

# 动力总成悬置系统解耦集成优化研究

## Study on Integrated Optimization of Decoupling Design for Engine Mount System

陶薇, 王涛

(衢州学院机电控制工程系, 浙江衢州 324000)

**摘要:**提出了一种实用有效的运用发动机模拟分析平台和多学科优化设计软件进行动力总成悬置解耦的优化方法。以四缸发动机为例,采用GTSUITE TurboC和modeFRONTIER软件构建了一个悬置系统解耦优化的集成系统,实现了自动优化过程。优化结果表明:通过合理设计悬置的刚度能有效提高解耦率,改善系统的NM性能。

**关键词:**悬置系统; 能量解耦; GT-SUITE, modeFRONTIER;

**Abstract** A practical and effective decoupling optimization method of engine mount system is introduced, based on the engine simulation platform and MDO software. A four-cylinder engine is taken for example to simulate in this paper. An integrated system for decoupling optimization of engine mount system is built to realize the automation of optimization process through GTSUITE, TurboC and ISIGHT. The results show that the optimization of mount stiffness can effectively improve the decoupling rate and the NM performance.

**Keywords:** Mount system; Energy decoupling; Integrated optimization;

### 0. 前言

发动机为汽车主要振源,其振动影响人们乘车舒适性。悬置系统主要起支撑发动机、抑制发动机振动传递的作用,因此动力总成悬置系统的优化设计对整车NM性能至关重要。其主要设计方法为利用能量法进行模态解耦设计,目前研究所采用的设计平台主要是Matlab<sup>[1-2]</sup>和Adams软件<sup>[3-4]</sup>,这些平台在从事发动机研发方面建模过程较复杂,构造优化流程不方便,导致实际应用困难。本文提出应用目前在国内外发动机研发领域比较成熟的仿真分析软件GTSUITE<sup>5</sup>进行发动机建模及仿真分析,并通过与多学科优化设计平台modeFRONTIER<sup>6</sup>集成对其进行自动解耦优化,为发动机的研发提供一种有效的优化方法。

### 1. 能量法解耦

动力总成悬置系统的动力学模型如图1,其被视为一个具有 $n$ 自由度的刚体,它通过悬置支撑在车架上,悬置被视为具有三向刚度的弹性阻尼元件。其振动微分方程可以表示为图1。

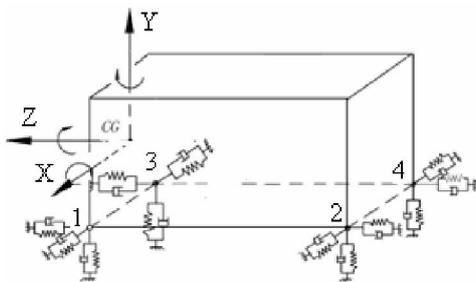


图 1 动力总成悬置系统模型

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中， $[M]$ ， $[C]$ ， $[K]$ 分别为悬置系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵，均为  $6 \times 6$ 的矩阵； $X$ ， $\dot{X}$ ， $\ddot{X}$ ， $F(t)$ 分别为悬置系统的广义位移向量、广义速度向量、广义加速度和广义激振力，均为  $1 \times 6$ 的矩阵， $X = [x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z]^T$ 。

由于弹性元件的阻尼不大，在微振幅作用下对悬置系统动态特性的影响很小，因此，悬置系统发的振动微分方程可以简化为：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (2)$$

由式 (2) 可以解得悬置系统的 6阶固有频率  $f_i = \omega_i / 2\pi$ ，以及与之对应的模态振型

$$\Phi_i = [\phi_{1i}, \phi_{2i}, \dots, \phi_{6i}]^T, \quad (i = 1 \sim 6)$$

当悬置系统以第  $i$ 阶固有频率  $f_i$  和振型  $\Phi_i$  振动时，第  $p$ 个广义坐标上的能量分布  $E(p, i)$  即能量解耦率为：

$$E(p, i) = \frac{\frac{1}{2} \omega_i^2 \phi_{pi} \sum_{q=1}^6 m_{pq} \phi_{qi}}{\frac{1}{2} \omega_i^2 \Phi_i^T M \Phi_i} = \frac{\phi_{pi} \sum_{q=1}^6 m_{pq} \phi_{qi}}{\Phi_i^T M \Phi_i} \quad (3)$$

其中， $\phi_{pi}$  是  $\Phi_i$  的第  $p$ 个分量， $m_{pq}$  是  $M$  的第  $p$ 行、第  $q$ 列分量。

由此可得，悬置系统以第  $i$ 阶固有频率振动时第  $p$ 个广义坐标分配到能量所占总能量的百分比。如果  $E(p, i) = 100\%$ ，则表示悬置系统作第  $i$ 阶模态振动时，能量全部集中在  $p$ 坐标上，其余广义坐标上的振动能量为 0，实现完全解耦。发动机工作时，主要激励为沿垂直方向的往复振动和绕曲轴旋转方向的扭振。在设计悬置系统时，应该使振动沿这两个方向而和其他自由度解耦或耦合程度尽量减小。通过合理调整悬置点位置、悬置元件安装角度和悬置元件刚度，可以减小自由度之间的耦合程度，实现振动的解耦。

## 2 动力总成悬置模型

动力总成悬置系统的仿真模型见图 2<sup>[5]</sup>, 建模和优化所需的相关参数通过相应的测试和计算获得。其中表 1 为动力总成系统的质量及转动惯量参数。表 2 为悬置点相对飞轮中心位置坐标。表 3 为各悬置件在静平衡位置上的主轴刚度。

表 1 动力总成的质量及转动惯量

质量 $m/\text{kg}$	$J_{xx}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$J_{yy}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$J_{zz}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$
400	2.91	2.75	2.21

表 2 动力总成悬置点相对飞轮中心位置坐标

位置坐标	X /mm	Y /mm	Z /mm
1	100	-20	-10
2	100	-20	-300
3	-100	-20	-10
4	-100	-20	-300

表 3 原动力总成悬置刚度

主轴刚度	X/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	Y/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	Z/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
1	75000	250000	75000
2	75000	250000	75000
3	75000	250000	75000
4	75000	250000	75000

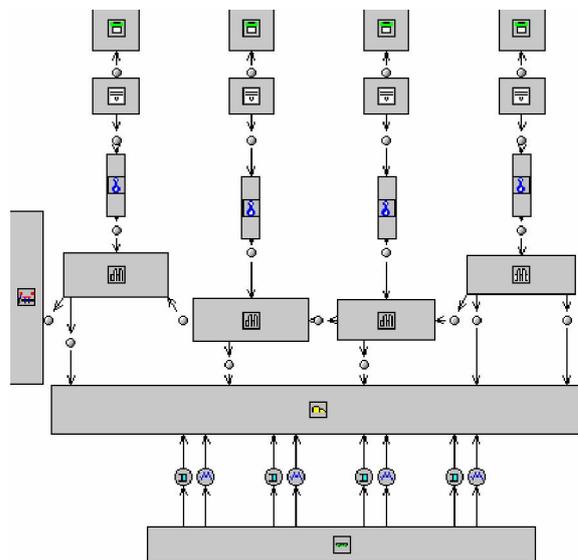


图 2 动力总成悬置系统的 GTSuite 仿真模型

表 4 原动力总成悬置系统频率和振型

频率 /Hz	3.35	4.31	5.66	10.56	12.20	19.27
x	-0.318	0	0	-0.005	-0.019	-0.017
y	0	-0.115	-0.259	0	0	0.027
z	0	0.782	-0.044	0	0	-0.002
x	0	0.613	0.965	0	0	0.999
y	-0.928	0	0	0.383	0.881	0
z	0.194	0	0	0.924	-0.472	0

表 5 原动力总成悬置系统解耦率

频率 /Hz	3.35	4.31	5.66	10.56	12.20	19.27
x	0.943	0	0	0.004	0.054	0
y	0	0.021	0.886	0	0	0.093
z	0	0.975	0.025	0	0	0
x	0	0.004	0.089	0	0	0.907
y	0.055	0	0	0.176	0.769	0
z	0.002	0	0	0.821	0.177	0

表 4 为原动力总成悬置系统计算频率和振型，表 5 是根据表 4 结果运用公式 (3) 编程计算得到的原动力总成各自由度上的解耦率，从表 4 中可以看出原动力总成悬置系统的频率分布在 3.35~19.27 Hz 范围，没能很好地避开路面的激励频率和人体所敏感的频率范围，频率配置不合理，需要对其进行调整。

从设计悬置系统来说，各自由度耦合程度尽量减小。从表 5 可以看出，z 方向的解耦率为 0.821，y 方向的解耦率仅为 0.769，解耦率不高，所以有必要对原悬置系统的解耦率进行优化。

### 3 集成优化

#### 3.1 优化变量

一般来说，由于受整车布置的限制，悬置软垫的安装位置和角度都难以改变，因此通过改变悬置软垫的安装位置及调整其安装角度来改善振动耦合减少振动传递是不容易实现的。考虑到上述实际情况，可通过改变悬置的刚度来降低悬置系统的振动。在本优化模型中，选取四个悬置点各个方向的刚度共 12 个参数为设计变量。

#### 3.2 约束条件

悬置系统匹配时要保证悬置系统各方向的固有频率在合理的范围内，因此需满足下列条件：

1) 为保证悬置的使用寿命并避开路面激励频率，系统的最小固有频率要大于 5Hz；  
2) 由于人体对垂直振动最敏感的频率范围在 4~6Hz，所以悬置系统的垂直固有频率最好不要分布在这个范围内。

3) 从系统的隔振理论来说，当系统固有频率小于激励力频率的  $1/\sqrt{2}$  时，才能达到隔振效果，已知

该发动机总速为 1000r/min，即激励力频率为  $f = \frac{2 \times \text{发动机转速} \times \text{汽缸数}}{60 \times \text{发动机冲程数}} = 33.33\text{Hz}$ ，所以该

方向系统的最高固有频率应小于 23.57Hz

#### 3.3 优化目标

沿垂直方向的往复振动和绕曲轴旋转方向的扭振和其他自由度解耦或耦合程度尽量小。

### 3.4 集成优化流程

集成优化流程如图 3

采用 GTSUITE 仿真软件建立动力总成悬置系统模型及相关参数设定，生成初始计算文件 4cyl.dat，调用 dos 命令 gtsuite\_dp.exe Gt rank 4cy 运行仿真生成各振型结果文件，按照能量解耦率公式 (3) 自编 c 程序求解各自由度的解耦率。通过与 modeFRONTIER 多学科优化设计平台集成，提取计算的各自由度的解耦率为优化目标，利用 GTSUITE 第一轮分析时产生的 da 命令流文件，实现模型参数的自动修改和后面的自动调用 dos 命令重分析计算，完成按照预设的优化算法对设计变量在优化过程中的寻优，优化算法采用自适应模拟退火算法，参数设置：初始温度 1°C，进化代数 5000，初始点为原动力总成悬置刚度值。

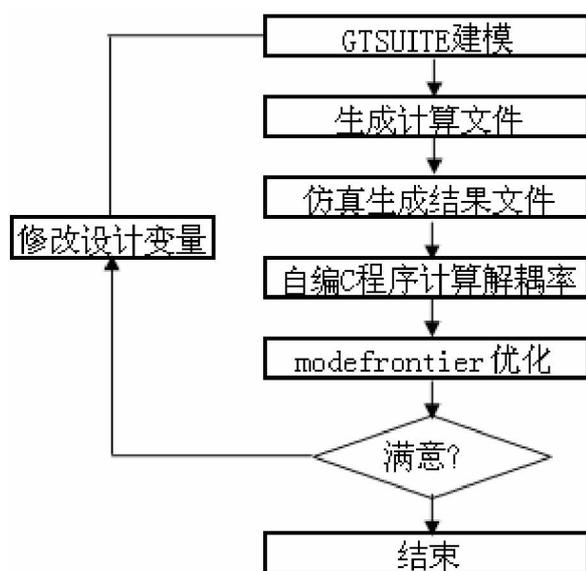


图 3 集成优化流程图

表 6 优化后动力总成悬置刚度

主轴刚度	X/N·m <sup>-1</sup>	Y/N·m <sup>-1</sup>	Z/N·m <sup>-1</sup>
1	42621	654914	103142
2	129976	359863	210347
3	473669	656510	35346
4	499309	361959	278254

表 7 优化后动力总成悬置系统解耦率

频率 /Hz	6.00	6.23	9.12	15.33	23.21	23.53
x	0.929	0.000	0.000	0.000	0.000	0.070
y	0.000	0.008	0.891	0.000	0.100	0.000
z	0.000	0.989	0.011	0.000	0.001	0.000
x	0.000	0.004	0.098	0.000	0.899	0.000
y	0.065	0.000	0.000	0.042	0.000	0.893
z	0.005	0.000	0.000	0.958	0.000	0.037

### 3.5 优化结果

表 6 为优化后动力总成悬置刚度，表 7 为优化后动力总成悬置系统解耦率，从表 7 中可以看出优化后的频率分布范围为 6.00~23.53Hz，配置比原始方案更合理。各自由度的解耦率均大于 0.89，其中主要激励：沿垂直方向的往复振动 y 的解耦率由原来的 0.886 提高到 0.891，绕曲轴旋转方向的侧倾 z 解耦率由原来的 0.821 提高到 0.958。

## 4 结论

本文提出了一种运用成熟的发动机分析软件和多学科优化设计软件集成进行动力总成悬置系统自动解耦优化的有效研发方法。结果表明,优化后的刚度配置提高了动力总成的主振动解耦率,使固有频率的配置更合理,从而改善了系统的 NM-特性。

## 参考文献

- [1] 夏海,高立新,陈剑.基于伪并行遗传算法的发动机悬置系统解耦优化[J].汽车工程,2008,30(12):1087-1090.
- [2] 曾令贤.用MATLAB计算发动机悬置系统的固有频率和主振型[J].汽车科技,2005,(4):27-29.
- [3] 王天利,孙营,田永义.基于能量法解耦的汽车动力总成悬置系统优化[J].机械设计与制造,2006,(7):31-33.
- [4] 雷雨成,汤涤军.基于能量法解耦的动力总成悬置系统优化设计[J].车用发动机,2006,(3):61-63.
- [5] GT-SUITE6.1 User's Manual[S].Gamma Technologies,2004.
- [6] modeFRONTIER4.2.1 User\_Manual Technologies,2010.