

文章编号:1000-582X(2010)11-008-07

发动机悬置系统优化分析方法对比

胡玉梅^{1,2}, 张士星¹, 向以轩², 帅旗¹

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室, 重庆 401120)

摘要:针对某直列四缸发动机,运用传统的能量解耦优化法对悬置系统进行了优化,利用多体动力学仿真技术,以支承处的振动加速度最小为目标,对悬置系统进行了优化。以支承处的动态响应为评价指标,对两种优化设计的结果进行了对比。结果表明,满足解耦度高的方案很多,但这些方案的响应不一定能够满足隔振的要求,直接以支承处的响应为目标对悬置系统进行优化,结果更能满足隔振的要求。解耦度高并不是隔振一定要追求的目标,系统在各种激励作用下的响应最小,才是衡量隔振效果好坏的根本标准。

关键词:发动机悬置;优化分析;动态响应;解耦度

中图分类号:U463

文献标志码:A

Comparison of the optimization method of engine mounting system

HU Yu-mei^{1,2}, ZHANG Shi-xing¹, XIANG Yi-xuan², SHUAI Qi¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

2. State Key Laboratory of Vehicle NVH and Safety Technology, Chongqing 401120, P. R. China)

Abstract: Aiming at a line four cylinder engine, the engine mounting system is optimized by using traditional energy-decoupling method. Taking the minimization of acceleration response as objective, the engine mounting system is optimized by using the multi-body dynamic technology. The dynamic responses at supporting positions are used as evaluation index to compare the optimization results. The results indicates that there are several layout projects to reach high decoupling ratio, however, the projects do not always satisfy the requirement of vibration isolation. A principle for the design of mounting system is proposed: high decoupling ratio is not the objective of vibration isolation, while the minimization of responses under different excitations is the essential criterion evaluating the vibration isolation performance.

Key words: engine mounting; optimization; dynamic response; decoupling ratio

汽车动力总成悬置系统性能设计优劣直接关系到发动机振动向车体的传递,影响整车的 NVH 性能,如何降低悬置点的动态响应,有效地隔离其振动向车体的传递是发动机悬置系统优化的关键技术。阎文兵等^[1]应用振动理论和最优化原理和方法优化发动机悬置,以悬置的性能参数为设计变量,以当量振动烈度最小作为优化设计数学模型的

目标函数进行优化设计,同时用力传递率对动力总成悬置系统作为隔振评价指标;龙岩等^[2]为了研究车内振动的发生机理,根据传递路径分析方法的基本原理与动力总成悬置系统优化方法,提出一种基于传递函数的动力总成悬置系统的分析与参数优化方法以及评价指标;李令兵等^[3-4]利用能量法解耦的方法设计发动机悬置系统;TAO 等^[5]应用序

收稿日期:2010-06-10

基金项目:重庆市自然科学基金资助项目(CSTC2006bb6205)

作者简介:胡玉梅(1964-),女,重庆大学教授,主要从事汽车 CAE 与结构优化设计及汽车被动安全技术的研究。

(E-mail)cdrhym@163.com。

列二次规划算法(SQP)对船用发动机悬置的静态和动态位移及激励频率进行了优化,从而达到隔振的目的。

综上所述,对悬置系统设计的思想有两派:一派以追求高的解耦度为目标,或者寻求合适的系统固有频率为目标^[6-8];另一派以总传递率/力最小为目标对动力总成悬置系统进行优化^[9-12]。但哪种方法更能有效隔离发动机振动还未见文献报道。笔者以某直列四缸发动机为研究对象,利用传统的解耦布置方式、能量法解耦优化设计方法^[13]对发动机悬置系统设计进行了探讨。同时利用多体动力学仿真技术,以支承处的振动加速度最小为目标,对悬置系统进行了优化设计,并以支承处的动态响应为评价指标,对解耦优化设计和基于动态响应优化设计的悬置系统进行了对比分析。结果表明,解耦度高的悬置系统的响应不一定满足隔振的要求,而直接以支承处的响应为目标对悬置系统进行优化,隔振效果更好。

1 发动机激振频率的分析

车辆在行驶中受到两个激励:一个是来自路面,另一个是来自运转的发动机及传动系统。路面的激励虽然广阔,但是基本上都属于低频范围,而且是通过悬架系统传给发动机的,其频率除个别点外,一般是在 2.5 Hz 以下。而来自发动机的振动频率相对高一些,因此进行发动机悬置的隔振设计时,重点是对发动机的内部激振频率进行分析。

1.1 燃烧激振频率分析

燃烧激振频率是由发动机汽缸内混合气体燃烧而产生的,其振动频率实际上就是发动机的点火脉冲频率,计算公式为

$$f = \frac{2ni}{60\tau}$$

式中: f 为点火干扰频率,Hz; n 为发动机转速; i 为发动机汽缸数; τ 为发动机冲程数。

1.2 惯性力激振频率分析

惯性力激振频率是由发动机不平衡的旋转质量和往复惯性质量所引起的惯性力的频率,其计算公式为

$$f' = \frac{Qn}{60} \quad (1)$$

式中 Q 为激励的谐次(1 阶不平衡惯性力 $Q=1$, 2 阶不平衡惯性力 $Q=2$)。

若设怠速转速为 N_{\min} , 最高转速为 N_{\max} , 则频率 f' 的取值范围为

$$1 \text{ 阶不平衡惯性力频率: } \frac{N_{\min}}{60} \sim \frac{N_{\max}}{60};$$

$$2 \text{ 阶不平衡惯性力频率: } \frac{2N_{\min}}{60} \sim \frac{2N_{\max}}{60}。$$

对于四缸直列四冲程的发动机,其 1 阶往复惯性力已经平衡掉了,只剩下 2 阶往复惯性力和激振力矩。由公式可以计算出,750 r/min 怠速工况下的往复惯性力和燃烧激振力矩的频率都为 25 Hz。根据隔振理论的知识,只有当系统固有频率小于激励频率的 $1/\sqrt{2}$ 时,才有较好的隔振效果,在多项隔振中同样要遵循这一原则。而对于动力总成悬置系统,垂向振动主要是受到 2 阶往复惯性力的作用,绕扭矩轴的旋转运动主要是受到激振力矩的作用,故在进行发动机悬置设计时,应将悬置系统这两个方向的固有频率控制在 17 Hz 以下。

2 传统的解耦优化

根据传统的隔振理论,如果发动机的各个振动模态不是相互独立的,就会产生耦合振动,即在一个激振力(力矩)的作用下,机组会产生两个或两个以上方向的振动响应。耦合振动扩大了发生共振的频率范围,增加了振动响应方向,不利于振动控制。传统的优化方法试图通过解耦的方式来隔离发动机振动。笔者计算了原悬置系统各振动模态之间的耦合情况,并进行振动解耦。

2.1 解耦优化中的坐标系

悬置系统各振动模态之间的耦合计算与解耦优化涉及 3 个互相关联的坐标系,即发动机曲轴坐标系 $CXYZ$ 、动力总成主惯性轴坐标系 $CX_P Y_P Z_P$ 和动力总成扭矩轴坐标系 $CX_T Y_T Z_T$ ^[14-15], 如图 1 所示。它们的原点都在发动机动力总成的质心 C 处,发动机曲轴坐标系的 X 轴通常为发动机曲轴轴线方向并指向发动机前端, Z 轴指向发动机顶端。

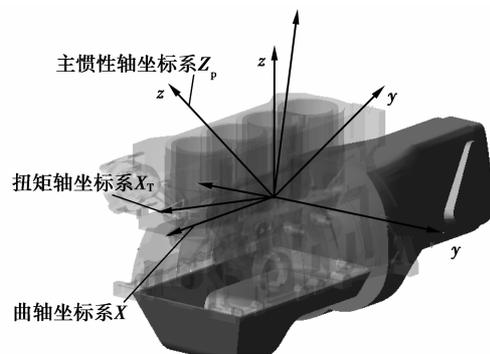


图 1 动力总成相关坐标系

由于动力总成的质量分布不均匀,动力总成在绕曲轴轴线 X 的倾覆力矩波动作用下产生的侧倾

运动是绕扭矩轴 X_T 的转动(据此可以确定 X_T 轴的方位)。因此,在进行发动机动力总成悬置系统解耦布置设计时,要在扭矩轴坐标系 $CX_T Y_T Z_T$ 下进行。扭矩轴坐标系中只有 X_T 轴是唯一确定的,其余两轴有不同的选择方式,通常取 Z_T 轴在曲轴坐标系的 XCZ 平面内,即 Z_T 轴与 Y 轴的夹角为 90° ,建立扭矩轴坐标系。各坐标系之间的相互转换采用刚体动力学的分析方法,通过欧拉角来表示。

2.2 能量法解耦基本理论

在扭矩轴坐标系中根据质量矩阵 M 和振型矩阵 ϕ 求出系统在各阶主振动时的能量分布,写成矩阵的形式,定义为能量分布矩阵^[16]。当空间弹性支撑的刚体仅做某一方向的自由振动而与其他自由度解耦时,则振动能量只集中于该方向上。而系统做多自由度耦合振动时,系统动能^[17]可以表示为

$$T = \omega^2 \phi^T M \phi / 2. \quad (2)$$

系统发生第 i 阶模态振动时,第 k 个自由度上振动能量占系统总能量的百分比为

$$T_P = \frac{T_k}{T_{\max}^i} = \frac{\sum_{l=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl}}{\sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl}} \times 100\%. \quad (3)$$

T_P 值的大小反映了系统在发生第 i 阶模态振动时,第 k 个广义坐标与其他坐标的耦合程度。因此针对能量法解耦的目标:发动机动力总成在力(力矩)的作用下,绕扭矩轴转动的能量占系统总动能的比例为 100% 或接近 100% 。

对于本文所研究的发动机悬置系统,属于三点布置方式,根据传统的能量法解耦,得到其六阶刚体模态频率和能量分布如表 1(原模型)所示。

表 1 原模型

能量分布	频率/Hz					
	4.8	6.0	6.5	9.0	12.3	12.8
X_T	90.4	0.5	7.7	1.4	0.0	0.3
Y_T	3.5	21.6	68.5	1.7	7.1	0.3
Z_T	4.5	50.8	11.9	32.9	7.5	0.3
θ_{X_T}	0.2	25.6	8.7	50.0	17.0	0.0
θ_{Y_T}	0.0	0.0	0.4	5.4	12.3	75.3
θ_{Z_T}	1.4	1.5	2.8	8.6	56.2	23.8

由表中数据可知,原悬置系统的各阶模态之间,尤其是在往复惯性激励作用的 Z_T 方向和倾覆力矩作用的 θ_{X_T} 方向存在严重的耦合,按照传统的悬置设计思想,这不利于对振动进行控制,需要对其进行

解耦优化。

2.3 解耦优化

解耦优化通常以能量分布为目标,以模态频率为约束函数,以悬置的位置、方向和刚度为设计变量进行优化,并且该方法不能考虑阻尼特性。

频率约束:频率约束是从整车振动特性出发,对动力总成悬置系统的模态频率布置提出要求。为了避免与发动机怠速时的激振频率发生共振,悬置系统的最高阶固有频率低于 17.7 Hz;并使悬置系统的两个主要方向的固有频率尽量布置在低阶模态上;为了抑制路面激起的振动,还要避开整车悬架系统的垂向振动频率,因此,系统的最低模态频率应大于 5 Hz。

位置约束:根据悬置系统在整车空间中的位置限制,各悬置点的位置给予 ± 200 mm 的变化范围。

角度约束:由于悬置在绕曲轴方向的转动影响最大(章动角的改变),而另外两个方向(进动角和自转角)改变影响较小。因此给予进动角和自转角的变换范围为 $\pm 20^\circ$,章动角的变化范围为 $\pm 45^\circ$ 。

刚度约束:悬置的刚度过大可使动力总成和悬置的位移都减小,但是动反力会增加,从而使振动传递率上升;刚度过小则显得太“软”,以至于动力总成和悬置的位移增加,容易和其他部件相碰撞。同时由于橡胶悬置块采用的是天然橡胶,天然橡胶的压剪比在 $3\sim 8$ 之间。考虑到悬置寿命和动力总成在汽车运动时的位移,各悬置元件各方向的刚度约束如下表 2 所示。

表 2 悬置系统的刚度约束范围

悬置	方向	初值	最小值	最大值
左悬置	X	90	40	190
	Y	50	30	150
	Z	100	50	200
右悬置	X	70	40	170
	Y	60	40	160
	Z	130	80	230
后悬置	X	200	100	300
	Y	50	30	150
	Z	90	40	190

经能量法解耦优化计算,得到 3 种在主要方向解耦度都非常高的解耦优化方案,其悬置系统的 6 阶刚体模态和能量分布比例(以百分数表示)如表 3(方案 1)、表 4(方案 2)、表 5(方案 3)所示。这些方案的隔振效果如何,将在本文稍后介绍。

表 3 方案 1

能量	频率/Hz					
分布	5.12	5.64	6.20	8.00	9.94	11.00
X	17.70	77.90	0.00	0.04	3.40	1.50
Y	65.40	10.80	0.10	0.04	0.47	24.00
Z	0.08	0.00	99.90	0	0	0.02
θ_x	0.07	0.04	0	99.80	0	0.30
θ_y	0.40	2.60	0	0.07	96.30	0.40
θ_z	16.40	8.60	0	0.08	0.17	74.30

表 4 方案 2

能量	频率/Hz					
分布	5.88	6.00	6.51	7.12	10.00	10.50
X	16.40	0	0.53	80.70	0	2.70
Y	73.10	0.00	1.20	19.20	0	8.10
Z	0.00	99.50	0	0	0	0.50
θ_x	0.56	0	98.00	0	0	0
θ_y	0.17	0	0.40	0	99.10	0
θ_z	9.70	0.40	0	0	0.84	88.80

表 5 方案 3

能量	频率/Hz					
分布	5.50	6.50	6.90	7.10	9.20	10.60
X	65.00	34.50	0	0.16	0	0.71
Y	31.70	53.30	0	0.05	6.02	9.85
Z	0	0	99.90	0	0	0
θ_x	0.56	0.21	0	99.80	0.14	0.71
θ_y	0.30	0	0	0	84.00	19.50
θ_z	2.40	11.90	0	0	9.80	69.20

3 发动机悬置系统动态优化

基于动态响应的优化方法是直接以响应的最小为目标,以悬置点的位置、刚度等参数为变量对悬置系统进行优化。

3.1 目标函数与约束的建立

由于发动机和车架的振动加速度都是随机信号,振动加速度的幅值也是随机变量,利用方均根值则可以描述振动加速度幅值的统计规律,同时方均根值还能体现出振动能量分布情况。若设振动加速度在 $t_i = i * \Delta t$ ($i = 0, 1, 2, \dots, n, \Delta t$ 为时间间隔) 时的测量值为 $a(t_i)$, 则可得方均根值 σ 为

$$\sigma = 0.2 \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a^2(t_i)}。 \quad (4)$$

动力总成 3 个悬置各个方向的动态响应对振动的影响程度不一样,其中 X 向和 Z 向的振动较为激烈。特别在高速情况下,由于往复惯性力随着转速的增加,Z 向的振动越来越强烈。因此在目标函数的建立过程中,其目标函数的各项系数按照加权处理。目标函数建立如下:

$$F_{acc} = \omega_1 \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_x^2(t_i)} + \omega_2 \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_z^2(t_i)}, \quad (5)$$

式中 ω_1, ω_2 为权重。

3.2 动态优化结果

悬置的布置位置对悬置系统隔振特性影响最为显著,在优化时以悬置系统的位置、刚度等为设计变量,以振动加速度为目标函数进行动态响应优化后,得到悬置系统的各向物理参数。其优化前后各悬置的位置和刚度参数对比如表 6 所示(在整车坐标系下)。

表 6 动态优化前后对比

参 数	悬 置	优化前			优化后		
		X 向	Y 向	Z 向	X 向	Y 向	Z 向
位 置	左悬置	-159.0	-477.0	280.0	-281.0	-339.0	96.6
	右悬置	-225.0	505.0	318.0	-288.0	36.1	174.0
	后悬置	145.0	-84.0	15.0	-40.0	0.0	256.0
刚 度	左悬置	90.0	50.0	100.0	70.0	70.0	160.0
	右悬置	70.0	60.0	130.0	80.0	70.0	160.0
	后悬置	200.0	50.0	90.0	100.0	70.0	200.0

4 优化结果隔振性能评价

设计动力总成悬置的目的是有效地控制发动机激励力向车架、车身的传递,悬置系统隔振性能的好坏,以支承处的响应作为评价指标更为合理。基于此,对解耦优化和动态响应优化后的悬置系统进行了激励载荷作用下的动态响应计算,以振动加速度作为评价指标。

由于在低速行驶或驻车等候红绿的状态下,更容易感知发动机振动的存在和对舒适性的影响,对悬置的隔振要求高;而高速情况时一般都是在比较好的路面上,同时高速时激励频率也更远离了悬置系统固有频率。因此评价悬置系统的隔振,重点放在中低转速上。图 2-7 所示为原系统、3 个解耦

优化方案和动态优化方案的 3 个悬置点在发动机转速为 750~3 000 r/min 时 X、Z 向的加速度动态响应对比(以加速度方均根值来表示)。为了进一步对比发动机在高转速下,各悬置方案的隔振性能,文中还同时列出了在发动机转速为 3 500 ~ 6 000 r/min 时 X、Z 向的加速度动态响应对比,如图 8-13 所示。

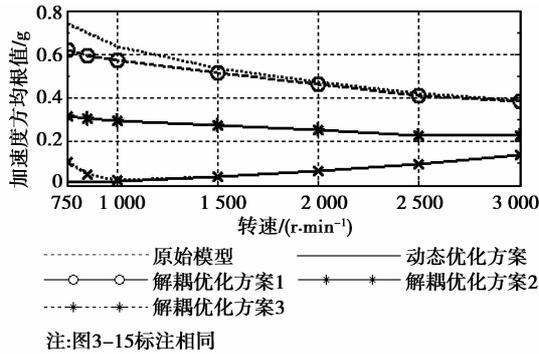


图 2 左悬置 X 向加速度动态响应对比

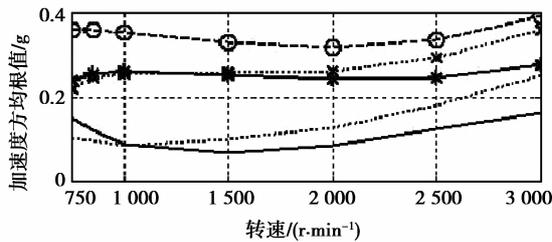


图 3 左悬置 Z 向加速度动态响应对比

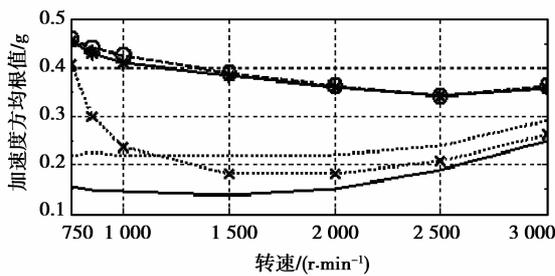


图 4 右悬置 X 向加速度动态响应对比

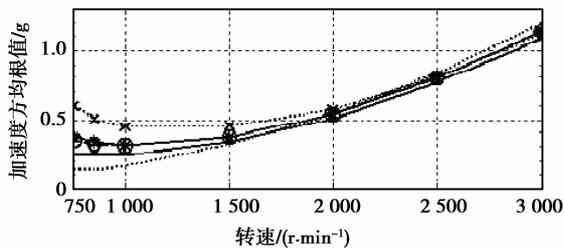


图 5 右悬置 Z 向加速度动态响应对比

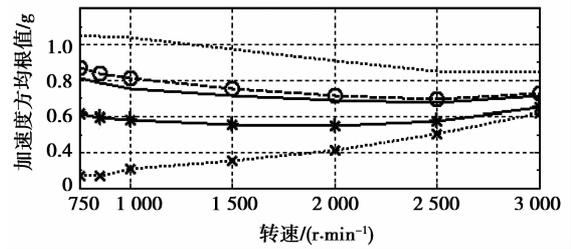


图 6 后悬置 X 向加速度动态响应对比

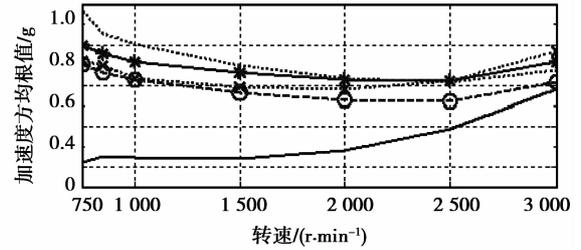


图 7 后悬置 Z 向振动加速度对比

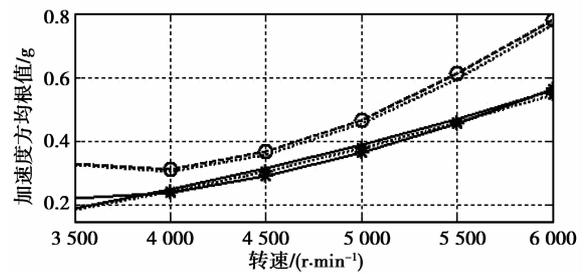


图 8 左悬置 X 向振动加速度对比

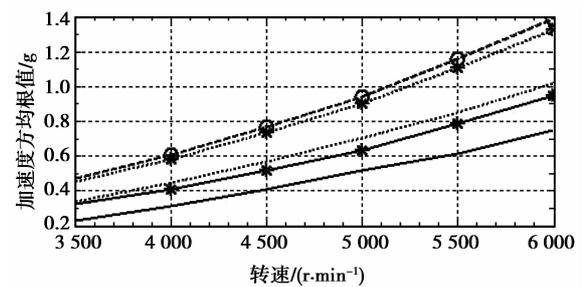


图 9 左悬置 Z 向振动加速度对比

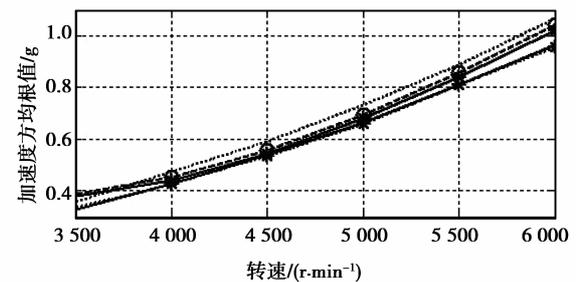


图 10 右悬置 X 向振动加速度对比

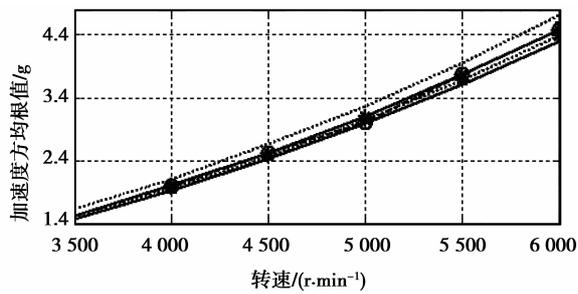


图 11 右悬置 Z 向振动加速度对比

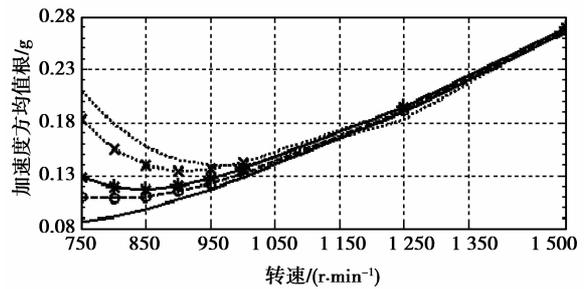


图 15 发动机缸盖一点 Z 向振动加速度对比

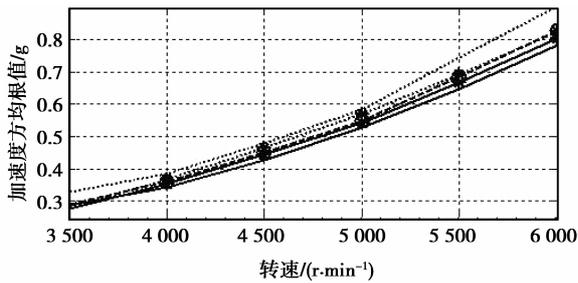


图 12 后悬置 X 向振动加速度对比

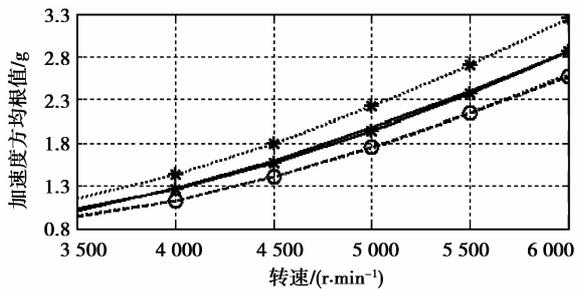


图 13 后悬置 Z 向振动加速度对比

由图 3-14 可知,在绝大多数的情况下,动态优化的隔振效果相对好些。为了综合评价的方便,选取发动机缸盖上一点,将其振动加速度进行对比,如图 14-15 所示。

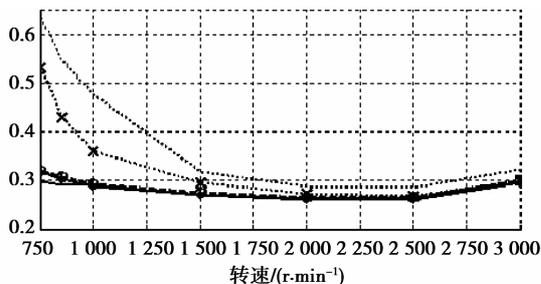


图 14 发动机缸盖一点 X 向振动加速度对比

分析和对比图 2-15,不难看出:

1)从解耦优化前后固有频率和振型能量分布表

中可以看出,优化后 Z 向和绕曲轴的旋转方向 θ_x 向基本都已达到完全解耦,其解耦率均在 98% 以上,方案 3 已几乎达到 100%。而且其频率也更加集中,远低于怠速下激励频率的 0.7 倍。但从其动态响应曲线中可以看出,解耦优化后动态响应并没有显著的改善效果,如低速下振动最为激烈的后悬置 Z 向(图 7)振动强度并没有降低多少,在左悬置 Z 向(图 3)和右悬置 X 向(图 4)振动却有所增强。

2)由图 2-7 可以看出,低速下,动态优化后振动响应明显降低,尤其是原振动最强烈的后悬置 Z 向(图 7),其加速度均方根值由 1.17 g 变为 0.42 g,振动加速度降低了 63.8%,其他方向动态响应也有相应的减小,隔振效果明显地得到了提升。

3)在高速情况下,解耦优化和动态优化下的隔振效果均没有得到明显的改善。但相比之下,动态优化后的响应仍比解耦优化好,如在振动激烈的右悬置 Z 向(图 11),其响应由 4.71 g 降低到了 4.30 g,隔振效果提高了 8.8%。

4)图 14 和 15 显示,从发动机缸盖上一点的振动来看,动态响应优化后的隔振效果优于其他方案。

5 结 论

1)能量法解耦可以改善悬置系统的解耦性能,可实现发动机激励最严重的 Z 向和 θ_x 向的解耦度都接近 100%,其模态频率也可以控制在理想的范围内。

2)基于动态响应的优化设计分析,直接从优化其动态响应出发,以系统的动态响应最小为目标,解耦度虽然不高,但是却能保证系统有较低的动态响应,达到比较理想的隔振效果。

3)相对动态响应优化设计分析,解耦优化过程不能考虑动力总成悬置系统所受到的激励和传递率,导致解耦度高的悬置系统其动态响应不一定就小,以支承处的响应作为悬置系统隔振性能的评价指标才更为合理。

4)一组发动机悬置系统,可以有多种高解耦度的解耦优化方案,但是高的解耦度并不能代表其支承处的响应就小,而动态响应优化更客观、直接地体现了悬置系统隔振情况。

参考文献:

- [1] 阎文兵,姜绍忠,樊文欣. 发动机悬置系统优化设计[J]. 应用基础与工程科学学报,2005(S1):91-95.
YAN WEN-BING, JIANG SHAO-ZHONG, FAN WEN-XIN. Optimization design of engine mount system[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2005(S1):91-95.
- [2] 龙岩,史文库,梁天也. 基于传递路径的动力总成悬置系统优化及评价[J]. 北京科技大学学报,2009,35(11):1448-1453.
LONG YAN, SHI WEN-KU, LIANG TIAN-YE. Optimum design of engine mounting system and criterion based on transfer path analysis[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2009,35 (11):1448-1453.
- [3] 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,2007,27(6):42-44,58.
LI LING-BING, CHEN JIAN, WU ZHAO-SHENG. Design of the engine mounting system based on ADAMS [J]. Noise and Vibration Control, 2007, 27(6):42-44,58.
- [4] 梁天也,史文库,洪泽浩,等. 发动机悬置系统优化设计[J]. 噪声与振动控制,2007,27(4):44-46.
LIANG TIAN-YE, SHI WEN-KU, HONG ZE-HAO, et al. Optimum design of engine mounting system[J]. Noise and Vibration Control,2007,27(4):44-46.
- [5] TAO J S, LIU G R, LAM K Y. Design optimization of marine engine-mount system[J]. Journal of Sound and Vibration,2000,235(3):477-494.
- [6] 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,2007,27(8):56-58.
ZHOU GUAN-NAN, CAI WEI-KANG, WU HAI-JUN. Optimization design of engine mount system by minimizing the total force transmission[J]. Journal of Vibration and Shock,2007,27(8):56-58.
- [7] 王显会,李守成,黄鹏程,等. 轿车发动机动力总成悬置系统优化研究[J]. 南京理工大学学报,2006,30(1):17-20.
WANG XIAN-HUI, LI SHOU-CHENG, HUANG PENG-CHENG, et al. Optimization of power train's suspension system in cars [J]. Journal of Nanjing University of Science Technology,2006,30(1):17-20.
- [8] 孙国春,郭辉. 汽车动力总成振动控制研究[J]. 长春工业大学学报:自然科学版,2009,30(2):162-168.
SUN GUO-CHUN, GUO HUI. Study and development of vibration control of automobile power-train [J]. Journal of Changchun University of Technology: Natural Science Edition,2009,30(2):162-168.
- [9] KARIMI H R. Optimal vibration control of vehicle engine body system using Haar functions [J]. International Journal of Control, Automation and Systems,2006,4 (6):714-724.
- [10] JEONG T, SINGH R. Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis[J]. Journal of Sound and Vibration,2000,234(1):85-114.
- [11] COURTEILLE E, LEOTOING, MORTIER F. New analytical method to evaluate the power plant and chassis coupling in the improvement vehicle NVH[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids,2005,24(6):929-943.
- [12] PARK J Y, SINGH R. Role of spectrally varying mount properties in influencing coupling between power train motions under torque excitation [J]. Journal of Sound and Vibration,2009,329(14):2895-2914.
- [13] 周昌水,邓兆祥,孙登兴. 动力总成悬置系统建模与性能优化[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2006,29(11):23-26,30.
ZHOU CHANG-SHUI, DENG ZHAO-XIANG, SUN DENG-XING. Modeling and optimization of engine-mount system [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition,2006,29(11):23-26,30.
- [14] HAFIDI A E, 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.
- [15] SINGH R, PRAK S J. Effect of non-proportional damping on the torque roll axis decoupling of an engine mounting system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008,313(3/5):841-857.
- [16] 赵建才,李玺,姚振强,等. 车辆动力总成悬置系统的能量法解耦仿真分析[J]. 上海交通大学学报,2008,42(6):878-881.
ZHAO JIAN-CAI, LI QIAN, YAO ZHEN-QIANG, et al. Simulation of energy method of decoupling of engine mounting systems [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,2008,42(6):878-881.
- [17] 徐云,张勇,李朝晖. 双直线型悬置系统固有频率和主振型计算[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2006,29(6):26-29.
XU YUN, ZHANG YONG, LI CHAO-HUI. Calculation on natural frequency and main vibration mode of double-lined type mounting system[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2006,29(6):26-29.