

支承总刚度对涡轮泵转子 临界转速及稳定性的影响

窦 唯, 褚宝鑫

(北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要: 针对低温液体火箭发动机涡轮泵转子非线性系统开展了支承总刚度对临界转速及系统稳定性的影响研究。建立了涡轮泵转子非线性系统的动力学模型, 在有安装偏心条件下分别研究了泵端和涡轮端支承总刚度变化对转子系统临界转速和稳定性的影响, 给出了失稳转速随支承总刚度的变化规律, 为液体火箭发动机涡轮泵转子系统设计、诊断与维护提供理论依据。

关键词: 液体火箭发动机涡轮泵; 转子系统; 支承刚度; 临界转速; 动态稳定性

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2014) 01-0030-09

Effect of bearing supporting stiffness on dynamic stability and critical speed of turbopump rotor system

DOU Wei, CHU Bao-xin

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: The influence of the bearing supporting stiffness on dynamic stability and critical speed of turbopump nonlinear rotor system of low temperature liquid rocket engine is researched in this paper. The dynamic model of turbopump nonlinear rotor system was established. The effect of supporting stiffness change of the bearing near the pump and the bearing near the turbine on the stability and critical speed of the rotor system is respectively researched under the condition of installation decen-tration. The rule of variation of instability rotate speed with bearing supporting stiffness is given. A theoretical foundation for structural design, fault diagnosis and safe operation of the turbopump rotor system in liquid rocket engine is provided.

Keywords: liquid rocket engine turbopump; rotor system; supporting stiffness; critical speed; dy-namic stability

收稿日期: 2013-10-09; 修回日期: 2013-12-13

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目(2011JY01)

作者简介: 窦唯 (1977—), 男, 博士, 研究领域为转子动力学及设备故障诊断技术

0 引言

低温液体火箭发动机涡轮泵转子通常在高转速下工作,转子的振动特性直接影响火箭发动机的性能。随着对涡轮泵转子系统动力特性研究的深入,尤其研究转子系统的临界转速、振型以及稳定性等特性^[1-8],发现涡轮泵轴承支承总刚度是影响动力特性的重要参数之一。因此在进行结构设计和运行时必须避开临界转速以保证发动机安全稳定的运行具有重大的理论和实际意义。关于支承总刚度对转子系统的临界转速及稳定性研究国内外的许多学者已经开展了一些研究工作^[1-10]。

本文针对液体火箭发动机涡轮泵转子非线性系统开展了轴承支承总刚度对临界转速及动力稳定性的影响研究。建立了涡轮泵转子系统的非线性动力学模型,计算其临界转速,在有安装偏心条件下分别研究了泵端和涡轮端支承总刚度变化对转子系统临界转速及稳定性的影响,给出了失稳转速随支承总刚度的变化规律,为液体火箭发动机涡轮泵转子系统结构设计、诊断与维护提供理论依据。

1 液体火箭发动机涡轮泵转子系统数学模型

涡轮泵转子轴系主要包括转子、轮盘、轴承、鼠笼和迷宫密封等,本文采用有限元方法形成涡轮泵转子轴系的刚度、质量和陀螺矩阵;进而建立涡轮泵转子非线性系统的动力学模型。

1.1 非线性密封力模型

涡轮泵转子系统在实际运行时,其密封结构不仅起到减弱流体逸出的作用,同时近似为滑动轴承结构,滑动轴承的交叉刚度项可引起轴系的失稳。本研究在计算时,将密封结构做滑动轴承处理,并采用 Capone 非线性密封力模型。该模型由 Capone 于 1986 年推导得出,是基于短圆柱瓦轴承假设得到的,即忽略了密封压力沿周向变化产生的影响。

径向滑动轴承的几何关系如图 1 所示,图中 z 轴表示沿轴承长度方向; O 为轴承的几何中心;

O_1 为轴颈的几何中心; W 为轴颈所承受的载荷; Ω 为转子的转速; e 为偏心距; θ 为转角; φ 为偏位角。

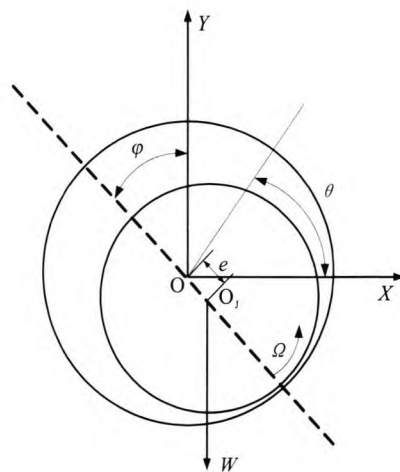


图1 径向滑动轴承几何关系

Fig. 1 Geometric relationship of radial sliding bearing

由于 Capone 非线性密封力模型是基于短轴承理论假设提出的,因此可以忽略 Reynold 方程中压力梯度沿周向的变化,即可得到流体密封中的压力 p 的微分方程的无量纲形式,可以简写为下式

$$\left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = x \sin \theta - y \cos \theta - 2(\dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta) \quad (1)$$

式中: $h=\bar{h}/c$ 为密封无量纲厚度, \bar{h} 为流体密封厚度; $z=\bar{z}/L$ 为无量纲轴向坐标轴; $p=\frac{\bar{p}}{6\mu\Omega(R/c)^2}$ 为无量纲密封压力, \bar{p} 为流体密封压力, R 为轴颈半径, c 为轴承的半径间隙。

积分式 (1) 可以获得无量纲流体密封压力表达式为

$$p = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{(x-2\dot{y})\sin\theta - (y+2\dot{x})\cos\theta}{(1-x\cos\theta-y\sin\theta)} (4z^2 - 1) \quad (2)$$

即当转角 θ 在区间 $[\beta, \beta+\pi]$ (如图 1 所示) 内时,流体密封所形成的压力区域为正压区,其中,角度 β 的值可由下式得到

$$\beta = \arctg \frac{y+2\dot{x}}{x-2\dot{y}} - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign} \left(\frac{y+2\dot{x}}{x-2\dot{y}} \right) - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign}(y+2\dot{x}) \quad (3)$$

由自由边界条件可知, 流体密封在空穴区和轴承两端的压力为零, 故在轴承边界上流体密封压力为 0。

对式 (2) 沿着轴颈表面密封流体作用的弧段积分, 就可得到非线性流体密封力的无量纲表达式如式 (4) 所示

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} &= \frac{1}{\sigma P} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \\ &= 2 \int_{\beta}^{\beta+\pi} \frac{(x-2\dot{y})\sin\theta - (y+2\dot{x})\cos\theta}{(1-x\cos\theta-y\sin\theta)^3} \begin{Bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{Bmatrix} d\theta \quad (4) \end{aligned}$$

对上式积分, 就可得到无量纲非线性密封力 f_x 和 f_y 的最后表达式

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} &= - \frac{[(x-2\dot{y})^2 + (y+2\dot{x})^2]^{1/2}}{1-x^2-y^2} \cdot \\ &\begin{Bmatrix} 3x \cdot V(x,y,\beta) - \sin\beta \cdot G(x,y,\beta) - 2\cos\beta \cdot S(x,y,\beta) \\ 3y \cdot V(x,y,\beta) - \sin\beta \cdot G(x,y,\beta) - 2\sin\beta \cdot S(x,y,\beta) \end{Bmatrix} \quad (5) \end{aligned}$$

其中

$$\begin{aligned} G(x,y,\beta) &= \int_{\beta}^{\beta+\pi} \frac{d\theta}{1-x\cos\theta-y\sin\theta} \\ &= \frac{2}{(1-x^2-y^2)^{1/2}} \left[\frac{\pi}{2} \arctg \frac{y\cos\beta-x\sin\beta}{(1-x^2-y^2)^{1/2}} \right] \quad (6) \end{aligned}$$

$$V(x,y,\beta) = \frac{2+(y\cos\beta-x\sin\beta)G(x,y,\beta)}{1-x^2-y^2} \quad (7)$$

$$S(x,y,\beta) = \frac{x\cos\beta+y\sin\beta}{1-(x\cos\beta+y\sin\beta)^2} \quad (8)$$

将根据短圆柱瓦轴承理论得到的无量纲的 Capone 非线性密封力 f_x 和 f_y 转换成有量纲的非线性密封力 F_x 和 F_y , 得到的表达式如式 (9) 所示

$$\begin{cases} F_x = f_x \sigma \\ F_y = f_y \sigma \end{cases} \quad (9)$$

$$\sigma = \mu \Omega R L (R/C)^2 (L/D)^2 \quad (10)$$

式中: σ 为轴承特性参数; μ 为轴承密封流体粘度; Ω 为转子转速; R 为轴颈半径; L 为轴承有效长度; D 为轴承直径。

1.2 转子系统数学模型

将涡轮泵转子划分为若干个轴段, 每个轴段单元采用 Timoshenko 梁单元模型, 这样就可建立涡轮泵转子系统的无阻尼自由运动微分方程。

弹性轴的无阻尼自由运动微分方程如式 (11) 所示:

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}_s \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_s \mathbf{q} = 0 \quad (11)$$

式中: \mathbf{q} 为弹性轴节点的位移向量; \mathbf{M}_s 为弹性轴的一致 (协调) 质量矩阵; \mathbf{K}_s 为弹性轴的刚度矩阵; \mathbf{G}_s 为弹性转轴的陀螺矩阵。

由动能定理及根据 Lagrange 方程可以得到轮盘的运动方程如式 (12) 所示

$$m\ddot{y} + m\ddot{x} + J_d \ddot{\theta}_x + J_d \ddot{\theta}_y + \Omega J_d (\dot{\theta}_y - \dot{\theta}_x) + J_p \ddot{\theta} = Q(t) \quad (12)$$

式中 $Q(t)$ 为作用在轮盘上的外力, N 。

写成矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta}_y \\ \ddot{\theta}_x \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -J_d \\ 0 & 0 & 0 & J_d & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y} \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_x \end{Bmatrix} = Q(t) \quad (13)$$

$$\mathbf{M}_d \ddot{\mathbf{u}} + \Omega \mathbf{G}_d \dot{\mathbf{u}} = Q(t) \quad (14)$$

式中: \mathbf{M}_d 为轮盘的质量矩阵; \mathbf{G}_d 为轮盘的陀螺矩阵。

由于制造加工及装配等误差的影响, 实际运行的转子轮盘系统不可避免地会存在不平衡量, 且轮盘部分的不平衡量远大于弹性轴段部分。本文在计算转子轴系的稳定性时只考虑轮盘结构 (即涡轮、离心轮、诱导轮) 的影响。

不平衡激励力的表达式为

$$\begin{cases} F_{x,i}(t) = m_i e_i \Omega^2 \cos(\Omega t + \alpha_i) \\ F_{y,i}(t) = m_i e_i \Omega^2 \sin(\Omega t + \alpha_i) \end{cases} \quad (15)$$

式中: m_i 为轮盘的质量; e_i 为该轮盘的偏心距; α_i 为该轮盘的初始偏位角。将不平衡力写为向量的形式为

$$F_{u,i} = \begin{bmatrix} F_{x,i}(t) \\ F_{y,i}(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$F_{u,i}$ 即为轮盘不平衡量在转子节点 i 处所产生的不平衡激励力, 表达式中各行对应转子节点处的四个自由度 $q_i = \{x_i, y_i, \theta_{x,i}, \theta_{y,i}\}^T$ 。

然后根据涡轮泵轴系的轴承所在节点及作用在轴承上的载荷, 就可计算出四个轴承刚度系数和四个支承结构的阻尼系数 (不考虑游隙的影响)。

若轴颈中心的坐标为 x_s 和 y_s , 则轴承作用于涡轮机节点处的轴承力 Q_1^b 和 Q_2^b 分别为

$$\begin{bmatrix} Q_1^b \\ Q_2^b \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_s \\ y_s \end{bmatrix} \quad (17)$$

将线性轴承力移到系统的运动微分方程的左端, 对轴承所在的节点而言, 系统的运动微分方程中与节点的振动有关的项可以写成下式。

$$\begin{bmatrix} m_{11} & 0 \\ 0 & m_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & 0 \\ 0 & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} + k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{22} + k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_x \\ Q_y \end{bmatrix} \quad (18)$$

因此, 可以把每个轴承的刚度系数分别根据轴承所在的节点位置加到弹性轴的刚度矩阵上 K_{si} ($i=1,2$), 得到考虑了轴承刚度的转子-轴承系统的刚度矩阵 K_{shi} ($i=1,2$)。

把轮盘的质量矩阵 M_d 按照轮盘所在的节点对应的自由度加到弹性转轴的一致质量矩阵 M_s 对应的位置上, 形成转子-轮盘系统的质量矩阵。同理, 把轮盘的陀螺矩阵 G_d 按照轮盘所在位置

加到转子的陀螺矩阵 G_s 上, 形成转子-轮盘系统的陀螺矩阵。

按照节点的排列顺序将转子-轮盘系统的质量、刚度和陀螺矩阵组合成系统的整体质量矩阵 M 、整体刚度矩阵 K 和整体陀螺矩阵 G 。

根据系统的刚度矩阵、陀螺矩阵和质量矩阵, 可得到转子-轮盘-轴承系统的无阻尼自由振动微分方程为

$$M\ddot{q} + G\dot{q} + Kq = 0 \quad (19)$$

式中: q 为弹性轴转子系统的广义坐标向量, $q = [q_1, \dots, q_i, \dots, q_n]^T$ 位移向量 $q_i = [x_i, y_i, \theta_{x,i}, \theta_{y,i}]^T$ 。

考虑不平衡激励力、非线性密封力及转子-轴承系统的阻尼作用时, 可得到转子-轮盘-轴承系统的有阻尼强迫振动微分方程为

$$M\ddot{q} + (G+C)\dot{q} + Kq = F_u(t) + F_{liquid}(t) \quad (20)$$

式中: $F_u(t) = \begin{bmatrix} F_{u,1}(t) \\ \vdots \\ F_{u,n}(t) \end{bmatrix}$; $F_{liquid}(t) = \begin{bmatrix} F_{liquid,1}(t) \\ \vdots \\ F_{liquid,n}(t) \end{bmatrix}$; C 为转子的阻尼矩阵。

1.3 涡轮泵转子模型简化

涡轮泵转子系统主要由转子、离心轮和诱导轮三部分组成。工作时, 三部分结构一起旋转, 建立有限元模型时, 须对各部分连接区域进行适当简化。该转子系统主要通过两个滚动轴承支承, 其中密封结构也能起到一定的支承总刚度作用, 在稳定性分析及计算临界转速时将其作滑动轴承近似处理。文中所提支承刚度均指轴承、鼠笼及阻尼器的总刚度。综上, 涡轮泵转子系统的有限元模型如图 2 所示, 轴系总长 420 mm, 共划分为 41 个梁单元及 4 个轮盘单元, 由两个滚动轴承及两个迷宫密封结构共同支承。

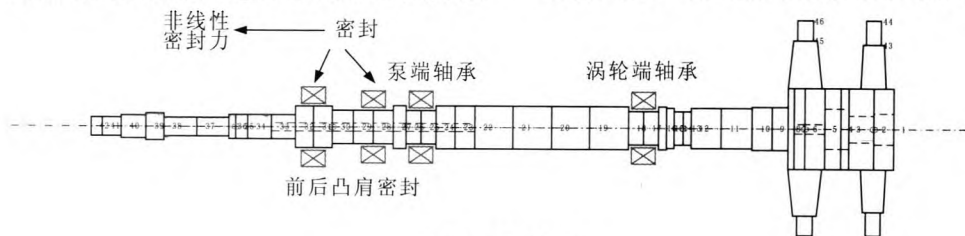


图 2 转子模型

Fig. 2 Rotor model

模型主要进行以下简化：将涡轮转子的轴套结构等效为转子的一部分。轮盘、诱导轮和离心轮简化为规则结构，并附加部分集中质量和转动惯量。动环结构以集中质量、集中转动惯量近似处理。

2 轴承支承总刚度对涡轮泵转子系统临界转速的影响

在氢涡轮泵转子模型的基础上，添加轮盘等结构的附加质量、转动惯量、各支承结构的刚度系数和阻尼系数，分别进行泵端、涡轮端支承总刚度和轴承轴向位置参数变化转子轴系临界转速的计算分析。

2.1 泵端支承总刚度对系统临界转速的影响分析

泵端支承总刚度变化范围 $1 \times 10^7 \sim 5 \times 10^7$ N/mm，分析时线性依次选取 1×10^7 ， 2×10^7 ， 3×10^7 ， 4×10^7 ， 5×10^7 N/mm。分别给定上述 5 个值，计算得到不同泵端支承总刚度时轴系临界转速结果。表 1 给出前 3 阶临界转速的计算结果。

表 1 泵端轴承支承总刚度变化时低阶临界转速结果

Tab. 1 Variation of low-order critical rotating speed with supporting stiffness of bearing near pump

支承总刚度 (N·mm ⁻¹)	临界转速		
	一阶/Hz	二阶/Hz	三阶/Hz
1×10^7	142.08	339.93	1 105.96
2×10^7	154.37	404.58	1 153.09
3×10^7	159.03	448.92	1 197.38
4×10^7	161.45	480.78	1 238.37
5×10^7	162.92	504.59	1 275.96

表 1 中可以看出，随着泵端支承总刚度增大，轴系低阶临界转速均增大，且变化明显，一阶临界转速增大幅度较二阶、三阶小。可见，泵端支承总刚度对氢涡轮泵转子轴系的动力特性有显著影响。由于篇幅所限，只给出刚度为 2×10^7 泵端支承总刚度时轴系 campbell 图和各阶振型图，见图 3 至图 6。

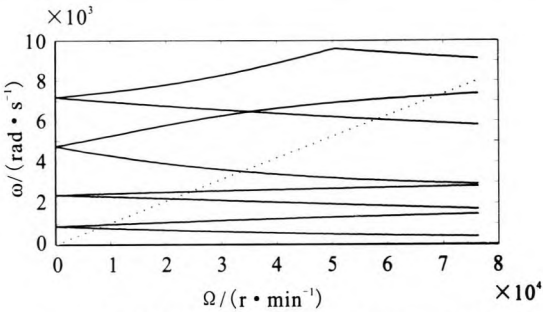


图 3 刚度为 2×10^7 N/mm 时轴系 Campbell 图

Fig. 3 Campbell graph of shaft system as supporting stiffness is 2×10^7 N/mm

结合轴系临界转速分析与图 4，可得此时轴系的一阶临界转速为 9 262.5 r/min，二阶临界转速为 24 274.8 r/min，三阶临界转速为 69 185.4 r/min。

相应的此时氢涡轮泵转子轴系的前三阶振型如图 4 所示。轴系的一阶振型主要体现轴系整体的回旋涡动，二阶与三阶振型均主要体现诱导轮端转子振动，但三阶振型时振动幅值较小。

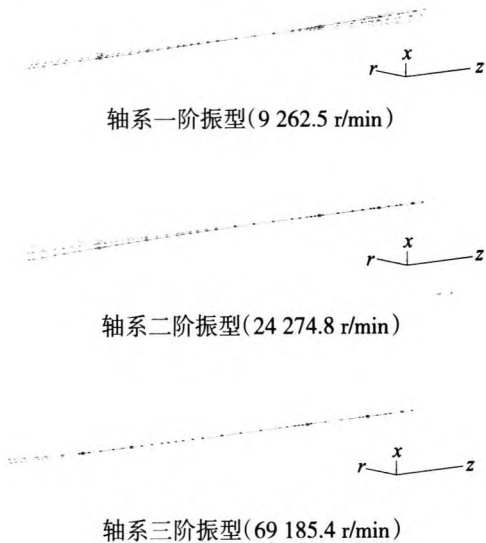


图 4 轴系振型

Fig. 4 Vibration modes of rotor system

2.2 涡轮端轴承支承总刚度对系统临界转速的影响分析

涡轮端支承总刚度变化范围为 $1 \times 10^7 \sim 5 \times 10^7$ N/mm，分析时线性选取 1×10^7 ， 2×10^7 ， 3×10^7 ， 4×10^7 ， 5×10^7 N/mm。分别给定上述 5 个值，计算

得到不同涡轮端支承总刚度时轴系临界转速结果。表 2 给出前 3 阶临界转速的计算结果。

表 2 涡轮端轴承支承总刚度变化时低阶临界转速结果

支承总刚度 ($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$)	临界转速		
	一阶/Hz	二阶/Hz	三阶/Hz
1×10^7	109.44	396.65	1 118.71
2×10^7	138.48	400.04	1 137.72
3×10^7	154.88	402.58	1 152.01
4×10^7	165.60	404.55	1 163.11
5×10^7	173.19	406.12	1 171.97

从表中可以看出, 涡轮端轴承对轴系一阶临界转速的影响较大。随着涡轮端支承总刚度增大, 轴系低阶临界转速均有明显增大, 其中一阶临界转速提高的百分数最大, 二阶临近转速最低。可见, 涡轮端轴承对氢涡轮泵转子轴系的动力特性有显著影响。由于篇幅所限, 只给出刚度为 3×10^7 涡轮端支承总刚度时轴系 campbell 图和各阶振型图, 见图 5 至图 6。

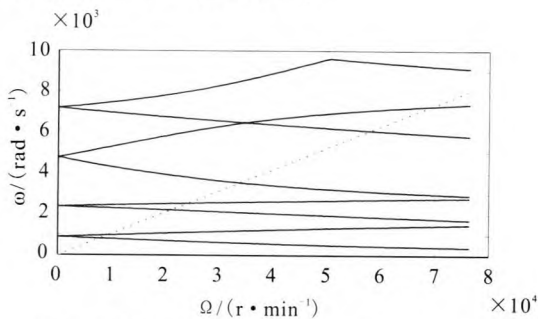


图 5 刚度为 3×10^7 N/mm 时轴系 Campbell 图
Fig. 5 Campbell graph of shaft system as supporting stiffness is 3×10^7 N/mm

结合轴系临界转速分析与图 5, 可得此时轴系的一阶临界转速为 9 293.0 r/min, 二阶临界转速为 24 155.1 r/min, 三阶临界转速为 69 120.1 r/min。

相应的此时氢涡轮泵转子轴系的前三阶振型如图 6 所示。轴系的一阶振型主要体现轴系整体

的回旋涡动, 二阶与三阶振型均主要体现诱导轮端转子振动, 但三阶振型时振动幅值较小。

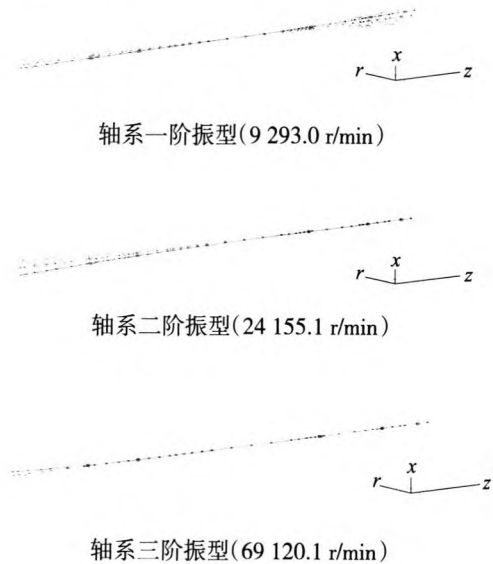


图 6 轴系振型
Fig. 6 Vibration modes of rotor system

3 轴承支承总刚度对液体火箭发动机涡轮泵转子系统的稳定性研究

轴系稳定性分析主要计算轴系由于低频涡动产生液膜振荡的频率大小及低频振荡出现时的转速, 即失稳转速。因为流体密封力是非线性因素, 并且系统的动力学模型是高维方程, 采用直接积分法来求解系统的动态响应是比较现实的。因为 Newmark 方法的 2 个参数满足一定值时, 该方法是无条件稳定的, 所以本文采用 Newmark 方法逐步积分, 计算一系列不同转速下转子的动力学响应, 确定转子的低频成分, 其中转速间隔取为 200 r/min。数值仿真无量纲时间步长取 $\pi/500$, Newmark 方法的收敛偏差标准取 2×10^{-6} 。仿真 500 个周期, 舍弃非稳态数据, 取后 50 个周期稳态数据进行分析。

轴系的稳定性计算采用梁单元模型编程实现, 计算时简化了转子结构, 去掉轮盘结构, 将轮盘的质量、转动惯量附加到相应质心处; 另一方面, 稳定性计算时密封结构须采用上文的非线性流体密封力模型。

理想情况下,轴系在安装时完全对中,即各轴段轴线及密封、轴承的中心轴线等完全重合。实际工作中,轴系安装时总会存在偏心,此时密封结构的液膜厚度会发生变化,并影响转子的动力特性。为此,分析中引入安装偏心影响因素。考虑到安装偏心小于密封间隙,因此本文在考虑安装间隙时给定为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 。

3.1 泵端轴承支承总刚度变化时稳定性分析

安装偏心为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时不同泵端轴承支承总刚度下的失稳转速结果如表 3 所示。失稳转速随支承总刚度的变化曲线如图 7 所示,并与安装偏心等于 0 时的结果进行对比。

表 3 安装偏心为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时泵端轴承支承总刚度对失稳转速的影响

Tab. 3 Influence of supporting stiffness of bearing near pump on instability speed when installation decentration is $10\text{ }\mu\text{m}$

支承总刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	失稳转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)
1.84×10^7	41 600
1.88×10^7	42 800
1.92×10^7	44 200
1.96×10^7	45 200
2.00×10^7	46 400
2.04×10^7	48 000

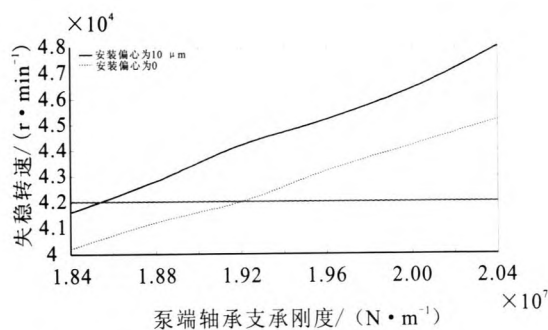


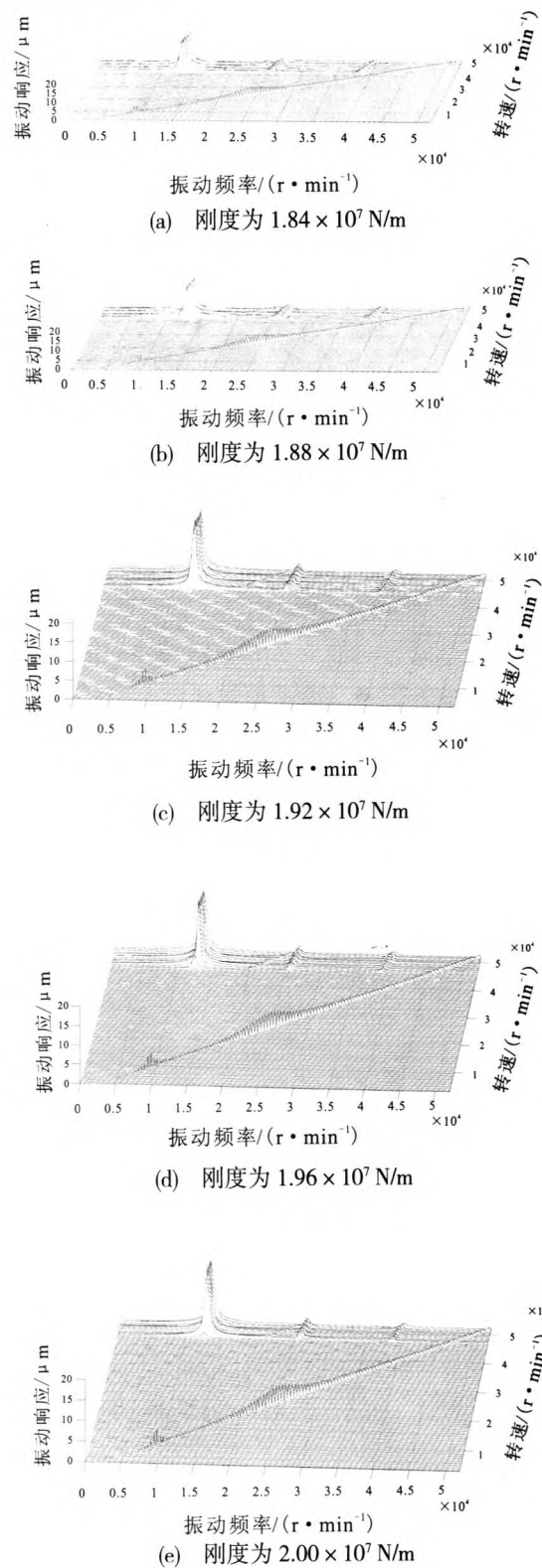
图 7 泵端轴承支承总刚度 - 失稳转速曲线

Fig. 7 Instability rotating speed versus supporting stiffness of bearing near pump

图 7 中可以看出安装偏心存在后,泵端轴承支承总刚度对失稳转速的影响仍然较大,此时失稳转速变化规律与安装偏心为 0 时的结果基本相同,但数值较安装偏心为 0 时大;支承总刚度小

于 $1.86\times 10^7\text{ N/m}$ 一定值时,失稳转速将低于工作转速,在该工况下工作的转子可能发生失稳。

图 8 中给出不同泵端轴承支承总刚度下离心轮后凸肩密封节点的三维谱图,来分析低频成分的变化规律。



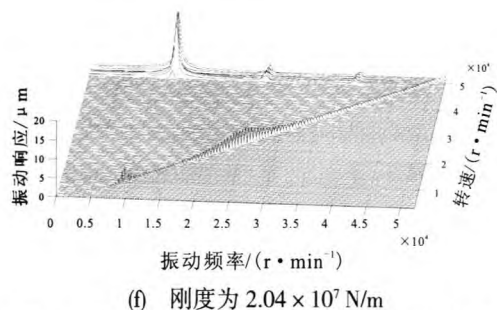


图8 泵端轴承支承总刚度变化时振动三维谱图

Fig. 8 3-D vibration spectrograms of different supporting stiffness of bearing near pump

从图8中可以看出,当存在安装偏心时,轴系开始出现二阶、三阶涡动;随着阶数增加,涡动幅值迅速降低,但各阶涡动幅值基本不随泵端轴承支承总刚度的改变而改变;改变泵端轴承支承总刚度对各阶涡动的频率大小基本没有影响,一阶、二阶涡动的频率分别为210 Hz和400 Hz。

因此,有安装偏心后,泵端轴承支承总刚度对轴系的失稳转速影响仍然较大,但对各阶涡动的幅值及频率大小影响较小;同时,安装偏心增大会导致二阶、三阶涡动的出现。

3.2 涡轮端轴承支承总刚度变化时稳定性分析

计算了安装偏心为10 μm时不同涡轮端轴承支承总刚度下的失稳转速。

对结果处理发现各支承总刚度取值下失稳转速均为45 200 r/min,这主要是因为失稳转速变化过小,小于转速计算间隔所致,实际中仍存在较小差别。与安装偏心为0时的结果对比可以得出,增大安装偏心后,涡轮端轴承支承总刚度对失稳转速的影响减弱。

由于各支承总刚度下离心轮后凸肩密封节点的三维谱图基本相同,下面图9中只给出安装偏心为10 μm和涡轮端轴承支承总刚度为 2.82×10^7 N/m时的三维谱图。

安装偏心为10 μm时,轴系的二阶、三阶涡动也将出现,随着阶数增加,涡动幅值迅速降低,但该支承总刚度对各阶涡动的幅值、频率影响很小。

综上,涡轮端轴承支承总刚度对轴系的失稳转速、各阶涡动的幅值及频率大小等影响都较

小;安装偏心增大会导致二阶、三阶涡动的出现,但将使得涡轮端轴承支承总刚度对轴系稳定性影响减弱。

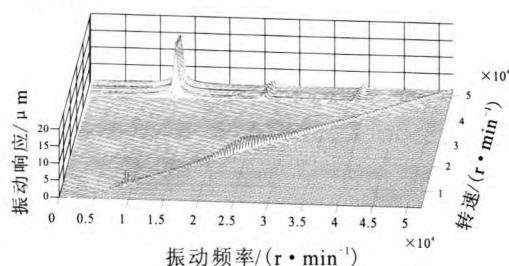


图9 涡轮端轴承支承总刚度为 2.82×10^7 N/m时的三维谱图

Fig. 9 3-D spectrogram when supporting stiffness of bearing near turbine is 2.82×10^7 N/m

4 结论

通过轴承支承总刚度对液体火箭发动机转子系统临界转速及稳定性影响的研究,得出以下结论:

1) 在轴系临界转速的计算中,泵端和涡轮端轴承支承总刚度变化对轴系临界转速有较大影响。从各阶振型图中可以看处,虽然轴承支承总刚度参数变化下临界转速会有明显变化,但各阶振型图差别很小,均表现:一阶振型为轴系整体的回旋涡动,二阶、三阶振型为诱导轮端转子振动,但三阶振型时振动幅值较小。

2) 安装偏心存在后,轴系不仅存在一阶涡动,还出现二阶、三阶涡动。

3) 各阶涡动的幅值和频率基本不受支承总刚度变化影响,随着阶数增加,各阶涡动的幅值迅速降低,一阶、二阶涡动频率近似为210 Hz、400 Hz;随着安装偏心增大,低频涡动幅值基本呈现先增大后减小的趋势,但一阶涡动幅值随安装偏心增大逐渐减小。

4) 安装偏心存在泵端轴承支承总刚度对轴系的失稳转速影响较大;随着安装偏心增大,失稳转速先增大后减小;泵端轴承支承总刚度增大时,失稳转速均呈现增大趋势;涡轮端轴承支承总刚度对轴系的失稳转速影响较小,而随泵端轴承支承总刚度的增大而增大。

参考文献:

- [1] HSIEH S C, CHEN J H, LEE A C. A modified transfer matrix method for the coupling lateral and torsional vibrations of symmetric rotor-bearing systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289(1/2): 294-333.
- [2] EDE J D, ZHU Z Q, HOWE D. Study of rotor resonances high speed permanent magnet brushless machines [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2002, 38(6): 1542-1548.
- [3] HOLM-CHRISTENSEN O, TRAGER K. A note on rotor instability caused by liquid motions[J]. Journal of Applied Mech, 1991, 58(4): 801-811.
- [4] ZHANG Wen, TANG Jiong, TAO Ming-de. Dynamic stability of a rotor filled or partially filled with liquid[J]. Journal of Applied Mech, 1996, 64(1): 101-105.
- [5] 祝长生. 支承刚度各向异性部分充液转子系统的稳定性[J]. 航空动力学报, 2000, 15(4): 431-434.
- [6] 张大义, 母国新, 洪杰. 航空发动机转子支承系统刚度计算中的几个问题[J]. 战术导弹技术, 2005 (2): 20-23.
- [7] 周明, 倪维斗, 于文虎, 等. 某单轴式燃气轮机支承刚度计算分析[J]. 山东电力技术, 1998 (2): 36-39.
- [8] 盛步云, 张涛, 丁毓峰. 支承刚度对汽轮机转子动力学特性的影响分析[J]. 机械设计, 2008, 25(12): 38-41.
- [9] 姜尚崇, 王正. 汽轮发电机转子的支承刚度与临界转速问题[J]. 大电机技术, 1996 (5): 14-17.
- [10] 何洪庆, 沈达宽, 张哲文. 涡轮泵转子的临界转速研究 (I) 均匀支承转子临界转速的传递矩阵法[J]. 推进技术, 1998, 19(6): 83-87.
- [11] 韩玉强, 张锁怀. 结构参数对转子-轴承系统临界转速的影响[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(1): 105-107.

(编辑: 王建喜)

(上接第 29 页)

4 结束语

以承力式表面张力贮箱为主承力结构组成的卫星平台是一种全新的概念, 通过以上分析, 承力式表面张力贮箱本身在技术上是可行的。而对于卫星平台承力柱两端上下法兰与连接框架的连接方法和斜撑拉杆件的配置还需要进行仔细研究, 主要有以下几个方面: 一是连接框架和斜撑杆的材料选择; 二是贮箱和连接框架以及各斜撑杆的连接方式和局部补强方法; 三是对于这些接头承力能力和工艺质量的判断和评价; 四是对整体结构疲劳和可靠性的考核和验证; 五是具体的试验方法和对建模计算的修正。最终所有以上工作都应通过卫星平台整体的力学环境试验来验证。

参考文献:

- [1] 陈昌亚. 储箱平铺多燃料卫星平台的主承力构架结构[J]. 上海航天, 2007 (1): 42-47.
- [2] 陈昌亚. 国外承力筒与构架结构应用浅析[J]. 上海航天, 1997, 14(1): 44-48.
- [3] 徐福祥. 卫星工程[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2002.
- [4] 王伟, 周徐斌, 顾亦磊, 等. 基于 HyperWorks 的卫星平台贮箱安装板拓扑优化研究[J]. 机械与电子, 2012 (8): 30-33.
- [5] 朱毅麟. 卫星平台的标准化[J]. 空间科学学报, 2000, 20 (10): 116-126.
- [6] 廖云龙, 吴剑. 基于 Riks 方法的复合材料贮箱稳定性分析[J]. 火箭推进, 2013, 39(5): 65-69.

(编辑: 张永)