

某型航空发动机控制系统半物理模拟试验用转接座临界转速分析

中国航发控制系统研究所 吴文光 刘剑平

针对某型航空发动机控制系统半物理模拟试验用转接座,介绍了其动力学分析模型,利用弹簧模拟轴承刚度的方法在 ANSYS 中建立了转接座转子系统的有限元模型,随后针对同一系统分别基于有限元法、公式法和专用软件分别计算了临界转速,分析了三种方法各自的特点,证明了有限元模型的可信度,指出适当提高轴承刚度对临界转速有重要意义。

一、引言

旋转机械在机械制造、航空航天等各个领域都有着广泛应用,特别是在高速传动系统中,转子动力学特性直接影响到整个系统的性能优劣和安全,当系统所受到激励的频率与该系统的某阶固有频率接近时,系统就会发生共振,共振将产生巨大的能量,破坏转子或整个传动系统的结构,因此在进行高速转子设计时要求转子的工作转速应当避开其激励条件下频率对应的临界转速,避免传动系统发生共振。

本文为研究某型航空发动机半物理模拟试验用转接座的动力学特性问题,从动力学基本理论出发,利用有限元法建立了转接座转子系统的有限元模型,研究了该转子系统的临界转速,找出了影响其转子动力学特性的主要因素,并将分析结果与公式法和其他分析软件的结果进行了对比,验证了分析方法的准确性,为提高转接座振动特性提供了依据。

某型航空发动机半物理模拟试验用转接座转子的结构示意图如图 1 所示。选用轴承为 FAG 的 HS7008-C-T-P4S,最高工作转速为 39600r/min。

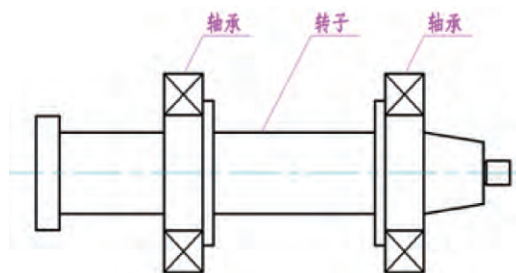


图 1 高速转接座转子结构示意图

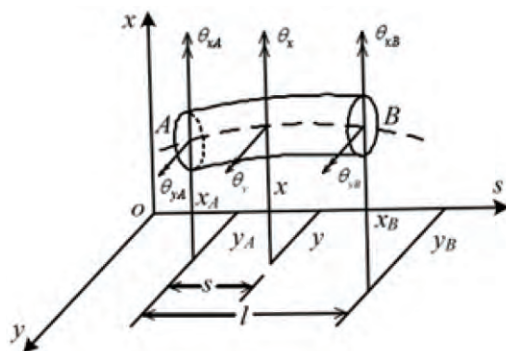


图 2 弹性轴段截面示意图

义坐标是两端点节点的位移。

$$\begin{cases} \{u_{1s}\} = [x_A, \theta_{yA}, x_B, \theta_{yB}]^T \\ \{u_{2s}\} = [y_A, -\theta_{xA}, y_B, -\theta_{xB}]^T \end{cases} \quad (1)$$

单元内任意截面的位移 x, θ_y, y, θ_x 是位置 s 和时间 t

二、转子—轴承系统的动力学分析模型

1. 弹性轴运动方程

弹性轴的圆形截面弹性单元如图 2 所示,该单元的广

的函数，通过位移插值函数可以用该点单元节点的位移来表示，利用截面的初始条件求得弹性轴段的动能和势能，代入拉格朗日方程，可得轴段单元的运动方程如式(2)~(8)，其中， $\{Q^e\}$ 为广义力向量。

$$[M^e]\{\ddot{u}^e\} + [G^e]\{\dot{u}^e\} + [K^e]\{u^e\} = \{Q^e\} \quad (2)$$

$$\{u^e\} = [x_A, -\theta_{xA}, y_A, \theta_{yA}, x_B, -\theta_{xB}, y_B, \theta_{yB}] \quad (3)$$

$$[M^e] = [M_{sT}^e] + [M_{sR}^e] \quad (4)$$

$$[M_{sT}^e] = \frac{\rho A r^2}{120l} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & 3l & -36 & 0 & 0 & 3l \\ 0 & 4l^2 & 3l & 0 & 0 & -l^2 & -3l & 0 \\ 0 & 3l & 36 & 0 & 0 & 3l & -36 & 0 \\ 3l & 0 & 0 & 4l^2 & -3l & 0 & 0 & -l^2 \\ -36 & 0 & 0 & -3l & 36 & 0 & 0 & -3l \\ 0 & -l^2 & 3l & 0 & 0 & 4l^2 & -3l & 0 \\ 0 & -3l & -36 & 0 & 0 & -3l & 36 & 0 \\ 3l & 0 & 0 & -l^2 & -3l & 0 & 0 & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[M_{sR}^e] = \frac{\rho A l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & 22l & 54 & 0 & 0 & -13l \\ 0 & 4l^2 & 22l & 0 & 0 & -3l^2 & 13l & 0 \\ 0 & 22l & 156 & 0 & 0 & -13l & 54 & 0 \\ 22l & 0 & 0 & 4l^2 & 13l & 0 & 0 & -3l^2 \\ 54 & 0 & 0 & 13l & 156 & 0 & 0 & -22l \\ 0 & -3l^2 & -13l & 0 & 0 & 4l^2 & -22l & 0 \\ 0 & 13l & 54 & 0 & 0 & -22l & 156 & 0 \\ -13l & 0 & 0 & -3l^2 & -22l & 0 & 0 & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[G^e] = \frac{2\rho\Omega A r^2}{120l} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & 3l & -36 & 0 & 0 & 3l \\ 0 & 4l^2 & 3l & 0 & 0 & -l^2 & -3l & 0 \\ 0 & 3l & 36 & 0 & 0 & 3l & -36 & 0 \\ 3l & 0 & 0 & 4l^2 & -3l & 0 & 0 & -l^2 \\ -36 & 0 & 0 & -3l & 36 & 0 & 0 & -3l \\ 0 & -l^2 & 3l & 0 & 0 & 4l^2 & -3l & 0 \\ 0 & -3l & -36 & 0 & 0 & -3l & 36 & 0 \\ 3l & 0 & 0 & -l^2 & -3l & 0 & 0 & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[K^e] = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & 6l & -12 & 0 & 0 & 6l \\ 0 & 4l^2 & 6l & 0 & 0 & 2l^2 & -6l & 0 \\ 0 & 6l & 12 & 0 & 0 & 6l & -12 & 0 \\ 6l & 0 & 0 & 4l^2 & -6l & 0 & 0 & 2l^2 \\ -12 & 0 & 0 & -6l & 12 & 0 & 0 & -6l \\ 0 & 2l^2 & 6l & 0 & 0 & 4l^2 & -6l & 0 \\ 0 & -6l & -12 & 0 & 0 & -6l & 12 & 0 \\ 6l & 0 & 0 & 2l^2 & -6l & 0 & 0 & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中， ρ 为轴单元的材料密度； A 为横截面积； E 为弹性模量； I 为截面惯性矩； l 为长度。

2. 轴承运动方程

轴承座可简化成图3所示，轴承座中心的坐标是 x_b ， y_b ，对应于轴颈中心坐标为 $x_{s(j)}$ ， $y_{s(j)}$ ，轴承座的运动方程如式(9)。

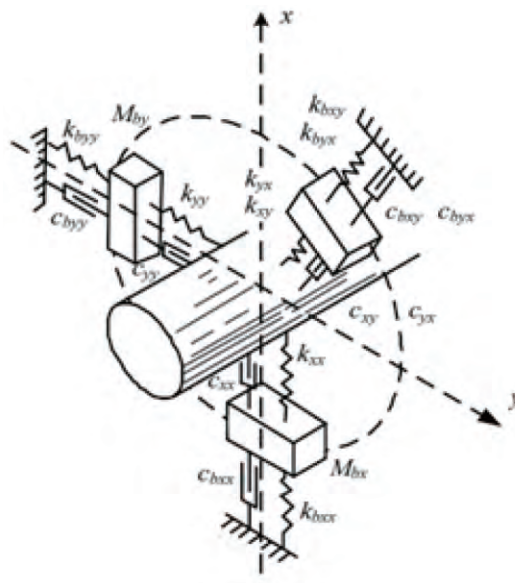


图3 轴承座简化模型

$$\begin{bmatrix} M_{bx} & 0 \\ 0 & M_{by} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_b \\ \ddot{y}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_b - \dot{x}_{s(j)} \\ \dot{y}_b - \dot{y}_{s(j)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b - x_{s(j)} \\ y_b - y_{s(j)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{bxx} & c_{bxy} \\ c_{byx} & c_{byy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{y}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{bxx} & k_{bxy} \\ k_{byx} & k_{byy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b \\ y_b \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (9)$$

如基础刚性较好，则 $x_b = y_b = 0$ 。

3. 系统运动方程

通过组装弹性轴和轴承各单元矩阵，即可得到整体矩阵，最后的有限元方程为式(10)。

$$[M]\{\ddot{U}\} + [G+C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{Q\} \quad (10)$$

其中， $[M]$ 、 $[G]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 、 $\{Q\}$ 和 $\{U\}$ 分别为整体质量矩阵、整体陀螺矩阵、整体阻尼矩阵、整体刚度矩阵、节点力向量和节点位移向量。

三、临界转速分析

1. 基于 ANSYS 的临界转速分析

(1) 前处理。

(a) 有限元模型建立。本转接座的轴——滚动轴承系统首先在 ANSYS/workbench 的 DM 模块中建立轴模型，齿轮采用外径 38 的圆盘代替，然后在模特分析模块中采用智能划分技术对模型进行网格划分，采用 SOLID187 单元，Relevance 控制为 0，控制划分网格的尺寸为 4mm，划分网格后的有限元模型如图4所示，节点数为 37497，单元数为 25059。

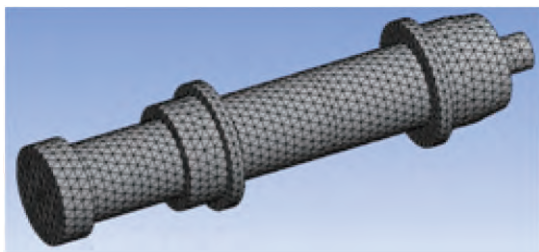


图4 轴的有限元模型

(b) 边界条件设置。轴承座采取刚性模拟，利用弹簧模拟轴承刚度，根据轴承安装位置分别设置了四根刚度一致的弹簧进行模拟，分别设置了7种弹簧刚度和1种刚性支撑，具体如表1所示，设置好的边界条件如图5所示。

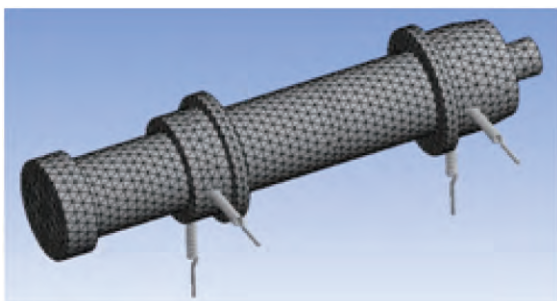


图5 轴承刚度模拟

表1 弹簧刚度

序号	弹簧刚度 (N/m)
1	2×10^7
2	3×10^7
3	5×10^7
4	7×10^7
5	2×10^8
6	2×10^{11}
7	2×10^{13}
8	刚性固定

(c) 求解设置。Workbench 中对于模态分析有直接求解法和迭代求解法两种。直接求解法采用 BlockLanczos 方法提取特征值，使用的是稀疏矩阵直接方程求解器；迭代求解法使用 PowerDynamic 求解方法，这种方法使用的是 PCG 方程求解，当仅需求解不多的振型时，这种求解方法对于具有体单元模型十分有效。

考虑到模型规模和实际的硬件设备，本模型采用迭代求解法，求解前4阶临界转速。

(2) 临界转速计算。

针对表1不同的轴承刚度，计算出的固有频率和临界

转速如表2所示。

表2 固有频率和临界转速计算值

序号	弹簧刚度	固有频率 Hz				临界转速 rpm
		1	2	3	4	
1	2×10^7	3×10^{-3}	4×10^{-3}	716	716	42960
2	3×10^7	3×10^{-3}	4×10^{-3}	873	873	52380
3	5×10^7	3×10^{-3}	4×10^{-3}	1115	1115	66900
4	7×10^7	2×10^{-3}	4×10^{-3}	1305	1305	78300
5	2×10^8	2×10^{-3}	4×10^{-3}	2029	2029	121740
6	2×10^9	2×10^{-3}	4×10^{-3}	2875	2875	172500
7	2×10^{10}	2×10^{-3}	3×10^{-3}	2948	2948	176880
8	2×10^{11}	2×10^{-3}	3×10^{-3}	2954	2955	177300
9	2×10^{13}	2×10^{-3}	3×10^{-3}	2955	2955	177300
10	刚性固定	5055	5056	11029	12159	303300

2. 基于公式法的临界转速计算

根据《机械设计手册第3册》（机械工业出版社），阶梯轴按式（11）等效为当量直径轴。

$$d_v = \xi \times \frac{\sum d_i \times \Delta l_i}{\sum \Delta l_i} \quad (11)$$

式中， d_v 为第 i 段轴的直径 (mm)； Δl_i 为第 i 段轴的长度 (mm)； ξ 为经验修正系数，一般的压缩机、离心机、鼓风机转子取 1.094。

轴的结构参数和等效后的当量直径如表3所示。

表3 轴的结构参数和等效后的当量直径

序号	直径 mm	长度 mm
1	37	12
2	30	39
3	40	15
4	47	5
5	32	80
6	47	5
7	40	15
8	36	26
9	14	15
当量直径 mm	36	

根据结构特点，转接座轴按不带圆盘均质轴的临界转速公式计算。

$$n_{crk} = 946 \times \lambda_k \times \sqrt{\frac{E \times I}{W_0 \times L^3}} \quad (12)$$

式中， n_{crk} 为临界转速 (r/min)； λ_k 为支座形式系数，

取 11.5; W_0 为轴所受重力 (N), 取 14.3; E 为材料弹性模量 (MPa), 取 206000; I 为轴截面惯性矩 (mm^4), 取 83100.65; 代入计算后得 $n_{crk}=121941.9\text{r/min}$ 。

3. 基于“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”的临界转速计算

当前市场上关于转子动力学分析具有多个专业的软件, 西安交通大学润滑理论与轴承研究所编制的“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”是其中之一, 该软件采用传递矩阵的计算方法。

针对本套转接座的“转子——轴承”系统, 采用“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”分别不同轴承刚度和刚性支撑下的临界转速进行了计算, 计算结果如表 4 所示。

表 4 专用软件计算结果

序号	支撑刚度 N/mm	临界转速 Rpm
1	2×10^7	42000
2	5×10^7	66000
3	2×10^8	121000
4	刚性支撑	175000

四、结果分析

对比三种分析方法的计算结果可以发现。

(1) 根据相关研究结果, 滚珠轴承径向刚度在 $2 \times 10^7 \sim 2 \times 10^8 \text{N/m}$ 之间, 同时, 公式法的计算结果同有限元法和“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”考虑 $2 \times 10^8 \text{N/m}$ 支撑刚度时的计算结果基本相同, 因此可以判断公式法也不是完全将系统按刚性支撑来计算的, 而是按固定的 $2 \times 10^8 \text{N/m}$ 的支撑刚度进行计算, 但是在支撑刚度不满足 $2 \times 10^8 \text{N/m}$ 的实际情况下, 公式法计算的临界转速会偏大, 这也是设计满足要求而实际应用结果不满足要求的原因之一。

(2) 考虑轴承刚度的有限元法和“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”的计算结果偏差如表 5 所示, 结果基本吻合, 而且中轴承刚度越大, 误差越小, 说明采用本系统采用弹簧模拟轴承刚度的有限元模型具备较高的可信度, 对于实际设计有一定的指导意义。

(3) 考虑刚性支撑的“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”和有限元法差别较大, 而和轴承刚度为

$2 \times 10^{10} \text{N/m}$ 的有限元法基本相同, 因此可以判断“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”的刚性支撑并不是绝对的刚性支撑, 而是按 $2 \times 10^{10} \text{N/m}$ 的轴承刚度进行分析, 考虑到绝对刚性支撑和弹性支撑的差别较大, 同时 $2 \times 10^{10} \text{N/m}$ 的轴承刚度已经超过一般的轴承刚度, 因此, “CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”用 $2 \times 10^{10} \text{N/m}$ 的轴承刚度来代替绝对刚度也具备一定的合理性。

(4) 本转接座的最高工作转速为 39600r/min, 按有限元法的计算结果, 轴承径向刚度只需要设置在 $3 \times 10^7 \text{N/m}$ 以上, 即可满足实际工作转速小于 0.75 倍临界转速的工程设计要求, 根据选型轴承预载荷要求, 实际轴承径向刚度大于 $3 \times 10^7 \text{N/m}$, 因此本“转子——轴承”系统满足设计要求。

表 5 有限元法和“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”的计算结果偏差

轴承刚度	2×10^7	5×10^7	2×10^8
有限元法的计算结果	42960	66900	121740
“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”的计算结果	42000	66000	121000
误差 %	2.2	1.3	0.6

分析有限元法的计算结果可以发现。

(1) 针对转接座“转子——轴承”系统, 分析时考虑刚性支撑还是弹性支撑对于系统的临界转速影响很大, 实际设计时不应当将轴承简单得视作刚性支撑, 否则可能得出错误的分析结果, 影响系统实际使用的稳定性和安全性。

(2) 考虑轴承刚度的模型第一、二阶固有频率接近于 0Hz, 原因是模型轴向没有限制, 因此会产生两阶的物理位移, 第 3、4 阶固有频率接近, 实际振型也都是径向位移振动。

(3) 轴承径向刚度在 $2 \times 10^7 \sim 2 \times 10^{11} \text{N/m}$ 时, 对于本系统临界转速影响较大, 具体见图 1, 轴承径向刚度越大, 临界转速越大, 轴承径向刚度超过 $2 \times 10^{11} \text{N/m}$ 以后, 影响基本不变, 实际设计时可以通过适当增加轴承轴向预紧力的方式增大轴承径向刚度, 提高临界转速。

五、结语

(1) 本文以某型航空发动机控制系统半物理模拟试验用转接座的“转子——轴承”系统为例, 介绍了其动力学模型。

(2) 利用 ANSYS 建立了“转子——轴承”系统的有限元模型, 通过弹簧来模拟实际的轴承刚度, 并分析了其在

基于 MBD 的 三维结构化工艺设计应用

中车戚墅堰机车有限公司信息管理部 谢利

随着数字化设计技术与制造技术的推广应用，企业在产品研发中大多实现了三维设计，大幅度提高了企业的设计效率、研发及创新能力，越来越多的制造企业逐步从二维设计模式过渡到全三维设计模式。但是，大多数企业的工艺仍然是基于二维图纸，三维设计数据和设计意图无法有效传递和充分利用，工艺人员无法享受三维设计带来的便利性，数据缺乏关联，由此造成设计与工艺脱节，还需进行三维向二维的转换，并以二维图纸作为交付物，已经成为产品三维协同研制的短板和瓶颈。

实施三维结构化工艺设计，建立适应三维结构化工艺设计标准规范，基于企业 PDM 系统开发三维结构化工艺设计工具和管理系统，继承设计的信息（EBOM 和带三维标注 MBD 模型等），开展 EBOM/PBOM/MBOM 调整、

三维结构化工艺编制，并在 PDM 系统中进行工艺业务过程和工艺数据的管理，推进设计、工艺协同工作，提高工艺工作效率和工作质量。

一、三维结构化工艺数据组织

设计部门在 PDM 系统中以产品结构树（EBOM）为核心进行产品设计数据组织和管理的模式得到企业的广泛认可和深入应用。工艺部门从工艺设计和管理角度出发，围绕企业工艺设计和生产制造的主线——产品制造树（MBOM）进行工艺数据组织和管理。

1. 基于 PDM 系统的设计工艺一体化

工艺要继承设计信息，共享设计数据，进行基于 MBD 的结构化工艺设计，企业应建立基于 PDM 系统的设计工艺

不同轴承刚度和刚性支撑下的临界转速。

（3）利用公式法和“CMD-Rotor 7 转子系统动力学分析软件”分别分析了“转子——轴承”系统的临界转速，将分析结果与有限元法进行了对比，证明了有限元法模型的可信度，并指出考虑弹性支撑对实际临界转速设计的重要性。

（4）通过有限元法证明了增加轴承径向刚度对提高系统临界转速具有重要作用，并根据实际工作要求，获得了轴承径向刚度需大于 $3 \times 10^7 \text{N/m}$ 的设计指标。IM