文章编号：1006-1355(2014)05-0086-05

考虑隔振性能的动力总成悬置系统多目标优化

张要思，陈 剑，蒋丰鑫

（合肥工业大学 噪声振动工程研究所，合肥 230009）

摘 要：某工程机械动力总成悬置系统能量分布比较合理但隔振效果不理想，为此在ADAMS软件中，以系统能量解耦和振动传递率最小为优化目标，对悬置系统模型进行仿真，得到动力总成悬置系统优化悬置参数。对优化前后的悬置元件进行多工况隔振测试。分析和测试结果表明，优化后悬置系统能量解耦程度和隔振性能均达到满意效果。

关键词：振动与波；动力总成悬置系统；能量解耦；振动传递；多目标优化

中图分类号：U463.33 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.05.019

Multi-objective Optimization of Powertrain Mount System Based on Vibration Isolation

ZHANG Yao-si, CHEN Jian, JIANG Feng-xin

(Institute of Noise and Vibration Research, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: It is found that the powertrain mount system of an engineering machine has a reasonable energy distribution, but its vibration isolation effect is not good. To solve the problem, the powertrain mount system is optimized with the energy decoupling and the minimum vibration transmission rate as the optimization objectives. The powertrain mount system is simulated by means of ADAMS software and some optimization parameters are obtained. Then, the vibration isolation test under different working conditions of the system is performed. Results of the analysis and test show that both the energy decoupling and the vibration isolation performance of the powertrain mount system are satisfactory after the optimization.

Key words: vibration and wave; powertrain mount system; energy decoupling; vibration transmission; multi-objective optimization

动力总成的振动经过悬置系统传递给车架或者车身，改善悬置系统的性能，既可以降低动力总成的振动，又可以减少振动向车架和车身的传递，降低车内振动和噪声[1]。悬置系统是多自由度振动系统，如果发生振动耦合，那么一个广义坐标方向上的振动输入，就会引起另一个广义坐标上方向上的振动响应。因此，动力总成悬置系统刚体振动模态解耦，是悬置系统优化的重要目标。目前，能量解耦法是一种比较成熟的方法，在悬置系统的设计和优化中有着广泛的应用[2, 3]。另一方面，悬置系统的振动传递率和悬置元件的隔振率是直接反应系统隔振性能的指标，也有一些学者从振动传递率方面，对悬置系统进行优化，取得了良好的效果[4—6]。解耦设计并不能直观反应悬置系统隔振性能的改进，只能在设计或优化完成后，通过试验的方法进行隔振性能的评价。因此，有必要在悬置系统设计时，同时考虑系统的能量解耦和隔振性能指标。

本文建立某工程机械动力总成悬置系统仿真模型，以悬置刚度为设计变量，以固有频率的合理分布为约束条件，将悬置系统能量解耦和振动传递率最小为目标函数，对悬置系统进行优化。优化后的动力总成悬置系统具有理想的能量解耦程度，固有频率分布更为合理，隔振性能得到提升。

1 悬置系统动力学模型

如图1所示，将动力总成视为刚体，由 n（$n \geqslant 3$）个悬置支撑在车架或者车身上，构成动力总成悬置

收稿日期：2013-12-02

作者简介：张要思（1987- ），男，硕士研究生，主要研究方向为汽车NVH与CAE。
E-mail: zhangyaosi007@sina.com

导师简介：陈剑（1962- ），男，教授，博士研究生导师，研究方向为汽车NVH与CAE、机器低噪声设计、声质量设计。
E-mail: hfgd8216@126.com

系统，悬置被视为具有三向刚度的弹簧阻尼组件。

建立动力总成质心坐标系 G_0XYZ，原点 G_0 选在动力总成处于静平衡时的质心位置处；X 轴平行于发动机的曲轴方向，指向发动机侧为正方向；Z 轴垂直于气缸上端法兰面，向上为正方向；Y 轴由右手法则确定。取沿坐标系三个方向的位移 x，y，z 和绕坐标系三个方向的转角 θ_x，θ_y，θ_z 为描述动力总成运动的广义坐标。

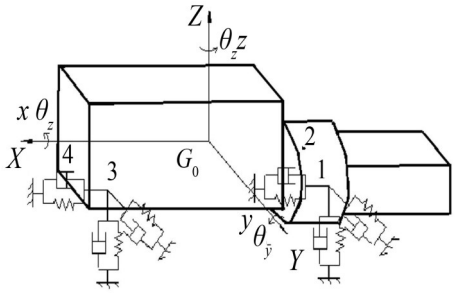


图 1 动力总成悬置系统动力学模型

则描述动力总成悬置系统六自由度振动的微分方程为

$$[\boldsymbol{M}]\{\ddot{q}\}+[\boldsymbol{C}]\{\dot{q}\}+[\boldsymbol{K}]\{q\}=\{\boldsymbol{F}(t)\} \tag{1}$$

不考虑悬置元件阻尼和系统所受外力作用时，可得系统自由振动的微分方程为

$$[\boldsymbol{M}]\{\ddot{q}\}+[\boldsymbol{K}]\{q\}=\{0\} \tag{2}$$

式中 $[\boldsymbol{M}]$ 为质量矩阵，$[\boldsymbol{K}]$ 为刚度矩阵，$\{q\}$ 为六个广义坐标列向量。

设方程(2)的解为 $q=x\sin(\omega t+\phi)$，代入式(2)，得 $\mathrm{inv}[\boldsymbol{M}][\boldsymbol{K}]x=\omega^2 x$

令　　$[\boldsymbol{H}]=\mathrm{inv}[\boldsymbol{M}][\boldsymbol{K}]$，得 $[\boldsymbol{H}]x=\omega^2 x$　　(3)

式中 inv 表示矩阵的求逆运算，ω^2 为矩阵 H 的特征值，即悬置系统的固有圆频率，则 $f=\omega/2\pi$ 即为固有频率，x 为相应的特征向量。由此，可以得到悬置系统的6阶固有频率及振型矩阵。

2　悬置系统的能量解耦

2.1　能量解耦法

根据质量矩阵 $[M]$ 和振型矩阵 $[X]$，可以得到系统在作各阶振动时的能量分布，将其写成矩阵的形式，称之为能量分布矩阵。当系统作第 n 阶主振动时的最大动能为

$$E_{\max}^{(n)}=\frac{1}{2}\omega_n^2[X]_n^{\mathrm{T}}[M][X]_n \tag{4}$$

展开得

$$E_{\max}^{(n)}=\frac{1}{2}\omega_n^2\sum_{k=1}^{6}\sum_{l=1}^{6}([X]_n)_k[M]_{kl}([X]_n)_l \tag{5}$$

式中 ω_n 和 $[X]_n$ 分别是悬置系统的第 n 阶固有圆频率及对应的主振型向量；$[M]_{kl}$ 为质量矩阵的第 k 行第 l 列元素；$([X]_n)_k$ 和 $([X]_n)_l$ 分别为系统第 n 阶振型的第 k 和第 l 个元素。

可以得到，第 k 个广义坐标分配的能量为

$$E_k^n=\frac{1}{2}\omega_n^2\sum_{l=1}^{6}([X]_n)_k[M]_{kl}([X]_n)_l \tag{6}$$

当系统以第 n 阶模态振动时，第 k 个广义坐标分配的能量占系统总能量的百分比为

$$E_{kn}^{(n)}=\frac{\sum_{l=1}^{6}([X]_n)_k[M]_{kl}([X]_n)_l}{\sum_{k=1}^{6}\sum_{l=1}^{6}([X]_n)_k[M]_{kl}([X]_n)_l} \tag{7}$$

$E_{kn}^{(n)}$ 的值表示能量集中的程度，若 $E_{kn}^{(n)}=100\ \%$，则表明系统第 n 阶主振动的能量全部集中在第 k 广义坐标上，而其他广义坐标方向的振动为零，从而实现了振动的解耦。

2.2　能量解耦设计的局限性

能量解耦作为动力总成悬置系统设计的基本原则，有效的解决了系统固有模态之间的振动耦合问题，有着广泛的应用，但是该方法存在自身的不足[7]。

在悬置点处建立局部坐标系—弹性主轴坐标系 Euvw，第 m 个悬置的刚度矩阵定义为

$$[\boldsymbol{K}m]=\mathrm{diag}(k_{um},k_{vm},k_{wm}) \tag{8}$$

式中 k_{um}，k_{vm}，k_{wm} 分别为第 m 个悬置在 u,v,w 三个方向的刚度值。悬置系统的刚度矩阵为

$$[\boldsymbol{K}]=\sum_{m=1}^{n}[\boldsymbol{F}m]^{\mathrm{T}}[\boldsymbol{C}m]^{\mathrm{T}}[\boldsymbol{K}m][\boldsymbol{C}m][\boldsymbol{F}m] \tag{9}$$

式中 $[\boldsymbol{C}_m]$ 为弹性主轴坐标系 Euvw 在质心坐标系 G_0XYZ 中的方向余弦矩阵；$[\boldsymbol{F}_m]$ 为动力总成的广义位移计算沿局部坐标弹性变形的位移转换矩阵。

将所有悬置各个方向的刚度同时乘上一个系数 λ（$\lambda>0$），可得

$$[\boldsymbol{K}_{\lambda m}]=\lambda[\boldsymbol{K}_m]=\lambda\ \mathrm{diag}(k_{um},k_{vm},k_{wm}) \tag{10}$$

$$[\boldsymbol{K}_{\lambda}]=\lambda[\boldsymbol{K}]=\lambda\times\sum_{m=1}^{n}[\boldsymbol{F}m]^{\mathrm{T}}[\boldsymbol{C}m]^{\mathrm{T}}[\boldsymbol{K}m][\boldsymbol{C}m][\boldsymbol{F}m] \tag{11}$$

代入式(3)知

$$[\boldsymbol{H}_{\lambda}]=\mathrm{inv}[\boldsymbol{M}][\boldsymbol{K}_{\lambda}]=\lambda inv[\boldsymbol{M}][\boldsymbol{K}]=\lambda[\boldsymbol{H}] \tag{12}$$

$$[v,e]=\mathrm{eig}[\boldsymbol{H}_{\lambda}] \tag{13}$$

上式表示求矩阵 $[\boldsymbol{H}_{\lambda}]$ 的全部特征值，构成对角阵 v，并求 $[\boldsymbol{H}_{\lambda}]$ 的特征向量构成 v 的列向量。

根据矩阵特征值的性质，可得

$$\mathrm{eig}[\boldsymbol{H}_{\lambda}]=\lambda\mathrm{eig}[\boldsymbol{H}] \tag{14}$$

从上述推导过程中可以得到结论：不同方向上的刚度值具有同样比例关系的两个悬置系统，矩阵 $[\boldsymbol{H}_{\lambda}]$ 和矩阵 $[\boldsymbol{H}]$ 的特征值及特征向量具有同样的比例关系，由此可知这两个悬置系统的能量分布是

相同的。

单纯的从隔振角度来看，悬置元件的刚度越低，越利于系统的隔振。很显然，悬置元件各向刚度比例相同的两个悬置系统尽管具有相同的能量解耦率，但它们的隔振性能并不是相同的。因此，悬置系统的设计优化时，单纯的考虑能量解耦是不够的，还应当同时考虑隔振的问题。

3 悬置系统振动传递率和隔振率

通常从悬置系统的振动传递率和悬置元件的隔振率两个方面来评价系统的隔振效果。

3.1 悬置系统的振动传递率

悬置系统的振动传递率可以直观、合理的反应系统整体的隔振性能，一般采用系统侧倾方向 θ_x 的振动传递率来评价。计算公式为

$$T_{\theta x}=\frac{\sum_{m=1}^{n}(F_{zm}\times y_m-F_{ym}\times z_m)}{M_0}\times 100\,\% \qquad (15)$$

式中 F_{ym}，F_{zm} 为第 m 个悬置处 y，z 方向的动反力；y_m，z_m 为第 m 个悬置在 y，z 方向上的坐标；M_0 为怠速工况下，动力总成侧倾方向的扭矩幅值；$T_{\theta x}$ 为悬置系统侧倾方向的振动传递率。

3.2 悬置元件隔振率

力传递率是较早的隔振效果的评价指标，其分贝表达式为

$$L_{TA}=-20\log_{10}(\text{支撑响应力幅值/激励力幅值}) \qquad (16)$$

式(16)的形式比较简单，但是在实际应用中，测量相关的数据比较困难。为了方便隔振效果的实际测量，引入加速度振级落差进行评价。

动力总成悬置元件的阻抗值 Z_K、发动机的相对质量的阻抗值 Z_M 及支承的相对质量的阻抗值 Z_F 分别可表示为

$$Z_k=k/\mathrm{j}\omega+c\,,\ Z_M=\mathrm{j}\omega m\,,\ Z_F=\mathrm{j}\omega m_F \qquad (17)$$

动力总成悬置系统的四端参数的传递矩阵为[8]

$$\begin{pmatrix}F_1\\a_1\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1 & Z_M\\0 & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1 & 0\\1/Z_K & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}F_2\\a_2\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1+Z_M/Z_K & Z_M\\1/Z_K & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}F_2\\a_2\end{pmatrix} \qquad (18)$$

根据加速度的振级落差的定义可得

$$L_d=20\lg\left|a_1/a_2\right|=20\lg\left|(Z_K+Z_F)/Z_K\right|=10\lg\left|1+\omega^2 m_F(\omega^2 m_F-2k)/(k^2+c^2\omega^2)\right| \qquad (19)$$

令振动系统的固有频率 $\omega_n=\sqrt{k/m}$，衰减系数 $\eta=c/2m$，阻尼比 $\xi=\eta/\omega_n$，频率比 $\lambda=\omega/\omega_n$，质量比 $\bar{m}=m_F/m$，则式(19)可以改写成为

$$L_d=10\lg\left|1+\bar{m}\lambda^2(\bar{m}\lambda^2-2)/(1+4\xi^2\lambda^2)\right| \qquad (20)$$

4 悬置系统优化实例

4.1 悬置系统初始参数

动力总成绕质心的转动惯量和惯性积可由扭摆法测得，悬置元件的刚度可由动静刚度疲劳试验机测得，具体参数如表1、表2和表3所示

表 1 动力总成质量及转动惯量参数

转动惯量及惯性积/ (kg·m²)						质量
I_x	I_y	I_z	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}	650 kg
3.3	7.7	6.9	3.0	5.0	−2.0	

表 2 悬置点位置坐标 （单位：mm）

位置坐标	X	Y	Z
左前悬置	−216.78	308	−134.5
左后悬置	−212.5	−228	−135.5
右前悬置	520	370	−135.5
右后悬置	520	−290	−135.5

表 3 优化前悬置元件刚度 （单位：N/mm）

主轴刚度	Ku	Kv	Kw
左侧悬置	350	350	1 050
右侧悬置	300	300	1 000

4.2 优化前悬置系统分析

在ADAMS/View模块中建立动力总成悬置系统仿真模型，并进行仿真分析，得到悬置系统的6阶刚体模态和能量分布如表4所示，由试验测得的各悬置隔振率如图2所示。

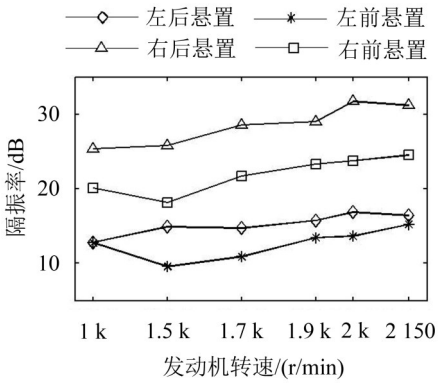


图 2 优化前各悬置隔振率

动力总成悬置系统6阶模态的解耦程度较高，均达到了90 %以上，优化时只需保持就能达到解耦设计的要求。

本文研究的发动机是六缸四冲程，其怠速时点

表4 优化前悬置系统固有频率和能量分布

频率/Hz		6.65	6.98	11.67	33.78	46.73	54.65
能量分布/%	X	5.67	93.9	0.53	0.02	0.10	0.00
	Y	93.9	5.23	0.08	0.23	0.00	0.10
	Z	0.01	0.63	98.3	0.00	0.96	0.14
	θ_x	0.09	0.01	0.07	0.42	1.14	98.2
	θ_y	0.00	0.14	0.99	0.21	97.3	1.14
	θ_z	0.30	0.01	0.00	99.0	0.34	0.28

火激励频率 $f=n/20=1\,000/20=50$ Hz。由隔振原理可知，悬置系统的最高固有频率应小于发动机怠速时点火激励频率的 $1/\sqrt{2}$ 倍，即 $f\leqslant 35.36$ Hz，但悬置系统的后2阶频率分别为46.73 Hz和54.65 Hz，不利于系统的隔振。同时，为了避免悬置系统产生共振，一般要求系统各阶频率间的差值最小为1 Hz，但系统前2阶频率间的差值不到0.4 Hz。

由图2可以看出，左侧两个悬置在所有工况下的隔振率均小于20 dB，甚至多数工况下低于15 dB。因此，需要对悬置系统的隔振性能进行优化。

4.3 悬置系统的优化

4.3.1 设计变量

受到工程实际情况的限制，本文中悬置的安装位置和安装角度无法更改，故优化时选择悬置元件的刚度作为设计变量，即 k_{ui}、k_{vi}、k_{wi}，$i=1,2,3,4$。其中，u、v、w 分别表示各悬置元件三个主刚度的方向；1—4表示各个悬置。

4.3.2 约束条件

根据隔振理论，悬置系统的最高阶频率应小于35.36 Hz。并且，考虑到悬置的使用寿命和避开路面不平的激励，悬置系统的最低阶频率应大于5 Hz。因此，悬置系统的频率应满足 5 Hz$\leqslant f_i \leqslant$ 35.36 Hz（$i=1\sim6$）。另外，相邻两阶频率间的最小差值应在1 Hz左右。

悬置的主刚度过小会影响悬置元件的使用寿命，并且不利于动力总成位移的控制，悬置的主刚度过大会导致系统传递率的降低。故悬置刚度值的约束为 $k_i^{\min}\leqslant k_i\leqslant k_i^{\max}(i=1,2,3...)$。

4.3.3 目标函数

综合考虑悬置系统的能量解耦以及系统振动传递率，建立目标函数如下

$$\min J=\alpha_1(100-E_{\theta x})^2+\alpha_2(100-E_z)^2+\alpha_3 T_{\theta x}{}^2 \quad (21)$$

式中 $E_{\theta x}$、E_z 分别为悬置系统侧倾方向与垂直方向的能量百分比；α_1、α_2、α_3 分别为侧倾方向和垂直方向能量百分比的加权因子与振动传递率的加权因子，且 $\alpha_1+\alpha_2+\alpha_3=1$。

4.4 优化结果

通过在iSIGHT中调用MATLAB和ADAMS，对动力总成悬置系统的刚度变量进行优化，优化结果如表5—表6、图3—图4所示。

比较优化前后的系统固有频率和能量分布，优化后的固有频率间的间隔均大于1 Hz，避免了不同刚体模态间的共振；后两阶频率较优化前有明显下降，避开了发动机怠速激励频率，各阶能量的百分比也均在90 %以上，满足悬置系统的隔振要求。

表5 优化后悬置元件刚度（单位：N/mm）

主轴刚度	Ku	Kv	Kw
左前悬置	760	352	350
右前悬置	228	93	114
左后悬置	825	285	400
右后悬置	120	186	208

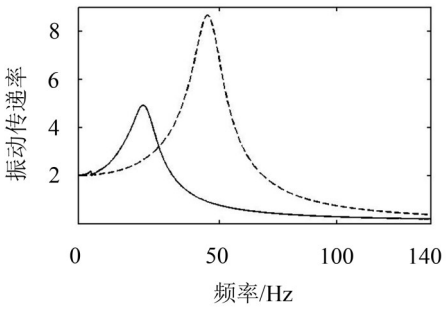


图3 优化前后系统振动传递率（实线优化后，虚线优化前）

由图3可知，在发动机处于怠速工况下的激励频率处，优化后的悬置系统的侧倾方向振动传递率有大幅度的降低，而且在怠速激励频率以后很宽的频带内，系统传递率均处于较低的水平。由图4可知，左侧两个悬置的加速度振级落差隔振率在优化后，有明显的提升。

5 试验验证

依据优化结果中的刚度值，重新匹配悬置元件，

表 6 优化后悬置系统固有频率和能量分布

频率/Hz		5.44	6.46	7.47	22.68	28.69	31.10
能量分布/%	X	0.15	99.1	0.01	0.79	0.04	0.00
	Y	0.11	0.00	99.8	0.00	0.01	0.00
	Z	95.7	0.19	0.12	0.02	4.48	0.09
	θ_x	3.75	0.10	0.02	4.48	90.4	1.13
	θ_y	0.04	0.69	0.00	93.8	4.03	1.43
	θ_z	0.28	0.01	0.00	0.90	1.47	97.5

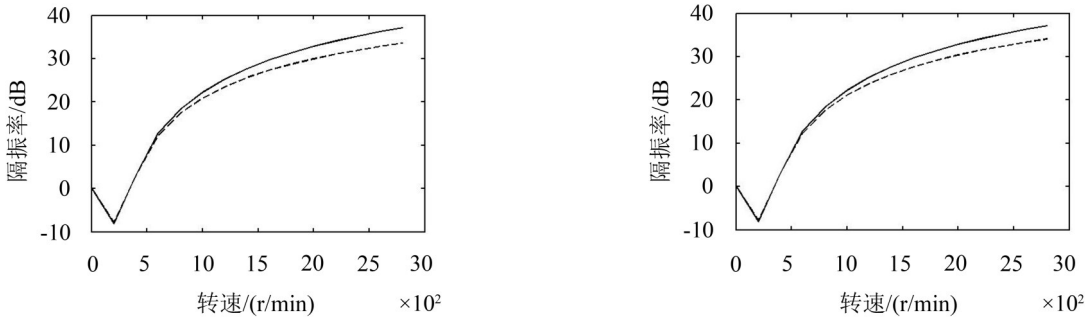


图 4 优化前后左前、左后悬置振级落差(实线优化后,虚线优化前;上图:左前,下图:左后)

对整改后的悬置系统进行原地驻车工况下隔振试验。各工况下的测试结果如图5所示。

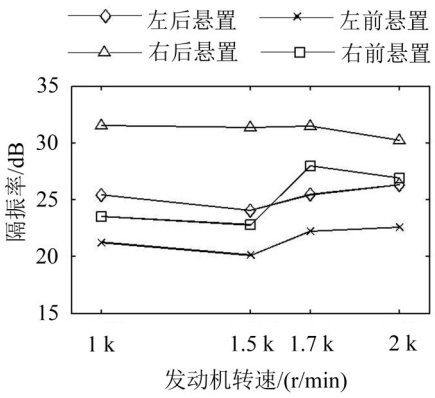


图 5 优化后各悬置隔振率

对比图2和图5可以看出,优化后,四个悬置元件的隔振率均有不同幅度的提升,其中左侧两个悬置在各个工况下的隔振率均达到20 dB以上,优化结果满足隔振要求。

6 结 语

利用ADAMS软件建立悬置系统仿真模型,对仿真模型进行分析。以悬置刚度参数为设计变量,以固有频率的合理分布为约束条件,利用MATLAB和iSIGHT联合仿真优化,并对优化后重新匹配的悬置系统进行隔振试验。结果表明,优化后的刚度值使悬置系统具有较高的能量解耦承程度,提高了悬置的隔振率,并使系统的固有频率分布更加合理。因此,综合考虑悬置系统的能量解耦和振动传递率,可以得到更好的优化效果。

参考文献:

[1] 梁天也,史文库,唐明祥. 发动机悬置综述[J]. **噪声与振动控制**,2007(1):6-10.

[2] Taeseok Jeong, Rajendra Singh. Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2000, 234(l): 85-114.

[3] 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[J]. **汽车工程**, 2008,30(06):523-526.

[4] 周冠南,蒋伟康,吴海军. 基于总传递力最小的发动机悬置系统优化设计[J]. **振动与冲击**,2008,27(8):56-60.

[5] 李令兵,陈剑,吴赵生. 基于ADAMS的发动机悬置系统设计.[J]. **噪声与振动控制**,2007(6),42-58.

[6] 王亚楠,吕振华. 以广义力传递率为目标的动力总成隔振悬置系统优化设计方法[J]. **机械工程学报**,2011,47(11):52-58.

[7] 吴飞,胡朝辉,成艾国,等. 综合考虑解耦率和隔振率的发动机悬置系统多目标优化[J]. **汽车工程**,2013,35(1):18-40.

[8] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海:上海科学技术文献出版社,1985.