

基于模态扩展的变速器箱体振动识别及辐射噪声优化

廖芳^{1,2}, 高卫民¹, 王承³, 李俊鹏²

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 上海汽车集团股份有限公司技术中心, 上海 201804; 3. 百利得安全气囊(上海)公司, 上海 201315)

摘要: 提出一种基于模态扩展技术的变速器箱体振动识别方法. 以某变速器为例, 应用有限元方法计算出变速器箱体的模态频率和特征向量, 通过试验测得箱体在运行工况下部分点的振动加速度, 将振动加速度映射到有限元模型上, 得到各阶模态的参与因子, 依据模态参与因子与特征向量识别箱体有限元模型中所有节点的振动加速度. 研究表明, 识别出的加速度值与实测值的最大平均残差为 9.7%, 基于模态扩展技术的箱体振动识别方法有效. 最后根据识别的加速度计算变速器箱体辐射声功率, 确定了 3 个辐射声功率较大的区域并进行优化, 优化后的变速器箱体辐射声功率最大下降 1.8 dB.

关键词: 模态扩展; 模态参与因子; 辐射声功率; 奇异值分解; 变速器箱体

中图分类号: TH132

文献标识码: A

Vibration Identification of Gearbox Housing by Modal Expansion and Radiation Sound Optimization

LIAO Fang^{1,2}, GAO Weimin¹, WANG Cheng³, LI Junpeng²

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Automobile Research Center of SAIC Motor, Shanghai 201804, China; 3. Key Safety System China Operation, Shanghai 201315, China)

Abstract: A vibration identification method about gearbox housing was presented on the basis of modal expansion. By taking vibration identification of a gearbox housing as an example, frequencies and eigenvectors of the housing were obtained through finite element method and accelerations of a part of points on the housing in operation case were obtained by test. Then modal participation factors were calculated after the accelerations were transferred to finite element model of the housing. The accelerations of all grids in the finite element model were identified according to the modal participation factors and the eigenvectors. The results indicate that the maximal average residue of the identified

accelerations and those of the test is 9.7%, so the vibration identification method by the modal expansion can be used in acoustics design of gearbox housing. Finally radiation sound powers of potential modification panels on the gearbox housing were computed based on the identified accelerations and three panels with higher radiation sound powers were found and optimized. The radiation sound power of the panels can be decreased by 1.8 dB at most after the optimization.

Key words: modal expansion; modal participation factor; radiation sound power; singular value decomposition; gearbox housing

变速器箱体除了受到齿轮啮合冲击、传动误差、轴承动载荷等内部振动激励外, 还受到发动机、半轴等部件的外部振动激励, 其振动过程复杂, 很难通过数值方法精确模拟^[1]. 此外, 由于变速器齿轴系存在制造误差, 变速器箱体安装边界条件复杂^[2], 增加了识别其振动特性的难度. 通过试验测试手段可获得箱体上部分点的振动特性, 但若要获得整个箱体的振动特性, 需要布置大量传感器, 试验次数多、费用高. 因此, 如何便捷、准确地获得变速器箱体的振动特性成为其动力学设计的关键之一.

目前已有一些学者对变速器箱体振动和噪声进行了研究, 并取得一定成果. 林腾蛟等^[3-4]应用齿轮刚度、误差和冲击激励, 计算得到箱体的振动特性, 然后用边界元法计算其辐射噪声; 赵凤强等^[5]提出以实测的变速器箱体振动加速度信号预测变速器在线噪声声压级的方法. 本文在已有研究基础上, 提出基于模态扩展技术的变速器箱体振动识别方法, 对变速器箱体的振动特性进行快速和有效的识别. 该方法应用有限元技术计算出变速器箱体的模态频率和特征向量, 通过试验测得箱体上部分点在运行工况下的振动加速度, 然后将振动加速度映射到有限

元模型上,计算出箱体各阶模态参与因子,依据模态参与因子与特征向量识别箱体上所有点的振动特性,最后根据识别出的振动特性,对变速器箱体上可以进行设计更改的区域进行辐射声功率计算,确定辐射声功率较大的区域,并进行改进设计以降低箱体辐射噪声。

1 基于模态扩展技术的变速器箱体振动特性识别的基本原理

当变速器箱体受到任意激励 $f(t)$ 作用时,其振动微分方程为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = \{f(t)\} \quad (1)$$

式中: M 为箱体的质量矩阵; X 为箱体的响应位移矩阵; C 为箱体阻尼矩阵; K 为箱体的刚度矩阵; $\{f(t)\}$ 为箱体受到的激振力矩阵。

利用主振型矩阵 φ 作为坐标变换矩阵进行坐标变换,得到箱体在物理坐标下的响应为^[6]

$$X(\omega) = \varphi\{q(\omega)\} \quad (2)$$

式中: $X(\omega)$ 为箱体的响应; φ 为箱体的主振型矩阵; $\{q(\omega)\}$ 为箱体的模态参与因子矩阵。

在变速器箱体振动特性识别中,首先利用有限元方法计算出箱体 m 阶模态主振型矩阵 $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$,通过试验测得运行工况下箱体上 n 个自由度的振动特性 $X_{\text{red-fe}}$,然后将 n 个自由度的振动特性 $X_{\text{red-fe}}$ 映射到相邻近的有限元节点上,由 $X_{\text{red-fe}}$ 及其对应有限元节点的模态振型矩阵可得

$$X_{\text{red-fe}}(\omega) = \varphi_{\text{red-fe}}(\omega)\{q(\omega)\} \quad (3)$$

式中: $X_{\text{red-fe}}$ 为试验测得的运行工况下箱体上 n 个自由度的振动特性; $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$ 为有限元方法计算出的箱体 m 阶模态主振型矩阵。根据公式(3)可推导出箱体各阶模态参与因子矩阵 $\{q(\omega)\}$,即

$$\{q(\omega)\} = [\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]^{-1} X_{\text{red-fe}}(\omega) \quad (4)$$

在已知模态参与因子矩阵和特征向量矩阵条件下,可得到变速器箱体上所有点在运行工况下的振动特性。

$$X_{\text{full}}(\omega) = \varphi_{\text{full}}(\omega)\{q(\omega)\} \quad (5)$$

式中: $X_{\text{full}}(\omega)$ 为箱体上所有点的振动特性矩阵; $\varphi_{\text{full}}(\omega)$ 为有限元模型中所有节点的特征向量矩阵。

结合公式(3),(4)和(5)可知,求解 $X_{\text{full}}(\omega)$ 的关键是通过 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$ 计算模态参与因子 $\{q(\omega)\}$ 。由于运行工况下测得的振动特性的自由度数量 n 小于有限元模型的自由度数量,所以, $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$ 的求解成为难点。本文采用奇异值分解法,得到此工况

下对箱体振动特性影响较大的模态频率和特征向量,将这些影响较大的特征向量组成的矩阵 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]'$ 逼近 $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$,以 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]'$ 求解矩阵 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$,最后依次根据公式(4)和(5)即可识别出箱体有限元模型上各点的振动特性。

对 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{n \times m}$ 进行奇异值分解可得^[7]

$$[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{n \times m} = [U]_{m \times m} [\Sigma]_{m \times n} [V]_{n \times n}^T \quad (6)$$

式中: $U \in \mathbf{R}^{m \times m}$, $U \cdot U^T = I$; $V \in \mathbf{R}^{n \times n}$, $V \cdot V^T = I$;

$$[\Sigma]_{m \times n} = \begin{bmatrix} \Delta_{p \times p} & \mathbf{O}_{p \times (n-p)} \\ \mathbf{O}_{(m-p) \times p} & \mathbf{O}_{(m-p) \times (n-p)} \end{bmatrix},$$

$\mathbf{O}_{p \times (n-p)}$, $\mathbf{O}_{(m-p) \times p}$ 和 $\mathbf{O}_{(m-p) \times (n-p)}$ 矩阵中所有元素为 0; $\Delta_{p \times p} = \text{diag}(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_p)$, 且 $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \dots \geq \sigma_p \geq 0$, $\sigma_j (j = 1, 2, \dots, p)$ 为 $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$ 的奇异值。矩阵 $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$ 的秩为 p , 且 $p \leq \min(m, n)$ 。 U, V 分别称为矩阵 $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$ 的左、右奇异矩阵。在由箱体全部有限元节点自由度构成的特征向量矩阵中,行向量间线性无关,当仅考虑 n 自由度对应点的特征向量矩阵时,无法避免存在特征向量间线性相关,这将造成在求解 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$ 时产生小奇异值,影响计算精度,因此设定滤波门限 $\eta (0 < \eta < 1)$, 解关于 q 的方程

$$\eta = \frac{\sigma_q}{\sigma_1} \quad (7)$$

可得正整数 q , 将取值较小的 $p-q$ 个奇异值置 0, 以去除小奇异值的影响, 得到

$$[\Sigma]_{m \times n}' = \begin{bmatrix} \Delta_{q \times q} & \mathbf{O}_{q \times (n-q)} \\ \mathbf{O}_{(m-q) \times q} & \mathbf{O}_{(m-q) \times (n-q)} \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: $\mathbf{O}_{q \times (n-q)}$, $\mathbf{O}_{(m-q) \times q}$ 和 $\mathbf{O}_{(m-q) \times (n-q)}$ 矩阵中所有元素为 0; $\Delta_{q \times q} = \text{diag}(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_q)$, 且 $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \dots \geq \sigma_q \geq 0$ 。滤波输出, 可得

$$[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]' = [U]_{m \times m} [\Sigma]_{m \times n}' [V]_{n \times n}^T \quad (9)$$

$$[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1} = ([V]_{n \times n}^T)^{-1} ([\Sigma]_{m \times n}')^{-1} \cdot ([U]_{m \times m})^{-1} \quad (10)$$

由式(9)可知, 矩阵 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]'$ 是 $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$ 的最佳逼近矩阵^[8-9]。由式(6)和(10)可看出, 在 $[\Sigma]_{m \times n}$ 中, 随着 σ_j 减小, σ_j^{-1} 增大, 对 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$ 贡献也增大, σ_j 较小的特征向量会在矩阵求逆时放大误差, 因此必须通过设置滤波门限 η 去除。根据经验, 在变速器箱体分析中 η 设置为 0.1%。在利用有限元方法计算出变速器箱体的特征向量 $\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)$ 后, 利用奇异值分解技术舍弃计算结果中不重要的特征向量, 将重要的特征向量张成可逆空间, 使在求解 $[\varphi_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$ 时减小非主要特征向量的影响, 提高振动信号识别的精度和效率。

在识别变速器箱体振动特性时, 由于运行工况

下的加速度值容易测量,因此本文主要运用模态扩展技术识别箱体有限元模型中各点的加速度.由公式(6)~(10)的理论可知,加速度测量试验中有以下几点注意事项:

(1) 测量中如果测量点间距离较近,将导致特征向量矩阵 $\boldsymbol{\varphi}_{\text{red-fe}}(\omega)$ 中相应行向量出现线性相关,引起小奇异值,导致求解出的 $[\boldsymbol{\varphi}_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$ 精度降低,因此在变速器箱体运行工况的振动特性测量中,测量点间需要保证一定的距离.

(2) 如果测量点过少,将引起这些点的振型类似,即 $\boldsymbol{\varphi}_{\text{red-fe}}(\omega)$ 中存在线性相关的量,这也将造成小奇异值,加大识别出的振动特性的误差,因此必须保证足够的测量点数.

(3) 为了使方程(4)有解,测量的加速度数量 n 应大于模态阶数 m .

2 变速器箱体振动加速度的识别及辐射噪声优化

在对某轿车进行噪声评估时,发现在 1 档运行工况下该轿车变速器在 700~1200 Hz 范围内齿轮噪声较大,该噪声主要通过变速器箱体向外辐射.降低通过箱体辐射的齿轮噪声的最根本方法是控制变速器内部的噪声源,但在实践中受到变速器工作性能以及生产成本的制约而很难采用,因此可以通过提高变速器箱体刚度来减少齿轮噪声向外辐射.为了确定变速器箱体上对辐射噪声影响较大的区域,必须先对箱体结构进行振动特性识别.为此,应用有限元方法计算得到箱体的特征向量和模态频率,测量其在运行工况下部分点的加速度,计算变速器箱体的各阶模态参与因子,然后识别出箱体有限元模型中各点的振动加速度.利用识别出的加速度计算可进行设计更改的面板区域的辐射声功率,对辐射声功率较大的区域进行优化以降低箱体辐射噪声.

2.1 变速器箱体模态分析及验证

对变速器箱体进行自由模态分析,获取箱体的模态频率和特征向量.采用四面体单元模拟箱体,用梁单元表示螺栓连接,由 Nastran 软件进行自由模态计算,获得箱体的模态频率和特征向量.由于关注的频率范围为 700~1200 Hz,计算的模态频率上限值为关注频率范围的上限值 2 倍,因此,模态计算频率范围为 0~2400 Hz.由模态计算结果知,在 0~2400 Hz 内变速器箱体的模态阶数 m 为 16.

对箱体进行模态试验以校核模态仿真分析结果的正确性.在模态试验中,在箱体与发动机连接的螺栓孔处用弹性绳悬吊箱体,使其处于自由状态.采用 Lms Test Lab 数据采集系统采集各点振动加速度信号,在前箱体上用激振器产生的触发随机信号激励系统,用 H1 方法估计频响函数.在 Ploymax 软件中进行模态频率和模态振型识别.模态试验如图 1 所示.

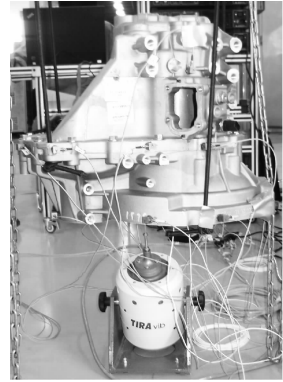


图 1 变速器箱体模态测试

Fig.1 Modal test of gearbox housing

变速器箱体的前几阶整体模态对其振动特性影响较大,因此本文对前 8 阶整体模态进行校核.将有限元计算结果和试验结果导入 Lms Virtual Lab 软件中,对有限元模型进行验证,试验结果和有限元结果的模态频率差值百分比和模态振型的模态置信准则 MAC(Modal Assurance Criterion)值如表 1 所示,其中 MAC 值用于检验试验测得的模态振型和有限元计算得到的模态振型的一致性^[10].MAC 值介于 0~1 之间,其值越接近 1,表明试验测得的模态振型和有限元计算得到的模态振型的一致性越好.由表 1 可以看出,频率差值百分比最大为 8.29%;MAC 值最小为 0.67,平均值为 0.79,表明有限元计算结果和试验结果吻合较好,通过此有限元模型计

表 1 有限元分析和试验测量的变速器箱体模态比较

Tab.1 Modal results comparison between finite element analysis method and the test

阶数	有限元频率/Hz	试验频率/Hz	频率差值百分比/%	振型 MAC 值
1	849	784	-8.29	0.68
2	901	845	-6.63	0.82
3	1 309	1 278	-2.43	0.90
4	1 375	1 313	-4.72	0.93
5	1 495	1 450	-3.10	0.67
6	1 547	1 546	-0.06	0.75
7	1 613	1 650	2.24	0.69
8	1 682	1 683	0.06	0.86

算出的模态频率和特征向量能用于箱体振动加速度识别.

2.2 变速器箱体有限元模型中各点振动加速度的识别及验证

在利用有限元方法获得变速器箱体模态频率和特征向量后,通过试验方法获得其在运行工况下部分点的振动加速度,然后将振动加速度映射到有限元模型上,计算出箱体各阶模态参与因子,依据模态参与因子和特征向量来识别箱体有限元模型中所有点的振动加速度.

在测量变速器箱体振动加速度的试验中,将加速度传感器均匀分布,以减小箱体相应特征向量的线性相关度.传感器共 30 个,每个传感器测量 X, Y 和 Z 3 个方向的加速度,共测量得到 90 个加速度值,大于模态阶数 16. 各传感器的坐标方向与整车坐标方向保持一致,加速度的测量频率范围为 700~1200 Hz. 为减少外界不确定因素对箱体振动加速度的干扰,在转鼓试验台上进行测试. 试验如图 2 所示.



图 2 变速器箱体运行工况下加速度测量

Fig.2 Acceleration measurement of the gearbox housing in operation case

将有限元计算的变速器箱体自由模态结果和试验测得的加速度导入 Lms Virtual Lab 软件后,使加速度映射到邻近的有限元节点上,根据式(9)计算得到对此工况下箱体振动起主要作用特征向量矩阵 $[\boldsymbol{\varphi}_{\text{red-fe}}(\omega)]'$, 由式(10)得出其逆矩阵 $[\boldsymbol{\varphi}_{\text{red-fe}}(\omega)]_{m \times n}^{-1}$, 并通过式(4)计算出车辆在 1 档运行工况下箱体各阶模态的模态参与因子 $\{q(\omega)\}$, 最后运用式(5)推导出 1 档工况下箱体上任意点在各输出频率下的振动加速度值. 计算得到变速器箱体在 950 Hz 时的振动加速度如图 3 所示.

为了校核基于模态扩展技术的变速器箱体振动特性识别的可靠性,应用残差来进行验证.

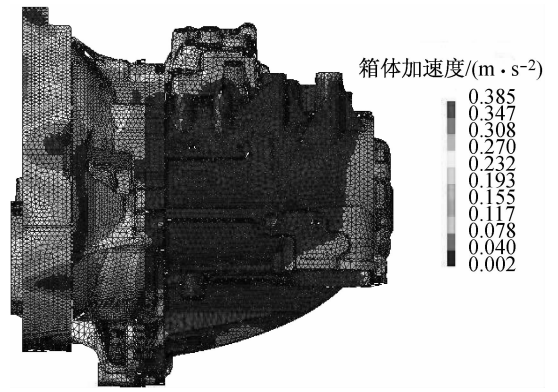


图 3 识别出的变速器箱体加速度

Fig.3 Identified accelerations of the gearbox housing

$$\delta = \left| \frac{A_c - A_t}{A_{\max}} \right| \quad (11)$$

式中: δ 为某一频率下计算加速度幅值与测量加速度幅值间的残差; A_c 为该频率下计算的加速度幅值; A_t 为该频率下实测的加速度幅值; A_{\max} 为该频率下最大的加速度幅值. 残差越小,表明箱体振动加速度的计算值与试验测量值越接近. 此变速器箱体在 950 Hz 时出现最大残差,如图 4 所示. 由图 4 可以看出,最大残差为 11.5%. 将 700~1200 Hz 范围内每个输出频率点的最大残差平均,得到识别出的加速度的最大平均残差为 9.7%,在工程允许范围内,能满足工程设计和计算需求.

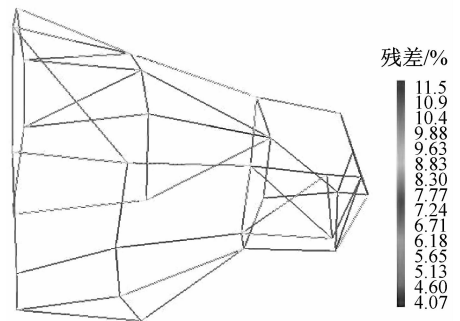


图 4 950 Hz 时变速器箱体加速度仿真值与试验值的残差

Fig.4 Residue of the accelerations between simulation and test on the gearbox housing at 950 Hz

2.3 面板辐射声功率分析及优化

将通过模态扩展技术识别出的振动加速度进行数值积分,获得变速器箱体表面各有限元节点的振动速度,然后对可进行设计更改的面板进行辐射声功率计算,以确定辐射声功率较大的区域,并对其进行结构优化. 为计算辐射声功率,首先需明确可设计更改的面板区域. 根据变速器的布置和安装要求,可进行改进的 4 个面板区域如图 5 所示.

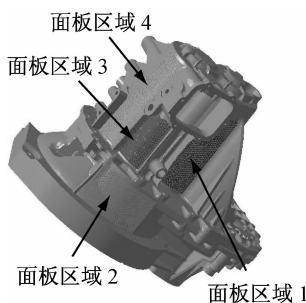


图 5 变速器箱体上可进行设计更改的面板区域示意

Fig.5 Potential modification panels on the gearbox housing

面板区域辐射噪声的能力通常以辐射声功率表示. 每一面板的辐射声功率计算公式为^[5]

$$W = k_{\text{rad}} \rho c v_n^2 S \quad (12)$$

式中: k_{rad} 为声发射系数, 用来表征箱体辐射声音的能力, 在变速器箱体的辐射声功率计算中 k_{rad} 取 0.5; ρ 为空气的密度; c 为声音在空气中的传播速度; v_n^2 为表面振动的均方速度; S 为辐射声的面积. 根据式(12), 计算得到 4 个面板区域在 700~1200 Hz 内辐射声功率级如图 6 所示. 从图 6 可知, 在 920 Hz 处面板区域 1 和 2 的辐射声功率较大, 降低此频率处辐射声功率级将会有效减小箱体辐射噪声, 因此, 在对箱体结构进行优化时, 应避免其在 920 Hz 附近出现固有频率.

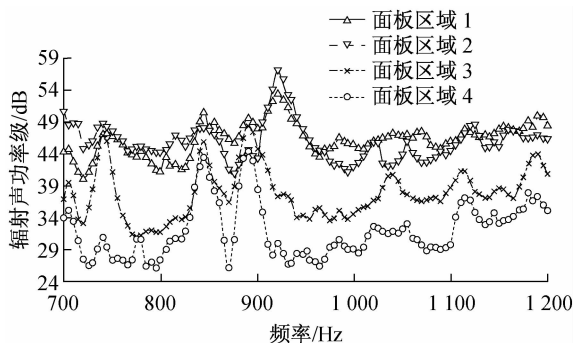


图 6 变速器箱体面板区域 1~4 辐射声功率曲线

Fig.6 Radiation sound power curves of the panels from No.1 to No.4 on the gearbox housing

为了便于比较各个区域的辐射声功率大小, 根据声功率级计算公式^[11]计算出每个区域的总辐射声功率级.

$$L_{Wt} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{Wi}}{10}} \right) (i = 1, 2, \dots, n) \quad (13)$$

式中: L_{Wt} 为总辐射声功率级; L_{Wi} 为每一输出频率的辐射声功率级; n 为输出频率点的个数. 由公式(13)计算得到第 1 至第 4 辐射面板区域的总辐射声功率级分别为 66.8, 67.5, 59.8 和 54.6 dB, 面板区域 1,

2 和 3 的总辐射声功率级较大, 为降低箱体辐射噪声, 必须对这 3 个区域进行优化.

以质量单元模拟发动机, 用弹簧单元表示悬置系统, 将齿轮和轴系划分成六面体单元, 用质量单元模拟同步器, 约束悬置处 6 自由度, 并进行模态计算. 约束模态计算结果表明, 变速器箱体第 1 阶频率为 464.6 Hz, 第 4 阶频率为 917.7 Hz. 第 4 阶箱体固有频率与引起面板区域 1 和 2 的最大辐射声功率级发生的激励频率接近, 导致该频率处辐射声功率级较大. 为此要对变速器箱体进行结构优化, 消除箱体在 917.7 Hz 处的固有频率. 在 Optistruct 软件中将面板区域 1, 2 和 3 定义为设计区域, 以变速器箱体第 4 阶模态频率最大为优化目标, 约束条件为: ①第 1 阶固有频率不小于 464.4 Hz, 以保证箱体整体刚度不减弱; ②箱体的质量增加不超过 5%, 以控制箱体的整体重量, 然后对箱体结构进行拓扑优化. 根据优化结果得到的拓扑图, 结合零件的加工及装配约束, 得到优化后的样件如图 7 所示, 图中线框内为新增加的加强筋. 对优化所得结构进行加速度测量, 然后识别 3 个面板区域的振动加速度, 并进行辐射声功率计算, 得到面板区域 1, 2 和 3 的总辐射声功率分别下降 1.8, 1.4 和 0.9 dB, 变速器箱体辐射噪声有效降低.

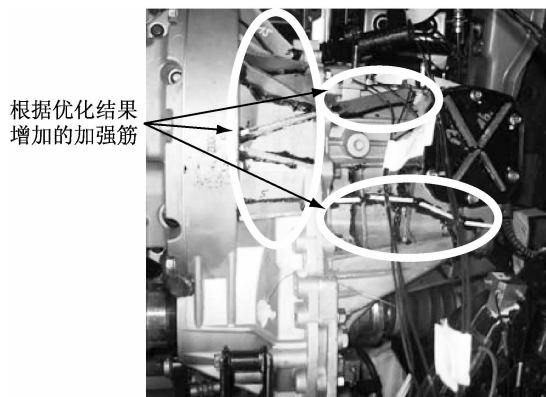


图 7 优化后的变速器箱体样件

Fig.7 Optimal sample of the gearbox housing

3 结论

本文根据奇异值分解技术, 研究了基于模态扩展技术的变速器箱体振动识别方法. 以某轿车 1 档运行工况为例, 通过测量得到该轿车变速器箱体的 90 个加速度值, 识别出变速器箱体有限元模型中所有点的振动加速度, 该加速度值与实测值的最大平均残差为 9.7%, 在工程允许范围内, 证明此方法及

计算结果有效.在运用此方法时,加速度测量点不宜太少,测得的加速度数量必须大于所关心的模态阶数,测量点间应保持一定的距离.

识别出变速器箱体的振动特性后,计算可进行设计更改区域的辐射声功率值,对辐射声功率值较大的区域进行结构优化,优化后各区域辐射声功率最大下降了 1.8 dB,变速器箱体辐射噪声有效降低.本文将试验和有限元方法结合,提出了从变速器箱体加速度识别到辐射声功率优化的一套新分析方法及流程,对变速器箱体的声学设计有一定参考意义.

参考文献:

- [1] 肖云魁.汽车故障诊断学[M].北京:北京理工大学出版社,2006.
XIAO yunkui. Automobile fault diagnosis[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press,2006.
- [2] Zdenek Neusser, Martin Sopouch, Thomas Schaffner, et al. Multi-body dynamics based gear mesh models for prediction of gear dynamics and transmission error [J]. SAE International, 2010(1):897.
- [3] 林腾蛟,廖勇军,李润方,等.齿轮箱动态响应及辐射噪声数值仿真[J].重庆大学学报,2009,32(8):892.
LIN Tengjiao, LIAO Yongjun, LI Runfang, et al. Numerical simulation of dynamic response and radiation noise of gearbox [J]. Journal of Chongqing University,2009,32(8): 892.
- [4] 陆波,朱才朝,宋朝省,等.大功率船用齿轮箱耦合非线性动态特性分析及噪声预估 [J].振动与冲击,2009,28(4):77.
LU Bo, ZHU Caichao, SONG Chaosheng, et al. Coupled nonlinear dynamic characteristics analysis and noise preestimation of a large burden marine gearbox [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009,28(4):77.
- [5] 赵凤强,马孝江,李吉.变速器噪声在线评价的振动检测方法研究[J].农业机械学报,2004,35(3):128.
ZHAO Fengqiang, MA Xiaojiang, LI Ji. Vibration measurement method of on-line noise evaluation for transmissions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004,35(3):128.
- [6] 靳晓雄,张立军,江浩.汽车振动分析[M].上海:同济大学出版社,2002.
JIN Xiaoxiong, ZHANG Lijun, JIANG Hao. Vibration analysis of automobile[M]. Shanghai: Tongji University Press,2002.
- [7] 赵学智,叶邦彦.分量形成方式对奇异值分解信号处理效果的影响[J].上海交通大学学报,2011,45(3):368.
ZHAO Xuezhi, YE Bangyan. The influence of formation manner of component on signal processing effect of singular value decomposition[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2011,45(3):368.
- [8] 汤宝平,蒋永华,张详春.基于形态奇异值分解和经验模态分解的滚动轴承故障特征提取方法[J].机械工程学报,2010,46(5):37.
TANG Baoping, JIANG Yonghua, ZHANG Xiangchun. Feature extraction method of rolling bearing fault based on singular value decomposition-morphology filter and empirical mode decomposition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(5):37.
- [9] 何田,刘献栋,李其汉.噪声背景下检测突变信息的奇异值分解技术[J].振动工程学报,2006,19(3):399.
HE Tian, LIU Xiandong, LI Qihan. Noise reduction method for flight data based on singular value decomposition[J]. Journal of Vibration Engineering,2006,19(3):399.
- [10] 傅志方,华宏星.模态分析理论与应用[M].上海:上海交通大学出版社,2000.
FU Zhifang, HUA Hongxing. The theory and application of modal analysis [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press,2000.
- [11] 靳晓雄,胡子谷.工程机械噪声控制学[M].上海:同济大学出版社,1997.
JIN Xiaoxiong, HU Zigu. Noise control of analysis of machinery[M]. Shanghai: Tongji University Press,1997.

本刊 2012 年第 9 期 1318 页作者姓名处,原文“孙钧^{2,3}”有误,应更正为“孙钧^{1,3}”。特此声明。