DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.04.004

车门结构多目标轻量化研究*

侯振方[1,2],胡海欧[2],张爱兵[1*],李洪亮[2],霍俊焱[2]
(1. 宁波大学 机械工程与力学学院,浙江 宁波 315211;2. 中国汽车技术研究中心有限公司,天津 300300)

摘要:针对现有结构多目标轻量化设计采用单一变量(如板件厚度为优化变量)的不足,将网格变形技术创建的形状变量引入到了车门结构多目标轻量化设计中,建立了以板件厚度与车门结构形状同时作为设计变量的参数化有限元模型。对该车门进行了动态试验测试,验证了有限元模型及计算结果的可靠性;考虑到该车门一阶频率过低的问题,将一阶频率最大、车门质量最小作为优化目标,垂向刚度、窗框刚度为约束,进行了试验设计(DOE),通过 Kriging 函数模型拟合了要优化的目标及约束,经过精度校验,验证了该近似函数模型符合精度要求;最后利用多目标遗传算法进行了寻优计算。研究结果表明:在垂向刚度、窗框刚度满足约束值的情况下,车门质量最终降低 2.84 kg(减重达 13%),一阶频率提高了 25.8 Hz。

关键词:车门刚度;轻量化;形状变量;网格变形;多目标优化
中图分类号:TH122;U462.2 **文献标识码**:A **文章编号**:1001-4551(2020)04-0359-06

Multi-objective lightweight research of a door structure

HOU Zhen-fang[1,2], HU Hai-ou[2], ZHANG Ai-bing[1], LI Hong-liang[2], HUO Jun-yan[2]
(1. School of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China;
2. China Automotive Technologyand Research Center Co., Ltd., Tianjin 300300, China)

Abstract: Aiming at the shortage that the multi-objective lightweight design of the existing structure using a single variable (for example, the thickness of the plate is an optimization variable), the shape variable created by the mesh deformation technology was introduced into the multi-objective lightweight design of the door structure. The parametric finite element model was established as the design variable at the same time as the thickness of the plate and the shape of the door structure. Dynamic test on the door was carried out to verify the reliability of the finite element model and the calculation results. Because of the low first-order frequency of the door, the first-order frequency and the minimum door mass were taken as the optimization targets, the vertical stiffness and the frame stiffness were taken as the constraints, the experimental design (DOE) were carried out, the Kriging function model was used to fit the target and constraints to be optimized. After the accuracy check, it was verified that the approximate function model met meets accuracy requirements. Finally, the multi-objective genetic algorithm was used for optimization calculation. The results show that the door quality is finally reduced by 2.84 kg (13% weight loss), and the first-order frequency is increased by 25.8 Hz when the vertical stiffness and the frame stiffness satisfy the constraint value.

Key words: door stiffness; lightweight; shape variable; morphing; multi-objective optimization

0 引 言

作为汽车的重要组成部分,车门需要经常开启与关闭。由于其位置的特殊性,在车辆发生侧碰时,其对于驾驶员保护的重要性不言而喻。因此,车门的刚度与强度等关键性能就显得极其重要;再者,降低整车的重量也是一种必然的趋势。因此,在保证车身刚度、强度等性能不变差的前提下,对汽车的子系统进行轻量

收稿日期:2019-07-16
基金项目:浙江省自然科学基金资助项目(LY17A020001)
作者简介:侯振方(1993-),男,河南商丘人,硕士研究生,主要从事车身结构轻量化方面的研究。E-mail:1074282655@qq.com
通信联系人:张爱兵,男,副教授,硕士生导师。E-mail:zhangaibing@nbu.edu.cn

化研究具有重要的意义。

文献[1]以车门垂向位移,一阶弯曲频率、一阶扭转频率为约束,以车门质量为最小进行了单目标优化,最终在约束函数满足条件的前提下,车门质量降低了0.72 kg;文献[2]以汽车前端主要零部件厚度为优化变量,以拟合的 Kriging 模型近似替代了原有限元模型,以 B 柱加速度最大值最小为目标进行了碰撞优化设计,最终在满足正目标的前提下,得到了一组最优的设计变量组合;文献[3]将多目标响应问题的最优性与响应对可控因子波动的鲁棒性问题联系起来,同时考虑车门刚度以及碰撞等工况,对车门进行了基于稳健性的轻量化设计方法;文献[4]利用网格变形技术创建了涡轮增压器若干截面的形状变量,通过拟合近似模型进行了多目标优化,最终得到了涡轮的体积与涡轮截面最大形变量之间的帕累托边界;文献[5]运用改进的遗传算法对某型客车底架进行了多目标优化,轻量化效果非常好;文献[6]模拟了电动客车 4 种极限工况,以各工况最大变形量以约束客车骨架质量为目标,最终骨架质量减轻了5.36%。但以上研究仅仅以板件的厚度或者形状为单一变量进行优化设计,没有同时考虑变量的尺寸与结构形状可能对优化目标的影响。

本文基于车门多种工况,以板件厚度以及运用网格变形技术生成的形状变量一同作为优化变量,同时考虑到车门一阶固有频率与车身扭转频率较为接近,以车门质量最小、一阶频率最大为目标,车门的窗框、垂向刚度为约束,尝试运用混合设计变量对车门进行多目标轻量化设计。

1 车门有限元仿真与实验分析

1.1 有限元模型分析

车门主要由厚度不同的钣金件焊接而成,使用 acm 单元模拟点焊,螺栓通过刚性连接单元 rbe2 模拟,整个车门有限元模型共有 47 685 个单元,其中三角形单元 2 033 个,比例为 4.4%,小于三角形单元占比。模型节点数为 47 971,单元尺寸为 8 mm × 8 mm,车门原始总质量为 20.89 kg,主要由 21 个厚度不同的板件组成,各个板件均采用 shell 单元进行网格划分。

将建好的车门有限元模型施加各种工况并计算,可得出垂向刚度工况。作为车内与外界的通道,车门垂向刚度的好坏与其动态密封性能有直接关系。车门与车身安装铰链处的自由度全约束,并且在门锁处约束第 2 个自由度(y 向),在门锁孔的中心施加 $-Z$(垂直向下)向大小为 800 N 的集中力,以加载集中力点的法向变形绝对值为评价指标。

其工况设置如图 1 所示。

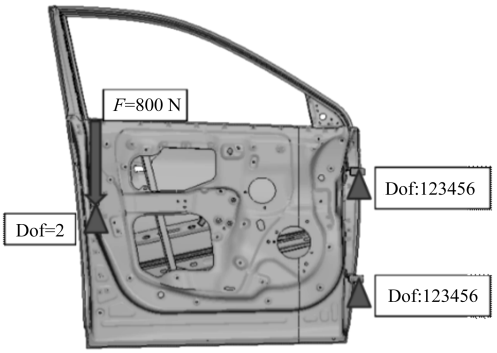

图 1 垂向刚度工况

窗框刚度工况:窗框刚度大小影响车门与车身之间的距离,因为局部结构的特殊性,窗框局部抵抗 Y(垂直车门外板方向)方向变形的能力可以表征窗框刚度的大小,窗框部位的结构刚度如果过低,同样影响其动态密封性能。

本文主要考察窗框角位置的局部刚度性能与车门铰链处的自由度全约束,并且在门锁处约束第 4 个自由度(绕 x 转动),在窗框局部处垂直面内施加 F = 200 N的集中力,以加载点法向变形量为评价标准。

具体工况设置如图 2 所示。

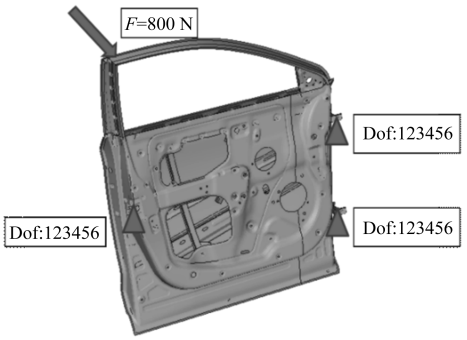

图 2 车门窗框工况

图 2 中,分别用 f、K_1、K_2、M 表示一阶频率、垂向刚度、窗框刚度、质量。计算得出 f、K_1、K_2、M 的初始值分别为26.50 Hz、143.4 N/mm、43.5 N/mm、20.89 kg。

1.2 实验及结果分析

笔者对该车门进行动态试验(模态)测试,验证有限元模型及其计算结果的可靠性,仿真模型计算工况与实验保持一致。

车门的刚度实验与模态试验结果如表 1 所示。

表 1　仿真与试验结果对比

	f/Hz	K_1/(N · mm^{-1})	K_2/(N · mm^{-1})	M/kg
试验	26.3	146.5	45.3	20.71
仿真	26.5	143.4	43.5	20.89
误差/(%)	0.75	2.16	4.17	0.86

由表 1 可知:仿真分析中车门质量、垂向刚度、窗框刚度、一阶模态与实验结果的误差均在 5% 以内,仿真与试验结果误差较小。因此,用有限元模型进行后续的分析计算是可行的。

2　定义形状变量

目前常用的网格变形方式有 4 类:(1) morph volum;(2) map to geometry;(3) morph domains&handles;(4) freehand morphing。

第(1)种网格被包围在 3D 块里面,3D 块为变形体,用其边界改变 3D 块的形状即可间接控制网格形状;第(2)种为几何映射,该方法对于模型的局部变形有很好的效果;第(3)种则更适用于模型的整体变形,该方法可通过控制全局或者局部手柄参数化地控制网格变形,可创建一些例如角度,圆弧等复杂的变形;第(4)种为网格自由变形方式,无需创建 3D 块或者变形域等。

本文利用以上网格变形方式创建形状变量,将车门板件厚度以及所创建的形状变量作为设计变量。厚度变量有外板、腰线外加强板、外板支撑板、左内板、右内板、窗框三角板等。对网格或者节点进行移动、旋转,可以改变截面的形状,创建形状变量;可对网格节点进行任意平移与旋转获得新的网格形状。初始网格节点位置与变形后网格节点位置之间的位移矢量为形状变量。

创建的 4 个形状变量如图 3 所示。

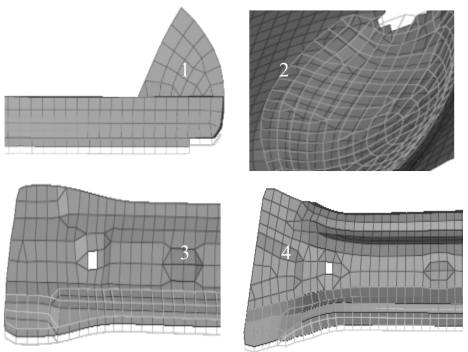

图 3　形状变量示意图

1 – 右玻璃升降器截面;2 – 门把手区域;3 – 外板支撑板截面;4 – 防撞梁截面

3　基于混合变量的多目标优化

3.1　优化步骤

首先笔者进行优化目标以及约束的选定,然后进行 DOE 设计,生成空间样本点,通过灵敏度分析筛选并去除对响应不敏感的一些变量,计算后提取目标与约束的值,最后以生成样本点的变量和响应值作为输入,构建近似模型,并确定优化算法,得出优化结果。

优化流程如图 4 所示。

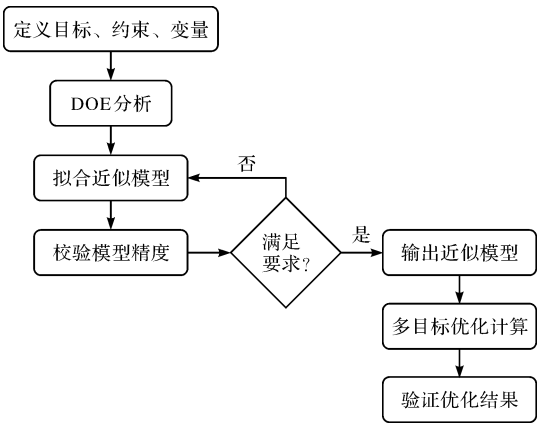

图 4　优化流程图

3.2　Hammesley 试验设计

3.1 节中生成样本点数据的原因在于需要构建近似模型。所构建近似模型的精确度与样本点在空间中的分布特征有很大的关系,样本点选取的越多,分布越均匀,拟合近似模型的精度越高。本文利用 Hammersley 采样法进行 DOE,该方法可通过伪随机数值发生器在超立方体中进行均匀抽样。对比拉丁超立方抽样方法,Hammersley 采样法能够在 K 维超立方体中实现很好的均匀分布,而拉丁超立方只能在一维问题上有很好的均匀性[7]。

两种采样法在样本点相同时的分布对比如图 5 所示。

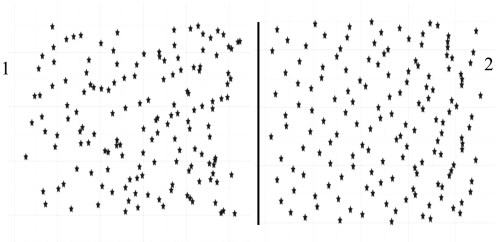

图 5　采样分布对比

1 – 拉丁超立方抽样;2 – Hammersley 抽样

由图 5 可知:在样本点相同时,Hammersley 采样法较拉丁超立方有更好的均匀性。样本点确定的情况

下,均匀性越好,近似模型精度就越高,因此选择均匀性较好的 Hammersley 采样进行实验设计。

二维空间中的 Hammersley 点(x_i, y_i)可由下式产生:

$$x_i = i/N \tag{1}$$

$$y_i = \sum_{j=0}^{k-1} \left\{ \left(\frac{i}{2^j} \right) \mathrm{mod} 2 \right\} \times 2^{-j-1} \tag{2}$$

式中:$0 \leqslant x_i, y_i \leqslant 1, i = \{0, 1, \cdots, N-1\}$;$N$— 采样点的总数目;$k = \log_2 N$— 不小于 $\log_2 N$ 的最小整数;$[i/2^j]$— 不大于$^{i/2j}$ 的最大整数。

上式中共采用 73 组有效样本点,将样本点数据依次代入模型中,求得各工况的目标及约束值,得到的试验设计矩阵如表 2 所示。

表 2 基于 Hamersley 采样的试验矩阵

	t_1/mm	t_2/mm	…	t_6/mm	S_1/mm	S_2/mm	S_3/mm	S_4/mm	f/Hz	K_1/(N·mm^{-1})	K_2/(N·mm^{-1})	M/kg
1	0.71	0.63	…	0.24	-1.92	-2.06	-2.11	-2.17	26.69	100.06	36.41	17.16
2	0.72	0.39	…	0.32	-1.35	-1.62	-1.71	-1.85	19.77	172.45	30.71	17.37
3	0.73	0.86	…	0.41	-0.77	-1.18	-1.32	-1.53	31.01	60.92	45.26	19.60
4	0.75	0.27	…	0.50	-0.19	-0.74	-0.92	-1.20	14.80	121.49	24.76	17.93
5	0.76	0.74	…	0.58	0.38	-0.29	-0.53	-0.87	30.51	216.11	49.73	21.55
6	0.78	0.51	…	0.67	0.96	0.15	-0.13	-0.54	22.94	81.02	37.53	20.01
7	0.79	0.98	…	0.75	1.54	0.59	0.26	-0.22	34.49	160.71	56.81	23.40
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
71	1.67	0.99	…	0.63	1.18	-1.07	3.09	-1.81	36.45	276.49	58.89	23.58
72	1.68	0.21	…	0.72	1.76	-0.63	3.48	-1.48	12.30	57.74	20.64	18.65
73	1.69	0.69	…	0.80	2.34	-0.19	3.88	-1.15	28.93	130.15	47.88	22.63

3.3 灵敏度分析

假设车门性能参数与设计变量函数关系式为 $F_n(t)$,其中,n— 性能参数的个数,t— 设计变量;假如车门有 3 个需要优化的性能 a、p、q,其表达式分别为 F_a,F_p,F_q,定义为第 i 个设计变量;F_a,F_p 与 F_q 和 t_i 的相关性相反。假设定义:性能 F_q 的值最小,F_a、F_p 为约束且有上限值,则 t_i 对 F_a 的绝对灵敏度为:

$$\Delta S_a = \frac{(U_a(t_i + \Delta t_i) - U_a(t_i))/U_a(t_i)}{\Delta t_i / t_i} = \Delta U_a / U_a \tag{3}$$

同理,可得出 F_p,F_q 的 ΔS_p,ΔS_q 的值;ΔS_{aq} 为 t_i 对 F_a 和 F_q 的相对灵敏度,定义为:

$$\Delta S_{aq} = \frac{\dfrac{(F_a(t_i + \Delta t_i) - F_a(t_i))/F_a(t_i)}{\Delta t_i / t_i}}{\dfrac{(F_q(t_i + \Delta t_i) - F_q(t_i))/F_q(t_i)}{\Delta t_i / t_i}} = \frac{F_q \Delta F_a}{\Delta F_q F_a} \tag{4}$$

当$|\Delta S_{aq}| < 1$ 时,对 F_a 的灵敏度小于对 F_q 的灵敏度;$|\Delta S_{aq}| > 1$ 时,则反之;当$|\Delta S_{aq}| = 1$ 时,t_i 对 F_a 的灵敏度等于对 F_q 的灵敏度,t_i 对 F_p,F_q 的相对灵敏度(同理可得 t_i 对 F_p,F_q 的影响规律)为:

$$\Delta S_{pq} = \frac{F_q \Delta F_p}{\Delta F_q F_p} \tag{5}$$

设计变量包括选取板件的厚度变量以及形状变量,厚度变量分别用 $t_1 \sim t_{10}$ 表示,形状变量分别用 $S_1 \sim S_4$ 表示,经以上灵敏度分析找出设计变量对每个响应的贡献大小。

由设计变量对各响应的灵敏度分析结果得:对车门质量贡献较大的有 t_6 外板、t_2 左内板、t_3 右内板、t_5 腰线外加强板;对一阶频率贡献较大的有 t_2 左内板、t_6 外板、t_3 右内板、S_2 门把手区域;对垂向刚度贡献较大的有 t_1 窗框三角板、S_1 右玻璃升降器、S_3 外板支撑板、t_6 外板;对窗框刚度贡献大的有 t_2 左内板、t_1 窗框三角板、t_6 外板、t_3 右内板。

经分析,去除 3 个贡献量小的厚度变量,共保留 10 个优化变量,其中,6 个厚度变量为:t_1 窗框三角板、t_2 左内板、t_3 右内板、t_4 外板支撑板、t_5 腰线外加强板、t_6 外板;4 个形状变量为:S_1 右玻璃升降器截面、S_2 门把手区域、S_3 外板支撑板截面、S_4 防撞梁截面。

3.4 近似模型的拟合

由离散样本组成的输入与输出信息可拟合近似数学模型。构建近似模型的好处在于可预测样本点外输入的响应,且与原有限元模型相比,近似模型计算速度要快很多。目前,实际中常用的近似数学模型有响应面模型、Kriging(克里格)模型以及 RBF 模型等。

Kriging 模型是以设计变量的变异性与相关性为基础,在设计变量空间内对其进行无偏、最佳估计[8]。由于该模型具有统计学特性的特点,噪声信息对 Kriging 模型一般不会造成影响。该模型在其他建模方面也有较高的可信度[9-11]。Kriging 模型以变异函数理论为基础,可以不用建立像响应面法那样明确的数学

表达式。

从精确度以及计算效率考虑,本文利用克里格模型替代原有限元模型,以输入变量和响应值为对应关系的 Kriging 模型可表示为:

$$Y(x) = f(x) + \delta(x) \tag{6}$$

式中:$Y(x)$— 拟合的 Kriging 模型;$f(x)$— 样本空间内的全局近似模型;$\delta(x)$— 局部偏差。

该偏差需要满足的统计特性如下:

$$E(\delta(x)) = 0 \tag{7}$$

$$Var(\delta(x)) = \sigma^2 \tag{8}$$

$$Cov(\delta(x_i),\delta(x_j)) = \sigma^2 \boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}(R(x_i,x_j)) \tag{9}$$

式中:$\boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}$— 沿对角线对称的相关矩阵;$R(x_i,x_j)$— 采样点 x_i 和 x_j 之间的相关函数。

采用拟合的近似模型代替原有限元模型时,可由决定系数 R^2、调整决定系数 R^2_{adj} 以及平均平方误差 MSE 来评价近似模型的精度,分别定义如下:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n}(\hat{y}_i - \bar{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{n}(y_i - \bar{y}_i)^2} \tag{10}$$

$$R^2_{\mathrm{adj}} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(n-1)(y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{n}(n-k-1)(y_i - \bar{y}_i)^2} \tag{11}$$

$$MSE = \frac{\sum_{i=1}^{n}(\hat{y}_i - y_i)^2}{n} \tag{12}$$

式中:n— 样本点个数;k— 自由度;$\hat{y}_i$— 响应的预测值;$\bar{y}_i$— 实测平值;y_i— 实测值。

由上述公式可知:当 R^2、R^2_{adj} 的数值越接近于 1,MSE 值越小,则构建模型精确度越高,模型越可靠[12]。利用 Hammersley 采样获得的试验矩阵,分别建立起一阶频率、垂向刚度、窗框刚度、质量均不同的 Kriging 模型。

评价模型拟合精度的指标如表 3 所示。

表 3　各工况 Kriging 近似模型的评价指标

	f	K_1	K_2	M
R^2	0.987	0.920	0.937	0.999
R^2_{adj}	0.975	0.916	0.929	0.999
MSE	1.03×10^{-15}	1.56×10^{-15}	1.29×10^{-15}	1×10^{-16}

由表 3 可知:用来评价所构建近似模型精度的决定系数以及调整决定系数值均接近 1,MSE 的值非常小。由此可见,可以用克里格模型替代原模型进行车门结构的轻量化设计求解。

3.5　多目标优化求解

本文以车门一阶频率最大和车门质量最小为目标,垂向刚度与窗框刚度为约束,具体定义如下:

$$\begin{cases} \min M(t,s) \\ \max f(t,s) \\ K_1 \geqslant 143.4 \\ K_2 \geqslant 43.5 \\ t \in (t_{\mathrm{L}}, t_{\mathrm{U}}) \\ s \in (S_{\mathrm{L}}, S_{\mathrm{U}}) \end{cases} \tag{13}$$

式中:f— 一阶频率;M— 质量;K_1— 垂向刚度;K_2— 窗框刚度;t— 厚度变量;s— 形状变量;t_{L}— 厚度上限;t_{U}— 厚度下限;S_{L}— 形状变量上限;S_{U}— 形状变量下限。

笔者以前面章节拟合的 Kriging 模型为基础,运用多目标遗传算法搜寻得出最优解集。优化时,因为所定义的目标会存在冲突的可能,最优解集中的某个解可能只在某个目标上是好的。这些在改进任何目标函数的同时,必然会削弱至少一个其他目标函数的解称为非支配解或 pareto 解[13-15]。

笔者获得 pareto 解集后,从最优解集中选择 3 组最优解进行结果验证,修改原始模型中板件厚度以及形状变量的值,然后计算,结果与选取的最优结果对比,误差均低于 6%。

优化获得的 pareto 前沿如图 6 所示。

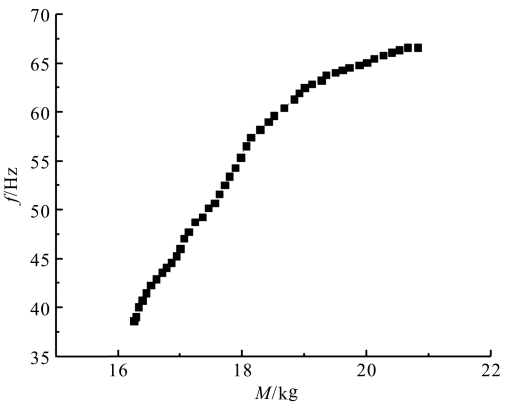

图 6　pareto 最优前沿

由图 6 可知:在车门窗框以及垂向刚度约束条件下,一阶频率最高可达 67 Hz,车门质量最低为 16 kg,轻量化效果较为明显,同时一阶频率又能有较大的提升,从而有效避免了车门一阶固有频率与车身一阶扭转频率耦合的可能性,因此得到的 pareto 优化解集较为理想。

综合考虑选择误差最小的第 3 组为目标解,具体如表 4 所示。

表 4 优化结果及验证

	初始值	优化结果								
		第 1 组	仿真值	误差	第 2 组	仿真值	误差	第 3 组	仿真值	误差
t_1	1.20	1.60	0.60	/	1.58	1.58	/	1.59	1.59	/
t_2	0.60	0.62	0.62	/	0.71	0.71	/	0.67	0.67	/
⋮				/			/			/
t_6	0.65	0.20	0.20	/	0.20	0.20	/	1.20	1.20	/
s_1	0	3.87	3.87	/	3.96	3.96	/	3.96	3.96	/
s_2	0	−1.68	−1.68	/	−1.96	−1.96	/	−1.78	−1.78	/
s_3	0	−1.93	−1.93	/	−1.93	−1.93	/	−1.94	−1.94	/
s_4	0	−1.97	−1.97	/	−1.92	−1.92	/	−1.93	−1.93	/
f	26.5	50.34	50.00	0.68%	54.92	52.31	4.75%	52.30	50.32	3.79%
K_1	143.4	203.58	197.62	2.93%	219.55	216.33	1.47%	225.91	222.63	1.45%
K_2	43.5	79.63	75.31	5.43%	86.71	83.26	3.98%	82.47	79.56	3.53%
M	20.89	17.65	17.81	0.91%	18.33	18.56	1.24%	18.05	18.22	0.94%

4 结束语

基于车门多种工况,笔者将厚度变量与运用网格变形技术生成的形状变量一同作为设计变量,对车门进行多目标轻量化设计;

经过 Hammersley 采样、试验设计、灵敏度分析,拟合得到高精度的近似数学模型,结合 NSGA 算法,提高了优化迭代的效率,可以科学、高效地指导车门结构的优化过程;

同时考虑车门垂向刚度、窗框刚度以及一阶模态等工况,对车门进行了多目标轻量化设计,得到了多目标优化的帕累托前沿解集。

研究结果表明:在车门垂向、窗框刚度达标的前提下,其质量降低 2.84 kg(减重 13%),一阶频率提高 25.8 Hz。

参考文献(References):

[1] 朱红军,胡泽豪,李落星,等. 基于 Hyperstudy 的车门结构多目标优化方法研究[J]. 制造业自动化,2015,37(24):77-81.

[2] 王国春,成艾国,胡朝辉,等. 基于 Kriging 模型的汽车前部结构的耐撞性优化[J]. 汽车工程,2011,33(3):208-212.

[3] 王 栋,王丽娟,陈宗渝,等. 稳健性和轻量化在车门结构优化设计中的应用[J]. 机械科学与技术,2019,38(4):626-633.

[4] 刘孟祥,胡辽平,谢 辉. 基于形状变量和全局响应面法的增压器涡轮多目标优化[J]. 内燃机程,2013,34(4):71-76.

[5] 高云凯,段少东. 基于 NSGA-Ⅱ算法的客车底架的离散拓扑优化[J]. 同济大学学报:自然科学版,2017,45(11):1664-1669.

[6] 高 晋,艾田付,杨秀建,等. 某电动客车车身骨架的轻量化[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2017,38(5):522-528.

[7] 周会峰,王光耀,李碧浩,等. 多目标优化设计方法在车身轻量化设计中的应用[J]. 机械设计与研究,2014,30(4):11-155.

[8] 朱茂桃,钱 洋,顾娅欣,等. 基于 Kriging 模型的车门刚度和模态优化[J]. 汽车工程,2013,35(11):1047-1050.

[9] SONG S I, PARK G J. Multidisciplinary optimization of an automotive door with a tailored blank[J]. **Automobile Enginering**,2006 ,220(2),151-163.

[10] GU X, SUN G, LI G, et al. A comparative study onmulti-objective reliable and robust optimization forcrashworthiness design of vehicle structure[J]. **Structuraland Multidisciplinary Optimization**, 2013,48(3): 669-684.

[11] YOON T H, KIM H, HEO C, et al. An experiment and FEsimulation for the development of a SPFC1180 AHSS one-bodydoor impact beam about a car side collision[J]. **International Journal of Precision Engineering andManufacturing**, 2016, 17(1): 81-89.

[12] 方柘林,王丽娟,陈宗渝,等. 基于车门结构的多目标优化设计方法研究[J]. 机械设计,2014,31(8):60-64.

[13] 吕仲明,徐盛林,肉孜·阿木提. 基于 FLUENT 的烧肉炉的优化设计及试验分析[J]. 包装与食品机械,2018(1):28-32.

[14] 曹巨江,杨奔奔,刘言松,等. 高速取纸机构主凸轮廓线设计及其优化[J]. 包装与食品机械,2019(4):29-33.

[15] 韩善灵,吕兴栋,卢 翔,等. 基于 Hyperworks 的电动汽车前舱盖多目标形状优化[J]. 现代制造工程,2018(5):73-78.

[编辑:方越婷]

本文引用格式:

侯振方,胡海欧,张爱兵,等. 车门结构多目标轻量化研究[J]. 机电工程,2020,37(4):359 − 364.

HOU Zhen-fang, HU Hai-ou, ZHANG Ai-bing, et al. Multi-objective lightweight research of a door structure[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020,37(4):359 − 364.