

文章编号: 1000-582X(2011)12-029-06

车用发动机磁流变悬置的刚度优化

陈世崑^{1a}, 蹇开林^{1a}, 李锐², 陈伟民^{1b}, 廖昌荣^{1b}

(1. 重庆大学 a. 工程力学系; b. 光电工程学院, 重庆 400044;

2. 重庆邮电大学 自动化学院, 重庆 400065)

摘要: 由于传统的悬置优化设计一般不考虑发动机载荷以及系统阻尼, 不能反映磁流变悬置的半自动控制特性。因此, 选取具有代表性的车用直列式 4 缸 4 冲程发动机悬置系统的振动力学模型, 利用遗传优化算法建立一种磁流变液阻尼器初始刚度优化的新方法。该方法使磁流变液悬置在发动机多种转速下有更优秀的传递率, 在冲击载荷下满足安全要求的发动机振动烈度。

关键词: 发动机; 振动控制; 刚度优化; 遗传算法

中图分类号: U463.33

文献标志码: A

Stiffness optimization of vehicle engine magneto-rheological fluids mounts

CHEN Shi-wei^{1a}, JIAN Kai-lin^{1a}, LI Rui², CHEN Wei-min^{1b}, LIAO Chang-rong^{1b}

(1 a. Department of Engineering Mechanics; b. College of Optoelectronic Engineering, Chongqing University,

Chongqing 400044, P. R. China; 2. Automation Institute, Chongqing University of Posts

and Telecommunications, Chongqing 400065, P. R. China)

Abstract: As important tool for engine semi-automatic isolation system, the magneto-rheological fluids (MRC) can't achieve tunable stiffness but damping. Therefore, the MRC's initial stiffness affects the performance of isolation system. To obtain the better isolation effect of MRC in wide frequency, it is necessary to optimize the initial stiffness. As motor unbalanced force and isolation damping are not considered in traditional mount optimization, the feature of semi-automatic control can not be reflected. For a four-cylinder four-cycle in-line diesel engine, a new method which is suitable for stiffness optimization on vehicle engine isolation is presented by using Genetic Algorithm. The optimal isolation system has small absolute force transmissibility in abroad frequency range and small vibration intensity with impact load by using the new method.

Key words: engine; vibration control; stiffness optimization; genetic algorithm

发动机作为汽车的动力装置, 在为汽车提供动力的同时, 由于燃料燃烧引起的冲击和往复运动构件(活塞、连杆和曲轴等)的惯性力会产生多个不同振源和不同振型的复杂振动, 这些振动耦合叠加后使发动机的振动具有宽频、多振源和多主频的特征, 极大的影响汽车运转的平稳性^[1]。减轻这种危害的方法是在发动机与车架之间安放减震器(悬置), 来隔离发动

机振动能量向车身传播。磁流变液可控阻尼器悬置作为众多悬置的一种, 由于其能耗小、设备相对简单、反应快、可以在毫秒级内实现无级调节等优点, 因此它在汽车半主动悬架领域成为了竞相研究的热点^[2]。

磁流变悬置以磁流变液作为阻尼控制载体, 只能实现隔振器的阻尼可控, 不能实现刚度的有效调节^[3], 因此磁流变悬置的初始刚度直接影响发动机

收稿日期: 2011-07-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51005264); 重庆市科技攻关项目(CSPC, 2009AC3079)

作者简介: 陈世崑(1984-), 男, 重庆大学博士研究生, 主要从事结构振动控制研究, (E-mail) foranother@qq.com。

蹇开林(1965-), 男, 重庆大学教授, 博士生导师, (E-mail) cqjian@yahoo.com。

隔振效果。为了使磁流变液悬置在宽频范围能取得更好的隔振效果,对磁流变悬置的初始刚度进行最优化设计很有必要。

在对悬置的刚度优化中,主要方法包括模态解耦法^[5-8],总传递力最小法等方法^[9],模态解耦法作为国内外研究最多的方法,该方法在系统微幅振动的假设下,不考虑系统阻尼,优化动力总成悬置系统的刚度矩阵,通过改变系统的固有特性,控制系统的振动响应。而具体到磁流变悬置,该方法不能反映磁流变悬置阻尼可调的半主动控制特性。另一方面,在已知载荷的情况下,总传递力最小法在优化单一频率下的振动控制往往有较好的成果,但不能保证其优化解在宽频领域使系统保持良好的隔振效果。

文中选取具有代表性的车用直列式 4 缸 4 冲程发动机悬置系统的振动力学模型^[10-11],针对磁流变液悬置的阻尼可控但刚度不可控的特性,利用遗传优化算法找到磁流变液阻尼器最佳初始刚度。使磁流变液悬置在发动机多种转速下有更低的绝对传递率,在动载荷下满足安全要求的发动机振动烈度。

1 基于磁流变悬置的发动机振动力学模型

1.1 磁流变液悬置的动力学模型

根据 Y. K. wen 提出的反映磁流变液阻尼器力学性质的 bouc-wen 模型^[12]:利用磁流变液的流体特性制成的磁流变减振器,其数学模型如图 1 所示,由初始刚度 k_0 、初始阻尼 c_0 、可变阻尼 c_b 并联组成。对于磁流变悬置刚度系数 k 阻尼系数 c 可用式(1)表示:

$$\begin{aligned} k &= k_0, \\ c &= c_0 + c_b. \end{aligned} \quad (1)$$

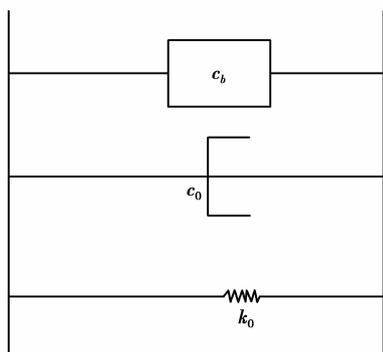


图 1 磁流变悬置的 bouc-wen 模型

1.2 发动机振动力学模型

针对车用直列式 4 缸 4 冲程发动机,建立数学模型如图 2 所示:模型中发动机动力总成通过 4 个磁流变减振器安装于刚性基础上,从而发动机可实现空间 3 个自由度(沿 z 轴方向平动,以及绕 x 、 y 轴的

转动)的运动。将发动机的 4 个角处固定于对应的磁流变减振器上。建立以发动机重心 G 为坐标圆心点 o ,平行于发动机输出轴为 x 轴, z 轴垂直于基座平面, y 轴依据右手定则决定。

根据现有理论成果对模型做以下简化和假设:

1)为了简化分析,认为该类发动机在均匀点火的方式下,主要激励力为 z 轴方向的垂向力,以及绕 x 、 y 轴的弯矩^[13]。

2)支撑发动机隔振系统的基础为一个无限大质量的刚性体,磁流变液阻尼器与发动机支撑处可简化为一个物理点。

3)由于发动机振动时转动位移以及自身形变较小,因此发动机可视为一个只发生小转动的刚体^[14]。

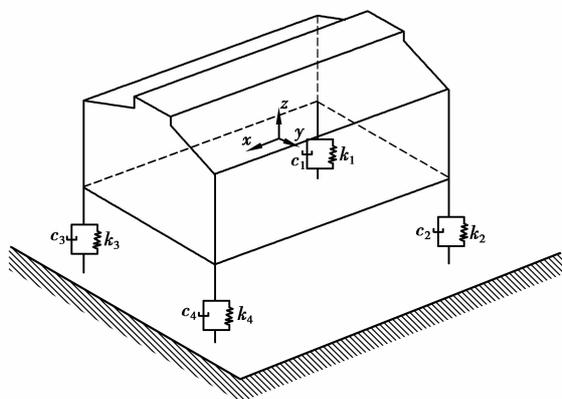


图 2 发动机振动力学模型

下面,根据所建立的振动力学模型,针对 4 缸 4 冲程发动机均匀点火情况下,推导出发动机隔振系统的动力学方程:

$$\begin{aligned} [M] \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\varphi} \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} z \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} = \\ \begin{Bmatrix} 4m_c r \lambda \omega_0^2 \cos 2\omega_0 t \\ M_\omega (1 + 1.3 \sin 2\omega_0 t) \\ 4m_c r \lambda \omega_0^2 L \cos 2\omega_0 t \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_z \\ M_x \\ M_y \end{Bmatrix}, \end{aligned} \quad (2)$$

式中: M 为系统质量矩阵; z 、 θ 、 φ 分别表示刚体垂直方向位移、绕 x 轴转角以及绕 y 轴转角; F_z 、 M_x 、 M_y 为发动机运动所产生的不平衡力沿坐标主轴的 3 个分量; L 为二、三缸中心线到质心的距离; m_c 为气缸活塞往复部分的质量; r 为曲柄半径; λ 为曲柄半径与连杆长度之比; ω_0 为曲柄转动频率。 M_ω 为发动机某一工况下输出扭矩平均值; K 、 C 为系统的刚度矩阵和阻尼矩阵。在小转动假设下,可由下式求得。

$$[\mathbf{K}] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 k_i & \sum_{i=1}^4 k_i x_i & \sum_{i=1}^4 k_i y_i \\ \sum_{i=1}^4 k_i x_i & \sum_{i=1}^4 k_i x_i^2 & \sum_{i=1}^4 k_i x_i y_i \\ \sum_{i=1}^4 k_i y_i & \sum_{i=1}^4 k_i x_i y_i & \sum_{i=1}^4 k_i y_i^2 \end{bmatrix},$$

$$[\mathbf{C}] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 c_i & \sum_{i=1}^4 c_i x_i & \sum_{i=1}^4 c_i y_i \\ \sum_{i=1}^4 c_i x_i & \sum_{i=1}^4 c_i x_i^2 & \sum_{i=1}^4 c_i x_i y_i \\ \sum_{i=1}^4 c_i y_i & \sum_{i=1}^4 c_i x_i y_i & \sum_{i=1}^4 c_i y_i^2 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

式中: k_i, c_i 表示第 i 个支撑的刚度系数; x_i, y_i 表示第 i 个支撑的坐标。

2 基于振动力学模型的磁流变悬置刚度优化

2.1 设计变量

一般情况下,在优化各支承磁流变悬置的刚度时,最优刚度还应与支承位置、支撑角度以及发动机质量、转动惯量等因素有关。但具体到此设计模型中,针对如模型所示的发动机以及 4 点直立支承的安装方式,只需通过优化设计得到每个磁流变悬置的最优初始刚度 k_i 。

2.2 目标函数

在评价发动机悬置系统隔振效果时,一方面要考虑悬置在发动机各种工况下的隔振效果,另一方面,又要限制发动机在冲击工况下的自身振幅^[5]。而现实中这两者往往相互矛盾,一般来说,系统刚度越小,发动机通过悬置向外界传递的力越小,但发动机抗冲击载荷能力越弱。

因此,文中将隔振效果作为优化目标,而将发动机抗冲击载荷能力作为优化过程中的约束条件。在评价隔振系统的隔振效果方面,系统的绝对传递率是考察隔振系统的好坏的决定性参数。按照隔振理论,将绝对传递率定义为发动机传递到基座力的最大值与垂向不平衡力最大值之比,即:

$$T_A = R_{\max}/H, \quad (4)$$

式中: H 为发动机垂向不平衡力的最大值; R_{\max} 为发动机传递到基座力的最大值。为了方便表达,在文中定义函数 $\max_x(f(x))$, 表示变量 x 在定义域变化时,函数 $f(x)$ 的最大值,于是有

$$R_{\max} = \max_x \left(\sum_{i=1}^4 (c_i \dot{z}_i + k_i z_i) \right),$$

$$H = \max_x (F_z + \max(M_x y_i) + \max(M_y x_i)), \quad (5)$$

式中: z_i 为第 i 个基座的垂向位移。对特定的发动机隔振系统,其惯性参数矩阵不会发生改变,因此隔振系统的绝对传递率 T_A 是关于发动机转速 ω 、每一个悬置的阻尼系数 c_i 刚度系数 k_i 的函数 $T_A(\omega, c_i, k_i) (i=1, 2, 3, 4)$ 。

磁流变阻尼器作为发动机隔振原件,其任务主要是在宽频工作范围内降低发动机垂向不平衡力向基础的传播。因此,文中的主要研究在于如何确定每个磁流变阻尼器的初始刚度 k_i , 以使隔振系统在磁流变的阻尼可控性的特性下在宽频领域内有更小的传递率 T_A 。即当发动机工作频率在一定范围内变化时,传递率 T_A 也在值域 $[\min_{\omega}(T_A), \max_{\omega}(T_A)]$ 内变化,找到最优的各磁流变悬置刚度 k_i , 使绝对传递率 T_A 值域变化最大值 $\max_{\omega}(T_A)$ 最小。写成目标函数形式即为

$$\min(\max_{\omega}(T_A)),$$

$$\text{st. } \omega \in (\omega_0, \omega_1). \quad (6)$$

2.3 约束条件

1) 振动烈度约束:发动机启动时会产生冲击载荷,当磁流变悬置刚度与阻尼过小时,系统抗冲击载荷的能力降低,在冲击载荷下振动烈度过高会损害发动机内部结构,影响发动机寿命,同时过大的振幅还会使发动机与其他车内设备发生碰撞,造成不必要的损失。因此,模拟发动机从静止突然加速到 3 000 r/min 的冲击载荷,令优化后的发动机隔振系统在此冲击载荷下的最大振动烈度仍在 A 级标准。即

$$V_m = \max_x \left[\frac{1}{4} \sqrt{\left(\sum_{i=1}^4 V_z \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^4 V_{\theta} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^4 V_{\varphi} \right)^2} \right] \leq [V]. \quad (7)$$

2) 弹簧刚度约束:磁流变初始悬置刚度直接影响悬置自身变形,而且考虑现实生产条件,悬置刚度也存在上限。有

$$k_0 \leq k_i \leq k_1. \quad (8)$$

3) 阻尼约束:根据磁流变悬置的阻尼可控性,建立一个阻尼可控的半主动控制系统,该系统中的磁流变悬置会根据发动机振动状态自适应的改变阻尼以使隔振系统具有最好的隔振效果。即对应确定的每个悬置刚度矩阵 k_{ij} 时,对应发动机的每一个转速 ω_j , 半自动控制系统都会找到最佳阻尼 $c_{i\omega j}$, 使隔振系统最好的隔振效果。同时,考虑实际情况,每个磁流变悬置的可变阻尼变化范围有限。

$$c_i = c_{i\omega j}, c_0 \leq c_i \leq c_1. \quad (9)$$

3 优化方法

由于优化过程中要同时考虑瞬态与稳态响应,

利用数值 new-mark 法解动力学方程, 考虑到 new-mark 法求解方程的非线性以及无解析表达式, 在优化方法上使用遗传优化。遗传优化是一种宏观意义的仿生算法, 该方法只需要利用目标函数的取值信息, 而无需梯度等高价信息, 在优化大规模、高度非线性的不连续多峰函数具有优势。

3.1 半主动控制系统的建立

在优化各悬置刚度 k_i 时, 首先要考虑磁流变悬置

的半主动控制特性, 由前文所述, 半主动控制系统基于磁流变悬置的阻尼可控性, 认为对应确定的每个悬置刚度 k_{ij} 时, 对应发动机的每一个转速 ω_j , 半主动控制系统都会找到最佳阻尼 c_{bij} , 使隔振系统有最好的隔振效果。建立的半主动控制系统如图 3 所示, 磁流变悬置对于拥有确定系统刚度和外载频率的振动系统, 快速并准确的找到一个最优阻尼, 使隔振系统在不超过振动烈度的同时具有更低的绝对传递率的特性。

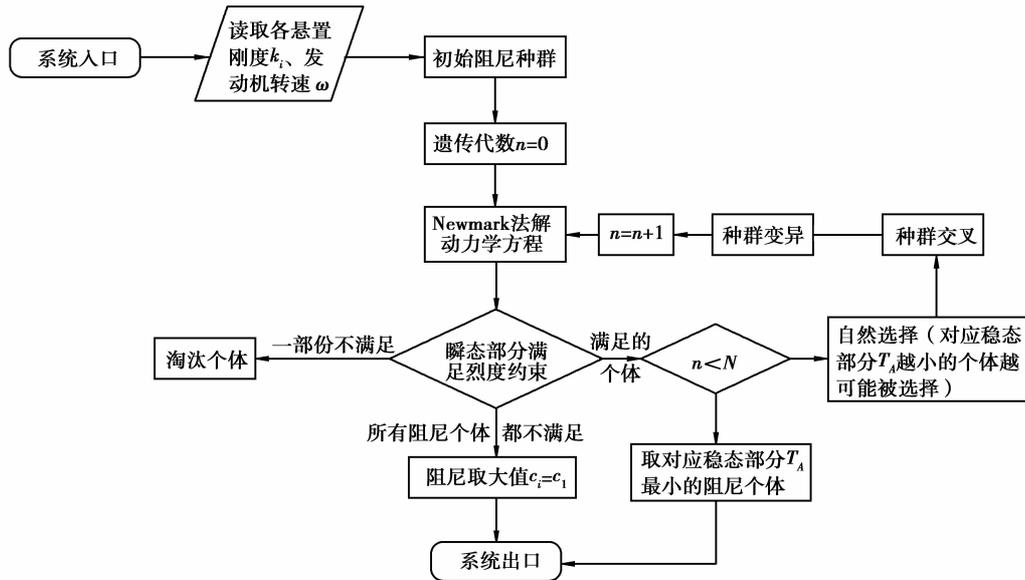


图 3 磁流变半主动控制系统建立

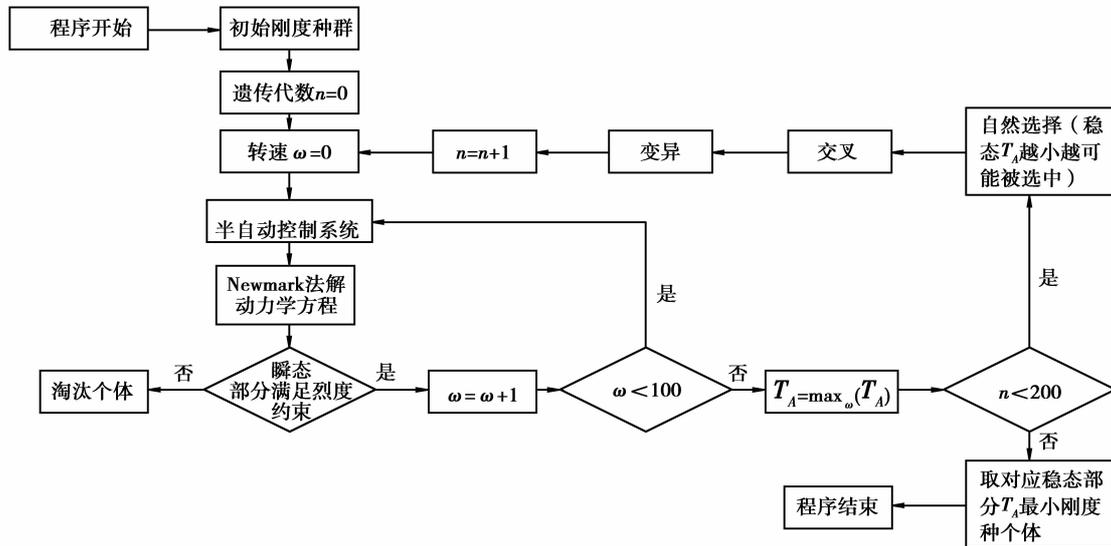


图 4 优化设计算法流程图

3.2 磁流变悬置的刚度优化

在进行刚度优化时(如图 4 所示), 系统对于每一代的刚度种群对应所有频率进行适应度计算, 通过半主动控制系统选择最优阻尼后, 自然选择最先淘汰了不满足烈度约束的个体, 又让另 $\max_{\omega}(T_A)$ 小的个体

有更大的机会繁殖下一代。在繁殖到足够的代数 n_0 后, 输出各悬置对应的后代中最优刚度个体。

根据计算方法可知, 通过图 4 流程图所得的各支撑刚度优化结果, 满足发动机宽频领域变化时, 都具有优秀的隔振系数。

4 算例

为了体现考虑了半主动控制特性的悬置刚度优化设计的优越性,以某型号 4 缸 4 冲程的直列式发动机悬置刚度为优化对象。通过文中方法优化得到各支撑点磁流变悬置刚度,并比较了考虑系统半主动控制特性的优化结果和不考虑阻尼可变性的传统解,优化时初始参数见表 1、表 2。

表 1 某 4 缸 4 冲程发动机的初始参数

参数名	单位	参数值
发动机质量 m	kg	220
质心绕 x 轴转动惯量 j_x	kg/m ²	16
质心绕 y 轴转动惯量 j_y	kg/m ²	12
曲柄半径 r	m	0.05
曲柄半径与连杆长度之比 λ		0.30
二,三中心线到质心距离 L	m	0.13
1 号悬置支撑点坐标 (x_1, y_1)	mm	(-231.5, -276.5)
2 号悬置支撑点坐标 (x_2, y_2)	mm	(-231.5, 276.5)
3 号悬置支撑点坐标 (x_3, y_3)	mm	(248.5, -276.5)
4 号悬置支撑点坐标 (x_4, y_4)	mm	(248.5, 276.5)
气缸活塞的往复部分质量 m_c	kg	0.85
输出转矩平均值 M_{ω}	N · m	$-3.03 \times 10^{-10} n^3 - 5.84 \times 10^{-6} n^2 + 0.065n + 101.22$

表 2 磁流变悬置刚度优化设计参数

参数名	单位	参数值
发动机转速变化范围	r/min	[700, 3 000]
磁流变悬置刚度变化范围	kN/m	[100, 500]
磁流变悬置阻尼变化范围	N · s/m	[400, 5 000]
交叉概率 p_c		0.8
变异概率 p_m		0.01
终止代数 n_0		200
群体大小 numb		50
许用烈度[V]	mm/s	1.12

表 3 给出由优化方法得到的各刚度。

表 3 优化结果 kN/m

参数	优化前	传统解	文中解
编号 1 支撑刚度	500	220	151
编号 2 支撑刚度	500	220	151
编号 3 支撑刚度	500	232	169
编号 4 支撑刚度	500	232	169

为了考察隔振效果,图 5 给出优化前后的绝对

传递率随发动机工况改变的曲线;图 6 给出优化前后发动机转速瞬间从静止加速到 3 000 r/min 的振动烈度,特别的,为了方便比较,给出文中优化解在阻尼不可变系统下的抗冲击表现。图 7 给出发动机稳态工作时在宽频领域的振动烈度。

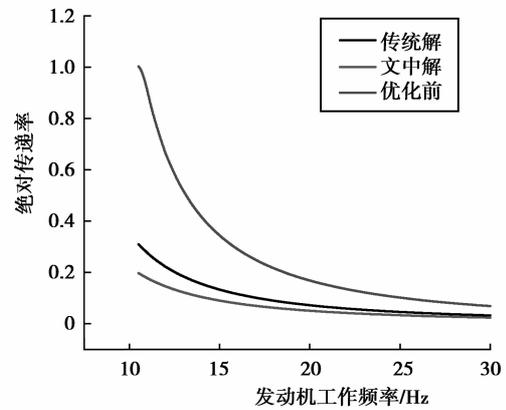


图 5 隔振系统宽频领域绝对传递率对比

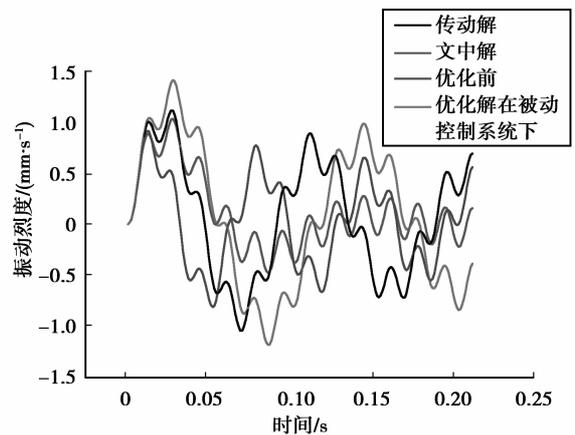


图 6 发动机受冲击载荷下的振动烈度

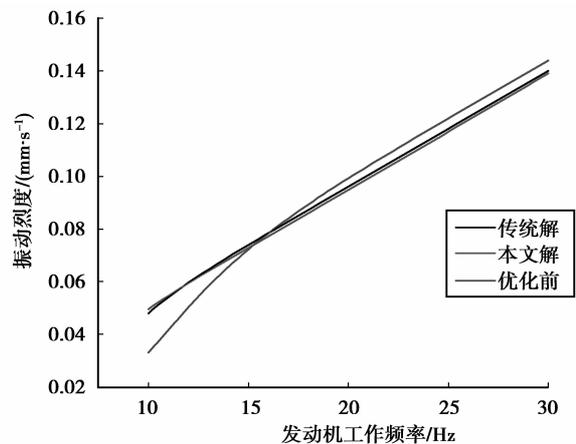


图 7 发动机宽频领域稳态响应时振动烈度

从优化结果可以看出,文中优化解相较于不考虑阻尼可变性的传统优化解偏软,因此,图 5 可以看出,优化解相比传统解在宽频领域内能更有效的降

低系统传递率,在低频时可隔离发动机80%的不平衡力,在高频时文中优化解优于传统优化解,但优势不明显。另一方面,由于优化解偏软的缘故,对于阻尼不可调悬置中,在发动机瞬间达到3 000 r/min的冲击载荷下,其振动烈度超过许用烈度,但是由于磁流变悬置的阻尼可控性,在冲击载荷下,半主动控制系统会增大系统阻尼,以使发动机振幅在振动标准内,图中可以看出,发动机受冲击载荷0.1 s后基本达到稳态。而图7可以看出系统刚度变化对发动机稳态振幅不敏感,因此在优化刚度时,系统的稳态幅值响应可不作主要参数考虑。

5 结 论

根据磁流变悬置具有阻尼可控特性开发出的半自动控制系统,优化了磁流变悬置的初始刚度。从优化结果来看,当系统固有频率小于发动机激励频率时,为了更好的隔振效果,发动机平稳运转时要求小阻尼小刚度,发动机瞬态变化时要求大阻尼大刚度。由于磁流变悬置的阻尼可控性,其优化解要比不考虑阻尼可控性的传统解偏软,使系统在宽频域内具有更好的传递率以及满足要求的抗冲击能力。

参考文献:

- [1] BERNARDJ E, STARKEY J M. Engine mount optimization[C]. SAE Paper, No. 1983-02-830257, 1983.
- [2] 梁天也, 史文库, 唐明祥. 发动机悬置研究综述[J]. 噪声与振动控制, 2007, 27(1): 6-10.
LIANG TIAN-YE, SHI WEN-KU, TANG MING-XIANG. The summary of study in engine mounting[J]. Noise and Vibration Control, 2007, 27(1): 6-10.
- [3] 王其东, 王祺明, 陈无畏. 磁流变半主动悬架变论域模糊控制研究[J]. 振动工程学报, 2009, 22(5): 512-514.
WANG QI-DONG, WANG QI-MING, CHEN WU-WEI. Advanced variable universe fuzzy control of with magneto-rheological suspension[J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(5): 512-514.
- [4] 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.
- [5] 朱石坚, 楼京俊, 何其伟. 振动理论与隔振技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [6] 吕振华, 罗捷, 范让林. 汽车动力总成悬置系统隔振设计分析方法[J]. 中国机械工程, 2003, 24(7): 265-269.
LV ZHEN-HUA, LUO JIE, FAN RANG-LIN. Design and analysis method for improving vibration isolation performance of automotive power plant mounting systems [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 24(7): 265-269.
- [7] KARANTH N V, RAJU S. Design and evaluation of engine mounts of a passenger utility vehicle[J]. SAE Transactions, 1996, 105(6): 2085-2091.
- [8] RAO M D, WIRKNER K J, GRUENBERG S. Dynamic characterization of automotive exhaust isolators[J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 218(8): 891-900.
- [9] JOANA M D, ANTONIO D. A self-organizing fuzzy controller with a fixed maximum number of rules and an adaptive similarity factor[J]. Fuzzy Set and System, 1999, 103(1): 27-48.
- [10] 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): 56-58.
ZHOU GUAN-NAN, JIANG WEI-KANG, WU HAI-JUN. Optimal design of engine mount system by minimizing the total force transmission[J]. Journal of vibration and shock, 2008, 27(8): 56-58.
- [11] 朱石坚, 楼京俊, 何其伟. 振动理论与隔振技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [12] 范让林, 吕振华. 三代液阻悬置非线性动特性的试验研究及其参数识别方法[J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 174-181.
FAN RANG-LIN, LV ZHEN-HUA. Experimental study of nonlinear dynamic characteristics for three types of hydraulic engine mounts and parameters identification method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5): 174-181.
- [13] 李锐, 陈伟明. 发动机磁流变悬置隔振模糊控制与仿真[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(4): 944-947.
LI RUI, CHEN WEI-MING. Fuzzy control and simulation of engine isolation via magneto-rheological mounts in [J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(4): 944-947.
- [14] 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): 23-25.
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): 23-25.
- [15] YUN H Y, NAGI G N, RAO V D. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36(11): 123-142.
- [16] SIMON D, AHMAPIAN M. Vehicle evaluation of the performance of magneto-rheological dampers for heavy truck suspensions [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123(3): 365-366.