

航空发动机中介轴承的动力学减载设计

王俨劼^{1,2}, 廖明夫^{1,2}, 张家豪^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 西北工业大学 旋转机械与风能装置测控研究所, 西安 710072)

摘 要:通过对3种典型的航空发动机中介轴承各30台份的试车数据统计,得到使中介轴承免受“同步冲击”的原则,即:中介轴承内、外环特征频率同风扇叶片气动激振频率的整数倍数接近至2%的范围内的情况为危险区域,禁止发动机在此区域长期工作。继而提出了带中介轴承的转子系统优化迭代的动力学设计方法,通过调整叶片数目或高、低压转子转速比,直至保证危险区域的范围不超过发动机工作范围(从慢车状态至最大状态)的10%。该方法可使中介轴承免受“同步冲击”,有效地降低轴承滚道上的动载荷,提高中介轴承的疲劳寿命。

关 键 词: 中介轴承; 叶片通过频率; 特征频率; 同步冲击; 减载设计

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Dynamic load reduction design for inter-shaft bearing of aircraft engine

WANG Yan-kai^{1,2}, LIAO Ming-fu^{1,2}, ZHANG Jia-hao^{1,2}

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Institute of Monitoring and Control for Rotating Machinery and Wind Turbines,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on statistics of 30 test run data of three typical inter-shaft bearing of aircraft engine, a principle to avoid synchronous impact was acquired. The statistics of test run data shows that it is dangerous area when integer multiple of the frequency of aerodynamic force and fault characteristic frequency of inter-shaft bearings are close in range of 2%, aircraft engine should not work under this state for long. Afterwards, a optimization iterative dynamics design approach for rotor with inter-shaft bearings was proposed. Blade number or high/low pressure rotor speeds ratio should be adjusted until the range of the dangerous area less than 10% of aircraft engine's running range. The approach can reduce inter-shaft bearings' dynamic load, let it free from synchronous impact, and eventually increase its fatigue life.

Key words: inter-shaft bearing; blade passing frequency; characteristic frequency; synchronous impact; load reduction

收稿日期: 2016-06-16

作者简介: 王俨劼(1978—),男,副教授,博士,主要从事发动机结构动力学设计和发动机故障诊断领域的研究。

E-mail: ykwang@nwpu.edu.cn

引用格式: 王俨劼, 廖明夫, 张家豪. 航空发动机中介轴承的动力学减载设计[J]. 航空动力学报, 2017, 32(2): 492-499. WANG Yan-kai, LIAO Mingfu, ZHANG Jiahao. Dynamic load reduction design for inter-shaft bearing of aircraft engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(2): 492-499.

中介轴承是双转子航空发动机中关键的承力和传动部件^[1-2]. 转子上受到的各种力通过中介轴承最终传递到承力机匣上. 鉴于发动机轴承运行工况范围大, 载荷交变特性突出^[3], 热应力效应显著, 很容易发生故障^[4]. 加之, 中介轴承是发动机的关键件, 一旦故障将带来灾难性的后果. 因此, 发动机中介轴承减载设计意义重大.

中介轴承利用内外环间的滚动体的滚动获得内外环之间的相对运动. 即使在正常的条件下使用, 内外环和滚动体的滚动面也会因接触应力作用而发生材料疲劳, 以致造成剥落, 滚动接触疲劳是最主要的失效形式之一^[5]. 大量理论分析和实验研究针对此问题开展, 讨论了材料缺陷、工作温度、润滑条件以及预紧力对接触疲劳的影响^[6-11]. 这些措施有效地减低了轴承的故障率, 但却给轴承的加工、装配和使用附加了苛刻的要求. 事实上, 材料冶金缺陷、机加带来的表面不完整是不可避免的. 因此, 发动机轴承减载设计是提高轴承寿命最根本的途径.

实际上, 在发动机转子动力学设计的过程中, 已经充分估计了主要激振力(主要为不平衡响应以及气动激振力)^[12]. 这些激振力将全部作用在轴承上. 因此, 应该充分考虑这些激振力在滚道上产生的动载荷^[13-15], 实施轴承的减载设计. 这一中介轴承减载设计的思路鲜少被关注.

本文首先建立带中介轴承的双转子系统的动力学模型, 阐述了因设计不当引发中介轴承动载荷急剧增大的原因, 解释了内外环滚道“同步冲击”现象, 提出中介轴承减载设计原则, 继而提出一种中介轴承的减载设计方法, 以降低轴承的动载荷, 保证轴承的接触疲劳寿命. 其间涉及到 3 个成功设计和一个不佳设计案例. 不佳设计的中介轴承很快发生了贯穿性裂纹, 证明了本文结论的正确性.

1 带中介轴承的双转子系统的受力分析

中介轴承的外环安装在高压转子上, 内环安装在低压轮转子上; 或者相反, 外环安装在低压转子上, 内环安装在高压转子上. 因此, 作用在转子上的旋转激振力成为轴承承受动载荷的主要来源, 如图 1 所示. 图中 Ω_b, Ω_l 分别为为高、低压转子转速; F_b, F_l 分别代表高、低压转子转频的整数倍(K 倍)频率的旋转激振力, 其振幅分别为 F_{b0}, F_{l0} .

发动机工作过程中, 转子及叶片承受着复杂的气动激振载荷, 尤其是风扇转子的气动激振力. 随着发动机涵道比的不断提高, 风扇直径愈来愈大, 该激振力的影响也愈发显著.

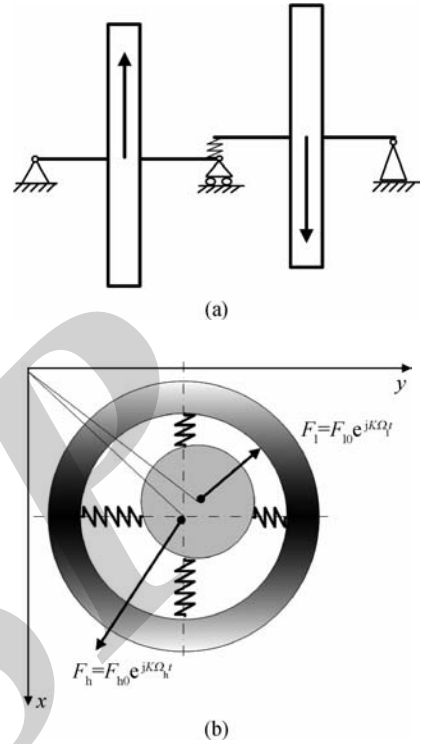


图 1 带中介轴承的双转子系统动力学模型

Fig. 1 Dynamics model for dual rotors with inter-shaft bearings

风扇叶片的气动激振力主要是由结构对气流阻碍造成的^[16]. 在发动机环形进气通道中, 由于叶片尾缘及附面层的影响, 将引起叶栅出口处气流速度的亏损, 形成尾迹. 它导致叶栅通道中的总压沿周向呈非均匀分布. 又由于下游叶栅与上游叶栅有一相对转速, 因此, 下游叶栅入口处的气动参数是周期变化的, 这样, 转子便会受到周期性激振.

一个叶片形成的气动激振力展成的傅里叶级数为

$$F(\theta) = F_0 + F_1 \cos(\theta + \phi_1) + F_2 \cos(2\theta + \phi_2) + F_3 \cos(3\theta + \phi_3) + \dots \quad (1)$$

其中 θ 为低压转子的转角; $F_0, F_1, F_2, \dots$ 为 $F(\theta)$ 进行傅里叶展开后各阶分量的幅值; $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \dots$ 为 $F(\theta)$ 进行傅里叶展开后各阶分量的初始角度.

对于 Z_b 个叶片的风扇转子, 可以得到

$$F_b(\theta) = F_0 + F_1 \cos(Z_b \theta + \phi_1) + F_2 \cos(2Z_b \theta + \phi_2) + F_3 \cos(3Z_b \theta + \phi_3) + \dots \quad (2)$$

在发动机工作过程中,实际上有 $\theta = \Omega t$ ($\Omega = 2\pi n/60 \text{ rad/s}$). 则气动激振力随时间的函数表达式可以写成

$$F_b(t) = F_0 + F_1 \cos(Z_b \Omega t + \phi_1) + F_2 \cos(2Z_b \Omega t + \phi_2) + F_3 \cos(3Z_b \Omega t + \phi_3) + \cdots \quad (3)$$

由于风扇是低压转子的一部分,故将式(3)中的 Ω 替换为 Ω_1 ,则风扇产生的气动激振力的频率包括:风扇叶片数目和风扇转子转速 Ω_1 的乘积、风扇叶片数目的 2 倍和风扇转子转速 Ω_1 的乘积、风扇叶片数目的 3 倍和风扇转子转速 Ω_1 的乘积……。文献[17]所取得的实验研究结果也印证了这个结论。

参考上述实验结果,假设各谐波成分的幅值比例. 令 $F_b(t) = F_0 = F_1 = 2F_2 = 3F_3$, 由于各阶振幅依次减少,故取前 3 阶模拟风扇气动激振力,得到风扇叶片数为 Z_b 的风扇转子气动激振力的数学模型如式(4)所示. 图 2 显示了风扇转子气动激振力的时域信号。

$$F_b(t) = F_0 [1 + \cos(Z_b \Omega_1 t + \phi_1) + \frac{1}{2} \cos(2Z_b \Omega_1 t + \phi_2) + \frac{1}{3} \cos(3Z_b \Omega_1 t + \phi_3)] \quad (4)$$

上述气动激振力将作用在中介轴承上,在轴承滚道上形成动载荷。

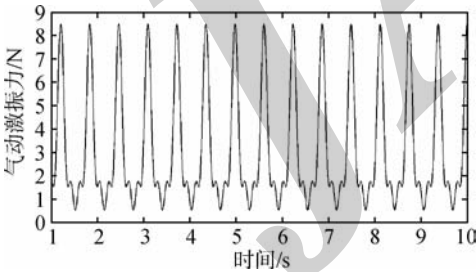


图 2 风扇转子承受的气动激振力

Fig. 2 Aerodynamic force on fan rotor

2 中介轴承滚道承受的动载荷

发动机运转过程中,当轴承内环上某一微损伤点 P 与轴承滚动体接触时,同时也会受到旋转气动激振力的冲击作用, P 点的动载荷即为滚动体冲击力与气动激振力的叠加。

对于中介轴承内环上微损伤点 P ,它每接触一个滚子,受到一次冲击,与 z 个滚子的冲击频率为 f_{inner} [18]. 图 3 是中介轴承工作时滚动体与内环损伤位置接触产生冲击力的示意图. τ_{inner} 是滚动

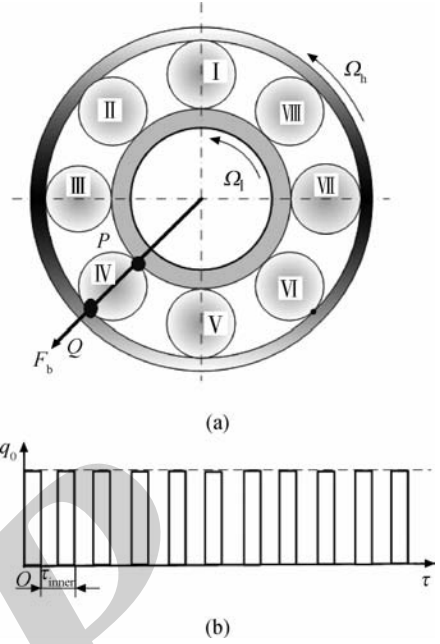


图 3 中介轴承滚动体对内环的冲击力

Fig. 3 Impact force on inter-shaft bearing's inner ring

体与损伤位置冲击的时间间隔。

以内环安装在低压转子上,外环安装在高压转子上,两转子同向旋转方案为例,对于 z 个滚动体的中介轴承,滚动体同内环上的点 P 、外环上点 Q 的接触频率(即中介轴承内、外环故障特征频率)分别为

$$f_{\text{inner}} = \frac{1}{2 \times 2\pi} |\Omega_h - \Omega_l| \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) z \quad (5)$$

$$f_{\text{outer}} = \frac{1}{2 \times 2\pi} |\Omega_h - \Omega_l| \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) z \quad (6)$$

式中 d 为滚动体直径; D_m 为轴承节径; α 为接触角,即接触面中心与滚动体中心连线和轴承径向平面之间的夹角。

图 4 是作用在转子上的气动激振力和滚动体冲击力在滚道上形成的动载荷. 滚子 IV、滚子 III 和滚子 II 依次滚过内环上点 P 时, P 点受到的载荷变化如图所示. 其中,图 4(a)是气动激振力频率和内环特征频率不相等条件下的动载荷,图 4(b)是气动激振力频率和内环特征频率相等条件下的动载荷. 图中虚线是旋转激振力的波形, τ_F 是旋转激振力的周期, τ_{inner} 是滚子对内环冲击力的周期, $\tau_I, \tau_{II}, \tau_{III} \cdots$ 为滚子对内环冲击时刻; F_{10}, q_0 分别是气动激振力和滚动体冲击力的峰值。

从图 4 可以看出,滚道承受的载荷由两部分组成:滚动体冲击力与气动激振力. 气动激振力频率和内环特征频率不相等时, P 点受到的冲击力

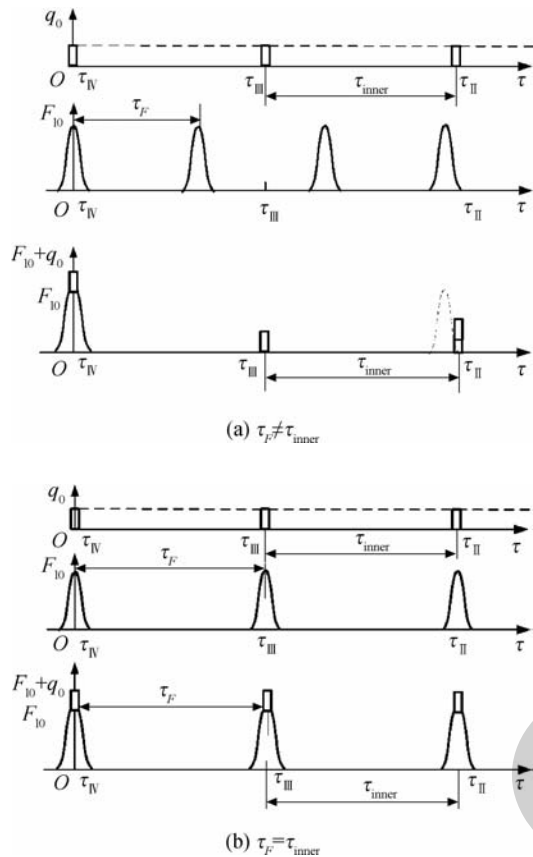


图 4 气动激振力与滚动体冲击力的叠加
Fig. 4 Super imposition results of aerodynamic force and impact force

不会始终等于滚动体冲击力与气动激振力幅之和;但当气动激振力与滚动体冲击力同频同相时,点 P 受到的冲击力为滚动体冲击力与气动激振力幅之和,且持续作用于 P 点. 这种现象称之为“同步冲击”. 在“同步冲击”作用下,中介轴承受到的动载荷增大,易于造成滚道的局部损伤,降低中介轴承的寿命.

上述以内环为例,说明了“同步冲击”现象. 当气动激振力频率和外环特征频率相等时,也能得到类似的结果,外环上点 Q 将会受到“同步冲击”.

从式(5)和式(6)可以看出:对于单转子系统,轴承外环不旋转,即外环转速为零,且 $d\cos\alpha/D_m$ 一般不为整数,故轴承内、外环特征频率不可能和转子整倍频周期气动激振力的频率相等. 但对于具有中介轴承的双转子发动机,按照发动机性能要求,高、低压转子转速 Ω_h 和 Ω_l 在较大范围内变化,完全有可能使中介轴承内、外环特征频率与气动激振力频率相等或相近,发生“同步冲击”,引起中介轴承受到的动载荷增大,易于造成滚道的局部损伤,降低中介轴承的寿命. 因此,必须确定避

免“同步冲击”的原则,开展中介轴承减载设计.

3 减载设计的原则

对于双转子发动机,风扇叶片将产生周期性的气动激振力,其频率是风扇叶片数目整倍数与低压转子转速 Ω_l 的乘积. 发动机高、低压转子转速比按照发动机性能控制率变化,在一定转速范围内可能会使中介轴承内环或外环特征频率等于风扇的气动激振力频率,该力与滚动体的冲击力叠加,就会造成对中介轴承的“同步冲击”.

$$f_{inner} = \frac{1}{2 \times 2\pi} |\Omega_h - \Omega_l| \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos\alpha\right) z \approx KZ_b \Omega_l \quad (7)$$

$$f_{outer} = \frac{1}{2 \times 2\pi} |\Omega_h - \Omega_l| \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos\alpha\right) z \approx KZ_b \Omega_l \quad (8)$$

图 5 显示了某型发动机的中介轴承所承受的冲击频率和气动激振频率的相互关系. 其中纵坐标为航空发动机低压转子的转速倍频,横坐标为发动机工作状态,表征发动机转速. 在图中分别绘出内、外环特征频率曲线和风扇叶片通过频率曲线,两条曲线的交点表示频率相等,发生了“同步冲击”. 上述交点为高、低压转子转速比设计值下得到. 在不同台发动机的试车过程中,由于高、低压转速比的变化,中介轴承特征频率实际分布在一定的区间内(图 5 中每条曲线对应一次试车). 在发动机设计过程中,这一区间即是可能发生“同步冲击”的危险区域,需要尽量回避.

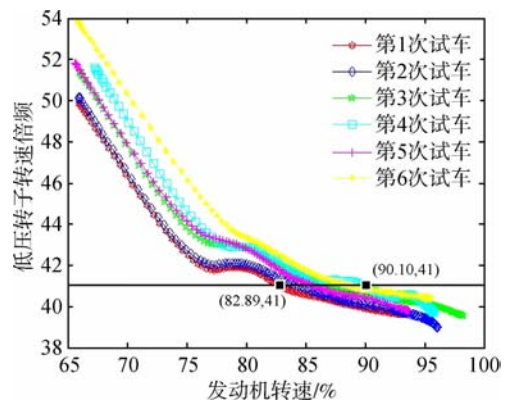


图 5 某型航空发动机的中介轴承出现的“同步冲击”
Fig. 5 Synchronous impact of inter-shaft bearings of a aircraft engine

为了确定危险区域的边界,对 3 种型号的中介轴承进行统计. 每种型号选取 30 台份的试车数据统计,发现频率重合点(发生“同步冲击”的点)

分布在一定的频率区间范围内,如图 6 所示,其中横坐标为发动机工作转速,纵坐标为相应转速下发生“同步冲击”的概率.对频率重合点进行数理统计,得到均值 $E(f)$ 和标准差 S ,如表 1 所示.其中,所得到的均值为中介轴承特征频率设计值的数学期望,得到的标准差即可用于确定危险区域的边界.

令

$$a = \frac{S}{E(f)} \times 100\%$$

(9)

即风扇叶片通过频率不可以落在 $[f(1-a), f(1+a)]$ 的区间范围内,否则可能出现“同步冲击”,导致动载荷增大.

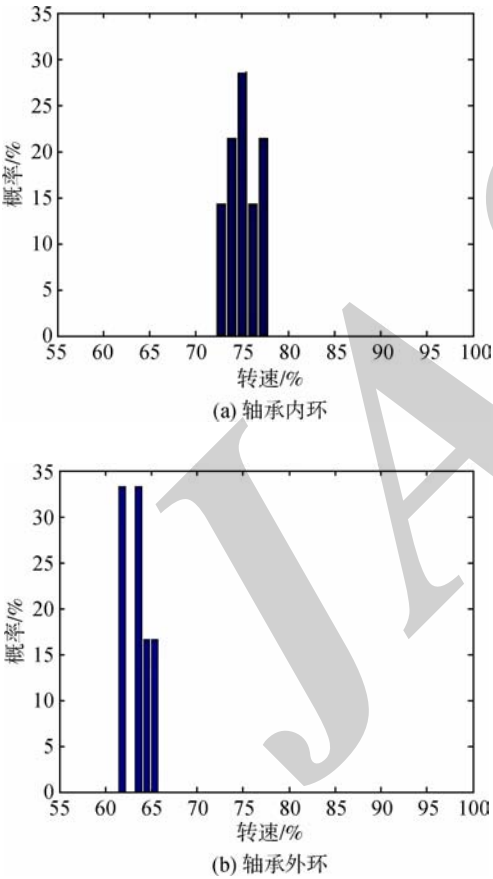


图 6 某型中介轴承“同步冲击”点的分布图
Fig. 6 Statistical results of synchronous impact point from a kind of inter-shaft bearing

为了便于减载设计,将中介轴承内、外环的特征频率改写成低压转子转速倍数的形式,即内、外环特征倍频数.式(7)和式(8)变为

$$X_{\text{inner}} = \frac{1}{2} \left| \frac{\Omega_h}{\Omega_l} - 1 \right| \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) z$$

(10)

$$X_{\text{outer}} = \frac{1}{2} \left| \frac{\Omega_h}{\Omega_l} - 1 \right| \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) z$$

(11)

式(10)和式(11)中,包含高、低压转子转速比 Ω_h/Ω_l .高、低压转子转速比变化时,内环特征倍频数 X_{inner} 和外环特征倍频数 X_{outer} 随之变化.

基于 3 种典型发动机中介轴承,根据表 1 的统计结果,可以得到结论:如果气动激振力倍频落在 $X_{\text{inner}} \pm 2\% X_{\text{inner}}$ 的范围,可能发生滚动体对内环的“同步冲击”;落在 $X_{\text{outer}} \pm 2\% X_{\text{outer}}$ 的范围中可能出现滚动体对外环的“同步冲击”.

表 1 3 种型号的中介轴承危险区域边界的统计结果
Table 1 Statistical results of dangerous area's boundary from three kinds of inter-shaft bearings

发生“同步冲击”的位置	转速均值	转速标准差	$a/\%$
型号 1 中介轴承内环	0.75	0.017 20	2.29
型号 1 中介轴承外环	0.64	0.016 75	2.64
型号 2 中介轴承内环	0.75	0.016 99	2.26
型号 2 中介轴承外环	无交点		
型号 3 中介轴承内环	无交点		
型号 3 中介轴承外环	无交点		

由于要求发动机能够在慢车、巡航和最大等多个工况工作,并且在各工况之间频繁过渡,因此高、低压转子转速比变化的范围较大.在发动机的全工况,很难完全避免出现中介轴承内环或外环特征频率和气动激振力频率相等的情况.此时,需要给出危险区域占发动机全工况比例的上限.

借鉴国内外经典发动机的中介轴承,通过统计得到危险区域占发动机全工况比例的上限.图 7 显

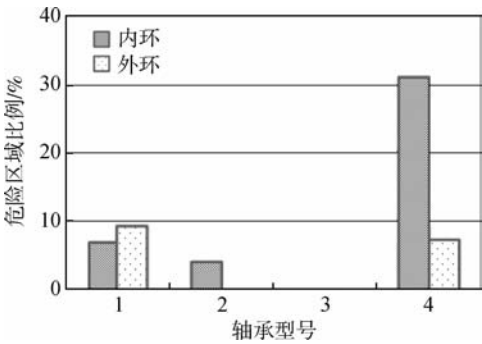


图 7 3 种型号的中介轴承危险区域大小限制值的统计图
Fig. 7 Statistical results in sizes of dangerous area of three kind of inter-shaft bearings

示了来自 3 种型号的中介轴承各 30 次试车样本的统计结果. 上述型号的中介轴承, 设计合理, 服役多年.

从图 7 中可以看出, 设计合理的轴承在 90% 以上的发动机工作转速范围(慢车状态转速—最大状态转速)内都工作在非危险区域.

图 7 中, 第 4 种型号为在研的中介轴承, 其内环特征频率的危险区域占全工况的比例高达 31.2%. 在试车过程中, 一套新轴承工作未满 100 h, 即出现轴承内环贯穿性裂纹.

由此, 得到使中介轴承免受“同步冲击”的原则是: 中介轴承内、外环特征倍频同风扇叶片数目及其整倍数接近至 2% 的情况为危险区域, 禁止发动机在此区域长期工作. 如果危险区域占发动机全工况(从慢车状态至最大状态)比例超过 10%, 则需要开展减载设计.

4 减载设计算法

本节提出一种避免中介轴承受到“同步冲击”

的设计方法. 图 8 是设计方法的流程图. 首先在发动机工作范围内选取 N 个转速点, 确定每个转速下中介轴承内、外环的特征倍频; 然后标出风扇的叶片数目; 校核风扇叶片数目及其整倍数是否和内、外环特征倍频相距在 2% 之内. 若满足这一条件的转速区间超过发动机工作转速范围(慢车状态转速—最大状态转速)的 10%, 则调整叶片数目或高/低压转子转速比, 保证在 90% 以上的发动机工作转速范围(慢车状态转速—最大状态转速)内, 风扇叶片数目及其整倍数与中介轴承内环或者外环特征倍频相差在 2% 以上.

步骤 1 计算高压转子和低压转子的转速比.

按照转速等间隔原则, 在发动机工作转速范围内选取 N 个转速点. 根据发动机高压转子设计转速和低压转子设计转速, 计算每一转速工况下的高、低压转子转速比 $\gamma_i = \Omega_{h,i} / \Omega_{l,i} = n_{2,i} / n_{1,i}$, $i = (1, 2, \dots, N)$. 其中 n_2 是高压转子设计转速 (r/min), n_1 是低压转子设计转速 (r/min).

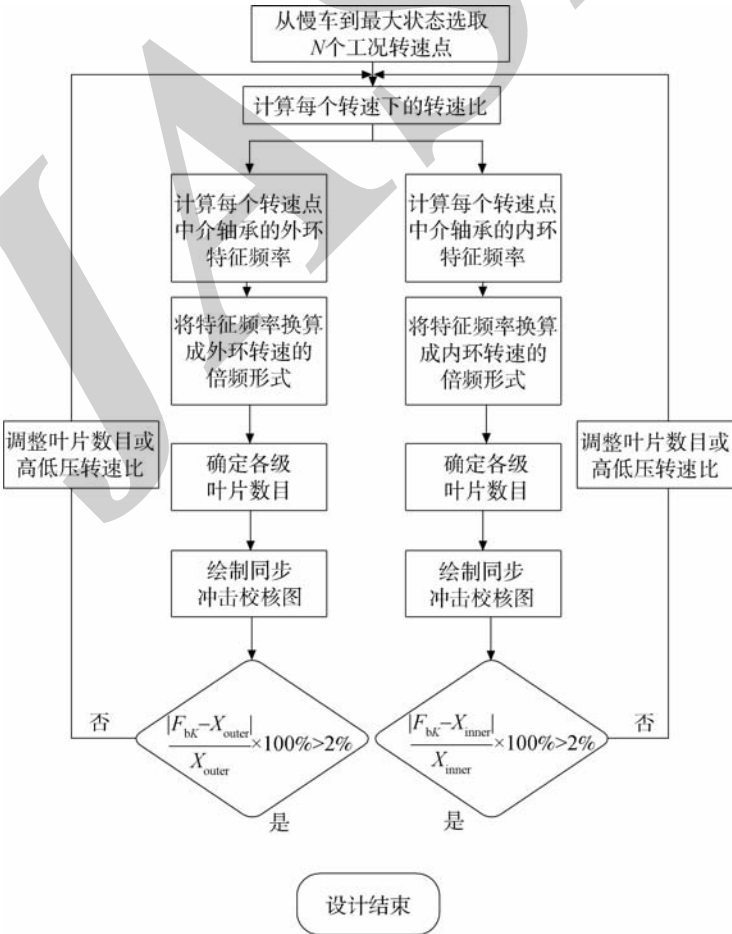


图 8 避免“同步冲击”的减载设计方法流程图

Fig. 8 Flow chart of load reduction design for avoiding synchronous impact

步骤 2 确定中介轴承内环、外环特征频率。

通过公式(12)确定每一个转速工况下,中介轴承外环特征频率 $f_{outer,i}, i=(1,2,\cdots,N)$

$$f_{outer,i} = \frac{1}{2 \times 60} |n_{2,i} \pm n_{1,i}| \cdot \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) z \quad (12)$$

通过公式(13)确定每一个转速工况下,中介轴承内环特征频率 $f_{inner,i}, i=(1,2,\cdots,N)$

$$f_{inner,i} = \frac{1}{2 \times 60} |n_{2,i} \pm n_{1,i}| \cdot \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) z \quad (13)$$

公式中,高压转子和低压转子同向旋转时,取减号“—”,反向旋转时,取加号“+”。

步骤 3 计算中介轴承内环特征倍频。

按公式(13),将计算得到的内环特征频率 $f_{inner,i}$ 换算成低压转子转速的倍频形式。

$$X_{inner,i} = \frac{1}{2} |\gamma_i \pm 1| \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) z \quad (14)$$

步骤 4 依据第 3 节提出的减载设计原则校核中介轴承的载荷状态。

叶片数目及其整倍数处于 $X_{inner} + 2\% X_{inner}$ 和 $X_{inner} - 2\% X_{inner}$ 边界线范围内,则为危险区域,禁止发动机在此区域长期工作。

步骤 5 针对中介轴承的减载优化设计。

如果叶片数目及其整倍数处于 $X_{inner} + 2\% X_{inner}$ 和 $X_{inner} - 2\% X_{inner}$ 范围内的转速区间超过发动机工作转速范围(慢车状态转速—最大状态转速)的 10%,则调整叶片数目或高/低压转子转速比,保证在 90%以上的发动机工作转速范围内,叶片数目及其整倍数与中介轴承内环特征倍频相差在 2%以上。

步骤 6 校核外环特征倍频是否满足减载设计原则。

按公式(15),将计算得到的外环特征频率 $f_{outer,i}$ 换算成低压转子转速的倍频形式。

$$X_{outer,i} = \frac{1}{2} |\gamma_i \pm 1| \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) z \quad (15)$$

重复步骤 3~步骤 6,对中介轴承外环受到“同步冲击”的可能性进行校核。

5 结 论

总结全文研究工作,可以得到以下结论。

1) 在采用中介轴承的双转子发动机中,风扇叶片产生的气动激振力频率和轴承内、外环特征

频率在某些工况下重合,可能造成滚子对内、外环滚道动载荷骤增,出现“同步冲击”。

2) 使中介轴承免受“同步冲击”的原则是:中介轴承内、外环特征倍频同风扇叶片数目及其整倍数接近至 2%的情况为危险区域,禁止发动机在此区域长期工作。危险区域占发动机全工况(从慢车状态至最大状态)比例不宜超过 10%。

3) 如果不能满足上述原则,可以按照本文所提出的中介轴承减载设计方法,通过调整叶片数目或高/低压转子转速比进行迭代设计。按所建立的 6 个设计步骤,可使中介轴承免受“同步冲击”,可有效降低轴承滚道上的动载荷,提高中介轴承的疲劳寿命。

参考文献:

[1] 胡绚,罗贵火,高德平,等. 航空发动机中介轴承的特性分析[J]. 航空动力学报,2007,22(3):439-443.
HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping, et al. Performance analysis of aero-engine intershaft bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3):439-443. (in Chinese)

[2] Defaye C, Bonneau O, Arghir M, et al. Dynamic behavior of a double spool rotor integrating an oil-damped intershaft bearing[J]. Tribology Transactions, 2008, 51(5):562-572.

[3] 廖明夫,刘永泉,王四季,等. 中介轴承对双转子振动的影响[J]. 机械科学与技术,2013,32(5):641-646.
LIAO Mingfu, LIU Yongquan, WANG Siji, et al. The vibration features of a twin spool rotor system with an inter-bearing[J]. Mechanical Science and Technology, 2013, 32(5):641-646. (in Chinese)

[4] 吴波,祁向荣,江征风,等. 基于多失效模式的轴承滚动体可靠性模型[J]. 轴承,2015(9):21-24.
WU Bo, QI Xiangrong, JIANG Zhengfeng, et al. Reliability model based on multi-invalidation mode for bearing rolling elements[J]. Bearing, 2015(9):21-24. (in Chinese)

[5] 廖明夫,马振国,刘永泉,等. 航空发动机中介轴承的故障特征与诊断方法[J]. 航空动力学报,2013,28(12):2752-2758.
LIAO Mingfu, MA Zhenguo, LIU Yongquan, et al. Fault characteristics and diagnosis method of inter-shaft bearing in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(12):2752-2758. (in Chinese)

[6] Oswald F B, Zaretsky E V, Poplawski J V. Effect of internal clearance on load distribution and life of radially loaded ball and roller bearings[J]. Tribology Transactions, 2012, 55(2):245-265.

[7] Gnagy J, Houptert L, Chevalier F. Rolling bearing stress based life: Part II experimental calibration and validation [J]. Journal of Tribology, 2012, 134(2):390-392.

[8] Oswald F B, Zaretsky E V, Poplawski J V. Interference-fit life factors for roller bearings [J]. Tribology Transactions, 2009, 52(4):415-426.

[9] Flouros M, Hirschmann M, Cottier F, et al. Active outer

ring cooling of high-loaded and high-speed ball bearings [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 135(8): 1-8.

[10] Franz-Josef E. An overview of performance characteristics, experiences and trends of aerospace engine bearings technologies[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2007, 20(4): 378-384.

[11] 王延荣, 田爱梅, 结构振动可靠性设计方法研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(2): 191-194.
WANG Yanrong, TIAN Aimei. Research on reliability design method of structural vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(2): 191-194. (in Chinese)

[12] 廖明夫, 谭大力, 耿建明, 等. 航空发动机高压转子的结构动力学设计方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1505-1519.
LIAO Mingfu, TAN Dali, GENG Jianming, et al. Structure dynamics design method of aero-engine high pressure rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)

[13] 王俨凯, 廖明夫. 一种航空发动机中介轴承的减载设计方法: 中国, CN201510458891. X[P]. 2015-07-31.

[14] 唐云冰, 高德平, 罗贵火. 航空发动机滚动轴承的载荷分布研究[J]. 航空学报, 2006, 27(6): 1117-1121.
TANG Yunbing, GAO Deping, LUO Guihuo. Research on the load distribution in aeroengine ball bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2006, 27(6): 1117-1121. (in Chinese)

[15] Olave M, Sagartzazu X, Damian J, et al. Design of four contact-point slewing bearing with a new load distribution procedure to account for structural stiffness[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 132(2): 021006. 1-021006. 10.

[16] Naeem M. Impacts of low-pressure (LP) compressors' fouling of a turbofan upon operational-effectiveness of a military aircraft [J]. Applied Energy, 2008, 85(4): 243-270.

[17] 栗玉领, 徐胜利, 杨树桦, 等. 非典型气动荷载下压缩机叶轮疲劳强度分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(9): 82-89.
LI Yuling, XU Shengli, YANG Shuhua, et al. Fatigue strength analysis of compressor impeller under non-typical aerodynamic load[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(9): 82-89. (in Chinese)

[18] 王平, 廖明夫. 齿轮箱中滚动轴承的故障诊断[J]. 航空动力学报, 2005, 20(6): 944-950.
WANG Ping, LIAO Mingfu. Fault diagnosis of rolling bearings in a gearbox[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(6): 944-950. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)