

基于异频扰动和CFD技术的滑动轴承 动力特性系数识别方法^{*}

王永亮, 古晓龙, 高 洋, 李世豪

(大连海事大学 船舶与海洋工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘 要: 目前CFD技术已广泛应用于滑动轴承的数值仿真中, 但还存在两个问题, 相对于传统的通过求解Reynolds方程获得流体压力场和油膜力的方法, 如何通过CFD计算结果来识别得到动力特性系数, 以及CFD方法误差有多大。针对这些问题, 本文基于同幅异频位移激励技术, 同时充分考虑惯性力、刚度、阻尼交叉项等因素给出了一套适用于挤压油膜阻尼器、可倾瓦轴承、固定瓦轴承等多种模型的动力特性识别方法, 应用该方法可以一次性识别出油膜的动力特性系数。通过滑动轴承算例与短圆瓦轴承刚度阻尼理论解进行对比, 验证了该方法的准确性。

关键词: 滑动轴承; 动力特性系数; 同幅异频激励; 计算流体力学

中图分类号: TH133.31 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 05-1138-06

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 190101

Method for Identifying Dynamic Coefficients of Sliding Bearing Based on Different Frequency Disturbance and CFD Technology

WANG Yong-liang, GU Xiao-long, GAO Yang, LI Shi-hao

(Naval Architecture and Ocean Engineering, Dalian Maritime University, Dalian 116026, China)

Abstract: CFD technology has been widely used in numerical simulation of sliding bearing, but there are still two problems. Compared with the traditional method of obtaining fluid pressure field and oil film force by solving Reynolds equation, it is important how to identify the dynamic coefficients by CFD simulation results and how much error the CFD method has. To solve those problems, considering the inertial force, stiffness, damping cross-section and other factors, a dynamic coefficients identification method is proposed based on the same amplitude and different frequency displacement excitation technology. The method can be used to identify the dynamic coefficients of the oil film at one time for squeeze film damper, tilting pad bearing, fixed tile bearing, etc. The accuracy of the method is verified by the comparison of the sliding bearing example and the theoretical solution of stiffness and damping with the short bearing model.

Key words: Sliding bearing; Dynamic coefficients; Same amplitude and different frequency excitation; CFD

1 引 言

滑动轴承广泛应用于旋转机械中, 承受转子的

重量, 确定转子的径向位置^[1]。而动力特性系数决定着滑动轴承的性能与稳定性, 直接影响到转子-轴承系统的整体性能。

^{*} 收稿日期: 2019-02-16; 修订日期: 2019-04-19。

基金项目: 国家自然科学基金青年项目 (51606023)。

通讯作者: 王永亮, 博士, 副教授, 研究领域为滑动轴承和转子动力学。E-mail: wangyl@dlmu.edu.cn

引用格式: 王永亮, 古晓龙, 高 洋, 等. 基于异频扰动和CFD技术的滑动轴承动力特性系数识别方法[J]. 推进技术, 2020, 41(5): 1138-1143. (WANG Yong-liang, GU Xiao-long, GAO Yang, et al. Method for Identifying Dynamic Coefficients of Sliding Bearing Based on Different Frequency Disturbance and CFD Technology[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(5): 1138-1143.)

对于滑动轴承动力特性的研究,最初是以两个正刚度系数和两个正阻尼系数来描述轴承的动力特性^[2],此后发展为四个刚度和四个阻尼系数^[3-5]。对于瓦块结构较为规则的滑动轴承,其动力特性系数识别方法已经较为完善,但对于瓦块结构复杂,或者运行环境复杂(如进油和出油边界条件复杂、轴颈和轴承对中不足等)的情况下,传统的方法不再适用,因此急需发展相关方法来满足工程和科研需求。

近年来,计算流体力学(CFD)商业软件已经发展成熟,广泛应用到各类流体力学研究中。研究人员将CFD技术应用到滑动轴承动力特性的研究中,开展了许多有意义的工作。如高庆水等^[6]利用Fluent建立滑动轴承模型,最终获得轴承的压力分布,但未识别动力特性系数。Guo Z L等^[7]利用三维CFD技术对滑动轴承进行计算,同时考虑轴瓦变形的因素,采用流固耦合技术得到轴承在接近真实状态下的动力特性系数。Meruane V等^[8]考虑流体流动与轴颈之间的流体-结构相互耦合作用,得到非线性系数对刚度和阻尼的影响因素。Manshoor B等^[9]在三维模型下研究不同湍流模型对轴承性能的影响,结果表明,对于薄膜润滑滑动轴承来说,几种湍流模型得到的结果是相似的,没有太大差异。孙丹等^[10]建立了基于CFD两相流滑动轴承动力特性系数求解模型,得到了动力特性系数。熊万里等^[11]采用自定义程序实现动网格技术,避免网格畸变,识别得到了动力特性系数。李强等^[12]采用全新的变流域动网格技术提出了一种基于瞬态流场计算的刚度、阻尼系数求解方法,利用此方法计算已有的经典模型动力特性系数。孙丹等^[13]应用CFD动网格技术,分别求解椭圆轴承和圆轴承的8个刚度和阻尼系数,并比较了两种模型动力特性的区别。以上方法基于小扰动CFD计算结果,对于固定瓦滑动轴承来说具有较高的精度,能够准确识别得到动力特性系数,但对于可倾瓦轴承来说,由于瓦块及流体惯性对油膜特性具有一定的影响,例如挤压油膜阻尼器中流体惯性亦具有重要影响,对于这类薄油膜的动力特性来说,还需要识别出质量系数来,就需要对现有的方法进行改进。

本文作者在文献[14]中,对轴颈两个方向上施加相同幅值但是不同频率的扰动,得到小扰动下时域空间油膜力的增量,接着将时域数据转化为频域数据,从频域角度建立了轴颈在轴承中的扰动与非线性油膜力之间的关系,则利用同幅异频法一次性识别出油膜的8个动力特性系数。但未考虑两个方向初始相位变化的影响,不能很好地适应CFD数值

仿真计算识别的结果(识别时需要剔除初始计算步长,截取计算稳定后的数据来分析,这样就涉及到初始相位重新标定的问题),亦未考虑惯性项。

基于此,本文在文献[14]的研究基础上,考虑初始相位和惯性项,扩展了应用范围。研究轴颈在轴承中两个方向非同频扰动时,扰动位移和扰动力之间的复变函数式,给出异频扰动和CFD技术的滑动轴承动力特性系数识别方法,并通过短圆瓦实例对识别方法的适用性和准确性进行验证。

2 滑动轴承动力特性系数识别方法

图1为典型圆瓦滑动轴承油膜结构示意图。其中 o 为轴承中心, o_j 为轴颈中心, θ, e 分别为轴颈的偏位角与偏心距, F 为外载荷, r 为轴颈半径。在圆瓦轴承当中,轴颈在固定的轴瓦当中旋转。在一定的转速和载荷下,轴颈受到扰动后在静平衡位置处做微小扰动。假设静平衡位置为 (x_0, y_0) , x 方向扰动频率为 ω_x ,扰动幅值为 x_1 ,初相位为 θ_x ; y 方向扰动频率为 ω_y ,扰动幅值为 y_1 ,初相位为 θ_y ,则轴颈涡动过程中某瞬间位置可以表达为

$$\begin{cases} x(t) = x_0 + x_1 \cos(\omega_x t + \theta_x) \\ y(t) = y_0 + y_1 \cos(\omega_y t + \theta_y) \end{cases} \quad (1)$$

对式(1)进行求导可以得到对应的扰动速度和扰动加速度

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = x_1 \omega_x \cos\left(\omega_x t + \theta_x + \frac{\pi}{2}\right) \\ \dot{y}(t) = y_1 \omega_y \cos\left(\omega_y t + \theta_y + \frac{\pi}{2}\right) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}(t) = -x_1 \omega_x^2 \cos(\omega_x t + \theta_x + \pi) \\ \ddot{y}(t) = -y_1 \omega_y^2 \cos(\omega_y t + \theta_y + \pi) \end{cases} \quad (3)$$

根据复变函数理论,轴颈在轴承中的位置 $x(t)$ 等价于以下复数在实数轴上的投影

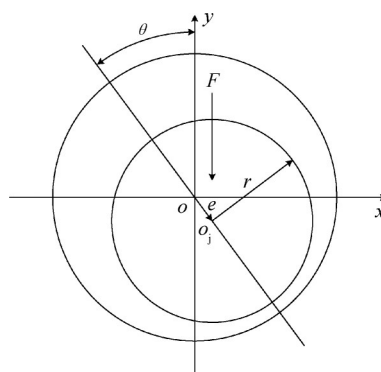


Fig. 1 Schematic diagram of the circular sliding bearing

$$\mathbf{x}(t) = x_0 + x_1 e^{i(\omega_x t + \theta_1)} = x_0 + x_1 e^{i\theta_1} e^{i\omega_x t} =$$

$$x_0 + \mathbf{X} e^{i\omega_x t}$$

式中 i 为虚数单位。

同理可得

$$\mathbf{y}(t) = y_0 + y_1 e^{i(\omega_y t + \theta_2)} = y_0 + \mathbf{Y} e^{i\omega_y t} \quad (5)$$

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = i\omega_x \mathbf{X} e^{i\omega_x t} \quad (6)$$

$$\dot{\mathbf{y}}(t) = i\omega_y \mathbf{Y} e^{i\omega_y t} \quad (7)$$

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) = -\omega_x^2 \mathbf{X} e^{i\omega_x t} \quad (8)$$

$$\ddot{\mathbf{y}}(t) = -\omega_y^2 \mathbf{Y} e^{i\omega_y t} \quad (9)$$

为使得本文方法可用于可倾瓦轴承或挤压油膜阻尼器等不能忽略瓦块惯性或流体惯性力的情况,故必须将惯性因素考虑在内,引进四个质量系数。当轴颈在静平衡位置处做微小运动时,轴承受到轴承座的反作用力。依据复变函数理论可用初始力矢量与刚度和阻尼系数以及质量系数线性化表示为

$$\begin{pmatrix} f_x(t) \\ f_y(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{x_0}(t) \\ f_{y_0}(t) \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} i\omega_x \mathbf{X} e^{i\omega_x t} \\ i\omega_y \mathbf{Y} e^{i\omega_y t} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} (K_{xx} - M_{xx}\omega_x^2) & (K_{xy} - M_{xy}\omega_y^2) \\ (K_{yx} - M_{yx}\omega_x^2) & (K_{yy} - M_{yy}\omega_y^2) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{X} e^{i\omega_x t} \\ \mathbf{Y} e^{i\omega_y t} \end{pmatrix} \quad (10)$$

式中 $f_{x_0}(t)$ 和 $f_{y_0}(t)$ 是静平衡位置处的初始力矢量, $K_{xx}, K_{xy}, K_{yx}, K_{yy}, C_{xx}, C_{xy}, C_{yx}, C_{yy}, M_{xx}, M_{xy}, M_{yx}, M_{yy}$ 是滑动轴承的 12 个动力特性系数。

x 向力矢量由静平衡位置力矢量和 x 向和 y 向扰动分别引起的 x 向力共同组成

$$f_x(t) = f_{x_0}(t) + f_{xx}(t) + f_{xy}(t) \quad (11)$$

而

$$f_{xx}(t) = F_{xx} e^{i(\omega_x t + \theta_1)} = F_{xx} e^{i\omega_x t} \quad (12)$$

$$f_{xy}(t) = F_{xy} e^{i(\omega_y t + \theta_2)} = F_{xy} e^{i\omega_y t} \quad (13)$$

则

$$f_x(t) = f_{x_0}(t) + f_{xx}(t) + f_{xy}(t) = F_{x_0} + F_{xx} e^{i\omega_x t} + F_{xy} e^{i\omega_y t} \quad (14)$$

同理可得

$$f_{yx}(t) = F_{yx} e^{i(\omega_x t + \theta_1)} = F_{yx} e^{i\omega_x t} \quad (15)$$

$$f_{yy}(t) = F_{yy} e^{i(\omega_y t + \theta_2)} = F_{yy} e^{i\omega_y t} \quad (16)$$

$$f_y(t) = f_{y_0}(t) + f_{yx}(t) + f_{yy}(t) = F_{y_0} + F_{yx} e^{i\omega_x t} + F_{yy} e^{i\omega_y t} \quad (17)$$

整理可得

$$\begin{pmatrix} f_x(t) \\ f_y(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{x_0}(t) \\ f_{y_0}(t) \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xx} & F_{xy} \\ F_{yx} & F_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} e^{i\omega_x t} \\ e^{i\omega_y t} \end{pmatrix} \quad (18)$$

联立式(10)和(18)可得动力特性系数求解式为

$$\begin{bmatrix} (K_{xx} - M_{xx}\omega_x^2 + i\omega_x C_{xx}) & (K_{xy} - M_{xy}\omega_y^2 + i\omega_y C_{xy}) \\ (K_{yx} - M_{yx}\omega_x^2 + i\omega_x C_{yx}) & (K_{yy} - M_{yy}\omega_y^2 + i\omega_y C_{yy}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{X} & 0 \\ 0 & \mathbf{Y} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} F_{xx} & F_{xy} \\ F_{yx} & F_{yy} \end{bmatrix} \quad (19)$$

由上式可见,只需要给定 x 和 y 方向的扰动方程,通过方程就可以得到对应的扰动矢量 $\mathbf{X}$ 和 $\mathbf{Y}$,通过 CFD 技术得到施加扰动后引起的力矢量,利用公式(19)即可求得刚度、阻尼和质量系数。

3 CFD 数值仿真

3.1 物理模型

虽然本文的方法适用于薄油膜等 3 种模型,但由于短圆瓦滑动轴承结构简单,有理论解析模型,故本文采用长径比为 0.1 的短圆瓦轴承算例来验证该方法。滑动轴承内部润滑流体的流动属于不可压缩层流,因此应该满足质量守恒、动量守恒和气穴边界方程^[15]。轴承的具体参数如表 1。

Table 1 Bearing parameters

Parameter	Value
Bearing radial clearance c/mm	0.04
Bearing radius R/mm	20
Bearing length L/mm	4
Dynamic viscosity of oil $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.0125
Journal speed $\omega/(\text{rad/s})$	1000
Eccentricity ratio ε	0.5

由经典短圆瓦油膜力表达式^[14]可以得到该模型静平衡位置下偏位角 $\varphi=53.68^\circ$,载荷为 7.5N。本文采用 CFX 两相流方法进行数值计算,两相的具体物理参数如表 2 所示。

Table 2 Two-phase physical parameters

Parameter	Value
Liquid lubricating oil density $\rho_1/(\text{kg/m}^3)$	876
Dynamic viscosity $\mu_1/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.0125
Gaseous lubricating oil density $\rho_2/(\text{kg/m}^3)$	1.3
Dynamic viscosity $\mu_2/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	1.0×10^{-5}

3.2 网格划分

采用网格划分软件对滑动轴承进行流体网格建模,由于滑动轴承油膜流场在 3 个空间尺度上的尺寸大小是不均匀的(轴向和周向的尺寸较大,而径向的尺寸较小),故需要采用结构化网格来提高精度和减

少计算时间。由于油膜厚度方向尺寸远远小于其它两个方向的尺寸,该方向的网格层数会对轴承特性产生明显的影响^[16],因此本文决定对该方向的网格层数分别为 8 层,9 层,10 层,11 层,网格总数分别为 42 万,47 万,52 万,57 万这 4 中方案进行对比分析。如表 3 所示,可以得到四种方案在计算流场时的差别,最后兼顾计算精度与计算时间,确定采用油膜径向网格层数为 10 层的模型来计算滑动轴承动力特性系数,下文所用到的模型都是以这个为基础的。如图 2 所示是滑动轴承油膜整体网格图和径向局部放大图。

Table 3 Grid-independent verification		
Total number of grids	Oil film thickness direction layer	Oil film maximum pressure/kPa
4.2×10^5	8	219.2
4.7×10^5	9	221.1
5.2×10^5	10	222.4
5.7×10^5	11	223.4

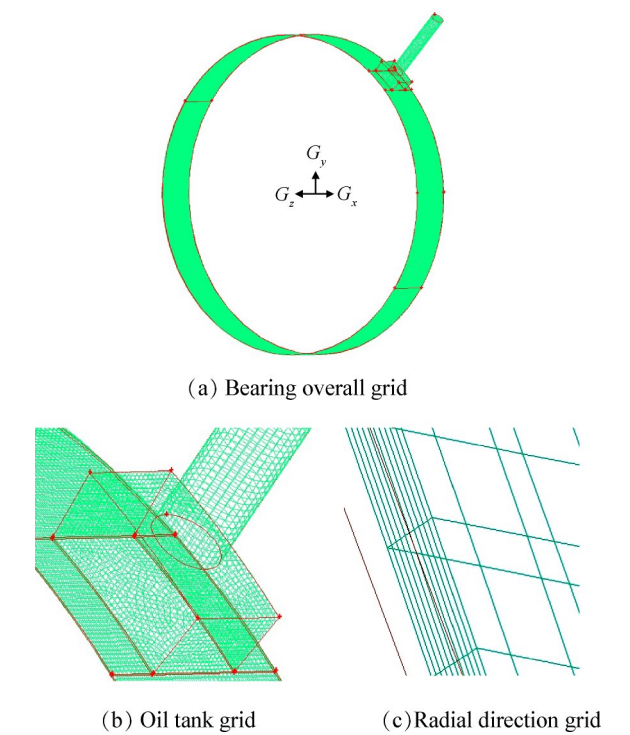


Fig. 2 Model grid generation

3.3 边界条件与离散方法

轴承进口压力为 130kPa,出口压力为 101.325kPa,液态润滑油的空化压力为 7.5kPa。本文所涉及到的压力均为绝对压力。轴颈表面为旋转壁面,转速为 1000rad/s,轴颈静平衡位置为(0.016114mm, -0.011846mm, 0mm),旋转方向为 z 轴正向。而轴承表面为固定无滑移边界。

连续性方程、动量方程采用一阶迎风格式,压力差值格式采用 Linear 差值,压力速度耦合采用 SIM- PLEC 算法。为了控制计算精度,设定连续方程、动量方程和气穴边界方程的收敛残差为 1×10^{-6} ,并在计算过程中对轴承表面的油膜力进行监控,当数值基本上不发生变化时,计算收敛。

3.4 静特性计算结果及其分析

图 3 为静态轴承的压力分布图。由图可知润滑油经油膜最大厚度处被轴颈带入收敛楔形区。润滑油在由油膜最大厚度处流向油膜最小厚度的过程中,压力逐渐增大,在油膜最小厚度处前的某一位置时压力达到最大值为 222kPa,收敛楔形区内的压力均大于空化压力。当润滑油进入发散楔形区时,压力开始减小,但整体变化不大。在进油口处受进油压力影响,油膜压力增加。

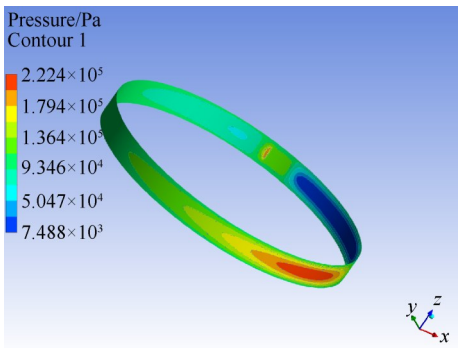


Fig. 3 Pressure contour of bearing surface

将 CFD 数值模拟滑动轴承中分面处压力数据与短圆瓦轴承压力解析解进行对比,如图 4 所示。

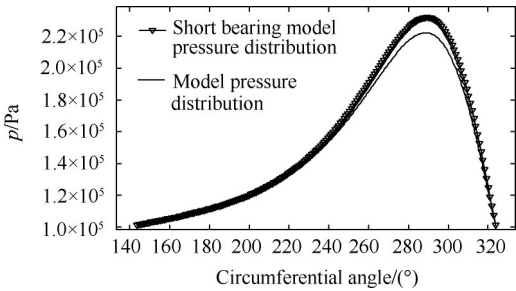


Fig. 4 Pressure distribution comparison

由图 4 可知,两者在压力峰值处相差最大为 -4.1%,除此之外两条曲线基本重合,表明两者吻合较好。

3.5 动力特性系数的识别

设定轴颈绕静平衡位置 x 向和 y 向扰动频率分别为 $\omega_x = (2\pi \times 50) \text{ rad/s}$ 和 $\omega_y = (2\pi \times 40) \text{ rad/s}$,x 向初始相位角取 0° ,y 向初始相位角取 -90° 。涡动幅值取 0.01

倍的半径间隙,即 $0.01 \times 0.04 = 4 \times 10^{-4} \text{ mm}$, 转轴自转转速为 1000 rad/s 。由于本算例为固定瓦滑动轴承, 惯性力影响较小, 故不考虑流体惯性力的影响, 忽略质量系数。为使得 FFT (Fast Fourier Transformation) 尽可能减小格栅效应以及避免频谱泄露的影响, 数据采样频率取为 1000 Hz , 分析 0.4 s 的数据 (数据量为 400 点)。最终获得非定常情况下 x 方向和 y 方向油膜力的时域图, 如图 5 所示。

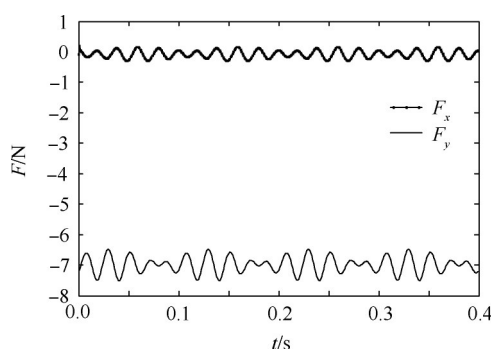


Fig.5 x and y direction oil film force in time domain

本文将非定常下的 0.1 s 到 0.4 s 对应的数据提取为采样数据, 进行快速傅里叶变换, 得到 x 方向油膜力的频域结果如图 6 所示。

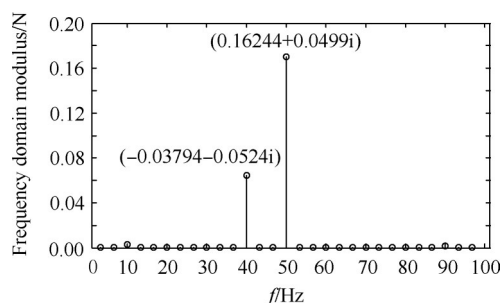


Fig. 6 x direction oil film force in frequency domain

由图 6 可知, 经过快速傅里叶变换, 频率为 50 Hz 和 40 Hz 的 x, y 向扰动就彰显出来了, 其中 50 Hz 对应的模值为 F_{xx} 的模值, 40 Hz 对应的模值为 F_{xy} 的模值。

由图 6 可得 F_{xx} 的复数域表达式为: $0.16244 + 0.0499i$; F_{xy} 的复数域表达式为: $-0.03794 - 0.0524i$ 。

同时提取 y 方向油膜力的数据点作为采样数据, 进行快速傅里叶变换, 得到 y 方向油膜力的频域结果如图 7 所示。

同理得到 F_{yx} 的复数域表达式为: $-0.2832 - 0.02406i$; F_{yy} 的复数域表达式为: $0.1084 - 0.2229i$ 。

因此, 将求解得到的 F_{xx}, F_{xy}, F_{yx} 和 F_{yy} 四个方向受力的复数域表达式带入到公式 (19) 中, 即可获得在本文坐标系下的轴承刚度系数和阻尼系数如表 4 所示。

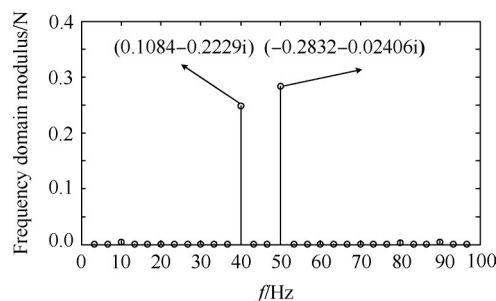


Fig. 7 y direction oil film force in frequency domain

Table 4 Dynamic coefficients results in original coordinate system

Dynamic coefficients	Calculation results
$K_{xx}/(\text{N/m})$	4.06×10^5
$K_{xy}/(\text{N/m})$	1.309×10^5
$K_{yx}/(\text{N/m})$	-7.08×10^5
$K_{yy}/(\text{N/m})$	5.5725×10^5
$C_{xx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	397
$C_{xy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	-377.4
$C_{yx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	-191.4
$C_{yy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	1078.3

对于不同的坐标系, 同一轴承的动力系数是不同的。坐标系 A 中动力系数矩阵为 $[K], [C]$, 坐标系 B 中动力系数矩阵为 $[K'], [C']$ 。则两个坐标系下动力特性的转换关系为^[17]

$$[K'] = [T][K][T]^T \quad (20)$$

$$[C'] = [T][C][T]^T \quad (21)$$

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (22)$$

其中 θ 为两坐标系相差的角度。

由于下文选用的经典短圆瓦轴承所在的坐标系与本文所选择的坐标系不是同一坐标系, 故应该将两者的坐标系进行统一, 即将本文的坐标系顺时针旋转 90° 转换为与下文相同的坐标系, 即 $\theta = -90^\circ$ 。

计算可得新的坐标系下动力特性系数如表 5 所示。

Table 5 Dynamic coefficients results in new coordinate system

Dynamic coefficients	Calculation results
$K_{xx}/(\text{N/m})$	5.5725×10^5
$K_{xy}/(\text{N/m})$	7.08×10^5
$K_{yx}/(\text{N/m})$	-1.309×10^5
$K_{yy}/(\text{N/m})$	4.06×10^5
$C_{xx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	1078.3
$C_{xy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	191.4
$C_{yx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	377.4
$C_{yy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	397.0

3.6 计算的验证过程

与经典短圆瓦轴承模型^[14]进行对比,计算得到对应的短轴承动力特性系数如表 6 所示。计算的相对误差结果如表 7 所示。由表 7 可得,该方法识别得到的动力特性系数与理论相比误差在可接受的范围,说明该方法具有一定的可行性。

Table 6 Dynamic coefficients of short bearing model

Dynamic coefficients	Calculation results
$K_{xx}/(\text{N/m})$	5.5535×10^5
$K_{xy}/(\text{N/m})$	7.46×10^5
$K_{yx}/(\text{N/m})$	-1.61×10^5
$K_{yy}/(\text{N/m})$	4.148×10^5
$C_{xx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	1242
$C_{xy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	422
$C_{yx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	422
$C_{yy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	574

Table 7 Error results

Stiffness coefficients	K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}
Error result/%	0.34	5.10	18.60	2.10
Damping coefficients	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
Error result/%	13.2	54.6	10.6	30.8

4 结 论

本文基于同幅异频法,进一步考虑惯性力以及初始相位等因素,发展了用于滑动轴承动力特性系数识别的方法,通过将计算结果与短轴承理论值进行对比,发现主刚度最大误差为 2.1%,交叉刚度的最大误差为 18.6%,主阻尼最大误差为 30.8%,交叉阻尼最大误差为 54.6%。

本方法可用于固定瓦轴承、可倾瓦轴承、挤压油膜阻尼器等多种模型动力特性的识别,应用范围变得更为广泛。

致 谢:感谢国家自然科学基金青年项目资助。

参考文献

[1] 张 旭,李 智,杨建刚,等. 基于 CFD 方法的滑动轴承实际油膜特性[J]. 液压与气动, 2011, (4): 97-100.

[2] Sternlicht B. Addendum: Elastic and Damping Properties of Cylindrical Journal Bearings[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1959, 81(2): 101-108.

[3] Lund J W. Spring and Damping Coefficients for the Tilt-

ing-Pad Journal Bearings[J]. *ASLE Transactions*, 1964, (7): 342-352.

[4] Glienicke J. Experimental Inverstigation of the Stiffness and Damping Coefficients of Turbine Bearings and Their Application to Instability Prediction [J]. *Journal Bearings for Reciprocating and Turbomachinery*, 1966, 181 (2): 122-135.

[5] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.

[6] 高庆水,杨建刚. 基于 CFD 方法的流体动压滑动轴承动特性研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(9): 65-67.

[7] Guo Z L, Hirano T, Kirk R GGuoHirano. Application of CFD Analysis for Rotating Machinery, Part I: Hydrodynamic, Hydrostatic Bearings and Squeeze Film Damper [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 127(2): 445-451.

[8] Meruane V, Pascual R. Identification of Nonlinear Dynamic Coefficients in Plain Journal Bearings[J]. *Tribology International*, 2008, 41(8): 743-754.

[9] Manshoor B, Jaat M, Izzuddin Z, et al. CFD Analysis of Thin Film Lubricated Journal Bearing[J]. *Procedia Engineering*, 2013, 68(1): 56-62.

[10] 孙 丹,张 楚,郭 瑞,等. 基于两相流理论滑动轴承动力特性求解[J]. 航空动力学报, 2012, 27 (12): 2821-2827.

[11] 熊万里,侯志泉,吕 浪,等. 基于动网格模型的液体动静压轴承刚度阻尼计算方法[J]. 机械工程学报, 2012, 48(23): 118-126.

[12] 李 强,许伟伟,王振波,等. 滑动轴承动力特性的数值计算方法[J]. 中国石油大学学报, 2014, 38(5): 165-171.

[13] 孙 丹,王 双,王克明,等. 椭圆轴承与圆轴承动力特性 CFD 数值分析[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35 (4): 1-5.

[14] 王永亮,王鹏潇,刘子豪,等. 基于非线性油膜力的滑动轴承动力特性系数识别方法[J]. 推进技术, 2017, 38(3): 659-665. (WANG Yong-liang, WANG Peng-xiao, LIU Zi-hao, et al. Identification Method of Dynamic Characteristic Coefficient of Sliding Bearing Based on Nonlinear Oil Film Force[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(3): 659-665.)

[15] 李 强,许伟伟,赵 月,等. 基于瞬态流场计算的滑动轴承静平衡位置求解[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2015, 39(2): 105-110.

[16] 刘子豪. 基于 CFD 技术的滑动轴承动力特性系数识别方法[D]. 大连:大连海事大学, 2018.

[17] 钟一谔,何衍宗,王 正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社, 2000.

(编辑:梅 瑛)