



论文

六点支承航空发动机双转子系统动力学离散模型

路振勇^①, 侯磊^{①②*}, 孙传宗^①, 陈予恕^①^① 哈尔滨工业大学航天学院, 哈尔滨 150001;^② 哈尔滨工业大学能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001

* E-mail: houlei@hit.edu.cn

收稿日期: 2016-03-08; 接受日期: 2016-08-15; 网络出版日期: 2016-10-31

国家重点基础研究发展计划(编号: 2015CB057400)、国家自然科学基金(批准号: 11602070)和中国博士后科学基金(批准号: 2016M590277)资助项目

摘要 针对六点支承形式的航空发动机双转子系统, 建立了复杂离散动力学模型, 对该模型进行结构降维, 得到了两种简化动力学模型. 首先采用有限元法建立了较为精确的多轮盘复杂离散动力学模型, 然后基于质心集中方法对该模型进行了简化, 分别得到了四轮盘双转子简化动力学模型和三轮盘双转子简化动力学模型, 并将其与复杂离散动力学模型进行了临界转速的对比. 结果表明, 简化得到的四轮盘双转子简化模型, 前三阶相应临界转速误差分别在 5%, 22%, 10%之内, 可以很好地保有原系统的动力学特性; 简化得到的三轮盘双转子简化模型, 在柔性支承下, 前三阶相应临界转速误差在 15%之内, 可以较好地保有原系统的动力学特性. 最后, 给出了 3 种模型不平衡响应的对比分析图. 这是一种从结构上将实际多轮盘双转子简化成少轮盘双转子的方法, 降低了双转子系统的自由度, 有利于在考虑到故障、支承非线性等因素后的理论计算分析.

关键词 航空发动机双转子系统, 动力学模型, 质心集中法, 结构降维, 有限元法

1 引言

转子系统是航空发动机的核心结构, 双转子结构是现代航空发动机采用的主要结构形式, 指高压转子和低压转子通过中介轴承联接在一起的结构. 研究航空发动机双转子系统的动力学特性, 离不开合理简化的动力学模型. 陈予恕和张华彪^[1]对航空发动机整机动力学进行了综述与展望, 指出针对航空发动机的结构和工作特点建立合适的简化模型, 通过简化模型定性研究一些重要参数对系统运动行为

的规律性影响对航空发动机系统的设计优化和动态行为的控制有重要的意义. 双转子系统的支承形式、轮盘参数、转轴参数等都对双转子动力学模型的建立十分重要, 支承结构对系统的动力学特性影响尤其关键. 不同型号的发动机有着不同的支承形式, 如 CMF56 发动机采用低压转子为 0-2-1、高压转子为 1-0-1 的五支点支承形式, 斯贝发动机采用低压转子为 1-2-1、高压转子为 1-2-0 的七支点支承形式^[2].

在工程计算中, 基于商用有限元软件对双转子系统或整机系统进行超大自由度的有限元建模定量

引用格式: 路振勇, 侯磊, 孙传宗, 等. 六点支承航空发动机双转子系统动力学离散模型. 中国科学: 技术科学, 2016, 46: 1185–1192
Lu Z Y, Hou L, Sun C Z, et al. Discrete dynamical model for the dual-rotor systems with six supports of the aero-engine (in Chinese). Sci Sin Tech, 2016, 46: 1185–1192, doi: 10.1360/N092016-00084

分析是常用的方法. 王国丽等人^[3]建立了五点支承的双转子-支承系统和高压涡轮-机匣碰摩的三维有限元模型, 计算分析双转子系统在碰摩-不平衡故障下的轴承支反力; 廖辉等人^[4]利用有限元软件 ANSYS 建立简易四支承双转子系统的有限元模型, 模型中高低压转子均采用双盘, 并分别求出内转子和外转子为主激励的临界转速及主振型; 张力等人^[5]针对现代航空涡扇发动机转子系统的结构和力学特征, 运用有限元法对低压转子进行了有限元建模方法和动力特性研究. 有限元软件建立的模型结构复杂, 适用于线性振动特性的定量计算, 但对于非线性问题的定量分析计算效率较低, 定性分析难以实现. 因此, 建立符合实际结构并能有效地用于计算分析的双转子动力学模型十分重要.

在理论计算和机理分析研究中, 建立低自由度的双转子动力学简化离散模型是十分必要的, 合理的简化模型是研究的关键. 莫延或等人^[6]针对某六点支承的双转子航空发动机的动力学特性问题展开研究, 将叶片的参数等效成轮盘, 建立较多轮盘多支承的双转子系统数学计算模型, 以传递矩阵法为基础, 对其动力学特性进行理论计算. 陈果^[7]建立了航空发动机单盘单转子-滚动轴承-机匣整机系统的动力学模型, 考虑滚动轴承、机匣碰摩等非线性因素进行了动力学响应的计算, 在此基础上, 文献[8]基于有限元法建立了实际的双转子航空发动机的整机振动模型, 在双转子-支承系统部分, 采用了七支点形式, 模型中高、低压转子系统的轮盘均简化为双盘. 李朝峰等人^[9]采用有限元法建立了五点支承的双转子-轴承系统的动力学模型, 高、低压转子系统的轮盘均简化为双盘. 胡绚等人^[10]研究了航空发动机双转子系统反向旋转稳态响应, 模型中双转子系统的高低压转子的轮盘均简化为单轮盘. 此外, 文献[11]建立了六点支承 4 个轮盘的含裂纹故障的双转子系统的有限元模型; 文献[12]建立了五点支承 4 个轮盘高维双转子系统非线性动力学模型; 文献[13]建立了含滚动轴承的双盘双转子模型, 模型轴考虑了轴承的非线性; 文献[14]对 4 自由度的双盘双转子-滚动轴承系统的滞后特性进行了理论分析. 张欢和陈予恕^[15]计算了航空发动机双转子-机匣整机系统的动力学响应, 其模型中高、低压转子系统均为简化了的双轮盘转子.

综上所述, 根据计算要求, 学者们在对双转子-多支承系统进行建模分析时, 建立或采用的模型主

要包括 3 种: 实际多个轮盘的双转子模型^[6]、高低压转子各有 2 个轮盘的四轮盘双转子简化模型^[7~9,11,12,15]和高低压转子各有 1 个轮盘的双转子简化模型^[10,13,14]. 但是少有文献对简化模型的实用性、可用性进行论证, 未给出简化模型的由来及简化方法.

本文针对某六点支承航空发动机双转子系统, 基于有限元法建立了系统的复杂离散动力学模型, 然后基于质心集中的原则对该模型在结构上进行了简化降维, 得到了四轮盘双转子简化模型和三轮盘双转子简化模型. 采用 Timoshenko 梁-轴单元, 在同向转动和对向转动工况下进行了临界转速及误差的计算, 说明了简化模型的适用性. 这是一种从结构上将实际多轮盘双转子简化成少轮盘双转子的方法, 它大大降低了双转子系统的自由度, 有利于在考虑到转子故障、支承非线性等因素后对系统进行理论计算分析.

2 系统建模

某航空发动机双转子系统采用六点支承的结构, 其中高压转子系统是二支点结构, 采用 1-0-1 的支承方式; 低压转子系统是四支点结构, 采用 1-2-1 的支承方式; 双转子系统中轴承支承从左到右编号为 1-6, 轴承 5 为中介轴承. 根据该航空发动机双转子系统的实际结构、支承形式、工作原理等, 建立了六点支承结构的航空发动机双转子系统较为精确的复杂动力学离散模型 Model A, 复杂模型及坐标系和节点的选择如图 1 所示. 模型中建立了 8 级高压压气机轮盘, 4 级低压压气机轮盘以及各 1 级的高低压涡轮轮盘.

Model A 建模假设如下:

1) 压气机和涡轮的轮盘、叶片均视为具有回转效应的刚体, 简化为空心轮盘, 以集中质量和转动惯量的形式集中在其质心位置, 每级轮盘上的叶片参数集中到相应的轮盘上. R_j , r_j , d_j , m_j , J_{pj} , J_{dj} ($j=2,3,\dots,10,13,\dots,16,20$), 分别表示第 j 节轮盘等效的外半径、内半径、厚度、质量、极转动惯量和直径转动惯量;

2) 转轴简化为具有等截面的环形空心梁, 根据双转子系统的实际结构, 采用 Timoshenko 梁-轴单元, 不考虑转轴的扭转及轴向力的影响, 仅考虑转子的横向弯曲振动;

3) 为方便计算, 结构中的联轴器简化为转轴;

4) 支承处均简化为各向同性的线性弹性支承.

3 模型简化

研究转子系统的线性问题, 计算时可采用自由度很大的复杂模型, 然而对于非线性问题, 必须采用能用于非线性理论分析的简化模型. 在非线性理论分析中, 需要降低系统的自由度, 根据系统的结构及计算要求对复杂系统进行简化降维意义重大. 我们

对如图 1 所示的复杂双转子系统动力学模型进行简化, 以期得到较低自由度的且能够较好保留复杂模型动力学特性信息的简化模型. 简化模型建模假设如下: 保持轴承位置不变; 轴段参数不变; 对轮盘参数、个数及位置进行简化. 分别得到了四轮盘双转子动力学模型 Model B(图 2)和三轮盘双转子动力学模型 Model C(图 3).

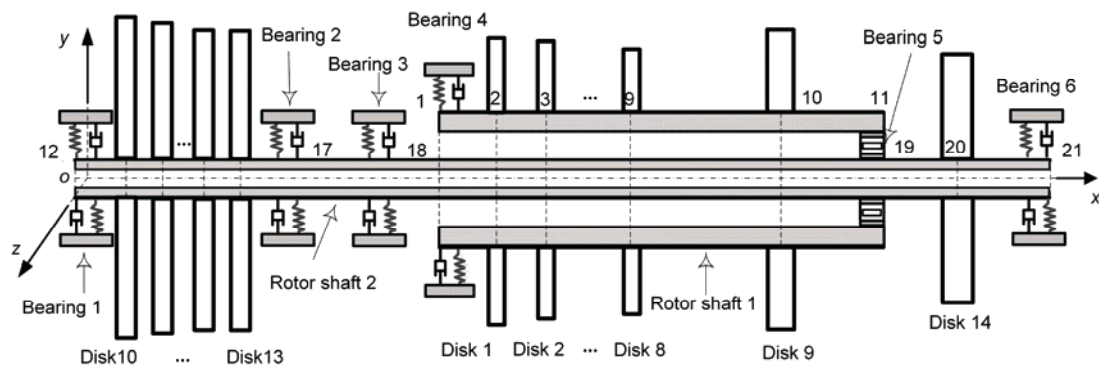


图 1 航空发动机双转子复杂动力学模型(Model A)

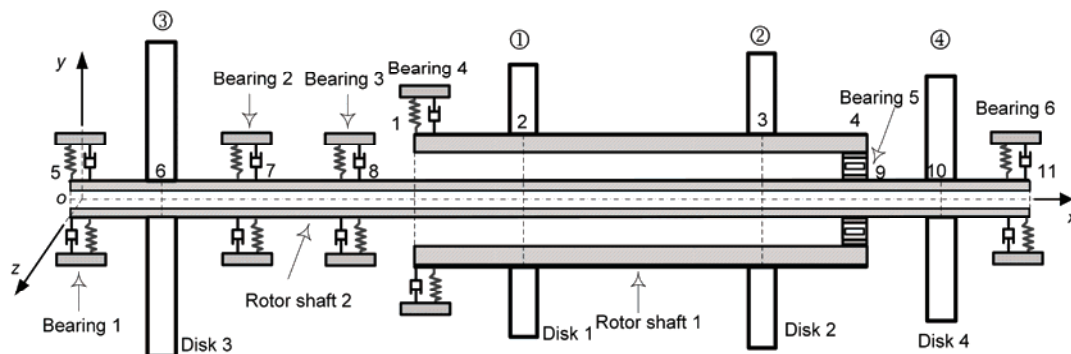


图 2 航空发动机双转子简化动力学模型(Model B)

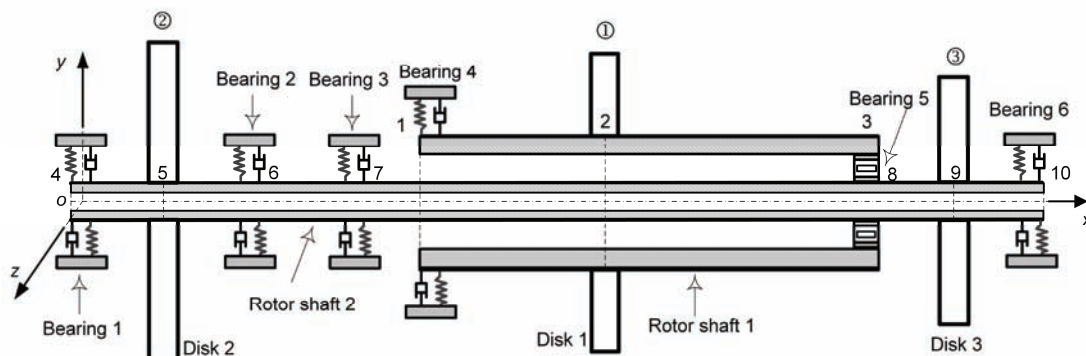


图 3 航空发动机双转子简化动力学模型(Model C)

3.1 四轮盘双转子动力学模型 Model B

利用质心集中简化方法, 主要考虑系统的运动为横向弯曲振动, 分别将高压压气机各级轮盘和低压压气机各级轮盘集中到其质心位置, 得到图 2 中的轮盘①和轮盘③, 分别将高压涡轮轮盘和低压涡轮轮盘集中到其质心位置, 得到图 2 中的轮盘②和轮盘④, 从而得到了高低压转子系统分别为双盘的简化模型 Model B. 此方法保证了系统简化后轮盘的质量和转动惯量不变, 实际保证了简化前后静态下轮盘对左支承点的弯矩总和不变. 简化后轮盘①的参数为 $\bar{m}_1 = \sum_{i=2}^9 m_i$, $\bar{J}_{p1} = \sum_{i=2}^9 J_{pi}$, $\bar{J}_{d1} = \sum_{i=2}^9 J_{di}$; 轮盘②的参数为 $\bar{m}_2 = m_{10}$, $\bar{J}_{p2} = J_{p10}$, $\bar{J}_{d2} = J_{d10}$; 简化后轮盘③的参数为 $\bar{m}_3 = \sum_{i=13}^{16} m_i$, $\bar{J}_{p3} = \sum_{i=13}^{16} J_{pi}$, $\bar{J}_{d3} = \sum_{i=13}^{16} J_{di}$; 轮盘④的参数为 $\bar{m}_4 = m_{20}$, $\bar{J}_{p4} = J_{p20}$, $\bar{J}_{d4} = J_{d20}$.

3.2 三轮盘双转子动力学模型 Model C

根据前面简化系统的计算结果, 对系统继续简化, 可以得到高压转子系统为单盘双支承、低压转子为双盘多支承的双转子简化模型 Model C. 简化等效方法: 将高压转子系统的所有轮盘集中简化到高压转子系统的质心位置, 得到图 3 中轮盘⑤, 轮盘⑤的参数为 $\tilde{m}_1 = \sum_{i=2}^{10} m_i$, $\tilde{J}_p = \sum_{i=2}^{10} J_{pi}$, $\tilde{J}_d = \sum_{i=2}^{10} J_{di}$. 低压转子双轮盘参数同 Model B 中低压转子双轮盘参数.

4 方程建立

本文中支承均简化成各项同性的线性弹性支承, 根据文献[16]和转子动力学知识^[17,18], 分别分析高压转子系统和低压转子系统的刚性轮盘、轴段单元及支承的运动, 采用有限单元法, 由 Lagrange 方程可得高压转子系统和低压转子系统的运动微分方程分别为

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{q}_1 + \Omega_1 J_1 \dot{q}_2 + K_1 q_1 &= 0, \\ M_1 \ddot{q}_2 - \Omega_1 J_1 \dot{q}_1 + K_1 q_2 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} M_2 \ddot{q}_3 + \Omega_2 J_2 \dot{q}_4 + K_2 q_3 &= 0, \\ M_2 \ddot{q}_4 - \Omega_2 J_2 \dot{q}_3 + K_2 q_4 &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

其中,

$$q_1 = [y_1, \theta_{y1}, y_2, \theta_{y2}, \dots, y_H, \theta_{yH}]^T, \quad (3)$$

$$q_2 = [z_1, \theta_{z1}, z_2, \theta_{z2}, \dots, z_H, \theta_{zH}]^T,$$

$$q_3 = [y_{H+1}, \theta_{y(H+1)}, y_{H+2}, \theta_{y(H+2)}, \dots, y_{H+L}, \theta_{y(H+L)}]^T, \quad (4)$$

$$q_4 = [z_{H+1}, \theta_{z(H+1)}, z_{H+2}, \theta_{z(H+2)}, \dots, z_{H+L}, \theta_{z(H+L)}]^T.$$

$M_1, K_1, \Omega_1 J_1$ 为高压转子系统的质量矩阵、刚度矩阵和回转矩阵, 由高压转子的刚性轮盘、轴段单元及支承单元相对应的单元矩阵组装而成; $M_2, K_2, \Omega_2 J_2$ 为低压转子系统的质量矩阵、刚度矩阵和回转矩阵, 由低压转子的刚性轮盘、轴段单元及支承单元相对应的单元矩阵组装而成; 此转子系统转子长径比较小, 故采用 Timoshenko 梁-轴单元, 单元矩阵见文献[19]. H 和 L 分别为高压转子系统和低压转子系统的节点数. Ω_1, Ω_2 分别为高压转子和低压转子自转角速度, 令 $\alpha = \Omega_2 / \Omega_1$, ($\alpha < 1$), α 为转速比, 表示低压转子转速和高压转子转速之比.

高压转子和低压转子通过中介轴承的连接组成双转子系统, 考虑方程式(1)~(4), 可得

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} M_1 & \\ & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Omega_1 J_1 & \\ & \alpha \Omega_1 J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_2 \\ \dot{q}_4 \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} K_1 & K_{12} \\ K_{12} & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_3 \end{bmatrix} &= 0, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} M_1 & \\ & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Omega_1 J_1 & \\ & \alpha \Omega_1 J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} K_1 & K_{12} \\ K_{12} & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_2 \\ q_4 \end{bmatrix} &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

式中, K_{12} 是由中介轴承引起的耦合刚度, 表示为

$$K_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{xx} & -k_{xy} & 0 \\ 0 & -k_{yx} & -k_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} 4q-3 \\ 4q-2 \\ 4p-3 \\ 4p-2 \end{matrix}, \quad (7)$$

式中, $k_{xy} = k_{yx} = 0$, p 和 q 为双转子系统中中介轴承节点处对应的高压转子节点和低压转子节点, 如 Model A 中有 $p=11, q=19$.

$$\text{令, } M = \begin{bmatrix} M_1 & \\ & M_2 \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} \Omega_1 J_1 & \\ & \alpha \Omega_1 J_2 \end{bmatrix}, \quad K =$$

$$\begin{bmatrix} K_1 & K_{12} \\ K_{12} & K_2 \end{bmatrix}, \quad q_5 = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_3 \end{bmatrix}, \quad q_6 = \begin{bmatrix} q_2 \\ q_4 \end{bmatrix}, \quad \text{式(5)和(6)可以}$$

写成

$$M\ddot{\mathbf{q}}_5 + G\dot{\mathbf{q}}_6 + K\mathbf{q}_5 = \mathbf{0}, \quad (8a)$$

$$M\ddot{\mathbf{q}}_6 - G\dot{\mathbf{q}}_5 + K\mathbf{q}_6 = \mathbf{0}. \quad (8b)$$

假定系统低压转子系统完好不存在不平衡激励, 高压转子系统存在不平衡激励, 即以高压转子为主激励, 式(8)的解可写成

$$\mathbf{q}_5 = A\{\phi\} \cos(\omega t + \alpha), \quad (9a)$$

$$\mathbf{q}_6 = A\{\phi\} \sin(\omega t + \alpha). \quad (9b)$$

代入式(8)可得

$$[-M\omega^2 + G\omega + K]\{\phi\} = \mathbf{0}. \quad (10)$$

频率方程为

$$|-M\omega^2 + G\omega + K| = 0. \quad (11)$$

对于双转子系统, 高低转子不平衡频率不同, 假定只有高压转子系统有不平衡量, 双转子同向转动, 根据式(11)可求得当 $\Omega_1 = \omega$, 即以高压转子为主激励时双转子系统的临界转速, 高压转子做同步正向进动, 低压转子做非同步正向进动^[15]. 同理可求得以低压转子为主激励及转子对向转动的情况.

5 计算结果分析

本节计算了不同弹性支承系数下 3 种模型的临界转速以及简化模型和复杂模型的相对误差. 支承为各向同性弹性支承, 此处可假定所有支承的刚度相同, 弹性支承系数大小由支承刚度较小的 1×10^4 N/m 变化到近似刚性支承的 2×10^9 N/m, 转速比取 $\alpha = 0.8$. $\omega_j(i)$ 代表不同模型的 i 阶临界转速, 其中

$i = 1, 2, 3, \dots, j = A, B, C$, Model B 和 Model C 的第 i 阶临界转速相对于 Model A 第 i 阶临界转速的误差 $s_j(i)$ 表示为

$$s_j(i) = \frac{|\omega_j(i) - \omega_A(i)|}{\omega_A(i)} \times 100\%, i = 1, 2, 3, \dots, j = B, C. \quad (12)$$

5.1 临界转速对比: 高压为主激励同转情况

图 4 给出了系统同向转动以高压转子为主激励时, 三种不同模型的前三阶临界转速及相应误差对比分析图. 由图 4 可知, 支承刚度在 $1 \times 10^4 \sim 2 \times 10^9$ N/m 范围内, 四轮盘模型 Model B 和复杂离散模型 Model A 的第一阶临界转速的相应误差可保证 5% 之内; 第二阶临界转速误差在 1×10^8 N/m 的支承刚度内低于 10%, $1 \times 10^8 \sim 1 \times 10^9$ N/m 支承刚度范围误差在 20% 之内; 第三阶临界转速相应误差在 10% 之内. 同理可知, 支承刚度在 $1 \times 10^4 \sim 1 \times 10^8$ N/m 范围内, 三轮盘模型 Model C 和复杂离散模型 Model A 的前三阶临界转速的相应误差可保证 15% 之内; $1 \times 10^8 \sim 1 \times 10^9$ N/m 支承刚度范围内相应误差在 30% 之内.

分析可知, 在简支支承条件下 (10^9 N/m 量级), 转轴刚度相对支承刚度较小, 系统的一阶频率表现的是弯曲模态, 高压转子仅简化为一个轮盘(一个离散点), 必然不能很好逼近原系统的弯曲模态, 致使达到了 30% 的误差. 而在柔性支承下(支承刚度系数较小), 系统的低阶频率为平动和俯仰运动, 轴段变形小, 简化效果则较好.

由此可知, 系统同向转动以高压转子为主激励时, 四轮盘双转子简化模型 Model B 可以很好地保有

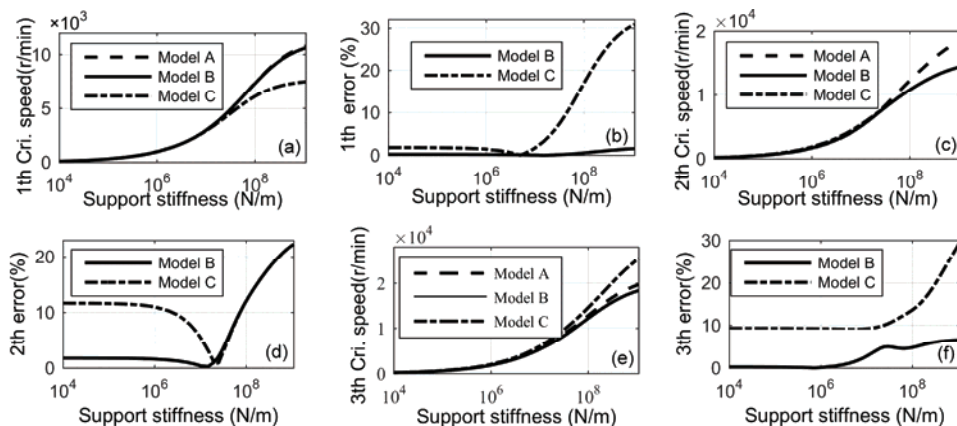


图 4 同向转动以高压转子为主激励, 不同模型的各阶临界转速及相应误差对比

(a) 一阶临界转速; (b) 一阶误差; (c) 二阶临界转速; (d) 二阶误差; (e) 三阶临界转速; (f) 三阶误差

复杂离散模型 Model A 的动力学特性; 三轮盘双转子简化模型 Model C 在较低支承刚度(柔性支承)下保有复杂离散模型 Model A 的动力学特性, 支承刚度较大时误差较大。

5.2 临界转速对比: 低压为主激励同转情况

图 5 给出了系统同向转动以低压转子为主激励时, 三种不同模型的前三阶临界转速相应误差对比分析图。由图 5 可知, 支承刚度在 $1 \times 10^4 \sim 2 \times 10^9$ N/m 范围内, 四轮盘模型 Model B 和复杂离散模型 Model A 的第一阶临界转速的相应误差可保证 5% 之内; 第二阶临界转速误差在 1×10^8 N/m 的支承刚度内低于 13%, $1 \times 10^8 \sim 1 \times 10^9$ N/m 支承刚度范围误差在 25% 之内; 第三阶临界转速相应误差在 7% 之内。同理可知, 支承刚度在 $1 \times 10^4 \sim 1 \times 10^8$ N/m 范围内, 三轮盘模型 Model C 和复杂离散模型 Model A 的前三阶临界转速的相应误差可保证 15% 之内; $1 \times 10^8 \sim 1 \times 10^9$ N/m 支承刚度范围内相应误差在 30% 之内。

对比同向转动以高压转子为主激励情况可知, 双转子系统同向转动时, 四轮盘双转子简化模型 Model B 可以很好地保有复杂离散模型 Model A 的动力学特性; 三轮盘双转子简化模型 Model C 在柔性支承下保有复杂离散模型 Model A 的动力学特性, 支承刚度较大时误差较大。

5.3 临界转速对比: 高压为主激励对转情况

除同向旋转外, 对向(反向)旋转是双转子工作的另一种形式, 它可以起到抵消陀螺效应、降低机匣负荷等作用。为节省篇幅, 我们仅给出对向转动以高压转子为主激励的计算情况。图 6 给出了系统对向转动以高压转子为主激励时, 三种不同模型的前三阶临界转速相应误差对比分析图。由图 6 可知, 支承刚度在 $1 \times 10^4 \sim 2 \times 10^9$ N/m 范围内, 四轮盘模型 Model B 和复杂离散模型 Model A 的第一阶临界转速的相应误差可保证 1% 之内; 第二阶临界转速误差在 5% 之内; 第三阶临界转速相应误差在 8% 之内。同理可知, 三轮盘模型 Model C 和复杂离散模型 Model A 的第一阶临界转速的相应误差可保证 15% 之内; 第二阶临界转速的相应误差在 1×10^8 N/m 的支承刚度内低于 11%, 整体保持在 23% 之内; 第三阶临界转速的相应误差可保证 8% 之内。由此可知, 系统对向转动以高压转子为主激励时, 四轮盘双转子简化模型 Model B 可以很好的保有复杂离散模型 Model A 的动力学特性; 三轮盘双转子简化模型 Model C 在柔性支承下保有复杂离散模型 Model A 的动力学特性, 支承刚度较大时误差较大。同时可知, 由于低压转子系统为多支承多跨结构, 很难简化为一个轮盘, 文献中采用的双轮盘双转子简化模型^[10,13,14]和原系统的动力学特性必定有较大误差。

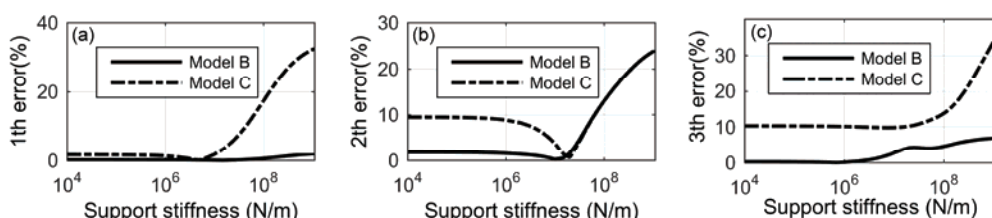


图 5 同向转动以低压转子为主激励, 不同模型的各阶临界转速相应误差对比

(a) 一阶临界转速误差; (b) 二阶临界转速误差; (c) 三阶临界转速误差

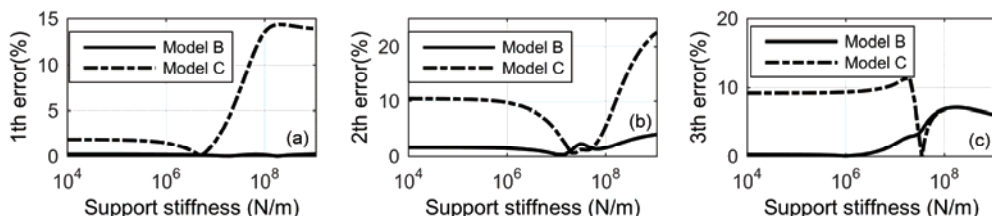


图 6 对向转动高压转子为主激励, 不同模型的各阶临界转速及相应误差对比

(a) 一阶临界转速误差; (b) 二阶临界转速误差; (c) 三阶临界转速误差

5.4 不平衡响应对比

三种模型考虑相同的不平衡量和阻尼, 图 7 计算了 3 种模型的 4 号轴承(高压转子前支承)和 3 号轴承(低压转子涡轮前支承)的不平衡响应图. 只考虑轴承阻尼的影响, 并假定各模型高压转子和低压转子都存在相同的偏心量, 支承刚度为 1×10^7 N/m, 转速为 4297 r/min. 由图 7 可知, 在相同的条件下, Model B 和 Model A 的不平衡响应十分逼近, Model C 和 Model A 的不平衡响应相近, 但与 Model B 相比误差相对较大.

由图 4~7 结果表明, 在考虑转子结构非线性、故障等因素计算分析时, 考虑无质量的转轴(或将转轴

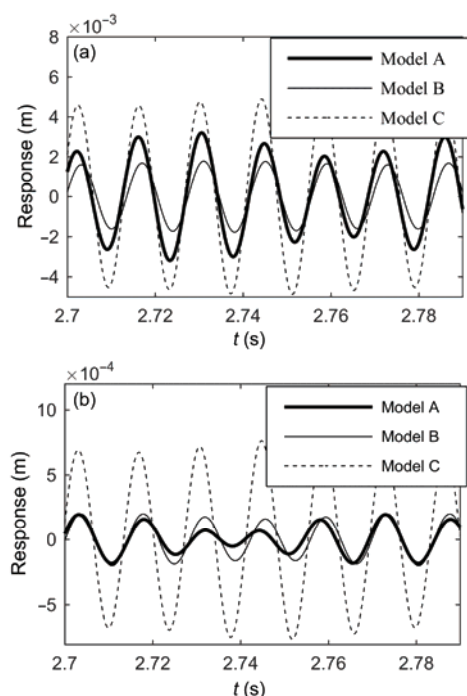


图 7 不平衡响应
(a) 4 号轴承; (b) 3 号轴承

的质量集中分配到轮盘上), 在柔性支承工况下, 可采用 12 自由度的三轮盘双转子非线性模型, 某些情况下若不考虑陀螺效应, 则可简化为 6 自由度的三轮盘双转子非线性模型; 在柔性支承和刚性支承工况下, 均可采用 16 自由度的四轮盘双转子非线性模型, 某些情况下若不考虑陀螺效应, 则可简化为 8 自由度的四轮盘双转子非线性模型.

6 总结

针对某型航空发动机双转子系统, 基于有限元法建立了系统的复杂离散动力学模型, 基于质心集中的原则对该模型在结构上进行了简化降维, 得到了四轮盘双转子简化模型和三轮盘双转子简化模型. 采用 Timoshenko 梁-轴单元, 在同向转动和对向转动工况下进行了临界转速及误差、不平衡响应的计算, 结果表明采用质心集中的简化方法将转子系统的复杂模型简化为低自由度的简单模型的定量误差是可以接受的, 这是一种从结构特点将实际多盘双转子系统简化成较少盘双转子系统的方法. 主要结论如下.

1) 简化得到的四轮盘双转子简化模型, 前三阶相应临界转速误差较小, 不平衡响应曲线对比十分逼近, 可以很好地保有原系统的动力学特性, 说明采用质心集中的简化方法可将复杂离散模型简化为较低自由度的简化模型. 结果表明考虑转子结构非线性、故障等因素时, 在柔性支承和刚性支承工况下, 均可采用四轮盘双转子动力学模型.

2) 简化得到的三轮盘双转子简化模型, 在柔性支承下, 前三阶相应临界转速误差均在 15%之内, 不平衡响应曲线对比接近, 可以较好地保有原系统的动力学特性. 结果表明考虑转子结构非线性、故障等因素时, 在柔性支承工况下, 可采用三轮盘双转子动力学模型.

参考文献

- 1 陈予恕, 张华彪. 航空发动机整机动力学研究进展与展望. 航空学报, 2011, 32: 1371-1391
- 2 陈光. 航空发动机结构设计分析. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2014. 357-393
- 3 王国丽, 刘树辉, 朱清乐. 基于三维有限元模型的双转子-支承系统动力学特性研究. 北京理工大学学报, 2012, 31: 1292-1296
- 4 廖辉, 王克明, 艾书民, 等. 双转子系统临界转速的有限元分析. 沈阳航空航天大学学报, 2011, 28: 27-31
- 5 张力, 洪杰, 马艳红. 航空发动机转子系统建模方法和振动特性分析. 北京航空航天大学学报, 2013, 39: 147-153
- 6 莫延戡, 李全通, 张斌, 等. 某型航空发动机双转子系统动力学特性计算. 机械设计与制造, 2011, 7: 117-119

- 7 陈果. 航空发动机整机耦合动力学模型及振动分析. 力学学报, 2010, 43: 548–559
- 8 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析. 振动工程学报, 2011, 24: 619–632
- 9 李朝峰, 刘广超, 周世华, 等. 双转子多盘转子系统的动态特性. 东北大学学报: 自然科学版, 2013, 7: 994–998
- 10 胡绚, 罗贵火, 高德平. 反向旋转双转子稳态响应计算分析与试验. 航空动力学报, 2007, 22: 1044–1049
- 11 Lu Z Y, Hou L, Chen Y S, et al. Nonlinear response analysis for a dual-rotor system with a breathing transverse crack in the hollow shaft. Nonlin Dyn, 2016, 83: 169–185
- 12 杨喜关, 罗贵火, 唐振寰, 等. 高维反向旋转双转子系统的建模方法及动力特性. 航空动力学报, 2014, 29: 585–595
- 13 罗贵火, 周海仑, 王飞, 等. 含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应. 航空动力学报, 2012, 27: 1887–1894
- 14 符毅强, 陈予恕, 侯磊, 等. 反向旋转双转子系统滞后特性分析. 振动与冲击, 2015, 34: 23–27
- 15 张欢, 陈予恕. 航空发动机转子系统的动态响应计算. 动力学与控制学报, 2014, 12: 36–43
- 16 Chiang H W D, Hsu C N. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single-and dual-rotor systems. J Propul Power, 2004, 20: 1096–1104
- 17 钟一鄂, 何衍宗. 转子动力学. 北京: 清华大学出版社, 1987. 176–195
- 18 张文. 转子动力学理论基础. 北京: 科学出版社, 1990. 38–52
- 19 《航空发动机设计手册》总编委会. 转子动力学及整机振动. 见: 航空发动机设计手册(第 19 册). 北京: 航空工业出版社, 2000. 124–130

Discrete dynamical model for the dual-rotor systems with six supports of the aero-engine

LU ZhenYong¹, HOU Lei^{1,2}, SUN ChuanZong¹ & CHEN YuShu¹

¹ School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

² School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China

A complex discrete dynamical model is built for aero-engine dual-rotor systems supported by six bearings, and two kinds of simplified dynamical models were obtained by the structure dimensionality reduction method. By using the finite element method, the accurate complex dynamical model was built, and the model was simplified to gain the four-disc dual-rotor model (Model B) and the three-disc dual-rotor model (Model C) based on the center of mass concentration method. The critical whirling speed was compared for the simplified model and the complex model to indicate that the correctness of the simplified method. The results show that, for Model B, the 1th–3th relative error of critical speed were correspondingly less than 5%, 22%, 10%, to indicated that Model B' dynamical characteristics have a good agreement with the complex model's. And in condition of the flexible supports ($k < 1 \times 10^8$ N/m), the Model C and the complex model were compared corresponding to indicated that the 1th–3th relative error of critical speed were all less than 15%, which meant that Model C' dynamical characteristics have a agreement with the complex model's. At last, the unbalance responses were given for the three models. The DOF (degrees of freedom) of the dual-rotor system were reduced by this structure dimensionality reduction method with the decrease of the numbers of the discs, and it laid the foundation for the theoretical analysis for the aero-engine dual-rotor system with the consideration of the faults, bearing nonlinear factors etc.

aero-engine dual-rotor system, dynamical model, center of mass concentration method, structure dimensionality reduction, finite element method

doi: 10.1360/N092016-00084