

文章编号:1671-8879(2016)06-0111-07

白车身静动刚度组件灵敏度分析与轻量化设计

李兆凯¹, 余 强¹, 李亦文², 左文杰³

(1. 长安大学 汽车学院, 陕西 西安 710064; 2. 中国第一汽车股份有限公司技术中心, 吉林 长春 130021;
3. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130022)

摘 要:为了指明白车身结构轻量化设计中结构修改的方向,对结构优化中每次迭代均需用到的灵敏度信息进行分析。为建立白车身结构组件的参数化有限元模型,将每块钣金组件所有板单元共享设计变量。通过分别定义外载荷与有限元节点位移函数、有限元模态方程特征值函数,并采用对多重复合函数求导的方法,先后建立车身静态扭转刚度与静态弯曲刚度、动态频率刚度模型,并得到车身静动刚度关于板厚的灵敏度信息。针对静态弯扭刚度表达式中位移响应数量远小于设计变量数量的问题,采用伴随变量灵敏度方法求解,先求解白车身的灵敏度信息,再根据灵敏度队列修改板件厚度。研究表明:得到的位移灵敏度能进一步提高分析效率;有 6 组组件板厚小幅增加,另有 5 组组件板厚大幅减小;提高了扭转刚度、弯曲刚度和 1、2、3 阶频率动刚度,减轻了车身质量。本文方法较之有限差分法具有更高精度和效率,有利于得到高刚度、轻质量的车身结构。

关键词:汽车工程;灵敏度分析;轻量化设计;白车身;静动刚度

中图分类号:U463.82

文献标志码:A

Component sensitivity analysis and lightweight design for static and dynamic stiffness of body-in-white structure

LI Zhao-kai¹, YU Qiang¹, LI Yi-wen², ZUO Wen-jie³

(1. School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. China FAW Co. Ltd. R&D Center, Changchun 130021, Jilin, China; 3. School of Mechanical Science & Engineering, Jilin University, Changchun 130022, Jilin, China)

Abstract: In order to point out the direction of structural modification in lightweight design of automotive body-in-white(BIW) structure, sensitivity information which is widely used in each iteration of structure optimization was analyzed. To establish a parameterized finite element model of BIW structural component, the method of sharing design variables between all plate elements of each metal component was employed. By defining the external load, function of finite element node displacement and the function of finite element modal equation eigenvalue respectively, and by solving derivation of multiple compound function, models of static torsional stiffness, static bending stiffness, and dynamic frequency stiffness of auto-body were established respectively. The sensitivity information of auto-body's static and dynamic stiffness subjected to

收稿日期:2016-06-10

基金项目:国家自然科学基金项目(51575226);中央高校基本科研业务费专项资金项目(2013G5220007);吉林省科技发展计划项目(20140101071JC)

作者简介:李兆凯(1986-),男,陕西榆林人,工学博士研究生,E-mail:lzk_1860@163.com。

通讯作者:余 强(1961-),男,河南南阳人,教授,博士研究生导师,E-mail:qiangyu@chd.edu.cn。

plate thickness was derived. The method of adjoint variable sensitivity was adopted with regard to solving the problem that number of displacement responses was far less than the number of design variables in the expression of static bending and torsional stiffness. Firstly, the sensitivity information of BIW was obtained, and then the plate thicknesses were modified according to the sensitivity queue. The results show that the obtained displacement sensitivity can further improve analysis efficiency. Plate thicknesses of six components increase slightly, while those of the other five components decrease greatly. Besides, the torsional stiffness, bending stiffness, first-order, second-order, third-order frequency and dynamic stiffness increase, while the mass of BIW declines. Compared with the finite difference method, this method has higher accuracy and efficiency, and also is advantageous to obtain auto-body structure with high stiffness and lightweight effect. 1 tab, 13 figs, 20 refs.

Key words: automobile engineering; sensitivity analysis; lightweight design; body-in-white; static and dynamic stiffness

0 引言

作为节能减排的重要手段,汽车轻量化已经成为汽车工业发展的重要潮流。汽车每减重 10%,燃油经济性可提升 7% 左右^[1]。汽车轻量化设计可从材料选择与结构优化 2 个方向入手^[2]。结构优化的理论基础是有限元法与非线性优化算法的结合,其关键在于灵敏度(梯度)信息的求解,灵敏度信息指明了优化中每一步结构修改的方向^[3-4]。

车身结构优化涉及到的工况有静态扭转工况、静态弯曲工况、动态频率工况以及碰撞工况等。现有研究基本都是在各个工况下通过试验设计采集样本,建立响应面模型,然后采用遗传算法或粒子群算法等优化该响应面模型。例如范子杰等采用响应面方法求解客车车身结构频率优化与拓扑优化问题^[5-6];王登峰等基于神经网络的响应面方法,研究了车身的多学科优化问题^[7-8];李兆凯等采用基于组合正交 DOE 采样的响应面方法,对轿车前端结构的耐撞性与轻量化展开优化^[9]。响应面方法作为一种可以处理“黑匣”问题的优化设计方法,只有当难以得到所研究问题的灵敏度信息时,才采用该方法,其缺点是:响应面的精度依赖于样本数量,而为了减少计算量,需要控制采样量,这样往往会造成响应面精度较低,无法高精度地表征原始物理模型^[10-11]。因此,基于梯度信息的车身结构优化的重要性更加凸显,难点在于动静刚度的灵敏度分析。在这方面,张代胜等推导了客车扭转刚度关于矩形管截面尺寸参数的灵敏度^[12];Zuo 等研究了轿车骨架弯扭刚度关于截面尺寸参数的灵敏度分析与优化设计^[13-15];Torstenfelt 等对轿车骨架进行了家族式优化设

计^[16]。以上工作都是关于梁单元截面参数的灵敏度分析或优化设计,适合于车身概念设计阶段。而在车身详细设计阶段,车身结构由板单元划分,每个薄板冲压件(组件)上的所有板单元共享 1 个厚度设计变量。车身详细模型的自由度约在 100×10^4 以上,组件板厚设计变量在 100 个左右,优化设计的计算量巨大,因此不再适合采用响应面方法进行结构优化。

鉴于此,采用梯度类优化方法实现车身详细模型的结构优化就非常必要,其关键步骤就是推导动静刚度关于板单元厚度的灵敏度信息,这也正是本文的研究内容。

1 白车身结构组件化建模

本文研究的白车身由 190 个钣金件构成,分为 4 个总成:侧围(side frame)、地板(floor)、前部(head)、尾部(tail),如下页图 1 所示。考虑制造因素与零部件的对称性,每个组件由多个钣金件构成,每个组件中的所有钣金件共享 1 个板厚尺寸设计变量。这样优化出的最优解更接近实际工程。侧围、地板、前部、尾部的组件爆炸视图如下页图 2~图 6 所示,其中:S1, S2, ..., S29 为侧围骨架组件编号;F1, F2, ..., F25 为地板组件编号;H1, H2, ..., H16 为发动机舱组件编号;T1, T2, ..., T11 为行李舱组件编号。考虑对称性以及工艺的要求,本文选取白车身 80 个核心承载组件,即将 80 个厚度尺寸作为设计变量。对图 1 所示的白车身结构划分四边形板单元网格,单元总数约为 24×10^4 ,自由度总数约为 152×10^4 。

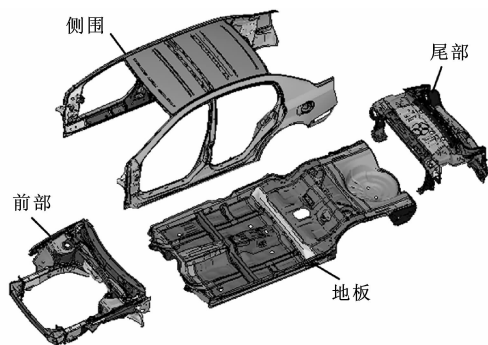


图 1 白车身四大总成

Fig. 1 Four components of BIW

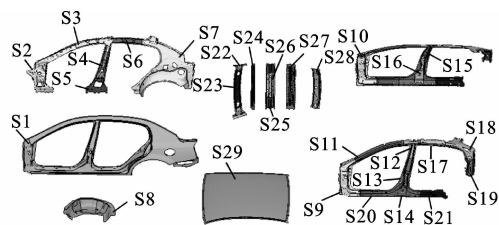


图 2 侧围骨架组件

Fig. 2 Components of side frame

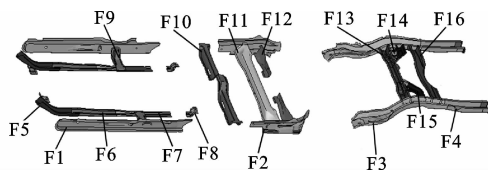


图 3 地板组件 I

Fig. 3 Components-I of floor

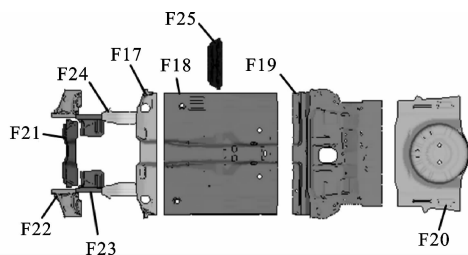


图 4 地板组件 II

Fig. 4 Components-II of floor

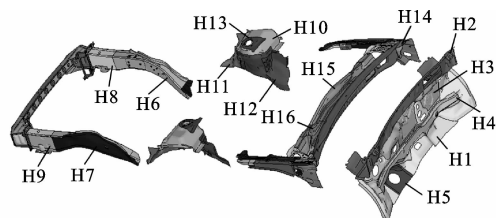


图 5 发动机舱组件

Fig. 5 Components of engine compartment

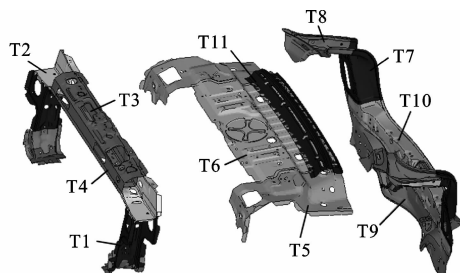


图 6 行李舱组件

Fig. 6 Components of luggage compartment

工况是模拟汽车越过凹坑时的单轮悬空状态;另一种工况是模拟车身的台架试验。相比于第 1 种方法,第 2 种方法可充分校核所有钣金组件对扭转刚度的贡献,因此本文选取后者。图 7 为扭转工况的加载与约束示意图,即在左右前轮罩悬架弹簧支座支撑点处施加大小相等、方向相反的铅垂力 $F_T=5\ 000\text{ N}$,并约束车身后悬架固定座支撑点的所有自由度。图中:XYZ 表示约束该点在纵向(X)、横向(Y)与垂向(Z)的运动自由度。

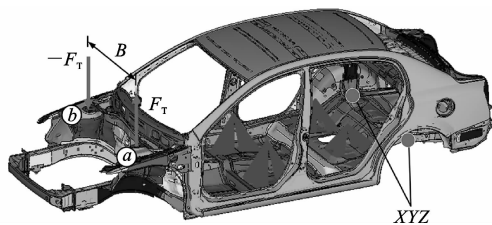


图 7 扭转工况的载荷与约束

Fig. 7 Loads and constraints of torsional condition

扭转刚度 K_T 为

$$K_T = \frac{M_T}{\Delta\varphi} = \frac{F_T B}{\arctan(u_T/B)} \quad (1)$$

式中: M_T 为力偶 F_T 形成的扭矩; $\Delta\varphi$ 为图 7 中 a、b 两点连线的转角;轮距 $B=1.0\text{ m}$; u_T 为加载点垂向位移。

式(1)是关于节点位移 u_T 的函数,可根据有限元静态平衡方程求出。

2.2 静态弯曲刚度定义

弯曲工况需约束前后悬架固定座支撑点处的所有自由度,并在座椅的左右固定处对称施加垂向力 $F_B=4\ 800\text{ N}$,以模拟乘客及内饰件质量,如下页图 8 所示。

弯曲刚度 K_B 为

$$K_B = \frac{F_B}{u_B} \quad (2)$$

式中: u_B 为加载点处的挠度。

以上 2 种工况的位移均需求解有限元静态平衡方程获得,即

2 静动刚度响应定义

2.1 静态扭转刚度定义

通常,扭转工况的描述分为 2 种类型^[17-18]:一种

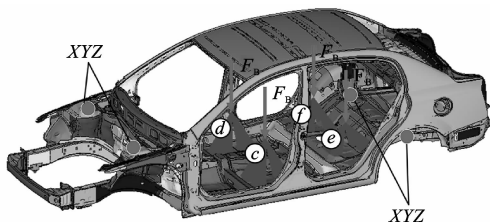


图8 弯曲工况的载荷与约束

Fig. 8 Loads and constraints of bending condition

$$\mathbf{K}\mathbf{u}=\mathbf{p} \quad (3)$$

式中: \mathbf{K} 为车身结构总体刚度矩阵, 即 $\mathbf{K}=\sum_{i=1}^{n_e}\mathbf{K}_i^e$, n_e 为板单元总数; \mathbf{u} 为位移向量; \mathbf{p} 为外载荷向量。

弯板单元的刚度矩阵可进一步表达为

$$\mathbf{K}^e=\iint_A\mathbf{B}^T\mathbf{D}\mathbf{B}dx dy \quad (4)$$

其中, 弹性矩阵 \mathbf{D} 为

$$\mathbf{D}=\frac{Ex^3}{12(1-\nu)^2}\begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: E 为弹性模量; ν 为泊松比; x 为板单元的厚度, 也即本文中导数推导过程中的设计变量; \mathbf{B} 为变形矩阵; A 为弯板板上(或板下)表面面积。

2.3 频率动刚度定义

频率动刚度由结构的特征值方程求解得到, 即

$$(\mathbf{K}-\omega_i^2\mathbf{M})\mathbf{u}_i=0 \quad (6)$$

式中: \mathbf{M} 为车身结构的总体质量矩阵; ω_i 为第 i 阶角频率, ω_i 除以 2π 得到频率, 用以评价车身的动刚度; \mathbf{u}_i 为关于质量矩阵正则化的振型, 满足

$$\mathbf{u}_i^T\mathbf{M}\mathbf{u}_i=1 \quad (7)$$

3 结构灵敏度推导

为了实现轻量化目标, 所有扭转刚度灵敏度定义为扭转刚度对整车质量 M 的导数, 即

$$S_T=\frac{\partial K_T}{\partial M} \quad (8)$$

将分子分母同除以 ∂x_i , 得到对第 i 个板厚变量 x_i 的灵敏度, 即

$$S_T^i=\frac{\partial K_T/\partial x_i}{\partial M/\partial x_i} \quad (9)$$

又因扭转刚度和整车质量都是板厚尺寸设计变量 x_i 的函数, 因此分别求其对设计变量 x_i 的导数。

将式(1)对 x_i 求偏导数得到扭转刚度对设计变量的灵敏度

$$\frac{\partial K_T}{\partial x_i}=\frac{F_T}{\arctan^2(u/B)}\left[1+\left(\frac{u}{B}\right)^2\right]\frac{\partial u_T}{\partial x_i} \quad (10)$$

整车质量是每个组件的板单元质量之和, 即

$$M=\sum_{k=1}^{n_c}m_k=\sum_{k=1}^{n_c}\sum_{j=1}^{n_k}m_j^e=\sum_{k=1}^{n_c}\sum_{j=1}^{n_k}\rho_jx_jA_j \quad (11)$$

式中: m_k 为第 k 个组件的质量; u 为位移; n_c 为组件数量; n_k 为第 k 个组件中板单元的数量; m_j^e 为第 k 个组件中第 j 个板单元的质量; ρ_j 、 A_j 分别为 k 个组件中第 j 个板单元的密度和表面积。

其他组件的质量与当前组件的设计变量无关, 因此整车质量 M 对设计变量 x_i 的偏导数可推导为

$$\begin{aligned} \frac{\partial M}{\partial x_i} &= \frac{\partial \sum_{k=1}^{n_c}m_k}{\partial x_i} = \frac{\partial m_k}{\partial x_i} = \frac{\partial \sum_{j=1}^{n_k}m_j^e}{\partial x_i} = \\ &= \frac{\partial \sum_{j=1}^{n_k}\rho_jx_jA_j}{\partial x_i} = \sum_{j=1}^{n_k}\rho_jl_j \end{aligned} \quad (12)$$

接着, 需要推导式(10)中位移对设计变量的导数, 即 $\partial u_T/\partial x$ 。目前, 有 2 种位移解析灵敏度方法可求得 $\partial u/\partial x_k$, 分别为直接法和伴随变量法。当设计变量的数量远大于位移响应的数量时, 采用伴随变量法求解; 反之采用直接法分析。式(10)需要求解加载点位移对所有设计变量的灵敏度, 因此需要采用伴随变量法求解。

将式(3)两端同时对设计变量 x_i 求偏导, 且外载荷 \mathbf{p} 与设计变量无关, 因此得

$$\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i}\mathbf{u}+\mathbf{K}\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x_i}=0 \quad (13)$$

式(13)进一步表达为

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x_i}=-\mathbf{K}^{-1}\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i}\mathbf{u} \quad (14)$$

式(14)即为直接灵敏度表达式, 该公式得到的是整个位移向量对设计变量的灵敏度, 而式(10)仅需要加载点处位移对设计变量的灵敏度。因此, 如要求第 i 个位移的灵敏度, 将该位移 u_i 表达为位移向量 \mathbf{u} 的函数, 即

$$u_i=\mathbf{Q}_i^T\mathbf{u} \quad (15)$$

式中: \mathbf{Q}_i 为伴随载荷向量, 其第 i 个元素为 1, 其余元素都为 0, 即

$$\mathbf{Q}_i=[0,0,\dots,0,1,0,\dots,0,0]^T \quad (16)$$

因此, u_i 对设计变量 x_i 的导数为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=\frac{\partial \mathbf{Q}_i^T}{\partial x_i}\mathbf{u}+\mathbf{Q}_i^T\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x_i} \quad (17)$$

由于 \mathbf{Q}_i 为常数向量, 所以有

$$\frac{\partial \mathbf{Q}_i^T}{\partial x_i} = 0 \quad (18)$$

将式(14)与式(18)代入式(17),得

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = -\mathbf{u}_i^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i} \mathbf{u}, \mathbf{K} \mathbf{u}_i = \mathbf{Q}_i \quad (19)$$

式中: \mathbf{u}_i 为伴随位移向量。

伴随载荷和伴随位移与设计变量的个数无关,只与位移响应的个数有关。因此,伴随灵敏度分析可以减少扭转刚度灵敏度分析的计算量。

总体刚度矩阵 \mathbf{K} 对设计变量 x_i 的导数可表示为

$$\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i} = \sum_{k=1}^{n_c} \sum_{i=1}^{n_k} \frac{\partial \mathbf{K}_i^e}{\partial x_i} = \sum_{i=1}^{n_k} \frac{\partial \mathbf{K}_i^e}{\partial x_i} \quad (20)$$

将式(4)对设计变量 x_i 求导数,得到单元刚度矩阵的灵敏度,即

$$\frac{\partial \mathbf{K}_i^e}{\partial x_i} = 3 \iint_A \frac{1}{x_i} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dx dy \quad (21)$$

与扭转刚度灵敏度推导类似,弯曲刚度灵敏度可定义为

$$S_B^i = \frac{\partial K_B}{\partial M} = \frac{\partial K_B / \partial x_i}{\partial M / \partial x_i} \quad (22)$$

将式(2)对设计变量求导数得

$$\frac{\partial K_B}{\partial x_i} = -\frac{F_B}{u_B^2} \frac{\partial u_B}{\partial x_i} \quad (23)$$

进一步将式(12)、式(19)、式(20)、式(23)代入式(22),即可求得弯曲刚度灵敏度,此处不再赘述。

接下来求解频率灵敏度,将式(6)对设计变量 x_i 求偏导数,得

$$\left(\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i} - 2\omega_i \frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} \mathbf{M} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial x_i} \right) \mathbf{u}_i + (\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}) \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (24)$$

将 \mathbf{u}_i^T 左乘式(24)并代入式(7),得到频率灵敏度为

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} = \frac{1}{2\omega_i} \mathbf{u}_i^T \left(\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial x_i} \right) \mathbf{u}_i \quad (25)$$

将式(25)进一步在组件单元水平上展开,即

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} = \sum_{k=1}^{n_c} \sum_{j=1}^{n_k} \frac{1}{2\omega_i} \mathbf{u}_i^{eT} \left(\frac{\partial \mathbf{K}_j^e}{\partial x_i} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}_j^e}{\partial x_i} \right) \mathbf{u}_i^e = \sum_{j=1}^{n_k} \frac{1}{2\omega_i} \mathbf{u}_i^{eT} \left(\frac{\partial \mathbf{K}_j^e}{\partial x_i} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}_j^e}{\partial x_i} \right) \mathbf{u}_i^e \quad (26)$$

4 算例与讨论

以第 1 节建立的车身组件模型为例,采用自主开发的 VB-FDO 软件实施静动刚度灵敏度分析^[19-20]。灵敏度分析队列如图 9~图 11、下页图

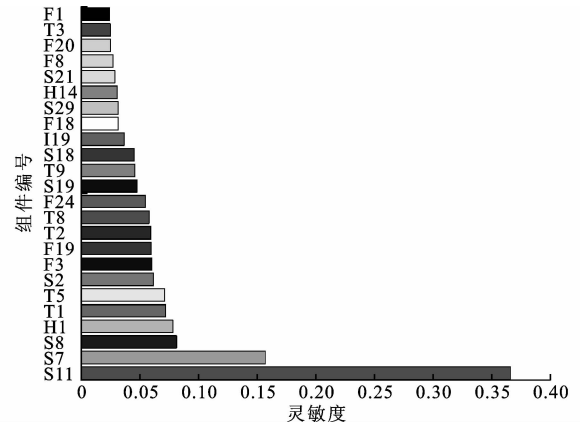


图 9 扭转刚度灵敏度

Fig. 9 Sensitivity of torsional stiffness

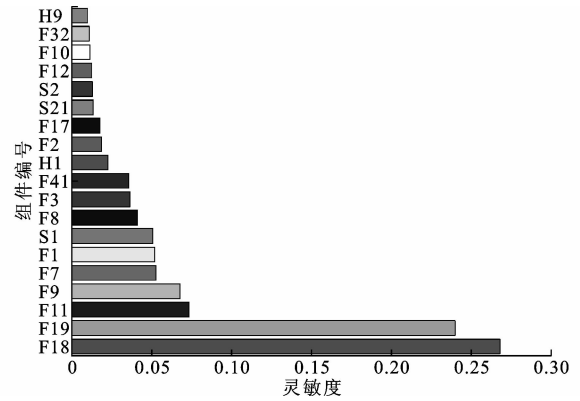


图 10 弯曲刚度灵敏度

Fig. 10 Sensitivity of bending stiffness

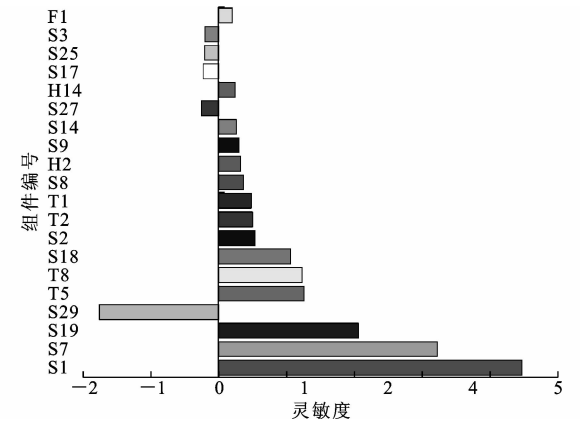


图 11 第 1 阶频率动刚度灵敏度

Fig. 11 Sensitivity of 1st order frequency

12、图 13 所示。

由图 9 可看出,组件 S11(即车身 A 柱)对扭转刚度最灵敏;由图 10 可看出,地板组件 F18、F19、F11、F9 等对弯曲刚度最灵敏;由图 11~图 13 可看出,侧围组件对频率动刚度最灵敏。

此外,由频率灵敏度图 11~图 13 可看出,灵敏度既有正值也有负值。负的灵敏度值表明,增加板

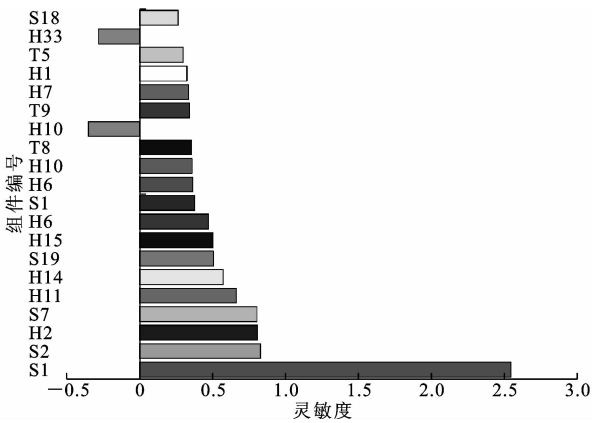


图 12 第 2 阶频率动刚度灵敏度
Fig. 12 Sensitivity of 2nd order frequency

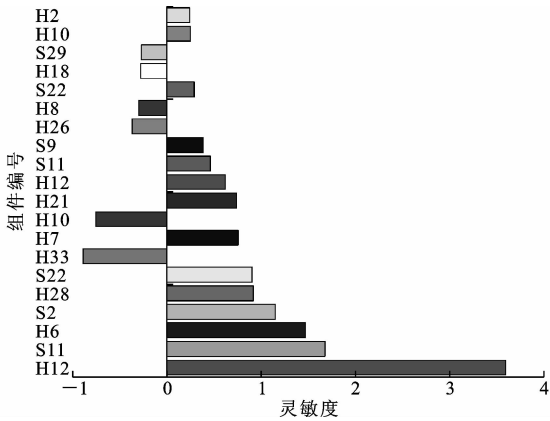


图 13 第 3 阶频率动刚度灵敏度
Fig. 13 Sensitivity of 3rd order frequency

的厚度,整车频率出现降低,这与直觉经验是违背的。为此将式(26)重新表示为

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} = \sum_{j=1}^{n_k} \frac{1}{2\omega_i} \mathbf{u}_i^{\text{eT}} \left(\frac{\partial \mathbf{K}_j^{\text{e}}}{\partial x_i} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}_j^{\text{e}}}{\partial x_i} \right) \mathbf{u}_i^{\text{e}} \quad (27)$$

令

$$\mathbf{A}_j = \frac{1}{2\omega_i} \left(\frac{\partial \mathbf{K}_j^{\text{e}}}{\partial x_i} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}_j^{\text{e}}}{\partial x_i} \right) \quad (28)$$

将式(28)代入式(27),得

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} = \sum_{j=1}^{n_k} \mathbf{u}_i^{\text{eT}} \mathbf{A}_j \mathbf{u}_i^{\text{e}} \quad (29)$$

如果 \mathbf{A}_j 是正定矩阵,那么其相应的二次型满足

$$\mathbf{u}_i^{\text{eT}} \mathbf{A}_j \mathbf{u}_i^{\text{e}} > 0 \quad (30)$$

因此,式(29)的求和形式满足

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial x_k} = \sum_{j=1}^{n_k} \mathbf{u}_i^{\text{eT}} \mathbf{A}_j \mathbf{u}_i^{\text{e}} > 0 \quad (31)$$

事实上,并不能保证整车的每个组件的 \mathbf{A}_j ($j=1,2,3,\cdots,n_c$) 是正定的。也就是说,正定的 \mathbf{A}_j 只是频率灵敏度为正的必要条件,这也与图 11~图 13 中的频率灵敏度结果一致。

根据图 9~图 13 的灵敏度队列,将灵敏度值大的组件板厚尺寸增加,将灵敏度值小的组件板厚尺寸减小,然后对修改后的车身结构重新进行有限元静态和模态分析,求得修改后的车身静动刚度值与车身质量,列于表 1。可以看到,通过基于灵敏度信息的结构修改,车身的静动刚度性能得到了提升,且降低了车身质量。

表 1 基于灵敏度信息的车身结构修改
Tab. 1 Automotive body structure modification based on sensitivity information

车身组件与性能		修改前	修改后	改变量/%
组件板厚 尺寸/mm	S1	1.00	1.20	+20.0
	S7	0.65	0.70	+7.7
	S8	0.75	0.80	+6.7
	S11	1.40	1.60	+14.3
	F19	0.80	1.00	+25.0
	F18	0.65	0.70	+6.7
	F20	0.65	0.40	-38.5
	F1	1.60	1.20	-25.0
	S29	0.80	0.60	-25.0
	H10	3.20	2.30	-28.0
	F3	2.00	1.60	-20.0
扭转刚度/(N·mm·rad ⁻¹)		6.029×10 ⁶	6.321×10 ⁶	+4.8
弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)		3 402.1	3 570.2	+4.9
第 1 阶频率动刚度/Hz		27.9	29.8	+6.8
第 2 阶频率动刚度/Hz		32.1	33.6	+4.7
第 3 阶频率动刚度/Hz		37.1	38.4	+3.5
车身质量/kg		259.7	251.0	-3.4

注:“+”表示增加;“-”表示减少。

5 结 语

(1)在汽车结构轻量化设计中,灵敏度信息可为结构修改的方向提供重要参考。本文建立了白车身结构的组件化参数模型,定义了静态刚度,并推导了动静刚度关于板厚尺寸变量的灵敏度信息。

(2)车身静态扭转刚度与静态弯曲刚度可通过外载荷与有限元节点位移函数完成定义;车身动态频率刚度可利用有限元模态方程特征值函数完成定义;车身静动刚度关于板厚的灵敏度信息可通过对多重复合函数求导的方法获得。

(3)根据灵敏度信息修改了车身结构,使车身扭转刚度提高 4.8%,弯曲刚度提高 4.9%,1、2、3 阶频率动刚度分别提高 6.8%、4.7%、3.5%,车身质量减轻 3.4%。

(4)本文给出的灵敏度分析方法是针对有限元方程的解析法,因此在计算精度与效率方面均优于

工程上常用的有限差分法。此外,灵敏度信息的推导为今后车身结构数学优化模型的求解提供了导数信息。

(5)本文选取了白车身的80个核心承载组件,并将80项厚度尺寸作为设计变量,但本文的灵敏度分析方法对设计变量个数没有限制。在后续研究中,为实现进一步精细化优化,可根据情况增加设计变量。

参考文献:

References:

- [1] 中国汽车工程学会. 中国汽车轻量化发展——战略与路径[M]. 北京:北京理工大学出版社,2015.
Society of Automotive Engineers of China. China automotive lightweight development—strategy and path [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2015. (in Chinese)
- [2] 孙凌玉. 车身结构轻量化设计理论、方法与工程实例[M]. 北京:国防工业出版社,2011.
SUN Ling-yu. Design theory, method and engineering cases of automotive body structure lightweight [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2011. (in Chinese)
- [3] KREJA I, MIKULSKI T, SZYMCZAK C. Adjoint approach sensitivity analysis of thin-walled beams and frames[J]. Journal of Civil Engineering and Management, 2005, 11(1): 57-64.
- [4] VAN KEULEN F, HAFTKA R T, KIM N H. Review of options for structural design sensitivity analysis. part 1: Linear systems[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 194 (30/33): 3213-3243.
- [5] 范文杰, 范子杰, 桂良进, 等. 多工况下客车车架结构多刚度拓扑优化设计研究[J]. 汽车工程, 2008, 30(6): 531-533.
FAN Wen-jie, FAN Zi-jie, GUI Liang-jin, et al. Multi-stiffness topology optimization of bus frame with multiple loading conditions[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(6): 531-533. (in Chinese)
- [6] 田程, 桂良进, 范子杰. 采用序列响应面法的大客车结构振动频率优化[J]. 汽车工程, 2010, 32(10): 832-836.
TIAN Cheng, GUI Liang-jin, FAN Zi-jie. Vibration frequencies optimization of bus structure using sequential response surface method[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(10): 832-836. (in Chinese)
- [7] 王登峰, 卢放. 基于多学科优化设计方法的白车身轻量化[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2015, 45(1): 29-37.
WANG Deng-feng, LU Fang. Body-in-white lightweight based on multidisciplinary design optimization [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2015, 45(1): 29-37. (in Chinese)
- [8] 季枫, 王登峰, 陈书明, 等. 轿车白车身隐式全参数化建模与多目标轻量化优化[J]. 汽车工程, 2014, 36(2): 254-258.
JI Feng, WANG Deng-feng, CHEN Shu-ming, et al. Implicit parameterization modeling and multi-objective lightweight optimization for a car's body-in-white[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(2): 254-258. (in Chinese)
- [9] 李兆凯, 余强, 赵轩, 等. 汽车前部结构低速碰撞耐撞性与轻量化优化[J]. 中国公路学报, 2016, 29(10): 149-158.
LI Zhao-kai, YU Qiang, ZHAO Xuan, et al. Crashworthiness and lightweight optimization for frontal structure of automobile under low-speed impact[J]. China Journal of Highway and Transport, 2016, 29(10): 149-158. (in Chinese)
- [10] FANG H, RAIS-ROHANI M, LIU Z, et al. A comparative study of metamodeling methods for multi-objective crashworthiness optimization [J]. Computers and Structures, 2005, 83(25/26): 2121-2136.
- [11] KLEIJNEN J P C, SARGENT R G. A methodology for fitting and validating metamodels in simulation [J]. European Journal of Operational Research, 120(1): 14-29.
- [12] 张代胜, 张林涛, 谭继锦, 等. 基于刚度灵敏度分析的客车车身轻量化研究[J]. 汽车工程, 2008, 30(8): 718-720.
ZHANG Dai-sheng, ZHANG Lin-tao, TAN Ji-jin, et al. A research on the lightweighting of bus body based on stiffness sensitivity analysis[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(8): 718-720. (in Chinese)
- [13] ZUO W, YU J, SAITOU K. Stress sensitivity analysis and optimization of automobile body frame consisting of rectangular tubes[J]. International Journal of Automobile Technology, 2016, 17(5): 843-851.
- [14] CHEN W, ZUO W J. Component sensitivity analysis of conceptual vehicle body for lightweight design under static and dynamic stiffness demands[J]. International Journal of Vehicle Design, 2014, 66(2): 107-123.