

航空发动机齿轮用阻尼环的摩擦耗能和型线设计*

王 帅^{1,2}, 王晓雷¹, 江 平², 王延荣³, 叶 航³

(1. 南京航空航天大学 机电学院 直升机传动技术重点实验室, 江苏 南京 210016;

2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘要: 为改善阻尼环对航空发动机传动齿轮的减振效果, 提出了阻尼环在自由状态下的型线设计方法, 设计了一种均压环。开展了对阻尼环的接触分析, 对比计算了普通阻尼环与均压环在齿轮振动时的摩擦耗能, 探究了阻尼环局部非接触对摩擦耗能的影响。结果表明, 在静止安装状态下, 普通阻尼环与安装槽的接触圆心角为 $114^{\circ}56'$, 工作过程中, 随着转速提升, 接触区域将会增大, 但均压环与安装槽的接触区域始终比普通阻尼环更大, 且不受转速影响, 从而在齿轮发生共振时能消耗更多的振动能量, 有效提高阻尼环减振效能。

关键词: 航空发动机; 齿轮; 阻尼环; 摩擦耗能; 型线设计

中图分类号: V233.1+4 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2021) 01-0200-08

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190605

Frictional Energy Dissipation Mechanism and Profile Design of Ring Damper for Gears in Aero-Engine

WANG Shuai^{1,2}, WANG Xiao-lei¹, JIANG Ping², WANG Yan-rong³, YE Hang³

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission, College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China;

3. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to improve the effects of ring damper on the vibration reduction of aeroengine transmission gears, the shape design method of the ring damper in free state was proposed, and a grading ring was designed. The contact analysis of the ring damper was carried out, and the frictional energy dissipation of common ring damper and grading ring in gear vibration was calculated. Moreover, the effect of local non-contact of ring damper on frictional energy dissipation was analyzed. The results show that the contact center angle between the common ring damper and the mounting groove is $114^{\circ}56'$ under the static installation. During the working process, the contact area will increase with the rotating speed increasing, but the contact area between the grading ring and the mounting groove is always larger than the common ring damper, and is not affected by the rotating speed, so that more vibration energy can be dissipated when the gear resonates, and the ring damper vibration reduction can be effectively improved.

Key words: Aero-engine; Gear; Ring damper; Frictional energy dissipation; Profile design

* 收稿日期: 2019-09-04; 修订日期: 2020-01-05。

作者简介: 王 帅, 博士生, 工程师, 研究领域为航空发动机附件传动设计及先进制造。E-mail: wangshuai608@126.com

通讯作者: 王晓雷, 博士, 教授, 研究领域为机械设计及理论。E-mail: wxl@nuaa.edu.cn

引用格式: 王 帅, 王晓雷, 江 平, 等. 航空发动机齿轮用阻尼环的摩擦耗能和型线设计[J]. 推进技术, 2021, 42(1): 200-207. (WANG Shuai, WANG Xiao-lei, JIANG Ping, et al. Frictional Energy Dissipation Mechanism and Profile Design of Ring Damper for Gears in Aero-Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(1):200-207.)

符号表

ΔW	Energy dissipated in a vibration cycle	p_0	Normal pressure caused by interference assembly
θ	Angular position of a point on the ring damper	E	Elastic modulus of ring damper
θ_0	Critical slip angle of full contact sector	I	Polar moment of inertia of ring damper
θ_1	Critical slip angle of incomplete contact sector 1	δ	Radial compression of ring damper
θ_2	Critical slip angle of incomplete contact sector 2	γ	Pressure ratio
$\Delta s(\theta)$	Relative displacement between ring damper and gear	δ'	Dimensionless compression
μ	Friction coefficient	h'	Dimensionless height
P	Normal force	α_0	Critical contact angle
R	Outer radius of ring damper on contact surface	r_m	Neutral radius of ring damper
b	Axial thickness of ring damper	M	Bending moment
R_1	Radius of ring damper	$\rho(\theta)$	Curvature radius of ring damper before deformation
h	Radial height of ring damper	β	Angle between the disengaged position 1 and the gear pitch line
v	Tangent velocity of ring damper	A_r	Cross sectional area of ring damper
ρ	Material density ring damper	R_f	Radius of contact surface
ω	Angular speed of gear	F_f	Frictional force
h_g	Radial thickness of gear outer edge at damping groove	p	Normal pressure caused by rotation

1 引言

航空发动机传动齿轮转速高且多为薄辐板结构,在工作转速范围内容易引发齿轮共振。为避免齿轮出现共振失效,往往需要对齿轮进行减振设计。航空发动机传动齿轮中,通常采用阻尼环来降低辐板的振动^[1],阻尼环结构及安装示意图见图1。

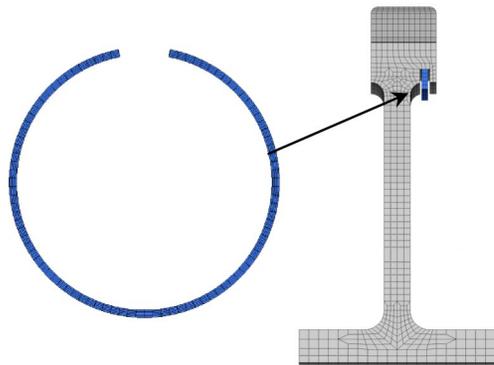


Fig. 1 Ring damper and its installation diagram

阻尼环通过与主结构接触界面上的相对运动消耗振动能量,从而达到提高系统阻尼,降低振动幅值/应力的目的^[2-4]。

齿轮的破坏多由节径型振动引起^[5]。因此,阻尼环减振主要针对的是齿轮节径型振动。常用的阻尼环通过在圆环上开口,做成便于安装的开口环^[6],这种阻尼环本文称为同心环。通过设计阻尼环自由状态的型线,可获得与安装槽完全接触,且压力均匀分布的阻尼环,本文称这种阻尼环为均压环。

对于阻尼环减振设计,Laxalde等^[7]针对带有阻尼环的叶盘结构强迫响应进行了分析,结果表明,阻尼环的减振效果主要取决于阻尼环与叶盘结构接触面上的摩擦耗能大小。Zucca等^[8-9]通过谐波平衡法

在频域中计算系统的周期性响应。Epureanu等^[10]将非线性摩擦力表示为等效阻尼和等效刚度的函数,进而提高了稳态响应迭代求解速度。Tang等^[11-13]提出了一种降阶模型,首先采用动态子结构法降低有限元模型的大小,其次采用时频转换法在频域上求解运动方程进一步减小模型计算量。Lopez等^[14-15]通过推导阻尼环与主结构间的相对运动,获得不同振动条件下摩擦耗能的大小,通过参数分析得到在小质量率(阻尼环质量/主结构质量)条件下,阻尼环的质量越大越有利于减振的结论。冯海生等^[16]建立阻尼环齿轮传动系统的多体动力学模型,研究了阻尼环结构参数对齿轮减振效果的影响。

以上研究均认为同心环能够与主结构完全接触,但实际上过盈装配的开口环与主结构之间并不能完全接触^[17],这会影响阻尼环的减振效果。为了考查阻尼环局部非接触对阻尼环减振效果的影响,本文以阻尼环耗能大小来衡量阻尼环的减振效果。通过对比分析同心环与均压环与主结构的接触面积以及两者摩擦耗能的差异,得出均压环在减振上相较于同心环的优势,并确立均压环自由状态下的型线设计方法。

2 振动中阻尼环的摩擦耗能

2.1 阻尼环接触分析

为了防止阻尼环掉出环槽以及在发动机启动和停车阶段阻尼环发生周向相对转动,通常阻尼环加工成比阻尼环槽直径稍大的正圆形,然后再从正圆形的环上切去一部分^[6]。其特点在于沿圆周各点的半径相等,这种阻尼环为同心环。

本文讨论的阻尼环均须满足以下两个前提条件

$$\delta' = \frac{R_1}{\delta} \geq 20, h' = \frac{R_1}{h} \in [10, 20] \quad (1)$$

式中 R_1, δ, h 分别表示阻尼环的半径、阻尼环径向压缩量、阻尼环径向高度; δ', h' 为两个无量纲比值。

在上述条件下,文献[18]的理论分析表明:同心环自由状态下的半径比安装槽半径大,在安装过程中会发生变形,且安装之后阻尼环上各点不能完全与主结构接触,存在非接触区,在静止安装状态下接触圆心角为 $114^\circ 56'$,如图2所示。随着转速的升高,阻尼环受到离心力作用与主结构的接触区域增大,接触区域与阻尼环压缩量和转速的关系如下^[18]。

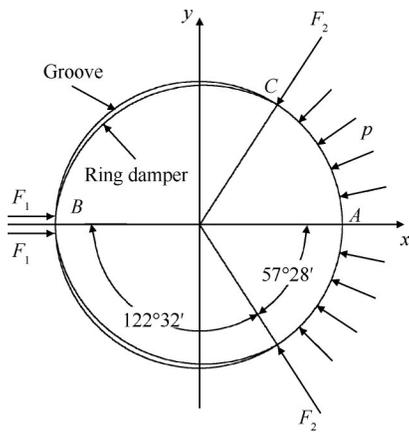


Fig. 2 Contact diagram of common concentric ring

$$\gamma = \frac{p}{p_0} = \frac{12\rho v^2}{E} \cdot \frac{R_1}{\delta} \cdot \frac{R_1^2}{h^2} = \frac{\sin\alpha_0}{\frac{\alpha_0\pi}{180} - \sin\alpha_0} - \frac{1}{1 - \cos\alpha_0} \quad (2)$$

式中 p, p_0, ρ, v, E 分别表示由于转速引起的法向压力,由于过盈装配引起的法向压力^[18],阻尼环材料密度,切线速度,阻尼环弹性模量。 α_0 为临界接触角,其物理含义为:在转动条件下阻尼环与阻尼环槽非接触区域对应角度的一半,在非转动条件下 α_0 为 $122^\circ 32'$ 。图3给出了临界接触角与压比的关系。从图中可以看出,临界接触角随压比的增大而减小,在压比较小(0~0.1)时,临界接触角随压比变化较为缓慢;当压比 > 0.1 时,临界接触角随压比增大而迅速减小;当压比 > 100 时,临界接触角随压比变化再次变得缓慢。

临界接触角直接决定了正圆形开口阻尼环接触区的大小,表1给出了不同压比下阻尼环接触区占阻尼环外侧面积的比例。当压比为1时,阻尼环仅有约一半的区域与阻尼环槽接触,过低的压比会导致阻尼环接触区域过小进而降低其减振效果。

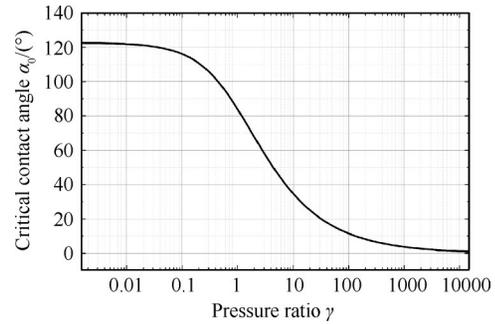


Fig. 3 Relationship between critical contact angle and pressure ratio

Table 1 Proportion of contact area under different pressure ratio of common concentric ring

Pressure ratio	0	0.1	1	5	10	100
Proportion of contact area/%	31.9	35.4	53.4	73.4	80.7	93.7

当齿轮阻尼环槽位置切线速度为 100m/s , δ' 取 20 (R_1 取 40mm , δ 取 2mm), h' 取 10 (R_1 取 40mm , h 取 4mm), 阻尼环材料弹性模量取 200GPa , 密度取 7800kg/m^3 时,有

$$\gamma = \frac{12 \times 7800 \times 100^2}{200 \times 10^9} \times 20 \times 10^2 = 9.36$$

$$\alpha_0 = 35.83^\circ, \alpha = (360^\circ - 2\alpha_0) = 288.34^\circ$$

算得接触区域角度为 288.34° 。

2.2 阻尼环摩擦耗能分析

均压环在一个振动周期内由于摩擦消耗的能量可以通过阻尼环与齿轮之间的相对滑动距离与摩擦力的积分获得,其摩擦耗能表达式^[19]如下

$$\Delta W = 16 \frac{(\mu P)^2 R_f^3}{N^2 E A_t} \left\{ \left[\cot(N\theta_0) + N\theta_0 - \frac{\pi}{2} \right] - \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{2} - N\theta_0 \right)^3 \right\} \quad (3)$$

式中 μ 表示接触面摩擦系数; P 表示接触面法向压力 ($P=p+p_0$); R_f 表示接触面半径; N 表示节径数; E 表示阻尼环材料的弹性模量; A_t 表示阻尼环的横截面积; θ_0 表示临界滑移角,即在 $0 < \theta < \theta_0$ 区域阻尼环与齿轮弯曲粘滞在一起,未发生相对运动,此区域内的阻尼环不产生摩擦耗能,在 $\theta_0 < \theta < \frac{\pi}{2N}$ 区域阻尼环与齿轮之间发生滑动,从而产生摩擦耗能^[19]。

如图4所示,同心环在开口附近存在局部非接触,非接触区无摩擦耗能,因此采用全环接触的分析模型对于普通阻尼环会存在一定误差。考虑到普通阻尼环在局部存在非接触,接触区域压力均布,将阻尼环按照节径振动分为若干个扇区。临界接触角不

仅影响所在区域的相对滑动,同时影响相邻区域的相对滑动,因此在 $2N$ 个扇区内存在2个不完全的接触扇区, i 个非接触扇区和 $2N-2-i$ 个完全接触扇区。普通阻尼环在一个振动周期内的摩擦耗能可表示为

$$\begin{aligned} \Delta W &= 8(2N - 2 - i) \int_{\theta_0}^{\frac{\pi}{2N}} F_f \Delta s(\theta) R_f d\theta + \\ &8 \int_{\theta_1}^{\frac{\pi}{2N}} F_f \Delta s(\theta) R_f d\theta + 8 \int_{\theta_2}^{\frac{\pi}{2N}} F_f \Delta s(\theta) R_f d\theta = \\ &8 \frac{(\mu P)^2 R_f^3 (2N - 2 - i)}{N^3 E A_r} \left\{ \left[\cot(N\theta_0) + N\theta_0 - \frac{\pi}{2} \right] - \right. \\ &\frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{2} - N\theta_0 \right)^3 \left. \right\} + 8 \frac{(\mu P)^2 R_f^3}{N^3 E A_r} \left\{ \left[\cot(N\theta_1) + N\theta_1 - \frac{\pi}{2} \right] - \right. \\ &\frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{2} - N\theta_1 \right)^3 \left. \right\} + 8 \frac{(\mu P)^2 R_f^3}{N^3 E A_r} \left\{ \left[\cot(N\theta_2) + N\theta_2 - \frac{\pi}{2} \right] - \right. \\ &\frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{2} - N\theta_2 \right)^3 \left. \right\} \end{aligned} \quad (4)$$

式中 F_f 表示摩擦, i 表示非接触区个数; θ_0 表示完全接触区的临界滑移角。 θ_1 和 θ_2 分别表示不完全接触区域1(含有临界接触位置1的扇区)和不完全接触区域2(含有临界接触位置2的扇区)的临界滑移角。

假设临界接触位置1与齿轮节径型振动节线之间的夹角为 β ($|\beta| \leq \frac{\pi}{2N}$,逆时针方向为正,顺时针方向为负),则阻尼环开口位置与节线之间的夹角为 $\alpha_0 - \beta$ 。参数 θ_1 可通过下式求得

(1)当 $\beta \geq 0$ 时,若 $\frac{\pi}{2N} - \beta > \theta_0$,则

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2N} - \beta \quad (5)$$

若 $\frac{\pi}{2N} - \beta < \theta_0$,则

$$\theta_1 = \theta_0 \quad (6)$$

(2)当 $\beta \leq 0$ 时

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2N} \quad (7)$$

临界接触位置2与参考节线之间的夹角为 $\beta + 2\alpha_0$,参数 θ_2 和参数 i 通过下式求得。

(1)当 $(\beta + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i \cdot \frac{\pi}{N}) < \theta_0$ 时

$$\theta_2 = \theta_0 \quad (8)$$

$$i = \left\lfloor \frac{\beta + 2\alpha_0 - \pi/(2N)}{\pi/N} \right\rfloor \quad (9)$$

(2)当 $\theta_0 < (\beta + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i \cdot \frac{\pi}{N}) < \frac{\pi}{2N}$ 时

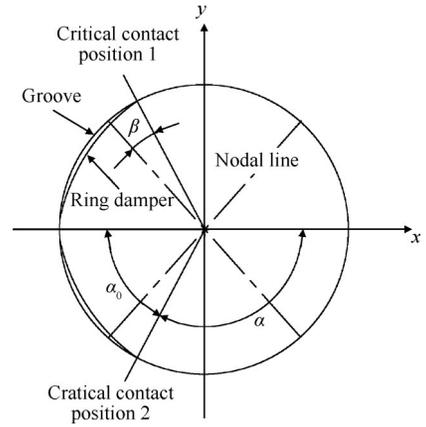


Fig. 4 Relationship between the critical contact position and the nodal line

$$\theta_2 = \beta + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i \cdot \frac{\pi}{N} \quad (10)$$

$$i = \left\lfloor \frac{\beta + 2\alpha_0 - \pi/(2N)}{\pi/N} \right\rfloor \quad (11)$$

(3)当 $\frac{\pi}{2N} < (\beta + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i \cdot \frac{\pi}{N}) < \frac{\pi}{N}$ 时

$$\theta_2 = \frac{\pi}{2N} \quad (12)$$

$$i = \left\lfloor \frac{\beta + 2\alpha_0 - \pi/(2N)}{\pi/N} \right\rfloor \quad (13)$$

式中, $\lfloor \cdot \rfloor$ 表示下取整函数。

由于齿轮行波振动的节线位置相对于齿轮不是固定不动的,临界接触位置1与齿轮节径型振动节线之间的夹角 β 是时间的函数,阻尼环在每个振动周期内的摩擦耗能并不恒定,为了衡量阻尼环在稳定振动周期内消耗的能量,本文采用平均摩擦耗能来衡量阻尼环在一个振动周期内的摩擦耗能。

为了模拟不同时刻临界接触位置1与齿轮节径型振动节线之间的夹角 β ,定义参数 β_j 为

$$\beta_j = \frac{\pi}{2N} \times (-1 + \frac{j}{2m}), j = 1 \cdots m \quad (14)$$

临界滑移角 θ_0 重新用下式表示为

$$\text{当 } \mu P \leq \frac{BEbh}{R_f} \left(\frac{h_g}{2(R_f + h_g/2)^2} + \frac{h}{2(R_f - h/2)^2} \right) \cdot N(N^2 - 1) \text{ 时}$$

1)时

$$\theta_0 = \frac{1}{N} \cdot$$

$$\arcsin \frac{\mu P}{\frac{BEbh}{R_f} \left(\frac{h_g}{2(R_f + h_g/2)^2} + \frac{h}{2(R_f - h/2)^2} \right) N(N^2 - 1)} \quad (15)$$

$$\text{当 } \mu P > \frac{BEbh}{R_f} \left(\frac{h_g}{2(R_f + h_g/2)^2} + \frac{h}{2(R_f - h/2)^2} \right) \cdot N(N^2 - 1) \text{ 时}$$

1)时,

$$\theta_0 = \frac{\pi}{2N} \quad (16)$$

式中 h_g 表示阻尼环安装槽处齿轮外缘径向厚度。非接触区个数 i 依赖于参数 β_j , 则

$$i_j = \left\lfloor \frac{\beta_j + 2\alpha_0 - \pi/(2N)}{\pi/N} \right\rfloor \quad (17)$$

同样地, 不完全接触区域1(含有临界接触位置1的扇区)和不完全接触区域2(含有临界接触位置2的扇区)的临界滑动角 $\theta_{1,j}$ 和 $\theta_{2,j}$ 也依赖于 β_j , 并且可通过下式求得

(1) 当 $\beta_j \geq 0$ 时, 若 $\frac{\pi}{2N} - \beta_j \geq \theta_0$, 则

$$\theta_{1,j} = \frac{\pi}{2N} - \beta_j \quad (18)$$

若 $\frac{\pi}{2N} - \beta_j < \theta_0$, 则

$$\theta_{1,j} = \theta_0 \quad (19)$$

(2) 当 $\beta_j < 0$ 时

$$\theta_{1,j} = \frac{\pi}{2N} \quad (20)$$

(3) 当 $(\beta_j + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i_j \cdot \frac{\pi}{N}) \leq \theta_0$ 时

$$\theta_{2,j} = \theta_0 \quad (21)$$

(4) 当 $\theta_0 < (\beta_j + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i_j \cdot \frac{\pi}{N}) \leq \frac{\pi}{2N}$ 时

$$\theta_{2,j} = (\beta_j + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i_j \cdot \frac{\pi}{N}) \quad (22)$$

(5) 当 $\frac{\pi}{2N} < (\beta_j + 2\alpha_0 - \frac{\pi}{2N} - i_j \cdot \frac{\pi}{N}) \leq \frac{\pi}{N}$ 时

$$\theta_{2,j} = \frac{\pi}{2N} \quad (23)$$

因此, 每个振动周期内的摩擦耗能可表示为

$$\begin{aligned} \Delta W_j = & 8 \frac{(\mu P)^2 R_i^3 (2N - 2 - i_j)}{N^3 E b h} \cdot \\ & \left\{ \left[\cot(N\theta_0) + N\theta_0 - \frac{\pi}{2} \right] - \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{2} - N\theta_0 \right)^3 \right\} + \\ & 8 \frac{(\mu P)^2 R_i^3}{N^3 E b h} \left\{ \left[\cot(N\theta_{1,j}) + N\theta_{1,j} - \frac{\pi}{2} \right] - \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{2} - N\theta_{1,j} \right)^3 \right\} + \\ & 8 \frac{(\mu P)^2 R_i^3}{N^3 E b h} \left\{ \left[\cot(N\theta_{2,j}) + N\theta_{2,j} - \frac{\pi}{2} \right] - \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{2} - N\theta_{2,j} \right)^3 \right\} \end{aligned} \quad (24)$$

式中摩擦系数 μ , 阻尼环槽半径 R_i , 节径数 N , 弹性模量 E , 阻尼环径向厚度 h , 轴向宽度 b 均为直接给定参数; 法向正压力 P 为装配预紧力和离心力之和, 可通过给定参数求得; 临界滑动角 θ_0 , 临界滑动角 $\theta_{1,j}$, 临界滑动角 $\theta_{2,j}$ 可以通过上述表达式求得。

因此, 每个振动周期内的平均摩擦耗能可表示为

$$\overline{\Delta W} = \sum_{j=1}^m \Delta W_j / m \quad (25)$$

图5给出了2节径下 β 对阻尼环效率的影响, 可以看出, 随着 β 的变化, 阻尼环的效率是不断改变的, 因此采用平均摩擦耗能够更为准确地衡量阻尼环消耗振动能量的能力, 其中阻尼环的效率是指局部非接触的阻尼环在一个振动周期内消耗的振动能量与全接触的阻尼环(均压环)在一个振动周期内消耗的能量的比值。

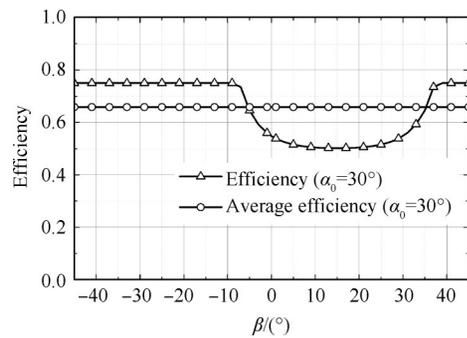


Fig. 5 Effects of β on the efficiency of ring damper

3 均压环的型线设计

均压环的特点是安装后阻尼环与阻尼环槽完全接触且接触压力均匀分布。利用阻尼环变形前后受力与曲率半径变化之间的关系, 可以推导出给定压力分布和变形后各点曲率半径的阻尼环在变形前各点的曲率半径, 进而获得阻尼环在自由状态下的型线方程。如图6所示, 环上作用均匀径向压力 p_0 , 环上 C 点上的径向压力为 dP , 当环厚为 h , 压缩状态的阻尼环中性线半径为 r_m 时, $dP = p_0 \cdot h \cdot r_m \cdot d\theta$ 。

dP 对 D 点的弯矩为

$$dM = dP \times \overline{DH} = dP \cdot r_m \sin(\psi - \theta) = p_0 h r_m^2 \sin(\psi - \theta) d\psi \quad (26)$$

环从 $\phi = \theta$ 到 $\phi = \pi$ 一段的压力对 D 点断面的总弯矩为

$$M(\theta) = \int_{\theta}^{\pi} dM = p_0 h r_m^2 \int_{\theta}^{\pi} \sin(\psi - \theta) d\psi = p_0 h r_m^2 (1 + \cos\theta) \quad (27)$$

阻尼环发生小变形时, 变形前的曲率半径 $\rho(\theta)$ 与变形后的曲率半径 r_m 之间的关系与弯矩 $M(\theta)$ 有关^[20], 可表示为

$$\frac{1}{\rho(\theta)} = \frac{1}{r_m} - \frac{M(\theta)}{EI} \quad (28)$$

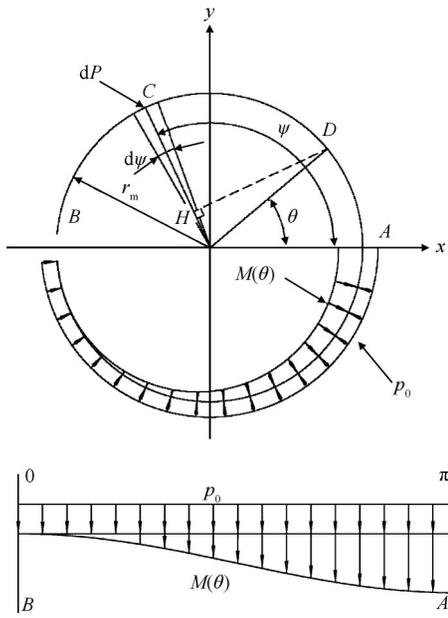


Fig. 6 Radial pressure and bending moment of grading ring

将式(27)代入式(28)中,可得均压环在极坐标系下的曲率

$$\frac{1}{\rho(\theta)} = \frac{1}{r_m} - \frac{p_0 h r_m^2 (1 + \cos\theta)}{EI} \quad (29)$$

因此,均压环自由状态的曲率半径可表示为

$$\rho(\theta) = \frac{EI}{EI - p_0 h r_m^3 (1 + \cos\theta)} r_m \quad (30)$$

利用压缩前后,阻尼环的中性线长度不变的特点,通过对自由状态下阻尼环中性线长度积分可以获得阻尼环各点自由状态下的位置。

$$\theta r_m = \int_0^\alpha \rho(\theta) d\theta = \int_0^\alpha \frac{EI}{EI - p_0 h r_m^3 (1 + \cos\theta)} r_m d\theta \quad (31)$$

因此

$$\theta = f(\alpha) = \int_0^\alpha \frac{EI}{EI - p_0 h r_m^3 (1 + \cos\theta)} d\theta = \sum_{i=1}^n \frac{EI}{EI - p_0 h r_m^3 \left(1 + \cos \frac{i\alpha}{n}\right)} \frac{\alpha}{n} \quad (32)$$

即

$$\rho(\alpha) = \rho(g(\theta)) \quad (33)$$

式中 $\alpha = g(\theta)$, 可通过式(32)获得。

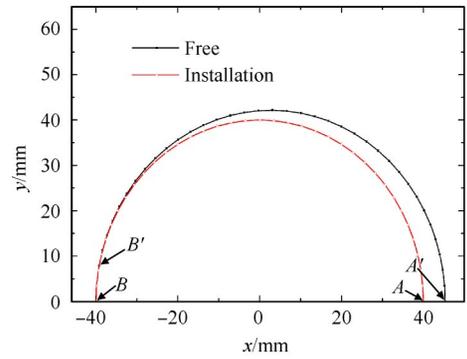
式(33)只能通过数值积分求解,但计算精度能够满足工程设计要求。

4 算例

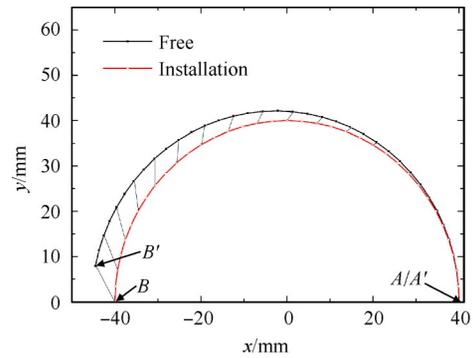
阻尼环安装状态下半径 r_m 为 40mm, 轴向厚度 b 为 1.5mm, 径向高度 h 为 4mm ($h'=10$), 转速 23873r/min

(保持阻尼环槽位置切线速度为 100m/s), 材料参数同 2.2 节, 则阻尼环在工作转速下作用在接触面上的离心压力为 7.067MPa, 阻尼环的预紧力 p_0 设计为 0.755MPa (压比为 9.36, 与第 2 节中分析结果一致), 则可以根据式(32)利用压缩后阻尼环各点的位置获得自由状态下各点对应的位置。

如图 7(a)所示, 自由状态下, A 点的曲率半径最大。随着周向位置向开口端靠近, 曲率半径逐渐减小, 在开口端的曲率半径等于阻尼环槽半径, 即开口端没有径向变形, 受到的弯矩为 0。为了更直观地理解阻尼环的变形, 可以将自由状态和安装状态下各点的坐标转化到笛卡尔坐标系下, 如图 7(b)所示。



(a) Corresponding relationship between free profile and installation state of grading ring



(b) A' translates to A

Fig. 7 Displacement of grading ring in free state

利用有限元法对安装状态的均压环进行数值分析, 如图 8 所示, 可以看出, 均压环能够与环槽完全接触。

图 9 给出了存在局部非接触的同轴环与全接触的均压环在 2 节径振动下提供的等效阻尼的对比。从图中可以看出, 局部非接触降低了阻尼环提供的等效阻尼, 进而降低了阻尼环的减振效果。设计全接触的均压环能够在相同工作条件下提高阻尼环的性能。

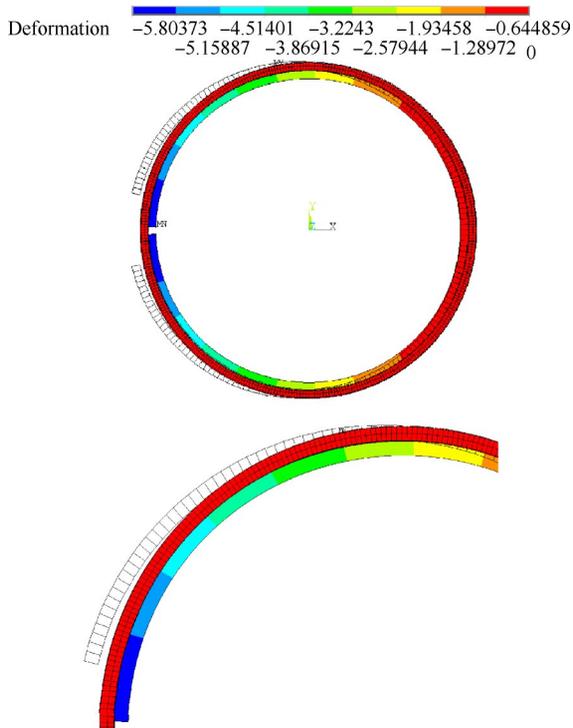


Fig. 8 Deformation results of grading ring in installation state (mm)

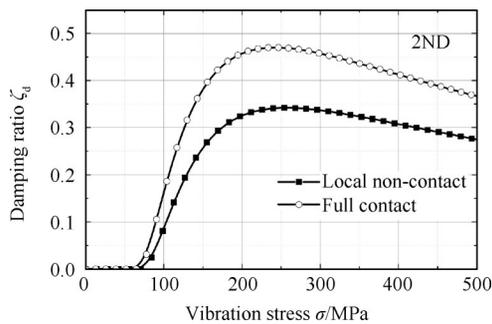


Fig. 9 Effects of local non-contact on equivalent damping of ring damper

5 结论

本文对比分析了普通同心环与均压环两种形式阻尼环在运转过程中与齿轮上阻尼环槽的接触状态以及摩擦耗能,得出如下结论:

(1)普通同心环在阻尼环槽中,阻尼环与其环槽不能完全接触,仅在开口对侧存在连续的接触区以及在开口端存在接触点。在静止状态下阻尼环在圆周方向接触区对应的角度仅为 $114^{\circ}56'$ 。

(2)转速会影响正圆形开口阻尼环的接触区域。转速从0开始增大时,接触区缓慢增大;当因转速增高,使得压比(离心压力/弹性恢复压力) >0.1 时,接触区随着压比提高而迅速增大;当压比超过100之后,接触区随压比变化再次减缓,而均压环始终与阻尼

环槽完全接触;在工作状态下的压比不应 <1 ,否则阻尼环的非接触区将超过50%。

(3)普通同心环在实际工作过程中不能与齿轮的安装槽完全接触,降低了阻尼环的减振效果。通过设计阻尼环在自由状态下的型线,可以确保阻尼环在工作中相对于普通阻尼环有更大的接触面积,因此在相同尺寸情况下,形线优化后的阻尼环在齿轮发生共振时能提供更大的阻尼,进而提高阻尼环的减振效果。

本文下一步将开展对均压环与同心环的减振试验对比、分析工作,从而校验理论计算的可靠性。

致谢:感谢肖根升对本文中的研究提出的宝贵意见。

参考文献

- [1] Griffin J H. Friction Damping of Resonant Stresses in Gas Turbine Engine Airfoils[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(2): 329-333.
- [2] Ziegert J C. Optimal Design of Split Ring Dampers for Gas Turbine Engines[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1995, 117(3).
- [3] Laxalde D, Thouverez F, Sinou J J, et al. Qualitative Analysis of Forced Response of Blinks with Friction Ring Dampers[J]. *European Journal of Mechanics, A: Solids*, 2007, 26(4): 676-687.
- [4] Tangpong X W, Wickert J A, Akay A. Finite Element Model for Hysteretic Friction Damping of Traveling Wave Vibration in Axisymmetric Structures[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2008, 130(1).
- [5] 陈聪慧,董书惠,郭勇,等.航空发动机弧齿锥齿轮断裂故障分析[J].*燃气涡轮试验与研究*, 2018, 31(5): 17-20.
- [6] Drago R J, Brown F W. The Analytical and Experimental Evaluation of Resonant Response in High-Speed, Lightweight, Highly Loaded Gearing[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1981, 103(2): 346-356.
- [7] Laxalde D, Thouverez F, Lombard J P. Forced Response Analysis of Integrally Bladed Disks with Friction Ring Dampers[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2010, 132(1).
- [8] Zucca S, Fironne C M, Facchini M. A Method for the Design of Ring Dampers for Gears in Aeronautical Applications[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2012, 134(9).
- [9] Fironne C M, Zucca S. Passive Control of Vibration of Thin-Walled Gears: Advanced Modelling of Ring Dampers[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2014, 76(1): 263-280.
- [10] Baek S, Epureanu B. Reduced-Order Modeling of Bladed Disks with Friction Ring Dampers[J]. *Journal of Vi-*

- bration and Acoustics*, 2017, 139(6).
- [11] Tang W, Epureanu B I. Nonlinear Dynamics of Mistuned Bladed Disks with Ring Dampers[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2017, 97: 30-40.
- [12] Tang W, Epureanu B I. Geometric Optimization of Dry Friction Ring Dampers[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2019, 109: 40-49.
- [13] Tang W, Baek S, Epureanu B I. Reduced-Order Models for Blisks with Small and Large Mistuning and Friction Dampers [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, 139(1).
- [14] Lopez I, Busturia J M, Nijmeijer H. Energy Dissipation of a Friction Damper [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 278(3): 539-561.
- [15] Lopez I, Nijmeijer H. Prediction and Validation of the Energy Dissipation of a Friction Damper [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 328(4-5): 396-410.
- [16] 冯海生, 王黎钦, 彭波, 等. 高速大功率密度齿轮传动系统的干摩擦阻尼环减振特性研究[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(21): 37-45.
- [17] 邹伯翔. 活塞环[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1987.
- [18] 根茨布尔克. 活塞环理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [19] Wang Y, Ye H, Jiang X, et al. A Prediction Method for the Damping Effect of Ring Dampers Applied to Thin-Walled Gears Based on Energy Method [J]. *Symmetry*, 2018, 10(12).
- [20] Weaver Jr W, Timoshenko S P, Young D H. *Vibration Problems in Engineering* [M]. *New York: John Wiley & Sons*, 1990.

(编辑: 梅 瑛)