

文章编号:1673-9981(2017)01-0043-04

# 新型回转穿越式减振底座结构的模型分析

杨运宇, 秦晓雄, 杨国法

合肥工业大学材料科学与工程学院, 安徽 合肥 230009

**摘要:**结合干摩擦理论和振动基本理论,建立了回转式干摩擦减振隔振系统的动力学模型,并结合几何原理和力学原理,利用 MATLAB 分析软件分析探讨了所设计回转主体的刚度,得出回转式减振底座刚度随位移、截面厚度变化的规律.针对回转式结构特点,创新设计了阻尼侧板与回转结构干摩擦耗能减振底座模型.

**关键词:**回转式;减振;刚度;MATLAB 分析

**中图分类号:** TB535.1

**文献标识码:** A

回转式结构是一种创新性的机械结构设计形式,它将多个部件的弹性元件和其支撑结构简化为单体结构,其具有良好的实际应用前景.回转式减振底座是一种利用干摩擦阻尼耗能原理实现减振隔振和减缓冲击的结构.各国学者对干摩擦减振系统进行了大量的研究,提出许多干摩擦减振系统理论模型,但是目前仍然没有十分完善的理论能准确的描述其物理过程特性,在众多的理论中最具有代表性的理论是理想干摩擦模型和迟滞弹簧干摩擦模型.

利用回转穿越式结构的特点,结合干摩擦阻尼耗能减振原理,设计出了一种回转式干摩擦阻尼减振底座.本设计通过调整侧面阻尼板的数量,可以设计出具有不同重量承载能力和不同动态特性的回转式减振底座<sup>[1]</sup>.图 1 为经过简化的回转式减振底座的结构示意图.

## 1 回转式减振底座性能分析的理论基础

### 1.1 回转式减振底座干摩擦阻尼动力学模型

回转式减振底座干摩擦阻尼动力学模型主要涉及的力有减振元件的弹性恢复力、金属粘性阻尼力及回转主体与阻尼侧板干摩擦阻尼力<sup>[2]</sup>,其中摩擦力与正压力成正比  $F_f = F_n \cdot \mu$ .分析回转式减振底座受力情况,其动力学模型见图 2.图 2 中  $f(k, y)$  为弹性恢复力,主要由结构产生的弹性形变提供; $c$  为金属粘性阻尼系数; $F_f$  为干摩擦阻尼力; $m$  为承载质量; $f(t)$  为外激励力.对回转式减振底座系统进行受力分析,其竖直方向单自由度振动微分方程可表

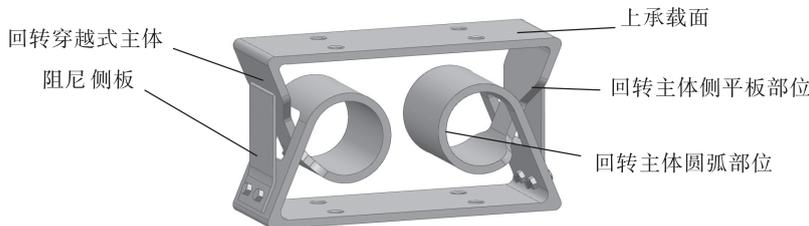


图 1 回转式减振底座三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of rotary vibration isolator

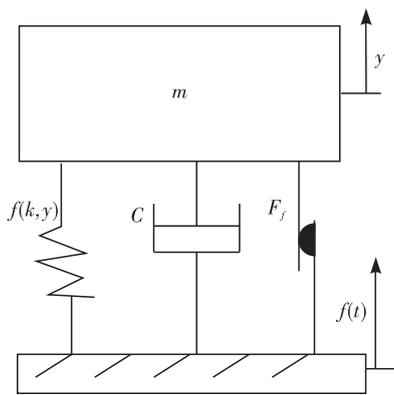


图2 回转式干摩擦阻尼减振隔振系统动力学模型

Fig. 2 Dynamics model of rotary dry friction damping vibration isolator vibration isolation system

示为  $my'' + cy' + ky + F_f \cdot \text{sgn}(y') = f(t)$ , 其中  $y''$  为竖直方向的加速度,  $y'$  为竖直方向的速度,  $y$  为竖直方向的位移,  $k$  为减振底座的刚度,  $\text{sgn}(y')$  为速度相关的符号函数. 在已知上述方程中相关参数的情况下, 可以很方便计算出回转式减振底座在不同外激励力作用下的动态响应.

## 1.2 回转主体结构刚度分析

减振底座的主要变形部位为圆弧回转部位与侧平板部位, 上下两个承载面的变形主要是竖直方向上的平动, 其变形对整体刚度的影响可忽略, 而侧平板部位变形相对较小, 故影响整个减振结构刚度的主要是回转穿越式圆弧的刚度和强度. 将该圆弧部位简化为等效截面的圆弧板片状弹簧, 其受力情况如图3所示, 几何结构如图4所示.

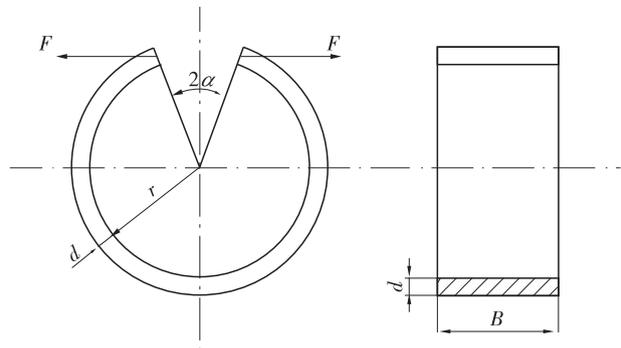


图3 回转穿越式圆弧受力分析

Fig. 3 Rotary arc force analysis

参考弹簧设计手册可知圆弧状板片弹簧的刚度计算公式. 若缺口处的作用力为  $F$ , 则该处的变形为  $f = [2Fr^3 / EI] \{ [\pi - \alpha](\cos^2 \alpha + 1/2) + 3\sin(2\alpha)/4 \}^{[3]}$ ,

该圆弧板片弹簧的刚度为  $k = \frac{F}{f} = EI / \{ r^3 [(\pi - \alpha)(\cos^2 \alpha + 1/2) + 3\sin(2\alpha)/4] \}$ , 其中  $E$  为材料的弹性模量,  $I$  为惯性矩,  $\alpha$  为圆弧段的张角. 当回转主体的材料和结构确定时, 弹性模量和惯性矩为常数, 而回转穿越结构圆弧段的张角与竖直方向上的位移有关, 也就是说与外载荷激励有关. 为了确定  $\alpha$ , 需要对其进行几何分析.

当减振底座在设计的名义载荷下服役时, 假设侧平板部位为刚性, 只有回转圆弧部位发生形变, 则回转主体结构的几何变形可近似地认为是线性变化<sup>[4]</sup>. 图4为回转主体的几何简化示意图. 从图4可见, 线段AB和CD为回转减振底座与侧板接触的平板部位, 长度为  $L$ , 弧AC为回转圆弧部位, 弧长为  $m$ , 半径为  $r$ , 图中的  $\theta$  为张角的一半, 回转式底座高度的一半为  $y$ .

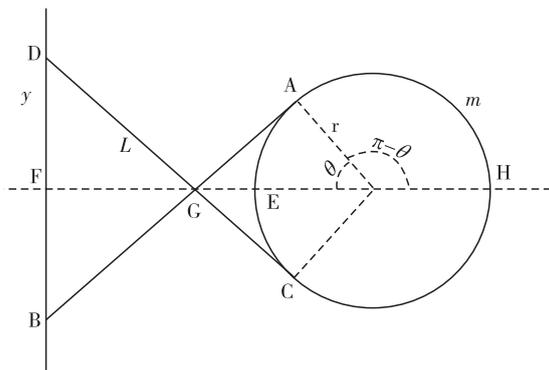


图4 回转主体几何结构示意图

Fig. 4 Geometric structure diagram of rotary body

由图4有如下几何关系式:

$$\left. \begin{aligned} \frac{m}{2} &= r \cdot (\pi - \theta) \\ r &= \frac{m}{2(\pi - \theta)} \\ AG = OG &= r \cdot \tan \theta \\ OG &= \frac{r}{\cos \theta} \\ \frac{y}{r} &= \frac{GB}{OG} \\ GB &= L - r \cdot \tan \theta \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

求解式(1), 可得到回转主体结构上端面点至回转圆心的距离  $y$  与张角  $\theta$  的函数关系式<sup>[5]</sup>.

$$y = (L - r \cdot \tan \theta) \cdot \cos \theta = L \cdot \cos \theta - \frac{m \cdot \sin \theta}{2(\pi - \theta)} \quad (2)$$

回转主体结构上端面点至回转圆心的距离  $y$  与张角  $\theta$  的函数关系式如下,在回转主体变化的张角范围内,  $\Delta y$  和  $\theta$  是一一对应的,即垂直方向上的位移  $2\Delta y$  是回转圆弧部位的张角  $2\theta$  函数。

$$\Delta y = \frac{dy}{d\theta} = y_{\theta}'$$

$$= -L \sin\theta - \frac{m(\pi - \theta) \cdot \cos\theta + m \cdot \sin\theta}{2(\pi - \theta)^2} \quad (3)$$

## 2 回转主体结构 MATLAB 分析

为了进一步研究减振结构的刚度,需要设计一个有确定尺寸的回转式主体结构,即建立一个确定的模型,运用数学计算软件 MATLAB 对该模型的相关参数进行分析<sup>[6]</sup>。为此,设计了特定尺寸的回转式主体结构(图 5)。

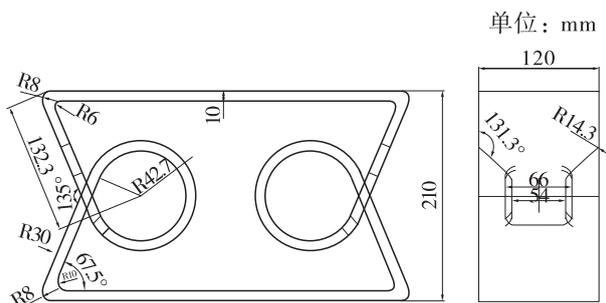


图 5 回转主体结构尺寸图

Fig. 5 Dimensions of rotary structure

在不考虑侧平板部位变形情况下,回转主体结构上端面点至回转圆心的距离满足式(2)关系。当回转主体受到向下作用力时,张角变大,为了研究距离与张角的具体关系,对张角在  $45 \sim 55^\circ$  范围进行 MATLAB 数值计算,得出上端面至回转中心距离  $y$  与  $\theta$  的数值关系(图 6)。从图 6 可见:随着张角的增大,回转结构上端面至中心的距离减小;位移绝对值增大,位移是随张角变化的函数。

圆弧形板片状弹簧的刚度是张角  $\alpha$  的函数( $\alpha = \theta$ )。结合回转式主体结构的特点,在分析刚度时假设侧平板部分为刚性,只有回转圆弧发生弹性变形,改变不同的截面厚度可得到不同的刚度。对于上述特定尺寸的回转式主体结构,利用 MATLAB 分析计算截面厚度分别为 10, 12 和 14 mm、张角在  $45 \sim 55^\circ$  范围内,回转式主体结构的刚度变化情况(表 1)。

万方数据

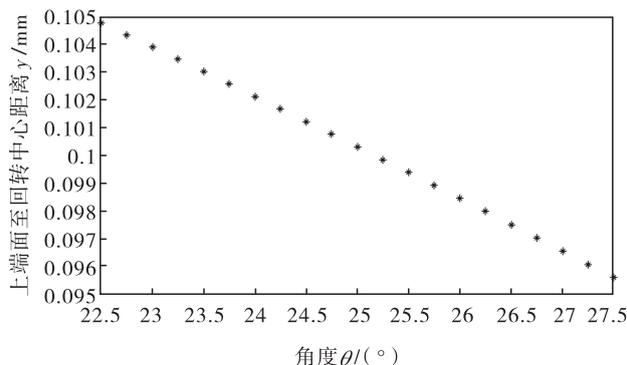


图 6 张角与距离关系图

Fig. 6 Expand angle and distance relationship diagram

表 1 不同截面厚度的平均刚度

Table 1 Average stiffness of different section thickness

截面厚度/mm	平均刚度/(N · mm <sup>-1</sup> )
10	2484.23
12	4292.75
14	6816.73

由表 1 可知,截面厚度增大,刚度显著增大。MATLAB 分析表明,回转式主体结构的刚度与位移及截面厚度有关。

减振器主体回转部分与阻尼侧板的几何关系及受力如图 7 所示。图中 NM 为阻尼侧板竖直部位, M 点处为阻尼侧板与回转主体螺栓连接平面的位置, N 点为阻尼侧板与回转主体摩擦接触点。当回转主体上表面在外激励作用下产生位移  $\Delta y$  时,由于阻尼侧板下端约束固定,上端与回转主体发生滑动摩擦,此时阻尼侧板在回转主体作用下发生变形,变形量设为  $\delta$ 。  $F_n$  为回转主体对阻尼侧板的法向接触力,其可分解为 X 方向的分力  $F_{nx}$  和 Y 方向的分力  $F_{ny}$ 。设阻尼侧板竖直板长度为  $h$ ,在回转主体的作用下发生弹性变形,且为小变形。结合图 7 中的几何关系可知,阻尼侧板横向的变形量为  $\delta = h \cdot \sin\Delta\varphi$ 。为了便于分析计算, N 点的横向刚度可设为垂向位移  $y$  的函数,即 N 点的横向恢复力为  $F_{nx} = (\delta k(y))$ ,  $k(y)$  为横向刚度;  $F_{ny}$  可表示为  $F_{ny} = F_{nx} \cdot \tan\theta = F(\delta, k(y)) \cdot \tan\theta$ ,法向接触力  $F_n$  表示为  $F_n = \frac{F_{nx}}{\cos\theta} = \frac{F(\delta, k(y))}{\cos\theta}$ ,摩擦接触力表示为  $F_f = \mu \cdot f_n = \mu \cdot \frac{F(\delta, k(y))}{\cos\theta}$ ,  $\mu$  为摩擦系数。

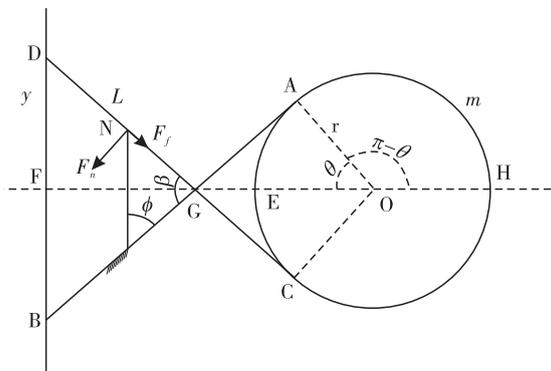


图7 阻尼侧板受力示意图

Fig. 7 Schematic diagram of damping plate force

对以上结构的分析可知:阻尼侧板的横向变形量  $\delta$  和横向刚度  $k(y)$  都是减振底座竖直位移变化量的函数;阻尼侧板的摩擦接触力与竖直方向上的分力都是减振底座竖直位移变化量的函数<sup>[7]</sup>。

阻尼侧板  $y$  方向受到的合力由变形引起的法向接触力分力  $F_{ny}$  和摩擦力  $y$  方向分力组成。对于整个回转减振底座而言,由两片阻尼侧板组成,合力为两块侧板相加。若已知横向恢复力,便可求得阻尼侧板对回转主体作用力的合力,即振动微分方程中的  $F_f \cdot \text{sgn}(y')$  项。

### 3 结论

(1)运用干摩擦理论结合振动的基本理论,分析并建立了回转式干摩擦减振隔振系统动力学模型,

其特征是回转主体提供主要刚度,两侧阻尼侧板提供干摩擦阻尼。最终确定了回转式减振底座竖直位移方向上单自由度振动微分方程  $my'' + cy' + ky + F_f \cdot \text{sgn}(y') = f(t)$ 。

(2)利用几何分析和力学分析结合的方法探讨了回转主体的刚度,参考结合板片状弹性元件计算刚度公式,利用 MATLAB 软件分析,得出回转式减振底座刚度随位移、截面厚度变化而改变的结论。同时,分析了阻尼侧板在整个回转式减振底座中的受力情况。

### 参考文献:

- [1] 王东衡. 金属簧片阻尼隔振器动态特性分析与优化设计[D]. 无锡市:江南大学, 2011.
- [2] 王彬. 振动分析及应用[M]. 北京:海潮出版社, 1992.
- [3] 秦大同,谢里阳. 弹簧设计[M]. 北京:化学工业出版社, 2013.
- [4] NACIVET S, PIERRE C, THOUVEREZ F, et al. A dynamic lagrangian frequency-time method for the vibration of dry-friction-damped systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 265(1): 201-219.
- [5] 田海燕. 静电除尘器阳极振打系统的非线性分析[D]. 郑州:郑州大学, 2010.
- [6] 郝整清,石辛民. 基于 MATLAB 的实用数值计算[M]. 北京:清华大学出版社, 2006.
- [7] 王东衡,石秀东. 金属簧片阻尼隔振器性能分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(5): 263-266.

## Design and research on a new type of rotary traverse structure of damping base

YANG Yunyu, QIN Xiaoxiong, YANG Guofa

School of Materials Science and Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

**Abstract:** Combined with the theory of dry friction and the basic theory of vibration, a dynamic model of rotary dry friction vibration isolation system was established. Utilized the geometrical and mechanical principle, the main body of the design of the rotary stiffness was analyzed by MATLAB software. In addition, the rotary damper stiffness with base displacement and section thickness variation for rotary structure was also considered. analyzes the main body of the design of the rotary stiffness analysis using MATLAB software, the rotary damper stiffness with base displacement, section thickness variation for rotary structure. In view of the characteristics of the rotary structure, the energy dissipation model of dry friction damping base plate and rotary structure was designed creatively.

**Key words:** rotary; vibration; rigidity; MATLAB software