

转子连接结构力学特性稳健设计

雷冰龙¹, 李超^{1,2}, 洪杰^{1,2}, 马艳红^{1,2}

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院¹, 航空发动机研究院², 北京 100191)

摘要:针对航空发动机转子结构具有质量/刚度分布不均匀、界面连接和承受大弯曲载荷等结构力学特性,分析了转子连接结构力学特性与界面接触状态之间的关联性,提出适用于工程设计的连接界面滑移和摩擦-疲劳损伤程度的界面接触状态、应变能和摩擦功等定量评估参数。建立了基于连接界面变形协调和转子应变能分布控制的转子连接结构力学特性稳健设计方法。结果表明:通过对转子结构几何特征参数进行优化,提高了连接界面在离心载荷作用下的变形协调性,改善了在工作载荷下转子弯曲应变能分布,可以减少连接界面摩擦-疲劳损伤,从而降低连接结构力学特性对载荷环境的敏感度,保证转子结构力学特性稳健。以高速转子系统中连接结构为例,通过仿真计算验证了带有界面连接的转子连接结构力学特性稳健设计的有效性。

关键词: 转子连接结构; 稳健设计; 非连续性; 界面损伤; 损伤控制; 航空发动机

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2021.02.007

Robust Design of Mechanical Characteristics of Rotor Connection Structure

LEI Bing-long¹, LI Chao^{1,2}, HONG Jie^{1,2}, MA Yan-hong^{1,2}

(School of Energy and Power Engineering¹, Research Institute of Aero-Engine², Beihang University: Beijing 100191, China)

Abstract: Aiming at the structural mechanical characteristics of aeroengine rotor structure such as uneven mass/stiffness distribution, interface connection and bearing large bending loads, the correlation between the mechanical characteristics of the rotor connection structure and the interface contact state was analyzed, and the quantitative evaluation methods of interface contact state, strain energy and friction work were put forward for engineering design, such as interface slip and friction fatigue damage degree parameters. A robust design method for the mechanical properties of the rotor connection structure based on the coordination of the deformation of the connection interface and the control of the distribution of the rotor strain energy was established. The results show that by optimizing the geometric characteristic parameters of the rotor structure, the deformation coordination of the connection interface under the action of centrifugal load is improved, and the bending strain energy distribution of the rotor under the working load environment can be adjusted to reduce the friction-fatigue damage of the connection interface, thereby reducing the mechanics of the connection structure. The sensitivity of the characteristics to the load environment ensures the robust mechanical characteristics of the rotor structure. Taking the connection structure in the high-speed rotor system as an example, the effectiveness of the robust design of the mechanical characteristics of the rotor connection structure with interface connections is verified by simulation calculation.

Key words: rotor connection structure; robust design; discontinuity; interface damage; damage control; aeroengine

0 引言

现代航空发动机向轻质、高效、大功率发展,其安全性、可靠性问题越来越突出。受加工、装配等因素的限制,使得发动机转子系统中存在许多连接结构,其局部接触状态改变以及相对滑移会造成其相对位置关系的改变,使转子系统产生附加不平衡量,引起

整机振动问题。

在结构负荷不大的转子动力学设计中,可将转子作为连续结构进行分析^[1],近些年来国内外学者关于连接结构对转子动力特性的影响开展了大量的研究工作。Ma等^[2]进行了在非确定载荷作用下转子动力响应的区间分析;Wang等^[3]研究了螺栓连接结构弯

收稿日期: 2020-09-10 基金项目: 国家科技重大专项(2007-I-0008-0009)资助

作者简介: 雷冰龙(1994),男,在读硕士研究生,研究方向为航空发动机转子连接结构稳健性、承力系统结构设计与振动控制; E-mail: leibinglong@buaa.edu.cn。

引用格式: 雷冰龙,李超,洪杰,等. 转子连接结构力学特性稳健设计[J]. 航空发动机, 2021, 47(2): 38-44. LEI Binglong, LI Chao, HONG Jie, et al. Robust design of mechanical characteristics of rotor connection structure[J]. Aeroengine, 2021, 47(2): 38-44.

曲刚度损失因素,并采用弹性模量修正方法进行航空发动机复杂转子结构建模分析;金海等^[4]建立了连接界面变形对转子动力特性影响的力学模型,得出界面变形将使得刚性转子系统产生附加激振力的结论;Truman等^[5]针对连接界面导致的齿轮轮毂与轴过盈配合失效,分析了微动作用与滑移2种连接界面的失效机理及其相互之间的关联性;Han等^[6]对风扇轮盘-鼓筒螺栓连接结构在弯曲载荷下的变形进行分析,指明刚度损失会造成转子临界转速降低。在一定条件下转子动力特性对界面接触状态特别敏感,连接界面会随载荷循环发生宏观滑移和碰撞^[7-8]。洪杰等^[9]研究了高速转子连接结构刚度损失的机理和连接结构刚度损伤对转子动力特性的影响。

连接结构的界面接触损伤导致其力学特性在不同载荷环境下具有一定的分散性,导致转子力学特性产生非确定性,田口玄一博士^[10]提出的稳健设计是以降低工作载荷和载荷环境对结构力学特性的敏感度,来提高结构系统力学特性的稳健性。岳伟等^[11]建立了止口连接结构刚度损伤模型,提出了止口连接结构稳健设计方法;洪杰等^[12]对转子连接界面失效进行了分析,并基于容差模型法的设计流程,对转子结构系统连接界面接触应力进行稳健设计;马艳红等^[13]采用有限元方法研究了影响套齿连接刚度以及接触应力的主要因素,并提出了相应的套齿连接结构设计方法。

提高结构系统力学特性的稳健性,已成为当前工程优化的主流方法^[14],而转子连接结构稳健性对转子动力学设计具有重要工程应用价值。本文分析了航空发动机转子连接结构力学特性与界面接触状态之间的关联性,建立了基于连接界面变形协调和转子应变能分布控制的转子连接结构力学特性稳健设计方法,并通过仿真计算进行验证。

1 转子及连接结构特征

1.1 转子结构非连续性

典型高推重比涡扇发动机高压转子结构如图1所示。转子由前轴颈轮盘、鼓筒和后伸锥形鼓筒等组成。转子结构几何构形的突变造成质量/刚度沿轴向

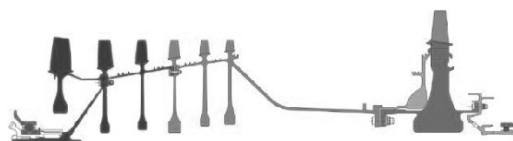


图1 高压转子结构

分布不均,因此,转子结构的力学特性上均会表现出一定的非连续性。刚度/质量沿轴向分布如图2所示。

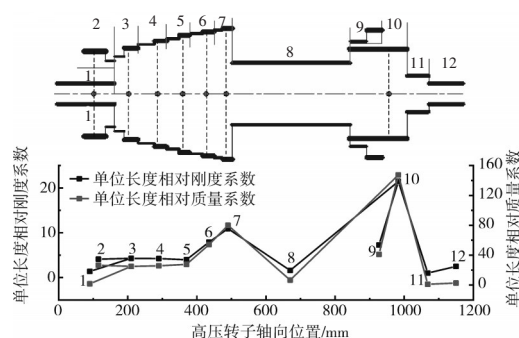


图2 刚度/质量沿轴向分布

为充分利用材料性能和减轻结构质量,采用不同材料制成轮盘、鼓筒轴等零部件,由于受加工装配的限制,通常采用连接结构组成转子结构。构件间的典型几何构形和连接结构如图3所示。

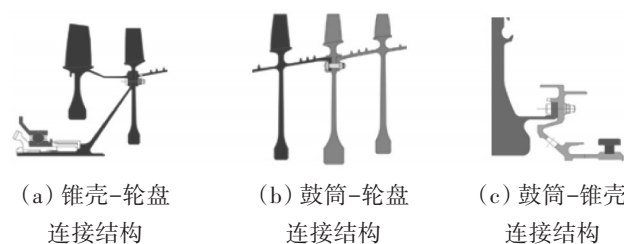


图3 典型转子连接结构

转子结构尺寸和材料力学特征参数非连续性所产生的原因主要来自于2方面:由于转子几何构形、材料性能的不同,造成转子刚度/质量沿轴向分布的突变;由于连接界面的存在,使结构在连接界面处的受力状态产生突变和阶跃。由于结构几何构形突变和界面的存在,对于承受工作载荷较大且产生弯曲变形的转子系统设计,必须考虑结构非连续性及其对力学特性的影响。

1.2 连接结构及界面接触特征

连接结构通过相互连接组件的界面进行承载和传力。对于连接界面的功能可以分为承载特性和约束特性2方面。连接界面的承载特性,即对连接结构所受载荷具有传递作用;连接界面的约束特性,即连接结构在载荷作用下接触界面对构件之间相对位置关系的保持作用。转子连接界面一般同时具有承载与约束特性作用。短螺栓连接结构接触界面如图4所示。接触界面两侧的构件1和构件2在螺栓预紧力 F 的作用下接触在一起,接触界面的力学行为描述

$$\begin{cases} \sigma_1(x) + \sigma_2(x) = 0 \\ \tau_1(x) + \tau_2(x) = 0 \\ d_{n,1}(x) - d_{n,2}(x) = \delta d_n(x), x \in [0, L] \\ d_{t,1}(x) - d_{t,2}(x) = \delta d_t(x) \end{cases} \quad (1)$$

式中: σ, τ, d_n, d_t 分别为接触界面的法向应力、切向应力、法向位移和切向位移; 下标 1、2 表示构件 1、2 的接触界面。

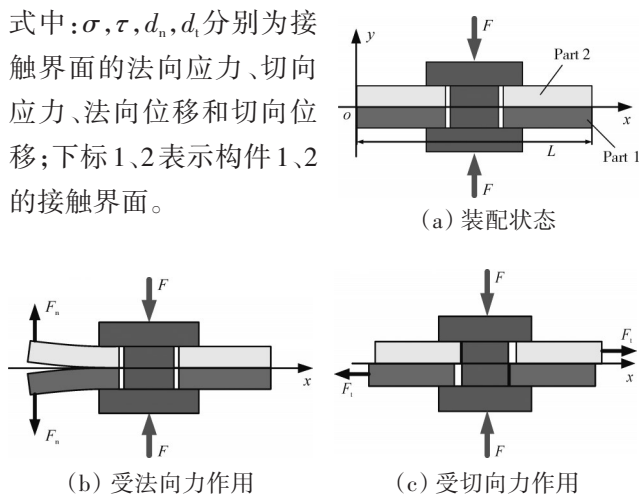


图4 接触界面的力学行为

由于接触界面长度为 L , 因此 x 的定义域为 $[0, L]$ 。如图4(b)所示, 当构件受到法向力 F_n 的作用时, 接触界面发生分离, 其力学行为为

$$\delta d_n(x) \neq 0, \exists x \in [0, L] \quad (2)$$

$$\delta d_t(x) \neq 0, \exists x \in [0, L] \quad (3)$$

如图4(c)所示, 在切向力 F_t 的作用下, 接触界面如果发生相对滑移, 其力学行为如式所示, 连接结构出现约束失效, 其有可能导致约束界应力分布恶化。此外, 在不同外界载荷作用下, 接触界面的应力 σ 和 τ 的分布虽然仍然满足式, 但应力值发生变化, 导致接触界面的应力分布改变并进一步造成界面力学特性的变化。

2 连接结构界面损失及力学特征分散性

2.1 连接结构力学特性

由于连接结构的接触界面只能承受压力不能承受拉力, 在连接结构承受具有区间分布特征的非确定载荷时, 连接结构力学特性表现为: 有效接触面积不连续、界面应力分布非线性、界面间转角不连续及界面滑移等, 这些连接界面力学特性变化在宏观力学特性上的综合表现, 使得连接结构产生弯曲刚度损失和连接构件之间质心偏移。

以法兰螺栓连接为例, 在较大弯矩载荷作用下, 法兰边张口, 有效接触面积减小, 连接位置发生转角

突变(如图5所示), 造成连接结构弯曲刚度损失。刚度损伤系数 k_p 定义为

$$k_p = (k_0 - k_s) / k_0 \quad (4)$$

式中: k_s 为考虑转子结构系统中连接界面影响的实际刚度; k_0 为连接界面固结时的理想刚度。

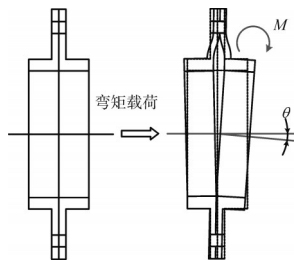


图5 转角突变

转子连接结构的质心偏移是指连接界面随着工作载荷变化产生逐渐积累的不可恢复变形, 转子界面变形在转子径向位置分布的不协调, 造成转子质心相对于旋转中心产生偏移量, 使对应截面的形心 $O_{in,1}$ 和 $O_{out,1}$ 发生径向偏移 $\vec{d}$, 对转子结构系统产生附加不平衡量, 如图6所示。

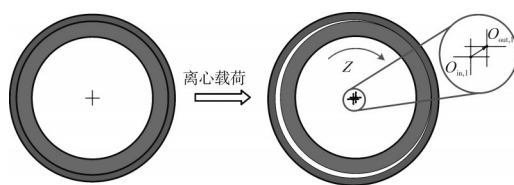


图6 质心偏移

2.2 连接界面接触损伤及评估参数

由于结构几何参数、装配工艺参数和载荷环境相对于初始装配状态发生变化, 连接界面上的接触状态变化会引起转子结构刚性和质心线发生变化, 对结构系统动力特性的分散性造成显著影响, 这种力学行为被称为连接界面接触损伤。连接界面接触损伤分为在外载荷和变形作用下的界面滑移、界面接触应力疲劳损伤和界面摩擦损伤3方面^[15]。针对界面损伤机理提出连接界面接触状态系数 C_{conta} 、界面不可恢复变形能 E 、接触面的摩擦功 W 对其进行评估。

2.2.1 界面滑移

连接结构在承受工作载荷时, 在连接界面切向上产生相对滑移变形, 当所承受的工作载荷减小或者进入停车状态时, 由于连接界面上摩擦力的存在, 使连接界面上的一部分滑移变形不可恢复, 可能导致转子结构系统产生附加不平衡量。

针对不可恢复滑移损伤, 可采用连接界面接触状态系数 C_{conta} 进行定量评估。连接界面按照其相互约束的紧密程度分为4种接触状态: 粘滞和滑移、准接触、张开, 其中只有界面处于粘滞和滑移状态可以传递载荷, 提供变形约束。为了保证在工作状态下连接

界面功能稳定可靠,要求连接界面粘滞和滑移面积占有一定的比例,即

$$C_{\text{conta}} = \frac{A_{\text{sticking}} + A_{\text{sliding}}}{A_{\text{total}}} \times 100\% \quad (5)$$

式中: A_{sticking} 、 A_{sliding} 分别为粘滞状态和滑移状态的区域面积; A_{total} 为连接界面的总面积。

2.2.2 界面疲劳损伤

连接界面在装配状态和工作状态下承受大法向压力及变化,界面局部区域可能应力水平较高,甚至产生塑性变形、裂纹或破坏,其损伤机理主要是连接界面在接触应力作用下产生微动疲劳。

针对连接界面接触疲劳损伤,可采用界面接触应力和不可恢复变形能参数评估其损伤程度。由于界面接触应力分布具有不均匀性,同时采用最大接触应力 σ_{max} 和平均接触应力 σ_{aver} 进行评估。最大接触应力用于评估界面疲劳损伤程度,其值不应超过表面微观屈服强度 σ_{ms} ;平均接触应力 σ_{aver} 用于描述连接界面在各工作状态下的压紧程度,其数值越大连接界面越难以松动,应保证其值处于较高水平。基于界面接触疲劳损伤能量理论,在疲劳寿命中,每次应力循环产生的耗散能量效应之和为常数。不可恢复变形能 E 表示每次应力循环损伤能量相对大小,采用数值积分计算接触面的变形能

$$E = \sum_1^n \sigma_{\text{ai}} \Delta \varepsilon_i A_i \quad (6)$$

式中: σ_{ai} 、 $\Delta \varepsilon_i$ 和 A_i 分别为接触单元节点法向应力幅值、接触单元节点法向变形量和接触单元面积。

连接界面不可恢复变形能需要满足连接结构在疲劳寿命内的使用要求。

2.2.3 界面摩擦损伤

连接界面在工作状态下承受离心和弯曲载荷导致界面产生相对滑移趋势或者存在滑移区域,在接触表面上产生巨大的切向摩擦力,造成界面摩擦损伤破坏,其损伤机理主要是连接界面在摩擦力作用下产生微动磨损。

针对连接界面摩擦损伤,采用界面摩擦功 W 进行评估其损伤程度。由于接触摩擦功与微动损伤寿命存在反比例关系,采用摩擦功作为评估连接界面磨损的参数,反映微动磨损过程对界面的损伤程度,采用数值积分计算接触面的摩擦功

$$W = \sum_1^n \mu |\sigma_{\text{ni}}| |\delta_i| A_i \quad (7)$$

式中: σ_{ni} 、 δ_i 和 A_i 分别为接触单元节点法向接触应力、接触单元节点相对滑移量和接触单元面积。

2.3 转子力学特征分散性

转子连接界面接触损伤会导致连接结构的力学特性发生变化,进一步引起转子的动力特性发生变化^[16]。在外载荷激励下转子振动为

$$[M]\{\ddot{x}\} + ([G] + [C])\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{p(t)\} \quad (8)$$

式中: $\{x\}$ 为位移响应; $\{\dot{x}\}$ 为相应的速度; $\{\ddot{x}\}$ 为相应的加速度; $[M]$ 为质量矩阵; $[G]$ 为陀螺力矩矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{p(t)\}$ 为激振力。

连接结构刚度损失使得刚度矩阵各系数均有区间分布,表示为

$$\begin{cases} [K] = [k_i] (i = 1, 2, \dots, m) \\ k_i = k_i^c + k_i \in [k_i^c - \Delta k_i, k_i^c + \Delta k_i] \end{cases} \quad (9)$$

解得共振频率 $[\lambda] = [f_{\text{cr},i}(k, m, c)]$ 和响应特性 $\{x(k, m, c, p(t))\}$ 也为区间分布。以共振频率为例, $f_{\text{cr},i}(k, m, c)$ 是 $[K]$ 、 $[M]$ 、 $[C]$ 的函数,也具有非确定的区间分布

$$\begin{aligned} f_{\text{cr},i}(k, m, c) &= f_{\text{cr},j}(k + \delta k, m + \delta m, c + \delta c) \\ &= f_{\text{cr},i}(k, m, c) + \delta f_{\text{cr},i}(k, m, c) \\ &\in [f_{\text{cr},i} - \Delta f_{\text{cr},i}, f_{\text{cr},i} + \Delta f_{\text{cr},i}] \end{aligned} \quad (10)$$

3 连接结构力学特性稳健设计

转子连接结构稳健性是指在工作过程中转子连接结构的力学特性对装配状态和载荷环境变化不敏感的能力,即在允许范围之内,要求连接结构具有尽可能小的刚度损伤系数和质心偏移,而且随着工作状态变化弯曲刚度保持稳定,不会引起转子动力特性变化。

的原因及界面损伤机理,高速转子连接结构稳健设计应从连接界面接触损伤控制进行设计与优化。转子连接结构稳健设计思路如图7所示。

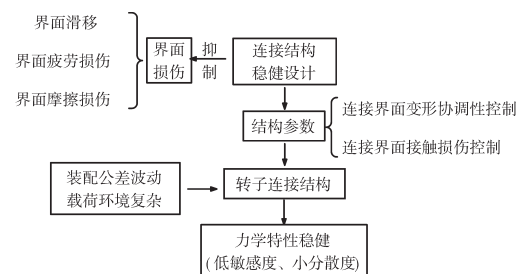


图7 连接结构稳健设计

3.1 连接界面接触损伤控制方法

连接界面接触损伤控制设计是多参数、多目标的

设计,提出如下优化设计模型

$$\begin{cases} \min F[Y_{\text{conta}}(G, A, L)] \\ s.t. g_j(Y_{\text{joint}}) \leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, l \end{cases} \quad (11)$$

式中: Y_{conta} 为连接界面的接触参数; G 、 A 、 L 分别为连接结构的几何参数、装配工艺参数和所承受的工作载荷参数; Y_{joint} 为连接结构力学特性参数。

界面接触损伤控制设计的目标是要保证连接界面的接触状态及力学特性的变化最小。在工程中提出了连接界面变形协调性设计和优化结构应变能分布设计。

连接结构承受的载荷复杂多变,如果连接界面的变形不协调,在附加约束的作用下,会造成连接界面在局部产生过度的应力,从而造成应力损伤。

建立等厚轮盘与鼓筒模型(如图8所示),得出其在离心载荷作用下的径向变形^[16]

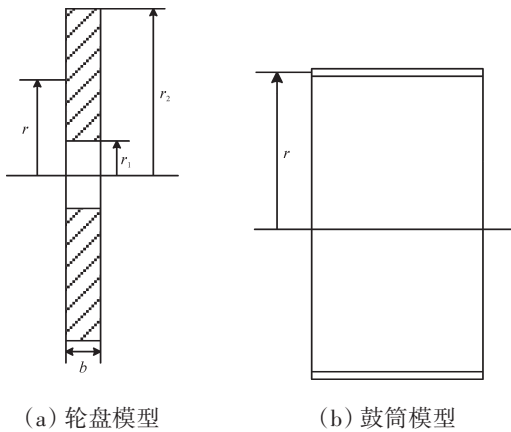


图8 径向变形模型

$$u_d = \rho \omega^2 \frac{r(1-\mu)(3+\mu)}{E} \left(r_1^2 + r_2^2 + \frac{1+\mu}{1+\mu} \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} - \frac{1+\mu}{3+\mu} r^2 \right) \quad (12)$$

式中: r 为径向位置; r_1 轮盘内径; r_2 轮盘外径; u_d 为轮盘 r 位置的径向变形; ω 为转速; μ 为泊松比; ρ 为密度; E 为弹性模量。

根据式(12)得出轮盘的径向变形 u_d 与厚度 b 无关。

对于实心圆盘 $r_1=0$, 由式(12)得径向变形为

$$u_d = \rho \omega^2 \frac{r(1-\mu)(3+\mu)}{E} \left(r_2^2 + \frac{1+\mu}{3+\mu} r^2 \right) \quad (13)$$

鼓筒可近似看为 $r_1 \approx r_2 \approx r$ 的特殊轮盘, 得到离心载荷作用下的近似径向变形

$$u_c \approx \rho \omega^2 \frac{r(1-\mu)(3+\mu)}{E} \left(2r^2 + \frac{1+\mu}{1+\mu} r^2 - \frac{1+\mu}{3+\mu} r^2 \right) = \frac{\rho \omega^2}{E} r^3 \quad (14)$$

在式中, 轮盘径向变形与半径成3次多项式函数

关系, 鼓筒径向变形与半径成3次方关系, 在一定转速下绘制径向变形曲线, 如图9所示。从图中可见, 鼓筒与轮盘在不同径向位置时, 配合界面的径向变形变化规律不同。径向变形相同位置称为恰当半径。

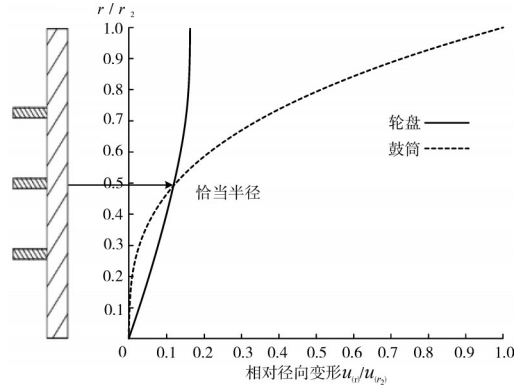


图9 轮盘鼓筒径向变形曲线(给定转速)

令 $u_d = u_c$, 假设材料参数不同, 泊松比 μ 相同, r_{cr} 为恰当半径

$$\rho_d \omega^2 \frac{r_{cr}}{E_d} \frac{(1-\mu)(3+\mu)}{8} \left(r_2^2 + \frac{1+\mu}{3+\mu} r_{cr}^2 \right) = \frac{\rho_c \omega^2 r_{cr}^3}{E_c} \quad (15)$$

整理可得

$$\frac{r_{cr}}{r_2} = \sqrt{\frac{\rho_d E_c}{\rho_c E_d} \frac{1-\mu}{3-\mu}} \quad (16)$$

式中: E_d 、 E_c 分别为轮盘和鼓筒的弹性模量; ρ_d 为轮盘密度; ω 为转速; ρ_c 为鼓筒密度; r_a 为轮盘轮缘半径。

从式中可见, 恰当半径的值与转速无关, 仅与轮盘、鼓筒的材料参数有关。

结构在外载荷作用下发生形变时, 外力在形变位移上的做功, 并以能量的形式储存在结构内部, 故称作应变能, 表示为 U_0 , 可用于定量描述在外力作用下结构的损伤情况^[17]

$$U_0 = \frac{1}{2} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \sigma_z \varepsilon_z + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{xz} \gamma_{xz} + \tau_{yz} \gamma_{yz}) \quad (17)$$

式中: σ_x 、 σ_y 、 σ_z 分别为单元 x 、 y 、 z 方向正应力; ε_x 、 ε_y 、 ε_z 分别为单元 x 、 y 、 z 方向正应变; τ_{xy} 、 τ_{xz} 、 τ_{yz} 分别为单元 xy 、 xz 、 yz 方向切应力; γ_{xy} 、 γ_{xz} 、 γ_{yz} 分别为单元 xy 、 xz 、 yz 方向切应变。

3.2 设计算例

鼓筒-轮盘连接结构设计的主要影响因素是接触界面的径向变形协调性, 如图10所示。选取A、B2个轮盘-鼓筒法兰螺栓模型, 2个模型差异为B模型螺栓连接位置半径比A模型的低 ($\Delta r = 20$ mm), 其余各条件均相同。给定相同转速 10000 r/min, 定心圆柱面径

向变形计算值如图 11 所示。A、B 模型定心圆柱面径向变形差的平均值分别为 0.554 与 0.295 mm,B 模型径向变形不协调性比 A 模型的小 46.8%。

对 A、B 模型施加相同的螺栓预紧力 10000 N、转速 10000 r/min,得到连接界面接触状态与接触应力,如图 12 所示。界面接触状态与接触应力对比值见表 1。对比表 1 中 2 模型计算数据可知,B 模型在工作载荷作用下径向变形不协调性比 A 模型的小,其界面接触状态更好,更有利于连接结构的力学特性稳健。

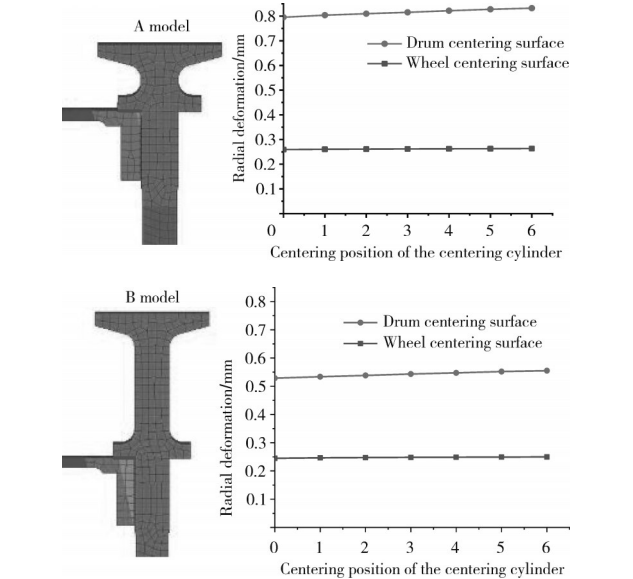
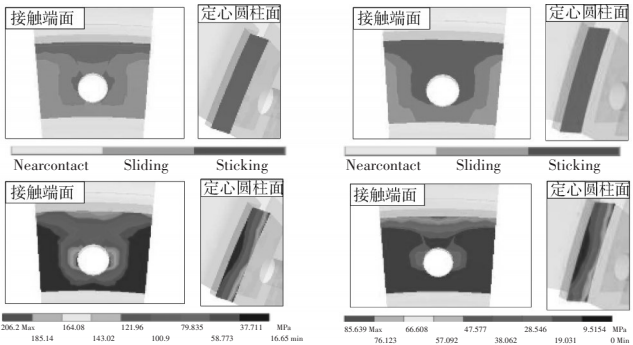


图 11 定心圆柱面径向变形



(a) A 模型 (b) B 模型

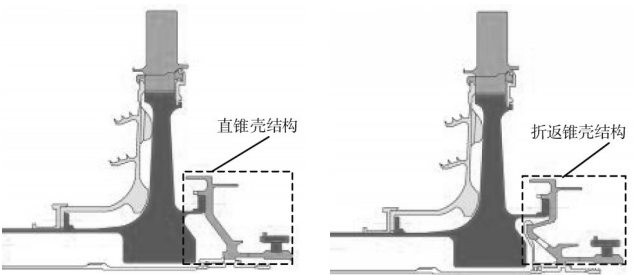
图 12 界面接触状态与接触应力

典型高压转子涡轮后轴颈鼓筒-锥壳连接结构 2 种设计方法如图 13 所示。2 种方法的主要区别:直锥

壳结构的连接结构位置应变能占比为 8.3%,原因是在一定的锥角范围内具有良好的抗弯刚度,在弯曲载荷作用下变形较小,而连接结构的变形较大,表现出连接结构的应变能分布较大,2 种结构应变能分布如图 14 所示。折返锥壳结构,其连接结构位置应变能占比为 1.2%,原因是折弯处弯曲刚度低,在弯曲载荷作用下,有效地控制涡轮后轴颈的变形,将应变能调整到连续结构中,避免在连接结构上应变能集中,减小界面接触损伤。后轴颈设计为折返锥壳结构有利于提高连接结构的稳健性。

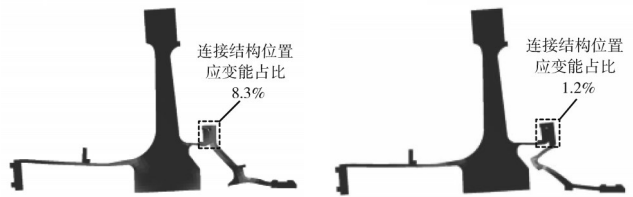
表 1 界面接触状态与接触应力对比值

模型	连接界面	粘滞状态	滑移状态	准接触状态	接触应力/MPa	
					最大	平均
A	定心圆柱面	100.0%			206	89
	接触端面	20.5%	32.7%	46.8%	86	36
B	定心圆柱面	100.0%	—	—	121	63
	接触端面	62.7%	21.5%	15.8%	52	30



(a) 直锥壳结构 (b) 折返锥壳结构

图 13 高压转子涡轮后轴颈连接结构 2 种设计方法



(a) 直锥壳结构 (b) 折返锥壳结构

图 14 连接结构应变能分布

4 结论

在转子结构及力学特性设计中,通过对连接结构几何构形、初始装配状态以及载荷环境影响程度进行综合优化设计,可提高界面连接转子结构力学特性的稳健性,通过本文研究得出以下主要结论。

(1) 转子连接结构界面损伤的定量描述,可采用连接界面接触状态系数、界面变形能、界面摩擦功等工程适用的界面损伤评估参数。

(2)在不同几何构形和材料性能的连接结构设计中,保持全工作状态下连接界面变形协调,减少因离心载荷对界面接触损伤的影响,合理优化转子连接结构处弯曲刚度分布,调整弯曲应变能分布,减少连接界面因弯曲载荷作用下产生的摩擦-疲劳损伤,可以减小在工作过程中转子连接结构弯曲刚度的分散度。

(3)以高推重比涡扇发动机高压转子涡轮后轴颈法兰-螺栓连接结构为例,进行的仿真计算表明,基于变形协调和弯曲应变能控制的连接结构力学特性低分散度设计方法,对现代高结构负荷、高结构效率非连续转子结构动力学设计具有良好的工程适用性。

参考文献:

- [1] 陈萌,马艳红,刘书国,等.航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J].北京航空航天大学学报,2007,33(9):1013-1016.
CHEN Meng, MA Yanhong, LIU Shuguo, et al. Rotor dynamics analysis of finite element model of aeroengine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics & Astronautics, 2007, 33(9): 1013-1016 (in Chinese)
- [2] Ma Y, Liang Z, Chen M, et al. Interval analysis of rotor dynamic response with uncertain parameters[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(16): 3869-3880.
- [3] Wang C, Zhang D, Zhu X, et al. Study on the stiffness loss and the dynamic influence on rotor system of the bolted flange connection[C]//ASME Turbo Expo 2014. Düsseldorf, Germany: Turbine Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2014: V07AT31A020.
- [4] 金海,刘继兴,张大义,等.连接界面变形对转子动力特性影响的力学模型[J].北京航空航天大学学报,2018,44(6):1294-1302.
JIN Hai, LIU Jixing, ZHANG Dayi, et al. Mechanical models of influence of interface deformation on rotor dynamic characteristics[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics & Astronautics, 2018, 44(6): 1294-1302 (in Chinese)
- [5] Truman C E, Booker J D. Analysis of a shrink-fit failure on a gear hub/shaft assembly[J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(4): 557-572.
- [6] Qin Z, Han Q, Chu F. Analytical model of bolted disk drum connections and its application to dynamic analysis of connected rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(4): 646-663.
- [7] Qin Z, Cui D, Yan S, et al. Hysteresis modeling of clamp band joint with macro-slip[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 66/67(1): 89-110.
- [8] Eriten M, Lee C, Polycarpou A A. Measurements of tangential stiffness and damping of mechanical joints: direct versus indirect contact resonance methods[J]. Tribology International, 2012, 50(4): 35-44.
- [9] 洪杰,徐翕如,苏志敏,等.高速转子连接结构刚度损失及振动特性研究[J].北京航空航天大学学报,2019,45(1):21-28.
HONG Jie, XU Xiru, SU Zhimin, et al. Joint stiffness loss and vibration characteristics of high-speed rotor[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics & Astronautics, 2019, 45(1): 21-28. (in Chinese)
- [10] 陈立周.稳健设计[M].北京:机械工业出版社,2000:108-109.
CHEN Lizhou. Robust design[M]. Beijing: China Machine Press, 2000: 108-109. (in Chinese)
- [11] 岳伟,梅庆,张大义,等.高速可拆卸转子止口连接结构稳健性设计方法[J].航空动力学报,2017,32(7):1754-1761.
YUE Wei, MEI Qing, ZHANG Dayi, et al. Robust design method of rabbet joint structure in high speed assemble rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1754-1761. (in Chinese)
- [12] 洪杰,徐筱李,梁天宇,等.转子结构系统界面失效分析及稳健设计方法[J].航空动力学报,2018,33(3):649-656.
HONG Jie, XU Xiaoli, LIANG Tianyu, et al. Interface failure analysis and robust design method in rotor structural system[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(3): 649-656. (in Chinese)
- [13] 李俊慧,马艳红,洪杰.转子系统套齿结构动力学设计方法研究[J].航空发动机,2009,35(4):36-39.
LI Junhui, MA Yanhong, HONG Jie. Research on dynamic design method of rotor system gear structure[J]. Aeroengine, 2009, 35(4): 36-39. (in Chinese)
- [14] Hasenkamp T, Arvidsson M, Gremyr I. A review of practices for robust design methodology[J]. Journal of Engineering Design, 2009, 20(6): 645-657.
- [15] 王宏伟,马晋生,南俊马,等.表面微观屈服强度与疲劳极限的关系[J].金属学报,1991,27(5):49-53.
WANG Hongwei, MA Jinsheng, NAN Junma, et al. Relationship between surface microscopic yield strength and fatigue limit[J]. Journal of Metals and Metallurgy, 1991, 27(5): 49-53. (in Chinese)
- [16] 雷冰龙,李超,何康,等.共用支承-转子系统耦合振动分析及试验[J].航空动力学报,2020,35(11):2293-2305.
LEI Binglong, LI Chao, HE Kang, et al. Analysis and test of coupling vibration of shared support-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2293-2305. (in Chinese)
- [17] 徐芝纶.弹性力学[M].北京:高等教育出版社,1984:74-75.
XU Zhilun. Elasticity[M]. Beijing: Higher Education Press, 1984: 74-75. (in Chinese)

(编辑:程海)