

DOI: 10.7652/xjtuxb201703013

可倾瓦导轴承液膜力非线性指数模型及应用研究

张帆¹, 金英泽¹, 王祥¹, 奚延辉², 袁小阳¹

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;

2. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对高可靠性立式轴系可倾瓦导轴承的液膜力非线性问题, 提出采用 8 系数 8 指数模型来综合表征非线性液膜力, 同时采用 8 个函数表达静态平衡点附近局部运动的导轴承刚度和阻尼, 指数的大小表征液膜力的非线性强弱。基于指数模型分析了不同静态平衡点和扰动量等运行参数以及支点系数、预负荷系数和间隙比等结构参数变化下的导轴承非线性刚度力指数和非线性刚度系数, 提出了基于导轴承结构参数的液膜力非线性弱化原理, 并针对核主泵四瓦水润滑导轴承给出了一种实现该原理的支点加弹簧的新型支点结构导轴承。结果表明: 液膜力的非线性强弱与工作静态平衡点和扰动量相关, 静态平衡点偏心距和扰动量越大, 则非线性刚度力指数 p_m 越大, 非线性越强, 而阻尼力可认为是线性的; 预负荷系数对 p_m 影响较大, 而支点系数和间隙比对 p_m 影响较小; 通过支点组件刚度和预负荷系数的耦合调节, 可以实现在保持导轴承线性刚度不变的同时降低导轴承液膜力的非线性指数。8 系数 8 指数模型相比数值求解法和解析法能更加直观地反映液膜力的非线性程度。

关键词: 可倾瓦导轴承; 非线性; 液膜力; 指数模型; 核主泵

中图分类号: TH133; O322 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)03-0072-08

Exponential Model of Nonlinear Liquid-Film Force of Tilting-Pad Guide Bearing and Its Application

ZHANG Fan¹, JIN Yingze¹, WANG Xiang¹, XI Yanhui², YUAN Xiaoyang¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University,

Xi'an 710049, China; 2. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: For the investigation of nonlinear liquid-film force of tilting-pad guide bearings in a high reliability vertical rotor-bearing system, a model with eight coefficients and eight exponents is proposed to characterize the nonlinear liquid-film force. Eight functions are used to express the bearing stiffness and damping coefficients when the journal is in a local motion state at the static equilibrium point, and the eight exponents represent the nonlinear strength of liquid-film force. The nonlinear force exponents and nonlinear stiffness coefficients are analyzed with the variation of the operating parameters of static equilibrium point and disturbance quantity as well as with the variation of structural parameters of pivot coefficient, preload factor and clearance ratio. A nonlinear weakening principle of liquid-film exponents is obtained from the analysis, and a four-pad water lubricated guide bearing for the nuclear main pump is assembled by a new pivot plus

收稿日期: 2016-09-12。 作者简介: 张帆(1986—), 男, 博士生; 袁小阳(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2015CB057303); 国家科技重大专项资助项目(2014ZX06901023)。

网络出版时间: 2016-12-05

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20161205.1715.014.html>

spring structure to realize the weakening principle. The results show that the nonlinear strength of the force relates to the static equilibrium point and disturbance quantity, the nonlinear strength of the liquid-film force increases with the nonlinear exponent p_m , while p_m increases with the static eccentricity and disturbance, and the damping force can be considered to be linear. In addition, the preload factor has a greater influence on p_m than the pivot coefficient and clearance ratio. Through the coupling adjustment of pivot assembly stiffness and preload factor, the nonlinear exponent of liquid-film force can be reduced while maintaining a constant linear bearing stiffness. The proposed model with eight coefficients and eight exponents is more intuitive to reflect the nonlinear strength of the liquid-film force compared with numerical solution and analytical method.

Keywords: tilting-pad guide bearing; nonlinear; liquid-film force; exponential model; nuclear main pump

随着轴承-转子系统非线性动力学研究的不断深入,发现在电磁拉力、密封力和不平衡力等影响下转子系统具有非线性现象^[1-2],当动压润滑轴承受到较大扰动时,液膜力也会呈现很强的非线性^[3-4]。滑动轴承非线性液膜力的计算是非线性分析中的重要问题,目前的计算方法主要有2类^[5]:一类是采用有限元及差分法等直接求解雷诺方程,但效率较低;另一类是解析法,采用数学表达式来表征滑动轴承的非线性液膜力^[6-10],但表达式形式大多较为复杂。数据库法是分析非线性液膜力的另一类方法。王文等采用量纲分析法建立了径向滑动轴承非线性油膜力数据库,通过检索插值得到任一运动参数下的瞬态液膜力^[11-12],不仅维持了直接求解的精度,而且计算效率可提高2~3个数量级^[12-14]。秦平等在已有的滑动轴承非线性油膜力数据库的基础上,将轴承的位置和速度参数加以综合,建立了非线性油膜力连续型数据库和相应的网络模型,并计算了圆轴承和可倾瓦导轴承的非线性油膜力和轴心轨迹^[15-16]。

虽然关于非线性液膜力的求解方法较多,但非线性的强弱到底如何,能否用合适的参数进行表达,在这方面的研究相对不足。对于线性液膜力,之前常用一阶泰勒级数展开得到的常数项和一次项进行表达^[3,17],随后很多液膜力非线性特性的研究集中于泰勒级数展开的二次项、三次项等,例如:Choy等计算了圆轴承在不同偏心位置处的一、三、五和七次主刚度系数,并用等效液膜刚度和线性刚度系数的偏差来反映液膜力的非线性强弱^[18];Chu等采用泰勒级数展开法建立了轴承的二维非线性动力学模型,给出了大扰动下的非线性液膜力^[19-20];Sawicki等基于三阶泰勒级数展开的瞬态轴颈轨道进行了油膜非线性动特性系数评价^[21];刘淑莲等基于求解非

线性方程的摄动法思想,将油膜力沿轴心轨迹展开成小参数的三阶多次项形式,用最小二乘回归方法求得了动态系数^[7];Dang等采用泰勒级数展开的二次和三次项作为基本测试模型进行了非线性液膜力的识别^[22]。以上关于液膜力非线性的研究均依赖于泰勒展开多项式,而实际中液膜力的非线性特征不一定是线性、平方非线性甚至立方非线性的,因此,对于轴承转子系统中轴承液膜力的非线性指数特征需要进行更加深入、具体的研究。

立式导轴承转子系统中可倾瓦导轴承的液膜力是影响轴系稳定性的关键参数。本文建立了可倾瓦导轴承液膜力的8系数8指数模型,根据不考虑瓦块惯性的导轴承液膜力数据库研究了不同运行状态参数和结构参数下的液膜力非线性强弱,即指数的大小,分析了液膜力指数的性质及变化规律,以期液膜力非线性的研究提供一种新的方法,同时为核心泵水润滑导轴承的设计和非线性弱化提供技术参考。

1 可倾瓦导轴承非线性液膜力数据库

1.1 基本方程

非定常工况下,用于不可压缩流体动力润滑径向滑动轴承的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12V \quad (1)$$

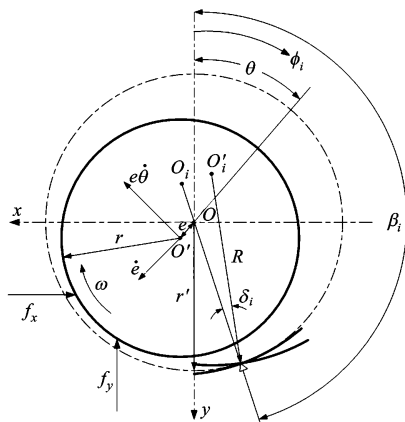
式中: p 为液膜压力; h 为液膜厚度; μ 为动力黏度; U 为轴颈表面切向速度; V 为轴颈表面径向速度; x 为周向坐标; z 为轴向坐标。

可倾瓦导轴承的几何关系示意图如图1所示,则第*i*块轴瓦上的膜厚表达式为

$$h_i = c - (c - c') \cos(\beta_i - \phi_i) + e \cos(\phi_i - \theta) +$$

$$r\delta_i \sin(\beta_i - \phi_i) \quad (2)$$

式中: 轴承间隙 $c = R - r$; 安装间隙 $c' = r' - r$ 。



R : 瓦弧半径; r : 轴颈半径; r' : 支点圆半径; ϕ_i : 轴瓦的位置角;

β_i : 轴瓦的支点角; θ : 轴承偏位角; δ_i : 轴瓦的摆角

图1 可倾瓦导轴承几何关系示意图

可倾瓦瓦块不仅相对轴颈运动,而且还绕其本身的支点摆动。设 δ_i 为轴瓦摆动的角速度,则可倾瓦导轴承轴颈上任意一点的切向速度 U 和径向速度 V 可表示为

$$\left. \begin{aligned} U &= r\omega + \dot{e}\sin(\phi_i - \theta) - e\dot{\theta}\cos(\phi_i - \theta) - \\ &\quad r\dot{\delta}_i[1 - \cos(\phi_i - \beta_i)] \\ V &= \dot{e}\cos(\phi_i - \theta) + e\dot{\theta}\sin(\phi_i - \theta) - \\ &\quad r\dot{\delta}_i\sin(\phi_i - \beta_i) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

当可倾瓦瓦块处于平衡位置时,瓦块上的液膜力对瓦块支点的合力矩为0。第 i 块瓦的力矩 M_i 和 x 、 y 方向上的合力 f_{xi} 、 f_{yi} 的表达式如下

$$\left. \begin{aligned} M_i &= \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\phi_{1i}}^{\phi_{2i}} p \sin(\beta_i - \phi_i) r^2 d\phi dz = 0 \\ f_{xi} &= \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\phi_{1i}}^{\phi_{2i}} -pr \sin\phi d\phi dz \\ f_{yi} &= \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\phi_{1i}}^{\phi_{2i}} -pr \cos\phi d\phi dz \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: L 为瓦块宽度; ϕ_{1i} 和 ϕ_{2i} 分别为瓦块进液边和出液边位置角。

1.2 数据库建立方法

在建立数据库时,如果以可倾瓦导轴承为对象并进行全变量分析,则数据模型复杂且计算时间长,每组的计算时间需数小时。为了简化模型并提高计算效率,本文首先建立导轴承单瓦块液膜力数据库,然后由液膜力合成软件得到导轴承全状态变量数据库。这种方法显著地减少了数据存储的数量,并且数据量不随瓦块数目的增加而增加。在建立导轴承单瓦液膜力数据库时,不计瓦块转动惯量,瓦块的液

膜力只与位移项 x 、 y 和速度项 $\dot{x}$ 、 $\dot{y}$ 有关,瓦块摆动位置则由瓦块力矩平衡方程确定。

2 可倾瓦导轴承液膜力非线性指数模型

2.1 液膜力线性模型

径向滑动导轴承的液膜力通常采用泰勒级数展开式的常数项和一次项,即8个线性化的刚度、阻尼系数来表征

$$\begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{x_0} \\ f_{y_0} \end{bmatrix} + \mathbf{K} \begin{bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \end{bmatrix} + \mathbf{C} \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{x}_0 \\ \dot{y} - \dot{y}_0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: f_x 、 f_y 分别为瞬态时液膜力在 x 、 y 方向的分量; f_{x_0} 、 f_{y_0} 分别为静态平衡位置处液膜力在 x 、 y 方向的分量; x_0 、 y_0 、 $\dot{x}_0$ 、 $\dot{y}_0$ 分别为静态平衡位置处的位移和速度扰动在 x 、 y 方向的分量; $\mathbf{K}$ 为刚度系数矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼系数矩阵。

上述线性模型在理论上只适用于一个平衡位置附近的小幅运动,但在大扰动下或在描述轴承-转子系统失稳后产生的复杂非线性现象时,则存在明显不足。

2.2 液膜力非线性指数模型

为弥补线性理论用8个液膜刚度、阻尼系数表征液膜力的不足,本文提出采用8系数8指数模型来综合表征轴颈受扰动后在静态平衡点附近做局部运动时的非线性液膜力,指数的大小代表液膜力的非线性强弱。8系数8指数模型适用于一般径向可倾瓦导轴承和固定瓦轴承,具体表达式为

$$\begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{x_0} \\ f_{y_0} \end{bmatrix} + \mathbf{A} \begin{bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \end{bmatrix} + \mathbf{B} \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{x}_0 \\ \dot{y} - \dot{y}_0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: 刚度函数矩阵

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{xx}(x - x_0)^{p_1-1} & a_{xy}(y - y_0)^{p_2-1} \\ a_{yx}(x - x_0)^{p_3-1} & a_{yy}(y - y_0)^{p_4-1} \end{bmatrix}$$

阻尼函数矩阵

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{xx}(\dot{x} - \dot{x}_0)^{q_1-1} & b_{xy}(\dot{y} - \dot{y}_0)^{q_2-1} \\ b_{yx}(\dot{x} - \dot{x}_0)^{q_3-1} & b_{yy}(\dot{y} - \dot{y}_0)^{q_4-1} \end{bmatrix}$$

k_{ij} 、 c_{ij} ($i, j = x, y$) 分别为刚度函数和阻尼函数,8个函数表达了在静态平衡点附近作局部运动时导轴承的非线性刚度和阻尼; a_{ij} 、 b_{ij} 分别为非线性刚度系数和阻尼系数; $p_m - 1$ 、 $q_m - 1$ ($m = 1, 2, 3, 4$) 分别为非线性刚度指数和阻尼指数; p_m 、 q_m 分别为非线性刚度力指数和阻尼力指数。

上述刚度、阻尼函数并非传统意义上的液膜力对位移或速度求偏导数所得,它是为便于构造导轴承非线性液膜力表达式所引入的,2个指数 p_m 和

q_m 反映的是一定位移和速度范围内液膜力的非线性强度。当液膜力非线性指数为 1 时,液膜力表达式退化为常规的 8 系数线性表达式。

对于立式轴系导轴承,假设外部施加的载荷为 0,轴颈中心的理论静态平衡位置在导轴承中心,即 $x_0=y_0=0$,则式(6)可写成

$$\left. \begin{aligned} f_x &= a_{xx}x^{p_1} + a_{xy}y^{p_2} + b_{xx}\dot{x}^{q_1} + b_{xy}\dot{y}^{q_2} \\ f_y &= a_{yx}x^{p_3} + a_{yy}y^{p_4} + b_{yx}\dot{x}^{q_3} + b_{yy}\dot{y}^{q_4} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

对于可倾瓦导轴承,基于数据库法计算得到的非线性液膜力采用式(7)进行拟合,确定 a_{xx} 、 a_{xy} 、 a_{yx} 、 a_{yy} 、 b_{xx} 、 b_{xy} 、 b_{yx} 、 b_{yy} 、 p_1 、 p_2 、 p_3 、 p_4 、 q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 共 8 个系数和 8 个指数,用来判断液膜力的非线性强弱。基于数据库法确定了 16 个系数和指数之后可直接进行轴颈在任一状态下的液膜力计算,无需再求解雷诺方程,且在一定范围内可以达到与数据库法相同的计算精度,因此占用的存储空间更少,同时计算速度远快于数据库法。

3 液膜力非线性指数分析及弱化原理

3.1 非线性指数规律分析

以核主泵立式轴系的水润滑四瓦可倾瓦导轴承为研究对象分析导轴承液膜力的非线性,导轴承的具体设计参数见表 1。

表 1 可倾瓦导轴承结构设计参数

直径 D/mm	瓦数	支点系数 n	转速 $N/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$
416	4	0.5	1 500

宽度 B/mm	间隙比 $c \cdot R^{-1}/\%$	预负荷系数 δ	润滑介质
391	0.092 8	0	水

轴颈在导轴承中心运动时,由于外部的位移扰动或速度扰动,会使轴颈中心位置发生变化,引起导轴承液膜力的非线性变化。由于四瓦可倾瓦导轴承的结构是对称的,所以当外部载荷为 0 时,2 个互相垂直方向的动态性能相等。本文以 (a_{yy}, p_4) 组合为例,分析位移扰动下 y 方向水膜力 f_y 的非线性强弱,其他参数的分析方法与此相同,不再赘述。

假设 x 方向的位移扰动和 x 、 y 方向速度扰动均为 0,即 $x=\dot{x}=y=0$,轴颈中心瞬态位置为 (x_1, y_1) ,则水膜力 f_y 的表达式如下

$$f_y = f_{y1} + a_{yy}(y - y_1)^{p_4} \quad (8)$$

令 $\Delta e = y - y_1$, Δe 称为轴颈中心瞬态位置 (x_1, y_1) 在 y 方向的位移扰动; $\Delta f_y = f_y - f_{y1}$, Δf_y 称为

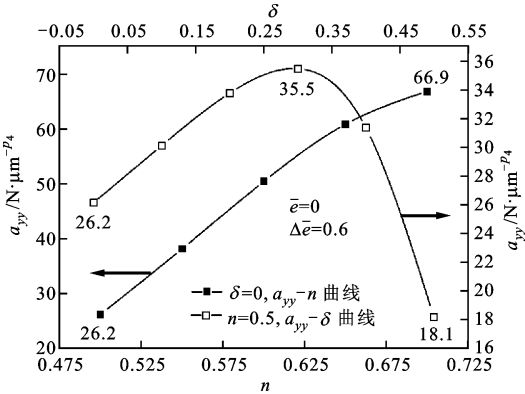
位移扰动在 y 方向引起的扰动力。 p_4 为非线性刚度力指数,也是液膜力指数。式(8)可写为

$$\Delta f_y = a_{yy} \Delta e^{p_4} \quad (9)$$

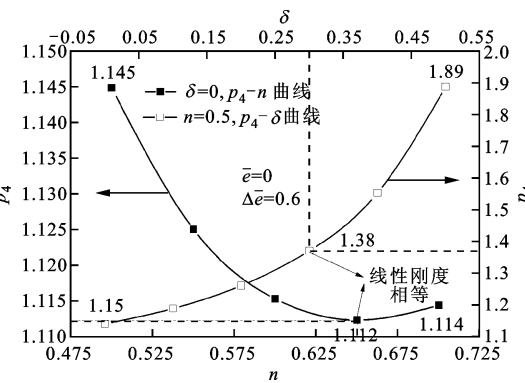
上述 y 方向的位移扰动引起轴颈中心沿 y 方向瞬态变化,而 x 方向没有变化,因此轴颈静态平衡点位置的偏位角没有变化,平衡点用量纲一偏心距 $\bar{e}$ 表示, $\bar{e} = \bar{e}_y$ 。

根据可倾瓦导轴承非线性水膜力数据库,采用式(9)拟合不同平衡点及扰动下的水膜力,确定 a_{yy} 和 p_4 ,其余系数和指数可按照同样的方法确定。文中均采用量纲一数据进行分析。

假设轴颈中心在导轴承中心,在静态平衡点 $\bar{e} = 0$,施加位移扰动产生的量纲一位移变化 $\bar{e} = 0.6$,在此扰动量下, p_4 和 a_{yy} 随导轴承预负荷系数 δ 和支点系数 n 的变化关系如图 2 所示,据此可以分析非线性强弱与结构参数的关系。图 2a 中给出的是 a_{yy} 随支点系数和预负荷的变化,可见 a_{yy} 随支点系数的变化呈现单调增大的趋势,随预负荷系数的增大先增大后减小,在预负荷系数为 0.3 时出现拐点。在图 2b 中: p_4 随支点系数的增大而减小,但是支点系数对 p_4 影响很小,当预负荷系数为 0 时,支点系



(a) a_{yy} 随支点系数和预负荷系数的变化



(b) p_4 随支点系数和预负荷系数的变化

图 2 a_{yy} 和 p_4 随导轴承结构参数的变化曲线

数在 0.5~0.7 范围内对应的 p_4 约为 1.1, 且差值不大于 0.05; p_4 随预负荷系数的增大而增大, 且受预负荷系数的影响较大, 当支点系数为 0.5 时, 预负荷系数在 0~0.5 范围内变化所对应的 p_4 从近线性的 1.145 增大为近平方非线性的 1.89。在线性模型计算过程中, 当载荷为 0 时, 预负荷系数为 0.3、支点系数为 0.5 时的导轴承垂直主刚度与预负荷系数为 0、支点系数为 0.65 时的导轴承垂直主刚度基本相等, 约为 $1.1 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 这 2 组参数下的非线性指数分别为 1.38 和 1.11。可见, 相同线性刚度下的液膜力非线性特性并不一样, 在导轴承设计过程中要想保持导轴承线性刚度不变同时又要求轴系非线性相对较弱, 可通过改变瓦块预负荷系数或支点系数的途径来实现。

图 3 给出的是静态平衡点 $\bar{e}=0.2$ 时 p_4 和 a_{yy} 随间隙比和量纲一扰动量 $\Delta\bar{e}$ 的变化关系图, 从中可以看出: p_4 随 $\Delta\bar{e}$ 的增大而增大, 同时随间隙比的增大而减小, 2 种间隙比下的指数差随扰动量的增大而增大; a_{yy} 随扰动量和间隙比的增大均减小, 2 种间隙比下的 a_{yy} 相差约 4 倍。可见, 大的振动会增大轴系的非线性, 但对导轴承的刚度影响并不很大; 导轴承的间隙比对 a_{yy} 的影响较大, 但对 p_4 的影响不大。

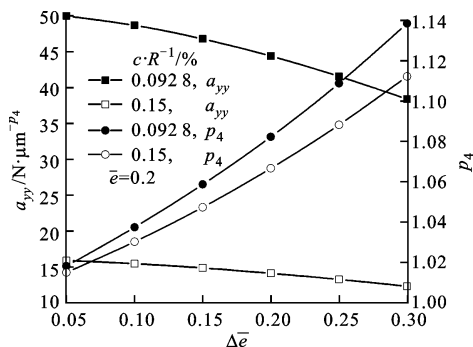


图 3 $\bar{e}=0.2$ 时 p_4 和 a_{yy} 随间隙比和 $\Delta\bar{e}$ 的变化曲线

图 4 给出的是不同静态平衡点下 p_4 随 $\Delta\bar{e}$ 的变化曲线, 从中可以看出, 在相同的静态平衡点下, p_4 随 $\Delta\bar{e}$ 的增大而增大, 扰动量越大则非线性越强; 在相同扰动量下, 静态平衡点的值越大则 p_4 也越大, 非线性越强, 例如当 $\Delta\bar{e}=0.3$ 时, $\bar{e}=0.2$ 时的 p_4 值为 1.14, 接近于线性, 而 $\bar{e}=0.8$ 时的 p_4 值为 2.79, 接近立方级非线性。因此, 水膜力的非线性强弱与工作静态平衡点和扰动量相关。

对于上述模型的有效性和可靠性, 我们正在构建可倾瓦导轴承动态性能试验台, 后续将会对理论模型和降低非线性的方法进行验证和完善。模型验证拟采用的方法是: 在定转速下, 对导轴承施加不同

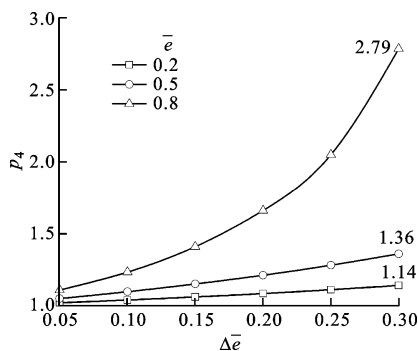


图 4 3 个静态平衡点附近 p_4 随 $\Delta\bar{e}$ 的变化曲线

组别的静载力, 测量单瓦载荷和轴颈位移的变化量, 研究单瓦液膜力和全瓦液膜力的非线性特性。

3.2 液膜力非线性指数弱化原理

上面分析了导轴承支点系数 n 、预负荷系数 δ 、间隙比 c/R 等对液膜力的非线性刚度力指数 p_4 的影响规律, 为弱化液膜力非线性提供了理论依据。轴瓦支点若有一定的刚度, 将与液膜刚度产生耦合, 影响导轴承的承载能力和非线性特性。一般在理论分析时均假设支点为刚性, 这是由于支点刚度与液膜刚度有几个数量级的差别, 若支点刚度 K_z 较小, 则对导轴承性能有一定程度的影响。因此, 从影响导轴承液膜力非线性强弱的导轴承结构参数出发, 提出如下液膜力非线性弱化的原理公式

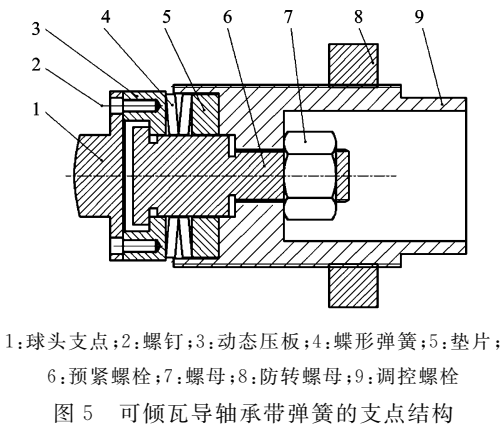
$$p = f(n, \delta, c/R, K_z) \quad (10)$$

在分析液膜力非线性指数 p 时, 可耦合导轴承参数进行综合研究。

4 指数模型及弱化原理的应用

核主泵轴承转子系统要求具有高可靠性, 采用水润滑四瓦石墨可倾瓦导轴承在转子两端进行径向支承, 并依靠导轴承良好的线性水膜刚度特性保持转子系统的稳定性。对于高可靠性轴系, 不仅要有良好的稳定性, 也要有较低的非线性特性。本节在可倾瓦导轴承水膜力非线性研究的基础上, 提出一种支点带弹簧的可倾瓦导轴承结构, 既可以保证导轴承的线性刚度不变, 同时又可以降低水膜力的非线性强度。带弹簧的支点结构如图 5 所示, 要求弹簧组件的刚度必须大于刚性支点下的水膜刚度。假设支点为刚性, $K_z = \infty$, 则带弹簧支点组件的刚度即为弹簧组件的刚度, 记为 K_c , 同时导轴承 y 方向的水膜线性主刚度为 K_0 , 因此液膜刚度与支点组件刚度耦合串联后的导轴承 y 方向线性主刚度

$$K = \frac{K_0 K_c}{(K_0 + K_c)} \quad (11)$$



将原始刚性支点可倾瓦轴承称为导轴承 A, 支点带弹簧的可倾瓦轴承称为导轴承 B, 两类导轴承除支点结构外, 其他参数均相同(参见表 1)。当瓦块支点带弹簧组件后, 由于弹簧串联效应会使导轴承刚度减小, 为了保证导轴承的线性刚度不变, 同时降低水膜力非线性指数, 从使导轴承结构尽量小的原则出发, 不改变瓦块的支点系数, 通过对导轴承的预负荷系数 δ 和弹簧组件刚度 K_c 的综合控制来达到这 2 个目标。

当额定转速为 1 500 r/min 时, 在保持导轴承线性刚度不变的情况下, 弹簧组件刚度与导轴承预负荷系数、 p_4 和 a_{yy} 的关系如图 6 所示。当弹簧组件刚度在一定范围内增大时, 对应的导轴承预负荷系数变小, 有利于降低水膜温度并增加水膜厚度, 而 p_4 则相应增大, 在刚性支点时 p_4 达到最大值。可见, 弹簧组件刚度、预负荷系数和 p_4 之间存在一定的约束关系, 合理地调整弹簧组件刚度和导轴承预负荷系数, 可以保证导轴承线性刚度基本不变, 同时降低水膜力的非线性, 使导轴承水膜力的变化趋近于线性。

当导轴承 A 的预负荷系数 $\delta_A=0.2$ 时, 水膜主刚度 $K_0=8.14\times10^7$ N/m。由图 6 可见, 要保持导轴承刚度不变, 假设导轴承 B 的弹簧组件刚度 $K_c=2K_0$, 则其预负荷系数 $\delta_B=0.37$ 时的水膜主刚度 $K'_0\approx2K_0$, 导轴承主刚度 $K\approx K_0$, 同时 2 种结构的最小膜厚相差约 10 μm , 温升基本不变, 对导轴承的静态性能影响很小。表 2 是 2 种支点结构导轴承在 x 、 y 两个方向均施加位移扰动 80 μm 和速度扰动 0.26 m/s 情况下的 8 个系数和 8 个指数, 可以看出, 不考虑瓦块惯性的可倾瓦导轴承 2 个主刚度函数的系数和指数相等, 而交叉方向的刚度函数系数为 0, 这是由于四瓦可倾瓦导轴承结构对称, 理论外载为 0, 2 个互相垂直的主方向的性能相同, 而交叉

方向的刚度为 0。导轴承 A 和导轴承 B 两种支点结构导轴承的 p_4 值分别为 1.63 和 1.32, 说明支点带弹簧后, 通过预负荷调整可以明显降低水膜力的非线性指数, 并保持导轴承线性刚度不变。从表 2 中还可以看出, 水膜力的非线性阻尼力指数 q_i 趋近于 1, 因此可认为阻尼力是线性的。

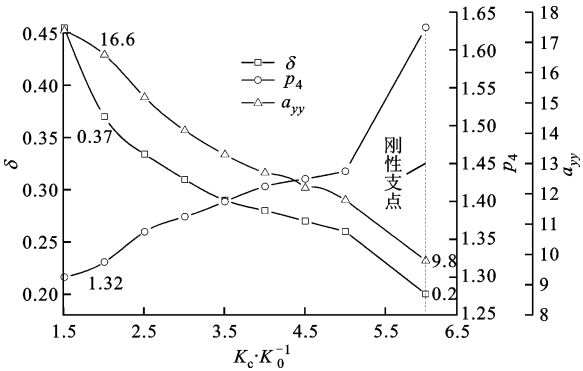


图 6 弹簧组件刚度与 δ 、 p_4 和 a_{yy} 的关系

表 2 2 类导轴承在 x 、 y 方向位移扰动和速度扰动下 16 个系数、指数的值

刚性支点可倾瓦导轴承 A				支点带弹簧可倾瓦导轴承 B			
系数	值	指数	值	系数	值	指数	值
a_{xx}	9.814	p_1	1.632	a_{xx}	16.60	p_1	1.320
a_{xy}	0.000	p_2	1.000	a_{xy}	0.000	p_2	1.000
a_{yx}	0.000	p_3	1.000	a_{yx}	0.000	p_3	1.000
a_{yy}	9.814	p_4	1.632	a_{yy}	16.60	p_4	1.320
b_{xx}	0.458	q_1	1.001	b_{xx}	1.013	q_1	0.988
b_{xy}	0.000	q_2	1.000	b_{xy}	0.000	q_2	1.000
b_{yx}	0.000	q_3	1.000	b_{yx}	0.000	q_3	1.000
b_{yy}	0.458	q_4	1.001	b_{yy}	1.013	q_4	0.988

5 结 论

(1)针对可倾瓦导轴承,采用 8 系数 8 指数模型来综合表征非线性液膜力,同时采用 8 个函数来表达静态平衡点附近局部运动的导轴承刚度和阻尼;系数和指数通过液膜力数据库分析得到,其中指数的大小表征液膜力的非线性强弱。该模型将在正在构建的可倾瓦导轴承动态性能试验台上进行测试和验证。

(2)基于指数模型分析了不同静态平衡点和扰动量等运行参数和支点系数、预负荷系数、间隙比等结构参数下的导轴承液膜力的非线性指数和刚度系数。分析结果表明:液膜力的非线性强弱与工作静态平衡点和扰动量相关,静态平衡点偏心距越大则扰动量越大,非线性越强;在不同速度扰动下的非线性

性阻尼力指数 q_m 均接近于 1, 可认为阻尼力是线性的; 预负荷系数对非线性刚度力指数 p_m 影响较大, 而支点系数和间隙比对 p_m 影响较小; 导轴承设计过程要弱化液膜力的非线性特性, 可通过改变瓦块预负荷系数或支点系数来实现。

(3) 在非线性指数分析的基础上, 提出了可倾瓦导轴承液膜力非线性的弱化原理, 并应用在水润滑导轴承设计中, 提出了实现该原理的支点加弹簧的新型支点结构导轴承, 仿真表明, 在导轴承线性刚度保持不变的同时可明显降低液膜力的非线性指数, 如当弹簧组刚度为刚性支点时液膜刚度的 2 倍时, 通过改变预负荷系数可使导轴承在保持刚度 $8.14 \times 10^7 \text{ N/m}$ 不变的情况下将液膜力非线性指数由 1.62 减小为 1.32。

参考文献:

- [1] SONG Z, GUO P, LIU Y. Effect of unbalanced magnetic pull and hydraulic seal force on the vibration of large rotor-bearing systems [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2014, 22(4): 042017.
- [2] XU Xue, HAN Qinkai, CHU Fulei. Nonlinear vibration of a generator rotor with unbalanced magnetic pull considering both dynamic and static eccentricities [J]. Archive of Applied Mechanics, 2016, 86(8): 1521-1536.
- [3] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1987: 41-43.
- [4] 朱均. 滑动轴承油膜非线性动力学分析 [J]. 太原重型机械学院学报, 2004, 25(S1): 4-7.
ZHU Jun. Nonlinear dynamic analysis of oil film about sliding bearing [J]. Journal of Taiyuan Heavy Machinery Institute, 2004, 25(S1): 4-7.
- [5] 黄文虎, 夏松波, 焦映厚, 等. 旋转机械非线性动力学设计基础理论与方法 [M]. 北京: 科学出版社, 2006: 1-7.
- [6] 张文, 郑铁生, 马建敏, 等. 油膜轴承瞬态非线性油膜力的力学建模及其表达式 [J]. 自然科学进展, 2002, 12(3): 255-260.
ZHANG Wen, ZHENG Tiesheng, MA Jianmin, et al. Mechanical modeling and expression of transient nonlinear oil film force of bearings [J]. Progress in Natural Science, 2002, 12(3): 255-260.
- [7] 刘淑莲, 郑水英, 沈海涛. 适用于参数识别的一种非线性油膜力表达式 [J]. 机械强度, 2005, 27(3): 316-319.
LIU Shulian, ZHENG Shuiying, SHEN Haitao. Expression of nonlinear oil film force suiting for parameter identification [J]. Journal of Mechanical Strength, 2005, 27(3): 316-319.
- [8] 杨金福, 杨昆, 于达仁, 等. 滑动轴承非线性油膜力研究 [J]. 振动工程学报, 2005, 18(1): 118-123.
YANG Jinfu, YANG Kun, YU Danren, et al. Study on nonlinear oil film force of journal bearing [J]. Journal of Vibration Engineering, 2005, 18(1): 118-123.
- [9] YANG Lihua, WAG Weimin, YU Lie. Nonlinear dynamic oil-film forces in infinite-short journal bearings [C]//ASME/STLE 2011 International Joint Tribology Conference. New York, USA: The American Society of Mechanical Engineers, 2011: 119-121.
- [10] ZHANG Yongfang, HEI Di, LIU Cheng, et al. An approximate solution of oil film forces of turbulent finite length journal bearing [J]. Tribology International, 2014, 74: 110-120.
- [11] WANG Wen, ZHANG Zhiming. Application of the non-stationary oil film force database [J]. Journal of Shanghai University (English Edition), 2001, 5(3): 230-233.
- [12] 孟志强, 徐华, 朱均. 基于 Poincare 变换的滑动轴承非线性油膜力数据库方法 [J]. 摩擦学学报, 2001, 21(3): 223-227.
MENG Zhiqiang, XU Hua, ZHU Jun. A database method of nonlinear oil film force based on Poincare transformation [J]. Tribology, 2001, 21(3): 223-227.
- [13] 姜培林, 虞烈. 可倾瓦径向滑动轴承支承的转子系统瞬态响应计算 [J]. 计算力学学报, 1999, 16(1): 101-107.
JIANG Peilin, YU Lie. Calculation of transient response of a rotor supported by tilting-pad journal bearings [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 1999, 16(1): 101-107.
- [14] 秦平, 沈钺, 徐华, 等. 考虑进油压力的滑动轴承非线性油膜力数据库 [J]. 摩擦学学报, 2004, 24(3): 258-262.
QIN Ping, SHEN Yue, XU Hua, et al. Nonlinear oil-film force database of journal bearing including inlet pressure [J]. Tribology, 2004, 24(3): 258-262.
- [15] 秦平, 孟志强, 朱均. 滑动轴承非线性油膜力的神经网络模型 [J]. 摩擦学学报, 2002, 22(3): 226-231.
QIN Ping, MENG Zhiqiang, ZHU Jun. BP network model for nonlinear oil-film force on hydrodynamic bearing [J]. Tribology, 2004, 24(3): 258-262.
- [16] MA Lifeng, ZHANG Xinzh. Numerical simulation of nonlinear oil film forces of tilting-pad guide bearing in

- large hydro-unit [J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2000, 6(5): 345-353.
- [17] CHOUKSEY M, DUTT J K, MODAK S V. Updating bearing stiffness and damping coefficients of a rotor system [J]. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 2013, 94(4): 365-372.
- [18] CHOY F K, BRAUN M J. Nonlinear effects in a plain journal bearing: part 1 Analytical study [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1991, 113(3): 555-562.
- [19] CHU C S, WOOD K L, BUSCH-VISHNIAC I J. A nonlinear dynamic model with confidence bounds for hydrodynamic bearings [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1998, 120(3): 595-604.
- [20] 李春. 基于拟合非线性油膜力的多叶油润滑箔片轴承稳定性分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013: 48-52.
- [21] SAWICKI J T, RAO T V V L N. Nonlinear prediction of rotor dynamic coefficients for a hydrodynamic journal bearing [J]. *Tribology Transactions*, 2001, 44(3): 367-374.
- [22] DANG P V, CHATTERTON S, PENNACCHI P, et al. An experimental study of nonlinear oil-film forces in a tilting-pad journal bearing [C]// *ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. New York, USA: The American Society of Mechanical Engineers, 2016: V008T13A068.
- (编辑 葛赵青)

(上接第42页)

度高于掺混乙醇时生成的浓度,这些因素最终导致乙醇燃料降低PAH的能力低于甲醇燃料的能力。

参考文献:

- [1] DEC J E. A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging [R/OL]. [2016-06-06]. <http://papers.sae.org/970873/>.
- [2] WESTBROOK C K, PITZ W J, CURRAN H J. Chemical kinetic modeling study of the effects of oxygenated hydrocarbons on soot emissions from diesel engines [J]. *Journal of Physical Chemistry: A*, 2006, 110(21): 6912-6922.
- [3] ZHAO Z, CHAOS M, KAZAKOV A, et al. Thermal decomposition reaction and a comprehensive kinetic model of dimethyl ether [J]. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2008, 40(1): 1-18.
- [4] BURKE U, METCALFE W K, BURKE S M, et al. A detailed chemical kinetic modeling, ignition delay time and jet-stirred reactor study of methanol oxidation [J]. *Combustion and Flame*, 2016, 165: 125-136.
- [5] MARINOV N M. A detailed chemical kinetic model for high temperature ethanol oxidation [J]. *International Journal of Chemical Kinetics*, 1999, 31(3): 183-220.
- [6] SLAVINSKAKA N A, RIEDEL U, DWORKIN S B, et al. Detailed numerical modeling of PAH formation and growth in non-premixed ethylene and ethane flames [J]. *Combustion and Flame*, 2012, 159(3): 979-995.
- [7] GAUTHIER B M, DAVIDSON D F, HANSON R K. Shock tube determination of ignition delay times in full-blend and surrogate fuel mixtures [J]. *Combustion and Flame*, 2004, 139(4): 300-311.
- [8] PAN Lun, HU Erjiang, DENG Fuquan, et al. Effect of pressure and equivalence ratio on the ignition characteristics of dimethyl ether-hydrogen mixtures [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, 39(33): 19212-19232.
- [9] CANCINO L R, FIKRI M, OLIVERIRA A M, et al. Measurement and chemical kinetics modeling of shock-induced ignition of ethanol-air mixtures [J]. *Energy Fuels*, 2010, 24(5): 2830-2840.
- [10] DAGAUT P, TOGBÉ C. Experimental and modeling study of the kinetics of oxidation of ethanol-n-heptane mixtures in a jet-stirred reactor [J]. *Fuel*, 2010, 89(2): 280-286.
- [11] 王忠, 李铭迪, 李立琳, 等. 乙醇/正庚烷燃烧过程PAH形成的数值模拟 [J]. *燃烧科学与技术*, 2013, 19(1): 9-14.
- WANG Zhong, LI Mingdi, LI Lilin, et al. Numerical simulation of PAH formation process in ethanol/n-heptane combustion flame [J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2013, 19(1): 9-14.
- (编辑 赵炜 苗凌)