

发动机曲轴硅油减振器的优化设计

王红云

(广东技术师范学院 电子与信息学院, 广东 广州 510665)

摘要: 在介绍硅油减振器结构及工作原理的基础上, 采用集总参数法建立了装有硅油减振器的曲轴系统双扭摆型数学模型. 研究了系统参数 (转动惯量比和阻尼系数比) 对曲轴系统复频响应的影响. 提出一种硅油减振器优化设计方法, 该方法以曲轴复频响应共振幅值最小为目标. 仿真结果显示: 采用优化后的硅油减振器的减振效果更好.

关键词: 曲轴; 硅油减振器; 扭转振动; 优化设计

中图分类号: U 472.43

文献标识码: A

文章编号: 1007-7162(2009)03-0046-04

自曲轴扭转振动减振器发明以来, 其技术和质量得到不断提升, 现已成为汽车发动机上的必备装置, 并有效地提高了发动机的工作可靠性和使用寿命.

汽车发动机常用的曲轴扭转振动减振器有橡胶减振器和硅油减振器. 硅油减振器由于具有阻尼大、结构简单、制造容易、性能稳定等特点, 使用范围越来越广. 研究、开发先进的硅油减振器, 使其更有效地抑制曲轴扭转振动, 是发动机设计和技术创新的一项重要研究课题.

国内外学者对橡胶减振器进行了大量有价值的研究, 如文献 [1-6], 但硅油减振器的研究资料还比较少. 文献 [7] 采用调整硅油减振器组件转动惯量, 使曲轴扭振振幅及扭振应力在允许范围内的方法, 确定硅油减振器的结构参数及硅油的阻尼系数, 所得硅油减振器的减振效果得到试验验证. 文献 [8] 利用硅油减振器与发动机的特性匹配, 确定硅油减振器的转动惯量和硅油阻尼, 并对减振器进行有限元分析、实机测试, 结果显示匹配的硅油减振器可在整个发动机工作范围内, 有效抑制曲轴的扭转振动. 文献 [9] 根据曲轴前端允许的最大扭转振幅, 计算出曲轴系统转动惯量比, 并把所得转动惯量比代入最优阻尼系数公式, 得到曲轴系统的阻尼系数, 最终求得硅油减振器的结构参数. 文献 [10] 利用动刚度矩阵法, 计算并分析装有硅油减振器的曲轴扭转振动特性, 指出存在最优硅油阻尼, 当装上具有最优硅油阻尼的硅油减振器时, 曲轴的扭转振幅最小.

本文介绍了硅油减振器结构与工作原理, 采用集总参数法建立了装有硅油减振器的曲轴系统双扭摆型数学模型, 研究了曲轴系统设计参数 (转动惯

量比和阻尼系数比) 对曲轴复频响应的影响. 并以曲轴复频响应共振幅值最小为目标, 对硅油减振器进行优化设计, 求得系统的阻尼系数比、转动惯量比, 进而获得硅油减振器的动力参数. 仿真结果显示: 采用优化后的硅油减振器的减振效果更好.

1 硅油减振器结构与工作原理

橡胶减振器是汽车发动机曲轴上最早使用的一类扭转减振器, 它具有重量轻、结构简单、成本低等特点. 但随着汽车发展的小型化和高速化, 受到橡胶低阻尼的限制及橡胶散热差、易出现炭化等现象, 橡胶减振器逐渐被具有较高黏性阻尼的硅油减振器及其他结构的减振器所替代.

硅油, 俗称聚二甲基硅氧烷, 是一种有机硅黏液, 它具有一般矿物油所不具备的高黏度, 且黏性受温度变化影响较小. 硅油减振器是大功率、高转速车用发动机曲轴常用的一种扭转减振器. 我国最早把硅油减振器用于船舶发动机和飞机发动机上, 以解决发动机曲轴扭转振动问题. 随着汽车发动机向大功率、高转速的发展, 在 350 马力以上的汽车发动机上已开始采用硅油减振器.

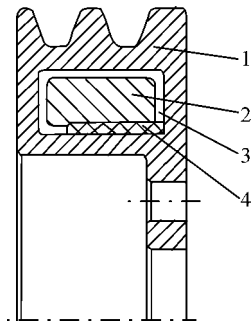
硅油减振器的结构如图 1 所示, 由壳体、惯性圆盘和起轴承作用的减磨衬套等组成. 惯性圆盘装在壳体内, 可绕光滑耐磨的减磨衬套自由转动. 惯性圆盘与壳体间有一定的间隙, 间隙内充满硅油. 硅油减振器的壳体固联在曲轴前端, 与曲轴系统一起运动. 当曲轴系统发生扭振时, 由于惯性圆盘转动惯量较大, 它的运动总是滞后于壳体的运动, 此时间隙中硅油的黏性阻尼就会消耗振动能量, 从而达到减弱曲

收稿日期: 2009-04-08

作者简介: 王红云 (1971-), 女, 讲师, 博士研究生, 主要研究方向为振动控制.

轴系统扭转振动的目的。

硅油减振器密封较困难, 硅油与空气接触吸收水分时容易变质, 减弱减振器减振效果。



1 壳体; 2 惯性圆盘; 3 硅油; 4 减磨衬套
图 1 硅油减振器结构简图

2 曲轴系统数学模型

减振器设计的传统方法是把所研究的主系统简化为一个单扭摆, 在单扭摆上加装一个减振器, 这样整个系统变为双扭摆系统。研究双扭摆系统的扭振特性, 确定硅油减振器的主要设计参数。

图 2 为利用集总参数法建立的装有硅油减振器的曲轴系统双扭摆力学模型。图 2 中, 1 部分称为曲轴系统的主系统, 2 部分称为硅油减振器系统。由于大部分发动机曲轴系统第一阶扭振阻尼都较小^[11], 在所建模型中, 主系统的阻尼忽略不计。

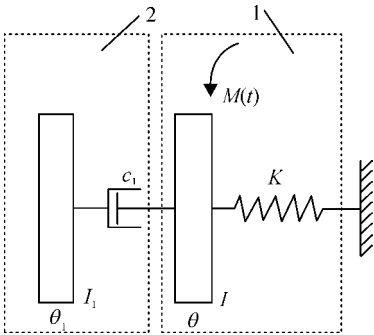


图 2 曲轴系统力学模型

图 2 中, I, K 分别为主系统的转动惯量和扭转刚度, 其中 I 包括两部分内容: 主系统的等效转动惯量和减振器壳体相对曲轴旋转轴的转动惯量; I_1, c_1 分别为硅油减振器惯性圆盘相对曲轴旋转轴的转动惯量和硅油的阻尼系数, 是硅油减振器设计的主要设计参数; θ 和 θ_1 分别为曲轴和硅油减振器惯性圆盘相对静平衡位置的扭转振动角位移; $M(t)$ 为作用在曲轴系统上的激振扭矩。

根据动量矩定律, 建立曲轴系统振动方程:

$$\begin{cases} I\ddot{\theta} + c_1(\dot{\theta} - \dot{\theta}_1) + k\theta = M(t), \\ I_1\ddot{\theta}_1 + c_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

在零初始条件下, 对方程组 (1) 进行拉氏变换, 得到频率域曲轴系统振动方程:

$$\begin{cases} -I\omega^2\theta(s) + j_1\omega(\theta(s) - \theta_1(s)) + k\theta(s) = M(s), \\ -I_1\omega^2\theta_1(s) + j_1\omega(\theta_1(s) - \theta(s)) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中 $s = j\omega$, 其中 ω 为激振频率, $j = \sqrt{-1}$

引入量纲 1 量频率比 $l = \omega / \omega_0$ (式中, $\omega_0 = \sqrt{k/I}$ 为主系统的固有频率), 阻尼系数比 $\xi = c_1 / (2\sqrt{Ik})$, 转动惯量比 $\mu = I_1 / I$ 对于主系统参数 (I, k) 确定的曲轴系统, l 反映曲轴系统激振源频率大小; ξ 反映硅油减振器硅油阻尼系数大小; μ 反映硅油减振器惯性圆盘转动惯量大小。

把量纲 1 量 l, ξ, μ 代入方程组 (2) 中, 得

$$\begin{cases} -l^2\theta(s) + j2\xi l(\theta(s) - \theta_1(s)) + \theta(s) = M(s) / k, \\ -l^2\theta_1(s) + j(2\xi/\mu)l(\theta_1(s) - \theta(s)) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

计算并整理方程组 (3), 得

$$\begin{cases} \theta(s) / \theta_0(s) = (-1\mu + j2\xi) / (l^3\mu - 1\mu + (2\xi - 2\xi l^2 - 2\xi l^2\mu)), \\ \theta_1(s) / \theta_0(s) = (j2\xi) / (l^3\mu - 1\mu + j(2\xi - 2\xi l^2 - 2\xi l^2\mu)). \end{cases} \quad (4)$$

式中, $\theta_0(s) = M(s) / k$ 为静平衡状态下曲轴系统的旋转角位移。则曲轴复频响应 $H_0 = |\theta(s) / \theta_0(s)|$ 它反映曲轴扭转振动幅值。 H_0 的大小由 l 和 ξ, μ 决定。当曲轴主系统的参数 (I, k) 和激振频率 ω 已知时, H_0 的大小由曲轴硅油减振器的设计参数 (I_1, c_1) 决定。

3 硅油减振器优化设计

硅油减振器的设计参数为 I_1, c_1 , 当曲轴主系统的参数 (I, k) 确定时, 对硅油减振器的设计可转化为确定阻尼系数比 ξ 和转动惯量比 μ

3.1 曲轴系统参数对曲轴复频响应的影响

H_0 的大小由 l, ξ, μ 决定。当 ξ, μ 已知时, 可得到 H_0 随 l 的变化关系。

3.1.1 转动惯量比

设 $\xi = 0.08$ 当 μ 取不同值时, H_0 随 l 的变化如图 3 所示。图 3 中 H_0 随 l 的变化曲线的峰值 (即最大值) 为曲轴系统在外激振作用下的共振点, 反映了在频率变化的外激振作用下, 曲轴扭转振动的共振振幅, 其

频率 $\omega = 1\omega_0$ 为曲轴系统的共振频率. 由于发动机的正常工作频率都要经过曲轴系统共振频率, 所以共振频率越小, 对发动机的减振越有利^[3].

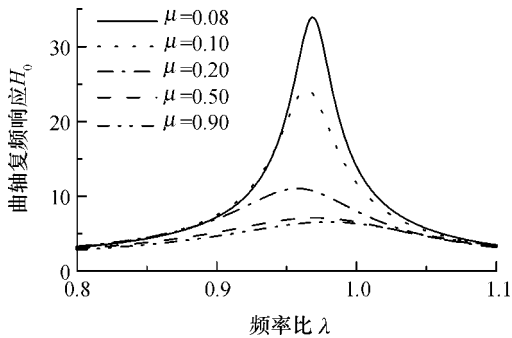


图 3 转动惯量比对曲轴复频响应的影响 ($\xi = 0.08$)

分析图 3 有: 随着 μ 的增大, 曲轴复频响应的峰值减小; 当 μ 由 0.08 增加到 0.2 时, 曲轴复频响应的峰值向左侧偏移; 当 μ 由 0.2 增加到 0.9 时, 曲轴复频响应的峰值向右侧偏移. 图 3 结果说明: 当主系统参数 (I, k) 确定时, 增大硅油减振器惯性圆盘的转动惯量可降低曲轴的扭转振动振幅; 当惯性圆盘的转动惯量增加到一定值时, 随着惯性圆盘转动惯量的继续增加, 曲轴系统的共振频率增大, 这对发动机的减振不利.

3 1 2 阻尼系数比

设 $\mu = 0.02$ 当 ξ 取不同值时, H_0 随 λ 的变化如图 4 所示. 分析图 4 有: 当 ξ 由 0.02 增加到 0.09 时, 曲轴复频响应的峰值减小, 且向左侧偏移; 当 ξ 由 0.09 增加到 0.4 时, 曲轴复频响应的峰值增加, 并继续向左侧偏移; P 点处, 曲轴复频响应与 ξ 无关. 图 4 结果说明: 当主系统参数确定时, 增大硅油减振器阻尼可降低曲轴的扭转振动振幅; 当硅油减振器阻尼增大到一定值时, 继续增加硅油减振器阻尼, 曲轴扭转振动振幅反而增加; 增加硅油减振器阻尼, 曲轴系统的共振频率减小, 这对发动机的减振有利.

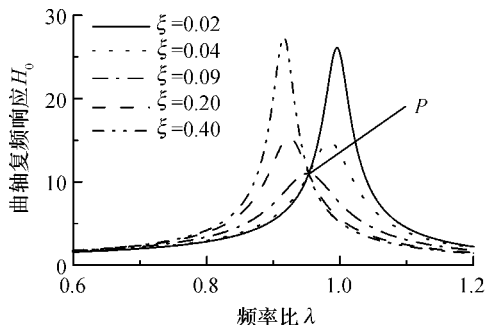


图 4 阻尼系数比对曲轴复频响应的影响 ($\mu = 0.02$)

3 2 硅油减振器优化设计及优化结果分析

加装硅油减振器的目的是抑制曲轴系统的扭转振动, 降低曲轴最大扭转振动振幅是曲轴系统设计中要考虑的一个重要方面. 根据以上分析知: H_0 随 λ 的变化曲线的峰值反映了曲轴最大扭转振动振幅 (共振振幅), 其值的大小依赖于曲轴系统参数 ξ, μ ; 当主系统参数确定时, H_0 的大小由硅油减振器的参数 I_1, c_1 确定. 故选择使 H_0 的共振振幅最小作为设计硅油减振器的目标函数. 对于主系统参数确定的曲轴系统是可取的.

硅油减振器优化设计的具体过程可描述为

$$\begin{aligned} \text{obj: } & \min (m a H_0), \\ \text{s.t: } & 0.08 \leq \xi \leq 0.5, 0.08 \leq \mu \leq 0.4 \end{aligned} \quad (5)$$

式中, ξ, μ 的取值范围依据已发表的文献确定. 利用 Matlab 对以上模型进行计算, 得到硅油减振器优化设计参数: $\mu = 0.4, \xi = 0.1543$

当装有不同优化设计方法获得的硅油减振器时, H_0 随 λ 的变化如图 5 所示. 图中图线 1 为装有以曲轴复频响应最小为目标设计的硅油减振器曲轴系统的曲轴复频响应; 图线 2 为当频率比 $\mu = 0.4$ 阻尼系数比按文献 [9] 中的最优阻尼系数比取值, 即 $\xi = \sqrt{1/(2(1+\mu)(2+\mu))} = 0.3858$ 时的曲轴复频响应; 图 3 为没加装减振器的曲轴复频响应. 由图 5 得: 采用本文优化设计方法设计的硅油减振器, 减振效果更好, 且曲轴复频响应的峰值正好经过图 4 中的 P 点, 即此时的曲轴复频响应共振振幅与硅油阻尼的大小无关.

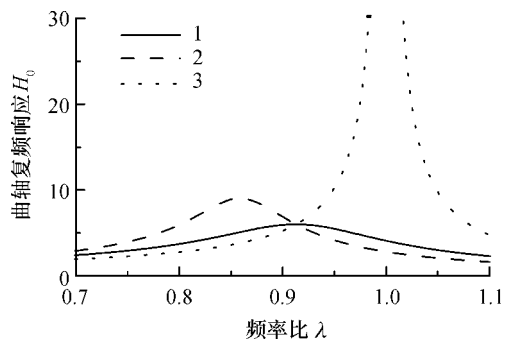


图 5 采用不同硅油减振器优化方法时曲轴复频响应

4 小结

曲轴硅油减振器由于具有大阻尼、结构简单、性能稳定等特点, 越来越多地应用到汽车发动机上, 用来抑制曲轴系统的扭转振动. 文中介绍了硅油减振器的结构与工作原理, 建立了装有硅油减振器的曲

轴系统双扭摆数学模型, 研究了系统设计参数对曲轴复频响应的影响, 提出了以曲轴复频响应共振振幅最小为目标, 对硅油减振器进行优化设计的方法, 得出以下结论:

- 1) 当主系统的参数确定时, 增大硅油减振器惯性圆盘的转动惯量, 曲轴系统的扭转振动幅值降低; 但当硅油减振器惯性圆盘的转动惯量增加到一定值时, 若继续增加, 曲轴系统的共振频率将增大, 这对发动机曲轴的减振不利.
- 2) 当主系统的参数确定, 硅油减振器的阻尼达到一定值时, 曲轴系统的振动水平不再降低, 会随着硅油阻尼的增加而增加; 硅油阻尼增加, 曲轴系统的共振频率减小, 有利用发动机的振动控制.
- 3) 以曲轴复频响应的峰值最小为目标, 对硅油减振器进行优化设计, 所得硅油减振器的减振效果要优于取相同的惯量比, 而阻尼比按最优阻尼系数公式确定的硅油减振器.
- 4) 文中建立的曲轴系统数学模型, 为曲轴系统的研究提供了理论依据; 硅油减振器的优化设计方法为曲轴扭转振动减振器的设计提供了参考.

参考文献:

[1] Zheng-chang X, Anderson R J Optimization of vibration ab-

sorbers for engine crankshafts[J]. Journal of Vehicle Design 1988 9(6): 654-665.

[2] 刘宇虹, 黄臻. 扭振减振器与 V 带轮的整合研究 [J]. 拖拉机与农用运输车, 2006 33(5): 54-55

[3] 郭建辉, 廉彬. 汽车发动机减振皮带轮的动力学设计 [J]. 机械设计与制造, 2005(12): 24-26

[4] 赵骞, 郝志勇. 柴油机轴系扭振减振器的有限元优化设计 [J]. 农业机械学报, 2009, 31(5): 91-96

[5] 吴慧斌, 高世伦, 王兴光, 等. 6110/125Z 柴油机轴系扭振与减振研究 [J]. 内燃机工程, 2003, 24(6): 56-58

[6] 王红云, 蔡锐彬, 上官文斌. 发动机曲轴二级并联橡胶扭转减振器优化设计 [J]. 车用发动机, 2007, 171(5): 52-55

[7] 牟宁斌, 卢进, 王红剑. 曲轴硅油减振器匹配计算 [J]. 车用发动机, 2004, 153(5): 43-49.

[8] 张国昌. 发动机硅油减振器的设计与匹配 [J]. 车用发动机, 2005, 158(4): 62-63.

[9] 陶志奇. 硅油减振器改进设计 [D]. 北京: 北京理工大学车辆交通学院, 2001

[10] Takahiro Y an a u c h i Y u k i n i Y a n a z a k i J o u j i K i n u r a Experiment and computation analyses for torsional vibration of crankshaft system with viscous torsional damper on diesel engine[C]// Noise and Vibration Conferene & Exposition. Michigar SAE, 1999: 342

[11] 吕振华, 冯振东. 汽车发动机曲轴阻尼式扭振吸振器设计方法探讨及应用 [J]. 内燃机工程, 1992 13(3): 27-33

Optimization Design of the Silicon Oil Damper for the Engine Crankshaft

W ang Hong-yun

(School of Electronic Information Engineering Guangdong Polytechnic Normal University, Guangzhou 510665 China)

Abstract The configuration of the silicon oil damper was introduced firstly. The double pendulum model of the crankshaft system with a silicon oil damper is developed. Then, the effects of the design parameters of the silicon oil damper on the torsional vibration amplitude of the crankshaft were analyzed by using the model. An optimization method for determining the design parameters of a silicon oil damper is presented. The proposed method aims at reducing the max torsional vibration amplitude of the crankshaft. The simulation shows that with the optimized damper the max torsional vibration amplitude of the crankshaft was suppressed.

Key words crankshaft silicon oil damper torsional vibration optimization design