

DOI: 10.3901/JME.2022.07.166

# 柔性 RSS 机座动力学参数全局匹配与系统 振动特性<sup>\*</sup>

王晓亮<sup>1, 2</sup> 买买提明·艾尼<sup>2</sup> 孙志<sup>2</sup> 杨杰<sup>3</sup>

(1. 新疆工程学院机电工程学院 乌鲁木齐 830023;

2. 新疆大学机械工程学院 乌鲁木齐 830049;

3. 南京航空航天大学直升机传动技术国家级重点实验室 南京 210016)

**摘要:** 以柔性 RSS 机座-偏置滑动轴承转子系统作为研究对象, 用“群举法”建立了柔性 RSS 机座动力学参数全局匹配理论模型和全局最优匹配算法, 以 M701F 燃气轮机相关参数作为参照进行了数值计算, 探讨了柔性 RSS 机座动-轴承转子系统振动特性及其影响因素, 揭示了柔性 RSS 机座动力学参数全局匹配域和全局最优匹配对轴承转子系统振动特性的影响机理, 提出了柔性 RSS 机座动力学参数的最优设计方法, 为实际工程应用提供了柔性 RSS 机座全局匹配理论方法和最优匹配评价技术。

**关键词:** 柔性 RSS 机座; 群举法; 动力学参数; 全局匹配; 振动特性

**中图分类号:** TH113

## Global Matching Method of Flexible RSS Support Dynamic Parameters and Vibration Characteristics of Rotor System

WANG Xiaoliang<sup>1, 2</sup> GENI Mamtimin<sup>2</sup> SUN Zhi<sup>2</sup> YANG Jie<sup>3</sup>

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xinjiang Institute of Engineering, Urumqi 830023;

2. Dept. of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830049;

3. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission, Nanjing University of  
Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

**Abstract:** Taking the rotor system of flexible RSS (Rotationally Symmetric Struts) support and offset sliding bearing as the research object, the global matching theoretical model of dynamic parameters of flexible RSS support and the algorithm of global optimal matching are established by using the "Exhaustive method". By referring the relevant parameters of M701F gas turbine the numerical calculations are carried out, and the vibration characteristics and influencing factors of the rotor bearing system of the flexible RSS support are discussed. The influence mechanism of the global matching domain and the global optimal matching of the dynamic parameters of the flexible RSS support on the vibration characteristics of the bearing rotor system is revealed. The optimal design method of the dynamic parameters of the flexible RSS support is proposed, which provides the theoretical method and the evaluation technology of the optimal matching for the practical engineering application.

**Key words:** flexible RSS support; exhaustive method; dynamic parameters; global matching; vibration characteristics

## 0 前言

机座-轴承-转子系统是旋转机械装备的重要组成部分, 其安全稳定运行是提高效率的前提。重型燃气轮机的旋转对称支承板机座 (Rotationally

symmetric struts support, RSS) 是柔性机座, 如图 1a 所示, 工作温度高、热变形量非常大, 可导致轴承座中心严重偏离, 使跨距巨大的转子轴线在柔性 RSS 机座段发生偏离, 最终将破坏转子轴线的平行度, 发生中心标高的偏离、产生转子和柔性 RSS 机座刚度发生的变化、转子与柔性 RSS 机座及其整体的装配过程中也出现装配误差, 转子的弯曲等, 避免不了一定的不平衡质量及偏心。这种高速重载旋转过程中的柔性 RSS 机座-转子轴承系统的偏心、

\* 国家自然科学基金(11772289, 11072209)和国家重点基础研究发展计划(2013CB035705, 2007CB707706)资助项目。20210303 收到初稿, 20211009 收到修改稿

刚度、阻尼和质量等动力学参数的时变性将造成非线性复杂激振力并迫使柔性 RSS 机座-转子轴承系统动力学参数的匹配发生变化并可能造成强烈振动失稳, 严重时将导致灾难性毁机事故<sup>[1-3]</sup>。因此, 实际工程中大型燃气轮机的柔性 RSS 机座-转子轴承系统的偏心距严格控制在稳定范围内, 但是如何严格控制柔性 RSS 机座-转子轴承系统的动力学参数最优匹配, 使其临界振幅最小仍然是个难题。有关轴承转子及其支承的动力学行为已有大量的研究, 在转子支承材料研究方面, EDUARD 等<sup>[4]</sup>针对转子系统的被动控制, 用黏弹性材料对支承转子系统支承进行研究; NORIFUMI 等<sup>[5]</sup>研究了支撑刚度和阻尼对转子系统安装在粘弹性支撑上的人字形槽空气动力轴颈轴承稳定性特性的影响; 支承结构研究方面, 王永亮等<sup>[6]</sup>对转子-滑动轴承系统动力学相似性研究, 并通过算例对比分析了转子系统参数对轴系不平衡相应特性的影响规律; 李启行等<sup>[7]</sup>利用多项式拟合方法, 对转子系统的模态参数出发, 对转子系统稳定性进行了分析; 杨树华等<sup>[8]</sup>考虑了转子系统支承刚度, 对在柔性支承下的大型离心压缩机转子振动特性进行了研究; 宾光富等<sup>[9]</sup>采用了有限元方法, 对多跨转子轴系无试重整机平衡研究; 达琦等<sup>[10]</sup>对燃气轮机拉杆转子非线性动力学特性研究; 桂士弘等<sup>[11]</sup>对拉杆失效工况下燃气轮机转子临界转速的计算; 曾杨等<sup>[12]</sup>燃气轮机转子高速动平衡试验转子的支撑系统油膜失稳现象进行了分析与处理; 周莹等<sup>[13]</sup>对考虑接触效应的燃气轮机拉杆转子动力学模型研究; 在柔性支承设计方面, 沈松等<sup>[14-15]</sup>提出了地基对于转子系统的动力学行为研究, 分析了系统的非线性振动形式以及弹性基础的振幅调制对转子振动的影响; 在转子系统支承结构拓扑优化设计方面, 邓晗等<sup>[16-19]</sup>从改变燃气轮机支承结构方面入手, 应用均匀化方法和变密度法(Solid isotropic material with penalization)对 RSS 机座进行了拓扑结构优化, 对燃气轮机的支承刚度、阻尼匹配进行了详细研究, 在燃气轮机柔性 RSS 机座-轴承-转子系统的动力学机理和稳定性研究方面取得了一定成果。上述各文献主要基于转子系统粘弹性支承阻尼、非线性动力学、轴承油膜失稳及柔性支承座的拓扑优化进行了大量的研究, 提出了具有一定应用价值的理论方法和相关技术, 但是, 并未在柔性支座支撑下的转子系统动力学参数全局匹配做想关的研究, 本文主要针对圆盘偏置下, 对柔性 RSS 机座动力学参数的全局匹配方法和全局最优匹配轨迹算法进行详细研究, 对比分析柔性 RSS 机座动力学参数最优匹配前后对转子系统最大振幅比的影响因素。

## 1 柔性 RSS 机座-偏置轴承转子系统动力学方程

### 1.1 计入偏置率的柔性 RSS 机座-转子系统动力学方程

将重型燃气轮机的柔性 RSS 机座-轴承-转子系统简化成如图 1b 所示的圆盘偏置并有偏心时的系统。为了建模方便起见设左右两边也由同样的柔性 RSS 机座和轴承支承组成, 在建立转子偏置动力学模型时, 由于陀螺效应的存在, 要同时考虑两边柔性 RSS 机座支承对系统动力学行为的影响。

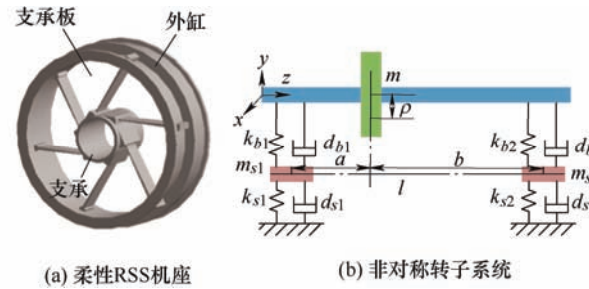


图 1 燃气轮机柔性 RSS 机座及非对称转子系统

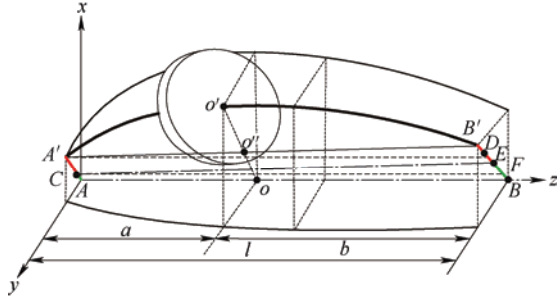
其中柔性 RSS 机座的支承中心的位移  $\overline{AC}$ 、 $\overline{CA'}$  和  $\overline{BE}$ 、 $\overline{EB'}$  分别表示在某一瞬时左边支承 1 和右边支承 2 柔性 RSS 机座和油膜位移变化量。由于 A、B 两点发生了位移, 使得圆盘中心 o 点移动 o'', 所以转轴在圆盘中心处发生位移  $\overline{o'o''}$ , 即为圆盘中心的相对位移。为简化计算, 找出两端支承和圆盘的几何关系, 将图 2a 分别投影在 XZ(图 2b)和 YZ 平面坐标后, 根据投影关系可得出式(1)和(2)。

$$\begin{cases} \theta_y = \alpha_{oy} = \frac{x_{o2} - (x_{s1} + x_{o1} - x_{s2})}{l} \\ \overline{o'_x o''_x} = x_R = x_m - (l\mu\alpha_{oy} + x_{o1} + x_{s1}) - \rho \cos \omega t \\ = x_m - \mu x_{o2} - (1-\mu)x_{s1} - (1-\mu)x_{o1} - \mu x_{s2} - \rho \cos \omega t \end{cases} \quad (1)$$

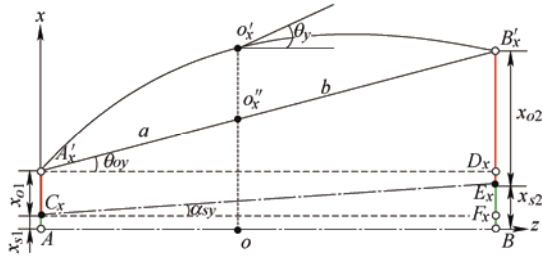
$$\begin{cases} \theta_x = \alpha_{ox} = \frac{y_{o2} - (y_{s1} + y_{o1} - y_{s2})}{l} \\ \overline{o'_y o''_y} = y_R = y_m - (l\mu\alpha_{ox} + y_{o1} + y_{s1}) - \rho \sin \omega t \\ = y_m - \mu y_{o2} - (1-\mu)y_{s1} - (1-\mu)y_{o1} - \mu y_{s2} - \rho \sin \omega t \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $\theta_x, \theta_y$  为圆盘偏置时圆盘轴线与水平面的夹角;  $x_{s1}, x_{s2}, y_{s1}, y_{s2}$  为两端支承沿着不同方向的位移;  $x_{o1}, x_{o2}, y_{o1}, y_{o2}$  为两端轴颈沿着不同方向的位移。

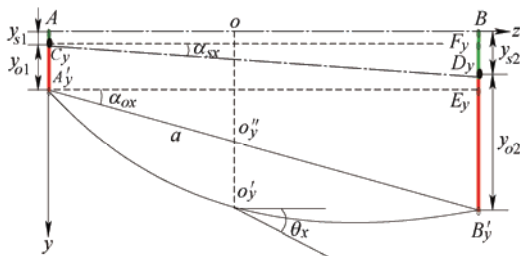
式(1)直观地反映了左右两边支承和圆盘之间位移的几何关系,为了研究圆盘偏置对系统振幅比的影响,将支承 2 的位移用圆盘和支承 1 之间的关系代替。左边支承到圆盘距离为  $a$ ,右边轴承到圆盘距离为  $b$ ,两个支承之间的距离为  $l$ 。令  $\mu = a/l$  代表圆盘偏置率,其范围在 0-1 之间变化,  $\mu = 0.5$  时变为对称系统。



(a) 圆盘偏置柔性RSS机座转子系统示意图



(b) XZ平面上投影示意图



(c) YZ平面上投影示意图

图 2 圆盘偏置柔性 RSS 机座转子系统示意图

假设支撑 1 和 2 是由两个相同机座组成,两机座分别在  $x$ 、 $y$  方向的动力学方程为

$$\begin{cases} m_s(\ddot{x}_{s1} + \ddot{x}_{s2}) + k_s(x_{s1} + x_{s2}) + d_s(\dot{x}_{s1} + \dot{x}_{s2}) = \Delta F_{x1} + \Delta F_{x2} \\ m_s(\ddot{y}_{s1} + \ddot{y}_{s2}) + k_s(y_{s1} + y_{s2}) + d_s(\dot{y}_{s1} + \dot{y}_{s2}) = \Delta F_{y1} + \Delta F_{y2} \end{cases} \quad (3)$$

式中,  $\Delta F_{x1}$ 、 $\Delta F_{y1}$ 、 $\Delta F_{x2}$ 、 $\Delta F_{y2}$  分别为支撑的机座 1 和 2 的轴承油膜力。该油膜力由相同的轴承油膜刚度  $k_{ij}$  和阻尼  $d_{ij}$  以及油膜位移在两边  $x$  和  $y$  方向上的变化量  $x_{on}$ 、 $y_{on}$  ( $i, j = x, y, n = 1, 2$  分别表示为支承 1 和 2) 来表示。其油膜力为

$$\begin{cases} k_{xx}x_{o1} + k_{xy}y_{o1} + d_{xx}\dot{x}_{o1} + d_{xy}\dot{y}_{o1} = \Delta F_{x1} \\ k_{yx}x_{o1} + k_{yy}y_{o1} + d_{yx}\dot{x}_{o1} + d_{yy}\dot{y}_{o1} = \Delta F_{y1} \\ k_{xx}x_{o2} + k_{xy}y_{o2} + d_{xx}\dot{x}_{o2} + d_{xy}\dot{y}_{o2} = \Delta F_{x2} \\ k_{yx}x_{o2} + k_{yy}y_{o2} + d_{yx}\dot{x}_{o2} + d_{yy}\dot{y}_{o2} = \Delta F_{y2} \end{cases} \quad (4)$$

为了对转轴受力分析,首先分析弹性轴在圆盘转动中心  $o'$  点的受力和位移关系,推导转轴柔度系数。设转轴在  $o'$  点受到  $x$ 、 $y$  方向上的  $F_x$ 、 $F_y$  及绕着  $x$ 、 $y$  轴方向的  $M_y$ 、 $M_x$  力矩的作用,位移与力之间的关系。

$$\begin{bmatrix} x_R \\ y_R \\ \theta_y \\ \theta_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{11} & 0 & 0 & \delta_{14} \\ 0 & \delta_{22} & \delta_{23} & 0 \\ 0 & \delta_{32} & \delta_{33} & 0 \\ \delta_{41} & 0 & 0 & \delta_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} \quad (5)$$

由于转轴的两端点的支反力就是轴承油膜力,即  $F_{a1} = \Delta F_{x1}$ 、 $F_{b1} = \Delta F_{y1}$ 、 $F_{a2} = \Delta F_{x2}$  和  $F_{b2} = \Delta F_{y2}$ ,可求得  $F_x$ 、 $F_y$  和  $M_y$ 、 $M_x$ 。本研究中,转子设为无质量(质量集中到圆盘)、无阻尼的弹性的轴,并将转轴的弹性势能代入拉格朗日方程,整理可得

$$\begin{cases} k_{11}x_R + k_{14}\theta_y = F_x = \Delta F_{x1} + \Delta F_{x2} \\ k_{22}y_R - k_{23}\theta_x = F_y = \Delta F_{y1} + \Delta F_{y2} \\ k_{33}\theta_x - k_{32}y_R = M_x = b\Delta F_{x2} - a\Delta F_{x1} \\ k_{44}\theta_y + k_{41}x_R = M_y = b\Delta F_{y2} - a\Delta F_{y1} \end{cases} \quad (6)$$

转盘系统的运动微分方程有

$$\begin{cases} m\ddot{x}_m + k_{11}x_R + k_{14}\theta_y = 0 \\ m\ddot{y}_m + k_{22}y_R - k_{23}\theta_x = 0 \\ J_d\ddot{\theta}_x + J_p\omega\dot{\theta}_y - k_{32}y_R + k_{33}\theta_x = 0 \\ J_d\ddot{\theta}_y - J_p\dot{\theta}_x + k_{41}x_R + k_{44}\theta_y = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中,  $J_p = 0.5mr^2$  为转盘的极转动惯量;  $J_d = 0.5J_p$  为转盘的直径转动惯量;  $r$  为转盘的半径。

由式(1)~式(7)为柔性 RSS 机座支撑的非对称转子轴承系统的动力学方程。当  $a$  和  $b$  相等时  $\theta_x$  和  $\theta_y$  都等于零,圆盘偏置的非对称转子轴承系统动力学方程变为对称系统动力学方程。

在求解计入全局偏心率(变化范围为 0-1.0,可分无穷多点)时的动力学方程,本研究对全局偏心率  $\varepsilon$  进行了离散,并将所有每一个离散偏心率分别求解动力学方程,而对每一个离散偏心率所对应的动力学方程的求解同样计入支承刚度和阻尼的全局离散域。并用式(8)所示的滑动轴承的 8 个无量纲刚度和阻尼。

$$\begin{cases}
K_{xx} = \left(\frac{B}{d}\right)^2 \frac{4\varepsilon[2\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]}{(1 - \varepsilon^2)^2[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\
K_{xy} = \left(\frac{B}{d}\right)^2 \frac{\pi[-\pi^2 + 2\pi^2\varepsilon^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\
K_{yx} = \left(\frac{B}{d}\right)^2 \frac{\pi[\pi^2 + (\pi^2 + 32)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\
K_{yy} = \left(\frac{B}{d}\right)^2 \frac{4\varepsilon[\pi^2 + (\pi^2 + 32)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{(1 - \varepsilon^2)^2[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\
D_{xx} = \left(\frac{B}{d}\right)^2 \frac{2\pi[\pi^2 + 2\pi^2\varepsilon^2 - 16\varepsilon^2]}{(1 - \varepsilon^2)^2[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\
D_{xy} = \left(\frac{B}{d}\right)^2 \frac{8\varepsilon[\pi^2 + 2\pi^2\varepsilon^2 - 16\varepsilon^2]}{(1 - \varepsilon^2)^2[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\
D_{yx} = D_{xy} \\
D_{yy} = \left(\frac{B}{d}\right)^2 \frac{2\pi[\pi^2 + 12\pi^2\varepsilon^2 - 16\varepsilon^2]}{(1 - \varepsilon^2)^2[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]}
\end{cases} \quad (8)$$

式中,  $d$  为轴承内直径;  $\mu$  为润滑油膜动压黏度;  $\varepsilon$  为偏心率。

## 1.2 振幅比的求解

以复数形式表示系统的运动微分方程, 令

$$\begin{cases}
(x_m \ x_R \ \theta_y \ x_{o1} \ x_{o2} \ x_{s1} \ x_{s2})^T \\
= \text{Re}\{(x_{m0} \ x_{R0} \ \theta_{y0} \ x_{o10} \ x_{o20} \ x_{s10} \ x_{s20})^T \exp(i\omega t)\} \\
(y_m \ y_R \ \theta_x \ y_{o1} \ y_{o2} \ y_{s1} \ y_{s2})^T \\
= \text{Re}\{(y_{m0} \ y_{R0} \ \theta_{x0} \ y_{o10} \ y_{o20} \ y_{s10} \ y_{s20})^T \exp(i\omega t)\}
\end{cases} \quad (9)$$

其中  $x_{m0}, y_{m0}, \dots, x_{s20}, y_{s20}$  为复振幅, 通过化简求得

$$AB = \rho G^T \quad (10)$$

式中各参数表征如下

$$A = \begin{bmatrix} m\omega^2 - g_{xx}\alpha_x & -g_{xy}\alpha_y & -g_{xy}\beta_y - g_{xx}\gamma_x & -g_{xx}\beta_x - g_{xy}\gamma_y \\ -g_{yx}\alpha_x & m\omega^2 - g_{yy}\alpha_y & -g_{yx}\gamma_x - g_{yy}\beta_y & -g_{yy}\gamma_y - g_{yx}\beta_x \\ g_{xx}\alpha_{xab} & g_{xy}\alpha_{yab} & J_d\omega^2 + g_{xx}\gamma_{xab} + g_{xy}\beta_{yab} & -iJ_p\omega^2 + g_{xx}\beta_{xab} + g_{xy}\gamma_{yab} \\ g_{yx}\alpha_{xab} & g_{yy}\alpha_{yab} & iJ_p\omega^2 + g_{yx}\gamma_{xab} + g_{yy}\beta_{yab} & J_d\omega^2 + g_{yx}\beta_{xab} + g_{yy}\gamma_{yab} \end{bmatrix}$$

$$B = [x_{m0} \ y_{m0} \ \theta_{x0} \ \theta_{y0}]$$

$$G = [-2(g_{xx} - g_{xy}) - 2(g_{yx} - ig_{yy})i(a-b)(g_{xx} - g_{xy})(a-b)g_{yx} - i(a+b)g_{yy}]$$

$$\begin{cases}
\alpha_x = \alpha_{x1} + \alpha_{x2} = \frac{2k_{11} - 2m\omega^2}{k_{11}} - \frac{m\omega^2}{h}, \alpha_{xab} = a\alpha_{x1} - b\alpha_{x2} = (a-b)\frac{k_{11} - m\omega^2}{k_{11}} \\
\alpha_y = \alpha_{y1} + \alpha_{y2} = \frac{2k_{22} - 2m\omega^2}{k_{22}} - \frac{m\omega^2}{h}, \alpha_{yab} = a\alpha_{y1} - b\alpha_{y2} = (a-b)\frac{k_{22} - m\omega^2}{k_{22}} \\
\beta_x = \beta_{x1} + \beta_{x2} = \frac{2k_{14} - lk_{11}}{k_{11}}, \beta_{xab} = a\beta_{x1} - b\beta_{x2} = (a-b)\left[\frac{k_{14} - lk_{11}}{k_{11}} - i\frac{J_p\omega^2}{lh}\right] \\
\beta_y = \beta_{y1} + \beta_{y2} = -\frac{2k_{23} + lk_{22}}{k_{22}}, \beta_{yab} = a\beta_{y1} - b\beta_{y2} = (a-b)\left[-\frac{k_{23} + lk_{22}}{k_{22}} + i\frac{J_p\omega^2}{lh}\right] \\
\gamma_x = \gamma_{x1} + \gamma_{x2} = 0, \gamma_{xab} = a\gamma_{x1} - b\gamma_{x2} = \frac{J_d\omega^2}{h} \\
\gamma_y = \gamma_{y1} + \gamma_{y2} = 0, \gamma_{yab} = a\gamma_{y1} - b\gamma_{y2} = \frac{J_d\omega^2}{h}
\end{cases}$$

通过式(10)对转盘振幅比进行计算并可用下

式(11)对转盘最大振幅比进行求解。

$$\frac{|A_{R\max}|}{\rho} = \frac{\left|\frac{x_{m0}}{\rho} - 2 + i\frac{y_{m0}}{\rho}\right| + \left|\frac{x_{m0}}{\rho} - i\frac{y_{m0}}{\rho}\right|}{2} \quad (11)$$

## 2 柔性 RSS 机座动力学参数全局匹配方法

本文运用“群举法”原理进行全局匹配分析, 在

转子和轴承动力学参数不变的前提下, 全局改变柔性 RSS 机座刚度、阻尼、激振频率  $\omega$  (转子转速)、偏心率和圆盘的偏置率等动力学参数, 在庞大的匹配解集中寻找符合条件的最优匹配解。考虑圆盘偏置问题时, 柔性 RSS 机座-转子系统动力学参数全局最优匹配及其算法如式(12)所示。

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{find } X = (A, \omega_i, m_{sj}, k_{sk}, d_{sl}, \varepsilon_m, \mu_n) \\ \min f\left(\frac{A}{\rho}\right) = \frac{A^{\max}(\omega_i, m_{sj}, k_{sk}, d_{sl}, \varepsilon_m, \mu_n)}{\rho} \\ \text{s.t. } A_{\max} = [A_c] \\ \omega_0 < \omega_i < \omega_l; m_0 < m_j < m_l \\ k_0 < k_k < k_K; d_0 < d_l < d_L \\ \varepsilon_0 < \varepsilon_m < \varepsilon_M; \mu_0 < \mu_n < \mu_N \end{array} \right. \quad (12)$$

具体全局最优匹配过程如下:

(1) 首先给定的柔性 RSS 机座-轴承-转子系统动力学参数不变的前提下、在给定的全局激振频率  $\omega_0 < \omega_i < \omega_l$  (转子转速) 范围内进行计算, 获得一组振幅比与转速之间的关系数据, 提取其最大振幅比。

(2) 在全局变化范围内更新柔性 RSS 机座刚度和阻尼值, 重复上述算法获取另一组振幅比最大值。

(3) 在全局变化范围内一直循环计算, 可得到最大振幅比  $A_{\omega}^{\max}(\omega_i, m_{sj}, k_{sk}, d_{sl})/\rho$  值的数据(本研究为 6 万个数据), 并在最大振幅比数据中寻找最小值  $A_{\omega}^{\min}(X)/\rho$  作为最优匹配点。

(4) 在全局偏心率  $\varepsilon$  范围内更新偏心率重复(1)至(3), 记录每次的匹配点数据和最优匹配点数据, 建立全局匹配点数据集和最优匹配点数据(最优匹配点轨迹)。

(5) 在全局其他动力学参数(偏置率、转子等)范围内更新参数重复(1)至(4), 记录每次的全局匹配点数据集和全局最优匹配点数据, 建立全局最优匹配点数据集, 即最优匹配点轨迹集。

通过以上偏置率关系计入到柔性 RSS 机座-轴承-转子系统动力学模型之中, 建立了相关全局匹配算法并编程实现了分析软件, 计算并分析了柔性 RSS 机座动力学参数全局匹配时对转子系统振动特性的影响机理。

### 3 全局匹配与系统振动特性分析

本文以 M701F 燃气轮机相关参数为例, 对柔性 RSS 机座-轴承-转子系统进行了全局动力学参数匹配及振动特性研究。如图 1 所示, 该系统的

两端均设为相同的柔性 RSS 机座和相同的固定瓦径向滑动轴承, 本文设定的柔性 RSS 机座-轴承-转子系统相关动力学参数初值和全局范围如表 1 所示。括号内的数据为全局匹配范围值, 其他数据为参考 M701 燃气轮机相关参数以及对转子、轴承和切向支撑经过数值计算和拓扑优化后确定的初值。分析时全局刚度范围划分为 300 个点、阻尼划分为 200 个点, 即整个振幅平面离散为 60 000 个点进行逐一计算匹配, 找出振幅比最小的最优匹配点。由于刚度与阻尼的取值范围不在一个数量级上, 为了更好地观察全局匹配云图和方便分析, 本文对全局刚度、阻尼和振幅比均采用对数坐标系。

表 1 转子和柔性 RSS 机座参数

参数名称	取值	参数名称	取值
转子质量 $m/\text{kg}$	84 352	支撑质量 $m_s/\text{kg}$	43 842
转子刚度 $k_r/(\text{N/s})$	$1.58 \times 10^9$	支撑刚度 $k_s/(\text{N/s})$	$4.18 \times 10^9$
转子半径 $R/\text{mm}$	500	支撑阻尼 $d_s/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	$3.4 \times 10^7$
转子长度 $L/\text{mm}$	5 000	油膜黏度	$1.9 \times 10^{-2}$
偏心率 $\varepsilon$	0~1	间隙比	0.002 5
偏置率 $\mu$	0~1		

#### 3.1 全局匹配域与最佳匹配点

图 3a 和 b 为偏置率  $\mu$  分别等于 0.5(对称系统)和 0.2、偏心率  $\varepsilon = 0.125$  时, 柔性 RSS 机座的刚度和阻尼在全局范围内匹配的振幅比云图。图 3a 和 b 中的  $P_1$  和  $P_{2-1}$  分别表示给定初值的结果,  $P_2$  和  $P_{2-2}$  分别表示全局匹配后的振幅比最小的最优匹配点, 图中并给出了相应的坐标值, 括号内值分别为阻尼、刚度和振幅比, 比如  $P_1(3.4 \times 10^7, 4.18 \times 10^9, 1.22)$  表示阻尼 =  $3.4 \times 10^7$ 、刚度 =  $4.18 \times 10^9$ 、振幅比 = 1.22。可以看出当偏心率  $\varepsilon$  为 0.125 时非对称系统的最大振幅比对称系统高 2 倍以上, 但是最佳匹配点  $P_2$  和  $P_{2-2}$  振幅比都少于 1.14。最佳匹配点的柔性 RSS 机座匹配刚度和阻尼都降低了很多, 对称系统时刚度  $4.18 \times 10^9 \rightarrow 6.03 \times 10^8$ 、阻尼  $3.4 \times 10^7 \rightarrow 7.94 \times 10^6$ 、非对称系统时刚度  $4.18 \times 10^9 \rightarrow 8.32 \times 10^8$ 、阻尼  $3.4 \times 10^7 \rightarrow 1.0 \times 10^7$ 。此外, 从全局匹配云图中可以看出, 当偏心率  $\varepsilon$  为 0.125 时振幅比小于 1.2 的最优匹配域比较大, 而偏置率  $\mu = 0.2$  的非对称系统的最优匹配域比  $\mu = 0.5$  的对称系统的大。可看出, 当偏心率  $\varepsilon$  小于 0.125 时, 在这个区间内可匹配的柔性 RSS 机座最有匹配域的变化范围为阻尼



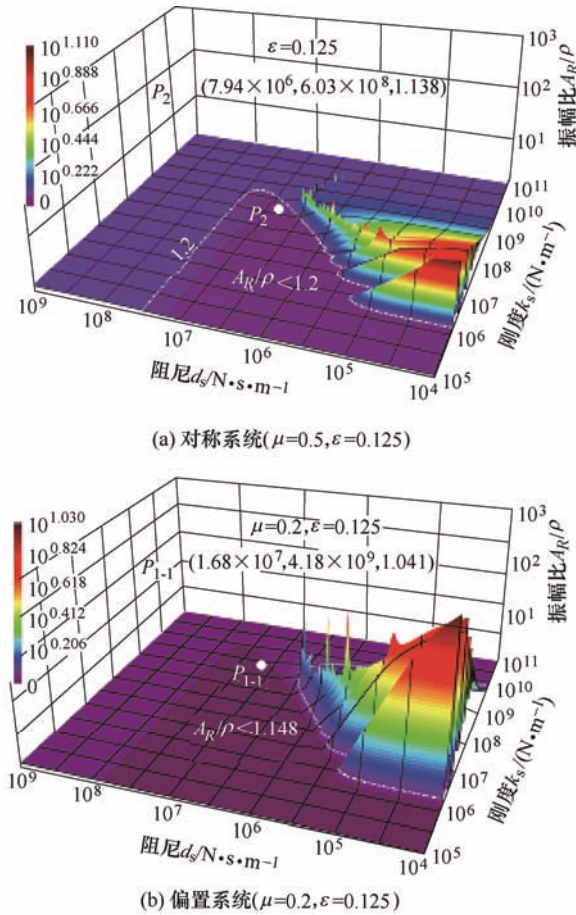


图 3 RSS 机座参数全局匹配域与振幅比分布  
( $\varepsilon = 0.125$ )

( $1.0 \times 10^4 \sim 3.4 \times 10^7$ )、刚度( $1.0 \times 10^5 \sim 4 \times 10^9$ )，而这最优匹配域内的振幅比小于 1.2。图 4a 和 b 为偏置率  $\mu$  分别等于 0.5(对称系统)和 0.2、偏心率  $\varepsilon$  为 0.6 时柔性 RSS 机座的刚度和阻尼在全局范围内匹配的振幅比云图。图 4a 和 b 中的  $P_5$  和  $P_{4-1}$  分别表示给定初值的结果， $P_6$  和  $P_{4-2}$  分别表示全局匹配后的振幅比最小的最优匹配点，图中并给出了相应的坐标值。图中可以看出，当偏心率  $\varepsilon$  为 0.6 时对称系统的振幅比都非常大，堆成系统最大振幅比为  $10^{3.83} = 6761$ 、非对称系统的更高  $10^{4.36} = 22909$ ，但是最佳匹配点  $P_6$  和  $P_{4-2}$  振幅比分别为 1.964 和 2.2。最佳匹配后的柔性 RSS 机座匹配刚度和阻尼也都降低了很多，当为对称系统时，刚度  $4.18 \times 10^9 \rightarrow 7.94 \times 10^8$ 、阻尼  $3.4 \times 10^7 \rightarrow 8.91 \times 10^6$ 、非对称系统时刚度  $4.18 \times 10^9 \rightarrow 1.66 \times 10^9$ 、阻尼  $3.4 \times 10^7 \rightarrow 1.33 \times 10^7$ 。此外，从全局匹配云图中可以看出，当偏心率为 0.6 时对称和非对称系统虽然可以寻找最佳匹配点，但是振幅比小于 1.2 的最优匹配域都已不存在，最低振幅比小于 2.5 的域也非常小，可支配的柔性 RSS 机座最佳匹配域只是个最佳匹配点。从全局匹配云图中可以看出，当偏心率为 0.6 时全局匹配域都陷入一

个非常危险的匹配域，最佳匹配点的振幅比也大于 2 倍，如果系统的刚度、阻尼有点变化，系统最佳匹配点会偏离陷入高振幅比区域，可能发生毁机事故。

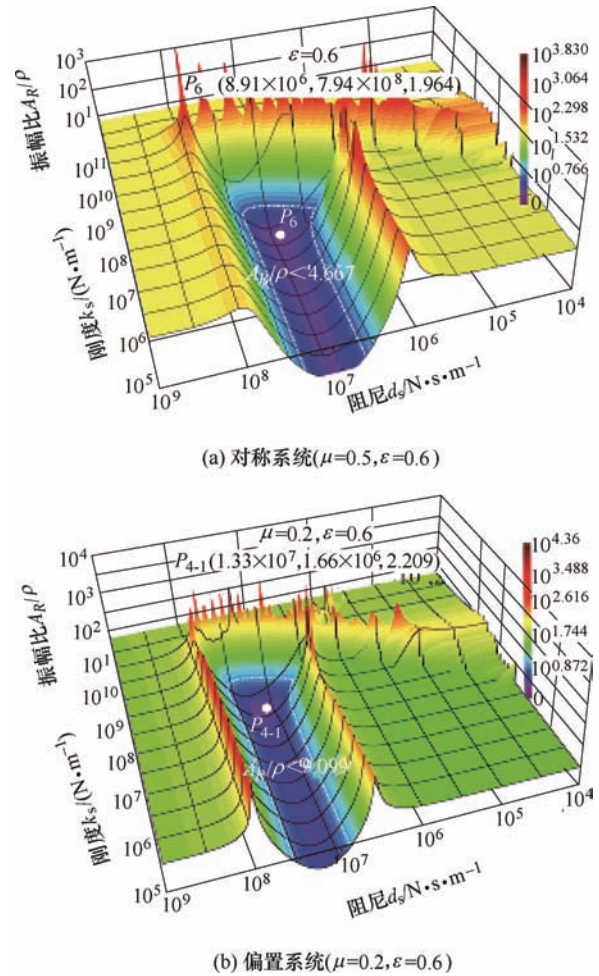


图 4 RSS 机座参数全局匹配域与振幅比分布( $\varepsilon = 0.6$ )

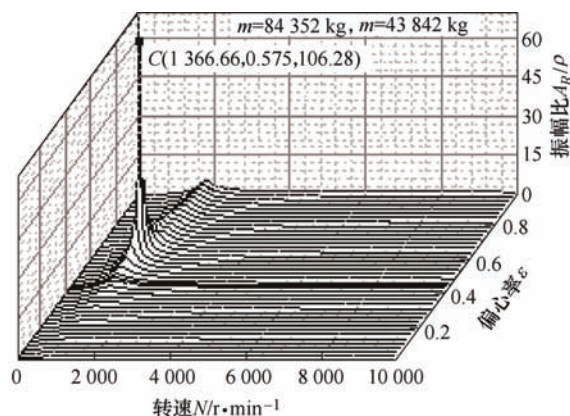
### 3.2 全局最优匹配轨迹与双峰最大值点

图 5a 和 b 分别表示为柔性 RSS 机座轴承-转子系统用表格 1 给定的初始值，偏置率分别为 0.5 和 0.2 时系统全局最优匹配前的转速、偏心率及振幅比之间的关系。本文考虑全局偏置率和偏心率条件下进行了研究。如图 5a 和 b 结果所示，最优匹配前振幅比都出现单峰值的现象，而这单峰值出现在燃气轮机的 RSS 机座-转子轴承系统工作转速(3 000 r/min)以内，这表明机座和转子都具有柔性特性。图 5a 中可以看出，偏置率为 0.5 的对称系统中临界转速都 2 000 r/min 之内。在偏置率为 0.2 时，如图 5b 所示，在偏心率 0~0.6 变化范围内，一阶临界转速也在 2 000 r/min 之内，但是偏心率 0.6~1.0 变化范围内，一阶临界转速从 2 000 r/min 增加 4 000 r/min。表 2 表示 3 种不同偏置率条件下，在峰值点  $C$ 、 $C_1$  和  $C_2$  处的最大振幅比出现的临界转速  $N$ 、偏心率  $\varepsilon$

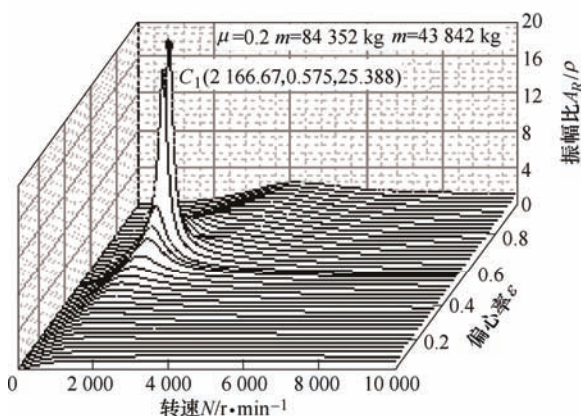
和最大振幅比  $A_R^{\max}/\rho$ 。表 2 中可以看出, 偏置率越小一阶过临界振幅比也越小, 但是一阶过临界转速越大, 最大振幅比出现的偏心率基本在 0.575 附近。

表 2 系统最优匹配前的峰值点

峰值点	偏置率 $\mu$	转速 $N/(r/min)$	偏心率 $\varepsilon$	振幅比 $A_R^{\max}/\rho$
$C_1$	0.2	2 166.67	0.575	25.39
$C_2$	0.3	1 466.67	0.575	73.93
$C$	0.5	1 366.60	0.575	106.28



(a) 对称系统全局图



(b) 非对称系统全局图

图 5 给定柔性 RSS 机座刚度和阻尼时在全局偏心率范围内的转速与振幅比的分布

图 6 为偏置率为 0.5 的对称系统的全局最佳匹配后的转速和偏心率及振幅比之间的分布关系。可以看出, 全局最佳匹配当中偏心率变化对振幅比的峰值影响很大, 偏心率大于 0.2 处开始出现双峰和凹拐点现象, 当偏心率等于 0.436 的位置出现振幅比最大的双峰最值点和最小的单谷最值点, 若偏心率偏离这一点其双峰值都小于这一点、而谷值都大于这一点。本文把这特殊的双峰最大点和单谷最小点命名为峰谷最值点。本研究中的全局最优匹配后的所有全局振幅比-转速分布图中都存在这种峰谷

值。实际 M701F 燃气轮机的最大工作转速为 3 000 r/min, 这时要求转子轴颈偏心率应小于 0.125。本研究结果表明, 不管是偏心率多少都会出现峰值点和峰谷点。但是, 从图 6 中可以看出, 当偏心率小于 0.125 时, 峰值点和谷值降低到最低并基本趋于相等。

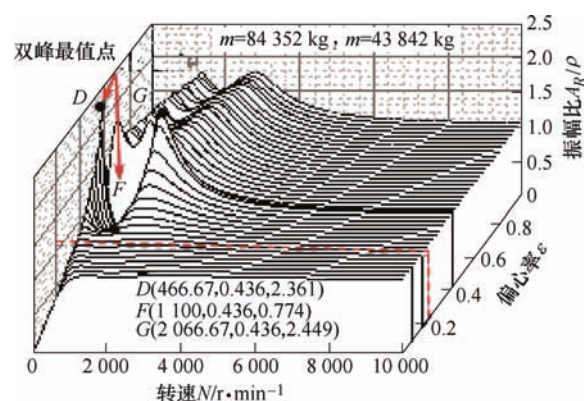


图 6 最佳匹配后的转速和偏心率及振幅比之间关系

以上分析可知, 偏置率和偏心率的全局变化对系统的过临界振幅比和转速影响非常大, 但是根据图 4 的分析结果表明, 偏心率大于峰谷最值点的部分对工程应用价值不大, 因此本文只给出了偏心率小于峰谷最值点的全局最佳匹配后的转速和振幅比分布, 如图 7 所示。可以看出, 偏置率为 0.2 时, 偏心率小于 0.125 时最佳匹配前后的振幅比变化不大, 偏心率大于 0.125 后最佳匹配后的振幅比最大值降低, 偏心率越大最佳匹配后的振幅比降低量也越大。

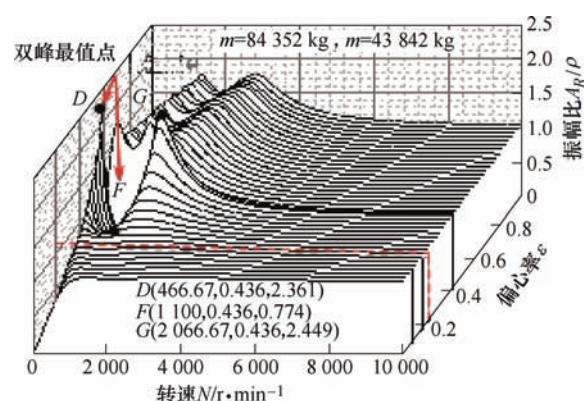


图 7 最佳匹配前后的转速与振幅比的分布  
( $\varepsilon \leq 0.512$ )

为了详细分析峰谷最值点的特征, 对全局最佳匹配点进行了跟踪, 研究了全局最佳匹配点的移动轨迹。图 8 为偏置率为 0.3 时, 柔性 RSS 机座刚度与阻尼的全局最佳匹配点轨迹。详细观察图可以看出, 全局最佳匹配轨迹会呈现出线性区( $\varepsilon \leq 0.125$ ),



空方形符号实线)、非线性区( $0.125 < \varepsilon < 0.45$ , 空圆形符号实线)、间断区(跳跃区, 只有两个点)( $\varepsilon = 0.45$ , 虚线箭头)和强非线性区( $\varepsilon > 0.45$ , 空圆形符号虚线), 其他偏置率条件下同样出现类似的现象, 本文分别命名为稳定区、亚稳定区、奇异区(含峰谷最值点)和不稳定区。每一个区所对应的偏心率值与偏置率以及系统动力学参数相关。通过对比分析图 6 和图 8 可知, 峰谷最值点就落在奇异区, 而奇异区只有两个点, 一个点连接在亚稳定区的末端, 而另一个点连接在不稳定区的始点, 就是一个跳跃的间断奇异区, 如图 8 所示的虚线箭头。

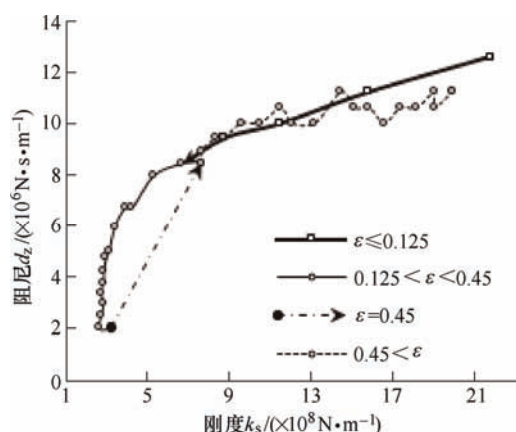


图 8 机座刚度与阻尼的全局最佳匹配点轨迹 ( $\mu = 0.3$ )

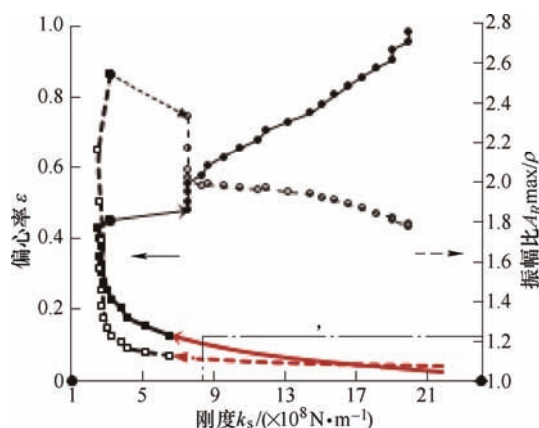


图 9 偏心率和振幅比与机座刚度全局最佳匹配点轨迹 ( $\mu = 0.3$ )

表 3 系统最佳匹配后双峰最值点

偏置率 $\mu$	偏心率 $\varepsilon$	转速 $N_2/(r/min)$	振幅比 $A_2^{max}/\rho$	转速 $N_2/(r/min)$	振幅比 $A_1^{min}/\rho$
0.2	0.512	3 433.3	3.27	980	0.5
0.3	0.45	2 233.3	2.55	990	0.6
0.5	0.436	2 066.7	2.45	1 100	0.77

表 3 为三种偏置率条件下柔性 RSS 机座-轴承-转子系统全局最佳匹配后的峰谷最值点, 可以看出

偏置率越大所对应的峰谷值点的偏心率越小、第一和第二最峰值点所对应的转速、振幅比也越小, 但是谷最值点所对应的转速和振幅比正好相反。可以看出, 经过柔性 RSS 机座动力学参数全局最佳匹配后, 对于每一种偏置率总会找到全局最佳匹配点轨迹, 随着偏置率的增加, 双峰最值点对应的偏心率、转速都呈现下降趋势, 而谷最值点对应的偏心率、转速都呈现上升趋势。这里很有趣的是, 全局最佳匹配后峰谷最值点的振幅比在双峰点最大而在谷点最小, 特别是在最谷值点的振幅比值都呈现出小于 1 的现象。振幅比小于 1 表明圆盘质心的振幅小于质量偏心距, 可以看作一种转子圆盘质量中心的振幅从第一最峰值点(振幅比为 3 左右)反弹回到最谷点位置(振幅比为 0.6 左右)、然后在最谷点弹回第二最峰值点(振幅比为 3 左右)的现象, 这反而对系统稳定性影响极大。综上所述, 如果偏心率在峰谷最值点或附近, 在转子系统运转过程中遇到三次大的冲击, 首先受到第一峰最值(第一最大振幅比)的冲击、接着受到振幅比小于 1 的最谷值的反弹冲击(最小振幅比)、最后受到第二峰最值(第二最大振幅比)的弹回冲击, 因此柔性 RSS 机座-轴承-转子系统设计时必须远离峰谷最值点, 并保证偏心率必须小于 0.2。

## 4 结论

本文通过用数值计算方法, 研究了柔性 RSS 机座支承下, 轴承转子系统动力学参数全局匹配和全局最佳匹配机理和振动特性的影响规律, 得出如下结论:

(1) 从全局匹配云图分析可知, 偏心率对全局匹配域影响非常大。本研究设定最优匹配振幅比为 1.2 时, 偏心率越小全局匹配域中最优匹配域越大。当偏心率小于 0.125 时, 可支配的柔性 RSS 机座最优匹配域为: 阻尼 ( $1.0 \times 10^4 \sim 3.4 \times 10^7$ )、刚度 ( $1.0 \times 10^5 \sim 4 \times 10^9$ ), 而这最优匹配域内的振幅比小于 1.2, 在保证振幅比的条件下刚度和阻尼的支配范围非常广, 实际安装时燃气轮机技术要求偏心率不超过 0.12, 这与本研究结果一致。

(2) 通过全局最佳匹配分析, 发现了峰谷最值点就是奇异点, 而在峰谷最值点所对应的偏心率附近都是非常危险的匹配域, 最佳匹配的双峰最值点振幅比也大于 2 倍以上, 最谷值点的振幅比小于 0.7, 而这附近的最优匹配域非常狭窄, 如果系统的刚度、阻尼有点变化, 系统最佳匹配点会偏离并陷



入高振幅比区域,可能发生毁机事故。

(3) 所有全局最佳匹配轨迹都会呈现出线性区、非线性区、间断区和强非线性区,柔性RSS机座-轴承转子系统在线性区时可稳定运行,在非线性区时如果保证最佳匹配点保持不变可以稳定运行,如果保证不了最佳匹配点系统可能陷入不稳定区,在间断区和强非线性区系统陷入非常不稳定的区域。这为进一步揭示柔性RSS机座-轴承-转子系统全局最佳匹配点轨迹及稳定性影响机理提供参考,也为转子动力学及稳定性评价提供参考。

### 参考文献

- [1] 周彦, 谢诞梅, 刘石, 等. 大型汽轮机转子-轴承系统油膜涡动故障分析及处理[J]. 电站系统工程, 2014, 30(6): 55-58.  
ZHOU Yan, XIE Danmei, LIU Shi, et al. Research on Fault analysis and dispose for oil film whirl of large steam turbine rotor-bearing sstem[J]. Power System Engineering, 2014, 30(6): 55-58.
- [2] 蒋福东. M701F4 燃气轮机旋转失速应对措施[J]. 科技与创新, 2017(1): 24-25.  
JIANG Fudong. Countermeasures for rotating stall of M701F4 gas turbine[J]. Science and Technology & Innovation, 2017(1): 24-25.
- [3] 席亚宾, 张帅, 蔡青春, 等. 燃气轮机旋转失速机理及防范对策[J]. 内燃机与配件, 2020(4): 141-142.  
XI Yabin, ZHANG Shuai, CAI Qingchun, et al. Mechanism and preventive measures of gas turbine rotating stall[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2020(4): 141-142.
- [4] EDUARDO, JUCELIO, CARLOAS. Passive vibration control in rotor dynamics: Optimization of composed support using viscoelastic materials[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 351: 43-56.
- [5] NORIFUMI, JUN. Effect of support stiffness and damping on stability characteristics of herringbone-grooved aerodynamic journal bearings mounted on viscoelastic supports[J]. Tribology International, 2016, 100: 195-203.
- [6] 王永亮, 崔颖, 韩聿, 等. 转子-滑动轴承系统动力学相似性研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(1): 153-160, 193.  
WANG Yongliang, CUI Ying, HAN Yu, et al. Dynamic similarity of rotor-sliding bearing systems[J]. Journal of Vibration and Shork, 2017, 36(1): 153-160, 193.
- [7] 李启行, 王维民, 齐鹏逸, 等. 转子轴承系统稳定性分析与识别方法[J]. 机械工程学报, 2014, 50(7): 54-59.  
LI Qiang, WANG Weimin, QI Pengyi, et al. Stability analysis and identification method for rotor-bearings system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(7): 54-59.
- [8] 杨树华, 胡永, 肖忠会, 等. 柔性支承下的大型离心压缩机转子振动特性[J]. 机械工程学报, 2019, 55(19): 121-127.  
YANG Shuhua, HU Yong, XIAO Zhonghui, et al. Rotor vibration analysis of large-scale centrifugal compressor under the flexible support[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(19): 121-127.
- [9] 宾光富, 李学军, 沈意平, 等. 基于动力学有限元模型的多跨转子轴系无试重整机动平衡研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(21): 78-86.  
BIN Guangfu, LI Xuejun, SHEN Yiping, et al. Whole-machine dynamic balancing method without trial weights for multi-span rotor shafting based on dynamic Finite Element Model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(21): 78-86.
- [10] 达琦, 袁奇, 李浦. 燃气轮机拉杆转子非线性动力学特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(5): 43-51.  
DA Qi, YUAN Qi, LI Pu. Nonlinear dynamic characteristics of a rod-Fastened rotor system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(5): 43-51.
- [11] 桂士弘, 段建国. 部分拉杆失效工况下燃气轮机转子临界转速的计算[J]. 机械制造, 2019, 57(5): 44-48+52.  
GUI Shihun, DUAN Jianguo. Calculation of critical speed of gas turbine rotor under partial pull rod failure[J], Machinery Manufacture, 2019, 57(5), 44-48+52.
- [12] 沈松, 郑兆昌, 应怀樵. 非稳态油膜力作用下非对称转子分叉特性[J]. 振动工程学报, 2002, 15(4): 42-46.  
SHEN Song, ZHENG Zhaochang, YING Huaiqiao. Bifurcation characteristics of unsymmetrical rotor systems under unsteady nonlinear oil-film forces[J]. Journal of Vibration Engineering, 2002, 15(4): 42-46.
- [13] 沈松, 郑兆昌, 应怀樵. 非对称转子-轴承-基础系统的非线性振动[J]. 振动与冲击, 2004, 23(4): 33-35, 41, 147-148.  
SHEN Song, ZHENG Zhaochang, YING Huaiqiao. Nonlinear vibration of unsummetrical totor-bearing-foundation system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2004, 23(4): 33-35, 41, 147-148.
- [14] 曾杨, 周创, 李长青. 燃气轮机转子厂内高速动平衡试验转子——支撑系统油膜失稳现象分析与处理[J]. 东方汽轮机, 2017, 1(1): 84-88.  
ZENG Yang, Zhou Chuang, Li Changqing. Analysis and control on oil film instability phenomenon of rotor-support system in process of gas turbine rotor high speed dynamic balancing test in factory[J]. Dongfang Turbine, Mar. 2017, 1(1): 84-88.

- [15] 周莹, 程义悦. 考虑接触效应的燃气轮机拉杆转子动力学模型研究[J]. 装备机械, 2014, 1(3): 53-57.  
ZHOU Ying, CHENG Yiyue. Study on dynamic model of gas turbine tie rod rotor considering contact effect[J]. The Magazine on Equipment Machinery, 2014, 1(3): 53-57
- [16] LI Zhengshi, GENI Mamtimin, LIE Yu. Study on parametric modeling method for FEA model of periodic symmetric struts support[C]. Key Engineering Materials, 2011, 462-463: 990-995.
- [17] 闫水中, 买买提明·艾尼, 徐宁. 燃气轮机轴系的振动特性数值分析[J]. 机械设计与制造, 2012, 1(12): 22-24.  
YAN Shui-zhong, GENI Mamtinin, XU Ning. Numerical analysis on the non-synchronous responses of shaft system for gas turbine[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012, 1(12): 22-24.
- [18] 邓晗, 买买提明·艾尼, 王晓亮, 等. 柔性 RSS 机座拓扑结构对径向刚度和稳定性的影响[J]. 振动与冲击, 2016, 35(11): 102-108.  
DENG Han, GENI Mamtimin, WANG Xiao-liang, et al. Effects of RSS support topological structure on radial stiffness and stability[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(11): 102-108.
- [19] 徐宁, 买买提明·艾尼, 闫水中. 燃气轮机转子系统支承刚度阻尼匹配的研究[J]. 机械设计与制造, 2013, 1(1): 134-136.  
XU Ning, GENI Mamtimin, YAN Zhong-shui. Research on support stiffness and damping matching of gas turbine rotor system[J]. Mechanical Design & Manufacturing, 2013, 1(1): 134-136.
- 
- 作者简介: 王晓亮, 男, 1980 年出生, 博士研究生。主要研究方向为转子动力学。  
E-mail: 603838460@qq.com
- 买买提明·艾尼(通信作者), 男, 1958 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为转子动力学、SPH 数值计算方法。  
E-mail: mgheni@263.net