

弹性波纹环减振轴承设计与分析

武洪凯, 吴承伟

(大连理工大学 工程力学系 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024)

摘 要: 设计了一种圆周周向呈现正弦波纹状的弹性圆环轴承阻尼器, 与滚动轴承耦合到一起, 实现轴承减振吸能功能。建立了弹性波纹环减振轴承的力学模型, 利用有限元方法对该减振轴承进行力学性能分析, 研究了弹性波纹环几何参数对其应力分布和径向压缩刚度的影响以及弹性波纹环的减振吸能效果。结果表明: 与弹性凸台环比较, 弹性波纹环的应力分布有了很大改善, 在给定工况下, 最大 Mises 应力从 1 356 MPa 降低到 464 MPa, 应力减小了 64%, 消除了应力集中现象; 弹性波纹环的厚度、波纹周期数和弹性环直径对弹性环的应力和刚度影响显著。弹性波纹环的引入大幅度降低了轴承在振动冲击时受到的冲击力。

关 键 词: 弹性波纹环; 有限元分析; 应力集中; 应力分布; 减振效果

中图分类号: V231.92; TH133

文献标志码: A

Design and analysis of damping bearing with elastic waved ring

WU Hongkai, WU Chengwei

(State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment,

Department of Engineering Mechanics,

Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China)

Abstract: An elastic ring bearing damper with sinusoidal corrugated shape was designed, and also coupled with rolling bearing to realize the function of vibration absorption and energy absorption. The mechanical model of elastic waved ring damping bearing was established, and damping bearing was analyzed by finite element method. Influences of geometric parameters of elastic waved ring on the stress distribution, radial compression stiffness, vibration reduction, and energy absorption were studied. Results indicated that stress distribution of elastic waved ring was greatly improved compared with the stepped elastic convex ring. In a given working condition, the maximum Mises stress was decreased by 64% from 1 356 MPa to 464 MPa as stress concentration phenomenon was eliminated. Thickness of elastic ring, wave period and diameter of elastic ring all had significant influences on the stress and stiffness. Elastic waved ring also greatly reduced the impact force of the bearing under vibration impact.

Keywords: elastic waved ring; finite element analysis; stress concentration; stress distribution; damping effect

转子系统是航空发动机、燃气轮机等装置的核心结构, 工作中转子系统的减振是这类装置的一个关键问题。在转子系统中, 轴承是支撑转子

系统转动并影响转子振动的重要部件。随着各类机械转子系统转速不断提高, 轴承-转子系统的振动问题日渐突出, 越来越多的学者开展了对轴承

收稿日期: 2021-08-12

基金项目: 国家自然科学基金-辽宁联合基金(U1908233)

作者简介: 武洪凯(1997—), 男, 硕士生, 主要从事挤压油膜数值模拟及减振轴承的研究。

通信作者: 吴承伟(1957—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事摩擦学、工程力学、生物力学和制造工艺力学方面的研究。

E-mail: cwu@dlut.edu.cn

引用格式: 武洪凯, 吴承伟. 弹性波纹环减振轴承设计与分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(2): 482-490. WU Hongkai, WU Chengwei. Design and analysis of damping bearing with elastic waved ring[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(2): 482-490.

及其转子系统减振的研究^[1-7]。转子系统的振动控制有许多方法,例如:①主动磁悬浮技术,这种磁轴承具有不接触、无摩擦、无润滑、无密封、低功耗、支承力可控可调等特点;②挤压油膜阻尼器,它具有结构简单、体积小、质量轻等优点,可以有效降低转子振动幅值;③电流变技术,可以通过电场改变阻尼器中液体黏度,从而调节阻尼^[8]。而挤压油膜阻尼器是轴承减振目前应用较为普遍的一种方法,它提供的阻尼可以在转子系统经过临界转速发生共振时有效地抑制振动。如今,除了传统形式的挤压油膜阻尼器,学者们也在研究各种新型阻尼器,比如整体式挤压油膜阻尼器^[9],弹性环式挤压油膜阻尼器^[10-11],并分析各种挤压油膜阻尼器的减振特性^[12-13],临界转速的特性^[14]以及响应的分岔情况^[15]。

目前普遍研究的是凸台形式的弹性环挤压油膜阻尼器,它有着抑制共振振幅、调节临界转速的功能^[16],王震林等通过控制方程研究了其动力特性系数^[17],Han、Zhang等研究了该种阻尼器的动力特性及减振情况^[18-19]。但是凸台式弹性环在凸台台阶处有明显的棱角和形状突变,应力集中较大,影响了使用寿命^[20]。一般可以通过过度圆角方式减小应力集中现象,但是由于其凸台高度很小,圆角过渡程度有限,所以应力集中的处理效果不明显。因此,本文对凸台式弹性环挤压油膜阻尼器进行改进,将凸台形式改为波纹形状,弹性环在形状上光滑连续,没有形状突变,很大程度消除了应力集中情况,并且波纹状的油膜可以挤压更加充分,得到更大的油膜阻尼,更加有效地抑制共振。因此,对于这种形式的减振轴承,要重新探究其弹性环的应力和刚度情况以方便减振轴承结构的设计。本文建立了弹性波纹环减振轴承的力学分析模型,通过有限元数值模拟对其进行力学分析,研究了弹性环几何参数对弹性波纹环应力和刚度的影响规律,并分析了减振轴承在冲击时的减振效果。

1 减振轴承结构

以前普遍研究的弹性环式挤压油膜阻尼器减振轴承的结构如图1(a)、图1(b)所示,在轴承的外圈增加了含有弹性环结构的挤压油膜。弹性环的内外侧存在相互交错的凸台结构,内外凸台分别与轴承外圈和附加外套接触。嵌入的弹性环可以看作一种弹性支承,对轴承起到支撑作用,而弹性环内外两侧交替分布的油膜则可以在径向冲

击挤压过程中提供阻尼力。然而,这种形式的弹性环存在着比较明显的阶梯凸台,在轴承振动过程中会有明显的应力集中现象,长期工作时很容易导致弹性环疲劳破坏从而使结构失效。

本文设计的弹性波纹环如图1(c)所示,将弹性环设计为三角函数波纹周期形状的弹性环。其独特的形状,加上其作为减振轴承中重要的弹性元件,对加工精度有一定要求,因此精密加工有一定难度。由于其形状是波纹状,所以弹性环仍然是一个光滑的整体,没有明显的棱角,几何参数任意可调,可以消除应力集中现象,使最大等效应力大幅度降低。而弹性波纹环两侧存在大量的变厚度油膜间隙,可以起到多级阻尼的效果。由于在弹性波纹环与轴承接触处阻尼油膜厚度连续减小,直至达到固液混合接触状态。当受到大速度冲击时,混合接触区液体压力迅速增大,接触区的固体接触压力减小,从而增大了系统阻尼效果。本文重点研究图1(c)中的弹性波纹环的应力变化和刚度特征。

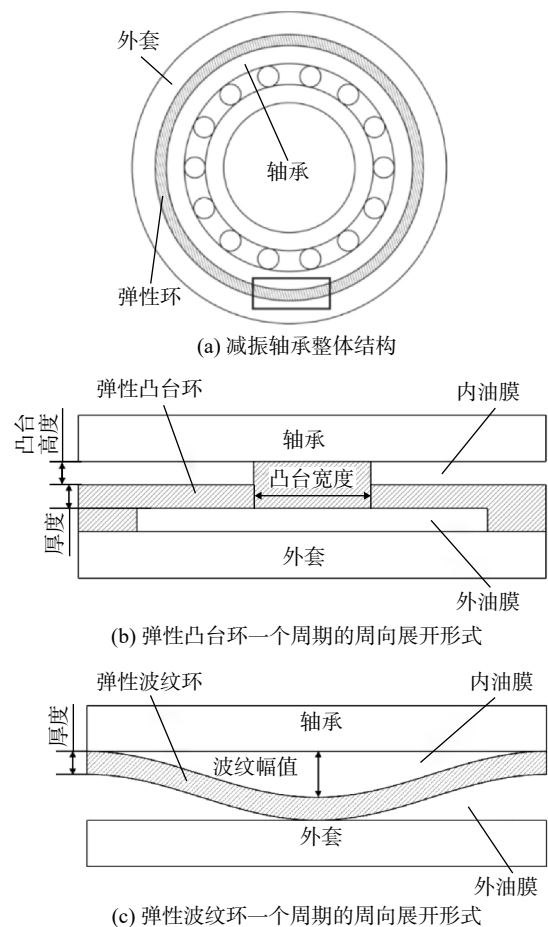


图1 减振轴承结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of damping bearing

2 有限元模型建立

2.1 减振轴承几何模型

本文采用有限元分析技术对减振轴承进行仿真计算,主要考察弹性波纹环的力学性能,为了简化模型,内部的标准轴承不需要建立完整的模型,只需要给出轴承的外圈结构。弹性波纹环的形状是由三角函数波纹曲线决定的,其三角函数表达式为

$$r = r_0 + \frac{a}{2} \cos(n\theta) \quad (1)$$

其中 r 表示组成弹性环轮廓线的波纹曲线各位置的半径, r_0 表示波纹曲线平均半径, a 表示波纹幅值,即波峰波谷间距, n 表示波纹周期数, θ 表示波纹曲线上一点与基准线的夹角度数。

减振轴承以 7005C 角接触球轴承为基础进行设计,弹性环的内径和宽度是根据 7005C 轴承的尺寸来确定的。之后经过多组预先计算确定出使弹性环压平时应力相对较小的幅值、周期数和厚度的尺寸,其具体的几何尺寸如表 1 所示。这里弹性波纹环的内径与内部轴承的外径相同,外套的内径与弹性波纹环的外径相同,最终得到的减振轴承模型如图 2 所示。减振轴承中,弹性波纹环的材料是 60Si2Mn 弹簧钢,轴承和外套的材料为 GCr15 轴承钢,其具体参数如表 2 所示。

表 1 减振轴承几何参数

Table 1 Damping bearing geometric parameters

几何参数	数值
弹性环内径 D /mm	47
轴承外圈外径 D_w /mm	47
轴承外圈内径 D_n /mm	39.9
波纹幅值 a /mm	0.1
波纹周期数 n	8
弹性环厚度 t /mm	2.0
减振轴承宽度 B /mm	12
附加外套厚度 L /mm	3

2.2 模型网格划分

模型中,弹性环与轴承以及弹性环与外套都存在着接触,所以单元类型要尽量选择 1 阶线性单元。同时,弹性波纹环是减振轴承的主要承载部件,其变形以弯曲变形为主。而弯曲变形在使用 1 阶减缩积分单元时存在沙漏现象,使用 1 阶完全积分单元时又存在剪力自锁的现象,都需要细化网格来提高精度。但是,非协调单元可以避免这两种现象的发生,在单元形状畸变很小的六面体单元中,用较少的网格数量就可以得到较高

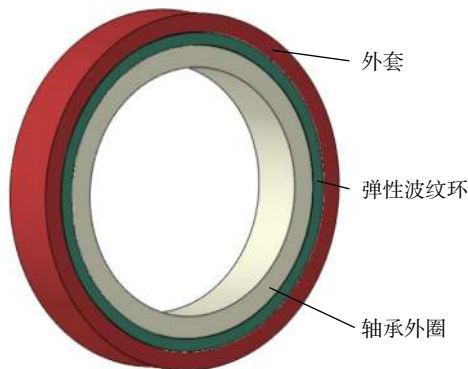


图 2 减振轴承有限元模型

Fig. 2 Finite element model of damping bearing

表 2 材料参数

Table 2 Material parameter

参数	60Si2Mn 弹簧钢	GCr15 轴承钢
弹性模量/GPa	206	208
泊松比	0.3	0.3
密度/(kg/m ³)	7 850	7 800
屈服极限/MPa	1 497	518

精度的结果^[21]。所以模型网格的单元类型选择线性六面体非协调单元,在 ABAQUS 中为 C3D8I 单元类型。减振轴承的网格划分情况如图 3 所示,其中的弹性波纹环网格数量约为 48 000 个。

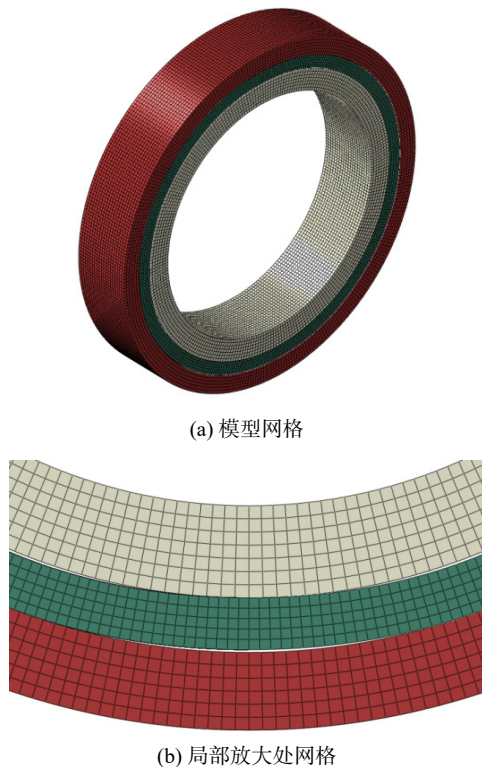


图 3 减振轴承有限元网格

Fig. 3 Finite element mesh of damping bearing

2.3 边界条件及载荷施加

在实际应用中, 减振轴承的外套是放入轴承座当中, 因此, 外套的外表面设置为完全约束。同时, 弹性波纹环在工作中受到的是轴承外圈的挤压, 因此, 轴承外圈和弹性环都不会发生转动也没有轴向运动。所以, 对轴承外圈和弹性环施加轴向位移约束和周向的转动约束。这样, 减振轴承整体的边界条件施加完毕。

在后续的工作中, 主要探究减振轴承在两种不同形式的载荷下弹性波纹环的应力和刚度情况。因此, 该减振轴承有两种不同形式的载荷: 位移载荷和力载荷。减振轴承对于位移载荷的施加相对比较简单, 只需要在内部轴承外圈外表面施加所需的位移即可。而对于力载荷的施加则需要经过一些计算得到等效载荷。实际的载荷是通过轴上的载荷传递到轴承上的, 而本文中的减振轴承为了简化模型, 只建立了内部轴承的外圈。因此需要通过赫兹接触理论, 将滚珠作用在轴承外圈的载荷求解出来, 将其施加到模型中的轴承外圈相应位置。等效载荷的求解如图4所示, 根据赫

兹接触理论的相关公式^[22], 可以得到滚珠作用于轴承外圈的等效载荷之间的关系式:

$$Q_i = Q_1 \cos^{\frac{3}{2}} \varphi_i \quad (2)$$

$$F = Q_1 + \sum Q_i \cos \varphi_i \quad (3)$$

其中 F 表示所施加的竖向总载荷, Q_i 表示施加在轴承外圈的等效载荷, i 表示轴承下半部的第 i 个滚动体。

3 弹性波纹环应力和刚度分析

3.1 弹性波纹环与凸台阶梯环应力比较

为了研究弹性波纹环减振轴承相对于弹性凸台环对于应力集中现象的改善效果, 对相同尺寸的弹性波纹环和弹性凸台环进行仿真计算。这里, 弹性波纹环减振轴承的具体尺寸选择表1中的参数, 弹性凸台环减振轴承中各尺寸与波纹环相同, 凸台高度对应波纹幅值为 0.1 mm, 厚度为 2 mm, 周期数为 8, 凸台宽度为 2.5 mm。载荷形式为位移载荷, 轴承外圈向下挤压 0.05 mm 的距离。仿真计算得到的结果如图5所示。本文只是为探究弹性环应力改善情况以及变化规律, 因此, 为了简化计算流程, 不考虑材料的实际力学行为, 假设材料不会进入塑性阶段, 认为材料只有弹性变形。

图5(a)是弹性凸台环在 0.05 mm 挤压位移下的 Mises 应力分布云图, 其最大应力是 1 356.2 MPa, 位于凸台的棱角部位, 是明显会发生应力集中的区域。在图5(b)中可以看到, 凸台只在棱角处附近有着很小一部分的高应力区域, 这一部分发生应力集中的区域在轴承振动的过程中很容易发生破坏从而导致减振轴承整体的失效。

图5(c)是弹性波纹环在 0.05 mm 挤压位移下的 Mises 应力分布云图, 在相同载荷的情况下, 弹性波纹环的最大 Mises 应力为 494.39 MPa。其最大应力比弹性凸台环的最大应力降低了 64%, 并且从弹性波纹环的应力分布可以看出, 弹性波纹环在挤压过程中没有出现明显的应力集中现象, 应力分布连续性很好。所以, 对于本文设计的减振轴承, 其改进后的弹性波纹环应力分布结果相比弹性凸台环有了显著的改善, 可以在很大程度上避免应力集中现象的发生。

3.2 几何参数对弹性波纹环应力和刚度的影响

为了使减振轴承能够更好地应用于实际工程中, 要了解弹性波纹环应力和承载能力的变化情

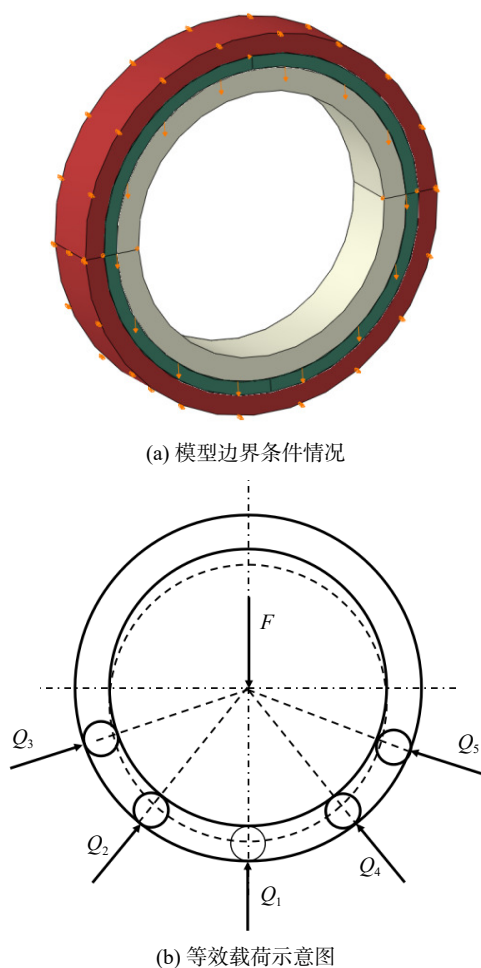
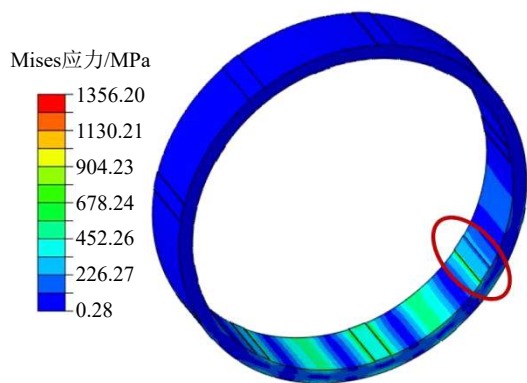
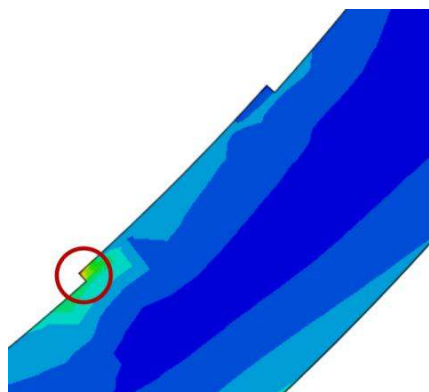


图4 边界条件和载荷

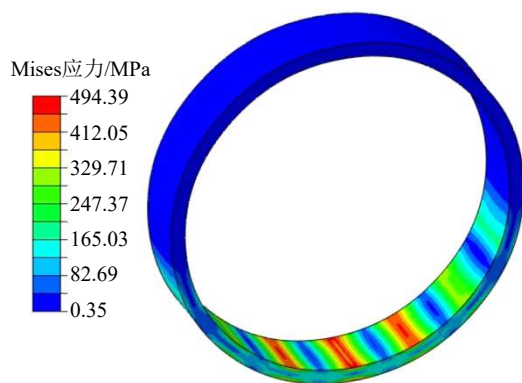
Fig. 4 Boundary conditions and loads



(a) 弹性凸台环应力分布



(b) 凸台处局部放大图



(c) 弹性波纹环应力分布

图 5 弹性环 Mises 应力分布

Fig. 5 Mises stress distribution of elastic ring

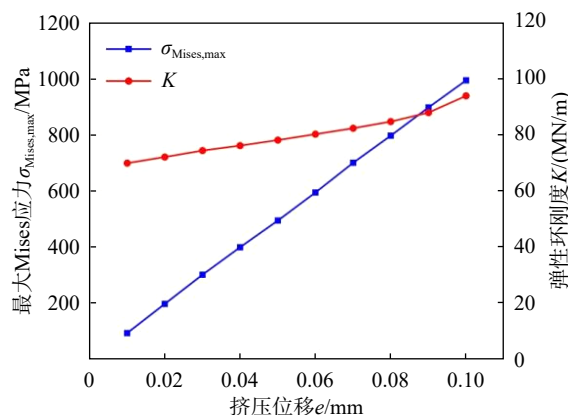
况。因此要研究不同几何参数对弹性波纹环应力和刚度的影响情况。本文中的弹性环刚度 K 如下定义:

$$K = \frac{F}{e} \quad (4)$$

其中 e 表示轴承外圈沿载荷方向的位移。

图 6 是挤压位移对弹性波纹环应力和刚度的影响情况。从图中可以看出,弹性环的应力随着挤压位移的增加而增加,这是由于挤压位移的增加使弹性波纹环所承受的载荷增加,从而导致弹性波纹环弯曲变形过程中的局部弯矩增加,最终

导致其应力增加。并且应力与挤压位移呈线性关系,这种线性关系使弹性波纹环在设计过程中更容易调整其极限挤压位移;而弹性环的刚度同样随着挤压位移的增加而略有增加,增加的幅度很小,因此,在对弹性环进行粗略设计时,为了计算简单,可以认为弹性环刚度在挤压过程中近似不变的值,这给工程设计带来了很多方便。

图 6 $a=0.1$ mm、 $n=8$ 、 $t=2$ mm、 $D=47$ mm 时弹性环应力和刚度随位移变化曲线Fig. 6 Curve of stress and stiffness of elastic ring with displacement when $a=0.1$ mm, $n=8$, $t=2$ mm, $D=47$ mm

首先研究了在恒定位移载荷作用下的各个几何参数对于弹性环应力和刚度的影响情况。图 7(a) 是弹性环应力和刚度随弹性环厚度变化的曲线。从图中可以看出,弹性环的应力和刚度都随着厚度的增加而增加,并且弹性环厚度越大,刚度的增加越显著,而应力的增加则逐渐缓慢。这是因为弹性环厚度的增加使弹性环在弯曲时截面的惯性矩增加,从而导致刚度的增加。图 7(b) 是弹性环应力和刚度随波纹周期数的变化曲线。从图中可以看到,弹性环的刚度随着波纹周期数的增加而增加。这是因为随着周期数的增加,一个周期内的弹性环长度逐渐变小,这使得一个周期内的弹性环的弯曲刚度增加,从而使弹性环整体的刚度变大。而弹性环的应力也随着波纹周期数的增加而线性增加。图 7(c) 表示波纹幅值对弹性环应力和刚度的影响情况。由于波纹幅值代表了弹性环可以被挤压的极限位移,因此在研究波纹幅值的影响情况时,给出了两种不同的位移载荷形式,一是位移载荷为固定值 $e=0.05$ mm,二是位移载荷为波纹幅值的一半 $e=0.5a$ 。从图中可以看出,当 $e=0.05$ mm 保持不变时,波纹幅值的改变对弹性环应力没有影响;当 $e=0.5a$ 时,弹性环应力随波纹幅值的增加而线性增加,这里弹性环应力的

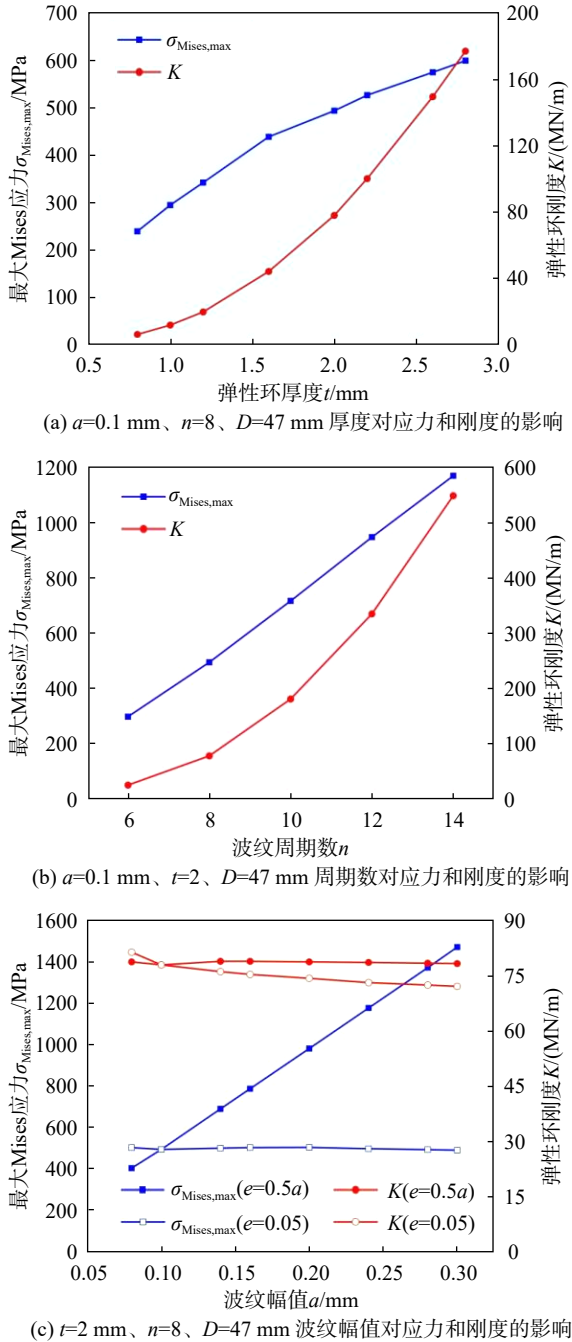


图7 $e=0.05$ mm 恒定位移时各几何参数对弹性环应力和刚度的影响

Fig. 7 Influence of geometric parameters on stress and stiffness of elastic ring at $e=0.05$ mm constant displacement

增加是由于波纹幅值的增加导致挤压位移增加,从而使弹性环应力增加。所以,在恒定挤压位移的情况下,波纹幅值对弹性环应力没有影响。对于压缩刚度,当 $e=0.5a$ 时,波纹幅值没有影响;当 $e=0.05$ mm 固定时,弹性环刚度随着波纹幅值的增加而略有减小,这是因为当挤压位移保持不变而波纹幅值增加时,其效果相当于波纹幅值不变而挤压位移减小,因此弹性环刚度会有小幅度的

减小,但是影响程度很小。所以,整体来说,在挤压位移恒定的情况下,波纹幅值对弹性环应力和刚度都没有太大的影响。

讨论轴承尺寸对弹性环应力和刚度的影响情况,即当轴承型号不同时导致的弹性环直径的改变所造成的影响。此时弹性环的其他尺寸固定,厚度 $t=1$ mm,幅值 $a=0.1$ mm,周期数 $n=8$ 。图8是弹性环直径对弹性环应力和刚度的影响情况。为方便比较,有限元计算时不同型号的轴承其宽度都取表1中的减振轴承宽度 $B=12$ mm。从图中可以看出,随着弹性环直径的增加,弹性环的应力和刚度都在减少,并且减小速度逐渐变缓。这是因为当弹性环的直径增加时,弹性环的周长增加,在一个周期内的长度也增加,从而导致弹性环的刚度降低。所以,弹性环的直径对弹性环的应力和刚度有着显著的影响。

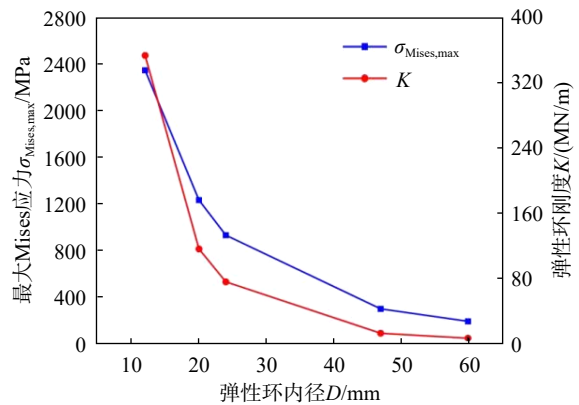
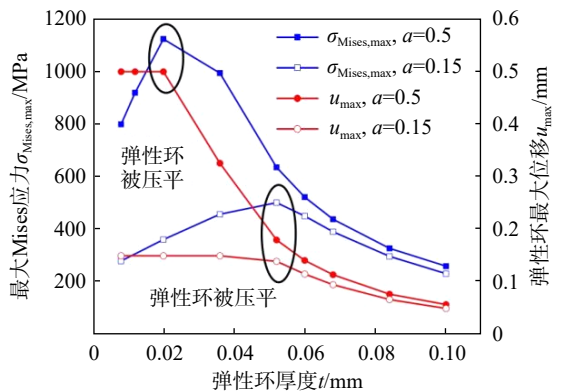
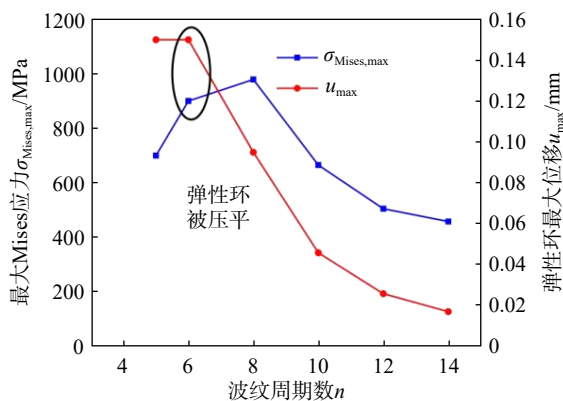


图8 $a=0.1$ mm、 $t=1$ mm、 $n=8$ 尺寸下 $e=0.05$ mm 恒定位移时弹性环内径 D 对应力和刚度的影响

Fig. 8 Influence of inner diameter D of elastic ring on stress and stiffness at $e=0.05$ mm constant displacement when $a=0.1$ mm, $t=1$ mm, $n=8$

研究了在恒定力载荷作用下弹性环厚度和周期数对弹性环应力的影响。图9(a)是弹性环应力和位移在不同波纹幅值下随厚度的变化曲线。从图中可以看出,弹性环的应力随着弹性环厚度的减少先增加再减小,而位移随着厚度的减小先增加之后保持不变。这是由于厚度减小会导致弹性环的刚度减小,在恒定力载荷的情况下,弹性环的位移会不断增加,当位移增加到与波纹幅值相等后,就会达到弹性环的位移极限,弹性环被压平,之后位移将保持不变。而当位移不变时再减小弹性环的厚度,相当于恒定位移情况下减小弹性环厚度,此时弹性环应力会随着厚度减小而减小。图9(b)是波纹周期数对弹性环应力和位

(a) $n=8$ 、 $D=47$ 时厚度对应力和位移的影响(b) $a=0.15$ 、 $t=2.2$ 、 $D=47$ 时周期数对应力和位移的影响图 9 $F=8\ 000\text{ N}$ 恒定力载荷时各几何参数对弹性环应力和位移的影响Fig. 9 Influence of geometric parameters on stress and displacement of elastic ring at constant force load $F=8\ 000\text{ N}$

移的影响。从图中可以看出,弹性环的应力随着波纹周期数的减小先增加后减小,位移随着周期数的减小先增加后不变。其原因与厚度因素的情况一样,周期数减小导致弹性环刚度减小。

4 振动冲击性能分析

为了研究减振轴承的减振效果,对设计的减振轴承的振动冲击性能进行分析。减振轴承中轴承型号仍是 7005C 角接触球轴承,弹性波纹环具体尺寸如表 1 所示,其中为了模拟真实振动冲击的情况,将模型中内部轴承和轴作为一个整体,如图 10 所示。由于减振轴承中的弹性环可以构成挤压油膜阻尼器,所以减振轴承可以在振动冲击的过程中引入阻尼,本文在减振轴承振动冲击过程中设定其阻尼系数 $c=4\ 000\text{ N/m}\cdot\text{s}$ 。

本文研究了不同情况下轴承冲击时所受反力的响应情况。其具体工况为:轴承和轴的总质量为 6.74 kg ,以 100 mm/s 的初速度向下冲击,研究

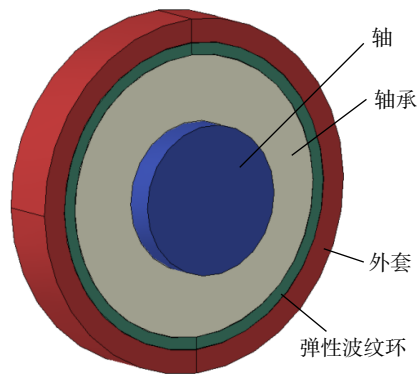


图 10 振动冲击模型

Fig. 10 Vibration-impact model

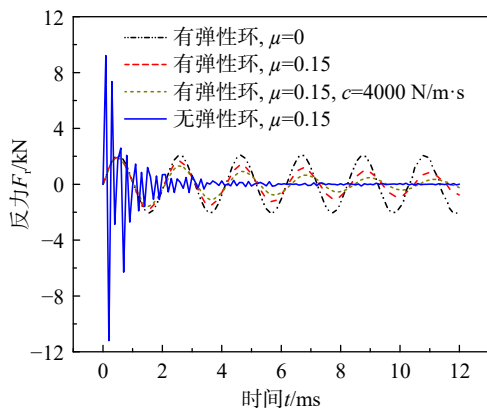


图 11 冲击过程反力响应

Fig. 11 Response of reaction force in impact process

12 ms 内轴承受到的冲击力变化情况。图 11 给出了无弹性环和有弹性环时减振轴承中轴承在冲击时承受的反力变化情况。从图中可以看出,在无弹性环时,轴承在赋予一个初速度后,会迅速与轴承座发生冲击,冲击力在很短的时间内达到一个峰值 $9\ 210\text{ N}$,之后经过高频振荡冲击力逐渐趋于 0 N ;而在加入弹性环后,冲击力增加到峰值相对缓慢一些,并且冲击力的峰值相对无弹性环的情况其峰值小了很多,约为 $2\ 000\text{ N}$ 。所以,当轴承以一定的初速度冲击时,加入弹性环的减振轴承可以有效降低轴承受到的冲击力,减振轴承可以起到缓冲作用。

同时,图 11 也给出了加入弹性环后,弹性环与轴承和外套之间是否考虑摩擦、是否考虑油膜阻尼的情况下反力响应的差异,图中 μ 表示弹性环与轴承和外套之间的摩擦因数, c 表示阻尼系数。可以看到,随着摩擦和阻尼的引入,反力在振动中会不断的衰减,说明减振轴承中存在着能量耗散,可以在轴承振动过程中消耗一部分外界激励振动的能量,起到减振阻尼器的作用。

整体来说, 由于弹性波纹环的引入, 首先它为轴承加入了一缓冲装置, 轴承在振动冲击时其受到的冲击力可以大幅度减小, 这对轴承自身起到了一定保护作用, 同时也可以振动过程中降低噪声。其次, 弹性波纹环的存在使减振轴承构成一个变膜厚的挤压油膜阻尼器。阻尼的引入使减振轴承在振动过程中可以消耗一部分外来激励能量, 起到减振阻尼器的作用。同时, 阻尼的存在可以使轴承在工作时经过临界转速的时候有效地抑制共振振幅。

最后讨论一下弹性波纹环的疲劳问题, 文献[23]给出了 60Si2Mn 弹簧钢的疲劳极限为 1 118 MPa。本文的研究表明, 适当选取结构参数很容易把弹性波纹环的应力设计在 1 100 MPa 以下, 从而满足疲劳寿命设计要求。

5 结 论

本文设计了一种嵌入弹性波纹环的减振轴承, 改善了弹性环的应力分布, 为减振轴承弹性环的设计提供参考。建立了减振轴承的力学分析模型, 应用有限元软件进行分析, 研究了不同形式载荷下几何参数对弹性环应力和刚度影响情况。并对减振轴承进行振动冲击性能分析。主要结论如下:

1) 在相同尺寸和某一相同工况下, 弹性波纹环的最大 Mises 应力为 494.39 MPa, 而弹性凸台环的最大 Mises 应力为 1 356.2 MPa, 改进后的弹性波纹环应力降低了 64%。

2) 挤压位移与弹性环最大 Mises 应力呈线性关系; 挤压位移对弹性环刚度有一定的影响, 位移增加, 弹性环刚度略有增加。

3) 在恒定位移的情况下, 弹性环厚度、波纹周期数和弹性环直径对弹性环应力和刚度有着显著的影响, 厚度和周期数越大, 弹性环应力和刚度越大; 直径越大, 弹性环应力和刚度越小。弹性环的波纹幅值对弹性环应力和刚度影响很小。在恒定力载荷情况下, 弹性环的应力随着厚度和周期数的减小, 先增加后减小。

4) 弹性波纹环的加入, 使轴承具有缓冲作用, 可以有效降低轴承所受到的冲击力; 而减振轴承中的油膜阻尼可以在一定程度上消耗外界的激励能量, 并在轴承发生共振现象时可以有效抑制轴承的振动幅值。

参考文献:

[1] 李伟健, 潘存云, 王荣吉, 等. 滚动轴承减振降噪技术[J]. 轴

承, 2009, 12: 60-64.

LI Weijian, PAN Cunyun, WANG Rongji, et al. Vibration and noise reduction technology of rolling bearings[J]. Bearing, 2009, 12: 60-64. (in Chinese)

[2] 刘文涛, 张旭, 王守仁, 等. 保持架组合引导对滚动轴承减振作用研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(21): 21-33.

LIU Wentao, ZHANG Xu, WANG Shouren, et al. Application of cage guided by combined action of outer race and balls in bearing vibration reduction[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(21): 21-33. (in Chinese)

[3] 刘旭辉, 孙璐婵, 杨光, 等. 可控阻尼磁流体滑动轴承的设计及减振性能研究[J]. 润滑与密封, 2020, 45(3): 93-96.

LIU Xuhui, SUN Luchan, YANG Guang, et al. Design and performance study of controllable damping ferrofluid bearing[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(3): 93-96. (in Chinese)

[4] 陈於学. 基于接触力学的圆柱滚子轴承振动研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2005.

CHEN Yuxue. Research on vibration of cylindrical roller bearings based on contact mechanics[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2005. (in Chinese)

[5] OHTA H, SUGIMOTO N. Vibration characteristics of tapered roller bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 190(2): 137-147.

[6] KYDYRBEKULY A, KHAJIYEVA L, GULAMA-GARYP A Y, et al. Nonlinear vibrations of a rotor-fluid-foundation system supported by rolling bearings[J]. Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 2016, 62(6): 351-362.

[7] JIN Yong, LU Jianjun, OUYANG Wu, et al. Vibration reduction performance of damping-enhanced water-lubricated bearing using fluid-saturated perforated slabs[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 33(6): 228-237.

[8] 王加春, 李旦, 董申. 机械振动主动控制技术的研究现状和发展综述[J]. 机械强度, 2001, 23(2): 156-160.

WANG Jiachun, LI Dan, DONG Shen. Review of mechanical active vibration control technique[J]. Journal of Mechanical Strength, 2001, 23(2): 156-160. (in Chinese)

[9] 路凯华. 基于整体式挤压油膜阻尼器的转子及齿轮系统振动控制研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2019.

LU Kaihua. Research on vibration control of rotor and gear system based on integral squeeze film damper[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2019. (in Chinese)

[10] 洪杰, 邓吟, 张大义. 弹性环式挤压油膜阻尼器动力设计方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(6): 649-653.

HONG Jie, DENG Yin, ZHANG Dayi. Dynamic design method of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(6): 649-653. (in Chinese)

[11] 王震林, 刘占生, 徐宁, 等. 基于双向流固耦合弹性环式挤压油膜阻尼器建模及动力特性研究[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(1): 1-5.

WANG Zhenlin, LIU Zhansheng, XU Ning, et al. Modeling and dynamic characteristic investigation of elastic ring squeeze film damper by fluid-structure interaction approach[J]. Turbine Technology, 2020, 62(1): 1-5. (in Chinese)

[12] 乔志斌. 静偏心挤压油膜阻尼器-转子系统减振特性分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.

QIAO Zhibin. Vibration reduction characteristics analysis of static eccentric squeeze film damper-rotor system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)

- [13] 杨期江. 柔性阻尼支承倾瓦轴承油膜动力及减振特性研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2016.
YANG Qijiang. Research on oil film dynamic and vibration reduction characteristics of flexible damping pivot tilting pad bearing[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2016. (in Chinese)
- [14] 曹磊, 高德平, 江和甫. 弹性环式挤压油膜阻尼器-转子系统临界转速特性[J]. *推进技术*, 2008, 29(2): 235-239.
CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Investigation on critical speed characteristics of elastic ring SFD-rotor system[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(2): 235-239. (in Chinese)
- [15] INAYAT-HUSSAIN J I. Bifurcations in the response of a flexible rotor in squeeze-film dampers with retainer springs[J]. *Chaos, Solitons and Fractals*, 2009, 39(2): 519-532.
- [16] 曹磊, 高德平, 江和甫. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理初探[J]. *振动工程学报*, 2007, 20(6): 584-588.
CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Damping mechanism of elastic ring squeeze film damper[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2007, 20(6): 584-588. (in Chinese)
- [17] 王震林, 刘占生, 张广辉, 等. 基于厚板的弹性环式挤压油膜阻尼器建模及动力学特性系数识别[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(3): 635-642.
WANG Zhenlin, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Numerical modelling of elastic ring squeeze film damper based on thick plate and force coefficient identification[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(3): 635-642. (in Chinese)
- [18] HAN Zhifei, DING Qian, ZHANG Wei. Dynamical analysis of an elastic ring squeeze film damper-rotor system[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 131: 406-419.
- [19] ZHANG Wei, DING Qian. Elastic ring deformation and pedestal contact status analysis of elastic ring squeeze film damper[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 346: 314-327.
- [20] 季顺迎. 材料力学[M]. 北京: 科学出版社, 2013.
- [21] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [22] GOURGIOTIS P A, ZISIS T, GIANNAKOPOULOS A E, et al. The Hertz contact problem in couple-stress elasticity[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2019, 168: 228-237.
- [23] 李海梅, 宋刚, 刘永志. 金属材料疲劳极限的估算[J]. *郑州大学学报*, 2002, 23(4): 26-29.
LI Haimei, SONG Gang, LIU Yongzhi. Estimating formula of fatigue limits for metallic materials[J]. *Journal of Zhengzhou University*, 2002, 23(4): 26-29. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)