

碰摩引发的增压级转静耦合振动特性分析方法

曾振坤¹, 张大义^{1,2}, 范雨^{1,2}, 张辉³, 陈璐璐³

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 100191;

3. 中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 针对碰摩引发的增压级部件或篦齿封严结构的转静耦合振动问题, 为克服当前动力学特性评估方法所存在的未计入碰摩非线性影响和参数影响规律不明晰的不足, 建立增压级转静耦合动力学模型, 求解振动响应并分析稳定性, 并研究关键参数对稳定性的影响规律。结果表明: 增压级转静耦合振动响应有稳定、持续和失稳三种运动状态, 存在主、次失稳转速区间; 区间位置随转静模态频率线性变化, 随节径数反比例变化, 区间长度和个数随转静子阻尼的增大、碰摩力和初始扰动的减小而减小; 尽快升速通过失稳转速区间有利于控制系统振幅, 避免剧烈耦合振动发生; 基于正负耦合共振裕度的传统方法不能合理评估耦合振动动力学行为, 其只能预测主失稳转速区间位置, 且结果偏小。

关 键 词: 增压级; 转静碰摩; 耦合振动; 稳定性; 失稳区间; 共振裕度

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Method of rub-induced booster rotor/stator coupled vibration characteristics analysis

ZENG Zhenkun¹, ZHANG Dayi^{1,2}, FAN Yu^{1,2}, ZHANG Hui³, CHEN Lulu³

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength,
Beihang University, Beijing 100191, China;

3. Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: In view of coupled vibration of boosters and labyrinth seals rotor/stator structure, and for overcoming the drawback of the prevailing method which disregards the effects of the nonlinearity of rub-impact and fails to identify the influence of key parameters, a coupled vibration dynamic model of booster rotor/stator was established, and the coupled vibration was calculated. Furthermore, the motion stability was analyzed and the influence of key parameters was revealed. The results showed three vibration modes of the coupled vibration: damped mode, sustained mode and divergent mode. Consequently, primary and secondary instability regions can be detected. The location of the instability region varied linearly with the modal frequencies, and changed inversely with the nodal diameters. Accordingly, the length and the number of the instability region reduced as the rotor/stator damping increased or the rubbing force and the

收稿日期: 2022-04-29

基金项目: 国家自然科学基金(52175071); 国家科技重大专项(J2019-IV-023-0091); 先进航空动力创新工作站(依托中国航空发动机研究院设立, HKCX2020-02-016)

作者简介: 曾振坤(1998—), 男, 硕士生, 主要从事航空发动机转子动力学研究。

通信作者: 张大义(1979—), 男, 副教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机结构动力学研究。E-mail: dayi@buaa.edu.cn

引用格式: 曾振坤, 张大义, 范雨, 等. 碰摩引发的增压级转静耦合振动特性分析方法[J]. 航空动力学报, 2022, 37(10): 2233-2241. ZENG Zhenkun, ZHANG Dayi, FAN Yu, et al. Method of rub-induced booster rotor/stator coupled vibration characteristics analysis[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(10): 2233-2241.

initial excitation decreased. The higher angular acceleration indicated the lower coupled vibration amplitude. The results also showed the drawback of the traditional method based on the coupled resonance margin when predicting the dynamic response of the rotor/stator coupled vibration. Only the primary instability regions can be identified and the results were lower than the numerical results.

Keywords: booster; rotor/stator rubbing; coupled vibration; stability; instability region; resonance margin

随着航空发动机整机性能和部件效率的不断提高,转静间隙越来越小,进而转静碰摩风险越来越高,由碰摩引发的转静耦合振动愈发威胁航空发动机安全性。增压级部件或篦齿封严结构由于采用鼓式转子设计,整体径向刚度低,在转静碰摩的作用下,其转静子的振动会相互影响,振动能量不断传递,发生转静耦合振动,若转子、静子的相同节径数模态在同参考坐标系中行波频率相等,将产生耦合共振,称为相互作用(或协调),将造成零件疲劳破坏、发动机整机振动水平增大等恶劣影响^[1]。CF-6D^[2]、JT15D-5^[3]发动机的风扇及增压级部件均因此造成严重故障甚至引发重大事故。

碰摩引发的转静耦合振动动力学特性已有研究可分为耦合振动特性和振动稳定性研究两个方面。在耦合振动特性方面,相关研究工作主要关注振动响应的时域和频谱特征。Schmiechen^[4]通过计算二维叶片-机匣有限元模型的转静耦合振动时域响应发现,在转静子耦合共振转速附近,响应振幅将随时间逐渐增大。此结论还得到了试验的验证。Legrand 等^[5]基于类似的模型发现系统耦合振动响应有衰减、持续和发散三种形式。Legrand 等^[6]还求解了四自由度叶盘-机匣模型的耦合振动时域响应,结果表明系统存在持续运动和稳定运动两种形式。Kou 等^[7]在宽弦叶片-机匣碰摩振动特性分析中发现外部非同步激励也会导致叶片振动逐渐发散,且转子偏心会抑制振动失稳。Batailly 等^[8-9]、Agrapart 等^[10]等学者研究了转静子耦合振动时叶片-机匣碰摩规律和机匣涂层磨损特性,分析了转静子节径振动对机匣涂层波瓣状磨损深度和波瓣数的影响规律,以及涂层磨损对耦合振动的影响。

在响应频谱特征方面,Almeida 等^[11]研究了二维叶盘-机匣碰摩振动响应频域特征,指出响应中含有较多激励频率和转频的组合频率。Almeida 还利用一个简化模型,解释了分倍频和边频带出现的机理。Meingast 等^[12]绘制了离心压气机的转静子耦合振动响应的频谱图,其结果表明,由

于混叠效应,某些节径振动下的频域同时存在着超谐波成分和次谐波成分。Batailly 等^[13-14]对离心叶轮和机匣碰摩振动时域响应进行时频转换和阶次跟踪,观察了峰值阶次和基础阶次的关系,并根据阶次跟踪结果识别耦合振动的主导模态。Xiao 等^[15]从风扇转静子碰摩振动时域响应出发,绘制响应三维频谱图,分析信号频谱峰值来源,并据此绘制 Campbell 图,对转静耦合振动裕度评估提出建议。

在碰摩引发的转静子耦合振动稳定性方面,许多工作关注耦合振动的失稳边界。Schmiechen^[4]和 Legrand 等^[5]根据转静子前后行波波速一致条件给出了耦合振动失稳转速的解析结果,并与数值计算结果对比。Salvat 等^[16]研究计入转子涡动的二维叶盘-机匣有限元模型转静子耦合振动时,观察到除由文献^[5]确定的转速外,机匣 1 节径模态的 9 倍超谐波成分和转子 1 节径弯曲模态在某转速下也会相互作用产生失稳。Batailly 等^[13]在研究碰摩引发的离心叶轮转静子耦合振动的工作中,对碰摩时域响应进行时频转换和阶次跟踪后,指出已有工作由于未考虑碰摩转静子系统非线性振动响应的次谐波和超谐波成分,不能完整地预测振动失稳边界。Song 等^[17]也通过转动壳体和静子件碰摩现象的数值仿真和试验研究工作,指出了碰摩导致的超谐波共振的危险性。

综上,已有文献对碰摩引发的转静子耦合振动时域和频谱特性的研究较为完善,但对耦合振动稳定性的研究尚不充分,主要体现在缺乏有效的失稳边界分析方法和关键参数对稳定性影响规律研究两方面。本文在总结当前已有转静耦合振动特性评估方法的基础上,建立增压级部件转静耦合振动模型,分析系统典型响应特性和稳定性特征,并研究转速、转静子模态频率、模态节径数、转静子阻尼、碰摩力、初始扰动大小和升速速率对稳定性的影响规律。

1 目前动力学特性评估方法

高涵道比涡扇发动机的风扇和增压级部件如

图 1 所示, 风扇转子叶片径向尺寸大, 且厚度较薄, 鼓式增压级转子整体刚度弱, 转静子节径振动模态频率相近, 转静子耦合共振风险大。评估此类结构转静耦合振动动力学特性是航空发动机动力学设计的重要内容。

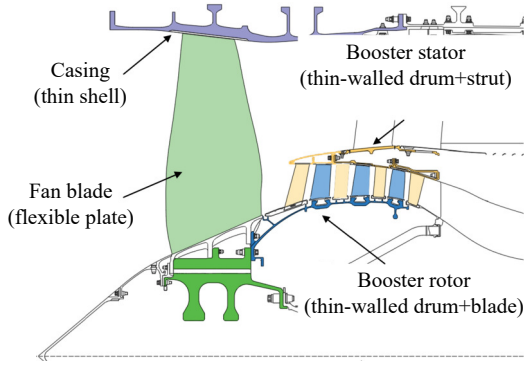


图 1 高涵道比航空发动机风扇、增压级部件结构简图

Fig. 1 Structural diagram of high bypass ratio aero-engine fan and booster stage

1.1 已有评估方法

针对碰摩引发的转静耦合振动动力学特性评估方法, 除引言中所述数值计算方法外, 许多航空发动机设计准则、手册多采用评估转静子耦合共振裕度的手段^[1,18-20]。如文献 [1] 给出了风扇部件叶盘-机匣耦合振动评估方法: 转静结构模态分析得到各节径模态动频后, 在固定坐标系下的风扇机匣协调图中同时绘制出转子节径为 n_r 和机匣节径为 n_c 的模态的后行波频率曲线, 如图 2 所示, 对应相同节径数的两组曲线间的交点为协调点, 其所对应转速为耦合共振转速, 由下式得到:

$$f_{dn} - n\Omega_{cr} = -f_{cn} \quad (1)$$

其中 Ω_{cr} 为耦合共振转速, f_{dn} 为转子 n 节径模态动频, f_{cn} 为静子 n 节径模态频率。耦合共振裕度 S 定义为工作转速下转静子相应模态行波频率差除以转子件的行波频率的百分数, 也被称为协调频率裕度, 表达式为

$$S = \frac{f_0 - f_{nh}}{f_{nh}} \times 100\% \quad (2)$$

其中 f_0 为协调点的行波频率, f_{nh} 为工作转速下转子后行波频率。 S 亦可由转子转速 Ω 与耦合共振转速确定

$$S = \frac{\Omega_{cr} - \Omega}{\Omega} \times 100\% \quad (3)$$

风扇部件和篦齿封严组件等结构的转静子要达到

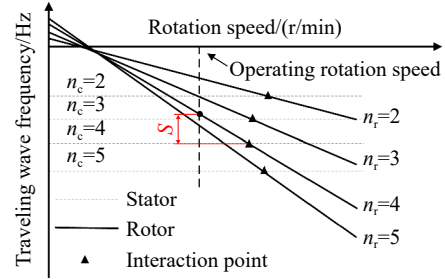


图 2 某发动机风扇机匣协调图

Fig. 2 Interaction diagram of a certain aero-engine fan casing

足够的耦合共振裕度。

1.2 存在不足

上述转静耦合振动动力学特性评估方法存在两点不足: 一是上述方法的本质是对比转、静子行波频率一倍频的大小, 而未能计入碰摩非线性振动响应中次/超谐波成分的影响, 亦未考虑碰摩引入的约束效应对转静子模态频率的影响; 二是仅以单一的裕度参数分析耦合振动, 不能体现转速、结构阻尼、转静碰摩程度等关键参数对耦合振动的影响。

2 耦合系统动力学特性分析

建立模态坐标多自由度动力学模型, 求解初始扰动下碰摩发生后转静耦合振动时域响应并分析响应频域特征, 研究系统稳定性。

2.1 模态坐标多自由度动力学模型

涡扇发动机增压级部件由转子鼓筒, 静子机匣和各级转、静叶片组成, 如图 1 所示。由于鼓式转子和圆筒机匣节径振动表现为径向位移, 现将机匣和鼓筒简化为只保留径向自由度的弹性圆环, 叶片简化为不计质量的刚体, 转静碰摩作用以间隙弹簧描述, 即得到如图 3 所示的增压级转静耦合系统的力学模型。图中全局坐标系 OXY 坐标原点位于机匣圆心, 随体旋转坐标系 OX_1Y_1 跟随转子旋转, x_1 、 x_2 分别是转、静子径向位移。

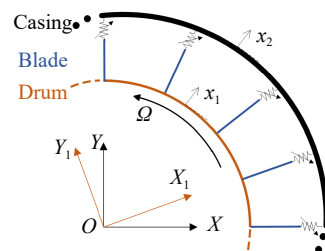


图 3 增压级转静耦合系统的力学模型

Fig. 3 Mechanical model of booster rotor/stator coupled system

由于系统是连续弹性体,其运动微分方程由偏微分方程描述,求解较为复杂,需要将系统位移离散至模态坐标。转静耦合共振发生时,结构的某振动模态被激起共振,振动响应由此阶模态主导,而其他模态对振动贡献较小,因此不妨只保留某一阶节径振动模态^[21]

$$x_1(\theta_r, t) = \eta_1 \cos(n_r \theta_r) + \eta_2 \sin(n_r \theta_r) \quad (4)$$

$$x_2(\theta_c, t) = \eta_3 \cos(n_c \theta_c) + \eta_4 \sin(n_c \theta_c) \quad (5)$$

其中 η_1 、 η_2 和 η_3 、 η_4 分别为转、静子的模态坐标,它们都是时间 t 的函数, n_r 、 n_c 分别为转、静子模态节径数, θ_r 为旋转坐标系 OX_1Y_1 下转子任一点的角度, θ_c 为全局坐标系 OXY 下机匣上任一点的角度。此时系统简化为由四个模态坐标描述的离散系统。

叶片-机匣碰摩侵入量 $\delta_i (i = 1, \dots, N_b, N_b$ 为叶片数)为

$$\delta_i = \eta_1 \cos(n_r \theta_i) + \eta_2 \sin(n_r \theta_i) - \eta_3 \sin(n_c \alpha_i) - \eta_4 \cos(n_c \alpha_i) - \delta_0 \quad (6)$$

其中 $\theta_i = 2(i-1)\pi/N_b$, $\alpha_i = \theta_i + \Omega t$, Ω 为转子转速, δ_0 为转静初始间隙。单个叶片所产生的碰摩力为

$$F_{ci} = k_c \langle \delta_i \rangle = \begin{cases} 0 & \delta_i < 0 \\ k_c \delta_i & \delta_i \geq 0 \end{cases} \quad (7)$$

其中 k_c 为转静碰摩刚度。由碰摩引起的势能项为

$$V = \sum_{i=1}^{N_b} \frac{1}{2} k_c \langle \delta_i \rangle^2 \quad (8)$$

此项对各模态坐标求导,得到各模态坐标下的广义力项,即模态坐标下的碰摩力,并移至动力学方程等号右端:

$$\begin{cases} M_1 \ddot{\eta}_1 + C_1 \dot{\eta}_1 + K_1 \eta_1 = -k_c \sum_{i=1}^{N_b} \langle \delta_i \rangle \cos(n_r \theta_i) \\ M_2 \ddot{\eta}_2 + C_2 \dot{\eta}_2 + K_2 \eta_2 = -k_c \sum_{i=1}^{N_b} \langle \delta_i \rangle \sin(n_r \theta_i) \\ M_3 \ddot{\eta}_3 + C_3 \dot{\eta}_3 + K_3 \eta_3 = k_c \sum_{i=1}^{N_b} \langle \delta_i \rangle \sin(n_c \alpha_i) \\ M_4 \ddot{\eta}_4 + C_4 \dot{\eta}_4 + K_4 \eta_4 = k_c \sum_{i=1}^{N_b} \langle \delta_i \rangle \cos(n_c \alpha_i) \end{cases} \quad (9)$$

其中 M_i 、 C_i 和 $K_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 分别为各模态对应的模态质量、模态阻尼比和模态刚度。对式(9)无量纲化可得

$$\begin{cases} X_1'' + 2\xi_1 X_1' + X_1 = -\beta_1 \sum_{i=1}^{N_b} \langle \bar{\delta}_i \rangle \cos(n_r \theta_i) \\ X_2'' + 2\xi_1 X_2' + X_2 = -\beta_1 \sum_{i=1}^{N_b} \langle \bar{\delta}_i \rangle \sin(n_r \theta_i) \\ X_3'' + 2S\xi_2 X_3' + S^2 X_3 = \beta_2 S^2 \sum_{i=1}^{N_b} \langle \bar{\delta}_i \rangle \sin(n_c \alpha_i) \\ X_4'' + 2S\xi_2 X_4' + S^2 X_4 = \beta_2 S^2 \sum_{i=1}^{N_b} \langle \bar{\delta}_i \rangle \cos(n_c \alpha_i) \end{cases} \quad (10)$$

其中 $\bar{\delta}_i = \delta_i/\delta_0$ 为某个叶片对应的无量纲转静侵入量,无量纲转子模态位移 $X_1 = \eta_1/\delta_0$, $X_2 = \eta_2/\delta_0$, 无量纲静子模态位移 $X_3 = \eta_3/\delta_0$, $X_4 = \eta_4/\delta_0$; 转子模态阻尼比 $2\xi_1 = C_1/\sqrt{K_1 M_1}$, 静子模态阻尼比 $2\xi_2 = C_2/\sqrt{K_2 M_2}$; ω_1 、 ω_2 分别为转、静子模态频率; 转速比 $\bar{\Omega} = \Omega/\omega_1$, 无量纲时间尺度 $\tau = \omega_1 t$, $()'$ 表示变量对 τ 的微分, 无量纲碰摩刚度 $\beta_1 = k_c/K_1$, $\beta_2 = k_c/K_2$, 转静相对模态频率 $S = \omega_2/\omega_1$ 。

由式(10)可见,系统只保留转静子系统某一阶模态后,简化为模态坐标四自由度系统。另外,方程右端碰摩力含系数项 $\sin[n_c(\theta_i + \bar{\Omega}\tau)]$ 或 $\cos[n_c(\theta_i + \bar{\Omega}\tau)]$ 。这表明,碰摩作用引入的附加约束刚度不是常数,而随时间周期性变化的,即转静子间节径模态耦合振动问题本质是非线性参数振动问题。

2.2 时频域响应特征

已知式(10)为非线性参数振动方程组,难以采用解析方法求解,本文采用结合 Newton-Raphson 算法的 Newmark 时域积分方法求解系统响应。系统物理参数见表 1。给定初始扰动于机匣处 $X_3(\tau=0) = 1.2$, 计算系统在不同转速下瞬态响应时域曲线和频域特征分别如图 4、图 5 所示。

表 1 模态坐标多自由度模型参数表

Table 1 Parameters of multi-degree-freedom model in modal coordinate

参数	数值
ξ_1	0.02
ξ_2	0.02
β_1	1
β_2	2
S	2
n_c	3
n_r	3
N_b	30

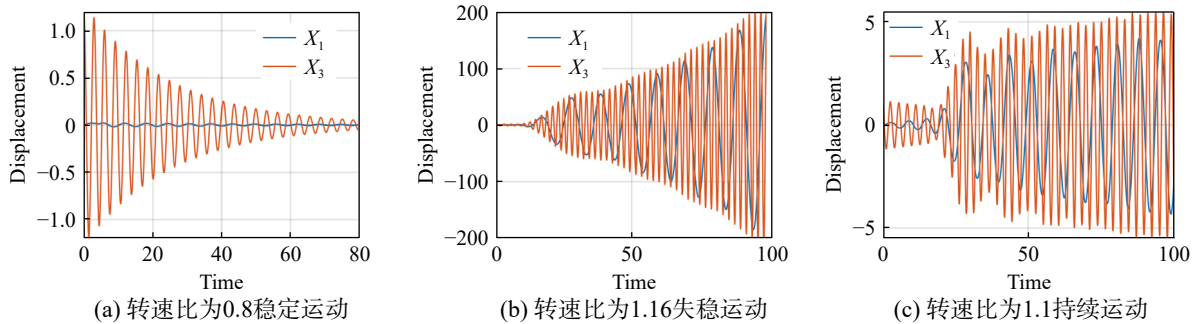


图 4 转静子系统瞬态响应时域曲线

Fig. 4 Transient vibration of rotor/stator system in time-domain

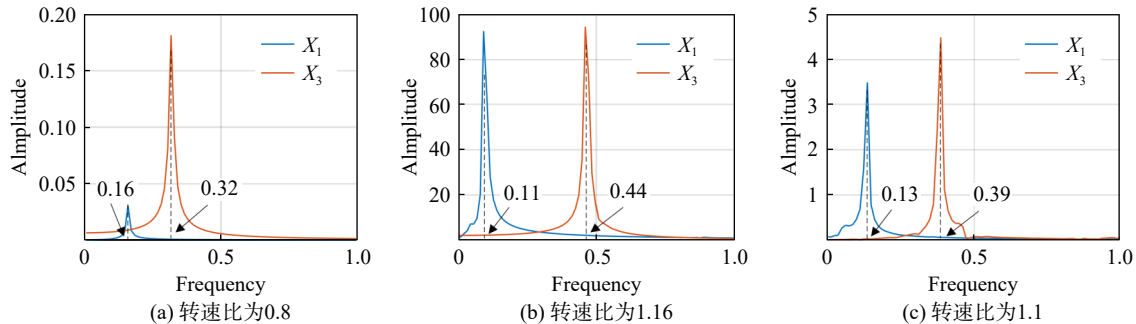


图 5 转静子系统瞬态响应频域特征

Fig. 5 Transient vibration of rotor/stator system in frequency-domain

由图 4 可见，静子受初始扰动后，上述系统在不同转速下有三种运动状态：振幅逐渐减小直至静止的稳定状态、振幅迅速增大的失稳状态以及振幅保持稳定的持续状态。图 5 给出了瞬态响应的快速傅里叶变换(FFT)结果。可见，稳定运动状态下，转、静子响应频域成分分别以 0.16 和 0.32 为主，即各自固有频率，其原因是转静子碰摩轻微或无碰摩；而失稳运动或持续运动状态下，系统响应频域成分随转速变化，主要是转频高倍频和固有频率的组合频率^[15]。

表 2 列出了不同转速下转静耦合系统的运动状态。可见，系统运动状态一般是稳定的，但在 $1.15 < \bar{\Omega} < 1.39$ 内运动失稳，在 $1.06 < \bar{\Omega} < 1.15$ 内表现为持续的运动状态。这表明转静子耦合振动失稳并非发生在无量纲耦合共振转速 $\bar{\Omega}_{cr}=1.0$ 处，而会

出现于一段转速区间内，这里称为失稳转速区间。可见，对于某一确定的转静系统，传统评估方法借助耦合共振裕度的评估结果将会与真实结果有偏差。此外， $n_r \neq n_c$ 时，系统振动响应始终是稳定状态，这里不再给出相应的振动响应曲线。即转静振型不匹配时，耦合振动难以发生。

3 关键影响参数及影响规律

研究节径数、静子固有频率、转静子阻尼、碰摩力、初始扰动和升速率对系统失稳转速区间的影响规律。后续计算基于表 3 中修改后参数开展。

表 3 修改后模态坐标多自由度模型参数表

Table 3 Revised parameters of multi-degree-freedom model in modal coordinate

表 2 不同转速下转静子的运动状态	
Table 2 Response behaviors of rotor/stator system under different rotational velocities	
转速	运动状态
<1.06	稳定
1.06~1.15	持续
1.15~1.39	失稳
>1.39	稳定

参数	数值
ζ_1	0.02
ζ_2	0.05
β_1	1
β_2	2
k_c	1
S	2
n_c	3
n_r	3
$X_3 (\tau=0)$	5

3.1 转静相对模态频率

仅改变转静相对模态频率 S , 计算转静耦合系统在不同转速下运动稳定性, 结果如图 6。图中色块表示系统运动状态, 黄色、青色和蓝色分别代表系统的失稳状态、持续运动状态和稳定状态。红色实线为式(1)计算得到的无量纲耦合共振转速 $\bar{\Omega}_{cr}$, 红色虚线为 $(1 \pm 10\%) \bar{\Omega}_{cr}$ 的结果, 代表耦合共振裕度为 10%。由图 6 可见:

1) 系统存在多个随 S 线性变化的失稳转速区间, 其中靠近红线的较宽的区间称为主失稳转速区间, 其他的称为次失稳转速区间, 后者来源于非线性系统的复合共振有关^[15]。

2) 系统主、次失稳转速区间位置随 S 的增大而线性增大(右移), 主失稳转速区间和部分次失稳转速区间位置随 S 变化速率与式(1)相符, 而部分次失稳转速区间随 S 更高倍线性变化。

3) $\bar{\Omega}_{cr}$ 小于但接近主失稳转速区间左边界, 区间 $(1 \pm 10\%) \bar{\Omega}_{cr}$ 未能完全覆盖失稳转速区间而靠左侧, 这表明基于正负共振裕度的传统方法不能合理评估耦合振动动力学行为, 其只能预测出主失稳区间, 且预测结果偏小。因此, 在借助传统方法开展转静耦合振动安全性评估时, 可以减小负裕度取值而增大正裕度取值, 甚至仅取足够的正裕度。

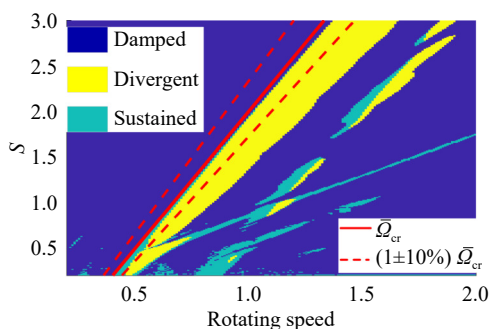


图 6 不同静子固有频率下系统失稳转速区间

Fig. 6 Unstable region of system under different stator natural frequencies

值得说明的是, 转静耦合振动稳定性由转静子固有特性和外部因素共同决定, 当实际转静子结构的转速位于图 6 中失稳转速区间中时, 耦合振动不一定失稳, 其稳定性还与转静子阻尼以及碰摩力、初始扰动等外部因素密切相关。

3.2 节径数

仅改变节径数 n_r 和 n_c 时, 系统在不同转速下的运动稳定性如图 7。可见, 与式(1)一致, 系统

失稳转速区间位置与节径数呈反比关系, 且式(1)结果 $\bar{\Omega}_{cr}$ 接近失稳转速区间左边界。实际上, 此类循环对称转静子结构不同节径数模态的模态频率不同, 对于本动力学模型中二维平面旋转圆环的动频 f_d 满足下式^[21]:

$$f_d = \sqrt{\frac{D}{\rho h R^4} \cdot \frac{n^2(n-1)^2}{n^2+1} + \frac{n^2(n-1)^2}{n^2+1} \Omega^2} \quad (11)$$

其中 n 为节径数, ρ 为材料密度, h 、 R 分别为弹性环厚度和半径, D 为与圆环形状和材料弹性有关的常数。不同节径数下转静子系统耦合振动失稳转速区间如图 8。可见, 系统失稳转速区间长度随节径数变化较小, 5~9 节径模态对应的失稳转速区间分布在区间 1.8~2.4 内, 且较为接近, 这表明实际工程中转静子高节径数模态耦合振动失稳转速区间分布较为紧凑, 有利于增压级结构的动力学设计。

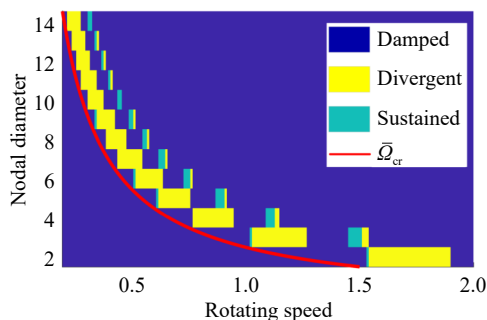


图 7 不同节径下系统失稳转速区间

Fig. 7 Unstable region of system under different nodal diameters

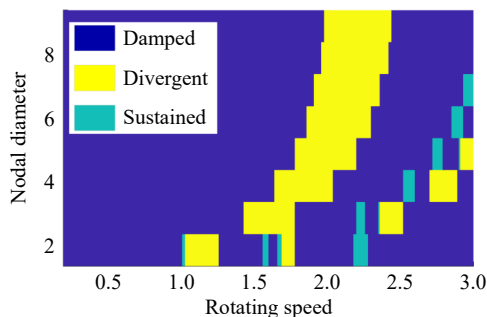


图 8 模态频率随节径数变化时不同节径下系统失稳转速区间

Fig. 8 Unstable region of system under different nodal diameters considering that modal frequency varies with nodal diameter

3.3 转静子阻尼

仅改变转子或静子模态阻尼比 ξ_1 、 ξ_2 , 计算系统失稳转速区间。由于两者对系统稳定性影响规

律相同, 仅给出改变静子模态阻尼比时的计算结果, 如图 9。可见, 阻尼大小对系统稳定性的影响体现在:

1) 失稳转速区间长度。阻尼越大, 失稳转速区间长度越小, 对于表 3 参数条件, 阻尼比 $\xi_2 > 0.074$ 时, 失稳转速区间消失, 此阻尼比称为临界阻尼比; 临界阻尼值与碰摩力大小、初始扰动等有关, 如图 10, 随着碰摩刚度和初始扰动的减小, 临界阻尼值减小。

2) 失稳转速区间数目。阻尼较小时, 系统将存在多个次失稳转速区间, 增大阻尼能减小失稳转速区间数目, $\xi_2 > 0.058$ 时, 只存在主失稳转速区间。

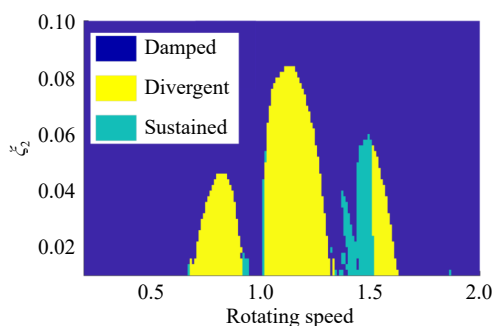


图 9 不同静子模态阻尼比下系统失稳转速区间

Fig. 9 Unstable region of system under different stator modal damping ratios

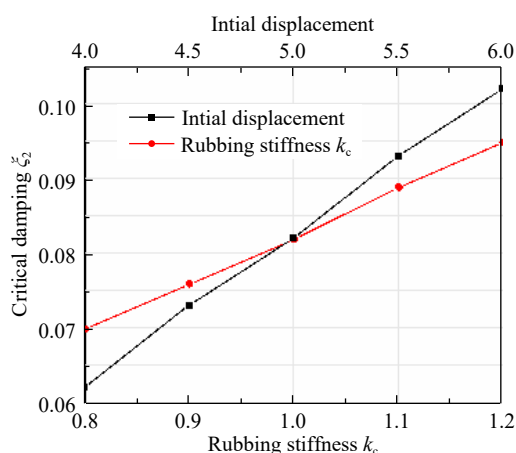


图 10 初始扰动和碰摩力对临界阻尼大小的影响

Fig. 10 Critical damping ratio under different initial disturbances and rubbing forces

3.4 碰摩力

转静子碰摩力大小取决于碰摩刚度和侵入量, 这里改变碰摩刚度 k_c 以改变碰摩力大小。图 11 给出了在不同大小碰摩力条件下系统的失稳转速区间。可见, 增大碰摩力会同时增大系统失稳转

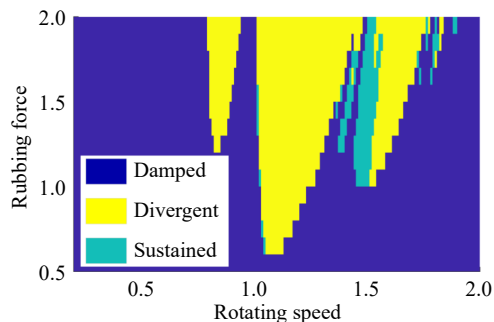


图 11 不同碰摩力下系统失稳转速区间

Fig. 11 Unstable region of system under different rubbing forces

速区间长度和个数。而碰摩力较小时, 任意转速下系统一直保持稳定。

3.5 初始扰动

非线性系统振动响应会随初始条件的改变而变化。图 12 给出了系统在不同初始扰动 $X_3(\tau=0)$ 下的失稳转速区间。可见, 与碰摩力大小的影响规律类似, 增大静子的初始扰动, 会同时增大系统失稳转速区间长度和个数。初始扰动较小时, 任意转速下系统一直保持稳定。对于工程实际而言, 应尽量减小鸟撞、转子不平衡等其他载荷带来的静子或转子的初始扰动位移值, 以避免引发转静耦合振动失稳。

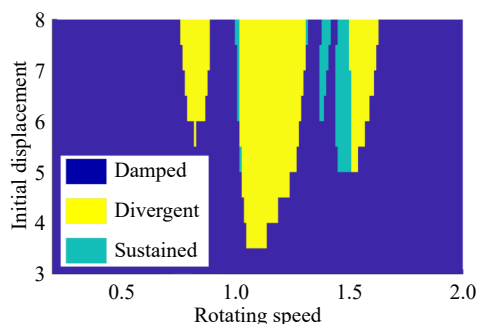


图 12 不同静子初始扰动下系统失稳转速区间

Fig. 12 Unstable region of the system under different initial displacements

3.6 升速速率

上述讨论均基于定转速下系统在初始扰动条件下的瞬态响应展开。实际工程中, 航空发动机要加/减速通过这些失稳转速区域, 因此有必要分析升/降速速率对系统瞬态响应的影响。当转子系统在不同升速速率下由 $\bar{\Omega}_{\text{begin}} = 0.5$ 加速到 $\bar{\Omega}_{\text{end}} = 1.5$ 过程中, 在转速分别为 $\bar{\Omega}_1 = 0.8$, $\bar{\Omega}_2 = 1.1$ 时给定静子扰动冲击引发转静碰摩。图 13 给出了升速过程中系统受初始扰动后静子的瞬态响应(转子

响应与静子类似,不再给出)。如图 13(a),若初始扰动发生于远离失稳转速区间左边界时($\bar{\Omega}=0.8$),系统振幅较小且逐渐衰减,虽升速速率增大时,系统振幅增大,但此时转静碰摩只短时发生,不引发明显的转静耦合振动。若初始扰动发生于失稳转速区间内($\bar{\Omega}=1.1$),如图 13(b),加速速率 a 较小时($a=3\times 10^{-3}$ 及更小),耦合振动失稳,加大加速速率有利于减小系统耦合振动振幅,避免失稳发生。因此,无论初始扰动的发生转速大小,尽量快速地通过失稳转速区间均有利于控制系统响应幅值。

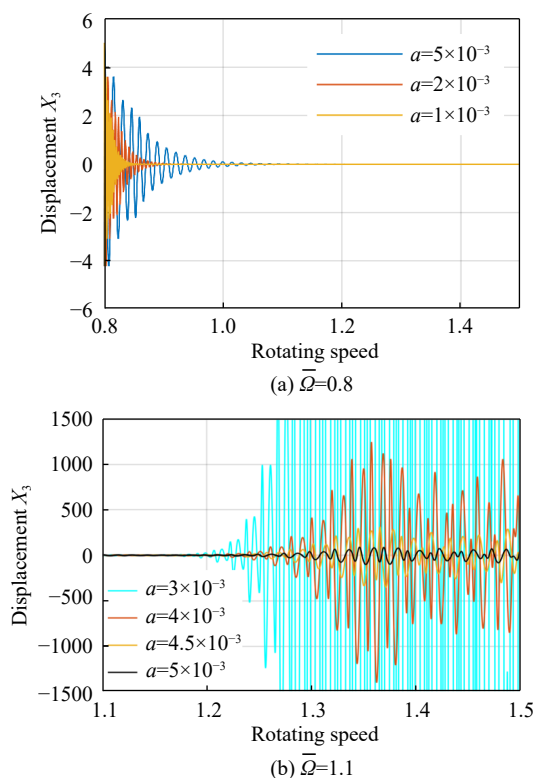


图 13 不同升速率下系统在初始扰动下的瞬态响应

Fig. 13 Transient response of system under different accelerations

4 结论与展望

基于模态坐标多自由度模型对碰摩引发的转静耦合振动动力学特性进行分析,研究了转静耦合振动在不同转速下的时频域特征,并研究得到转静相对模态频率、节径数、阻尼、碰摩力大小、初始扰动大小和升速速率对耦合振动响应和失稳转速区间影响规律。主要结论有:

1) 增压级转静子耦合振动的本质是非线性参数振动问题,耦合振动响应有稳定、持续和失稳三种运动状态,响应频域以组合频率成分为主。

2) 基于耦合正负裕度的传统方法不能合理评估耦合振动动力学行为,其只能预测主失稳转速区间位置,且预测结果偏小。

3) 碰摩引发的转静耦合振动存在主、次失稳转速区间,其由转静子固有特性和外部因素共同决定,失稳转速区间位置随转静模态频率线性变化,随节径数反比例变化;失稳转速区间长度和个数随转静子阻尼的增大、碰摩力和初始扰动的减小而减小。

4) 虽初始扰动发生转速对升速过程中转静耦合振动响应有影响,但尽快通过失稳转速区间均有利于控制系统振幅,避免剧烈耦合振动发生。

本文工作作为碰摩引发的转静耦合振动的初步机理研究,仍具有一定局限性,一是所建立的模态空间多自由度模型只保留某一阶模态,不能精准刻画系统动力学行为;二是叶片过于简化;三是未计入切向碰摩力。后续将结合非线性碰摩局部模型建立转静子二维耦合模型,基于频域数值方法或非线性模态方法研究转静耦合振动动力学特性。

参考文献:

- [1] 龚良慈. 航空发动机设计手册:第17册 载荷及机匣承力件强度分析[M]. 北京:航空工业出版社, 2001.
- [2] National Transportation Safety Board. Aircraft accident report:national airlines, incorporated, DC-10-10, N60NA, near Albuquerque, New Mexico, November 3, 1973[R]. NSTB-AAR-75-2, 1973.
- [3] National Transportation Safety Board. Preventing catastrophic failure of Pratt & Whitney Canada JT15D-5 engines following bird-strike or foreign object ingestion[R]. ASR-17-003, 2017.
- [4] SCHMIECHEN P. Travelling wave speed coincidence[D]. London, UK:University of London, 1997.
- [5] LEGRAND M, PIERRE C, CARTRAUD P, et al. Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 319(1/2): 366-391.
- [6] LEGRAND M, PIERRE C, PESEUX B. Structural modal interaction of a four degree-of-freedom bladed disk and casing model[J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2010, 5(4): 041013.1-041013.9.
- [7] KOU Haijiang, SHI Yuxiang, DU Jiaojiao, et al. Rub-impact dynamic analysis of a rotor with multiple wide-chord blades under the gyroscopic effect and geometric nonlinearity[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 168: 108563.1-108563.40.
- [8] BATAILLY A, LEGRAND M, MILLECAMP S, et al. Numerical-experimental comparison in the simulation of rotor/stator interaction through blade-tip/abradable coating contact[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2012, 134(8): 082504.1-082504.11.
- [9] NYSSSEN F, BATAILLY A. Sensitivity analysis of rotor/stator interactions accounting for wear and thermal effects within low-and

- high-pressure compressor stages[J]. *Coatings*, 2020, 10(1): 74.1-74.23.
- [10] AGRAPART Q, NYSSSEN F, LAVAZEC D, et al. Multi-physics numerical simulation of an experimentally predicted rubbing event in aircraft engines[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 460: 114869.1-114869.25.
- [11] ALMEIDA P, GIBERT C, THOUVEREZ F, et al. On some physical phenomena involved in blade-casing contact[R]. Porto, Portuga: 9th International Conference on Structural Dynamics, 2014.
- [12] MEINGAST M B, BATAILLY A, LEGRAND M, et al. A qualitative numerical analysis of rotor-casing interactions in centrifugal compressors of helicopter engines[R]. Portland, US: ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2013.
- [13] BATAILLY A, MEINGAST M, LEGRAND M. Unilateral contact induced blade/casing vibratory interactions in impellers: analysis for rigid casings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 337: 244-262.
- [14] BATAILLY A, LEGRAND M. Unilateral contact induced blade/casing vibratory interactions in impellers: analysis for flexible casings with friction and abradable coating[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 348: 344-364.
- [15] XIAO Jianguangyi, CHEN Yong, OUYANG Hua, et al. Investigation of fan blades vibration due to blade/casing rubbing interactions using in-plane two-dimensional model[R]. Oslo, Norway: ASME Turbo Expo 2018: Turbine Technical Conference and Exposition, 2018.
- [16] SALVAT N, BATAILLY A, LEGRAND M. Two-dimensional modeling of shaft precessional motions induced by blade/casing unilateral contact in aircraft engines[R]. Dusseldorf, Germany: ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, 2014.
- [17] SONG Xuyuan, CHAI Zeyu, WANG Chenguang, et al. Vibration performance of rotating thin-walled cylindrical shell with tip-rubbing excitation between drum and stator vane segment of aero-engine[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, 525: 116759.1-116759.24.
- [18] 吕文林, 陈俊勇, 田德义. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则: 第六册 转子系统[R]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997.
- [19] 尹泽勇. 航空发动机设计手册: 第18册 叶片轮盘及主轴振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [20] 付才高. 航空发动机设计手册: 第19册 转动动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [21] 晏砺堂. 高速旋转机械振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.

(编辑: 秦理曼)