

文章编号: 1000-8055(2012)12-2821-07

基于两相流理论滑动轴承动力特性求解

孙 丹¹, 张 楚², 郭 瑞³, 杨建刚³

(1. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部, 110136 沈阳;

2. 广东电网公司 电力科学研究院, 510080 广州;

3. 东南大学 能源与环境学院 火电机组振动国家工程研究中心, 210096 南京)

摘 要: 将计算流体动力学(CFD)两相流与动网格技术应用于滑动轴承动力特性数值求解,建立了基于CFD两相流滑动轴承动力特性求解模型,该模型无需设定油膜破裂边界条件且更能准确模拟滑动轴承流场特性.比较了单相流与两相流滑动轴承压力分布特性,计算分析了滑动轴承气穴分布特征及其影响因素,研究了两相流模型对滑动轴承动力特性的影响.计算结果表明:气化比例随着转速、偏心率和气化压力的增加而迅速增大,随进口压力的增加而缓慢减小.考虑两相流后,直接刚度系数增加,交叉刚度系数减小,直接与交叉阻尼系数均减小,随着偏心率的增加,单相流与两相流动力特性系数求解结果偏差增大.

关键词: 滑动轴承; 动力特性; 计算流体力学; 两相流; 动网格

中图分类号: V21; TH133.3

文献标志码: A

Solution of dynamic characteristics of journal bearing based on two phase flow theory

SUN Dan¹, ZHANG Chu², GUO Rui³, YANG Jian-gang³

(1. Engineering Division of Aerospace,

Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Electric Power Research Institute,

Guangdong Power Grid Corporation, Guangzhou 510080, China;

3. National Engineering Research Center of Turbogenerator Vibration,

School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: The computational fluid dynamics (CFD) two phase flow and dynamic mesh technologies were applied to the numerical calculation of dynamic characteristics of journal bearing. A new journal bearing dynamic characteristic solving model using the two phase flow theory of CFD model was established. The two phase flow theory of computational fluid dynamics for the journal bearing dynamic characteristics did not need to define the oil film rupture boundary condition, and it can generate more complementary and more accurate flow information. The pressure distribution characteristics of the sliding bearing were compared, and the cavitation characteristics and the effects of the journal bearing were calculated. Finally, the effect of the two phase flow theory of CFD model on dynamic characteristics of journal bearing was analyzed. Calculation results show that the cavitation ratio increases significantly with the increase of rotating speed, eccentricity, and vaporization pressure, and

收稿日期: 2012-02-19

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121218.0859.201212.2821_027.html

基金项目: 沈阳航空航天大学博士科研启动基金

作者简介: 孙丹(1981-),男,辽宁丹东人,讲师,博士,主要从事计算流体力学研究.

decreases slowly with the increase of inlet pressure. Using two phase flow, calculation results also show that the direct stiffness increases, the cross stiffness decreases and the direct and cross dampings decrease. The deviation between the single phase flow and the two phase flow increases with the increase of eccentricity.

Key words: journal bearing; dynamic characteristics; computational fluid dynamics (CFD); two phase flow; dynamic mesh

滑动轴承内润滑流体诱发的转子系统失稳是影响航空发动机、汽轮发电机组等旋转机械安全、稳定运行的重要因素。滑动轴承的动力特性是评价转子稳定性的重要参数,目前滑动轴承动力特性研究大多建立在 Reynolds 方程基础上^[1-3]。Reynolds 方程是对 N-S 方程的简化,计算结果能够较好地反映轴承特性,但求解 Reynolds 方程时边界条件的选取对滑动轴承动力特性影响较大^[4],且当轴承形状和流体物性比较复杂时,其应用受到了限制。随着计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)技术的发展,国内外正在开展基于三维 CFD 技术的滑动轴承研究^[5-8]。

上述滑动轴承动力特性求解模型假设轴承正压区内全为液相、负压区内全为气相,采用负压置零的方法来确定油膜边界,实际上属于单相流模型。大量的实验结果表明,轴承开扩区内油和氣混合存在。为了更为准确地研究轴承特性,参考文献^[5]提出了滑动轴承两相流分析模型,对滑动轴承的静态压力分布进行了求解研究,计算结果表明,考虑两相流后,油膜分布更加符合实际情况,与实验结果吻合较好。本文进一步将两相流理论引入到滑动轴承动力特性求解,将 CFD 动网格技术应用于滑动轴承刚度、阻尼系数求解,建立了基于 CFD 两相流理论滑动轴承动力特性求解模型,比较了单相流与两相流滑动轴承压力分布特性,计算分析了滑动轴承气穴分布特征及其影响因素,研究了两相流对滑动轴承动力特性的影响。

1 滑动轴承负压区油膜分布特点

图 1 给出了滑动轴承动压润滑原理图。大量的实验结果表明:负压区内油膜并非完全破裂,而是破裂成细条状,有时也会出现蕨类植物状的气穴。国内外一些研究者分别观察到滑动轴承负压区内气液两相共同存在的形态^[9-13]。图 2 给出了 Dellis 和 Arcoumanis^[14]利用高速图像传感器观察得到的滑动轴承负压区的蕨类植物及条形状照片。

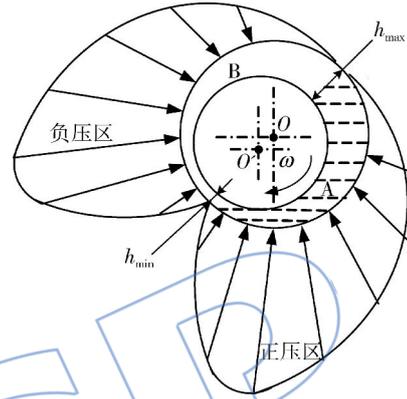
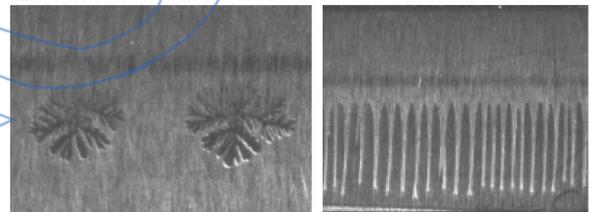


图 1 滑动轴承工作原理图

Fig. 1 Working principle diagram of journal bearing



蕨类植物状

细条状

图 2 负压区内气液两相形态分布图

Fig. 2 Gas liquid two phase flow morphological character in zone of negative pressure

所有这些实验结果都说明,轴承负压区内实际上是以气液两相流的形式混合存在。而传统的 Reynolds 方程及 CFD 求解模型均在单一相态的物质条件下进行,即整个滑动轴承润滑区分为油膜完整区和气穴区。因此,为了准确研究轴承动力特性,建模时必须考虑两相流对滑动轴承性能的影响。

2 滑动轴承动力特性 CFD 两相流建模

2.1 建模与网格划分

本文以圆柱滑动轴承为研究对象,图 3 给出了滑动轴承三维网格结构图。如图所示,轴承水平中分面两侧各有 1 个进油槽,润滑油由进油口流入,轴向两端流出。滑动轴承进出口采用压力边界

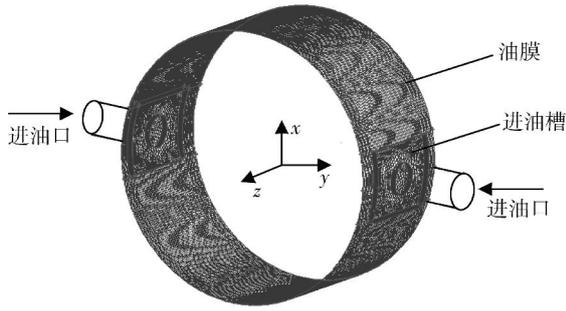


图 3 滑动轴承网格结构图

Fig. 3 Grid structure of journal bearing model

条件,进油口截面为进口压力边界条件,两端轴向环形截面为出口压力边界条件,定子壁面为固定无滑移边界,转子表面绕轴心偏心处旋转.

本文滑动轴承 CFD 建模时采用 6 面体网格,对不同网格密度下两相流模型的计算结果比较分析后,兼顾精度和计算时间要求,后续分析时网格数统一取为 172 000.其中,轴承上半周设置 128 个节点,下半周由于存在较大的压力梯度故设置为 168 个节点,轴向设置 50 个节点,径向设置 15 个节点.

2.2 两相流求解方程

针对滑动轴承负压区的气液两相混合存在,本文提出了三维 CFD 两相流模型. CFD 中常用的两相流模型有流体体积函数(volume of fluid, VOF)模型、Euler 模型和 Mixture 模型. VOF 模型不适用于气穴问题,而 Euler 模型稳定性较差,因此本文选用 Mixture 模型.

两相流 Mixture 模型控制方程如下:

$$\begin{cases} \rho_m \nabla \cdot (\mathbf{v}_m) = \dot{m} \\ \rho_m \frac{\partial \mathbf{v}_m}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\sum_k \rho_k \varphi_k \mathbf{v}_k \mathbf{v}_k \right) = \\ -\nabla p + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)] + \\ \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^2 \varphi_k \rho_k \mathbf{v}_{dr,k} \mathbf{v}_{dr,k} \right) \\ \rho_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} + \rho_2 \nabla \cdot (\varphi_2 \mathbf{v}_m) = -\nabla \cdot (\varphi_2 \rho_2 \mathbf{v}_{dr,2}) \\ \mathbf{v}_{dr,k} = \mathbf{v}_k - \mathbf{v}_m \end{cases} \quad (1)$$

式中下标 k 和 m 分别表示第 k 相和混合物平均值; \dot{m} 为两相之间的质量传递; μ_m, ρ_m 分别是混合黏度和密度; φ_k 为体积分数; \mathbf{v}_m 为混合物平均速度; $\mathbf{v}_{dr,k}$ 是第 k 相的漂移速度.

两相流模型的边界条件为

$$\begin{cases} p|_{z=0} = p|_{z=L} = p_a \\ p|_{inlet} = p|_{op} \\ p|_{p < p_v} = p_v \end{cases} \quad (2)$$

式中 p_v 是气化压力,下标 op 表示进油压力.

CFD 两相流模型将滑动轴承油膜考虑为气液两相混合存在,更符合实际情况,且 CFD 两相流模型无需定义油膜的破裂边界,避免了油膜破裂边界条件的选取对求解动力特性系数的影响.

2.3 动力特性 CFD 建模

滑动轴承在正常工作时,轴颈在静平衡位置 $O_0(x_0, y_0)$ 上受到油膜的作用力为 F_{x0} 和 F_{y0} . 当轴颈受到位移或速度扰动至 $O'(x, y)$, 油膜施加在轴颈上的作用力为 F_x 和 F_y . 当扰动是微小量时,可以把这种关系线性化为

$$\begin{cases} F_x - F_{x0} = k_{xx} \Delta x + k_{xy} \Delta y + c_{xx} \Delta \dot{x} + c_{xy} \Delta \dot{y} \\ F_y - F_{y0} = k_{yx} \Delta x + k_{yy} \Delta y + c_{yx} \Delta \dot{x} + c_{yy} \Delta \dot{y} \end{cases} \quad (3)$$

式中 k_{ij} 和 c_{ij} 分别代表滑动轴承的刚度系数和阻尼系数,第 1 个下标 i 表示力增量的方向,第 2 个下标 j 表示位移增量的方向; $\Delta x, \Delta y, \Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$ 分别表示轴颈在水平方向和垂直方向的微小扰动位移和扰动速度. 由式(3)可以得出滑动轴承刚度、阻尼系数的求解方法.

如图 4 所示,使轴颈在水平方向产生微小位移扰动 Δx , 此时,轴颈在垂直方向上的扰动位移 Δy 以及轴颈在 x, y 方向上的扰动速度 $\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$ 均为 0. 分别计算出偏移前后油膜作用在轴颈上水平和垂直方向上油膜力之差,由式(4)可得出 k_{xx}, k_{yx} . 同理,建立轴颈在垂直方向上产生微小位移的模型,可计算得到 k_{yy}, k_{xy} .

$$\begin{cases} \Delta F_x = k_{xx} \Delta x \\ \Delta F_y = k_{yx} \Delta x \end{cases} \quad (4)$$

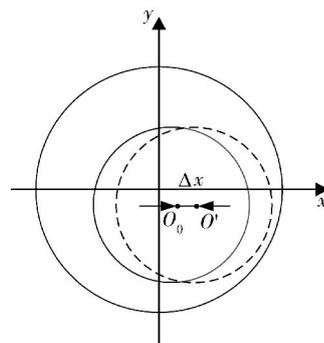


图 4 滑动轴承动力特性求解模型

Fig. 4 Dynamic characteristic solving model of journal bearing

使轴颈在水平方向产生微小速度扰动 \dot{x} , 此时, 轴颈在垂直方向上的扰动速度 $\Delta\dot{y}$ 以及轴颈在 x, y 方向上的扰动位移 $\Delta x, \Delta y$ 均为 0, 分别计算出有无扰动速度前后油膜作用在轴颈在水平和垂直方向上的油膜力之差, 由式(5)可求出滑动轴承的 c_{xx}, c_{yy} . 同理, 建立轴颈在垂直方向产生扰动速度模型, 可计算得到 c_{yy}, c_{xy} .

$$\begin{cases} \Delta F_x = c_{xx} \Delta \dot{x} \\ \Delta F_y = c_{xy} \Delta \dot{x} \end{cases} \quad (5)$$

求解滑动轴承阻尼系数时, 需要预先建立轴颈偏移平衡位置较小位移的 CFD 模型, 然后将轴颈设置为运动刚体, 以某一匀速运动再回到该平衡位置, 此时, 需要运用 CFD 软件的动网格技术. 在动网格计算中, 动边界运动方式需要说明, 一般可采用动边界文件(profile)和自定义函数(UDF)来设置求解. 本文采用动边界文件(profile)方式给定转子表面一匀速运动边界条件, 其中时间步长取为 0.001 s, 根据偏移距离与扰动速度设置一定时间步数, 保证每一时间步控制方程迭代残差均小于 10^{-3} .

3 计算结果及分析

参考文献[6]对圆柱轴承采用不同求解方法进行了详细的计算, 可与本文模型比较. 轴承直径 $D=50 \text{ mm}$, 轴承宽度 $L=25 \text{ mm}$, 轴承半径间隙 $h=0.05 \text{ mm}$, 油槽周向角度为 30° , 油槽轴向长度 $l=17.5 \text{ mm}$, 轴颈偏心率 $\epsilon=0.5$, 偏心角度 $\theta=49.8^\circ$, 转速 $\omega=9550 \text{ r/min}$, 润滑油密度和动力黏度为 $\rho=876 \text{ kg/m}^3, \mu=0.0125 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 润滑油的平均工作温度 $t=50^\circ\text{C}$, 气态润滑油参数取空气参数, 进油口相对压力 $p=103 \text{ kPa}$, 流动状态为层流.

3.1 滑动轴承压力分布特性分析

图 5 给出了 CFD 单相流与两相流模型求出的压力参数分布比较. 由图中可以看出, 2 种模型在整个油膜收敛区内的压力分布基本相同, 主要差别表现在负压区内. 单相流模型采用 Reynolds 破裂边界条件, 认为开扩区油膜完全破裂, 压力与环境压力相同, 负压区内油膜相对压力为 0. 两相流模型由于润滑油膜在负压的作用下产生气化, 负压区内油气混合共同存在, 最大负压达到 -96.3 kPa .

3.2 滑动轴承两相流特性分析

滑动轴承负压区的气液两相存在给滑动轴承

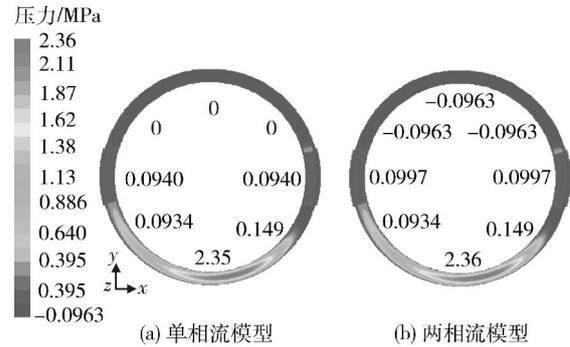


图 5 滑动轴承油膜压强分布

Fig. 5 Pressure distribution of journal bearing oil film
气蚀现象的发生发展提供了条件. 气蚀现象会使得轴瓦表面脱落、加速磨损、增加噪声、降低寿命. 本文应用 CFD 两相流方法研究了滑动轴承气穴分布特征及其影响因素.

参考文献[15]使用有机玻璃做的轴承套直接观察了圆柱滑动轴承负压区的油膜状态, 研究了轴承的气穴分布, 实验拍摄得到了气穴分布特征. 图 6 给出了本文 CFD 两相流模型求解得到的滑动轴承气液两相分布图及参考文献[15]实验拍摄的气穴分布照片. 由图中可以看出, 在收敛区内有完整油膜, 在负压区内, 油膜破裂边界呈现抛物线形状, 气化比例随着间隙的增大而增加, 最大间隙上游附近油膜气化比例达到最大. 由 2 张图比较可见, 本文 CFD 两相流滑动轴承求解模型得出的气穴分布与实验得到的气穴分布特征基本相同.

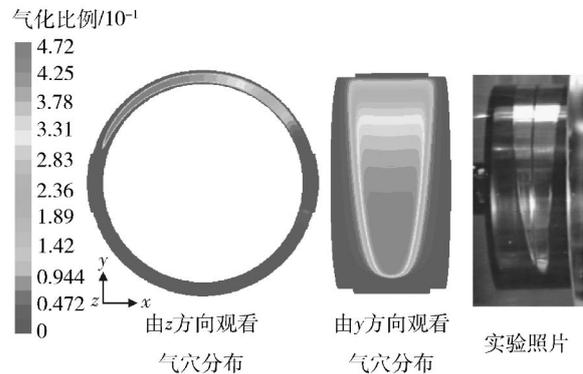


图 6 滑动轴承气液两相分布

Fig. 6 Gas liquid two phase flow in the journal bearing

本文油膜气化比例定义为气态润滑油占整个流场体积的比例. 图 7 给出了转速、偏心率、进口压力、气化压力对滑动轴承油膜气化比例的影响. 由图中可以看出, 气化比例随着转速、偏心率和气化压力的增加而迅速增大, 随进口压力的增加而缓慢减小. 转速升高和偏心率增大都会导致轴承

内油膜挤压作用加强,最大负压增加,从而需要更多的油气化来抵消增大的负压,气化比例提高. 气化压力升高后,满足气化条件的区域增大,气化面积增大,气化比例增大. 进油压力增大后,补偿了开扩区内部分负压,使得气化比例逐渐下降.

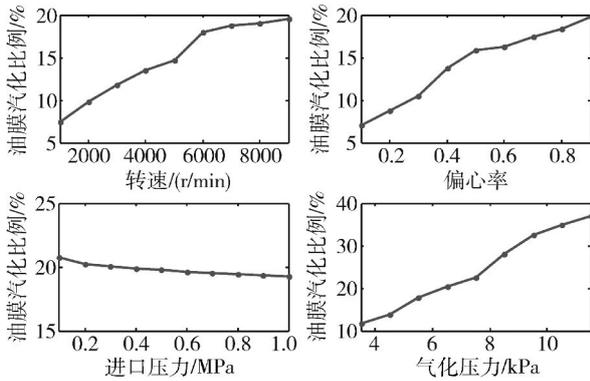


图 7 油膜气化比例影响因素分析

Fig. 7 Influence of parameters on cavitation ratio

3.3 动力特性系数计算分析

参考文献[6]采用 CFX-TASCflow 软件应用单相流模型求解了滑动轴承动力特性系数,可验证本文基于 CFD 动网格技术的滑动轴承动力特性求解模型的准确性. 以 x 与 y 方向轴颈扰动位

移分别为 $0.010h, 0.005h, 0.002h$ 建立刚度系数求解模型;以 x 与 y 方向轴颈扰动速度分别为 $0.010\omega h, 0.005\omega h, 0.002\omega h$ 建立阻尼系数求解模型. 本文首先求解滑动轴承动力特性的单相流模型,表 1 给出了本文求解模型在不同扰动位移与扰动速度下动力特性系数的计算结果,表 2 给出了本文计算结果与参考文献[6]不同计算模型之间的动力特性系数相对偏差比较. 由表中数据可以看出,CFD 模型计算结果与传统 Reynolds 方程模型求解得到的动力特性系数偏差较大. 这是由于 Reynolds 方程是建立在一系列简化的基础上的,因此会产生一定的偏差. 本文的 Fluent 软件单相流模型的计算结果与参考文献[6]CFX-TASCflow 软件单相流计算结果相差不大,验证了本文基于 CFD 动网格技术的滑动轴承动力特性求解模型的准确性.

本文进一步建立了滑动轴承动力特性两相流求解模型,研究了单相流与两相流求解模型对滑动轴承动力特性的影响,表 3 给出了不同偏心率下单相流与两相流求解模型动力特性系数比较. 由表可以看出,考虑滑动轴承两相流后,直接刚度系数增加,交叉刚度系数减小;直接阻尼与交叉阻尼系数均减小. 随着偏心率的增加,单相流与两相流求解模型的动力特性系数平均相对偏差增大.

表 1 滑动轴承的动力特性系数

Table 1 Dynamic characteristic coefficient of journal bearing

扰动位移	刚度系数/(10^6 N/m)				扰动速度	阻尼系数/(10^4 N · s/m)			
	k_{xx}	k_{xy}	k_{yx}	k_{yy}		c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}
$x/h, y/h=0.010$	43.8	-28.0	89.8	56.2	$\dot{x}/\omega h = \dot{y}/\omega h = 0.010$	6.40	5.42	5.80	17.4
$x/h, y/h=0.005$	31.2	-33.2	81.6	52.4	$\dot{x}/\omega h = \dot{y}/\omega h = 0.005$	6.68	5.28	6.00	17.6
$x/h, y/h=0.002$	40.0	-41.0	86.0	50.0	$\dot{x}/\omega h = \dot{y}/\omega h = 0.002$	6.20	6.10	6.40	19.1

表 2 本文单相流求解模型与外文单相流求解模型相对偏差比较

Table 2 Relative deviation comparison between this paper and foreign paper using single phase flow model

求解模型	刚度系数相对偏差/%				阻尼系数相对偏差/%			
	k_{xx}	k_{xy}	k_{yx}	k_{yy}	c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}
1 VT-FAST ^[6]	8.7	30.7	2.95	5.21	13.9	6.63	9.83	5.11
2 DyRoBeS-BePer ^[6]	13.2	45.7	5.63	16.02	27.3	18.6	28.5	8.52
3 VT-EXPRESS ^[6]	22.6	53.2	5.01	13.96	34.4	26.7	25.0	9.66
4 CFX-TASCflow ^[6]	5.9	9.8	2.01	0.31	7.19	9.1	6.67	4.55

注:序号 1~3 采用 Reynolds 方程模型,序号 4 采用 CFD 单相流模型. 刚度系数相对偏差比较以扰动位移 $x/h, y/h = 0.005$ 模型为例,阻尼系数相对偏差比较以扰动速度 $\dot{x}/\omega h_0, \dot{y}/\omega h_0 = 0.005$ 模型为例.

表 3 不同偏心率下单相流与两相流模型动力特性系数比较

Table 3 Dynamic characteristic coefficient comparison between single and two phase flow models with different eccentricities

偏心率	求解模型	刚度系数/ 10^6 (N/m)				平均相对偏差/%	阻尼系数/ 10^4 (N·s/m)				平均相对偏差/%
		k_{xx}	k_{xy}	k_{yx}	k_{yy}		c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}	
0.2	单相流	10.3	-34.8	35.4	12.5	5	4.76	0.71	0.77	7.97	8.0
	两相流	10.6	-31.6	34.2	14.1		4.54	0.68	0.66	7.45	
0.4	单相流	25.7	-31.8	55.1	43.2	7.9	5.51	2.89	2.68	13.1	9.9
	两相流	27.9	-28	51.8	46.6		5.35	2.53	2.44	11.1	
0.6	单相流	70.2	-12.4	131	160	13.8	9.42	8.69	9.5	24.3	12.1
	两相流	76.7	-9.3	119	183		8.47	8.03	8.42	19.6	
0.8	单相流	411	263	793	845	14.9	43.8	47.8	48.3	85.8	16.2
	两相流	492	201	706	923		35.6	41.2	40.8	71.5	

4 结 论

本文将 CFD 两相流与动网格技术应用于滑动轴承动力特性数值求解,建立基于 CFD 两相流滑动轴承动力特性求解模型,比较了单相流与两相流滑动轴承压力分布特性,计算分析了滑动轴承气穴分布特征及其影响因素,研究了两相流对滑动轴承动力特性的影响,得出以下结论:

- 1) 两相流模型无需假设油膜破裂边界条件,求解模型简单。
- 2) 滑动轴承油膜的气化比例随着转速、偏心率和气化压力的增加而迅速增大,随进口压力的增加而缓慢减小。
- 3) 考虑滑动轴承两相流后,直接刚度系数增加,交叉刚度系数减小,直接与交叉阻尼系数均减小。随着偏心率的增加,单相流与两相流求解结果偏差增大。

参考文献:

- [1] 康召辉,任兴民,何尚文,等. 浮环涡动对浮动环轴承油膜压力分布影响的研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(5): 1197-1202.
KANG Zhaohui, REN Xingmin, HE Shangwen, et al. Study on the effects of whirling motion of the floating ring on distribution of oil pressure in a floating ring bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(5): 1197-1202. (in Chinese)
- [2] 杨建刚,郭瑞,高巍. 基于径向基函数的滑动轴承压力分布求解模型[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(6): 157-158.
YANG Jiangan, GUO Rui, GAO Wei. The bearing pressure distribution calculation model based on radial basis function theory [J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(6): 157-158. (in Chinese)
- [3] 吕延军,张永芳,季丽芳,等. 固定瓦-可倾瓦滑动轴承转子非线性系统的动力特性分析[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(20): 79-87.
LÜ Yanjun, ZHANG Yongfang, JI Lifang, et al. Analysis of dynamic characteristics of rotor nonlinear system supported by fixed-tilting pad journal bearings [J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(20): 79-87. (in Chinese)
- [4] 孙丹,杨建刚,郭瑞. 基于局部微分求积-拉格朗日法的滑动轴承动力特性求解模型[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(14): 90-95.
SUN Dan, YANG Jiangan, GUO Rui. The journal bearing dynamic characteristics calculation model based on the local DQ-Lagrange method [J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(14): 90-95. (in Chinese)
- [5] 张楚,杨建刚,郭瑞,等. 基于两相流理论的滑动轴承流场计算分析[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(29): 80-84.
ZHANG Chu, YANG Jiangan, GUO Rui, et al. Simulation of journal bearing flow field using computational fluid dynamics two phase flow theory [J]. Proceeding of the CSEE, 2010, 30(29): 80-84. (in Chinese)
- [6] GUO Zenglin, Hirano T, Gordon K R. 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.
- [7] Gertzos K P, Nikolakopoulos P G, Papadopoulos C A. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant [J]. Tribology International, 2008, 41(12): 1190-1204.
- [8] 高庆水,杨建刚. 基于 CFD 方法的液体动压滑动轴承特性研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(9): 65-67.
GAO Qingshui, YANG Jiangan. Research on the dynamic

- characteristics of hydrodynamical journal bearing based on CFD analysis[J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(9): 65-67. (in Chinese)
- [9] Cole J A, Huges C J. Oil flow and film extent in complete journal bearing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1956, 170(1): 499-510.
- [10] Cole J A, Huges C J. Visual study of film extent in dynamically loaded complete journal bearings[R]. London: IME Conference on Lubrication and Wear, 1957.
- [11] Cole J A. Low pressure regions occurring in the hydrodynamic films of journal bearings[J]. *Scientific Lubrication*, 1951, 3(1): 1-10.
- [12] Sun D C, Brew E D. A high-speed photography study of cavitation in a dynamically loaded journal bearing[J]. *Journal of Tribology*, 1991, 133(6): 287-294.
- [13] 杨莹. 螺旋油楔滑动轴承空穴特性的理论与实验研究[D]. 济南: 山东大学, 2010.
- YANG Ying. Theoretical and experimental study on the cavitation characteristics of a spiral oil wedge journal bearing[D]. Jinan: Shandong University, 2010. (in Chinese)
- [14] Dellis P, Arcoumanis C. Cavitation development in the lubricant film of a reciprocating piston-ring assembly[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2004, 218(3): 157-171.
- [15] Luis S. Cavitation in liquid film bearings[EB/OL]. [2012-02-19]. [Http: // www. Users/Administrator/AppData/Roaming/360se/WebCache/PDF/PdfTemplate. html](http://www.Users/Administrator/AppData/Roaming/360se/WebCache/PDF/PdfTemplate.html).

JALSIP