

叶片式磁流变液减振器结构与优化*

张进秋, 彭志召, 张 建, 岳 杰

(装甲兵工程学院技术保障工程系 北京, 100072)

摘要 基于传统叶片式减振器设计了符合“失效-安全”特性的磁流变减振器(magneto-rheological fluid damper, 简称MRFD), 并建立MRFD的阻尼力矩计算模型, 分析可调系数的影响因素, 为其设计提供理论依据。受结构和空间的限制, 磁路设计和优化是保证MRFD性能的关键。利用有限元软件对设计的MRFD进行三维非线性磁场仿真, 发现铁芯容易成为整个磁路的瓶颈。经过对一定安装空间内绕组的优化, 大幅度提高了阻尼通道内的磁感应强度。仿真结果表明, 该MRFD设计方案能控制从非预设缝隙泄露的磁流变液(magneto-rheological fluid, 简称MRF), 增大了MRFD阻尼力矩的可调范围, 保证了减振器的可靠性。实验结果表明, 所设计的MRFD工作稳定, 耗功能力好, 满足实车应用的需求。

关键词 磁流变液; 减振器; 力学模型; 磁场仿真; 结构优化

中图分类号 TH703.63; TM153

引 言

改善车辆悬挂特性是提高车辆乘坐舒适性和机动性的关键, 尤其是战斗车辆, 其行驶路况恶劣, 对先进悬挂系统的需求更为迫切。美军在《陆军技术基础技术总体规划》列出2010年14项关键新技术中, 内容之一就是先进的悬挂技术。可控悬挂技术包括主动、半主动悬挂技术。半主动悬挂具有与主动悬挂相近的性能, 且造价低、耗能少、可靠性高, 成为车辆悬挂领域的研究热点。磁流变减振器是实施结构半主动振动控制的理想装置, 是车辆悬挂系统的一个重要发展方向^[1]。美军在“悍马”越野车上进行的半主动悬挂系统性能测试表明, 采用MRF减振器后, 越野车在各种路况下的最高行驶速度可提高30%~40%, 同时操作稳定性也能较大幅度的提升^[2]。目前, 我军大多数战斗车辆仍采用传统的液压减振器, 不能根据路况实时调节阻尼特性, 越野机动能力受限。笔者针对重型战斗车辆悬挂系统性能提升的需求, 设计了叶片式磁流变减振器, 以满足半主动悬挂系统的应用需求。

叶片式减振器对重型车辆具有独特的实用性, 但缝隙的泄露问题是影响其性能提高的重要因素^[3], 设计时应考虑对泄露MRF的控制。受结构的

限制, 减振器内部布置励磁线圈的空间十分有限, 在有限的空间内对励磁元件进行优化是MRFD设计的关键。

1 叶片式MRFD的结构设计

1.1 设计准则

MRFD在过程中必须遵循以下准则:

1) 符合“fail-safe”设计思想, 即若减振器的电磁或控制单元失效, MRFD降级为被动式减振器后, 还能够提供达到或接近被动减振器的阻尼力矩;

2) 由于加工误差或磨损, 减振器在使用过程中不可避免会有泄露, 设计时应尽量考虑将磁力线穿过主要的泄露区域, 对泄露的液体进行控制, 尽可能增大MRFD阻尼力的动态调节范围;

3) 为了充分利用MR效应来改变减振器的阻尼力, 应保证磁力线与节流阀内MRF的流动方向垂直^[2];

4) 整个磁路的磁动势应该主要降落于阻尼缝隙处。磁流变液的相对磁导率较小, 绕组提供的磁动势主要消耗在阻尼缝隙处, 提高该处的磁感应强度;

5) 保持MRFD的结构尺寸与原减振器相同, 以保证新设计的MRFD符合原车的安装要求。

* 国防预研基金资助项目

收稿日期: 2011-04-02; 修改稿收到日期: 2011-06-10

1.2 设计方案

叶片式减振器由叶片、隔板和壳体3部分组成。MRFD的工作原理如下:当叶片旋转时,高压腔内的MRF经阻尼通道进入低压腔,在阻尼通道处布置可控磁场,使流经阻尼通道的MRF的剪切屈服强度发生变化,实现对阻尼力矩的控制。

阻尼通道有缝隙式和孔式两种。孔式阻尼通道中场强难以保证均匀,且绕组布置困难,需对原减振器进行较大改动。缝隙式阻尼通道的缝隙高度一致,磁场分布较均匀,笔者采用缝隙式阻尼通道。

阻尼通道可以布置在隔板与壳体之间、叶片与壳体之间^[4]、隔板与叶片轴之间。考虑到叶片轴的曲率较大,加工误差相对难以保证且减振器在工作过程中,隔板与叶片轴之间的磨损较大,在此处安装密封装置较为困难,因此此处是减振器最主要的泄露源,根据设计原则(3),将阻尼通道布置在隔板与叶片轴之间。新设计的叶片式MRF减振器的结构如图1所示,隔板中间设计为空心,电磁线圈缠绕在软磁铁芯上,安放在隔板内部,铁芯的阻尼通道端安装铜盖板,一方面用于固定铁芯,另一方面起到隔磁作用,防止磁场直接在隔板上形成回路而不穿过阻尼通道。铁芯的阻尼通道端端有孔安装顶压弹簧,防止铁芯窜动。

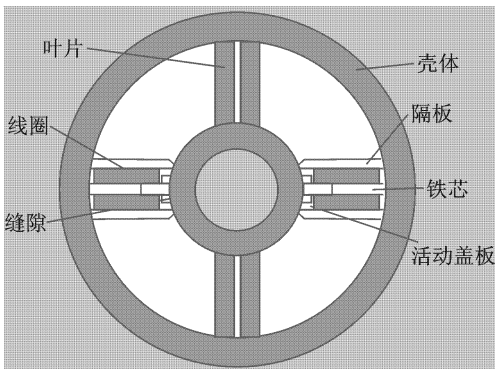


图1 MRFD的结构图

2 MRFD的阻尼力矩模型

阻尼力矩模型计算需要用到的结构参数包括:缝隙高度 h 、缝隙宽度 b 、叶片半径 R 、叶片轴半径 r 、隔板的厚度 L 及高度 a ,叶片的摆动角速度 ω 。假设流体全部从预设缝隙处流过,各实体之间没有间隙和摩擦。由于缝隙的长度相对于叶片轴的周长比较小,可将弧状缝隙近似为平行平板缝隙(如图2所示),缝隙长度可用隔板的厚度代替。

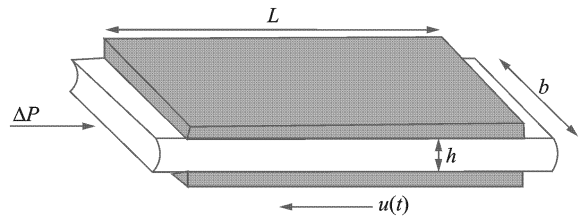


图2 平行平板流动示意图

稳定流动下的MRF具有类似Bingham流体的特征,其本构关系可以近似描述为

$$\tau = \tau_y \text{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta \dot{\gamma} \quad (1)$$

其中: τ 为MRF的剪切应力; τ_y 为MRF的屈服强度; $\dot{\gamma}$ 为流体的剪切应变速率; η 为MRF的动力黏度。

叶片式MRF减振器为剪切阀式,其阻尼力矩为剪切阻尼力矩与压差阻尼力矩之和。根据MRF的本构关系模型可求得缝隙处的剪切阻尼力为

$$F_s = Lb\tau = Lb\eta \frac{u(t)}{h} + Lb\tau_y$$

由于阻尼缝隙内磁场分布区域的实际长度要比缝隙的长度小,设减振器缝隙处磁场分布区域的长度为 L' ,上式中的 L 用 L' 代替

$$F_s = Lb\tau = Lb\eta \frac{u(t)}{h} + L'b\tau_y \quad (2)$$

剪切阻尼力矩为

$$M_s = 2F_s r = 2r \left[Lb\eta \frac{u(t)}{h} + L'b\tau_y \right] \quad (3)$$

Philips等^[5]基于平行平板流动模型及Bingham模型推导,得到了如下公式

$$\left(\frac{\Delta P}{L} \right)^3 - \left(\frac{12\eta Q_p}{bh^3} + \frac{3\tau_y}{h} \right) \left(\frac{\Delta P}{L} \right)^2 + 4 \left(\frac{\tau_y}{h} \right)^3 = 0 \quad (4)$$

通过Philips等对式(4)的简化及分析,得到平板缝隙两端压强差的简化计算公式为

$$\Delta P = \frac{12\eta L Q_p}{bh^3} + \frac{3L\tau_y}{h} \quad (5)$$

其中: Q_p 为压强差流量。

根据流体的受力状态和流动特点,可将MRD看作剪切阀式,其流量可以等效为压强差流与剪切流之和。因此, Q_p 可由下式计算

$$Q_p = Q - Q_s \quad (6)$$

Q 为阻尼缝隙的总流量,等于单位时间内一侧叶片扫过的扇面面积与叶片宽度的乘积

$$Q = \frac{1}{2} (R^2 - r^2) \omega a$$

Q_s 为剪切流,计算式为

$$Q_s = \frac{bu(t)h}{2}$$

同理,式(5)中的 L 用 L' 代替。且 Q_c 相对 Q 和 Q_p 要小得多,可以忽略不计,认为 $Q_p=Q$ 。叶片式MRF减振器叶片两侧压强差的简化计算公式为

$$\Delta P = \frac{12\eta LQ}{bh^3} + \frac{3L'\tau_y}{h} \quad (7)$$

压强差阻尼力矩为

$$M_p = 2 \int_r^R \Delta P a x dx = \Delta P a (R^2 - r^2) = a(R^2 - r^2) \left(\frac{12\eta LQ}{bh^3} + \frac{3L'\tau_y}{h} \right) \quad (8)$$

加载磁场时,设减振器的总阻尼力矩为 M ,则

$$M = M_s + M_p \quad (9)$$

取式(3)和式(8)中 $\tau_y=0$,得到MRFD的零场阻尼力矩。

从式(3)和式(8)可以看出,剪切阻尼力矩和压差阻尼力矩都由两部分相加组成:第1项与流体的动力黏度和流速有关,反映的是普通流体的黏滞特性,称之为黏滞阻尼力矩;第2项与流体的屈服剪切应力有关,称之为库伦阻尼力矩,是MRFD阻尼力矩的可调部分。显然,总的阻尼力矩由黏滞阻尼力矩和库伦阻尼力矩两部分组成,分别记为 M_1 和 M_2 。定义库伦阻尼力矩与黏滞阻尼力矩之比为MRFD的可调系数,记为 K 。可调系数是磁流变阻尼器的一个重要评价指标。由式(3)、式(8)和式(9)及 $u(t)=\omega r$ 得到可调系数 K 的计算式为

$$K = \frac{\tau_y}{\eta} \frac{L'}{L} \frac{3abh^2(R^2 - r^2) + 2rb^2h^3}{\omega [6a^2(R^2 - r^2)^2 + 2r^2b^2h^2]} \quad (10)$$

对式(10)中各项的量纲进行分析,发现由于 η 通常为零点几个 $\text{Pa} \cdot \text{s}$,而 τ_y 却为几kPa至几十kPa,这说明MRFD以确定的角速度工作时,如果磁流变液材料的性能足够好,其阻尼力矩将主要由磁场产生的库伦阻尼力矩提供,在满足初始阻尼力的条件下,要尽可能的降低MRF的零场黏度。当磁流变材料及外界施加的磁场强度一定时,假定 τ_y 为一定值,可调系数 K 将随叶片摆动角速度 ω 的变化而变化。当 ω 的数值较小时,可获得较大的可调系数 K 。从式(10)可以看出,阻尼通道中磁场分布区域的长度与整个阻尼通道的长度之比 L'/L 也是影响可调系数的一个因素。为了提高可调系数,要尽可能增大 L' ,使 L'/L 接近于1。

MRF发挥磁流变效应的最佳缝隙高度为0.8~2 mm,确定缝隙高度和长度后,根据初始阻尼力矩的要求即可确定缝隙宽度,使其具有与原减振器相近的阻尼特性,以满足“fail-safe”原则。

3 MRFD的磁路非线性仿真

MRFD通过改变阻尼通道处的磁感应强度来调节减振器的阻尼力矩,磁路设计的优劣直接影响减振器性能的发挥。MRFD的磁路结构复杂,采用理论计算的方式难以得到磁场的分布情况。为了缩短研发周期、节约研发成本,在设计阶段就对MRFD进行磁路计算仿真,优化若干设计参数,获得最优设计。

虽然MRFD呈现一定对称性,但难以用二维模型表达,为了方便研究实际工程问题、真实反映磁场强度各个方向的分量,建立了MRFD的实体模型,去除倒角等不影响磁场分析的实体特征后,运用Ansys进行三维磁场仿真。

3.1 电磁材料属性

对于电磁场分析,材料属性的主要参数是相对磁导率 μ 或BH曲线。MRFD使用了4种材料:磁流变液、DT4电工纯铁、38CrSi钢和铜。其中:铁芯为DT4电工纯铁;叶片和壳体材料为38CrSi钢;活动盖板材料为铜。已有的大多数文献进行磁场仿真时一般假定材料的相对磁导率为常数,但一般的电磁材料仅在磁场强 H 较低时才与磁感应强度 B 近似成线性关系,简单将其作为线性关系来处理显然是不合理的。为了准确模拟MRFD的磁场分布,采用非线性分析的方法进行磁场仿真。图3为磁流变液和电工纯铁DT4的BH曲线,铜的相对磁导率为1,38CrSi刚是减振器的主体材料,在磁路中其磁通面积较大,磁阻小,相对磁导率近似为常数,为了加快计算收敛速度,经过多次迭代后确定其相对磁导率为350。

3.2 仿真结果分析

初始设计时,铁芯的半径为5 mm,线圈匝数为2 000。线圈的电流强度设置为1A时,缝隙处磁流变液的磁感应强度矢量分布如图4所示。可以看出,缝隙处的磁力线与磁流变液的流动方向垂直,符合MRFD的磁路设计准则。缝隙处磁感应强度主要在0.11~0.13T之间(相对应的磁场仅为22 kA/m),相对理想值偏小,意味着阻尼力矩的可调范围很小,达不到有效控制阻尼的目的。如图5所示,通过查看铁芯的磁通密度发现在铁芯镗孔处的磁感应强度已经达到了饱和(2.0T),且此处的磁场强度远大于其

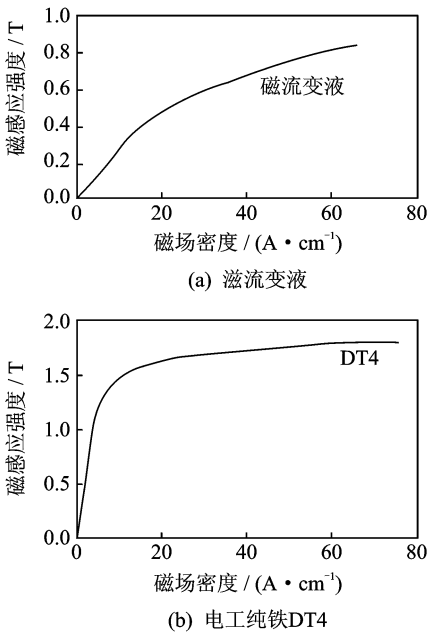


图3 电磁材料的BH曲线

他实体,成为磁势的主要降落区,不符合设计准则。很明显,铁芯由于截面积过小,成为磁路的瓶颈,为了避免此处的磁场饱和现象,可以增大铁芯直径来提高磁通能力,进而增大磁流变液工作间隙的磁感应强度。

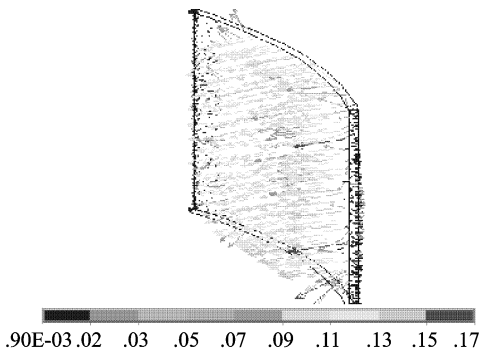


图4 缝隙处磁感应强度矢量的分布

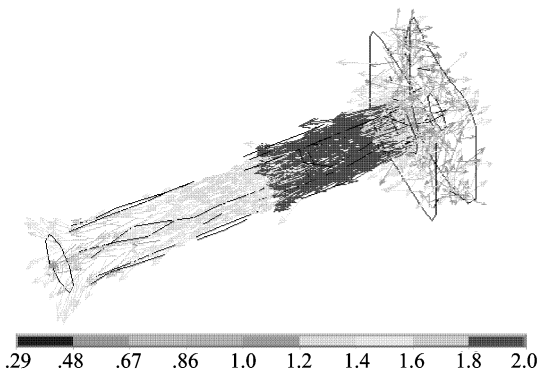


图5 铁芯磁感应强度矢量的分布

3.3 优化

铁芯达到磁饱和说明线圈匝数过大,提供了过量的磁动势,但由于铁芯截面积过小,磁阻较大,使得整个磁路的效率极低,既消耗了电能,又产生了不必要的热量,降低磁流变液的剪切屈服强度^[6],限制了阻尼力矩的可控范围;因此可以减少线圈的匝数而增大铁芯的直径使间隙处的磁感强度增大。如果铁芯直径过大,绕组匝数过少,提供磁动势不足。虽然磁路的效率较高,但不能充分利用有限的安装空间来提高磁通量,也会限制缝隙处磁感应强度的可调范围。显然问题转入了求铁芯直径的最优值。建立绕组的结构模型如图6所示。图中: l 为线槽长度; c 为线槽的有效厚度; d 为线框骨架厚度; $2r_c$ 为线框内径即铁芯直径。由于隔板上安放线圈的空间有限,线槽长度 $l=51\text{ mm}$,能容下直径为 0.5 mm 的铜线100匝。现保持线框骨架厚度 d 不变, $c+r_c=15\text{ mm}$,则线槽厚度 c 每减小 0.5 mm (铜线直径),线圈就要减少100匝,铁芯半径 r_c 就可以增大 0.5 mm 。由于是一些离散的值,因此可以通过参数化设计得到绕组尺寸的最优值。绕组的最优值与最大电流强度有关, 0.5 mm 铜线所能承受的最大电流为 2 A ,所以计算结果是在电流为 2 A 情况下的最优值。当励磁电流达到 2 A 时,铁芯接近饱和,绕组提供的磁动势与磁阻达到最佳匹配。表1为部分优化记录值。

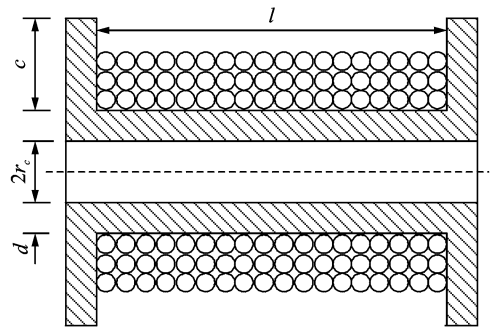


图6 绕组结构示意图

表1 优化记录值

铁芯半径 r_c/mm	线圈匝数	缝隙处MRF的 磁感应强度/T	铁芯的磁感应 强度/T
9.0	1 200	0.35~0.52	1.913~1.998
9.5	1 100	0.50~0.62	1.868~1.966
10.0	1 000	0.61~0.69	1.742~1.934
10.5	900	0.62~0.70	1.748~1.938
11.0	800	0.61~0.66	1.732~1.914
12.0	600	0.60~0.64	1.691~1.878
13.0	400	0.53~0.61	1.551~1.632

从表1可以看到,当 $r \leq 9.5$ mm时,铁芯的磁感应强度较大,但由于铁芯半径偏小,限制了整个磁路的磁通量,从而导致阻尼通道处磁流变液的磁感应强度偏小。当 $r \geq 12$ mm时,铁芯占用的空间过多,绕组匝数受限,提供的磁动势不足,铁芯和磁路变液的磁感应强度都成减小趋势。铁芯半径分别为10, 10.5, 11 mm时,阻尼通道处磁流变液的磁感应强度和铁芯的磁感应强度差别并不大。考虑到MRFD各实体之间会存在微小缝隙,整个磁路的实际磁阻会比仿真时稍大。为了提供足够的磁动势,确定 $r = 10$ mm, $n = 1\ 000$ 为绕组参数的最优值。图7为优化后阻尼通道处磁流变液的磁感应强度的矢量分布。与图4对比可知,不但磁感应强度由原来的0.11~0.13 T增大到了0.61~0.69 T(磁场强度由原来的22 kM/m增大到了200 kM/m左右),且磁力线的分布更加均匀,有利于提高MRFD阻尼力矩的工作稳定性。

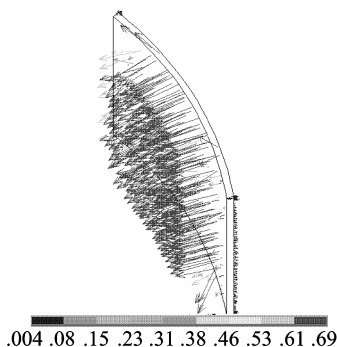


图7 优化后缝隙处磁感应强度矢量的分布

从图8可以看到,磁力线由铁芯穿过阻尼缝隙后,一部分经叶片轴、叶片和壳体回到铁芯形成闭合回路;一部分经过叶片轴从预设阻尼缝隙的上侧和下侧叶片轴与隔板相接触的地方回到隔板和壳体形成回路,这样使得从叶片轴与隔板之间的非预设缝隙泄露的磁流变液也能得到控制,这也正是设计准则(2)所要求的。

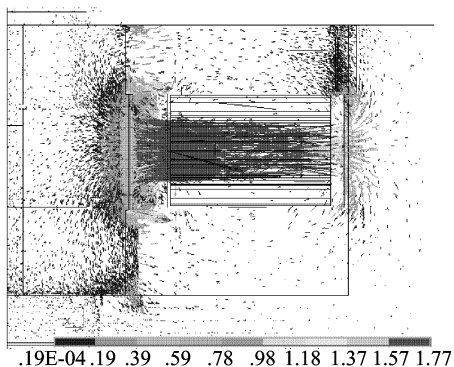


图8 隔板处磁感应强度矢量的分布

4 MRFD 变阻尼实验

参照原车辆用被动式减振器台架试验标准对所设计的MRFD进行力学性能试验,测试减振器的零场阻尼力矩满足原车减振器使用的要求,符合“fail safe”设计原则。为了分析叶片摆动速度对K的影响,将实验数据总结归纳,绘制可调系数随拉臂销轴中心速度的变化曲线,如图9所示。可以看出,可调系数随叶片摆动的角速度(由拉臂销轴中心的速度间接反映)增大而减小。这种变小趋势呈现双曲线的特征,这是式(10)的最直观反映。

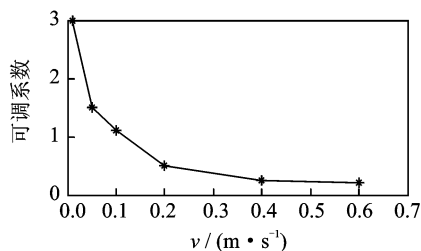


图9 可调系数随速度的变化曲线

图10为叶片摆动频率为0.052 5 Hz时,在不同电流下的阻尼力-位移曲线。曲线组由内至外分别对应以0.25 A为步长的0~2 A区间的电流。可以看出,阻尼力-位移曲线围成的区域非常饱满,说明减振器的耗能力好。图中相邻曲线之间的间距并不相等,而是随电流的增大逐渐减小,这是因为随着电流的增大,磁路的磁阻也增大,使得磁通量的增大越来越困难。这是磁路呈现非线性的最直观体现,也是磁路优化过程中必须要采用非线性分析的根本原因。

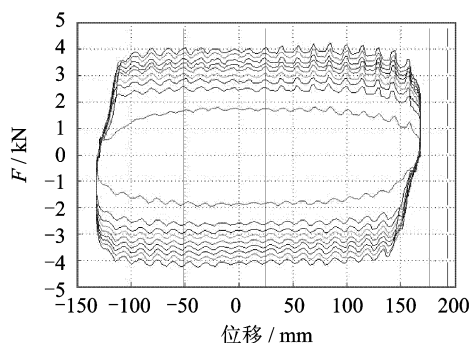


图10 阻尼力-位移关系曲线

5 结论

1) 设计具有“失效-安全”特性的叶片式MRFD,建立了阻尼力矩模型,分析了可调系数的影

响因素,为其设计提供了理论依据。

2) 采用将三维实体模型导入ANSYS 中进行非线性有限元计算分析的方法,建模快速简单,从模型和数据上保证了计算精度,能较为详细地查看磁场的分布情况,有助于实现MRFD的优化设计。

3) 经过仿真发现绕组的初始设计方案中,铁芯的磁感应强度已经达到了饱和,成为整个磁路的瓶颈,通过对绕组的优化,提高了缝隙处磁流变液的磁感应强度,增大了MRFD阻尼力矩的可调范围,使可调阻尼力矩部分在总阻尼力矩中所占比例增大,从而增大阻尼力矩的可调系数。

4) 铁芯直径对MRF阻尼器缝隙处的磁感应强度影响较为敏感,结合整个磁路中磁通量相等,可知铁芯的最小横截面积 S_1 与缝隙处磁流变液的有效磁感应面积 S_2 之比 $\sigma=S_1/S_2$ 应该作为该阻尼器设计中值得注意的一个参数,它决定了缝隙处磁流变液的磁感应强度的大小。同时,在有限的空间内应统筹好绕组的结构尺寸,使设计的磁路结构性能得到最大的发挥。

5) 磁路设计是MRF减振器研发的关键,不但要实现预设阻尼通道内MRF的控制,而且要尽量考虑对非预设缝隙泄露的MRF进行控制,这样可以增大阻尼器的可调倍数,保证阻尼器的工作稳定性。

6) 试验结果表明,设计的MRFD符合“fail-safe”设计原则,耗功能力好,性能稳定,满足实车应用的要求。

参 考 文 献

[1] Faramarz G, Kelso S P. Fail-safe magneto-rheological fluid dampers for off-highway, high-payload vehicles [J]. Journal of Intelligent Material System and Structures, 2000, 11(5): 395-406.

[2] Wray A C, Hoogterp F B, Garabedian S, et al. Magneto-rheological fluid semi-active suspension performance testing[R]. [S.l.]: U.S Army Tank-Automotive Research, Development and Engineering Center, 2003.

[3] 王洪涛,张进秋,冯占宗,等.叶片式减振器缝隙泄漏的理论分析和实验研究[J].哈尔滨工程大学学报,2007,28(增刊):197-201.

Wang Hongtao, Zhang Jinqiu, Feng Zhanzong, et al. An experimental study and theoretical analysis of gap-leakage flux of vane dampers [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2007, 28 (S): 197-202. (in Chinese)

[4] 张进秋,冯占宗,王洪涛.新型叶片式磁流变阻尼器结构设计[J].装甲兵工程学院学报,2008,22(1):28-33. Zhang Jinqiu, Feng Zhanzong, Wang Hongtao. Structure design of a new type of vane magneto-rheological fluid hydraulic damper [J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2008, 22 (1): 28-33. (in Chinese)

[5] Phillips R W. Engineering applications of fluids with a variable yield stress[R]. Berkeley, CA: University of California, 1969.

[6] 冯占宗.基于磁流变阻尼的履带车辆半主动悬挂系统研究[D].北京:装甲兵工程学院,2009.

第一作者简介:张进秋,男,1963年2月,教授、博士生导师。主要研究方向为智能材料与振动控制。曾发表《车用双筒盘形缝隙式磁流变液减振器阻尼特性实验研究》(《兵工学报》2009年第30卷第11期)等论文。

E-mail:zhangjq63@yahoo.com.cn

