

基于梁壳耦合的双转子系统动力学建模及验证*

刘 明^{1,2}, 郭旭民^{1,2}, 官 宏^{1,2}, 马 辉^{1,2}

(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)

摘要 针对航空发动机双转子系统传统动力学建模中, 梁单元难以准确表征锥壳结构质量与刚度分布、实体单元模型自由度过高且求解效率低下的问题, 为兼顾建模精度与数值求解效率, 提出了一种基于自主开发的梁壳耦合技术的双转子系统动力学模型, 并系统阐述双转子典型结构的建模实现流程。首先, 通过对比基于商用软件建立的双转子实体模型与梁壳耦合模型所得到的振型与临界转速, 验证了所提出模型的准确性; 其次, 搭建了盘鼓转子试验台, 开展自由模态试验测试, 进一步验证建模方法的有效性。结果表明, 相较于实体模型, 基于梁壳耦合的高压转子与低压转子模型的计算效率分别提升了 1/3 和 1/4。该模型能够在保证计算精度的前提下进行动力学分析, 显著提高了计算效率, 为航空发动机双转子动力学分析、结构优化与工程应用提供理论依据和技术支撑。

关键词 梁壳耦合; 双转子; 动力学模型; 固有特性

中图分类号 TH113.1

0 引 言

航空发动机双转子系统具有复杂的结构与耦合特性, 在动力学建模过程中, 若对其结构特征考虑不足, 往往难以准确表征系统实际动力学行为, 进而影响计算结果的精度与可靠性。因此, 有必要建立能够充分反映结构特征的高精度动力学模型, 为双转子系统动力学特性分析提供可靠基础。

Yang 等^[1]采用梁-壳耦合技术将轴与盘耦合, 建立了具有螺栓连接的旋转-柔性轴-盘-鼓系统的有限元模型。文献[2-3]基于 Timoshenko 梁理论, 建立了考虑离心刚化、旋转软化、科氏力、叶片安装角和扭转角等因素的弹性支撑变截面冠状叶片动力学模型, 分析了法向支承刚度和接触刚度比对系统动态特性的影响。Guo 等^[4]采用圆柱壳模型进行模拟机匣, 提出了一种新的叶片-机匣碰摩模型。丁小飞等^[5]采用等截面梁单元建立航空发动机轴及鼓筒模型, 将转子叶片及轮盘简化为集中质量点附加在梁单元上, 研究了航空发动机拍振引起的振动响应。蒋云帆等^[6]采用梁单元与集中质量单元建立转子系统动力学方程, 以某型航空发动机的五号支点轴承为研究对象, 研究了圆柱滚子轴承内外环配合参数、锁紧螺母拧紧力矩等参数对支承刚度的影响规律。

上述文献均以等截面轴建立转子模型, 然而真实结构中存在大量变截面轴段, 等截面轴段不能准确刻画航空发动机中锥形段质量和刚度沿轴向的变化。Prabith 等^[7]采用锥形梁单元与集中质量点建立了双转子系统的动力学模型, 研究发现与单盘碰摩相比, 多盘碰摩非线性增强, 系统的响应特性和稳定性发生显著变化。文献[8-9]采用等截面梁单元和锥形梁单元分段线性拟合的方法对复杂叶轮结构进行建模, 研究了叶片脱落极端工况下转子的瞬态动态特性。Wang 等^[10]研究发现, 充分考虑转子柔性和变截面特性的转子建模方法的精度与试验结果吻合较好, 计算效率高于普通有限元法。文献[11-12]针对不同轴段、鼓筒与锥壳结构, 分别采用等截面与变截面梁单元进行仿真计算, 叶盘结构采用质量单元模拟, 建立转子模型, 发现突加不平衡会对转子产生冲击载荷, 导致转子振动幅值和反作用力急剧增大。上述文献虽然考虑转子系统的变截面特性, 然而由于梁单元的假设需要满足长径比足够大的条件, 针对某些大直径的鼓筒结构使用梁单元计算将带来弯曲模态频率计算不准的问题。

近年来, 采用实体单元建立双转子系统动力学模型逐渐受到关注。刘继兴等^[13]针对 GE90 转子轴承结构, 采用 Solid186 实体单元建立整机模型, 评估

* 国家科技重大专项基金资助项目(J2022-IV-0005-0022)

收稿日期: 2024-05-21; 修回日期: 2024-07-17

了其结构效率。Yu等^[14]在商用软件中采用Solid185单元建立双转子模型,研究了航空发动机双转子系统的碰摩模态特性。Shen等^[15]基于实体单元建立了高压转子非同心度动力学模型,发现螺栓预紧力和螺栓数量等装配参数对转子装配变形影响较小。然而,由于发动机转子系统的复杂性,使用实体单元建立的转子结构有限元模型自由度过大,求解效率较低。

目前,航空发动机双转子系统建模仍存在以下不足:①无法准确反映锥壳结构在轴向上质量与刚度的分布;②高压转子的大直径鼓筒结构因不满足长径比足够大的梁单元假设,在求解弯曲模态频率时误差较大;③实体单元虽能基于真实结构建模,但自由度过大,求解效率低。

针对上述问题,笔者基于梁壳耦合技术,建立了转子系统的梁壳耦合模型,并通过ANSYS仿真及试验结果验证了模型的有效性。

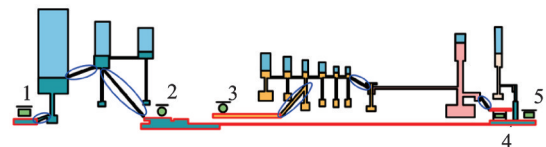
1 双转子等效建模方法及固有特性分析

1.1 双转子系统结构模型

梁壳耦合模型能极大地保留真实的几何形状,为了便于建模,进行以下简化和假设:

- 1) 螺栓孔、圆角、迷宫密封等小特征对转子动力学特性影响不大,建模时不予考虑;
- 2) 由于叶片振动对转子动态特性影响甚微,仅其质量和惯量起主要作用,因此忽略叶片精确几何形状,采用等效环法对叶片进行建模;
- 3) 支承刚度由滚动轴承、挤压油膜阻尼器、弹性支承及承力机匣等部件的串联刚度共同构成。

图1为双转子系统结构简图。涡扇发动机的双转子系统从左到右共有11级叶轮。本模型梁单元部分在图中使用红线标出,锥壳结构在图中用蓝色线框出。



1 为前支点;2、3 为滚珠轴承;4 为中介轴承;5 为后支点

图1 双转子系统结构简图

Fig.1 Schematic diagram of dual-rotor system

高压转子采用1-0-1二支点支承方案,3号支点为滚珠轴承,高压转子后支点采用滚棒轴承。在高压涡轮支承设计中,中介轴承位于4号支点位置,高

压转子通过中介轴承支撑在低压转子上。

低压转子采用1-1-1支承方案,在1号前支点与5号后支点处采用了滚棒轴承,承受转子轴向力的滚珠轴承位于2号支点处。

航空发动机各部件材料不同,运行过程中,部件所处位置的温度变化会导致材料参数发生改变。因此,笔者对航空发动机材料参数进行定义,如表1所示。

表1 航空发动机材料参数定义

Tab.1 Aero-engine material parameter definition			
部件	密度/(kg·m ⁻³)	泊松比	弹性模量/GPa
低压1-3级盘	4 480	0.33	119
低压轴	8 240	0.30	190
低压涡轮盘	8 240	0.32	150
高压1-3级盘	4 680	0.35	97
3级盘前轴颈	4 680	0.34	105
4-5级盘	8 240	0.30	181
6级盘	8 240	0.31	160
封严盘	8 240	0.31	160
高压鼓筒轴	8 240	0.32	150
高压涡轮盘	8 340	0.35	193.7
涡轮后轴颈	8 240	0.30	181

1.2 模型简化方法

1.2.1 等效圆环法

采用等效圆环法建立转子叶片模型。对叶片等效的基本原则是保证等效环与原叶片的总质量和总转动惯量一致。在此原则下,根据控制参数的不同,可以衍生出不同的等效圆环。

圆环的质量公式为

$$m=\pi(R^2-r^2)h\rho \tag{1}$$

其中: R 与 r 分别为等效圆环的外径与内径; h 为圆环轴向长度; ρ 为圆环材料密度。

圆环的极转动惯量公式为

$$I=\frac{1}{2}m(R^2+r^2) \tag{2}$$

由于在Workbench中进行材料划分较为繁琐,因此在验证等效圆环法时,双转子模型均采用相同的材料:弹性模量 $E=210\text{ GPa}$,泊松比 $\nu=0.3$,密度 $\rho=7\,850\text{ kg/m}^3$ 。

等效圆环与实际叶片(CAD软件三维模型)的误差如表2所示。误差1为等效圆环与叶片的质量误差,最大质量误差为2.3%。误差2为转动惯量误差,最大转动惯量误差为-2.7%。两者误差均在3%以内,满足精度要求。

表 2 等效圆环与实际叶片的误差

Tab.2 The error of equivalent ring method

叶片	环质量/ kg	环转动惯 量/(kg·m ²)	叶片质 量/kg	叶片转动惯 量/(kg·m ²)	误差 1/%	误差 2/%
风扇	32.23	3.67	31.72	3.68	−1.6	0.3
	9.62	1.17	9.51	1.18	−1.2	0.4
	6.89	0.80	6.88	0.81	−0.2	1.5
高压 压气 机	2.82	0.19	2.83	0.19	0.4	−2.7
	2.15	0.14	2.18	0.13	1.4	−2.2
	1.23	0.07	1.24	0.07	0.8	−1.5
	1.33	0.07	1.35	0.07	1.5	0.8
	0.79	0.04	0.8	0.04	1.3	−1.3
	0.77	0.04	0.78	0.04	1.3	−1.1
高压 涡轮	8.39	1.01	8.59	0.99	2.3	−2.3
低压 涡轮	5.30	0.63	5.35	0.62	0.9	−2.1

1.2.2 低压转子

为了验证等效圆环法的有效性,笔者在 AN-SYS 中使用 Solid186 实体单元,建立低压转子有限元模型,如图 2 所示。

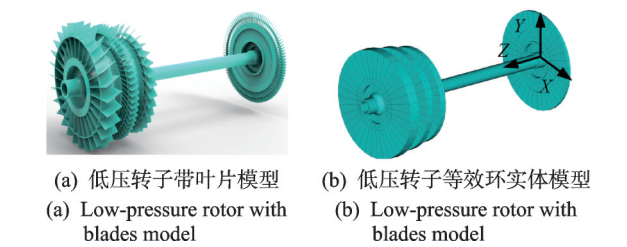


图 2 低压转子有限元模型

Fig.2 Finite element model of low-pressure rotor

在 Workbench 中对低压转子带叶片 CAD 软件三维模型进行模态分析,并将低压转子等效圆环模型与低压转子带叶片模型在自由边界下的前 4 阶固有频率进行对比。2 种建模方式下低压转子固有频率对比如表 3 所示。其中,最大误差出现在第 3 阶,为 4.11%。

表 3 2 种建模方式下低压转子固有频率对比

Tab.3 Comparison of natural frequency for low-pressure rotors using 2 modeling approaches

阶数	固有频率/Hz		误差/%
	带叶片模型	等效环模型	
f_{n1}	49.735	49.53	0.41
f_{n2}	51.626	51.55	0.15
f_{n3}	114.520	110.00	4.11
f_{n4}	183.710	186.74	−1.62

自由边界下低压转子前 4 阶振型对比如图 3 所示,各阶振型均具有良好的一致性,从而验证了低压转子等效圆环模型的有效性。

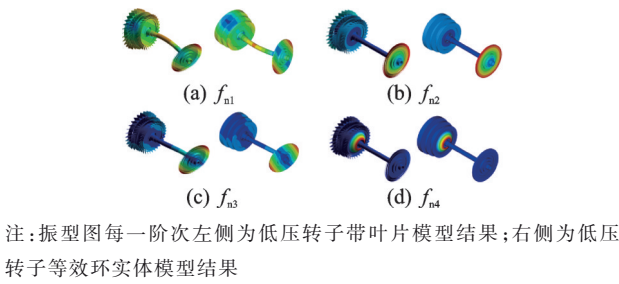


图 3 自由边界下低压转子前 4 阶振型对比

Fig.3 First 4 mode shapes comparison of the low-pressure rotor under free boundary condition

1.2.3 高压转子

高压转子有限元模型如图 4 所示。

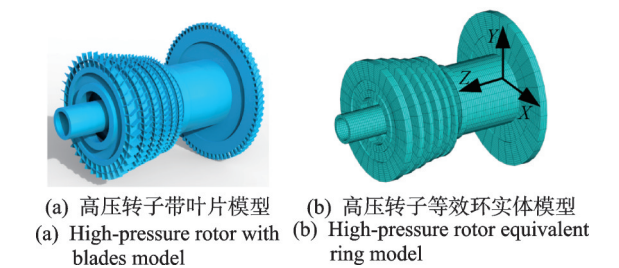


图 4 高压转子有限元模型

Fig.4 Finite element model of high-pressure rotor

在自由边界条件下,表 4 为高压转子等效圆环模型与高压转子带叶片模型前四阶固有频率的对比结果,最大误差出现在第 3 阶,为 −4.7%。

表 4 2 种建模方式下高压转子固有频率对比

Tab.4 Comparison of natural frequency for high-pressure rotors using 2 modeling approaches

阶数	固有频率/Hz		误差/%
	带叶片模型	等效环模型	
f_{n1}	343.15	343.46	−0.09
f_{n2}	369.52	358.50	3.07
f_{n3}	403.21	423.11	−4.70
f_{n4}	438.66	455.22	−3.64

图 5 为自由边界下高压转子前 4 阶振型对比。可见,高压转子带叶片模型与实体模型的各阶振型

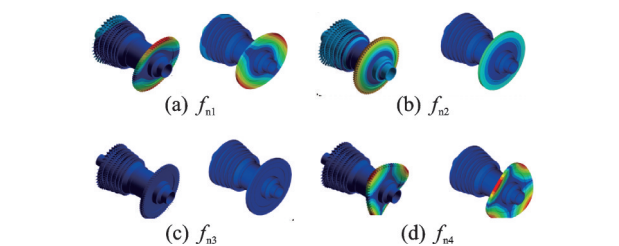


图 5 自由边界下高压转子前 4 阶振型对比

Fig.5 First 4 mode shapes comparison of the high-pressure rotor under free boundary condition

一致性较好,从而验证了高压转子等效圆环模型在自由边界下的准确性。

2 基于梁壳耦合的双转子有限元模型

2.1 壳单元

壳单元由实体单元退化得到,包含 8 个节点,分别为沿厚度方向中层面的 4 个角点与 4 条棱边的中点。单元内任意一点的局部坐标为 (ξ, η, ζ) , 其中: ξ 和 η 为壳体中面的曲面坐标; ζ 为厚度方向的直线坐标,且 $\xi, \eta, \zeta \in (-1, 1)$ 。

图 6 为壳单元示意图。单元内任意一点在整体坐标系下的坐标 (x, y, z) 可通过 8 个节点的整体坐标 (x_i, y_i, z_i) 与局部坐标 (ξ, η, ζ) 的插值得到,即

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^8 Q_i(\xi, \eta) \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^8 Q_i(\xi, \eta) \frac{\zeta}{2} \begin{bmatrix} \Delta x_i \\ \Delta y_i \\ \Delta z_i \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中: Q_i 为节点形函数^[1]。

Q_i 的表达式为

$$N_i = \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 & 0 & N_i \zeta \frac{t_i}{2} n_{3i} & -N_i \zeta \frac{t_i}{2} m_{3i} \\ 0 & N_i & 0 & -N_i \zeta \frac{t_i}{2} m_{3i} & 0 & N_i \zeta \frac{t_i}{2} l_{3i} \\ 0 & 0 & N_i & N_i \zeta \frac{t_i}{2} m_{3i} & -N_i \zeta \frac{t_i}{2} l_{3i} & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中: t_i 为节点 i 处沿中面法线方向的厚度; l_{3i}, m_{3i}, n_{3i} 分别为节点 i 处局部坐标系与整体坐标系的方向余弦。

应变 ϵ 与位移 q 的关系为

$$\epsilon = Bq = (B_L + B_{NL})q \quad (6)$$

其中: $B_L = G\bar{J} [S_1 S_2 \cdots S_8]$, 为应变矩阵的线性分量; $B_{NL} = A\bar{J} [S_1 S_2 \cdots S_8]$, 为应变矩阵的非线性分量; q 为位移向量。

q 包含 3 个平动自由度 u_i, v_i, w_i 和 3 个转动自由度 $\theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}$, 其表达式为

$$\begin{cases} q = [q_1 q_2 \cdots q_8]^T \\ q_i = [u_i v_i w_i \theta_{xi} \theta_{yi} \theta_{zi}] \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \end{cases} \quad (7)$$

基于式 (3)~(6), 并结合 Hamilton 变分原理, 在积分域内采用 $2 \times 2 \times 2$ 的高斯积分, 得到旋转 Mindlin-Reissner 壳单元的惯性矩阵 M_{shell}^e 、陀螺矩阵 G_{shell}^e 、结构刚度矩阵 $K_{\text{shell-0}}^e$ 、初应力刚度矩阵 $K_{\text{shell-}\sigma}^e$ 与离心刚度矩阵 $K_{\text{shell-c}}^e$, 其表达式^[1]分别为

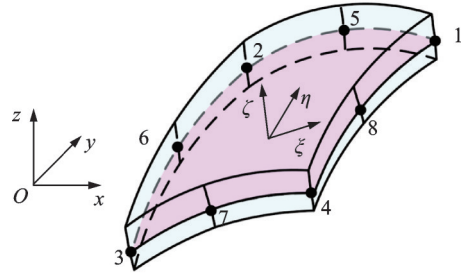


图 6 壳单元示意图

Fig.6 Schematic of shell element

$$\begin{cases} Q_{i_1} = \frac{1}{4} (1 + \xi \xi_{i_1}) (1 + \eta \eta_{i_1}) (\xi \xi_{i_1} + \eta \eta_{i_1} - 1) \\ \quad (i_1 = 1, 2, 3, 4) \\ Q_{i_2} = \frac{\xi^2}{2} (1 + \xi \xi_{i_2}) (1 - \eta^2) + \\ \quad \frac{\eta^2}{2} (1 + \eta \eta_{i_2}) (1 - \xi^2) \quad (i_2 = 5, 6, 7, 8) \end{cases} \quad (4)$$

单元内任意一点的形函数矩阵 N_i 为

$$\begin{cases} M_{\text{shell}}^e = \iiint_V \rho N^T N |J| d\xi d\eta d\zeta \\ G_{\text{shell}}^e = -\omega \iiint_V \rho (\mathbf{A} - \mathbf{A}^T) |J| d\xi d\eta d\zeta \\ K_{\text{shell-0}}^e = \iiint_V B^T D B |J| d\xi d\eta d\zeta \\ K_{\text{shell-}\sigma}^e = \iiint_V S^T \sigma S |J| d\xi d\eta d\zeta \\ K_{\text{shell-c}}^e = \iiint_V \rho N^T \underline{\Omega}^T \underline{\Omega} N |J| d\xi d\eta d\zeta \end{cases} \quad (8)$$

其中: ρ 为材料密度; N 为形函数矩阵; J 为雅克比矩阵; B_L 为应变矩阵中的线性分量; D 为材料的弹性矩阵; $\mathbf{A}, S$ 为与节点形函数矩阵偏导有关的矩阵。

2.2 梁壳耦合

为建立鼓筒与转轴的界面耦合, 在鼓筒对应位置内孔处建立节点, 将内孔节点与鼓筒内圈节点耦合, 建立刚性耦合区。将鼓筒内圈耦合区的刚度矩阵附加到对应轴节点的刚度矩阵^[1]中。鼓筒中心节点与鼓筒内圈节点总耦合刚度矩阵为

$$K_{\text{rigid}} = \sum_{i=1}^H K_{\text{rigid}}^i \tag{9}$$

其中: H 为鼓筒内孔节点数; K_{rigid}^i 为第*i*个刚性耦合单元的刚度矩阵。

$$K_{\text{rigid}}^i \text{ 表达式为}$$
$$K_{\text{rigid}}^i = k_{\text{p,e}} T_{\text{R},i}^T T_{\text{R},i} \tag{10}$$

其中: $k_{\text{p,e}}$ 为罚刚度项,取鼓筒刚度矩阵主对角线最大值; $T_{\text{R},i}$ 表达式详见文献[1]。

在构建双转子系统运动微分方程系数矩阵时,先分别构建独立的高压转子与低压转子的单转子系统运动微分方程系数矩阵,再通过刚度矩阵模拟中介轴承将二者耦合。在构建单转子系统运动微分方程系数矩阵时,将支承单元矩阵叠加至支承节点对应的矩阵上。不同支点的支承刚度如表 5 所示。

表 5 不同支点的支承刚度

Tab.5 Different bearing stiffnesses at various supports					
支点	1	2	3	4	5
刚度/(10 ⁷ N·m ⁻¹)	1.28	7.697	5.5	25	1.28

高/低压转子的运动微分方程为

$$M_{\text{lp/hp}} \ddot{q} + G_{\text{lp/hp}} \dot{q} + K_{\text{lp/hp}} q = F_{\text{lp/hp}} \tag{11}$$

其中:下标 lp 代表低压转子;hp 代表高压转子; q 为高/低转子的位移向量; M 、 G 与 K 分别为高/低压转子的惯性矩阵、陀螺矩阵和刚度矩阵; F 为外力向量。

2.3 模型验证

2.3.1 高压转子

根据表 1,基于梁壳耦合方法建立高压转子梁壳耦合模型,并在 ANSYS 中建立 Solid186 有限元模型以验证梁壳模型的有效性。高压转子模型如图 7 所示。

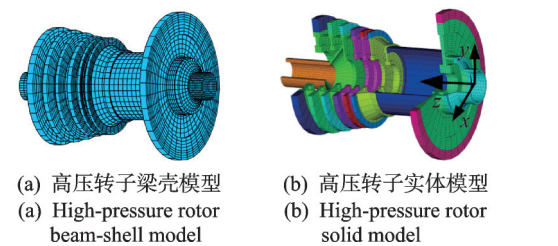


图 7 高压转子模型
Fig.7 High-pressure rotor model

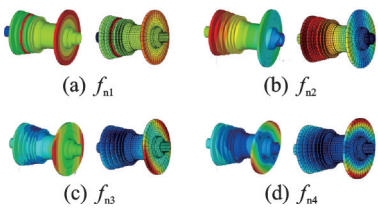
约束边界下高压转子的梁壳模型与实体模型前 4 阶固有频率与振型的对比分别如表 6 与图 8 所示。可见,本研究所建梁壳模型与实体模型的计算误差均小于 5%,且振型一致性较好,从而验证了所建立

模型的有效性。

表 6 高压转子的梁壳模型与实体模型前 4 阶固有频率对比

Tab.6 Comparison of the first 4 natural frequencies between the beam-shell model and the solid model for the high-pressure rotor			
阶次	固有频率/Hz		误差/%
	实体模型	梁壳模型	
f_{n1}	72.77	70.09	3.68
f_{n2}	114.28	108.66	4.92
f_{n3}	247.65	238.24	3.80
f_{n4}	340.58	338.31	0.67

阶次	固有频率/Hz		误差/%
	实体模型	梁壳模型	
f_{n1}	72.77	70.09	3.68
f_{n2}	114.28	108.66	4.92
f_{n3}	247.65	238.24	3.80
f_{n4}	340.58	338.31	0.67



注:振型图每一阶次左侧为实体模型结果;右侧为梁壳模型结果

图 8 梁壳模型与实体模型前 4 阶振型对比
Fig.8 First 4 mode shapes comparison of the high-pressure rotor under constrained boundary condition

高压转子梁壳模型与实体模型的求解时间对比如表 7 所示。结果表明,笔者提出的梁壳耦合模型的求解时间约为实体模型的 1/3,大幅提高了动力学分析的求解效率。

表 7 高压转子梁壳模型与实体模型的求解时间对比

Tab.7 Comparison of solution time between the beam-shell model and the solid model for the high-pressure rotor			
模型	节点数	单元数	求解时间/s
实体模型	153 072	61 348	87.81
梁壳模型	20 052	5 508	30.96

模型	节点数	单元数	求解时间/s
实体模型	153 072	61 348	87.81
梁壳模型	20 052	5 508	30.96

2.3.2 低压转子

低压转子模型如图 9 所示。其材料参数见表 1。约束边界下低压转子梁壳模型与实体模型的前 4 阶固有频率和振型对比分别如表 8 与图 10 所示。

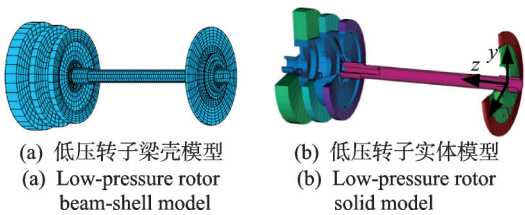


图 9 低压转子模型
Fig.9 Low-pressure rotor model

笔者提出的低压转子模型与 Solid186 实体模型的计算结果一致性较好,最大误差为第 4 阶的 4.97%,验证了该模型的有效性。

表 8 低压转子梁壳模型与实体模型的前 4 阶固有频率对比
Tab.8 Comparison of the first 4 natural frequencies between the beam-shell model and the solid model for the low-pressure rotor

阶次	固有频率/Hz		误差/%
	实体模型	梁壳模型	
f_{n1}	43.86	45.69	-4.17
f_{n2}	49.76	49.12	1.29
f_{n3}	85.03	84.44	0.69
f_{n4}	163	154.9	4.97

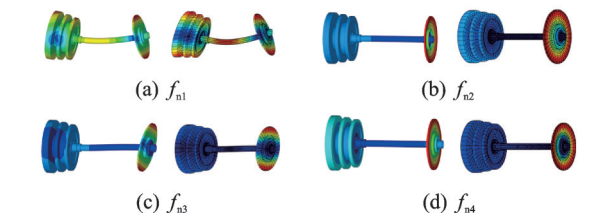


图 10 低压转子梁壳模型与实体模型的前 4 阶振型对比
Fig.10 Comparison of the first 4 mode shapes between the beam-shell model and the solid model for the low-pressure rotor

低压转子梁壳模型与实体模型的求解时间对比如表 9 所示。可见,低压转子梁壳模型的求解时间约为实体模型的 1/5。

表 9 低压转子梁壳模型与实体模型的求解时间对比
Tab.9 Comparison of solution time between the beam-shell model and the solid model for the low-pressure rotor

模型	节点数	单元数	求解时间/s
实体模型	113 832	42 200	51.15
梁壳模型	10 377	2 808	9.64

2.3.3 双转子

图 11 为双转子系统刚度矩阵 K 的组集方式。其中: N_{lp} 与 N_{hp} 分别为低/高压转子系统节点总数; K_{lp} 为低压转子系统矩阵,维度为 $6N_{lp} \times 6N_{lp}$; K_{hp} 为高压转子系统矩阵,维度为 $6N_{hp} \times 6N_{hp}$;中介轴承单元矩阵的维度为 12×12 ; i 和 j 为中介轴承在低压和高压转子中对应的节点编号;中介轴承刚度为 $2.5 \times 10^8 \text{ N/m}$ 。

双转子的运动微分方程为

$$M\ddot{q} + G\dot{q} + Kq = F$$

(12)

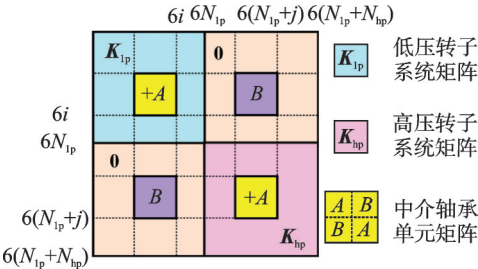


图 11 双转子系统刚度矩阵 K 的组集方式

Fig.11 Assembly method of the stiffness matrix K for the dual-rotor system

其中: $\ddot{q}$ 、 $\dot{q}$ 、 q 分别为双转子系统的加速度、速度和位移向量; F 为外力向量; M 、 G 、 K 分别为双转子系统的惯性矩阵、陀螺矩阵与刚度矩阵。

M 、 G 表达式分别为

$$M = \begin{bmatrix} M_{lp} & \\ & M_{hp} \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} G_{lp} & \\ & G_{hp} \end{bmatrix}.$$

双转子模型示意图如图 12 所示。

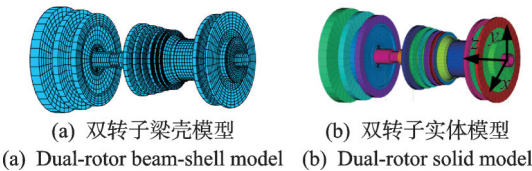


图 12 双转子模型示意图

Fig.12 Schematic diagram of dual-rotor model

笔者建立的双转子梁壳模型与 ANSYS 实体模型的前 4 阶固有频率和振型对比如表 10 与图 13 所示。可知,最大误差为第 3 阶的 4.96%,且振型完全一致,从而验证了笔者双转子模型的有效性。

表 10 双转子梁壳模型与 ANSYS 实体模型的前 4 阶固有频率对比
Tab.10 Comparison of the first 4 natural frequencies between the dual-rotor beam-shell model and the ANSYS solid model

阶次	固有频率/Hz		误差/%
	实体模型	梁壳模型	
f_{n1}	47.48	46.45	2.17
f_{n2}	50.10	49.12	1.96
f_{n3}	72.32	68.73	4.96
f_{n4}	75.00	72.84	2.88

双转子系统在 $0 \sim 1\,500 \text{ rad/s}$ 转速范围内,笔者提出模型与 ANSYS 有限元模型的前 4 阶固有频率对比如图 14 所示。其中: $1 \times LP$ 为低压转子不平衡激励线, $1 \times LP$ 与各正进动曲线的交点为低压转子

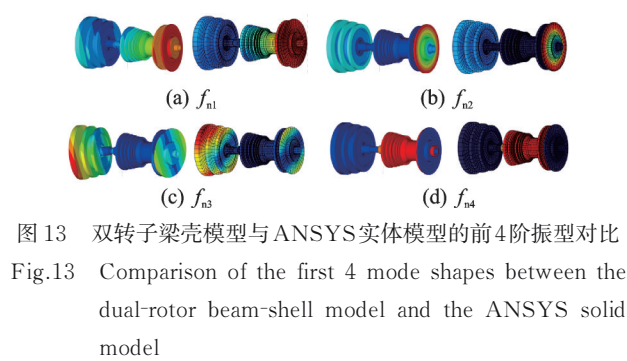


图 13 双转子梁壳模型与 ANSYS 实体模型的前 4 阶振型对比
Fig.13 Comparison of the first 4 mode shapes between the dual-rotor beam-shell model and the ANSYS solid model

临界转速;1×HP 为高压转子不平衡激励线,1×HP 与各正进动曲线的交点为高压转子临界转速。随着转速增加,各阶模态频率呈现为两条曲线,分别为前行波(backward wave,简称 BW)和后行波(forward wave,简称 FW),在数值上,后行波频率高于前行波频率。需要注意的是,部分动频曲线仍然形成一条曲线,并无分岔现象,这是因为本阶模态呈现为驻波形式,因此没有行波特征。可见,二者吻合良好,验证了笔者提出模型在旋转状态下的有效性。

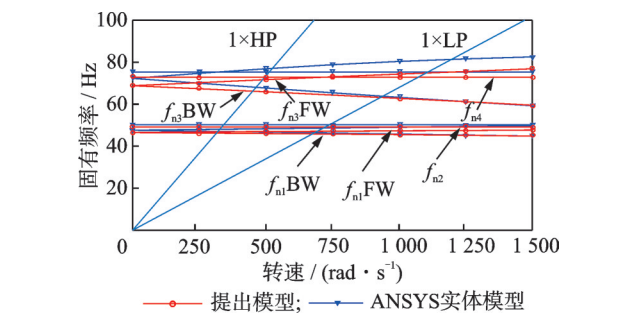


图 14 提出模型与 ANSYS 有限元模型的前 4 阶固有频率对比
Fig.14 Comparison of the first 4 whirling frequencies between the proposed model and the ANSYS finite element model

3 试验验证

为进一步验证笔者建模方法的有效性,搭建盘鼓转子试验台,进行自由模态试验。盘鼓转子梁壳模型如图 15 所示。两端轴采用梁单元建模,中间鼓筒与盘部分采用壳单元建模,并通过梁壳耦合技术将轴与鼓筒耦合。模型中的锥壳结构在平面示意图中用红色框标出。

自由边界试验台如图 16 所示,试验所用仪器参数如表 11 所示。由于试验仅用于验证建模方法的有效性,材料的影响相对较小,因此试验件材料均为 40Cr,其参数如下:弹性模量 $E=211\text{ GPa}$,泊松比 $\nu=0.277$,密度 $\rho=7\,850\text{ kg/m}^3$ 。将试验台通过吊绳悬挂,使用力锤锤击,获得频响函数曲线。

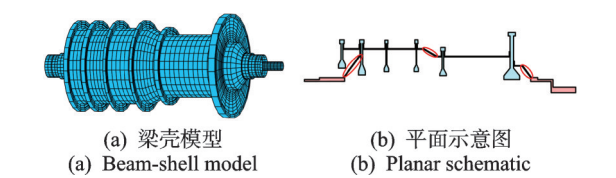


图 15 盘鼓转子梁壳模型
Fig.15 Disc-drum rotor beam-shell model

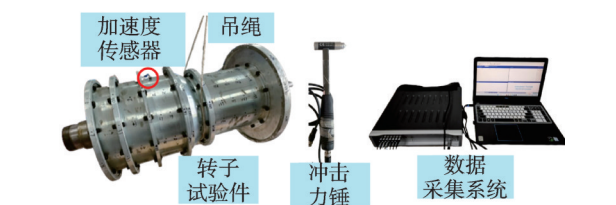


图 16 自由边界试验台
Fig.16 Test-rig under free boundary condition

表 11 试验仪器		
Tab.11 Test instrument		
仪器名称	型号	灵敏度
数据采集系统	SCADAS Mobile	—
冲击力锤	PCB 086C01	10.6 mV/N
加速度传感器	PCB 356A01	0.522 3 mV/(m·s ⁻²)
数据处理系统	GP76 12US-697CN	—

自由边界下盘鼓转子的固有频率对比如表 12 所示。频响函数曲线如图 17 所示。可知,自由边界条件下,笔者提出模型与试验结果的误差均在 5 % 以内,验证了笔者建模方法的准确性。

表 12 自由边界下盘鼓转子的固有频率对比
Tab.12 Comparison of natural frequency of disk-drum rotor under free boundary condition

阶次	固有频率/Hz		误差/%
	试验	仿真	
f_{n1}	587.48	609.85	-3.81
f_{n2}	603.06	616.29	-2.19
f_{n3}	800.03	831.16	-3.89
f_{n4}	911.07	920.43	-1.03

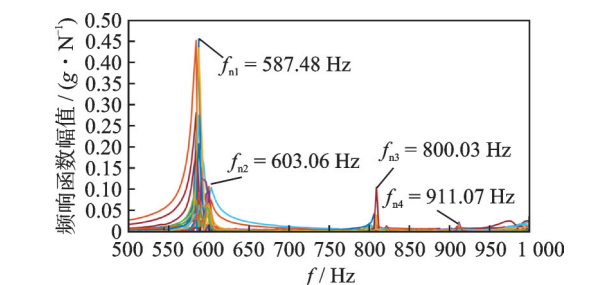


图 17 频响函数曲线
Fig.17 Frequency response curves

4 结 论

1) 论述了双转子典型结构的建模方法,并对采用等效圆环法建立的高/低压转子系统进行了模态验证。提出的航空发动机双转子梁壳耦合模型相比传统的梁模型,能够更准确地保留真实的几何形状,且与实体模型吻合良好。试验结果进一步验证了该模型的准确性。

2) 高压转子梁壳模型的求解时间约为实体模型1/3,低压转子梁壳模型的求解时间约为实体模型的1/5。可见,笔者提出的转子系统梁壳耦合模型显著提高了计算效率。

参 考 文 献

- [1] YANG T R, MA H, QIN Z Y, et al. Coupling vibration characteristics of the shaft-disk-drum rotor system with bolted joints[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 169: 108747.
- [2] GUO X M, NI K X, MA H, et al. Dynamic response analysis of shrouded blades under impact-friction considering the influence of passive blade vibration[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 503: 116112.
- [3] GUO X M, ZENG J, MA H, et al. Dynamic characteristics of a shrouded blade with impact and friction[J]. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2020, 15(2): 209-226.
- [4] GUO X M, ZENG J, MA H, et al. A dynamic model for simulating rubbing between blade and flexible casing[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 466: 115036.
- [5] 丁小飞, 廖明夫, 韩方军, 等. 某型航空发动机振动值波动故障诊断和排除[J]. *振动、测试与诊断*, 2024, 44(2): 274-279.
DING Xiaofei, LIAO Mingfu, HAN Fangjun, et al. Fault diagnosis and elimination of vibration amplitude fluctuation for an aeroengine[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2024, 44(2): 274-279. (in Chinese)
- [6] 蒋云帆, 廖明夫, 陈静, 等. 发动机轴承装配条件对支承刚度的影响[J]. *振动、测试与诊断*, 2020, 40(2): 348-354.
JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, CHEN Jing, et al. Support stiffness aero-engine bearing assembly conditions[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2020, 40(2): 348-354. (in Chinese)
- [7] PRABITH K, PRAVEEN KRISHNA I R. Response and stability analysis of a two-spool aero-engine rotor system undergoing multi-disk rub-impact[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2022, 213: 106861.
- [8] WANG L K, YIN Y J, WANG A L, et al. Dynamic modeling and vibration characteristics for a high-speed aero-engine rotor with blade off[J]. *Applied Sciences*, 2021, 11(20): 9674.
- [9] WANG L K, WANG A L, YIN Y J, et al. Effects of unbalance orientation on the dynamic characteristics of a double overhung rotor system for high-speed turbochargers[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2022, 107(1): 665-681.
- [10] WANG L K, WANG A L, JIN M, et al. Vibration prediction and failure analysis based on refined modeling of turbocharging rotor system with variable cross sections[J]. *The European Physical Journal Plus*, 2022, 137: 69.
- [11] 于平超, 陈果, 王存, 等. 碰摩约束下柔性转子模态特性及其计算方法[J]. *航空学报*, 2020, 41(12): 250-262.
YU Pingchao, CHEN Guo, WANG Cun, et al. Modal characteristics and calculation method for flexible rotor system with rubbing constraint[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(12): 250-262. (in Chinese)
- [12] YU P C, ZHANG D Y, MA Y H, et al. Dynamic modeling and vibration characteristics analysis of the aero-engine dual-rotor system with Fan blade out[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 106: 158-175.
- [13] 刘继兴, 张大义, 郑华强, 等. 不同推力级高涵道比涡扇发动机结构与力学特征定量评估[J]. *推进技术*, 2018, 39(5): 1077-1084.
LIU Jixing, ZHANG Dayi, ZHENG Huaqiang, et al. Quantitative evaluation for structure and mechanical characteristics of different thrust high bypass ratio turbo fan engines[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(5): 1077-1084. (in Chinese)
- [14] YU P C, GUO C, LI L X. Modal analysis strategy and nonlinear dynamic characteristics of complicated aero-engine dual-rotor system with rub-impact[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2022, 35(1): 184-203.
- [15] SHEN X X, CHEN G. Study on the nonconcentricity of the high-pressure rotor of the aero-engine[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2023, 37(10): 4989-5002.



第一作者简介:刘明,男,2000年10月生,硕士。主要研究方向为航空发动机振动分析与故障诊断。曾发表《含耦合不对中的深沟球轴承灵敏度分析》(《东北大学学报(自然科学版)》2025年第46卷第1期)等论文。
E-mail:2200391@stu.neu.edu.cn

通信作者简介:马辉,男,1978年9月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为旋转机械动力学与数字孪生。
E-mail:mahui_2007@163.com