内燃机车司机室隔振性能优化研究

潘成, 陈再刚*, 蒋建政

西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031

* E-mail: zgchen@home.swjtu.edu.cn

收稿日期: 2019-03-28; 接受日期: 2019-07-09; 网络版发表日期: 2019-09-09

国家自然科学基金(批准号: 51775453, 51735012)资助项目

摘要 柴油机与发电机动态激励是内燃机车的主要激振源之一, 其激起的振动通过车体底架传递至司机室, 引起司机室振动, 设计科学合理的司机室隔振结构与参数对提高司机室结构可靠性与乘坐舒适性具有良好的理论指导意义与工程实用价值. 本文针对某型内燃机车司机室隔振问题, 建立了机车司机室6自由度动力学理论模型; 结合隔振原理、能量解耦原理、生物遗传算法建立了机车司机室隔振优化分析方法, 获得了司机室隔振参数的合理配置方案; 最后, 通过有限元法仿真分析了实测柴油机与发电机激振下隔振参数改进前后的司机室振动响应, 验证了提出的隔振方案的有效性.

关键词 铁路机车, 隔振性能, 优化方法, 有限元, 动力学

1 引言

随着内燃机车行驶速度的提升, 柴油机的功率增大, 由柴油机-发电机导致的内燃机车车体振动越来越被人们所重视, 尤其是司机的工作环境问题已经成为内燃机车设计中首要考虑的问题之一. 早期的内燃机车司机室与机车底架支架采用刚性连接, 由柴油机-发电机产生振动激励直接传递到司机室, 隔振效果较差. 近年来, 随着独立司机室的应用^[1~3], 内燃机车司机室的振动得到了有效的控制, 但由弹性隔振装置组成的司机室隔振系统往往需要合理设置动力学参数及隔振位置才能达到最优的隔振效果. 许多学者针对如何合理设计司机室隔振方案开展了广泛的研究工作. HX_N3

型机车是我国引进北美EMD公司相关大功率内燃机车技术制造而成, 其独立司机室的设计实现了较好的减振效果^[4,5]. 李春胜等人^[6,7]建立了HX_N3型内燃机车司机室6自由度动力学模型, 以司机室各方向的频率响应为依据, 分别优化了司机室前后端隔振器刚度与阻尼. 邵迎安等人^[8]通过对内燃机车车体模态的叠加, 计算出了司机室座椅处的最大归一化位移, 并以此位移最小为优化目标, 优化了司机室隔振器刚度. 陈静等人^[9]采用虚拟样机技术建立了商用车驾驶室多刚体动力学模型, 运用DOE技术对驾驶室悬置系统参数进行了匹配设计. 这些研究中大多将司机室简化为刚性体, 建立司机室6自由度动力学模型, 对司机室隔振器刚度、阻尼参数进行设计优化, 但没有同时对隔振器

引用格式: 潘成, 陈再刚, 蒋建政. 内燃机车司机室隔振性能优化研究. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 103–111

Pan C, Chen Z G, Jiang J Z. Study on optimization of vibration isolation performance of diesel locomotive cab (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 103–111, doi: 10.1360/SST-2019-0122

布置进行优化设计. 对司机室隔振器进行参数设计时多采用的是组合不同隔振器参数的方法进行优化设计, 无法得到隔振系统参数在取值范围内的最优匹配. 通过生物遗传算法、粒子群算法、模拟退火算法等智能搜索寻优算法结合隔振理论与解耦理论设计目标函数, 可以有效解决上述问题, 优化司机室隔振效果.

本文针对某型内燃机车司机室振动问题, 采用隔振原理和解耦理论对司机室隔振器安装位置及隔振器刚度等动力学参数进行了分析, 以司机室各阶模态解耦以及各阶固有频率匹配为目标建立了目标函数, 采用遗传算法对设计变量进行优化设计, 得到司机室隔振器的合理刚度参数与位置参数, 并通过有限元仿真验证了优化方案的有效性.

2 司机室动力学模型

2.1 司机室隔振结构

该型内燃机车司机室三维模型如图1(a)所示, 司机室为不规则造型, 后端放置质量较大的低压柜等电器元件. 司机室底部采用6个橡胶堆隔振器作为其隔振装置, 其布置如图1(b)所示, 橡胶堆隔振器外形如图1(c)所示, 该型隔振器横向刚度与纵向刚度相等.

2.2 司机室动力学模型

司机室简化模型如图2所示, 对司机室隔振系统作如下简化:

- (1) 将司机室视为刚体, 在其质心处建立坐标系;
- (2) 不考虑橡胶堆隔振器的非线性特性, 将其简化为3个相互垂直的线性弹簧, 不考虑其扭转刚度;
- (3) 6个橡胶堆隔振器平置于司机室底部, 隔振器沿x轴对称布置.

根据拉格朗日原理, 司机室的系统动力学方程表示如下:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = \{F_i\}, \quad (1)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n),$$

式中, T 为系统的动能, U 为系统的势能, D 为系统的耗散能, q 为系统的广义坐标, F 为广义坐标对应的广义力. 将上式中的能量表示成系统运动自由度, 整理可得

图1 (网络版彩图) 机车司机室及其隔振装置. (a) 三维模型; (b) 隔振器布置; (c) 隔振器结构

Figure 1 (Color online) Locomotive cab and its vibration isolation structure. (a) Three dimensional model; (b) arrangement of the vibration isolator; (c) structure of the vibration isolator.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}, \quad (2)$$

式中, $\mathbf{q}$ 为广义坐标向量; 系统所受广义力矩阵 $\mathbf{F}$ 、质量矩阵 $\mathbf{M}$ 、刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 、阻尼矩阵 $\mathbf{C}$ 分别表示如下:

$$\mathbf{F} = [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z]^T,$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & & & & & \\ & m & & & & \\ & & m & & & \\ & & & J_x & & \\ & & & & J_y & \\ & & & & & J_z \end{bmatrix},$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{K} &= \begin{bmatrix} \sum K_{xi} & 0 & 0 & 0 & \sum K_{xi}z_i & \sum K_{xi}y_i \\ 0 & \sum K_{yi} & 0 & \sum K_{yi}z_i & 0 & -\sum K_{yi}x_i \\ 0 & 0 & \sum K_{zi} & -\sum K_{zi}y_i & \sum K_{zi}x_i & 0 \\ 0 & \sum K_{yi}z_i & -\sum K_{zi}y_i & \sum K_{zi}y_i^2 + \sum K_{yi}z_i^2 & -\sum K_{zi}x_iy_i & -\sum K_{yi}x_iz_i \\ \sum K_{xi}z_i & 0 & \sum K_{xi}x_i & -\sum K_{xi}x_iz_i & \sum K_{xi}x_i^2 + \sum K_{xi}z_i^2 & -\sum K_{xi}y_iz_i \\ \sum K_{xi}y_i & -\sum K_{yi}x_i & 0 & -\sum K_{yi}x_iz_i & -\sum K_{xi}y_iz_i & \sum K_{yi}x_i^2 + \sum K_{xi}y_i^2 \end{bmatrix}, \\
\mathbf{C} &= \begin{bmatrix} \sum C_{xi} & 0 & 0 & 0 & \sum C_{xi}z_i & \sum C_{xi}y_i \\ 0 & \sum C_{yi} & 0 & \sum C_{yi}z_i & 0 & -\sum C_{yi}x_i \\ 0 & 0 & \sum C_{zi} & -\sum C_{zi}y_i & \sum C_{zi}x_i & 0 \\ 0 & \sum C_{yi}z_i & -\sum C_{zi}y_i & \sum C_{zi}y_i^2 + \sum C_{yi}z_i^2 & -\sum C_{zi}x_iz_i & -\sum C_{yi}x_iz_i \\ \sum C_{xi}z_i & 0 & \sum C_{xi}x_i & -\sum C_{xi}x_iz_i & \sum C_{xi}x_i^2 + \sum C_{xi}z_i^2 & -\sum C_{xi}y_iz_i \\ \sum C_{xi}y_i & -\sum C_{yi}x_i & 0 & -\sum C_{yi}x_iz_i & -\sum C_{xi}y_iz_i & \sum C_{yi}x_i^2 + \sum C_{xi}y_i^2 \end{bmatrix},
\end{aligned}$$

图2 机车司机室6自由度动力学模型

Figure 2 Six-degree-of-freedom dynamics model of the locomotive cab.

式中, F_x , F_y , F_z 分别为司机室纵向、横向、垂向受到的作用力; M_x , M_y , M_z 分别为司机室纵向、横向、垂向受到的力矩; m 为司机室质量; J_x , J_y , J_z 分别为司机室绕 X , Y , Z 方向的转动惯量; K_x , K_y , K_z 分别为各隔振器纵向、横向、垂向刚度; C_x , C_y , C_z 分别为各隔振器纵向、横向、垂向阻尼。

3 司机室隔振系统参数优化

本文以某型内燃机车司机室振动系统为研究对

象, 其隔振系统的初始设计参数如表1所示, 其中 $K_{x,y}$ 表示隔振器纵向、横向刚度, 且 $K_{x,y} = K_x = K_y$ 。

3.1 司机室隔振系统固有频率匹配

根据隔振原理, 激励频率必须大于系统的固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍隔振系统才能发挥隔振效果, 即要求 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 。为了保证良好的隔振效果(隔离80%~90%的振动), ω/ω_n 的取值一般在2~5之间。在柴油机、发电机激励一定的情况下, 为了保证隔振效果需要合理配置系统固有频率, 使其满足隔振频率比要求, 这就要求司机室隔振器足够软, 同时司机室静态位置应满足最大静态变形量的限制要求。

内燃机车司机室振动主要表现为垂向及横向振动^[4], 因此在进行隔振设计时主要考虑垂向及横向振动模态满足频率要求, 其余振型对应的固有频率小于激励频率的 $1/\sqrt{2}$, 例如, 当柴油机处于1000 r/min的档位时, 其激励频率为16.7 Hz, 这就要求司机室振动

表1 司机室隔振系统的初始参数

Table 1 Initial parameters of the cab vibration isolation system

参数	1	2	3	4	5	6
x (mm)	1332	-718	-1390	-1390	-518	1532
y (mm)	-1380	-1377	-887	737	1380	1377
z (mm)	-1209	-1209	-1209	-1209	-1209	-1209
$K_{x,y}$ (N/mm)	10.5×10 ³					
K_z (N/mm)	9.5×10 ³					

系统固有频率要小于11.8 Hz.

3.2 司机室隔振系统6自由度解耦

通常由弹性支承组成的司机室隔振系统6个自由度的振动是耦合的, 沿隔振系统任意自由度的激励都会激起系统的多个方向的响应, 使得振动频率结构复杂, 给隔振频率匹配带来较大困难, 无法直接针对单一模态进行设计而不影响其他模态的隔振效果, 极大增加了隔振设计的难度. 对于这种多自由度耦合的振动系统, 寻求隔振系统振动模态的解耦是隔振设计的关键^[10-13].

在汽车动力总成隔振设计中时常采用能量解耦法^[14-16], 其解耦率计算方法如下.

当系统以第 j 阶固有频率振动时, 第 k 个广义坐标上分配到的能量占总系统总能量的百分比, 即解耦率为

$$T_{jk} = \frac{\sum_{i=1}^6 (\varphi_j)_k m_{ki} (\varphi_j)_i}{\sum_{i=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\varphi_j)_k m_{ki} (\varphi_j)_i} \times 100\%, \quad (3)$$

式中, T_{jk} 为100%则表示系统作第 j 阶模态振动时, 能量全部集中在第 k 个广义坐标上, 系统在该阶模态下完全解耦.

通过Matlab编制计算程序可以得到在司机室隔振器配置初始参数条件下, 司机室各阶固有频率及对应的6个自由度解耦率如表2所示.

从表2中可以看出, 隔振系统横向、纵向、侧滚、点头模态解耦率比较低, 在第1, 2, 5, 6阶振动模态中各向振动均有不同程度的耦合. 垂向和摇头的模态解耦

表2 初始参数下司机室隔振系统解耦

Table 2 Decoupling of the cab vibration isolation system with initial parameters

阶次	固有频率 (Hz)	解耦率 (%)					
		x	y	z	α	β	γ
1	9.79	45.05	15.39	1.07	9.25	29.25	0
2	10.52	15.33	49.84	0.66	25.4	8.63	0.14
3	17.01	2.30	0	97.62	0	0	0
4	22.29	0.12	1.76	0	5.42	0	92.69
5	25.97	35.7	1.78	0.6	2.32	58.99	0.61
6	27.05	1.49	31.18	0	57.62	3.11	6.54

率较高, 但垂向振动对应第3阶振动固有频率17.01 Hz, 大于激励频率的 $1/\sqrt{2}$ 倍, 无法有效隔离柴油机产生的振动, 且此频率与柴油机1000 r/min工作转频接近, 易导致司机室共振. 因此, 隔振系统需要合理频率匹配与解耦设计.

由刚体多弹性支撑系统形态规律可知, 当弹性中心和弹性主轴分别与质心和惯性主轴重合时, 系统的刚度矩阵为对角阵, 系统不存在弹性耦合^[11]. 机车司机室的隔振系统采用平置悬置支撑, 无法达到完全解耦. 实验测试表明, 内燃机车司机室振动主要集中在垂向和横向, 故在设计时, 需要首先考虑垂向及横向振动的解耦及频率匹配.

3.3 司机室隔振系统参数优化

根据解耦要求与频率匹配要求, 可以设目标函数如下:

$$\min G = \sum_{i=1}^6 \alpha_i \cdot \frac{T_i^L - T_i}{T_i^L} + \sum_{i=1}^6 \beta_i \cdot \left(\frac{|f_i^L - f_i| + |f_i^U - f_i|}{f_i^U - f_i^L} - 1 \right), \quad (4)$$

式中, α_i 为各阶解耦率加权系数, β_i 为各阶固有频率加权系数, T_i 为各阶振动对应解耦率, T_i^L 为各阶振动解耦率下限值, f_i 为各阶振动固有频率, f_i^L 为各阶振动固有频率下限, f_i^U 为各阶振动固有频率上限.

隔振系统的解耦率和固有频率取决于隔振器安装位置和隔振器三向刚度. 假设司机室隔振器沿 x 轴对称布置, 故仅对单侧3个隔振器参数进行优化; 所有隔振器均平置安装, 隔振器垂向位置不变, 仅对横向、纵向位置进行优化设计; 隔振器横向刚度等于纵向刚度, 故选择设计变量为

$$\{X\} = \{x_i, y_i, K_{x,yi}, K_{zi}\}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (5)$$

式中, x_i 和 y_i 为隔振器纵向和横向坐标, $K_{x,yi}$ 为隔振器横向、纵向刚度, K_{zi} 为隔振器垂向刚度.

采用生物遗传算法根据优化目标函数对设计变量在取值范围内寻优, 该算法是一种模拟生物进化种群繁衍通过不断迭代寻优而获得最优结果的全局优化搜索算法^[17], 其基本流程如图3所示.

在大型商业软件Matlab中编制优化程序, 优化后

得到的各隔振器位置、刚度及能量分布如表3和4所示。

从表3中可以看出, 优化后隔振器横、纵、垂三向刚度均有不同程度的减小, 司机室前端与后端隔振器刚度近似, 司机室中部隔振器刚度则较小。前端与中部隔

图 3 遗传算法流程
Figure 3 Flowchart of the genetic algorithm.

表 3 优化后司机室隔振系统参数
Table 3 Optimized parameters of the cab vibration isolation system

隔振器编号	x (mm)	y (mm)	z (mm)	$K_{x,y}$ (N/mm)	K_z (N/mm)
1	1421	-1508	-1209	1.45×10^3	2.46×10^3
2	-449	-1496	-1209	2.71×10^2	5.03×10^2
3	-1390	-868	-1209	1.99×10^3	2.34×10^3
4	-1390	868	-1209	1.99×10^3	2.34×10^3
5	-449	1496	-1209	2.71×10^2	5.03×10^2
6	1421	1508	-1209	1.45×10^3	2.46×10^3

表 4 优化后司机室隔振系统固有频率及解耦率
Table 4 Natural frequency and decoupling rate of the optimized cab vibration isolation system

阶次	固有频率 (Hz)	解耦率 (%)					
		x	y	z	α	β	γ
1	4.28	0	76.14	0	23.57	0	0.29
2	4.42	76.52	0	0	0	23.48	0
3	7.33	0	0	100	0	0	0
4	8.11	0	0.47	0	5.35	0	94.18
5	9.83	23.48	0	0	0	76.52	0
6	9.99	0	23.39	0	71.08	0	0.553

振器的位置变化较大, 后端隔振器位置变化较小。表4中优化后的司机室横向解耦率达到了76.14%, 对应第1阶固有频率4.28 Hz; 司机室纵向解耦率达到76.52%, 对应第2阶固有频率4.42 Hz; 司机室垂向解耦率达到100%, 实现了垂向完全解耦, 对应第3阶固有频率7.33 Hz; 司机室侧滚、摇头、点头方向的解耦率也均在70%以上, 对应固有频率小于11.8 Hz, 可以满足设计要求。

4 司机室隔振优化有限元验证

利用大型有限元商业软件建立了机车底架与司机室的有限元模型, 如图4所示。模型中, 在二系弹簧与构架连接处对弹簧端部施加固定约束, 二系弹簧采用6号梁单元来模拟; 底架与司机室均采用壳单元建模, 并设置司机室为刚性体; 司机室隔振器采用6号梁单元来模拟, 分别设置其纵、横、垂三个方向的刚度参数; 在柴油机、发电机在底架上的支承位置处施加实测得的柴油机1000 r/min速度下纵、横、垂的振动激励, 其中1和6位置为发电机支座, 2~5位置为柴油机支座, 激励平均加载到各支座位置的9个节点上, 这些动态激励激起的振动通过柔性车体底架传递至司机室下方, 并通过隔振器传递至司机室。例如, 图5所示为柴油机和发电机支座处施加的实测振动曲线, 其中, 图5(a)为1号位发电机支座垂向振动加速度, 图5(b)为2号位柴油机垂向振动加速度。基于该有限元模型, 分别对参数优化前后的司机室隔振效果进行了仿真分析。

改进前后的司机室振动加速度如图6所示, 从图中

图 4 (网络版彩图)机车车体底架-司机室有限元模型

Figure 4 (Color online) Finite element model of the locomotive chassis and cab.

图 5 柴油机/发电机支座实测垂向振动加速度(1000 r/min). (a) 1号位发电机支座; (b) 2号位柴油机支座

Figure 5 Tested vertical vibration acceleration of the diesel engine/generator (1000 r/min). (a) The No. 1 support of the generator; (b) the No. 2 support of the diesel engine.

可以看出司机室横、纵、垂三向的振动都得到了很好的控制. 图6(a)为司机室纵向加速度优化前后对比图, 优化前司机室最大纵向加速可达 $0.26g$, 优化后司机室最大纵向加速度为 $0.04g$; 图6(b)为司机室横向加速度优化前后对比图, 优化前司机室最大纵向加速可达 $0.23g$, 优化后司机室最大纵向加速度为 $0.09g$; 图6(c)为司机室垂向加速度优化前后对比图, 优化前司机室最大垂向加速可达 $0.42g$, 优化后司机室最大垂向加速度为 $0.12g$.

优化前后司机室横、纵、垂三向振动加速度均方根值如表5所示, 从中可以看出纵向振动加速度的优化程度最高, 纵向振动加速度较优化前减少 82.28% . 横向与垂向振动加速度也得到了较好的优化, 横向振动

加速度较优化前减少 70.43% , 垂向振动加速度较优化前减少 75.83% . 优化后的机车司机室隔振系统使得柴油机激起的振动传递至司机室得到有效的控制, 隔振效果明显, 对铁路柴油机车司机室隔振设计具有很好的指导意义.

5 结论

本文建立了某型内燃机车司机室隔振系统的6自由度动力学模型, 从解耦率和隔振原理方面分析了司机室的隔振性能, 利用优化算法对司机室隔振器布置位置及动力学参数进行了优化分析, 提出了隔振参数优化方案, 利用有限元法对实测激振条件下的司机室

图 6 (网络版彩图)司机室振动加速度曲线(点线为优化前; 实线为优化后). (a) 纵向; (b) 横向; (c) 垂向

Figure 6 (Color online) Time-history of vibration acceleration of the locomotive cab (dotted lines: before optimization; solid lines: after optimization). (a) Longitudinal; (b) lateral; (c) vertical.

表 5 司机室振动加速度均方根值(单位: g)

Table 5 RMS value of the cab vibration acceleration (unit: g)

状态	x	y	z
改进前	0.1197	0.1345	0.2172
改进后	0.0212	0.0398	0.0525
振动减少率	82.28%	70.43%	75.83%

隔振优化效果进行了验证. 主要结论如下.

(1) 在优化前的司机室隔振系统原始设计参数条

件下, 各阶模态耦合程度较高, 固有频率大于激励频率的 $1/\sqrt{2}$, 隔振效果较差.

(2) 优化后, 司机室横向、纵向、侧滚、点头等方向振动解耦率得到了明显提高, 垂向振动的解耦达到了100%的完全解耦, 各阶固有频率均低于11.8 Hz, 垂向和横向振动的固有频率低于分析的柴油机激励频率16.7 Hz的2倍以上, 隔振效果较好.

(3) 优化后司机室各方向的振动较优化前都有了明显的降低: 纵向振动降低了82.28%, 横向振动降低了70.43%, 垂向振动降低了75.83%, 司机室振动水平得到了有效的控制.

参考文献

- Ahmadian M. The noise and vibration benefits of soft-mounted locomotive cabs. In: Proceedings of the 2001 IEEE/ASME Joint Railroad Conference. Toronto, 2001. 227–237
- Ahmadian M, Venezia J J. An experimental evaluation of noise and vibrations in modern locomotive cabs. In: Proceedings of the 2000 ASME/IEEE Joint Railroad Conference. Newark, 2000. 153–165

- 3 Hu Y X, Wang L, Ni Z J, et al. Review of diesel locomotive independent cab noise and vibration control methods (in Chinese). *Railway Locom Car*, 2015, 35(Suppl 1): 108–111 [胡伊贤, 王龙, 倪志江, 等. 内燃机车独立司机室噪声与振动控制方法综述. *铁道机车车辆*, 2015, 35(增刊 1): 108–111]
- 4 Scott R T, Zhang X L. Cab isolation system for a locomotive. US Patent, 8166890. 2010-12-02
- 5 Li D Y, Wang S R, Song Y Q. Independent diesel locomotive cab (in Chinese). China Patent, CN201420634295.3, 2015-02-04 [李冬园, 王淑荣, 宋元全. 独立式内燃机车司机室. 中国专利, CN201420634295.3, 2015-02-04]
- 6 Li C S, Luo S H, Ma W H. Vibration isolation performance analysis of a HX_N3 diesel locomotive cab based on frequency response functions (in Chinese). *J Vib Shock*, 2013, 32: 210–215 [李春胜, 罗世辉, 马卫华. 基于频率响应函数的HX_N3司机室隔振性能分析. *振动与冲击*, 2013, 32: 210–215]
- 7 Li C S, Luo S H, Ma W H. Optimization of vibration isolation system for HX_N3 diesel locomotive cab (in Chinese). *Railway Locom Car*, 2013, 33(Suppl): 70–73 [李春胜, 罗世辉, 马卫华. HX_N3机车司机室隔振性能优化. *铁道机车车辆*, 2013, 33(Suppl): 70–73]
- 8 Shao Y A, Xiao S N, Yang G W, et al. Elastic element parameter optimization methods for isolated cab of diesel locomotive (in Chinese). *Railway Locom Car*, 2013, 33: 12–16 [邵迎安, 肖守讷, 阳光武, 等. 内燃机车独立司机室弹性元件参数优化方法. *铁道机车车辆*, 2013, 33: 12–16]
- 9 Chen J, Cao X L, Wang D F. Matching and optimization of heavy commercial vehicle cab air suspension system (in Chinese). *J Jilin Univ (Eng Tech Ed)*, 2009, 39: 1125–1129 [陈静, 曹晓琳, 王登峰. 重型商用车驾驶室空气悬架系统的匹配优化. *吉林大学学报(工学版)*, 2009, 39: 1125–1129]
- 10 Yan J K, Shen R Y, Zhou S X. The decoupling analysis of a double resilient mounting system (in Chinese). *Shipbuild China*, 1991, 4: 64–74 [严济宽, 沈荣瀛, 周世雄. 双层隔振系统的解耦分析. *中国造船*, 1991, 4: 64–74]
- 11 Lü Z H, Fan R L. Design method for vibration uncoupling of power plant mounting system (in Chinese). *Chin J Mech Eng*, 2005, 41: 49–54 [吕振华, 范让林. 动力总成-悬置系统振动解耦设计方法. *机械工程学报*, 2005, 41: 49–54]
- 12 Shen Z H, Guo F X, Fang D G, et al. Optimal design of powertrain mounting system based on the theory of energy decoupling (in Chinese). *Noise Vib Control*, 2010, 30: 35–37 [沈志宏, 郭福祥, 方德广, 等. 基于能量解耦法的动力总成悬置系统优化设计. *噪声与振动控制*, 2010, 30: 35–37]
- 13 Fan R L, Lü Z H. Evaluation approaches of vibration-mode uncoupling for multi-DOF rigid-body with elastic mounting system (in Chinese). *Eng Mech*, 2006, 23: 13–18 [范让林, 吕振华. 刚体-弹性支承系统振动解耦评价方法分析. *工程力学*, 2006, 23: 13–18]
- 14 Xu S A. Vibration isolation and decoupling technique of engine-mount on vehicles (in Chinese). *Autom Eng*, 1995, 4: 198–204 [徐石安. 汽车发动机弹性支承隔振的解耦方法. *汽车工程*, 1995, 4: 198–204]
- 15 Angrosch B, Plöchl M, Reinalter W. Mode decoupling concepts of an engine mount system for practical application. *P I Mech Eng K-J Multi-body Dyn*, 2015, 229: 331–343
- 16 Lü Z P. The application of energy decoupling technique to powertrain mounting system optimization (in Chinese). *Autom Eng*, 2008, 30: 523–526 [吕兆平. 能量法解耦在动力总成悬置系统优化设计中的运用. *汽车工程*, 2008, 30: 523–526]
- 17 Alkhatib R, Nakhaie Jazar G, Golnaraghi M F. Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm. *J Sound Vib*, 2004, 275: 665–691

Study on optimization of vibration isolation performance of diesel locomotive cab

PAN Cheng, CHEN ZaiGang & JIANG JianZheng

State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

The dynamic excitation by a diesel engine and generator is the main excitation source of a diesel locomotive. Meanwhile, vibrations induced by the diesel engine and generator are transmitted to the cab through the chassis, which causes cab vibrations. Consequently, improving the cab structure reliability and ride comfort by designing the scientific and reasonable cab vibration isolation structure and parameters is of good theoretical guidance and high engineering value. Aiming at solving the vibration isolation problem of a locomotive cab, first, a 6-DOF dynamics model of a locomotive cab is established in this paper. Then, an optimization analysis method of the locomotive cab vibration isolation is established by combining the vibration isolation principle, energy decoupling principle, and biogenetic algorithm. Additionally, a reasonable allocation scheme of cab vibration isolation parameters is obtained by the proposed analysis method. Finally, the cab vibration before and after the optimization of vibration isolation parameters under the excitation of diesel engine and generator is analyzed by the finite element method, and the validity of the proposed vibration isolation scheme is verified.

railway locomotive, vibration isolation performance, optimization method, finite element, dynamics

doi: [10.1360/SST-2019-0122](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0122)