

内燃动力总成双层隔振系统弹性模态匹配方法*

宋世哲, 董大伟, 黄燕, 闫兵, 徐昉晖

(西南交通大学机械工程学院 成都, 610031)

摘要 为了评价机组和构架弹性振动模态间的耦合程度并指导其弹性模态匹配设计,提出了基于广义弹性力做功的柔性结构能量解耦法。首先,基于某内燃动车动力总成双层隔振系统,建立多自由度动力学模型来描述考虑弹性模态后的双层隔振系统动力学特征;其次,利用柔性能量解耦法量化机组和构架弹性模态间的振动耦合程度,获得不同弹性频率下的耦合频带宽度曲线。研究表明:弹性模态间耦合的本质是振型间的反相振动能够减小模态等效质量,同相振动增加模态等效质量,从而改变系统固有特性;基于弹性振动耦合频带曲线图,根据隔振系统设计需求,确定机组和构架弹性模态频率间避免耦合的频带宽度,完成机组和构架的弹性模态匹配。通过振动性能测试,验证了该方法能够有效控制机组和构架间弹性振动耦合,且隔振性能良好。该方法能够为同类问题提供理论支持,并为同类机型的弹性模态匹配提供参考。

关键词 内燃动车;动力总成系统;弹性双层隔振系统;弹性模态匹配;设计方法

中图分类号 TB533+.2;O326;TH113.1

引言

内燃动车是非电气化线路的最佳交通工具,通常采用动力分散设计,将内燃动力总成双层隔振系统悬挂在车下。这种设计能够减轻对线路的冲击,降低轮轨噪声,且具有编组灵活、空间利用率高等优势^[1]。然而,为保证车辆提速的需求,大量结构采用轻量化设计。内燃动力总成轻量化设计使柴油发电机组(简称机组)和中间构架(简称构架)结构刚度下降,使机组和构架间的弹性模态频率靠近,激励更容易激发结构振动,引起振动耦合。因此,在隔振设计中有必要重视机组和构架间的模态匹配问题。

目前,内燃动力总成双层隔振系统的设计通常将机组和构架都建模为 6 自由度刚体,并采用能量解耦法来增强机组和构架在各个方向上的解耦效果,以此来确定隔振器的安装刚度^[2]。这种研究方法的理论基础是通过降低非解耦自由度上的振动耦合来提高隔振效果^[3];但只适用于研究对象的弹性振动模态频率远离主要工作频率,主要用于降低刚体模态振动的耦合。该方法在汽车^[4]、特种车辆^[5]以及轨道车辆^[1]的隔振设计中被广泛应用。

研究表明,在内燃动力总成隔振系统中,机组和构架的弹性模态频率不可避免地落在正常工作频率

内,如何合理匹配机组^[6]和构架^[7]的弹性模态,减少振动耦合是隔振设计的关键问题。目前,对弹性模态匹配的研究仅能参考工程经验:车辆噪声、振动和舒适性(noise, vibration and harshness, 简称 NVH)设计相邻结构间的模态频率应大于 3 Hz 才具有一定合理性^[8];轨道车辆的隔振设计应保证相邻结构间的弹性模态频率比值大于 $\sqrt{2}$ ^[9]。综上所述,内燃动力总成双层隔振系统中机组和构架的弹性模态匹配问题仅能参考工程经验或刚体隔振设计的相关理论,缺少对弹性振动耦合机理的分析。

为了解决内燃动力总成双层隔振系统中机组弹性模态和构架弹性模态的匹配问题,笔者建立一种能够考虑弹性模态的多自由度隔振系统模型,并提出一种柔性结构能量解耦方法来量化研究弹性模态间的耦合程度,采用弹性振动耦合频带量化表示弹性振动频率耦合范围,通过弹性模态频率间隔避开耦合频带的方法解决弹性模态匹配问题。

1 内燃动力总成多自由度隔振系统模型

内燃动力总成采用双层隔振系统悬挂在车下,图 1 为系统结构图。一级隔振系统由柴油机和发电

* 国家自然科学基金资助项目(51875482)

收稿日期:2022-03-09;修回日期:2022-05-23

机组成,通过多个一级隔振器连接二级隔振系统。构架刚性安装水箱、油箱、空滤和消音器等,通过多个二级隔振器与车体连接。

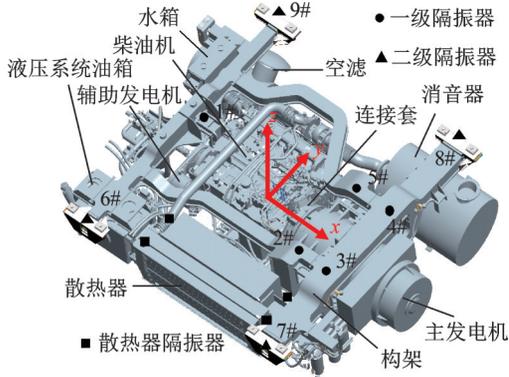


图1 内燃动力总成双层隔振系统结构图

Fig.1 Physical diagram of the double-stage isolation system in powertrain

研究采用离散化的思想,用于描述柔性双层隔振系统中设备和中间质量的弹性特征。离散单元包括质量、刚度和阻尼,均包含6个自由度(3个平移自由度和3个扭转自由度),弹簧单元和阻尼单元连接空间中两质量块,表示力学连接特征。笔者将原有方法^[10]仅考虑空间中质量和弹性的3自由度(平移自由度)离散分布推广到6自由度离散分布。推广后的方法能更便捷地表达扭转自由度,避免了原有方法必须通过质量的空间分布处理等效转动惯量问题上的不便,并提高了等效的精度。图2为双层隔振系统多自由度模型示意图。设备弹性和中间质量弹性根据考虑的模态数目可以简化为不同个数的质量块,其中:上标a表示设备;上标b表示中间质量;下标*i*(*i'*)和*j*(*j'*)分别表示在空间平面中各行和列的分布。设备共有 $N^a=6 \times i' \times j'$ 个自由度,中间质量共有 $N^b=6 \times i \times j$ 个自由度。隔振器空间安装位置及个数根据实际情况确定,图2中一级、二级隔振系统仅绘制4个弹簧、阻尼单元。其中:一级隔振系统采用4个橙色垂向弹簧、阻尼单元表示;二级隔振系统采用4个蓝色垂向弹簧、阻尼单元表示;每个弹簧、阻尼单元均包含6个自由度。一级和二级隔振系统总刚度矩阵分别表示为 K_{g1} 和 K_{g2} 。

具体参数设计根据不同设计时期可以有不同选择。设计初期,根据设计质量分布确定每个质量块 $M_i^{(a)b}$ 的质量范围,确定柔性结构的总质量矩阵 $M^{(a)b}$ 。根据设计各阶频率范围确定特征值矩阵 λ ,根据设计振型的最大振动幅值和质量矩阵 $M^{(a)b}$ 确定正则振型矩阵 ϕ 和刚度矩阵。设计后期,刚度矩

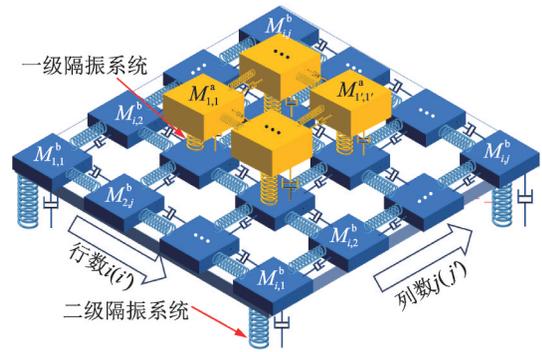


图2 双层隔振系统多自由度模型示意图

Fig.2 The schematic diagram of a multi-degree-of-freedom model of the double-stage vibration isolation system

阵可通过模态实验或者仿真数据确定。刚度矩阵和质量块特征矩阵的形式为

$$\phi^{a(b)T} K^{a(b)} \phi^{a(b)} = \lambda^{a(b)}$$

$$M_i^{a(b)} = \text{diag}(m_i^{a(b)}, m_i^{a(b)}, m_i^{a(b)}, I_{xi}^{a(b)}, I_{yi}^{a(b)}, I_{zi}^{a(b)}) \quad (1)$$

其中: $m_i^{(a)b}, I_{xi}^{(a)b}, I_{yi}^{(a)b}, I_{zi}^{(a)b}$ 分别为设备(或中间质量)离散质量块的质量以及对应3个方向的转动惯量。

令 N^a 自由度的设备和 N^b 自由度的中间质量的广义位移 $q^a(t)$ 和 $q^b(t)$ 为

$$q^{a(b)}(t) = [q_1^{a(b)}(t), \dots, q_{N^{a(b)}}^{a(b)}(t)]^T \quad (2)$$

为提高模型的准确性,引入比例阻尼。根据质心力平衡关系,将一级和二级隔振器刚度矩阵(K_{g1} 和 K_{g2})中3个方向平移刚度和扭转刚度通过位置变换矩阵 P 转换到质心位置^[10],进而确定设备和中间质量间的耦合刚度矩阵 K^{ab}, K^{ba} 、对应的耦合阻尼矩阵 C^{ab}, C^{ba} 、一级隔振器刚度 K^{a1} 、一级隔振器传递到二级隔振系统的刚度矩阵 K^{b1} 、二级隔振器刚度矩阵 K^b 和对应的阻尼矩阵 C^{a1}, C^{b1}, C^{b2} 。

耦合系统振动微分方程的矩阵形式为

$$M^a \ddot{q}^a(t) + C^a \dot{q}^a(t) + C^{a1} \dot{q}^a(t) - C^{ab} \dot{q}^b(t) + K^a q^a(t) + K^{a1} q^a(t) - K^{ab} q^b(t) = f^a(t) \quad (3)$$

$$M^b \ddot{q}^b(t) + C^b \dot{q}^b(t) + C^{b1} \dot{q}^b(t) + C^{b2} \dot{q}^b(t) - C^{ba} \dot{q}^a(t) + K^b q^b(t) + K^{b1} q^b(t) + K^{b2} q^b(t) - K^{ba} q^a(t) = f^b(t) \quad (4)$$

其中: $K^{ab} = \sum_{r=1}^m P_r^{aT} K_{g1,r} P_r^b$; $K^{ba} = \sum_{r=1}^m P_r^{bT} K_{g1,r} P_r^a$;

$$K^{ab} = K^{baT}; C^{ab} = \sum_{r=1}^m P_r^{aT} C_{g1,r} P_r^b; C^{ba} = \sum_{r=1}^m P_r^{bT} C_{g1,r} P_r^a;$$

$$C^{ab} = C^{baT}; K^{a1} = \sum_{r=1}^m P_r^{aT} K_{g1,r} P_r^a; K^{b1} = \sum_{r=1}^m P_r^{bT} K_{g1,r} P_r^b;$$

$$K^{b2} = \sum_{s=1}^n P_s^{b2T} K_{g2,s} P_s^{b2}; C^{a1} = \sum_{r=1}^m P_r^{aT} C_{g1,r} P_r^a; C^{b1} =$$

$$\sum_{r=1}^m P_r^{b^T} C_{g1,r} P_r^b; C^{b2} = \sum_{s=1}^m P_s^{b2^T} C_{g2,s} P_s^{b2}。$$

令 $f^c(t)=[f^a(t) f^b(t)]^T$, $q^c(t)=[q^a(t) q^b(t)]^T$, 合并得到

$$M^c \ddot{q}^c(t) + C^c \dot{q}^c(t) + K^c q^c(t) = f^c(t) \quad (5)$$

其中:上标 c 表示系统; q^c 为广义坐标列向量; M^c 为广义质量矩阵,包含了离散质量块对应的质量矩阵以及空间分布特征; C^c 为广义阻尼矩阵; K^c 为广义刚度矩阵。

M^c, C^c 和 K^c 的表达式分别为

$$M^c = \begin{bmatrix} M^a & 0 \\ 0 & M^b \end{bmatrix}$$

$$C^c = \begin{bmatrix} C^a + C^{a1} & -C^{ab} \\ -C^{ba} & C^b + C^{b1} + C^{b2} \end{bmatrix}$$

$$K^c = \begin{bmatrix} K^a + K^{a1} & -K^{ab} \\ -K^{ba} & K^b + K^{b1} + K^{b2} \end{bmatrix}$$

2 柔性结构能量解耦法

内燃动力总成一般采用橡胶隔振器,其阻尼参数可用比例阻尼系统来近似。由于其阻尼值很小,通常采用实模态理论进行振动模态分析^[11],即

$$M^c \ddot{q}^c + K^c q^c = 0 \quad (6)$$

该多自由度隔振系统的固有圆频率 ω_i , 相应的振型为 $\varphi_i^c (i=1, 2, \dots, N^a + N^b)$ 。

根据传统能量解耦法的定义^[11],当系统以第 t 阶模态振动时,系统的最大动能表示为

$$E_{t, \max} = \frac{1}{2} \omega_i^2 \varphi_i^{cT} M^c \varphi_i^c = \frac{1}{2} \omega_i^2 \sum_{m=1}^{N^a+N^b} \sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mi}^c m_{mn}^c \varphi_{ni}^c \quad (7)$$

系统处于第 t 阶模态振动中第 m 个自由度上的模态动能为

$$e_{mt} = \frac{1}{2} \omega_i^2 \sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mi}^c m_{mn}^c \varphi_{ni}^c \quad (8)$$

根据第 m 个自由度上的模态动能占系统最大动能的百分比来量化系统在该阶模态振动时第 m 个自由度上的振动程度,即该自由度上的振动能量百分比为

$$p_{mt} = \frac{e_{mt}}{E_{t, \max}} = \frac{\sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mi}^c m_{mn}^c \varphi_{ni}^c}{\sum_{m=1}^{N^a+N^b} \sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mi}^c m_{mn}^c \varphi_{ni}^c} = \frac{\sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mi}^c m_{mn}^c \varphi_{ni}^c}{\varphi_i^{cT} M^c \varphi_i^c} \quad (9)$$

这种处理方法的本质是从系统广义惯性力做功

的角度去考虑问题。矢量 $M^c \varphi_i^c$ 实质上表达的是在系统处于第 t 阶模态振动时,广义惯性力在各个自由度上的分布情况。 $\varphi_i^{cT} M^c \varphi_i^c$ 表示在第 t 阶模态振动下系统广义惯性力在各个自由度上的总功,即等于 $E_{t, \max}$ (略去共同系数 $\omega_i^2/2$)。振动能量百分比可以理解为系统在 t 阶模态振动时,第 m 个自由度上的广义惯性力做的功在整个系统广义惯性力做的总功中的分配情况。广义惯性力做功的应用基础是将系统以集中质量上的能量去评价解耦情况,但不能将刚体振动和弹性振动解耦,独立分析。因此,对于系统弹性模态,基于广义惯性力做功的评价方法不再适用。

为解决这个问题,考虑到在模态振动中系统是保守系统,故能量守恒^[12]。广义惯性力做功等价于广义弹性力做功,广义惯性力做功占系统总能量百分比的评价方法对广义弹性力做功依然适用。当系统处于第 t 阶模态振动时

$$K^c \varphi_i^c = \omega_i^2 M^c \varphi_i^c \quad (10)$$

将式(10)按照列向量展开,两端乘以 φ_{mt}^c , 得到

$$\omega_i^2 \sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mt}^c m_{mn}^c \varphi_{ni}^c e_{mt} = \sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mt}^c k_{mn}^c \varphi_{ni}^c \quad (11)$$

根据模态刚度和模态质量的关系,得到

$$\varphi_i^{cT} K^c \varphi_i^c = \omega_i^2 \varphi_i^{cT} M^c \varphi_i^c \quad (12)$$

根据式(11)和式(12),得到

$$p_{mt} = \frac{\sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mt}^c m_{mn}^c \varphi_{ni}^c}{\varphi_i^{cT} M^c \varphi_i^c} = \frac{\sum_{n=1}^{N^a+N^b} \varphi_{mt}^c k_{mn}^c \varphi_{ni}^c}{\varphi_i^{cT} K^c \varphi_i^c} \quad (13)$$

式(10)~(13)说明,广义弹性力做功评价模态解耦情况等效于广义惯性力做功评价模态解耦情况,即各自由度下能量占比是相等的。

由于柔性设备和柔性中间质量的弹性振动是通过采用离散的质量矩阵(M^a 和 M^b)和刚度矩阵(K^a 和 K^b)表示,因此在系统处于第 t 阶模态下弹性振动产生的能量等效于表示柔性的广义弹性力在各自由度下所做的功。设备弹性振动产生的能量 $EP_{t, \max}^a$ 和中间质量弹性振动产生的能量 $EP_{t, \max}^b$ 分别为

$$EP_{t, \max}^a = \frac{1}{2} \varphi_i^{cT} K^{ca} \varphi_i^c \quad (14)$$

$$EP_{t, \max}^b = \frac{1}{2} \varphi_i^{cT} K^{cb} \varphi_i^c \quad (15)$$

其中: $K^{ca} = \begin{bmatrix} K^a & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$; $K^{cb} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & K^b \end{bmatrix}$ 。

根据系统总能量和表示设备和中间质量的弹性振动能量,得到系统刚体模态在各自由度下对应的能量为

$$ER_{t,\max} = E_{t,\max} - EP_{t,\max}^a - EP_{t,\max}^b \quad (16)$$

其中： $ER_{t,\max}$ 表示系统中由隔振器产生的广义弹性能量，可以量化系统在 t 阶模态振动下，刚体振动中隔振器在各自由度下的做功情况。

综上，可以得到双层隔振系统处于第 t 阶模态振动时的刚体振动、设备弹性振动和中间质量弹性振动在各自由度下的能量分布情况。

$$\begin{cases} \dot{p}_{mt}^R = \frac{ER_{t,\max}}{\boldsymbol{\varphi}_i^{c^T} \mathbf{K}^c \boldsymbol{\varphi}_i^c} \\ \dot{p}_{mt}^a = \frac{EP_{t,\max}^a}{\boldsymbol{\varphi}_i^a{}^T \mathbf{K}^c \boldsymbol{\varphi}_i^c} \\ \dot{p}_{mt}^b = \frac{EP_{t,\max}^b}{\boldsymbol{\varphi}_i^b{}^T \mathbf{K}^c \boldsymbol{\varphi}_i^c} \end{cases} \quad (17)$$

采用柔性结构能量解耦法能够在隔振器设计阶段，量化研究机组和构架弹性振动的耦合程度。通过建立多自由度动力学模型，计算出弹性模态的振动耦合能量占比。各阶模态对应的主振动能量占比小于85%，则认为系统耦合严重，可定义为振动耦合区^[13]。通过避免弹性模态频率落入振动耦合区的方法来降低弹性振动耦合，从而进行弹性模态匹配。

3 弹性模态匹配应用分析

3.1 简化柔性双层隔振系统4自由度垂向振动模型

以某内燃动力总成双层隔振系统为研究对象，激励源主要为6缸柴油机，转速范围为900~1800 r/min，3.0谐次和6.0谐次为主简谐频率，激励对应频率为45~180 Hz。理论上柔性体弹性模态频率具有无穷阶，但对主要型号的内燃动车动力总成双层隔振系统的实验测试和仿真发现，机组和构架均有若干弹性模态频率在该激励频率范围内^[6-7]，因共振引起异常振动。

图3为双层隔振系统4自由度垂向振动动力学模型。为了研究对车辆乘坐舒适性影响最大的垂向弹性模态匹配问题，在柴油机 m_1 上施加幅值 $F=100$ N随时间 ε 变化的扫频激励 $F\sin\omega\varepsilon$ 。机组由于连接套刚度不足常常产生弯曲弹性振动^[6]，因此将机组视为半正定系统，根据柴油机质量 m_1 ，发电机质量 m_2 和模态实验结果确定等效弯曲刚度 k_{12} 。同理，确定构架分布质量 m_3 ， m_4 以及等效弯曲刚度 k_{34} 。将在空间不同位置布置的隔振器刚度等效为垂向刚度，利用文献^[14]的隔振设计方法确定 k_{13} ， k_{24} ， k_3 和 k_4 。模型具体参数如表1所示。

内燃动力总成通常采用橡胶隔振器吊挂于车体

底架的边梁上，根据阻尼特性关系式 $c=\xi k/\omega$ ，橡胶阻尼耗散系数 ξ_1 通常在0.025~0.200范围内，其取值过高，橡胶材料工作时更易发热，加速其老化。本研究 ξ_1 取0.1^[14]，结构阻尼比 ξ_2 取值为0.01^[15]。

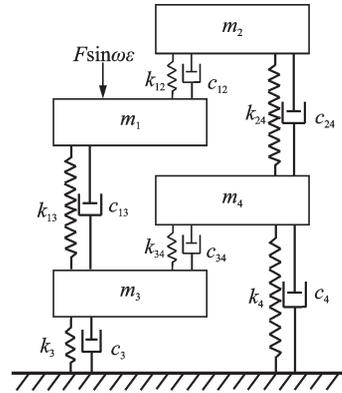


图3 双层隔振系统4自由度垂向振动动力学模型

Fig.3 The 4-degree-of-freedom vertical vibration dynamics model of double-stage vibration isolation system

表1 模型参数

Tab.1 Model parameter

参数	数值	参数	数值
m_1/kg	1 086	$k_{13}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	2 743
m_2/kg	1 380	$k_{24}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	3 487
m_3/kg	585.5	$k_{34}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	51 048
m_4/kg	585.5	$k_3/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	4 768
$k_{12}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	275 462	$k_4/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	5 606

3.2 一级机组弹性振动模态匹配

在常规隔振刚度设计下，机组会匹配不同弹性振动模态频率的构架。内燃动力总成通常采用橡胶隔振器，需要保证一定静刚度以提高稳定性。机组垂向频率一般确定为8 Hz附近，对应的一级隔振器总刚度为一级隔振系统基准刚度（后简称基准刚度）。为保证隔振效果，橡胶隔振器的最大刚度不宜超过基准刚度的3倍，而新型隔振系统的刚度最低能够达到基准刚度的0.25倍附近^[14]。

研究弹性模态耦合机理、避免振动耦合是提高隔振效果的有效方法。根据式(5)可知，若 \mathbf{K}^{ab} （或 \mathbf{K}^{ba} ）=0且 \mathbf{C}^{b} （或 \mathbf{C}^{ba} ）=0，机组和构架将完全解耦。由于隔振器阻尼相比于隔振器刚度对系统振动固有特性的影响很小^[11]，因此一级隔振器刚度是造成机组弹性模态和构架弹性模态耦合的根本原因。一级隔振器刚度用 k_1 表示，且 $uk_1=u(k_{13}+k_{24})$ ， u 为刚度变化倍数。考虑3种隔振器刚度极端情况， u 选用0.25, 1和3。

隔振设计采用笔者提出的柔性结构能量解耦

法,计算在基准刚度情况下(机组垂向频率为 8 Hz),机组弹性振动主模态的振动能量分布情况和频率变化情况。图 4 为机组弹性主模态固有特性。从图 4(a)可见,在机组弹性振动主模态中,机组弹性振动与构架弹性振动存在一个耦合区(主振动能量占比小于 85%)。在耦合区内,机组弹性振动能量占比降低,构架弹性振动能量占比提高,此时容易产生频率阶数的跳变,且呈对角线趋势(见图 4(b))。选取机组 100 Hz 弹性主模态^[6],匹配不同弹性模态频率的构架,机组(m_1, m_2)和构架(m_3, m_4)的振型如图 4(c)所示,频率如图 4(d)所示。当构架弹性模态频率接近机组弹性模态频率时,机组和构架呈反相振动振型,机组弹性模态频率增加缓慢。当两弹性模态频率近似相等时,耦合最严重,构架振型相对幅值急剧增加,导致机组的模态等效质量降低,以机组弹性振动为主的模态频率快速上升。当构架弹性模态频率增加至大于机组弹性模态频率时,机组和构架为同相振动。这种同相振动增加了机组的模态等效质量,使机组弹性模态频率突然下降,产生频率跳变现象。随着构架弹性模态频率继续增加,构架振型相对幅值下降,对该阶机组等效质量的增加作用逐渐降低,导致机组弹性模态频率上升变缓,直至机组弹性振动模态逐渐接近完全解耦,频率逐渐恢复为 100 Hz 附近。图 4(d)表明,随一级隔振器刚度的增加,振动耦合对频率影响更明显,受影响的频率范围也更大。因此,在隔振设计时,要避免机组弹性模态与构架弹性模态频率在弹性振动耦合区,并尽量采用刚度小的一级隔振器来降低机组和构架的弹性振动耦合情况。

图 5 为不同一级隔振器刚度下机组弹性模态耦合情况。可见,耦合频带宽度随一级隔振器刚度的增加而增加,机组弹性模态频率越高,耦合频带宽度越窄,且耦合能量的最大值也随一级隔振器刚度的增加而提高。这表明降低一级隔振系统刚度对降低极端情况下的机组和构架振动耦合也同样有效。在工程实际中,机组和构架通常是独立设计的,一旦结构确定则难以修改。当机组和构架落入耦合频段宽度内,一级隔振系统应尽量选用刚度较低的隔振器来降低振动耦合的影响。

3 种一级隔振器刚度下机组弹性振动主模态耦合频带如图 6 所示。从图 5,6 可见,小刚度的一级隔振器能够在整个频段内缩小耦合区间,这对提高隔振效果有利。当频率变低,系统的耦合频带宽度越大。在同类机型设计时需要尽量避免机组和构架的

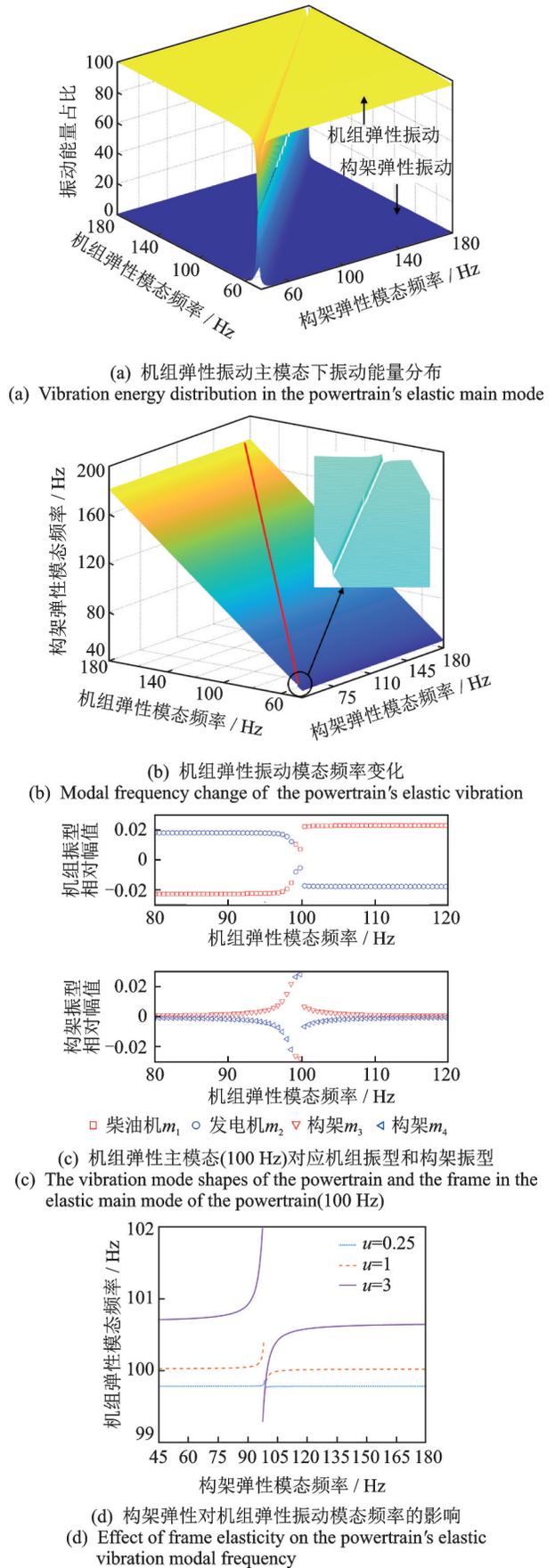


图 4 机组弹性主模态固有特性
Fig.4 National characteristics of the powertrain's elastic main mode

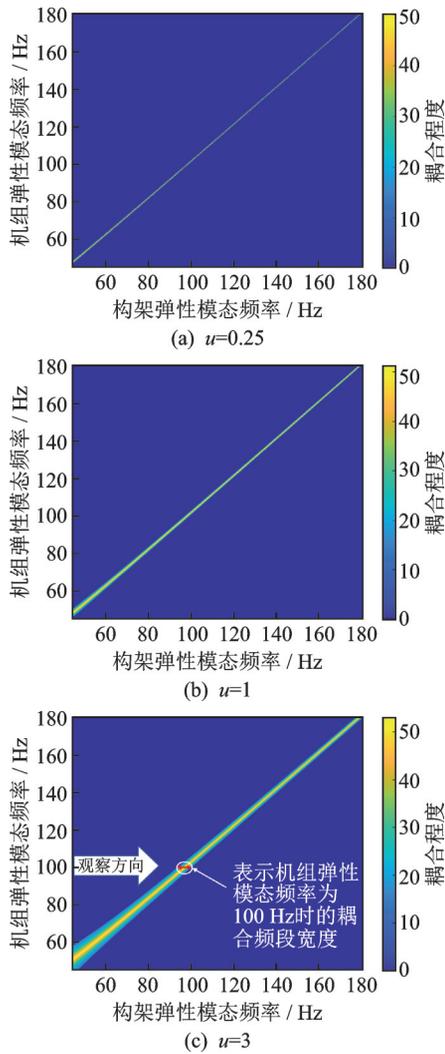


图5 不同一级隔振器刚度下机组弹性模态耦合情况

Fig.5 Elastic modal coupling of the main mode of the powertrain with various first vibration isolator stiffness

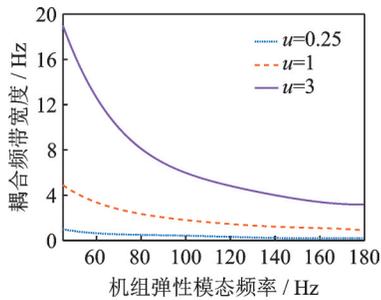


图6 3种一级隔振器刚度下机组弹性振动主模态耦合频带

Fig.6 Coupling frequency band of main mode of elastic vibration of the powertrain under three kinds of first vibration isolator stiffness

弹性模态频率落入耦合区间。

3.3 二级构架弹性振动模态匹配

以构架为主要研究对象,通过笔者提出的柔性结构能量解耦法研究构架与机组的弹性模态匹配问

题。构架的弹性模态匹配方法与机组的弹性模态匹配方法相似。不同的是,从式(4)可知,构架弹性模态主要由构架弹性模态刚度矩阵 K^b 、一级隔振器传递到二级隔振系统的刚度矩阵 K^{b1} 、二级隔振器刚度矩阵 K^{b2} 共同决定。此外,隔振器刚度与低阶弹性模态刚度相比,并不能忽略其对于刚度矩阵的影响。因此,构架低阶弹性模态相比于机组具有更复杂的耦合情况。图7为构架弹性主模态固有特性。如图7(a)所示,无论机组弹性模态频率如何变化,构架弹性振动能量占比均较低。此时振动能量仅在耦合区

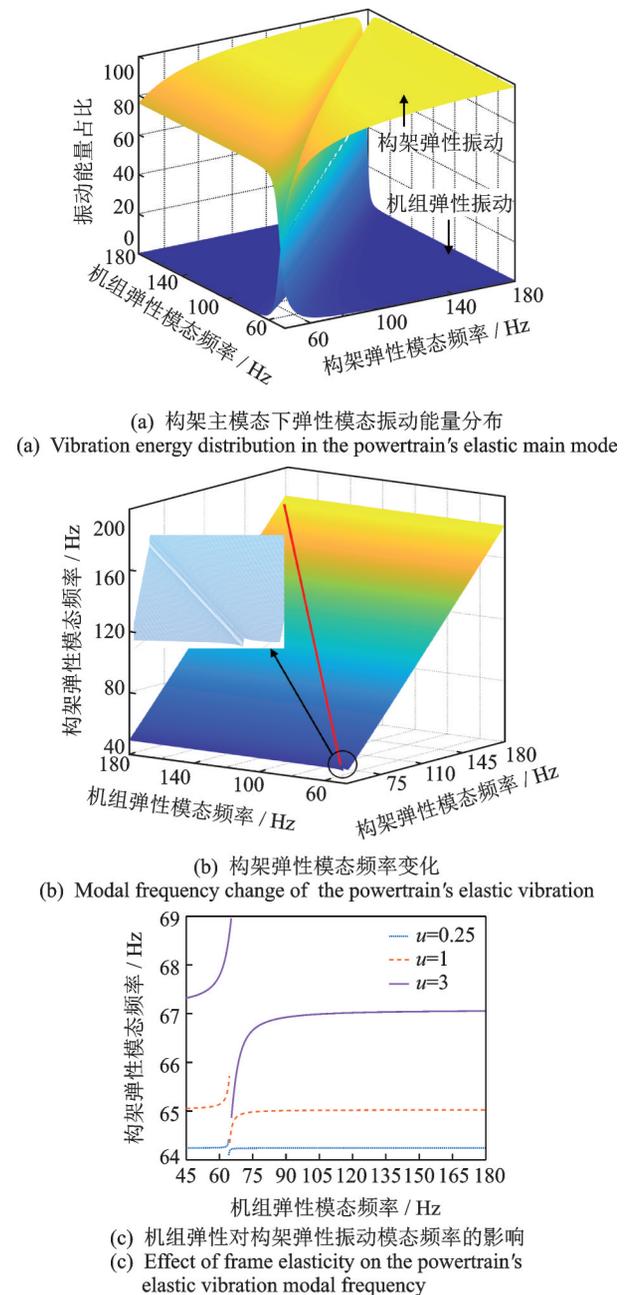


图7 构架弹性主模态固有特性

Fig.7 National characteristics of the intermediate frame's elastic main mode

会增加,在其他区近似为 0。这说明构架低阶弹性振动为主的模态主要以和隔振器产生的刚体振动耦合为主,仅在频率耦合区体现出与构架弹性振动的耦合。根据工程中常见的构架弹性模态频率范围,选取构架弹性模态为 65 Hz^[7]。从图 7(b),7(c)可见,频率在耦合区受到的影响与机组具有一致性。

不同一级隔振刚度下构架弹性模态耦合频率区间如图 8 所示。小刚度的隔振器可在整个频段内缩小耦合区间,提高隔振效果。然而,当构架弹性振动模态频率较低时,采用大刚度的一级隔振器会加剧刚体振动对构架弹性振动模态的耦合作用,产生更大的耦合区。在 $u=3$ 时,隔振器传递的力对构架弹性模态产生耦合影响,需要将构架弹性模态频率提高至 62 Hz 以上,以降低隔振系统产生的刚体振动与构架的弹性模态振动耦合。在此频率之后,构架弹性模态匹配的规律与机组一致。可见,在隔振设

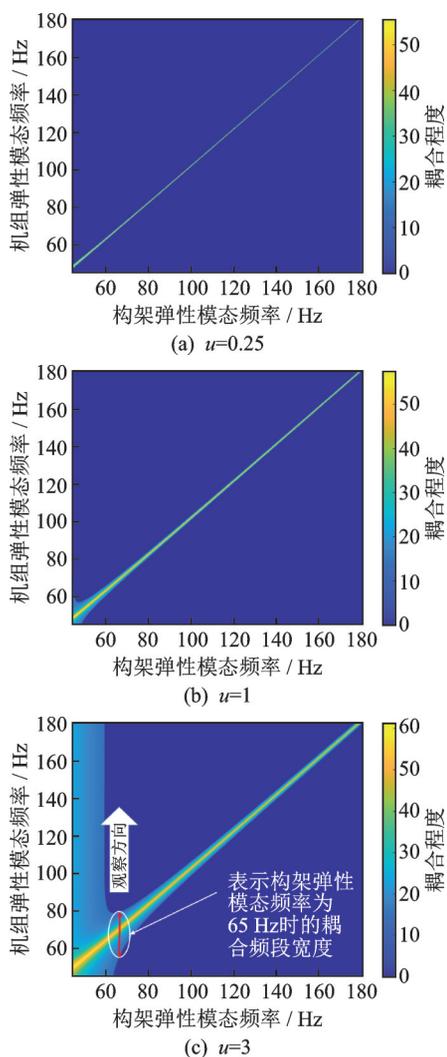


图 8 不同一级隔振刚度下构架弹性模态耦合频率区间
Fig.8 Elastic modal coupling of the main mode of the intermediate frame with various first vibration isolator stiffness

计中一级隔振器刚度不宜过高,否则会对刚体振动产生影响,也会增大耦合频带宽度,使构架弹性振动模态产生更复杂的耦合。

3 种一级隔振器刚度下构架弹性振动主模态耦合频带如图 9 所示。构架匹配不同弹性模态频率的机组时,弹性模态频率的差值应大于耦合频带宽度。

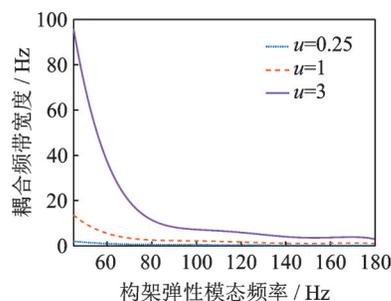


图 9 3 种一级隔振器刚度下构架弹性振动主模态耦合频带
Fig.9 Coupling frequency band of main mode of elastic vibration of the intermediate frame under three kinds of first vibration isolator stiffness

此外,在内燃动力总成双层隔振系统设计时,考虑构架的强度以及轻量化设计准则,一般将其设计为机组总质量的 50% 左右。由于低频时耦合频带宽度以模态质量分布特性为主,导致耦合频带宽度为机组的 2 倍左右。随着频率增加,耦合频带宽度以模态刚度的影响为主,质量影响变小。因此,耦合频带宽度逐渐与机组一致。

3.4 振动传递特性

3 种一级隔振系统刚度下弹性模态耦合对系统振动响应影响如图 10 所示。在低刚度的一级隔振器下,峰值左移,刚体振动模态频率降低,系统在高温具有更低的力传递率,隔振性能增加。在机组 100 Hz 和构架 65 Hz 弹性振动模态耦合的极端情况,由于振动耦合通过隔振器传递,隔振器的刚度

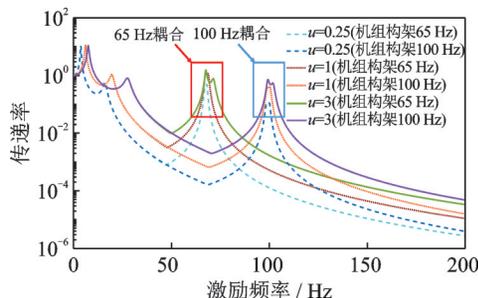


图 10 3 种一级隔振系统刚度下弹性模态耦合对系统振动响应影响
Fig.10 Vibration responses for the system with different stiffness of first isolation system

会影响振动传递力的叠加效果,选用更小刚度的隔振器能够降低弹性振动的耦合。另外,耦合频率越低,隔振器起到的作用越小,在65 Hz的情况下,通过调整隔振器刚度几乎起不到隔振效果。因此,应关注更低频率下的弹性振动耦合,尽可能选用更低的一级隔振器刚度会提高整个系统的高频隔振性能。

4 实验

为验证采用柔性结构能量解耦法进行机组和构架弹性模态匹配问题的有效性,并出于经济考虑,对垂向频率为8 Hz设计的内燃动力总成双层隔振系统进行模态测试和隔振性能测试。

为获得机组和构架的模态特性,根据国标 GB/T 11349.2—2006 采用不测力法分别对机组和构架进行独立悬挂的台架实验。在机组工作频率内(45~180 Hz),机组一阶弯曲模态频率为120.12 Hz,二阶弯曲模态及以上模态频率均不在工作频率内,不作考虑。构架模态实验测试结果如表2所示。

表2 构架模态实验测试结果

Tab.2 Test results for vibration intensity of double-stage isolation system

阶数	f/Hz	构架模态振型描述
1	61.52	垂向弯曲
2	73.24	中间梁反相位上下弯曲
3	106.45	边梁弯曲+中部梁垂弯
4	111.90	边梁弯曲+中部左梁垂弯
5	133.79	边梁弯曲+中部梁反相位上下弯曲
6	171.88	边梁反剪+中间梁反相位上下弯曲

根据车辆牵引运行和控制轴系扭振等需要,将柴油机确定为4个常用工作档位,双层隔振系统振动速度测试结果如表3所示。其中:1.2 kr/min工况对应激励频率为120 Hz,该激励容易激起以机组弯

表3 双层隔振系统振动速度测试结果

Tab.3 Test results for vibration intensity of double-stage isolation system

转速/ ($\text{kr}\cdot\text{min}^{-1}$)	功率/ kW	机组		构架	
		振动速度/ ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	评定 等级	振动速度/ ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	评定 等级
0.9	37	6.35	A	3.93	A
1.0	53	5.59	A	3.45	A
1.1	70	7.02	A	3.90	A
1.2	91	8.74	B	4.13	A

曲为主的弹性振动模态。实验表明:机组处于1.2 kr/min工作转速时,振动速度从7.02 mm/s增长到8.74 mm/s,增长了1.72 mm/s。与前一工况的振动速度增长1.43 mm/s相比明显增大。1.2 kr/min工况下机组和构架的幅频响应曲线如图11所示,此时机组以弹性振动为主。

由表2可知,构架111.90 Hz和133.79 Hz弹性模态频率与机组120.12 Hz弹性模态频率最接近。由图6可知,机组120.12 Hz的弹性模态耦合频带宽度大于1.6 Hz,才能保证机组主模态能量占比大于85%,使构架弹性模态与机组弹性模态振动近似解耦,保证解耦的有效性。此时弹性模态与机组120.12 Hz弹性模态的耦合频率宽度分别为8.22 Hz和13.67 Hz,均大于弹性模态耦合频带宽度1.6 Hz,满足机组和构架弹性模态解耦条件。在隔振系统的振动传递中,机组作为振源,向构架传递振动,若解耦良好,机组弹性振动不会引起构架强烈的耦合弹性振动。由图11可知,在1.2 kr/min工况下机组振动加速度幅值达到 9.14 m/s^2 ,但构架振动加速度幅值为 0.32 m/s^2 ,仅为机组的3.5%,说明机组与构架的弹性模态间并未发生明显的耦合共振,可见提出的弹性模态匹配方法是有效的。

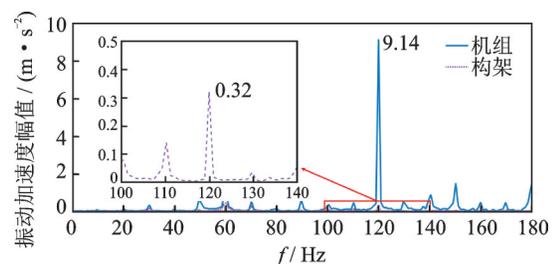


图11 1.2 kr/min工况下机组和构架的幅频响应曲线
Fig.11 Amplitude-frequency response curves of the powertrain and intermediate frame at 1.2 kr/min condition

5 结论

1) 内燃动力总成双层隔振系统中机组弹性振动模态和构架弹性振动模态的耦合作用,表现为机组和构架反相振动减小模态等效质量,同相振动增加模态等效质量,改变了系统固有特性。

2) 根据保守系统中广义弹性力做功与广义惯性力做功相等,提出了柔性结构能量解耦法来研究系统固有特性。此方法能够将弹性模态和刚体模态解耦,量化机组弹性振动与构架弹性振动的耦合程度。

3) 为指导弹性模态匹配,以柔性结构能量解耦

法为基础,获得弹性振动耦合频带曲线图。根据隔振器刚度和机组(构架)关注的弹性振动频率,得到需要避免的耦合频带宽度。该结果为同类弹性模态匹配问题提供理论支持。

参 考 文 献

- [1] 陈俊, 闫兵, 董大伟, 等. 子系统参数对双层隔振系统固有特性的影响[J]. 振动与冲击, 2015, 34(4): 110-116.
CHEN Jun, YAN Bing, DONG Dawei, et al. Effects of subsystem parameters on natural characteristics of a double-layer vibration isolation system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(4): 110-116. (in Chinese)
- [2] 孙玉华, 董大伟, 闫兵, 等. 双层隔振系统解耦优化研究[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(2): 361-365.
SUN Yuhua, DONG Dawei, YAN Bing, et al. Design and decoupling optimization of two-stage vibration isolation system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(2): 361-365. (in Chinese)
- [3] 吕振华, 范让林, 冯振东. 汽车动力总成隔振悬置布置的设计思想论析[J]. 内燃机工程, 2004(3): 37-43.
LÜ Zhenhua, FAN Ranglin, FENG Zhendong. A survey of design methods for automotive engine mounting system[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2004(3): 37-43. (in Chinese)
- [4] ELHAFIDI A, MARTIN B, LOREDO A, et al. Vibration reduction on city buses: determination of optimal position of engine mounts [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 2198-2209.
- [5] JIANG M, LIAO S, GUO Y, et al. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2019, 11(5): 2072154086.
- [6] 孟浩东, 李舜酩, 吕国华, 等. 某车辆动力总成异常振动分析与改进[J]. 振动与冲击, 2012, 31(10): 64-67.
MENG Haodong, LI Shunming, LÜ Guohua, et al. Analysis and improvement on abnormal vibration of power assembly of vehicle[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(10): 64-67. (in Chinese)
- [7] 刘洋山, 孙梅云, 闫兵, 等. 中间构架柔性对双层隔振系统隔振特性的影响[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(4): 92-96.
LIU Yangshai, SUN Meiyun, YAN Bing, et al. Influence of intermediate frame flexibility on the vibration isolation characteristics of a double layer vibration isolation system [J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(4): 92-96. (in Chinese)
- [8] 陈无畏, 邓书朝, 黄鹤, 等. 基于模态匹配的车架动态特性优化[J]. 汽车工程, 2016, 38(12): 1488-1493.
CHEN Wuwei, DENG Shuchao, HUANG He, et al. Dynamic characteristics optimization of frame for modal matching[J]. Automotive Engineering, 2016, 38(12): 1488-1493. (in Chinese)
- [9] 官岛, 周劲松, 孙文静, 等. 高速列车车下设备模态匹配及试验研究[J]. 铁道学报, 2014(10): 13-20.
GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, et al. Modal matching between suspended equipment and car body of a high-speed railway vehicle and in-situ experiment [J]. Journal of the China Railway Society, 2014(10): 13-20. (in Chinese)
- [10] 胡金芳. 计及弹性基础的动力总成悬置系统特性分析与解耦研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2012.
- [11] 范让林, 吕振华. 刚体-弹性支承系统振动解耦评价方法分析[J]. 工程力学, 2006, 23(7): 13-18.
FAN Ranglin, LÜ Zhenhua. Evaluation approaches of vibration-mode uncoupling for multldof rigid-body with elastic mounting system [J]. Engineering Mechanics, 2006, 23(7): 13-18. (in Chinese)
- [12] 童炜, 侯之超. 关于动力总成悬置系统模态能量表达的一个注记[J]. 汽车工程, 2013, 35(3): 224-228.
TONG Wei, HOU Zhichao. A note on the modal energy expressions for powertrain mounting systems[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(3): 224-228. (in Chinese)
- [13] 周宇杰, 雷刚, 贺艳辉, 等. 基于惯性参数的动力总成悬置系统解耦分析[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(6): 94-97.
ZHOU Yujie, LEI Gang, HE Yanhui, et al. Decoupling analysis of powertrain mount systems based on inertial parameters [J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(6): 94-97. (in Chinese)
- [14] 闫兵. 内燃动车动力总成振动控制技术及其应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2020: 71-103.
- [15] 曹辉, 张卫华, 缪炳荣. 车体弹性效应下的垂向振动特性研究[J]. 铁道学报, 2017(6): 48-54.
CAO Hui, ZHANG Weihua, MIAO Bingrong, et al. Study on vertical vibration characteristics of car body under flexible effect[J]. Journal of the China Railway Society, 2017(6): 48-54. (in Chinese)



第一作者简介:宋世哲,男,1993年7月生,博士生。主要研究方向为内燃动车动力设备振动控制。曾发表《柔性双层隔振系统振动能量解耦方法及应用》(《西南交通大学学报》2023年第58卷第2期)等论文。

E-mail: song_shizhe@163.com