

doi:10.12068/j.issn.1005-3026.2025.20230293

考虑辅助部件的车辆动力总成系统建模 方法与优化设计

吴杨俊¹, 李振平², 姚红良¹, 韩圣东¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 基于神经网络参数识别法与子结构模态综合法, 提出一种考虑辅助部件的动力总成非线性系统建模方法, 并运用遗传算法对辅助部件的连接刚度及阻尼进行了多目标优化设计. 首先, 基于神经网络对动力总成系统模型进行拟合, 并以试验模态参数为目标, 运用遗传算法对动力总成系统的连接刚度及阻尼进行参数识别, 结果显示仿真与试验的模态频率最大误差为-5.98%, 模态阻尼比的最大误差为-15.72%. 然后, 运用子结构模态综合法对动力总成系统进行缩聚处理, 并研究了辅助设备与发动机间的耦合振动影响情况. 最后, 以辅助部件的振动性能最优为目标对连接件刚度及阻尼参数进行多目标优化设计, 优化后模型中冷器与空气滤清器的位移最大峰值分别较优化前下降了34.6%与4.61%.

关键词: 动力总成建模; 辅助部件; 神经网络; 参数识别; 子结构; 多目标优化

中图分类号: TH 11.1 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)04-0043-09

Modeling and Optimization Design of Vehicle Powertrain System Considering Effect of Auxiliary Components

WU Yang-jun¹, LI Zhen-ping², YAO Hong-liang¹, HAN Sheng-dong¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China. Corresponding author: YAO Hong-liang, E-mail: hlyao@mail.neu.edu.cn)

Abstract: Based on the neural network parameter identification method and component mode synthesis (CMS), a modeling approach for the nonlinear powertrain system is proposed to investigate the coupled vibrations of the engine and auxiliary components, and the multi-objective optimization design using genetic algorithms is applied to optimize the connection stiffness and damping. Firstly, a neural network-based model was employed to fit the dynamic model of the powertrain system. According to the experimental modal parameters, the genetic algorithms were applied to identify the connection stiffness and damping of the powertrain system. The results showed that the maximum discrepancies between simulated and experimental modal frequencies and damping ratios were -5.98% and -15.72%, respectively. Subsequently, the CMS is employed to reduce the degrees of freedom of the powertrain system, and the engine-equipment coupling vibration response is evaluated. Finally, a multi-objective optimization design was performed to achieve the optimal vibration performance of the auxiliary components. The maximum peak values displacement of the intercooler and air filter for the optimized model decreased by 34.6% and 4.61%, respectively, compared to the original ones.

Key words: powertrain modeling; auxiliary components; neural network; parameter identification; substructure; multi-objective optimization

动力总成的振动与噪声一直是影响车辆系统舒适性、行驶安全性与车辆零部件疲劳寿命的

收稿日期: 2023-10-20

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(N2303005).

作者简介: 吴杨俊(1994—),男,江西抚州人,东北大学博士研究生;姚红良(1979—),男,河北唐县人,东北大学教授,博士生导师.

主要因素之一. 车辆动力总成结构较为复杂, 包括发动机、辅助部件以及管路系统. 车辆运行过程中, 动力总成内各部件产生的耦合振动对整车运行稳定性具有重要影响. 对动力总成系统进行优化设计研究已成为控制整车系统振动与噪声的重要任务之一^[1-2]. 在对动力总成系统进行优化设计前, 需保证所建的动力学模型与实际工程相一致, 因此, 合理建立车辆动力总成模型是控制整车系统振动与噪声研究的重中之重.

目前对动力总成系统的建模通常将其视为刚体. 例如, Guo 等^[3]建立了动力总成双层隔振系统的多体动力学模型, 研究了道路激励下含非线性液阻悬置的动力总成振动特性, 并通过试验验证了非线性模型的准确性. 文献[4]建立了动力包双层隔振系统 18 自由度数学模型, 并通过引入 Sobol 全局灵敏度分析方法对系统隔振参数进行优化设计. 还有些研究考虑了结构柔性变形的影响, 但多数仅考虑了发动机的柔度. Fan 等^[5]建立了动力总成系统的刚柔模型, 并通过优化悬置刚度来最小化系统产生的振动噪声. Mohite 等^[6]建立了动力总成有限元软件模型, 并通过实验结果验证了模型的准确性.

国内外对车辆动力总成物理参数识别方法进行了深入的理论和试验研究. 李飞等^[7]以悬架 K & C 试验台为基础, 通过杠杆原理和转动惯量平行轴定理对试验测试结果进行相关计算, 识别出动力总成的惯性参数. 文献[8]提出了一种基于运行模态分析的刚体惯性参数识别方法, 该方法通过系统的刚度矩阵获取质量归一化刚体模态振型向量, 但识别精度不及实验模态分析方法.

综上所述, 大部分动力总成振动性能的研究将系统视为一个整体, 而并未考虑本体与辅助系统之间耦合振动的影响. 在实际工程中, 动力总成的辅助系统经常出现与本体相对振动过大、连接件螺栓松动等问题. 因此, 有必要研究发动机本体与辅助部件之间的耦合振动. 为此, 本文提出了考虑辅助部件影响的动力总成非线性系统建模方法, 研究了发动机与辅助部件间的耦合振动性能, 并对系统连接件刚度及阻尼参数进行了优化设计.

1 考虑辅助部件的动力总成结构

图 1 为典型车辆动力总成系统结构, 主要由发动机组、空气滤清器、管路以及中冷器 4 个部件

构成. 发动机含有 2 个悬置结构, 空气滤清器通过支架与发动机相连, 中冷器通过管路与发动机相连. 中冷器、发动机以及空气滤清器实际结构较为复杂且柔性模态频率较高, 为了简化计算, 通常将其考虑为刚体. 相比之下, 管路柔度较大, 柔性模态频率较低, 在建模过程中将其考虑为柔性体, 并应用有限元技术对其进行建模. 各部件连接部位的结构较为复杂, 其连接参数受支撑结构、装配方式以及接触面粗糙度等因素的影响, 因此在建模时将连接件用刚度阻尼模型替代, 通过参数识别方法获得准确的连接刚度及阻尼, 如图 2 所示.

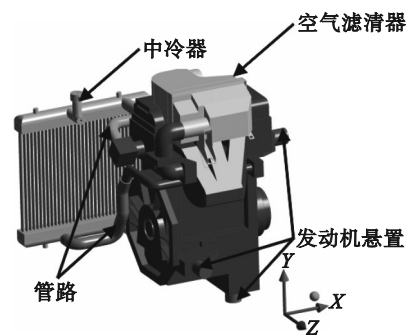


图 1 动力总成系统结构图

Fig. 1 Structure of the powertrain system

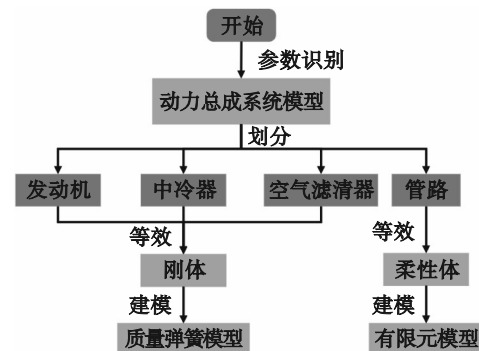


图 2 动力总成系统建模

Fig. 2 Modeling of the powertrain system

2 基于子结构建模方法

模态组合法是一种缩减自由度的方法. 它将复杂几何模型分解为多个子结构, 并先对各个子结构进行模态分析, 然后进行模态综合^[9]. 在实际计算中, 由于结构的复杂性, 有限元网格较多且数据量大, 因此很难将刚度和质量矩阵导出进行计算. 为此, 本文运用 ANSYS 中的子结构生成模块对动力总成系统进行子结构分析. 该方法首先将动力总成系统划分为发动机、空气滤清器、管

路以及中冷器4个子结构.之后确定各子结构的弹簧连接点与内部点位置,运用ANSYS中的模态综合法将各子部件缩聚到弹簧连接点与内部点处的节点上,并导出缩聚后的子结构模型刚度、质量矩阵.最后运用各连接处的弹簧刚度及阻尼矩阵对子结构模型的刚度、阻尼矩阵进行组合,求解出动力总成系统缩聚后的刚度、质量及阻尼矩阵.整个计算方法如图3所示.

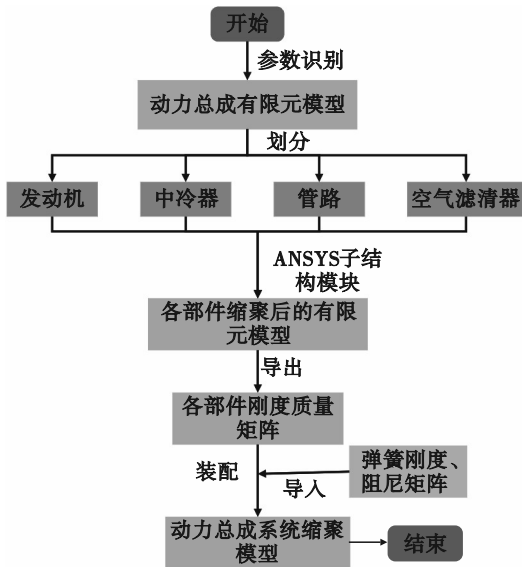


图3 动力总成模型缩聚方法

Fig. 3 Reduction method of the powertrain model

将动力总成系统中各子结构的弹簧连接点作为界面自由度,激振点和响应点作为内部自由度,运用ANSYS中的模态综合法分别获得各子结构的缩聚模型.各子结构缩聚后的刚度与质量矩阵可分别表示为^[9]

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{K}_f &= \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii}^f & \mathbf{K}_{ij}^f \\ \mathbf{K}_{ji}^f & \mathbf{K}_{jj}^f \end{bmatrix}, \mathbf{K}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii}^k & \mathbf{K}_{ij}^k \\ \mathbf{K}_{ji}^k & \mathbf{K}_{jj}^k \end{bmatrix}; \\ \mathbf{K}_q &= \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii}^q & \mathbf{K}_{ij}^q \\ \mathbf{K}_{ji}^q & \mathbf{K}_{jj}^q \end{bmatrix}, \mathbf{K}_g = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii}^g & \mathbf{K}_{ij}^g \\ \mathbf{K}_{ji}^g & \mathbf{K}_{jj}^g \end{bmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{M}_f &= \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ii}^f & \mathbf{M}_{ij}^f \\ \mathbf{M}_{ji}^f & \mathbf{M}_{jj}^f \end{bmatrix}, \mathbf{M}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ii}^k & \mathbf{M}_{ij}^k \\ \mathbf{M}_{ji}^k & \mathbf{M}_{jj}^k \end{bmatrix}; \\ \mathbf{M}_q &= \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ii}^q & \mathbf{M}_{ij}^q \\ \mathbf{M}_{ji}^q & \mathbf{M}_{jj}^q \end{bmatrix}, \mathbf{M}_g = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ii}^g & \mathbf{M}_{ij}^g \\ \mathbf{M}_{ji}^g & \mathbf{M}_{jj}^g \end{bmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

其中: $\mathbf{K}_f, \mathbf{K}_k, \mathbf{K}_q$ 与 \mathbf{K}_g 分别为发动机、空气滤清器、中冷器与管路模型缩聚后的刚度矩阵; $\mathbf{M}_f, \mathbf{M}_k, \mathbf{M}_q$ 与 \mathbf{M}_g 分别为4个部件缩聚后的质量矩阵.下标*i*和*j*分别表示子结构的内部自由度和界面自由度.

对各子部件进行组合可获得动力总成系统

的完整模型,其动力学方程可表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} + \mathbf{K}_1\mathbf{X}^3 = \mathbf{F}. \quad (3)$$

其中: $\ddot{\mathbf{X}}, \dot{\mathbf{X}}$ 与 \mathbf{X} 分别为缩聚后模型的广义加速度、速度与位移向量; \mathbf{F} 为系统激励矩阵; \mathbf{M} 与 \mathbf{K} 分别为系统缩聚后的质量矩阵与线性项刚度矩阵; \mathbf{K}_1 为发动机悬置结构的非线性项刚度矩阵.可表示为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{M} &= \begin{bmatrix} \mathbf{M}_f & & & \\ & \mathbf{M}_k & & \\ & & \mathbf{M}_q & \\ & & & \mathbf{M}_g \end{bmatrix}, \\ \mathbf{K} &= \begin{bmatrix} \mathbf{K}_f & & & \\ & \mathbf{K}_k & & \\ & & \mathbf{K}_q & \\ & & & \mathbf{K}_g \end{bmatrix} + \mathbf{K}_1 + \mathbf{K}_x, \\ \mathbf{F} &= \begin{bmatrix} \mathbf{F}_f \\ \mathbf{F}_k \\ \mathbf{F}_q \\ \mathbf{F}_g \end{bmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

其中: \mathbf{K}_i 为各子部件支撑结构的刚度矩阵; \mathbf{K}_x 为发动机悬置结构的线性项刚度矩阵; $\mathbf{F}_f, \mathbf{F}_k, \mathbf{F}_q$ 与 \mathbf{F}_g 分别为发动机、空气滤清器、中冷器与管路激励点的激励向量;在发动机单独运行工况下, $\mathbf{F}_k, \mathbf{F}_q$ 与 \mathbf{F}_g 为零向量.

将动力总成系统的结构阻尼等效为Rayleigh阻尼,则动力总成系统的阻尼矩阵 \mathbf{C} 可表示为

$$\mathbf{C} = \text{diag}(\alpha_f \mathbf{M}_f + \beta_f \mathbf{K}_f, \alpha_k \mathbf{M}_k + \beta_k \mathbf{K}_k, \alpha_q \mathbf{M}_q + \beta_q \mathbf{K}_q, \alpha_g \mathbf{M}_g + \beta_g \mathbf{K}_g) + \mathbf{C}_s. \quad (5)$$

其中, α_i 与 β_i ($i=f, k, q, g$)为各子部件的Rayleigh阻尼比例系数,其值可通过文献[10]的方法求得; \mathbf{C}_s 为各连接部件等效弹簧的阻尼矩阵.

基于式(5)的非线性动力学方程,运用Newmark数值积分法即可获得缩聚后动力总成系统的动力学响应.

3 基于神经网络的动力总成系统参数识别方法

由于工程条件的限制,动力总成系统的模型参数不能准确给出,特别是各部件的转动惯量及连接参数.为获得准确的模型参数,本研究首先通过质量线法^[11]测量出部件的惯性参数.接着通过采样数据对神经网络模型进行训练,并使其模态参数与仿真模型相一致.最后,以试验的模态

参数为目标,基于神经网络模型对连接参数进行识别,确定模型参数.

质量线法是一种基于频响函数和振动试验模态分析的刚体惯性参数辨识方法^[5].该方法将质量视为已知参数,利用质心和转动惯量相互独立的性质进行求解,最终得到1个3×1的质心坐标向量和1个6×1的惯性张量向量.图4为部件加速度频响函数,前后2个峰值分别代表刚体模态与柔性模态.位于刚体模态和第一阶变形模态之间的频率范围内的频响函数表现为1条平滑直线,数值波动很小,被称为质量线,其仅受被测结构自身质量分布影响.在质量线范围内选取合适的频率范围,通过该范围内的频响函数即可求出部件的惯性参数.

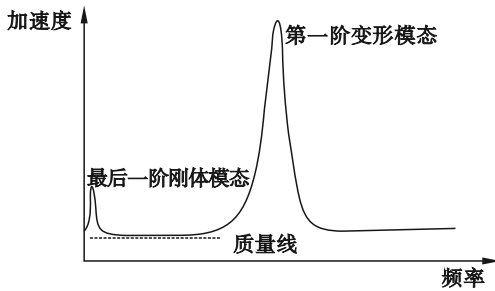


图4 加速度频响函数曲线

Fig. 4 Acceleration frequency response function curve

在质量线上选取合适的频率范围,在该范围内的全部谱线中,响应点的加速度和坐标系原点的加速度之间存在如下关系:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{r,e_j} \\ \ddot{y}_{r,e_j} \\ \ddot{z}_{r,e_j} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{r,e_j} \\ \ddot{y}_{r,e_j} \\ \ddot{z}_{r,e_j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_{r_i} & -y_{r_i} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{r_i} & 0 & x_{r_i} \\ 0 & 0 & 1 & y_{r_i} & -x_{r_i} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & 0 & 0 & 0 & z_{r_n} & -y_{r_n} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{r_n} & 0 & x_{r_n} \\ 0 & 0 & 1 & y_{r_n} & -x_{r_n} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{o,e_j} \\ \ddot{y}_{o,e_j} \\ \ddot{z}_{o,e_j} \\ \vdots \\ \ddot{\alpha}_j \\ \ddot{\beta}_j \\ \ddot{\gamma}_j \end{bmatrix} \Rightarrow \mathbf{a}_{r,e_j} = \mathbf{T}_r \mathbf{a}_{o,e_j}, j=1, 2, \dots, m. \quad (6)$$

式中: $\ddot{x}_{r,e_j}, \ddot{y}_{r,e_j}, \ddot{z}_{r,e_j}$ 是由激励点 E_j 的激励力 F_j 引起的响应点 R_i 的平动加速度; $\ddot{x}_{o,e_j}, \ddot{y}_{o,e_j}, \ddot{z}_{o,e_j}$ 是由激励点 E_j 的激励力 F_j 引起的参考坐标系 O_{xyz} 原点的平动加速度; $\ddot{\alpha}_j, \ddot{\beta}_j, \ddot{\gamma}_j$ 是由激励点 E_j 的激励力 F_j 引起的绕参考坐标系 O_{xyz} 的 X, Y, Z 轴的转动加速度; $x_{r_i}, y_{r_i}, z_{r_i}$ 是响应点 R_i 的坐标值.

对每条谱线,有

$$\begin{bmatrix} F_{x_j} - m\ddot{x}_{o,e_j} \\ F_{y_j} - m\ddot{y}_{o,e_j} \\ F_{z_j} - m\ddot{z}_{o,e_j} \\ \vdots \\ F_{x_m} - m\ddot{x}_{o,e_m} \\ F_{y_m} - m\ddot{y}_{o,e_m} \\ F_{z_m} - m\ddot{z}_{o,e_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -m\gamma_j & m\beta_j \\ m\gamma_j & 0 & -m\alpha_j \\ -m\beta_j & m\alpha_j & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & m\gamma_m & -m\beta_m \\ m\gamma_m & 0 & -m\alpha_m \\ -m\beta_m & m\alpha_m & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{bmatrix} \Rightarrow \mathbf{a}_t = \mathbf{T}_p \mathbf{C}_c. \quad (7)$$

通过最小二乘法可确定重心位置为

$$\mathbf{C}_c = (\mathbf{T}_p^T \mathbf{T}_p)^{-1} \mathbf{T}_p^T \mathbf{a}_t. \quad (8)$$

重心确定后,得到关于重心坐标系的作用力矩,则在重心坐标系下的转动惯量和惯量积可以表示为

$$\begin{bmatrix} \ddot{\alpha}_j & 0 & 0 & -\ddot{\beta}_j & 0 & -\ddot{\gamma}_j \\ 0 & \ddot{\beta}_j & 0 & -\ddot{\alpha}_j & -\ddot{\gamma}_j & 0 \\ 0 & 0 & \ddot{\gamma}_j & 0 & -\ddot{\beta}_j & -\ddot{\alpha}_j \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \ddot{\alpha}_m & 0 & 0 & -\ddot{\beta}_m & 0 & -\ddot{\gamma}_m \\ 0 & \ddot{\beta}_m & 0 & -\ddot{\alpha}_m & -\ddot{\gamma}_m & 0 \\ 0 & 0 & \ddot{\gamma}_m & 0 & -\ddot{\beta}_m & -\ddot{\alpha}_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xy} \\ I_{yz} \\ I_{xz} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} M_{x_j} \\ M_{y_j} \\ M_{z_j} \\ \vdots \\ M_{x_m} \\ M_{y_m} \\ M_{z_m} \end{bmatrix} \Rightarrow \mathbf{T}_q \mathbf{I}_c = \mathbf{M}_c. \quad (9)$$

式中: I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} 是重心坐标系下的转动惯量; I_{xy}, I_{yz}, I_{xz} 是重心坐标系下的惯量积.

同样,通过最小二乘法可获得部件的惯量积为

$$\mathbf{I}_c = (\mathbf{T}_q^T \mathbf{T}_q)^{-1} \mathbf{T}_q^T \mathbf{M}_c. \quad (10)$$

为提高计算效率,长短期记忆神经网络模型^[12](LSTM)被用于拟合动力总成系统的刚柔耦合模型.LSTM是循环神经网络的改进体,其网络单元包括输入门、遗忘门及输出门,具体结构如图5所示.

1) 遗忘门:

$$f_t = \text{sigmoid}(\mathbf{W}_f[\mathbf{S}_{t-1}, \mathbf{X}_t] + \mathbf{b}_f). \quad (11)$$

式中: \mathbf{W}_f 为遗忘门权重; \mathbf{S}_{t-1} 为 $t-1$ 时刻网络隐含层的输出值; \mathbf{X}_t 为 t 时刻动力总成系统各部件连

接参数的矩阵; b_f 为遗忘门偏置.

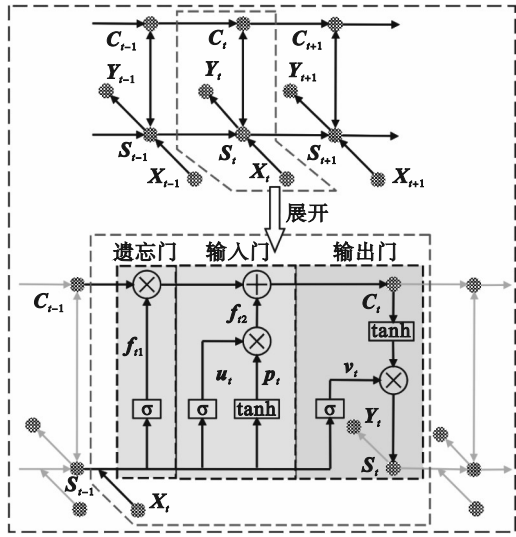


图5 LSTM网络结构

Fig. 5 LSTM network structure

2) 输入门:

$$u_t = \text{sigmoid}(W_u[S_{t-1}, X_t] + b_u), \quad (12)$$

$$p_t = \text{tanh}(W_p[S_{t-1}, X_t] + b_p), \quad (13)$$

$$f_{t2} = u_t \otimes p_t. \quad (14)$$

式中: W_u, W_p 分别为输入门、循环单元状态的权重; b_u, b_p 分别为输入门、循环单元状态的偏置.

3) 输出门:

$$C_t = C_{t-1} \otimes f_{t1} \oplus f_{t2}, \quad (15)$$

$$v_t = \text{tanh}(W_v[S_{t-1}, X_t] + b_v), \quad (16)$$

$$S_t = v_t \otimes \text{tanh}(C_t). \quad (17)$$

式中: C_{t-1}, C_t 分别为 $t-1$ 时刻、 t 时刻循环单元的状态; W_v 为输出门权重; b_v 为输出门偏置.对于单输出网络,输出层的输出为

$$Y_t = \text{sigmoid}(W_y S_t + b_y). \quad (18)$$

式中: Y_t 为 t 时刻动力总成系统对应于 X_t 的模式参数矩阵; W_y 为输出门权重; S_t 为 t 时刻网络隐含层的输出值; b_y 为输出层偏置.

基于校正后的神经网络模型,以试验测得的动力总成系统模式参数值为目标,运用多目标遗传算法进行参数识别,计算出部件的准确参数变量值.将各阶模式参数的最优目标值与试验值的均方根误差和转化为单个适应度函数形式,使多目标问题转化为单目标问题,遗传算法流程如图6所示.

4 考虑辅助部件的动力总成建模流程

考虑辅助部件的动力总成系统建模技术路

线如图7所示,具体实施步骤如下:①通过质量线法测量各部件惯性参数;②对支撑部件的有限元模型进行静力学分析,确定系统各部件连接参数的变化范围;③通过采样方式获得若干组模型参数组合,并基于有限元模型计算出所有参数组合的各阶模态频率与模态阻尼比;④将获得的参数组合导入神经网络中进行训练,得到与有限元模型对应的神经网络模型;⑤基于训练后的神经网络模型,以部件试验测得的模态频率与模态阻尼比作为优化目标,运用多目标遗传算法对模型参数进行识别,计算出与试验结果一致的参数组合,此参数组合即为识别后的模型参数;⑥对各部件进行缩聚处理,获得所有部件的缩聚模型,并根据识别的连接参数对各子结构进行装配,进而获得动力总成系统模型;⑦通过试验测得的模态参数验证车辆总成模型的准确性.

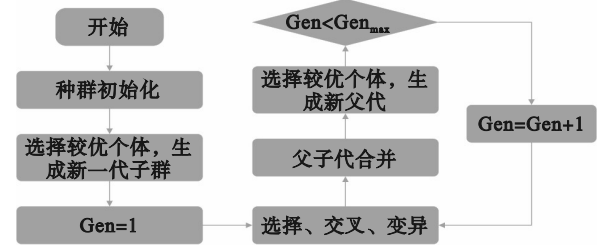


图6 遗传算法流程

Fig. 6 Process of the genetic algorithm

5 实例分析

5.1 动力总成系统建模

本文研究的动力总成主要由发动机组、空气滤清器、管路以及中冷器4个部件构成,发动机含有2个悬置结构,空气滤清器通过支架与发动机相连,中冷器通过管路与发动机相连,如图1所示.对图1中的三维模型进行简化处理,将动力总成中的支架、管路连接部位以及隔振器等效为三向弹簧,进而获得动力总成的简化模型.

根据前文可知,惯性参数是通过质量线法识别的.以空气滤清器为例,其实物图如图8所示,在试验过程中,将空气滤清器上壳体通过弹力绳吊起,测点位置在图中给出,传感器为三向加速度传感器.通过LMS Testlab测试软件对试验所得的频响函数进行筛选,选取平直的质量线频率范围,可计算得到其惯性参数.其他部件的惯性参数也可通过上述步骤获得.表1为各部件的惯性参数.

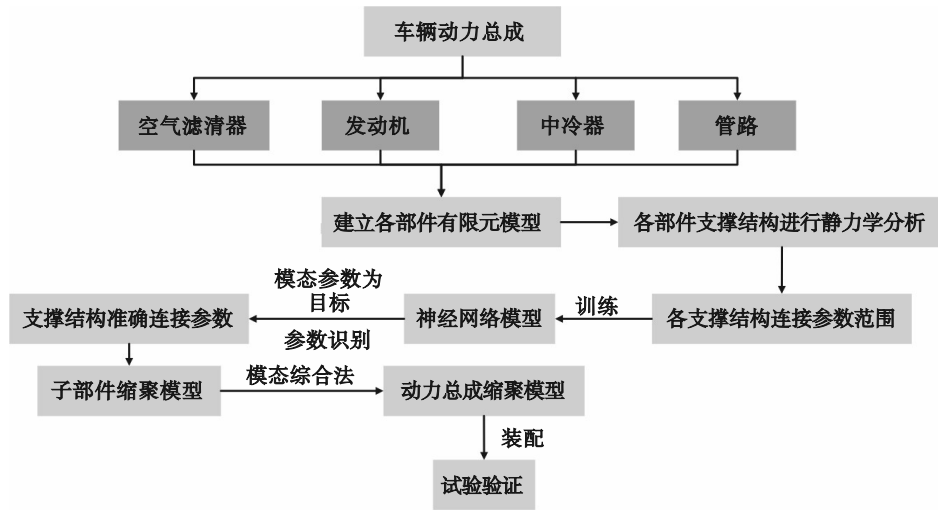


图 7 动力总成建模技术路线

Fig. 7 Technical implementation route for powertrain modeling

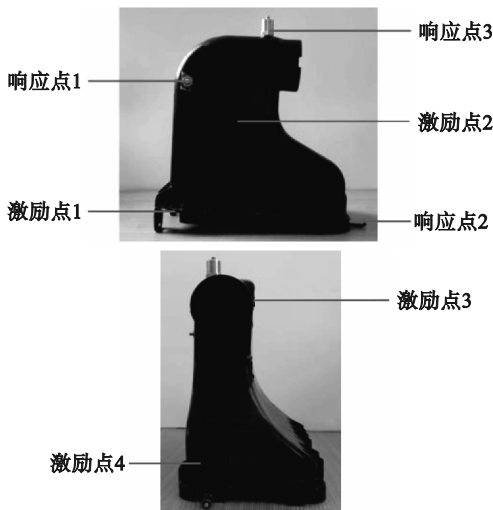


图 8 激励点与响应点布置位置

Fig. 8 Position of exciting and measuring points

根据第 3 部分内容可知,各部件连接参数可通过基于神经网络模型参数识别方法获得.动力总成系统中各连接件等效为三向弹簧,各个等效弹簧的位置如图 9 所示.以试验所得的模态频率与模态阻尼比为目标对连接部的刚度及阻尼参数进行识别,识别后的参数如表 2 所示.将仿真模型计算出的辅助部件模态参数与试验结果进行对比分析,结果如表 3 所示,仿真与试验的模态频率与模态阻尼比最大误差分别为 -5.98% 与 -15.72%,这验证了仿真模型的准确性与建模方法的可行性.

发动机悬置的刚度被考虑为三次非线性形式,而阻尼则为线性形式,通过对悬置结构进行应力-应变试验,可获得 3 个悬置结构的刚度和阻尼参数,如表 4 所示,其中悬置的非线性刚度可表

表 1 动力总成各部件惯性参数

Table 1 Inertial parameters of the powertrain components

惯性参数	空气滤清器	中冷器	发动机	
质量/kg	m	0.509	1.816	4.820
重心坐标/m	x_c	0.112	0.821	0.193
	y_c	0.054	0.174	-0.195
	z_c	-0.065	-0.029	-0.079
转动惯量 kg·m ²	J_{x_0}	0.005	0.047	1.609
	J_{y_0}	0.007	0.028	0.917
	J_{z_0}	0.004	0.073	0.179

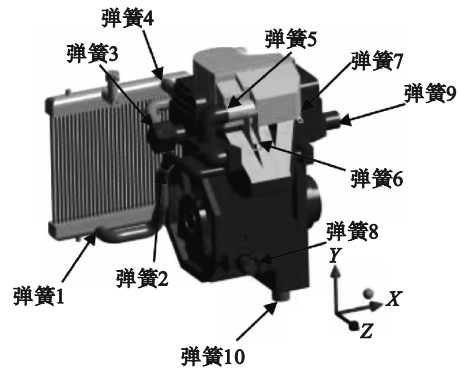


图 9 空气滤清器支撑位置

Fig. 9 Supporting position of the air cleaner

示为

$$k_f = k_1 x + k_2 x^3 \quad (19)$$

其中: k_1 为悬置线性项刚度; k_2 为悬置非线性项刚度.

对动力总成实体进行正弦扫频试验,以发动机作为施力位置,激振力幅值为 1 N,方向为 X 向,激振频率范围为 1~100 Hz,扫频速率为 0.1 Hz/s,测点位置如图 10 所示.

表2 各部件支撑刚度、阻尼参数识别结果
Table 2 Identification results of supporting stiffness and damping parameters for each component

支撑位置	x		y		z	
	阻尼/(N·s·m ⁻¹)	刚度/(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·s·m ⁻¹)	刚度/(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·s·m ⁻¹)	刚度/(N·m ⁻¹)
弹簧1	6.125	5.62×10 ⁴	6.125	5.62×10 ⁴	0.234	4.31×10 ⁴
弹簧2	5.412	4.51×10 ⁴	6.013	4.62×10 ⁴	4.122	0.12×10 ⁴
弹簧3	7.621	0.32×10 ⁴	7.943	0.67×10 ⁴	8.142	4.23×10 ⁴
弹簧4	7.213	6.48×10 ⁴	7.213	6.48×10 ⁴	6.145	4.01×10 ⁴
弹簧5	4.706	8.20×10 ⁷	0.079	0.95×10 ⁸	0.079	0.95×10 ⁸
弹簧6	0.606	7.32×10 ⁷	1.402	1.46×10 ⁸	1.602	8.12×10 ⁷
弹簧7	0.588	8.36×10 ⁷	1.080	8.20×10 ⁷	0.685	0.42×10 ⁸

表3 仿真与试验的模态参数结果
Table 3 Modal parameters of simulation and experiment

模态阶数	模态频率			模态阻尼比		
	实验/Hz	仿真/Hz	误差/%	实验	仿真	误差/%
1	9.098	8.554	-5.98	0.083	0.074	-10.37
2	15.205	14.537	-4.39	0.050	0.044	-11.89
3	21.995	21.000	-4.52	0.034	0.030	-11.77
4	32.907	31.708	-3.64	0.024	0.020	-15.72
5	50.108	48.451	-3.31	0.015	0.013	-1.81

表4 发动机悬置刚度、阻尼参数识别结果
Table 4 Identification of supporting stiffness and damping parameters for the engine

支撑位置	x		
	k ₁ /(N·m ⁻¹)	k ₂ /(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·m ⁻¹)
弹簧8	4.23×10 ⁵	6.72×10 ⁵	1.3
弹簧9	8.43×10 ⁵	9.15×10 ⁵	44.1
弹簧10	4.63×10 ⁵	8.43×10 ⁵	1.6
支撑位置	y		
	k ₁ /(N·m ⁻¹)	k ₂ /(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·m ⁻¹)
弹簧8	4.23×10 ⁵	6.72×10 ⁵	1.3
弹簧9	4.68×10 ⁵	5.63×10 ⁵	15.6
弹簧10	8.12×10 ⁵	1.53×10 ⁶	40.1
支撑位置	z		
	k ₁ /(N·m ⁻¹)	k ₂ /(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·m ⁻¹)
弹簧8	9.12×10 ⁵	1.43×10 ⁶	31.3
弹簧9	4.68×10 ⁵	5.63×10 ⁵	15.6
弹簧10	4.63×10 ⁵	8.43×10 ⁵	1.6

本文基于模态综合法建立了考虑辅助部件柔性连接与不考虑辅助部件柔性连接2种情况下的动力总成缩聚模型,并将2种模型的振动响应与试验结果进行了对比分析,如图11所示.从图中可以看出,由于辅助部件弹性连接的作用,与不考虑弹性连接的模型相比,含辅助部件弹性连接模型的发动机X向峰值频率有所提高.与试验对比分析可知,考虑辅助部件弹性连接的模型响

应与试验结果更接近;而仿真模型的峰值与试验相比较低,这主要是因为连接部件存在非线性阻尼.综上所述,考虑辅助部件弹性连接的动力总成系统建模方法具有更高精度.

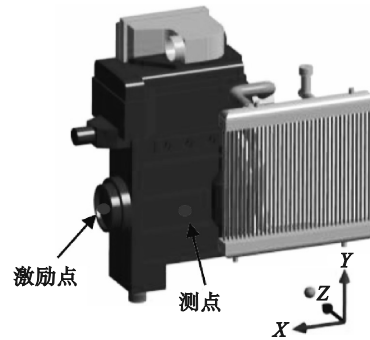


图10 激励点与测点位置

Fig. 10 Position of exciting and measuring points

5.2 辅助系统连接参数优化

本文基于已建立的动力总成系统模型,对辅助部件的振动特性进行了多目标优化设计,使其获得最优振动性能.本研究优化目标为最小化中冷器与空气滤清器频响曲线的最大峰值,即

$$\min : J_1(X) = A_q(X), J_2(X) = A_k(X). \quad (20)$$

式中, A_k与 A_q分别代表空气滤清器与中冷器的最大共振幅值.

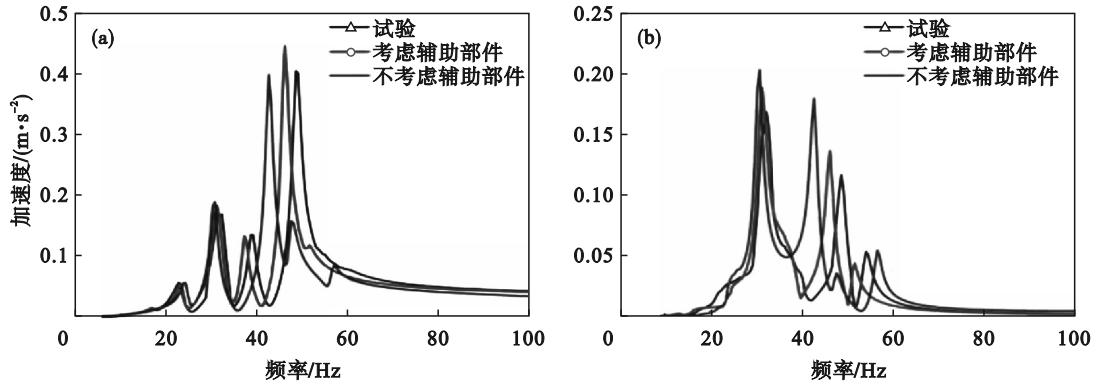


图 11 动力总成系统的振动响应曲线

Fig. 11 Vibration response curves of the powertrain system

(a)—X向; (b)—Y向.

对上述2个优化目标进行加权归一化处理,进而将多目标优化模型转化为单目标优化模型,即

$$\min J(X) = \lambda_1 \frac{A_q(X)}{A_{q0}} + \lambda_2 \frac{A_k(X)}{A_{k0}} \quad (21)$$

式中: A_{k0} 与 A_{q0} 分别代表原始模型下空气滤清器与中冷器的最大共振幅值; λ_1 与 λ_2 为加权系数,在此优化模型中将 λ_1 与 λ_2 都设置为 0.5.

优化模型的优化变量为空气滤清器与中冷器连接部件的刚度及阻尼参数,即弹簧 1、弹簧 4、弹簧 5、弹簧 6 以及弹簧 7 的刚度及阻尼参数,其约束条件为

$$\left. \begin{aligned} 0.7k_{ix0} &\leq k_{ix} \leq 1.3k_{ix0}, \\ 0.7k_{iy0} &\leq k_{iy} \leq 1.3k_{iy0}, \\ 0.7k_{iz0} &\leq k_{iz} \leq 1.3k_{iz0}, \\ 0.7c_{ix0} &\leq c_{ix} \leq 1.3c_{ix0}, \\ 0.7c_{iy0} &\leq c_{iy} \leq 1.3c_{iy0}, \\ 0.7c_{iz0} &\leq c_{iz} \leq 1.3c_{iz0}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

式中: $i=1,2,\dots,7$; k_{ix0}, k_{iy0} 与 k_{iz0} 分别为原模型第 i 个弹簧的 3 个方向上的刚度; c_{ix0}, c_{iy0} 与 c_{iz0} 分别为原模型第 i 个弹簧的 3 个方向上的阻尼.

通过遗传算法对上述模型进行参数优化,遗

传算法种群数量设置为 200, 杂交率与变异率分别设置为 0.8 与 0.2. 遗传算法终止条件为: ①最大迭代次数为 300; ②停止代数为 50, 即经过 50 代后种群最适值没有变化; ③最适值与平均值之差小于 10^{-15} . 当任意一个终止条件满足时, 算法停止. 图 12 为辅助部件连接参数优化的收敛曲线, 从曲线可以看出, 优化模型迭代到第 143 代时出现收敛. 表 5 为优化后的辅助部件的刚度与阻尼结果, 图 13 为优化前后空气滤清器与中冷器频响

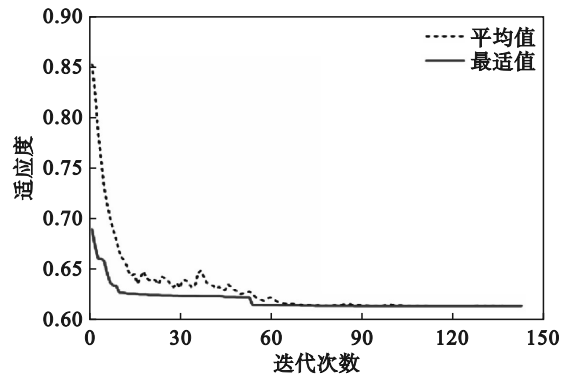


图 12 遗传收敛曲线

Fig. 12 Genetic convergence curves

表 5 优化后的辅助部件支撑刚度与阻尼

Table 5 Optimized support stiffness and damping of the auxiliary components

支撑位置	x		y		z	
	阻尼/(N·s·m ⁻¹)	刚度/(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·s·m ⁻¹)	刚度/(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·s·m ⁻¹)	刚度/(N·m ⁻¹)
弹簧 1	7.810	4.83×10 ⁴	7.87	4.16×10 ⁴	4.120	0.65×10 ⁴
弹簧 4	9.160	6.64×10 ⁴	9.37	7.98×10 ⁴	7.970	4.32×10 ⁴
弹簧 5	5.960	1.03×10 ⁸	0.77	0.43×10 ⁸	0.300	0.47×10 ⁸
弹簧 6	0.614	5.58×10 ⁷	1.29	1.35×10 ⁸	1.920	7.35×10 ⁷
弹簧 7	0.653	1.08×10 ⁸	1.29	1.01×10 ⁸	0.843	1.79×10 ⁷

曲线对比图,从图中可以看出,中冷器与空气滤清器的位移最大峰值分别下降了34.6%与4.61%.

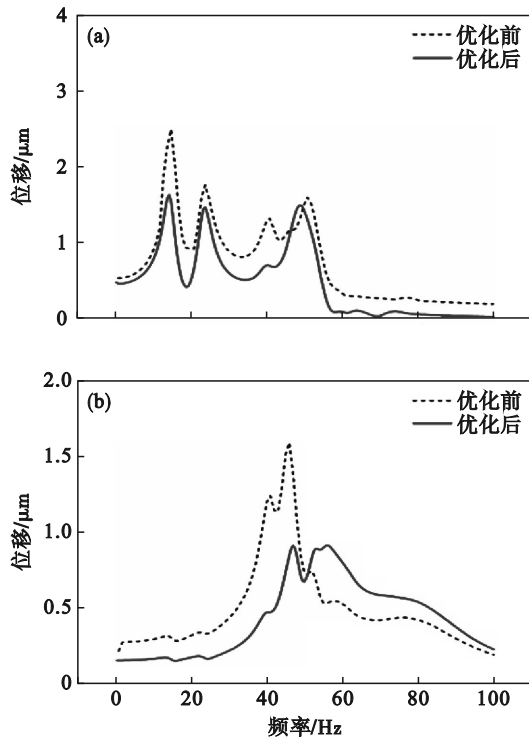


图13 辅助部件频响曲线

Fig. 13 Frequency response curves of the auxiliary components

(a)—中冷器; (b)—空气滤清器.

6 结 论

1) 动力总成系统的参数识别结果显示,仿真与试验中的模态频率与模态阻尼比的最大误差分别为-5.98%与-15.72%,进而验证了仿真模型的准确性与参数识别方法的可行性.

2) 辅助部件连接参数优化的结果显示,优化后模型中冷器与空气滤清器的位移最大峰值较优化前分别下降了34.6%与4.61%.

参考文献:

- [1] Tametang M M I, Yemélé D, Leutcho G D. Dynamical analysis of series hybrid electric vehicle powertrain with torsional vibration: antimonotonicity and coexisting attractors [J]. *Chaos, Solitons & Fractals*, 2021, 150: 111174.
- [2] Lee H J, Shim J K. Multi-objective optimization of a dual mass flywheel with centrifugal pendulum vibration absorbers in a single-shaft parallel hybrid electric vehicle powertrain for torsional vibration reduction [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 163: 108152.
- [3] Guo R, Zhou Z W, Lou D M, et al. Dynamic modeling and optimization for powertrain shake characteristics of electric powertrain system with hydraulic engine mounts [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2024, 163: 108152.
- [4] 吴杨俊, 徐翠强, 陈杰, 等. 内燃动力包隔振参数灵敏度分析及优化设计 [J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2021, 52(11): 3872-3884.
(Wu Yang-jun, Xu Cui-qiang, Chen Jie, et al. Sensitivity analysis and optimization design of parameters of vibration isolation for power pack [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2021, 52 (11): 3872-3884.)
- [5] Fan R L, Fei Z N, Feng C C, et al. Low-frequency structure-borne noise refinement based on rigid-flexible coupling model of powertrain mounting system [J]. *International Journal of Computer Applications in Technology*, 2019, 61(4): 247-252.
- [6] Mohite S R, Bijwe V B, Deysarkar S, et al. Application of flexible multi body dynamics (MBD) and finite element analysis (FEA) for powertrain induced NVH development of a vehicle [J]. *Symposium on International Automotive Technology*, 2011, 26(7): 2688-3627.
- [7] 李飞, 朱天军, 姜清伟, 等. 基于K&C试验台的汽车动力总成惯性参数精确测试方法研究 [J]. *测试技术学报*, 2015, 29(6): 467-472.
(Li Fei, Zhu Tian-jun, Jiang Qing-wei, et al. The accurate measurement research on inertia parameters of vehicle powertrain based on K & C test rig [J]. *Journal of Test and Measurement Technology*, 2015, 29(6): 468-472.)
- [8] Malekjafarian A, Ashory M R, Khatibi M M, et al. Rigid body stiffness matrix for identification of inertia properties from output-only data [J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2016, 59: 85-94.
- [9] Pv T, Msa E. Development of high fidelity reduced order hybrid stick [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2019, 87(36): 404-416.
- [10] 刘庆林, 孙攀旭, 杨红. 基于复阻尼理论的混合结构Rayleigh阻尼模型 [J]. *地震工程学报*, 2018, 40(5): 983-987.
(Liu Qing-lin, Sun Pan-xu, Yang Hong. Rayleigh damping model of mixed structures based on complex damping theory [J]. *China Earthquake Engineering Journal*, 2018, 40(5): 983-987.)
- [11] Gao Y K, Feng H X, Fang J G, et al. Experimental study on identification of inertia parameters of truck cab based on mass line method [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 201, 32 (16): 193-197.
- [12] Pavlenko I, Saga M L, Kuric I, et al. Parameter identification of cutting forces in crankshaft grinding using artificial neural networks [J]. *Materials*, 2020, 13 (23): 5357.