

DOI: 10.3901/JME.2023.13.124

弹性环配合紧度对转子动力学特性的影响^{*}

罗忠^{1,2} 刘家希^{1,2} 李雷^{1,2} 吴法勇³ 葛向东³

(1. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳 110819;

2. 东北大学航空动力装备振动及控制教育部重点实验室 沈阳 110819;

3. 中国航发沈阳发动机研究所 沈阳 110015)

摘要: 弹性环式支承结构作为航空发动机中典型的弹性支承结构,其配合紧度很大程度上影响支承系统的刚度,进一步影响转子系统动力学特性,但相关研究尚少。因此,首先建立了弹性环式支承结构的有限元模型,分析了配合紧度对其刚度及强度特性的影响,并发现可通过分段刚度出现时的位移与凸台高度之间的关系来判断弹性环式支承结构的配合紧度,然后搭建了相关实验台与测试结果对比,验证了仿真结果的正确性,最后建立了考虑弹性环式支承结构配合紧度的转子系统有限元模型,研究了其对转子系统动力学特性的影响。研究表明:过盈配合下的弹性环式支承结构会导致转子系统临界转速升高,间隙配合会导致临界转速降低,并会引起转子系统非线性振动,研究结果可为采用弹性环式支承结构的转子支承系统设计提供理论参考。

关键词: 弹性环式支承结构; 配合紧度; 支承刚度; 有限元; 转子系统

中图分类号: V231; TB123

Dynamic Characteristics Analysis of Rotor System with Fitting Tightness of Elastic Ring Support Structure

LUO Zhong^{1,2} LIU Jiayi^{1,2} LI Lei^{1,2} WU Fayong³ GE Xiangdong³

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819;

2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819;

3. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015)

Abstract: As the typical elastic support structure in aeroengine, the fitting tightness of elastic ring support structure greatly affects the stiffness of the support system, and further affects the dynamic characteristics of the rotor system, but there are few relevant researches. Therefore, the finite element model of elastic ring support structure is established firstly, and the influence of fitting tightness on its stiffness and strength is analyzed. It is found that the fitting tightness of the elastic ring support structure can be judged by the relationship between the displacement when the segment stiffness appears and the height of the boss. Then carry out the relevant experimental platform. The correctness of the simulation results are verified by comparing with the experimental results. Finally, the finite element model of rotor system considering the fitting mode of the elastic ring supporting structure is established, and the influence of the model on the characteristics of the rotor system dynamics is studied. The results show that the elastic ring support structure with interference fit will increase the critical speed of the rotor system, while the clearance fit will decrease the critical speed, and cause nonlinear vibration of the rotor system. The research results can provide theoretical reference for the design of the rotor support system with elastic ring support structure.

Key words: elastic ring support structure; fitting tightness; support stiffness; finite element method; rotor system

^{*} 国家自然科学基金(11872148, U1908217), 广东省粤佛联合重点基金(2020B1515120015)资助项目。20220707 收到初稿, 20221209 收到修改稿

0 前言

在航空发动机总体结构设计过程中, 通过改变轴径比、支承位置等转子结构来调节临界转速是有很难度的, 目前最直接有效的方法是调整弹性支承的刚度^[1]。弹性环式支承结构作为航空发动机中典型的弹性支承结构^[2-3], 其内、外表面处加工有若干均匀且交错分布的凸台^[4-6], 具有体积小、质量轻、便于装配、调节应变能等特点^[7], 下文简称为弹性环。弹性环对加工精度要求高^[8], 因为加工精度会影响配合紧度, 在实际工作中拆卸下来的弹性环往往存在划痕, 可见配合紧度虽然不属于弹性环的结构参数, 但对弹性环的动力学特性有着深远的影响, 甚至会造成油膜刚度、阻尼非线性变化, 影响转子系统振动稳定性^[9], 导致发动机出现次谐波、工频的高倍频、自激振动、受迫振动等非线性振动的风险^[10], 因此为准确研究转子系统的动力学特性, 亟需开展弹性环配合紧度对转子动力学特性的影响研究, 这对于弹性环的进一步设计、加工与装配使用是十分有必要的。

DILIGENSKIY 等^[11]通过有限元分析证明弹性环在考虑配合紧度、载荷大小及类型的影响下, 其刚度是非线性的; ZHANG 等^[12]提出弹性环受到油膜力的作用产生形变, 影响凸台接触状态; 苏春峰^[13]通过有限元计算了弹性环式挤压油膜阻尼器的刚度、阻尼与压力场分布, 以此基础分析配合紧度对刚度及压力场的影响; 李岩等^[14]关于配合紧度对弹性环式挤压油膜阻尼器减振特性的影响进行分析, 并得到内凸台采用间隙配合时, 减振效果最好的结论。ISHIDA 等^[15-16]建立了采用间隙配合的轴承支承与轴承座模型, 分析了轴承松动对转子动力学特性的影响, 证明了轴承松动是引起发动机异常振动的因素, 在装配时要确保装配工艺参数满足设计规范; CHEN 等^[17]通过机匣、轴承座位移与间隙值的关系, 调整支承刚度的数值, 有效模拟航空发动机轴承座松动的振动特性, 实现了对航空发动机整机故障非线性的动力学仿真。目前针对弹性环配合紧度影响的仿真计算与实验测试研究还很少, 影响规律尚不清晰, 因此配合紧度对弹性环刚度特性及其对转子系统动力学特性的影响研究还需要进一步展开。

针对上述问题, 本文基于有限元法分析了配合紧度对弹性环刚度、强度特性的影响, 得到了配合紧度会导致弹性环存在初始变形与初始应力, 随载

荷增大弹性环恢复为线性刚度, 可通过分段刚度出现时的位移判断配合紧度的影响规律。并开展实验验证, 实验测试值与仿真值有较好的一致性。进一步分析了弹性环的配合紧度对转子-支承系统的影响, 结果表明配合紧度对转子动力学特性有较大影响, 并且在考虑弹性环配合紧度的条件下, 转子系统不平衡量对转子动力学特性有较大影响, 为采用弹性环的转子支承系统设计提供理论参考。

1 弹性环刚度的理论计算

根据 Artemov 法计算弹性环的理论刚度, 由于弹性环可分为多个按顺序连接的环段, 且环厚度远小于环半径, 因此在计算时可对单独的环段进行简化, 简化为两端固定的直梁进行分析, 即可得到弹性环刚度的理论计算值, 所分析的弹性环的结构示意图如图 1 所示。

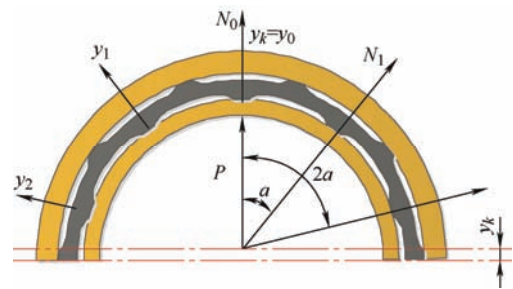


图 1 弹性环结构示意图

根据材料力学计算公式可知, 两端固定的等截面梁的柔度 δ_0 为

$$\delta_0 = \frac{L^3}{192EI} \quad (1)$$

式中, E 为材料的弹性模量, L 为环段的长度, I 为环段的截面惯性矩, m 为凸台数, $a=2\pi/m$ 且

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (2)$$

式中, b 为环的宽度, h 为环的厚度。设定弹性环式支承结构中心位移为 y_k , 环段受载为 N_i , i 为环段的代号, 最下端受载为 N_0 , 则有

$$y_i = N_i \delta_0 \quad (3)$$

$$y_i = y_k \cos ia \quad (4)$$

将(3)与(4)联立可得环段载荷

$$N_i = \frac{y_k \cos ia}{\delta_0} \quad (5)$$

设载荷值为 P , 由于弹性环为对称结构, 联立上式, 可得

$$P = \frac{y_k}{\delta_0} (1 + 2 \sum_{i=1}^{\frac{m-1}{4}} \cos^2 i\alpha) \quad (6)$$

即可推得弹性环的柔度为

$$\delta_k = \frac{y_k}{P} \quad (7)$$

最终弹性环的刚度可由式(8)得到

$$K = \frac{1}{\delta_k} \quad (8)$$

由于几何特征的过度简化使计算结果与真实值存在偏差,为了更精准地对弹性环结构特性进行分析,需建立弹性环的有限元模型进一步分析计算。

2 弹性环有限元分析计算

2.1 有限元模型的建立与分析

基于 Ansys 分析平台实现弹性环的有限元分析计算,模型所采用的单元为 PLANE82,建立二维平面模型,在施加径向载荷时,由于弹性环的变形为对称性变形,为节省计算时间采用一半模型进行计算分析。建立的弹性环结构示意图与有限元分析模型的网格图 2 所示。其中 1 为轴承座;3 为弹性环;4、2 分别为内外衬套;5 模拟轴承外圈;6 为轴承外圈与内衬套的接触;7 为内、外凸台与内外衬套的接触;8 为轴承座与外衬套的接触,接触对均采用 TARGE169 单元和 CONTA172 单元。仿真过程中弹性环的结构参数设定如表 1 所示,并约束轴承座外圈的所有自由度,约束对称线的 x 向自由度,在轴承外圈的内环面施加竖直向下的载荷^[18]。

表 1 弹性环结构参数

参数	数值	参数	数值
内径 D/mm	190	宽度 l/mm	24
凸台个数	10	圆角半径 r/mm	15
凸台长度 b/mm	5	凸台高度 Δ/mm	0.2
壁厚 s/mm	2.3	材料	9Cr18

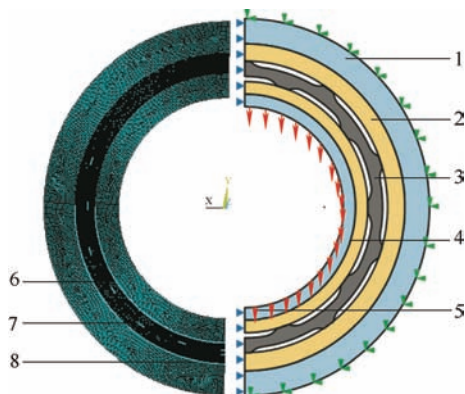


图 2 弹性环有限元模型建立

计算结果如图 3 所示,弹性环仿真所得线性刚度为 $1.27 \times 10^7 \text{ N/m}$,理论刚度值为 $1.15 \times 10^7 \text{ N/m}$,误差为 10.4%在误差允许范围内,证明了有限元计算的正确性,随载荷值增大至 2 500 N 之后,弹性环的刚度不再是线性刚度,出现分段刚度的现象,不满足设计需求视为失效,由于理论计算考虑条件较少,不能把弹性环完整的结构几何特性表现出来,没有出现分段刚度的现象,在设计计算时需注意该情况。

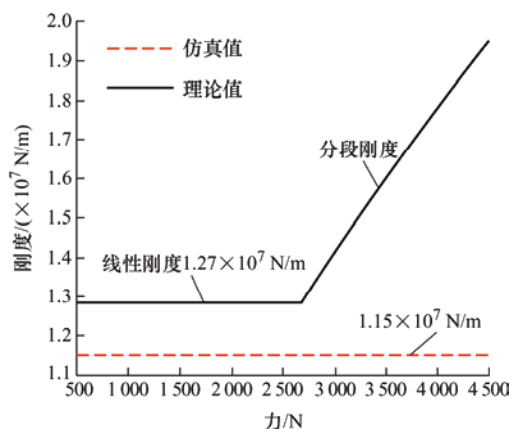


图 3 弹性环刚度与载荷的关系

为分析该现象,对如图 4 所示弹性环的变形图进行分析,对最下端凸台位置进行细节放大,在载荷值较小时弹性环为线性刚度,变形如图 4b 所示,随载荷的增大弹性环下端凸台处与内衬套之间的间隙被压平出现分段刚度,内衬套底部直接压弹性环出现新的接触不再是挤压间隙如图 4c 所示,位移增大速度减慢刚度增大。

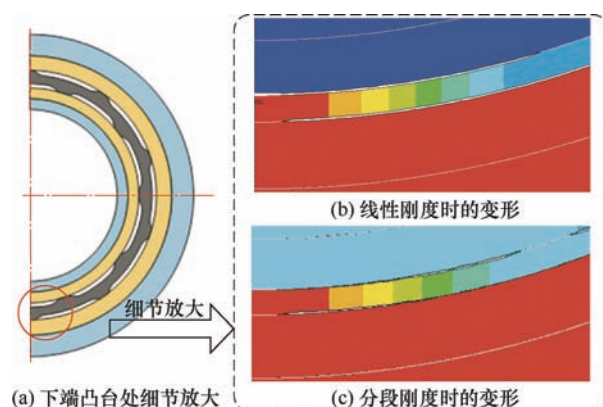


图 4 弹性环不同工况的变形图

现有文献中,弹性环强度及疲劳寿命的理论解析公式较少,且弹性环结构复杂不能通过理论解析公式得出弹性环的应力分布与变化,所以常通过有限元仿真分析弹性环应力分布情况,如图 5 所示为弹性环的应力分布,在 A、B、C、D 四点处等效应

力(Von Mises Stress)较大,但是通过分析分量应力发现 A、C 点处等效应力主要由周向压应力引起, B、D 点主要由周向拉应力引起,因此在设计中,应当将 B、D 点同时作为强度考核点,在设计过程中根据实际工况计算其疲劳寿命,以满足实际工作中的需要。

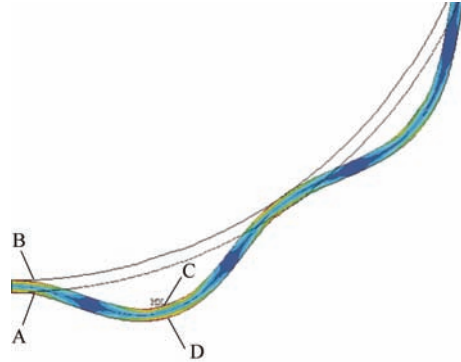


图 5 弹性环应力分布

提取弹性环的最大应力,其应力与载荷的变化趋势与图 3 中载荷与位移的关系一致,位移值的变化直接影响力值,如图 6 所示在线性刚度阶段,弹性环的最大应力随载荷的增大线性增加,当达到

分段刚度阶段后,位移增加量减少导致刚度上升,使弹性环的最大应力随载荷的增大的增速减慢,使力-应力曲线也出现分段的现象。

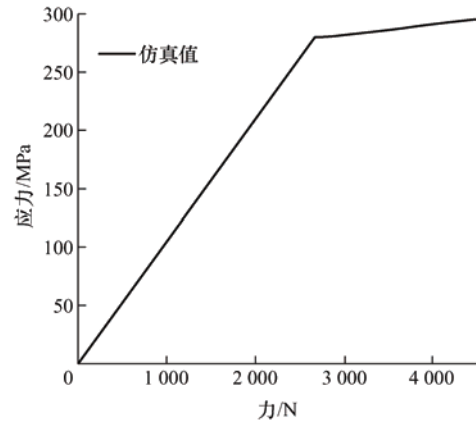


图 6 弹性环应力与载荷的关系

2.2 配合紧度对弹性环刚度的影响

为研究配合紧度对弹性环刚度的影响,对弹性环有限元模型的弹性环外凸台与外衬套内圈设置相应配合参数,并分析配合紧度对弹性环变形规律,如图 7 所示在载荷值为 0 N 的条件下,弹性环受配

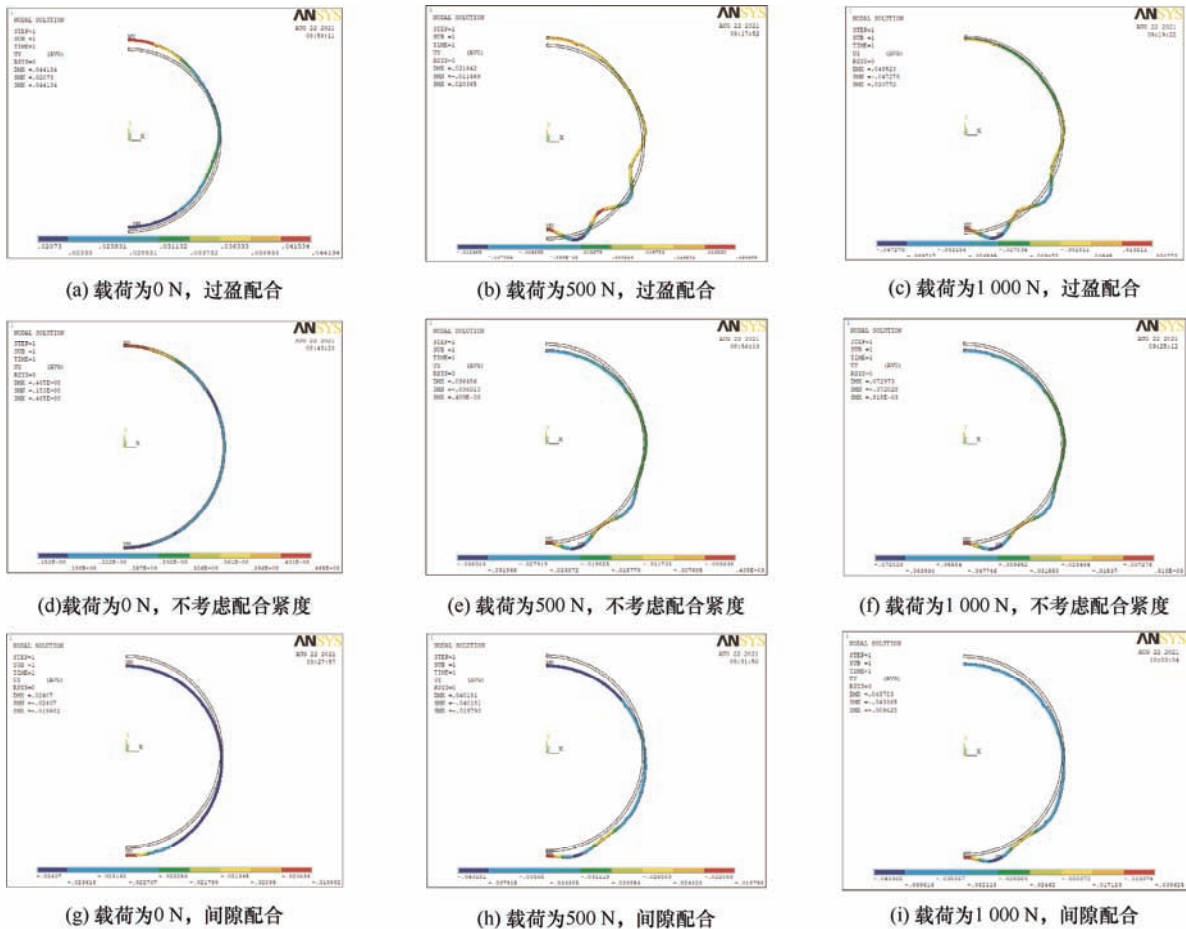


图 7 载荷与配合紧度对弹性环变形的影响

合紧度的影响会产生初始变形^[19], 过盈配合时弹性环产生向上的变形, 间隙配合时产生向下的变形, 随载荷增大不同配合紧度的弹性环变形趋于一致, 但是配合紧度对弹性环变形的影响依然存在, 下面对力-位移关系展开进一步研究。

如图 8 所示, 过盈配合时会使弹性环产生一定的初始非线性变形, 如虚线部分所示将其简化为拟合曲线, 过盈量越大初始变形越大, 需要施加一定的载荷值, 才能使弹性环产生沿力方向的位移, 此时力-位移曲线的斜率与不考虑配合紧度的力-位移曲线的斜率一致, 刚度为 $1.27 \times 10^7 \text{ N/m}$; 间隙配合时, 在初始阶段由于间隙的存在, 较小的力即可产生较大的位移, 当把间隙压实后刚度变为 $1.27 \times 10^7 \text{ N/m}$; 由于配合紧度导致弹性环产生不同的初始变形, 过盈配合使分段刚度出现的位置在 0.2 mm 之前, 出现分段刚度时所需要的力大于正常配合时所需要的力, 间隙配合使分段刚度出现的位置在 0.2 mm 之后, 出现分段刚度时所需要的力减小, 可由此规律判断弹性环的配合紧度。

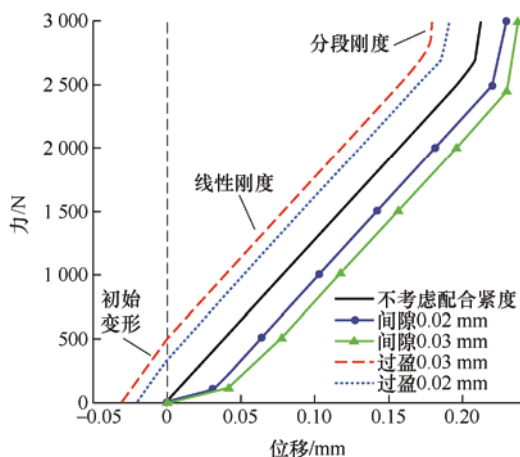


图 8 配合紧度对弹性环刚度的影响

2.3 配合紧度对弹性环强度的影响

配合紧度对弹性环强度的影响如图 9 所示, 由于过盈配合使弹性环产生力的作用关系, 存在初始的接触变形, 导致在载荷值为 0 N 的情况下, 弹性环存在一定的初始应力, 而间隙配合使弹性环在载荷为 0 N 的情况下, 弹性环只产生位移上的变形, 不存在接触变形与力的作用, 所以弹性环初始应力为 0 N ; 在载荷值较小时, 过盈配合的最大应力-位移曲线线性增长, 间隙配合的最大应力-位移曲线受弹性环位移变形影响, 应力增长

较慢, 随载荷值增大, 间隙被压实, 间隙配合与过盈配合的最大应力-位移曲线斜率一致, 并受分段刚度的影响, 达到分段刚度后, 受弹性环接触类型变化的影响, 最大应力随位移增长速度减慢。在相同位移条件下, 最大应力值满足过盈配合 > 不考虑配合紧度 > 间隙配合。

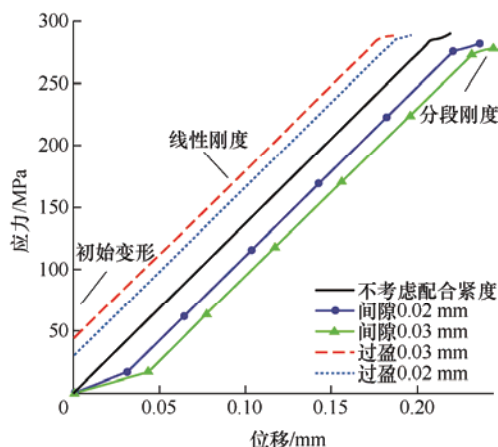


图 9 配合紧度对弹性环强度的影响

3 实验验证

为验证配合紧度对弹性环刚度及强度影响仿真结果的正确性, 以表 1 中的弹性环为实验对象, 分别采用间隙配合与过盈配合的弹性环进行实验测试, 弹性环实物图与加载框如图 10 所示, 其中加载框的作用为约束弹性环的外衬套外圈所有自由度, 以模拟轴承座的约束。

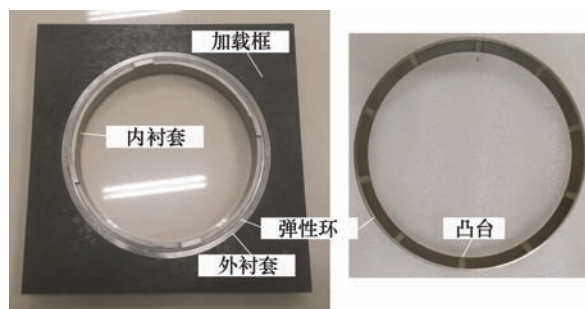


图 10 弹性环及工装实物图

将弹性环安装在心轴上, 外衬套外圈与加载框相接触, 并安装到万能实验机上进行实验, 测试系统如图 11 所示, 所用测试软件为 SHIMADZU 万能实验机自带软件, 施加竖直向上的载荷, 实验过程中软件自动记录弹性环所承受的载荷及位移, 对所得力-位移测点进行拟合, 即可得到弹性环静刚度。

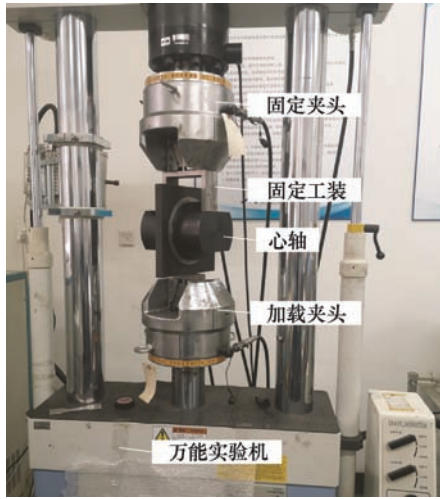


图 11 测试系统

首先对过盈配合下的弹性环进行测试, 每间隔 200 N, 记录一个实验点, 绘制力-位移曲线, 如图 12 所示, 由于初始变形的存在, 在载荷较小时实验点密集且刚度较大, 随载荷增大, 力-位移曲线进入线性刚度阶段, 对该阶段进行刚度拟合, 拟合结果为 1.28×10^7 N/m 与仿真值 1.27×10^7 N/m 的误差较小, 随载荷进一步增大, 弹性环进入分段刚度阶段, 且出现分段刚度时的位移小于凸台高度 0.2 mm。

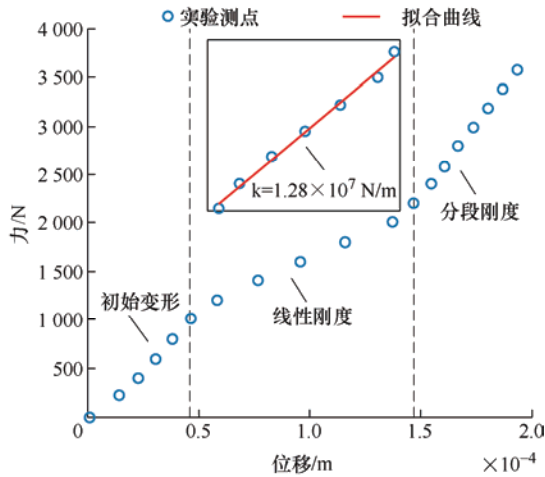


图 12 过盈配合测试结果

同上述实验方案对间隙配合下的弹性环进行测试, 测试结果如图 13 所示, 在载荷值较小时, 由于间隙的原因, 产生较大位移, 实验点较为松散, 随载荷增大进入线性刚度阶段, 对该阶段进行刚度拟合, 拟合结果为 1.23×10^7 N/m, 随载荷增大进入分段刚度阶段, 此时出现分段刚度的位移大于凸台高度 0.2 mm, 与如图 8 所示的仿真结果一致。

仿真与实验中仍存在很多问题需要解决, 首先仿真软件中设置配合紧度后, 在载荷值为 0 N 时弹

性环产生初始变形, 比如过盈配合使弹性环产生向上的位移, 而实验中配合紧度对弹性环式支承结构的影响已经产生相应变形, 施加载荷后即可产生沿力方向的位移造成误差; 其次, 仿真中仅考虑了外凸台处的配合紧度, 在实际工况下内外衬套与弹性环、内衬套与心轴、外衬套与加载框都存在配合紧度的影响, 由于配合紧度较为复杂, 所以实验中没有给出具体的配合紧度的数值; 最后工装的变形也会影响实验得到的位移值, 但总体趋势一致证明了仿真的正确性。

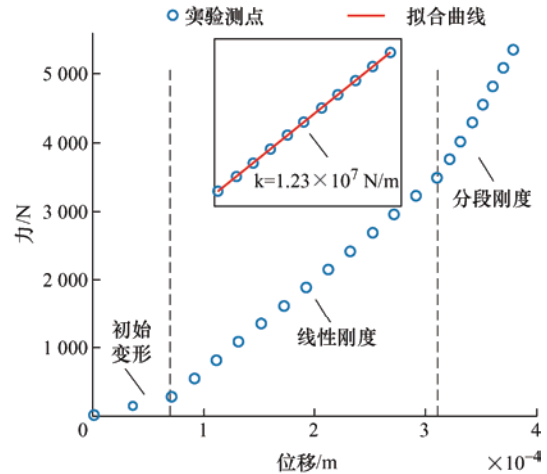


图 13 间隙配合测试结果

4 弹性环配合紧度对转子系统的影响

进一步分析配合紧度对转子系统的影响, 根据图 8 可知, 配合紧度对弹性环刚度的影响可分为三个阶段, 其中分段刚度在设计中应该避免出现, 因此只考虑由配合紧度引起的初始变形及线性刚度阶段, 刚度表达式可简化为

$$k_{xx} = k_{yy} = \begin{cases} k_1 & x \leq x_0 \\ \tilde{k}_2 & x > x_0 \end{cases} \quad (9)$$

其中, x 代表弹性环的平均位移且应小于凸台高度, 避免出现分段刚度现象, x_0 代表初始变形, k_1 代表线性刚度阶段, \tilde{k}_2 代表分段刚度阶段, 可知 \tilde{k}_2 的表达式为

$$\tilde{k}_2 = k_2 - \frac{x_0}{x} (k_2 - k_1) \quad (10)$$

根据配合紧度对弹性环刚度影响的结果, 可进一步用于分析对转子-弹性环支承系统动力学特性的影响, 建立如图 14 所示的某型风扇段转子-弹性环支承系统。

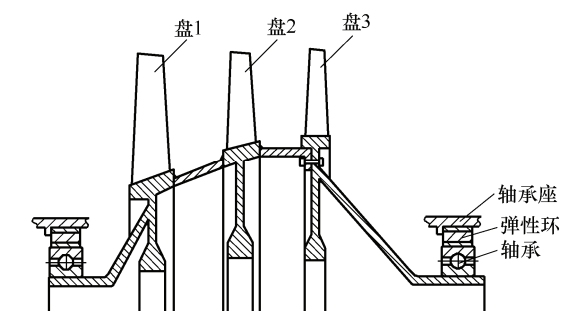


图 14 某型风扇段转子-弹性环支承系统结构简图

对上述转子系统进行有限元简化建模, 简化后转子系统的具体参数如表 2 所示, 于支承 1 与支承 2 处采用弹性环支承, 其中支承 1 处的弹性环采用不同的配合紧度进行建模分析。

表 2 转子系统结构参数

轴段	长度/m	内径/m	外径/m	盘质量/kg
1	0.116 1	0.063	0.08	0
2	0.093 2	0.063	0.08	25
3	0.093 2	0.063	0.08	0
4	0.072 2	0.063	0.08	24
5	0.072 2	0.063	0.08	0
6	0.085	0.063	0.08	27
7	0.085	0.063	0.08	0

在不平衡量为 $3 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 下, 弹性环配合紧度对转子系统幅频曲线的影响如图 15 所示, 受弹性环配合紧度的影响转子系统会产生非线性特性, 且间隙配合会使一阶临界转速降低, 过盈配合会使一阶临界转速升高。

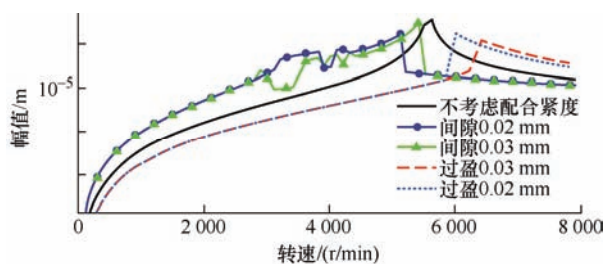
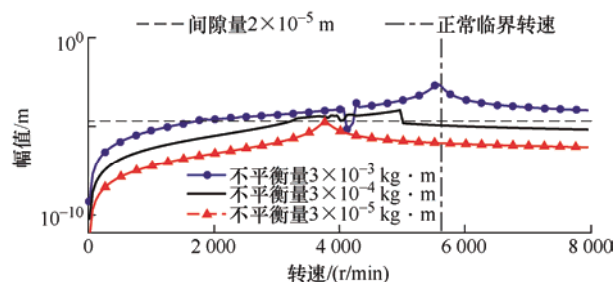


图 15 配合紧度对转子系统动力学特性的影响

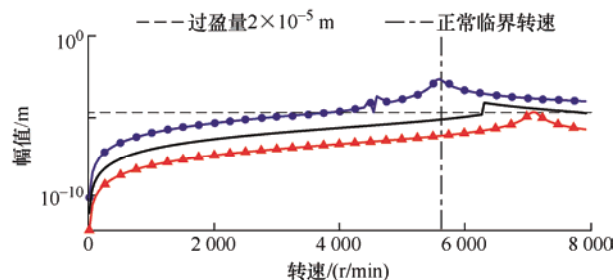
由于弹性环的配合紧度影响其刚度, 且刚度值随位移变形而变化, 所以转子-弹性环式支承系统在受不平衡量影响时, 会产生不同的振动特性, 如图 16 所示。

当弹性环采用间隙配合, 转子不平衡量为 $3 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时, 振动幅值低于间隙量弹性环处于初始变形阶段, 造成临界转速低于正常临界转速 5610 r/min ; 不平衡量为 $3 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时振动幅值接近间隙量, 此阶段弹性环处于线性刚度阶段, 刚

度值随振动幅值产生较大变化, 转子系统出现非线性现象; 当不平衡量为 $3 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时振动幅值大于间隙量, 随转速与振动幅值的增大, 弹性环式的刚度趋于稳定, 临界转速接近 5610 r/min 。同理当弹性环采用过盈配合, 不平衡量为 $3 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时振动幅值低于过盈量, 弹性环初始变形造成临界转速高于 5610 r/min ; 不平衡量为 $3 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时, 刚度值随振动幅值产生较大变化, 转子系统出现非线性现象; 当不平衡量为 $3 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时, 随转速与振动幅值的增大弹性环刚度趋于稳定, 临界转速接近 5610 r/min 。



(a) 弹性环为间隙配合



(b) 弹性环为过盈配合

图 16 不平衡量对转子系统动力学特性的影响

综上可知, 弹性环的配合紧度对转子动力学特性有较大影响, 在对航空发动机临界转速进行设计时, 需要充分考虑弹性环公差设计以及加工制造引起的配合紧度变化, 以准确达到目标临界转速。

5 结论

通过分析配合紧度对弹性环刚度以及对转子系统动力学特性的影响, 可以得出以下结论:

(1) 对弹性环进行有限元计算, 内衬套位移超过凸台高度时, 线性刚度转变为分段刚度。凸台圆角处作为强度考核点, 其等效应力主要由周向压应力与周向拉应力引起, 在达到分段刚度后, 应力随载荷增长的速度减慢;

(2) 配合紧度会使弹性环产生初始变形, 影响初始阶段的刚度与强度, 可通过出现分段刚度时的位移与凸台高度的关系判断弹性环配合紧度, 并对

该现象进行实验验证, 验证结果与仿真结果趋势一致;

(3) 转子系统动力学特性受弹性环配合紧度的影响, 转子振动幅值较低时弹性环处于初始变形阶段, 当振动幅值超过弹性环初始变形量, 弹性环进入线性刚度阶段, 受弹性环刚度的影响转子系统产生非线性振动, 过盈、间隙配合分别导致转子系统临界转速的升高与降低, 且受转子系统不平衡量影响较大。

参 考 文 献

- [1] WANG M, HAN Q, WEN B, et al. Modal characteristics and unbalance responses of fan rotor system with flexible support structures in aero-engine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G Journal of Aerospace Engineering, 2017, 231(g9): 1686-1705.
- [2] LUO Z, LI L, YANG Y, et al. Experimental and numerical investigations on novel models for mechanical behaviors of the elastic ring in aero-engine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2021: 2141141582.
- [3] WANG Z, LIU Z, ZHANG G, et al. Dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 71(10), 1144-1151.
- [4] MA Y, ZHU H, ZHANG D, et al. Experimental investigation on dynamic mechanical behavior of the elastic ring support with metal rubber[C]// ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2013.
- [5] 刘勇, 文立华. 弹性环式柔性支撑有限元分析及结构参数选择[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(11): 1744-1747.
LIU Yong, WEN Lihua. FEM analysis and structural parameter selection of elastic rings[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(11): 1744-1747.
- [6] HEIDARI H R, SAFARPOUR P. Design and modeling of a novel active squeeze film damper[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 105:235-243.
- [7] BAI C, XU Q, WANG J. Effects of flexible support stiffness on the nonlinear dynamic characteristics and stability of a turbopump rotor system[J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 64: 237-252.
- [8] DOUSTI S, GERAMI A, DOUSTI M. A numerical CFD analysis on supply groove effects in high pressure, open end squeeze film dampers[J]. International Journal of Engineering Innovation & Research, 2016, 5(7): 80-89.
- [9] SIEW C C, HILL M, HOLMES R. Evaluation of various fluid-film models for use in the analysis of squeeze film dampers with a central groove[J]. Tribology International, 2002, 35(8): 533-547.
- [10] 王四季, 廖明夫, 刘永泉, 等. 航空发动机轴承外环装配工艺引起的转子系统非线性振动[J]. 航空动力学报, 2015, 30(1): 82-89.
WANG Siji, LIAO Mingfu, LIU Yongquan. Nonlinear vibration of rotor systems caused by assembly process of a bearing outer ring of an aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1): 82-89.
- [11] DILIGENSKIY D S, NOVIKOV D K. Studying of manufacturing tolerance influence on the performance of GTE rotor elastic rings[J]. Procedia Engineering, 2017, 176(Complete): 483-497.
- [12] ZHANG W, DING Q. Elastic ring deformation and pedestal contact status analysis of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Sound & Vibration, 2015, 346: 314-327.
- [13] 苏春峰. 弹性环式挤压油膜阻尼器动力特性研究[D]. 沈阳: 沈阳航空工业学院, 2009.
SU Chunfeng. Study on dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper[D]. Shenyang: Shenyang Institute of Aeronautical Engineering, 2009.
- [14] 李岩, 廖明夫, 王四季. 配合关系对弹性环式挤压油膜阻尼器减振特性的影响[J]. 振动与冲击, 2020, 39(11): 232-238.
LI Yan, LIAO Mingfu, WANG Siji. Effect on vibrating attenuation by the fit of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(11): 232-238.
- [15] ISHIDA Y, INAGAKI M, EJIMA R, et al. Nonlinear resonances and self-excited oscillations of a rotor caused by radial clearance and collision[J]. Nonlinear Dynamics, 2009, 57(4): 593-605.
- [16] YABUNO H, KASHIMURA T, INOUE T, et al. Nonlinear normal modes and primary resonance of horizontally supported Jeffcott rotor[J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 66(3): 377-387.
- [17] CHEN G. Vibration modelling and verifications for whole aero-engine[J]. Journal of Sound & Vibration, 2015, 349: 163-176.
- [18] 刘闯, 陈国栋, 杨阳, 等. 基于有限元仿真的弹性环刚度特性分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2019, 36(3): 8-13.

LIU Chuang, CHEN Guodong, YANG Yang, et al. Stiffness analysis of elastic ring based on finite element simulation[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2019, 36(3): 8-13.

- [19] HAN Z, MA Z, ZHANG W, et al. Dynamic analysis of an elastic ring squeeze film damper supported rotor using a semi-analytic method[J]. Engineering Applications of

Computational Fluid Mechanics, 2020, 14(1): 1263-1278.

作者简介: 罗忠(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械动力学与控制、模型试验技术与方法等。

E-mail: zhluo@mail.neu.edu.cn

刘家希, 男, 1997 年出生, 硕士, 主要研究方向为航空发动机弹性支承结构设计及动力学特性分析。

E-mail: 864588462@qq.com