4) \\ \text{subject-to: } 16 \leq x_1 \leq 18 \\ 14 \leq x_2 \leq 17 \\ 18 \leq x_3 \leq 20 \\ 25 \leq x_4 \leq 26 \\ M \leq M_p \\ Y \leq [\tau] \end{cases}$$

### 3.3 响应面近似模型的确定

响应面近似模型采用一个高阶的函数多项式近似表达复杂的模型, 相比于其他的优化模型有更直观的用户体验. 当一点周围已知点的数量达到一定数量时, 便可以建立一个曲面, 由这个曲面代替实际模型进行计算. 其一般表达式<sup>[13]</sup>为

$$y = \beta_0 + \sum_{i=0}^n \beta_i X_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} X_i^2 + \sum_{i \leq j} \beta_{ij} X_i X_j + \varepsilon$$

式中,  $\beta_0, \beta_i, \beta_{ii}, \beta_{ij}$  为待定系数;  $\varepsilon$  为误差.

运用最优拉丁超立方的方法抽取中段轴厚度  $x_1$ , 边缘法兰厚度  $x_2$ , 钢板弹簧座厚度  $x_3$ , 桥中心圆弧厚度  $x_4$  的数值; 然后运用有限元仿真的方法, 分别求 Bump 工况下的静应力和桥壳疲劳寿命, 建立以中段轴厚度、边缘法兰厚度、钢板弹簧座厚度、桥中心圆弧厚度为自变量, 以静应力和

疲劳寿命为优化目标的响应面近似模型如下<sup>[14]</sup>:

$$\begin{aligned} L &= 3\,177.9 + 16\,374.2x_1 - 20\,822.92x_2 - \\ &\quad 48\,098.18x_3 - 84\,414.8x_4 - \\ &\quad 62\,955.39x_1^2 + 423\,854x_2^2 + 179\,761.7x_3^2 + \\ &\quad 599\,472x_4^2 + 19\,498.75x_1x_2 - \\ &\quad 54\,994.69x_1x_3 + 132\,285.47x_1x_4 - 83\,013x_2x_3 - \\ &\quad 193\,600x_2x_4 + 449\,362.15x_3x_4 \\ S &= 2\,358.47 - 12\,777.8x_1 + 26\,962.65x_2 - \\ &\quad 12\,011x_3 - 146\,880.1x_4 + 9\,410.3x_1^2 + \\ &\quad 109\,313.5x_2^2 - 5\,816.8x_3^2 + 480\,416.59x_4^2 - \\ &\quad 4\,785x_1x_2 + 71\,068.48x_1x_3 + 270\,351x_1x_4 - \\ &\quad 151\,459.3x_2x_3 - 557\,216.3x_2x_4 + 836\,224.3x_3x_4 \end{aligned}$$

### 3.4 优化结果

4 个设计变量迭代效果图如图 10 所示. 从图 10 可以看出, 4 个设计变量均在 11.5 s 之内完成了迭代, 迭代效果良好, 求解效率较高.

迭代后的 4 个设计变量值分别为 16.357 mm, 14.816 mm, 18.122 mm, 25.434 mm. 为了设计工作的方便, 将优化后的 4 个尺寸圆整后重新建立有限元模型. 经计算, 得到优化后的最大静应力和疲劳寿命, 并与与设计前比较, 得到表 2 的数据.

从表 2 可以看出, 4 个设计尺寸有 3 个都有所减小: 中段轴厚度从 17 mm 减少到 16.3 mm; 钢板弹簧座厚度由 19 mm 减少到 18 mm; 桥中心圆弧厚度由 26 mm 变成了 25.5 mm. 另外, 疲劳寿命由 54.9 万次延长到 64.4 万次. 在不改变桥壳本体结构的前提下, 对桥壳几个重要尺寸进行优化设计, 最大应力减少了约 10%, 桥壳的疲劳寿命延长了约 17%, 证明了优化的有效性<sup>[15]</sup>.

## 4 结语

本文运用 ADAMS 软件建立整车动力学模型以模拟实际工况, 通过 ABAQUS 对汽车后桥桥壳进行 Bump 工况下的有限元分析, 结果显

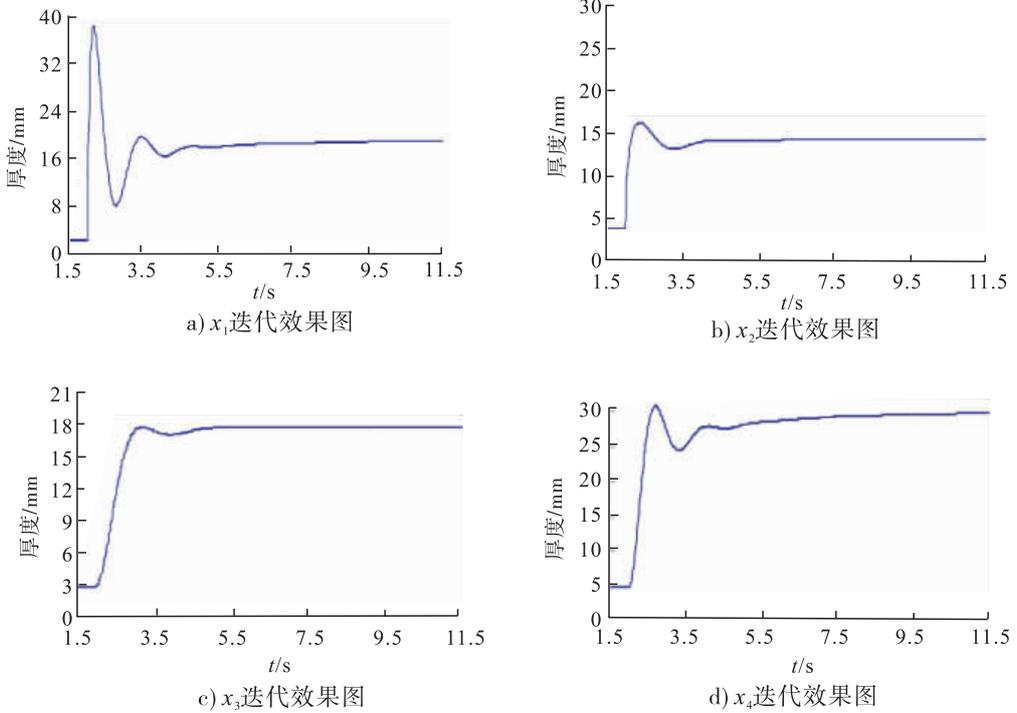


图 10 4 个设计变量迭代效果图

Fig. 10 Iteration effects of 4 design deformation

表 2 汽车后桥壳优化前后对比

Table 2 CoMParison before and after the optimization of rear axle housing mm

优化	中段轴厚度	边缘法兰厚度	钢板弹簧座厚度	桥中心圆弧厚度	静应力 /MPa	疲劳寿命 /万次
优化前	17	15	19	26	50.97	54.9
优化后	16.3	15	18	25.5	45.76	64.4

示该工况下桥壳中段应力最大,其值为 50.97 MPa. 然后以后桥壳疲劳寿命为优化目标,以桥壳中段轴厚度、边缘法兰厚度、钢板弹簧座厚度和桥中心圆弧厚度这 4 个设计参数为设计变量构建响应面近似模型,对 4 个设计变量进行优化. 优化后的 4 个参数中,除边缘法兰厚度保持不变之外,其余 3 个参数均有所减小. 依据优化后参数重新建立有限元模型并进行验证仿真,结果显示,优化后最大应力为 45.76 MPa,比优化前减少了约 10%,桥壳的疲劳寿命延长了约 17%,优化效果明显. 近似模型具有良好的工程实践意义,为汽车设计中各部件的受力分析提供了一种新方法.

参考文献:

- [1] 黄伟,肖凯锸. 某重型车驱动桥后桥壳疲劳强度分析[J]. 科技创新与应用,2016(3):10.
- [2] 张敏,李丽君,纪祥飞. 矿用重型卡车前梁的多工况强度分析[J]. 煤炭工程,2015,47(12):139.
- [3] 马青,王涛. 某圆柱壳体结构加筋拓扑优化分析[J]. 四川兵工学报,2015,36(9):79.
- [4] 刘巧红. 载重 5 t 驱动桥壳强度刚度及疲劳寿命的分析[D]. 秦皇岛:燕山大学,2016.
- [5] 高晶,宋健,朱涛. 随机载荷作用下汽车驱动桥壳疲劳寿命预估[J]. 机械强度,2008,30(6):982.
- [6] 孟莹. 基于 ADAMS 的某皮卡车平顺性仿真与优化[D]. 北京:北京林业大学,2015.
- [7] 孙贵斌,孙晓平. VDS - A01 客车前悬架系统仿真分析[J]. 客车技术与研究,2015(2):5.
- [8] 徐劲力,罗文欣,饶东杰,等. 基于 Workbench 对微车后桥桥壳的轻量化研究[J]. 图学学报,2015,36(1):128. (下转第 100 页)

- dual active bridges [J]. *Energies*, 2017, 10 (10):1588.
- [7] ZHONG W X, HUI S Y R. Maximum energy efficiency tracking for wireless power transfer systems [J]. *IEEE Trans Power Electron*, 2015 (7):4025.
- [8] LI H C, LI J, WANG K P. A maximum efficiency point tracking control scheme for wireless power transfer systems using magnetic resonant coupling [J]. *IEEE Transactions on Power Electronics*, 2015, 30(7):3998.
- [9] 蔡华, 史黎明, 李勇, 等. 基于谐波移相闭环控制的无线电能传输技术[J]. *电工技术学报*, 2018, 33(1):1.
- [10] 宋显锦, 张超, 徐小宇. 无线电能传输中的高频阻抗匹配特性分析[J]. *电源学报*, 2018, 12(17):1.
- [11] 麦瑞坤, 刘野然, 陈阳. 基于最优等效负载控制的感应电能传输系统效率优化方法研究[J]. *中国电机工程学报*, 2016, 36(23):6468.
- [12] 李富林, 樊绍胜, 李森涛. 无线电能传输最优效率下的阻抗匹配方法研究[J]. *电力电子技术*, 2015, 49(4):105.
- [13] 张焱强, 金楠, 唐厚君. 无线电能传输基于负载阻抗匹配的最大效率追踪[J]. *电力电子技术*, 2018, 52(5):25.

(上接第78页)

- [9] 罗天洪, 李德山, 黄兴刚, 等. 轮式挖掘机驱动桥壳疲劳失效分析[J]. *重庆理工大学学报(自然科学)*, 2013, 27(5):1.
- [10] 陈元华. 矿用自卸车驱动桥壳有限元疲劳分析与优化[J]. *煤炭技术*, 2012, 31(7):30.
- [11] 周广廷. 基于变截面驱动桥壳的静强度和动应力分析[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2011.
- [12] 雷刚. 基于 ADAMS 的麦弗逊式悬架系统的虚拟仿真分析及其优化设计[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.
- [13] 陈乾. 汽车可靠性试验的影响因素及改进措施初探[J]. *企业科技与发展*, 2009(22):57.
- [14] 王延克. 基于响应面法的汽车悬架系统优化设计[D]. 成都: 西南交通大学, 2009.
- [15] 李欣. 重型货车驱动桥壳结构分析及其轻量化研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.