

基于两相流的涡轮增压器轴承油膜特性分析

李亚静^{1,2}, 丁水汀¹, 杜发荣¹, 毕金光², 王志宏², 周煜³

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100091;

2. 宁波威孚天力增压技术股份有限公司, 浙江 宁波 315034;

3. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100091)

摘 要: 利用计算流体动力学方法,分析了涡轮增压器半浮动轴承内油膜静力特性,考虑两相流油膜破裂和非牛顿流体润滑油模型,计算分析带轴向贯通油槽的油膜压力和汽化比率分布情况,以及转速、偏心率、润滑油温度和润滑油压力等因素对油膜承载力和摩擦功耗的影响规律。结果表明:温度和转速是影响两相流油膜摩擦功耗的主要因素,分段楔形油膜的摩擦功耗与贯通轴向油槽的位置变化无关,油膜的气穴空化也不会引起摩擦功耗的明显变化;两相流油膜承载力随着偏心率的增加、油温的降低和油压增大而有不同程度的增大,但随转速的变化规律不一致;与此同时,小偏心率、高油压、低油温有利于减轻两相流油膜发生气穴空化的比率。

关 键 词: 半浮动轴承内油膜; 摩擦功耗; 两相流; 非牛顿流体; 空化

中图分类号: V213; TH133.37

文献标志码: A

Analysis on oil film characteristics of turbocharger bearing based on two-phase flow

LI Yajing^{1,2}, DING Shuiting¹, DU Farong¹,
BI Jinguang², WANG Zhihong², ZHOU Yu³

(1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100091, China;

2. Ningbo Weifu Tianli Turbocharging Technology Corporation Limited,
Ningbo Zhejiang 315034, China;

3. School of Transportation Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100091, China)

Abstract: The static characteristics of inner oil film of turbocharger semi-floating ring bearing were calculated by CFD method. For the inner oil film with axial through grooves, the distribution of oil film pressure and air-phase volume fraction were predicted considering the influence of two-phase flow cavitation and non-Newton fluid. The change rules of oil film bearing capacity and friction power losses with the journal speeds, eccentricity ratio, oil temperature and pressure were also evaluated respectively. The results showed that the uppermost impact factors to friction power losses were oil temperature and journal speed, while the rare relationship with the position of through axial grooves and the cavitation at the nega-

收稿日期: 2016-08-23

基金项目: 国家自然科学基金(51205015, 51775025); 国家实验室青年总师培育基金(YWF-16-GJSYS-24)

作者简介: 李亚静(1984—), 女, 工程师, 博士生, 主要从事旋转机械转子动力学研究。

引用格式: 李亚静, 丁水汀, 杜发荣, 等. 基于两相流的涡轮增压器轴承油膜特性分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(3): 752-762. LI Yajing, DING Shuiting, DU Farong, et al. Analysis on oil film characteristics of turbocharger bearing based on two-phase flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(3): 752-762.

tive pressure zone was also found. The oil film bearing capacity can be improved by increasing the eccentricity ratio and oil pressure, or cooling the oil temperature. However, the law of variation with speed up was not consistent. Simultaneously, it was beneficial for alleviating air-phase volume fraction to reduce the eccentricity ratio and oil temperature, or raise the oil pressure.

Key words: semi-floating bearing inner oil film; friction power losses; two-phase flow; non-Newton fluid; cavitation

涡轮增压器转子具有高速轻载的显著特点,普遍采用浮环式油膜轴承支承方式。浮环位于轴颈和轴瓦之间,在浮环内外表面形成内外两层油膜,内油膜为动压油膜,主要起支承作用;当浮环的切向运动被约束,使其不能绕中轴自转而只能涡动时,外油膜为挤压油膜阻尼器,无承载能力,通过浮环自身涡动耗散轴颈的振动能量,达到减振的目的。这种外油膜仅起到减震作用的涡轮增压器轴承通常称为半浮动轴承^[1]。

Reynolds 方程是研究滑动轴承静态特性的传统数值计算方法^[2-9],忽略了流体惯性项、径向流场的变化等,建立在不可压缩牛顿流体、层流润滑的基础上,Reynolds 方程本身是 Navier-Stokes (N-S)方程的一种简化,所采用的雷诺边界条件和质量守恒边界条件对于气穴现象的解释和数值计算都较困难,因此在使用上受到一定的限制。基于直接求解 N-S 方程的 CFD 技术便于求解复杂区域上的问题,对于事先未知的自由边界或求解区域内部不同介质的交界面比较容易处理,越来越广泛的应用于滑动轴承性能的研究。GUO Zenglin 等^[10]用 CFD 方法计算了动压轴承油膜、静压轴承油膜及挤压油膜阻尼器的油膜压力和动力特性系数。

采用 CFD 方法对动压油膜进行计算分析的研究已比较普遍,但仍存在两方面问题有待进一步研究:一是针对轻载滑动轴承的两相流油膜研究。现有研究表明,动压润滑轴承扩散区油膜破裂产生气穴,轴承负压区内油和油气实际上是以两相流的形式混合存在的。张楚^[11]和于桂昌^[12]分析了椭圆轴承和三油楔滑动轴承的两相流油膜承载特性和油膜汽化比率。Solghar 等^[13]对带有油槽的滑动轴承进行了考虑气穴 CFD 和数值计算分析,并实现了温度场的预测分析。YIN Song 等^[14]和 LIN Qiyin 等^[15]的分析表明考虑了传热和气穴效应的 CFD 和流固耦合相结合的方法获得的滑动轴承润滑特性更为准确合理。但以上研究的对象普遍为直径大于 50 mm 的重载滑动轴

承,轴颈转速普遍低于一万转,载荷数量级也均在千牛以上。Deligant 等^[16]采用 CFD 方法分析了轻载涡轮增压器浮动轴承内油膜低速工作区域的稳态特性,但其基于 Gumbel 边界条件的单相流分析,并未考虑油膜的气穴效应。因此,本文针对涡轮增压器轻载浮动轴承建立了考虑油膜气穴效应的两相流分析模型。

二是考虑非牛顿流体润滑油模型。Taylor^[17]的研究表明牌号为 SAE15W40 的车用润滑油,非牛顿流体的黏度相比牛顿流体的黏度降低约 15%~20%,因此,对于涡轮增压器这种高剪切率的浮动轴承油膜,考虑剪切效应的非牛顿流体润滑油黏温特性是十分必要的。

综上所述,本文针对轻载高速涡轮增压器轴承内油膜建立 CFD 分析模型,考虑非牛顿流体,考虑两相流气穴效应,分析转速、偏心率、压力以及温度对其的气穴特性、承载力和摩擦功耗的影响,并与试验结果进行比较分析。

1 CFD 理论方法

计算流体动力学方程是基于 3-D 的 N-S 控制方程,包括连续性方程和动量守恒方程。

1.1 连续性方程

处于稳态工况下的滑动轴承,润滑油在轴承间隙中的流动属不可压缩流动,雷诺数相对较低,为层流,但气体为可压缩流体,因此,基于两相流混合模型的连续性方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho_m + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = \dot{m} \tag{1}$$

式中 ρ_m 为混合密度 $\rho_m = \sum_{k=1}^2 \varphi_k \rho_k$; $\mathbf{v}_m$ 为质量平均速度 $\mathbf{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^2 \varphi_k \rho_k \mathbf{v}_k}{\rho_m}$; φ_k 为第 k 相的体积分; $\mathbf{v}_k$ 为第 k 相的平均速度; $\dot{m}$ 描述了由于气穴或其他质量源的质量传递。

1.2 动量守恒方程

在某恒定温度下,两相流遵循的动量守恒方程为

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

式中 $\mathbf{F}$ 为体积力; p 为流体微元上的压力; μ_m 为气液两相混合黏度 $\mu_m = \sum_{k=1}^2 \varphi_k \mu_k$; $\mathbf{v}_{dr,k}$ 为第 k 相相对于混合相的滑移速度 $\mathbf{v}_{dr,k} = \mathbf{v}_k - \mathbf{v}_m$ 。

1.3 气穴模型

液体包含微小空气泡,在恒温下降低压力,微小空气泡会长大并形成气穴,即气体气穴,忽略汽化气穴。为了充分考虑实际运行中滑动轴承内油气两相的分离与重新合并情况,选用基于质量守恒边界条件的气穴模型 Rayleigh-Plesset 方程^[18]

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}(\rho_2 w) + \nabla \cdot (\rho_2 \mathbf{v}_2 w) = \\ &\nabla(\gamma \nabla w) + R_e - R_c \end{aligned} \quad (3)$$

式中 w 为气相质量分数; γ 为扩散系数; R_e 、 R_c 分别为气穴的生成率和凝聚率。

当 $p < p_v$ 时,气穴生成

$$R_e = C_e \frac{v_{ch}}{\sigma} \rho_1 \rho_2 \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_1}} (1 - w) \quad (4)$$

当 $p > p_v$ 时,气穴凝聚

$$R_c = C_c \frac{v_{ch}}{\sigma} \rho_1 \rho_2 \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_1}} w \quad (5)$$

式中 p_v 为液体在给定温度下的汽化压力; v_{ch} 为速度特征; σ 为液体表面张力系数; 常数 C_e 、 C_c 分别取 0.02、0.01。

1.4 滑移速度方程

轴承油膜为不均匀的两相流,第二相气泡相对于主相,即第一相不可压缩流体之间存在相对滑移速度

$$\mathbf{v}_{12} = \mathbf{v}_2 - \mathbf{v}_1 \quad (6)$$

2 计算模型

2.1 物理模型

本文研究的涡轮增压器轴承-支承系统如图 1 所示,轴承为半浮动轴,与常规浮动轴承结构(图 2(a))略有不同,4 个周向均布的供油槽(图 2(b))取代了常规供油孔,圆柱内油膜被分为不连续的 4 段。轴颈直径 $D=7\text{ mm}$,长径比 $L/D=$

0.49,V 形油槽开口宽度为 6 mm,平均半径间隙为 $11.75\text{ }\mu\text{m}$ 。YIN Song 等^[14] 和 LIN Qiyin 等^[15] 的研究指出非轴向贯通进油槽的位置和数目主要影响轴承温度场的分布,由于本文研究对象的油槽为轴向贯通油槽,且忽略热量传递,因此,计算采用简化的油膜模型,只取分开的 4 段油膜区域,进出口边界如图 2(c)所示。

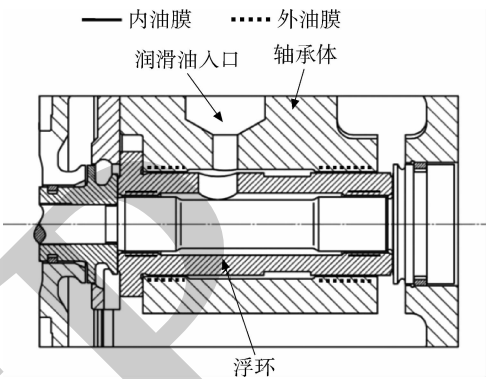


图 1 半浮动轴承涡轮增压器转子示意图

Fig.1 Semi-floating bearing rotor of turbocharger

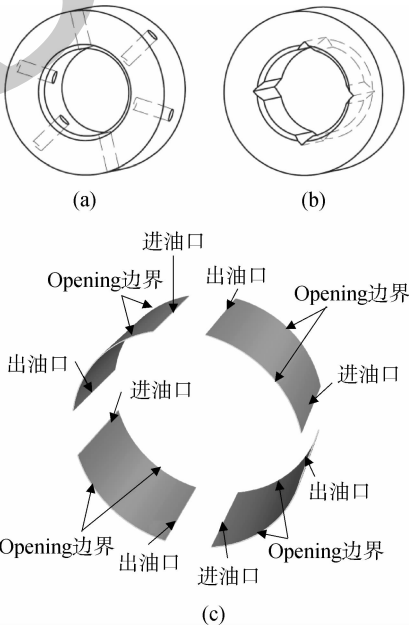


图 2 半浮动轴承结构图

Fig.2 Semi-floating bearing structures

2.2 润滑油模型

牛顿流体润滑油经典 Vogel 黏温特性方程为

$$\mu = \mu_0 \exp\left(\frac{\theta_1}{\theta_2 + t}\right) \quad (7)$$

考虑温度和切变率影响的非牛顿流体 Cross 黏温特性方程^[17]表达式为

$$\mu = \mu_0 \exp\left(\frac{\theta_1}{\theta_2 + t}\right) \left(\eta + \frac{1 - \eta}{1 + |\gamma/\gamma_c|}\right)$$
$$\lg \gamma_c = A + Bt \tag{8}$$

对于牌号为 SAE15W40 的车用润滑油,式(7)和式(8)中相关系数取值在表 1 中列出。

表 1 SAE15W40 润滑油参数取值

Table 1 Parameter value of SAE15W40 lubricant oil

参数	数值	参数	数值
动力黏度	38.8	常数 A	2.5
$\mu_0/10^{-6}(\text{Pa} \cdot \text{s})$		温度系数 $B/^\circ\text{C}^{-1}$	0.0225
温度常数 $\theta_1/^\circ\text{C}$	1372.5	切变率常数 η	0.79
温度常数 $\theta_2/^\circ\text{C}$	134.8		

直观地,非牛顿流体的 Cross 方程式(8)比牛顿流体 Vogel 方程式(7)考虑了切变率系数项 $\left(\eta + \frac{1 - \eta}{1 + |\gamma/\gamma_c|}\right)$ 。对于工作转速范围在80 000~200 000 r/min 的高速涡轮增压器转轴,相同温度条件下,Cross 方程的切变率系数约为 0.8~0.85,即按非牛顿流体计算的黏度比按牛顿流体计算的黏度减小约 20%,由此可见,切变率对黏度的影响不可忽略。

采用两种流体模型分别进行 CFD 计算,如图 3 所示。摩擦功耗 P_f 的结果表明:考虑非牛顿流体的结果比考虑牛顿流体的相对减小 15%~20%,温度越低,差值越大。因此,采用考虑剪切效应的非牛顿流体润滑油黏温特性模型是必要的。

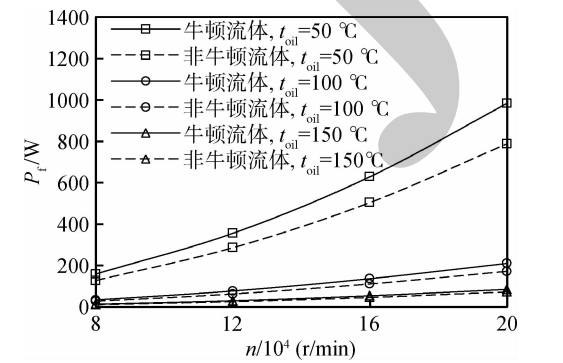


图 3 牛顿流体和非牛顿流体模型摩擦功耗对比

Fig. 3 Comparison of friction power losses between Newton and non-Newton model

2.3 网格划分及无关性

采用 ANSYS ICEM 对油膜进行网格划分,为了提高数值计算的精度并节约计算时间,油膜间隙流场全部采用六面体网格划分,图 4 为油膜

网格示意图。网格质量主要考虑长宽比的要求,通常,为获得较为理想的网格模型,长宽比一般不超过 2,而对于滑动轴承在周向和径向流动变化较小的情况下,所允许的长宽比甚至可以达到 500^[19-20]。

采用 FLUENT 流体计算分析软件对表 2 所列 4 种网格密度模型分别进行计算。结果经比较表明,第 2 种与第 3 种、第 2 种与第 4 种网格摩擦功耗和最大油膜压力 $p_{\max}$ 的计算结果相差均在 1%以内,符合网格无关解的条件。故分析选用第 2 种网格划分方法,网格数为 275 000。

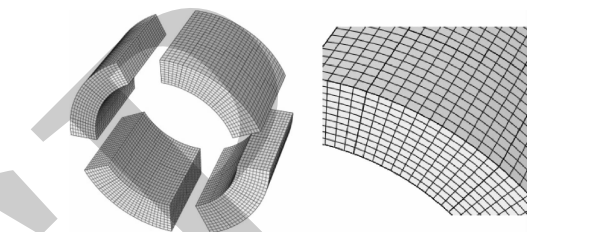


图 4 油膜网格及局部放大(放大油膜间隙)

Fig. 4 Grid of oil film and detailed view (exaggerated film clearance)

表 2 网格无关解分析采用的网格数目

Table 2 Cells number for grid independency study

编号	周向尺寸/mm	网格层数
1	0.07	10
2	0.06	20
3	0.05	20
4	0.06	30

2.4 边界条件与离散方法

根据涡轮增压器半浮动轴承的润滑油路的结构特点,设定油膜进出口、油膜轴向两端边界均为压力边界,各处压力均等于供油压力,允许出口和轴向两端泄油有回流;外壁面为无滑移固壁面,内壁面为无滑移旋转壁面。

采用用户自定义功能(UDF)的 DEFINE_PROPERTY 宏函数实现润滑油 Vogel 黏度特性和 Corss 黏度特性表达。选择 3-D 压力基隐式求解器,采用有限体积法离散控制方程,连续方程、动量方程采用一阶迎风格式,压力差值格式采用 PRESTO! (pressure staggering option),压力速度耦合采用 SIMPLeC(semi-implicit method for pressure-linked equations-consistent)算法。为了控制计算精度,设定连续性方程和气体分数方程

的最大收敛残差为 10^{-4} 。并在计算过程中对进出口流体质量流量进行监控,数值偏差低于 0.5%,计算收敛。

3 结果分析与讨论

设定压力边界供油压力 (p_{oil}) 分别为 0.2、0.4、0.6 MPa,润滑油温度 t_{oil} 分别为 50、100、150 °C,润滑油 SAE15W40 为液态主相,空气为第二相,主要考虑润滑油中溶解空气造成的气穴空化现象,汽化压力取环境压力为 0.1 MPa。轴颈沿 X 轴旋转,转速 (n) 分别为 800 000、120 000、160 000、200 000 r/min,计算所采用的偏心率 ϵ 假设为 0.2、0.5、0.8。

最小油膜厚度 h_{min} 位于 +Y 方向,如图 5 所示,考虑两种油槽分布位置下的油膜特性:图 5(a)工况 1 表示油槽中心位于最小油膜 h_{min} 处,图 5(b)工况 2 表示油槽中心位于 h_{min} 的两侧对称夹角 45°处。

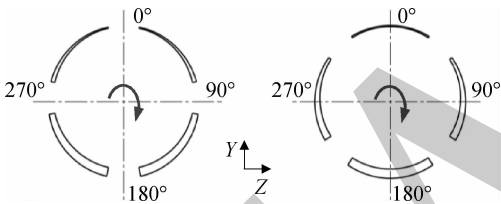


图 5 油槽位置(放大油膜间隙)
Fig. 5 Position of axial grooves
(exaggerated film clearance)

3.1 最小油膜厚度位置的影响

图 6 所示为在转速为 200 000 r/min,供油压力为 0.4 MPa,油膜温度为 100 °C 时,两种油槽位置下 YZ 对称平面上油膜压力 (p) 沿周向分布曲线,工况 1 的最大油膜压力为 1.68 MPa,高于工况 2 的 1.42 MPa;工况 1 的正压油膜压力位于

270°~360°油楔面,相邻的 0°~180°油楔面为空

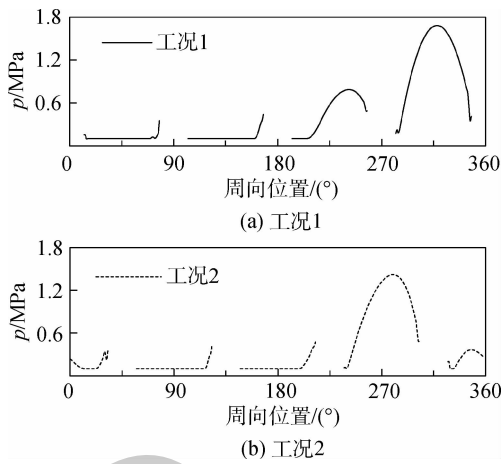


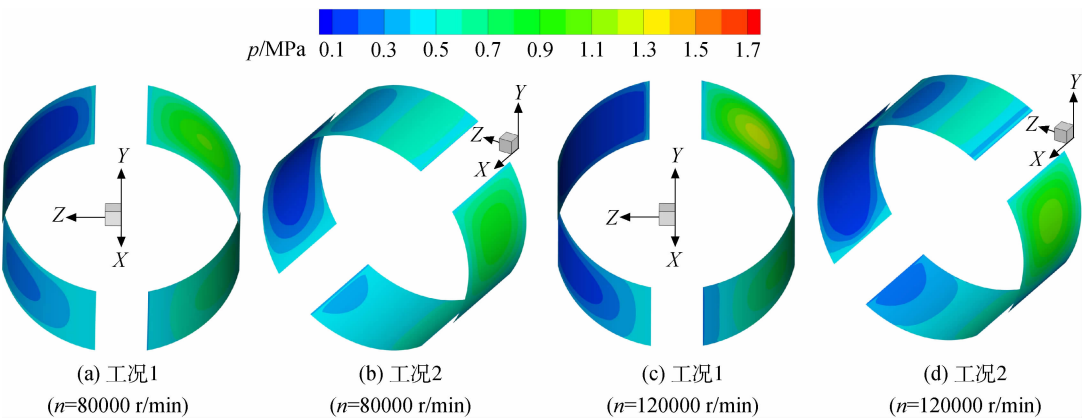
图 6 两相流油膜压力周向分布
($n=200\,000\text{ r/min}$, $p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ °C}$, $\epsilon=0.5$)
Fig. 6 Circumferential distribution of two-phase flow oil film pressure ($n=200\,000\text{ r/min}$, $p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ °C}$, $\epsilon=0.5$)

穴区;而工况 2 的正压油膜压力位于 225°~315°油楔面,空穴区则在对称的 45°~135°范围内,油槽边界处的压力均与进出口压力边界相等。

图 7 和图 8 描述了不同转速下两种油槽位置的油膜压力分布和空气汽化比率 (V_f) 分布情况,同样表明油槽位置不同,油膜压力分布不同,两相流的汽化比率大小和分布也不同。结合表 3 可知,随着转速的升高,两相流油膜最大压力 p_{max} 增大,这是因为随着转速的上升,转子表面的切向速度增加,转子对油膜的挤压作用加强,致使油膜产生更大的动压来抵抗加大的挤压力,所以最大油膜压力就会相应的增加。剪切力增大的同时,摩擦功耗显著增大。

与油膜压力分布相对应,随着转速上升,气穴空化区域面积和最大汽化比率 $V_{f,max}$ 随之增大,工况 1 的油膜压力和空化区域面积略大于工况 2 的。

尽管如此,由于工况 1 和工况 2 的摩擦面积



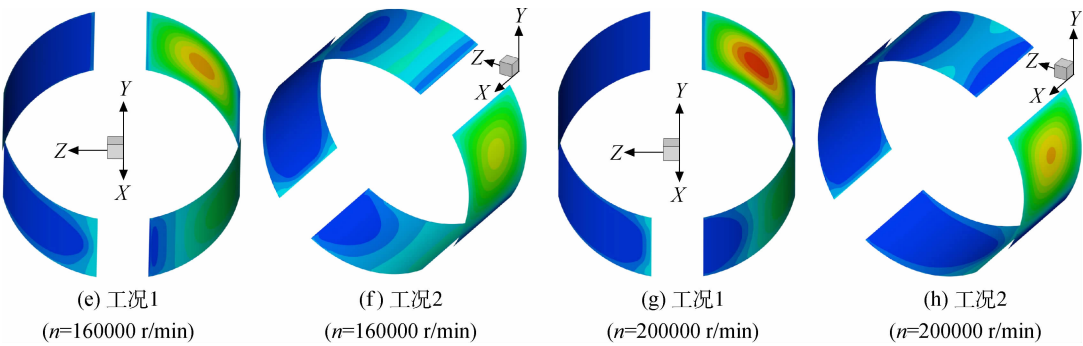


图 7 两相流油膜压力云图($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

Fig. 7 Two-phase flow oil film pressure color map ($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

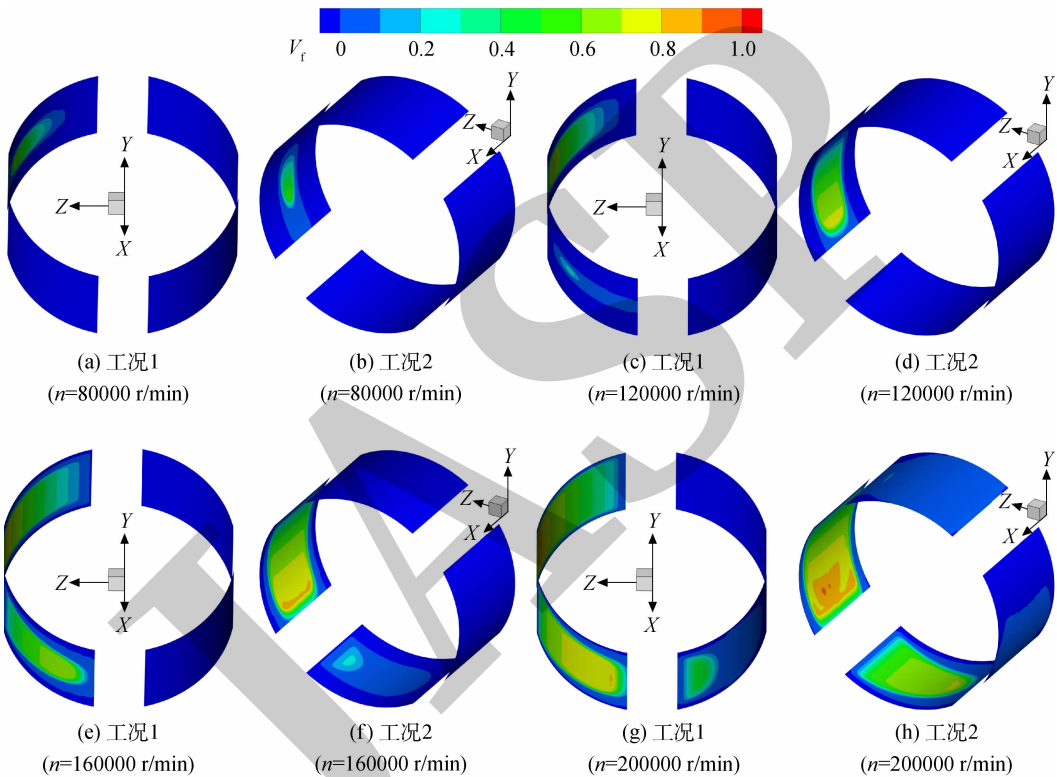


图 8 两相流油膜汽化比率云图($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

Fig. 8 Two-phase flow oil film V_f color map ($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

表 3 工况 1 和工况 2 的油膜特性参数

Table 3 Oil film characteristic parameters of case 1 and case 2

$n/10^4\text{ (r/min)}$	工况 1			工况 2		
	$p_{\max}/\text{MPa}$	$V_{f,\max}$	P_f/W	$p_{\max}/\text{MPa}$	$V_{f,\max}$	P_f/W
8	1.01	0.68	27.3	0.891	0.59	27.5
12	1.24	0.77	62.1	1.08	0.78	62.3
16	1.47	0.83	110.7	1.25	0.88	111.2
20	1.68	0.92	171.2	1.42	0.90	172.8

相等,两者的摩擦功耗 P_f 相差无几,说明轴向油槽的位置变化对内油膜摩擦功耗的影响甚小。

从图 9 可知负压区域 $0^{\circ}\sim180^{\circ}$ 与正压区域 $180^{\circ}\sim360^{\circ}$ 的摩擦功耗基本相等,说明气穴空化

不会加剧或减弱摩擦损失。综上分析,选择工况 1 油槽中心位于最小油膜处的静态位置模型进行后续计算分析。

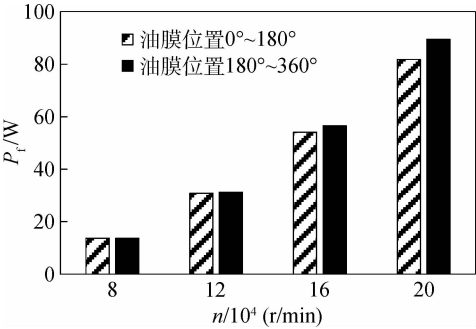


图 9 工况 1 时 0°~360°油膜摩擦功耗分布
($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

Fig. 9 Oil film friction power losses distribution of case 1 at 0°~360° ($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

3.2 偏心率对油膜特性的影响

图 10~图 13 描述了油膜特性随偏心率 ϵ 的变化规律。随着轴颈偏心率的增大,带贯通轴向油槽的内油膜间隙减小,转子对油膜的挤压加剧,最大油膜压力增大,相应地负压区内产生了更大的负压,需要更多的油膜汽化来抵消增大的负压,所以油膜的汽化比率提高。与此同时,油膜承载力 (F_{oil}) 也增大,而且转速越高,上升越快。

油膜承载力随转速的变化情况在不同的偏心率下有不同表现,如图 10 所示,偏心率 $\epsilon=0.2$ 较小时,油膜承载力随转速的上升却在减小,偏心率 $\epsilon=0.8$ 较大时,转速提高油膜承载力增大,分析原因可能与是否发生气穴有关。偏心率 $\epsilon=0.2$, 转速低于 120 000 r/min 时,两相流油膜最大汽化比率为 0,油膜并没有发生气穴空化,此时油膜为单相纯液体油膜,承载能力要大于含有空化气泡

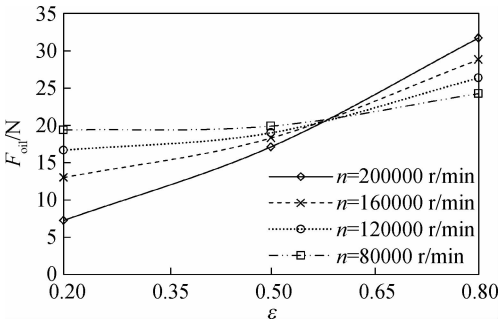


图 10 油膜承载力随偏心率变化

Fig. 10 Oil film capacity vs. eccentricity ratio

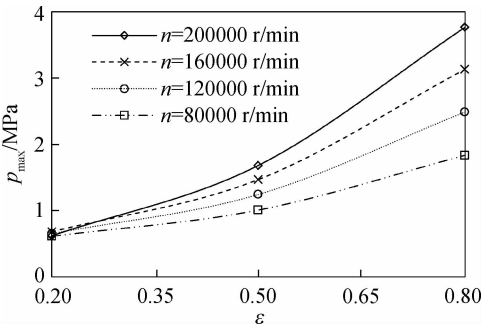


图 11 最大油膜压力随偏心率变化

Fig. 11 Peak oil film pressure vs. eccentricity ratio

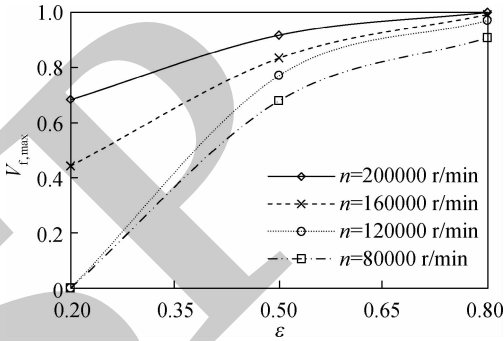


图 12 最大汽化比率随偏心率变化

Fig. 12 $V_{f,max}$ vs. eccentricity ratio

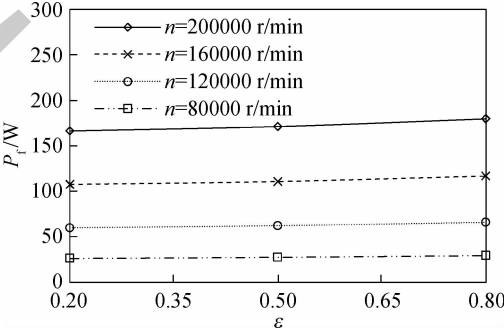


图 13 摩擦功耗随偏心率变化

Fig. 13 Friction power losses vs. eccentricity ratio

的两相流油膜,当转速继续升高,最大油膜压力增大,两相流油膜气穴空化比率增大,由此引起的两相流的承载力下降比例大于转速升高剪切力使承载力增加的收益比例,导致总的承载力在小偏心率下随转速上升反而降低。在偏心率 $\epsilon=0.8$ 较大时,在 $n=80\,000\sim200\,000$ r/min 转速范围,两相流油膜的气穴空化范围基本相当,最大汽化比率均大于 0.9,那么转速升高剪切力增大带来的承载力增加的收益比例占主导,所以承载力呈增大趋势。

图 13 表明偏心率对摩擦功耗的影响甚微,这

与文献[16]分析结果一致,主要是由于涡轮增压器轴承为轻载轴承。同样随着转速的升高,摩擦功耗显著增大。

3.3 温度对油膜特性的影响

文献[16]研究表明:温度是影响油膜摩擦功耗的重要因素,如图 14,油温低时,润滑油黏度较大,摩擦阻力大,摩擦功耗增大。图 15 表明油温也是最大油膜压力的主要影响因素,低温高转速下的两相流峰值油膜压力较大。但是油温对两相流油膜的承载力和汽化比率的影响少有研究。

图 16 的结果表明随着油温的升高,润滑油黏

度和密度减小,油膜剪切力变小,油膜承载力有所下降,油温低于 100 ℃ 时尤为明显,继续升高油温,润滑油黏度的变化率逐渐减小,承载力下降率相应减弱。

图 17 表明润滑油温度为 50 ℃ 较低时,由于油膜黏度较大,各转速下油膜汽化全部仅发生在 0°~180°油楔面,油膜汽化比率分布范围基本相当,且最大汽化比率变化小(如图 18),所以随转速升高而剪切力增大所产生承载力增益较大。但当润滑油温度为 150 ℃ 较高时,由于润滑油较稀,低速时更容易填充油膜间隙, $n=80\,000\text{ r/min}$ 时油膜为单相流纯油膜,汽化比率为零,而随着转速

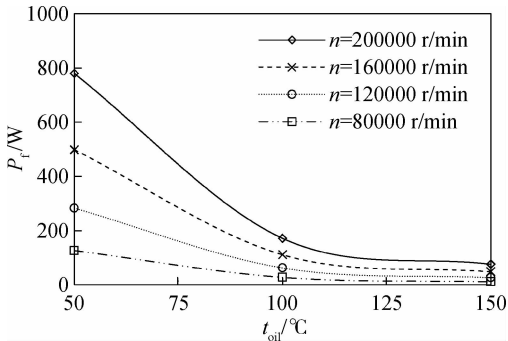


图 14 摩擦功耗随油温变化

Fig. 14 Friction power losses vs. oil temperature

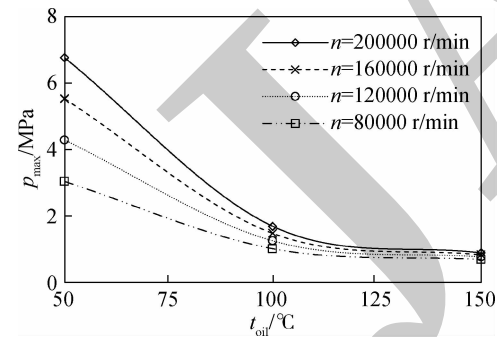


图 15 最大油膜压力随油温变化

Fig. 15 Peak oil film pressure vs. oil temperature

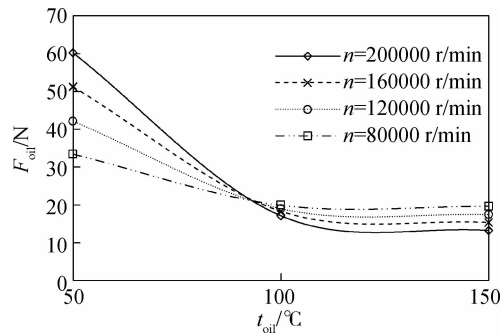


图 16 油膜承载力随油温变化

Fig. 16 Oil film capacity vs. oil temperature

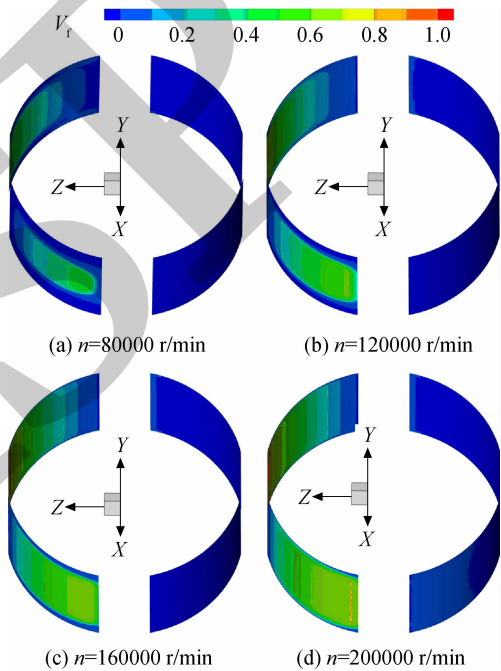


图 17 两相流油膜汽化比率云图

($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

Fig. 17 Two-phase flow oil film V_f color map

($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

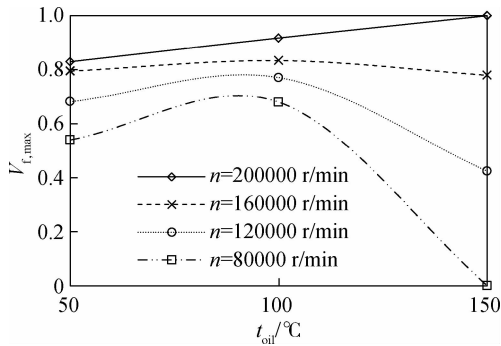


图 18 最大汽化比率随油温变化

Fig. 18 $V_{f,max}$ vs. oil temperature

的上升增加了油膜破裂,汽化范围及汽化比率急剧增大,导致承载力反而略有下降,如图 19。

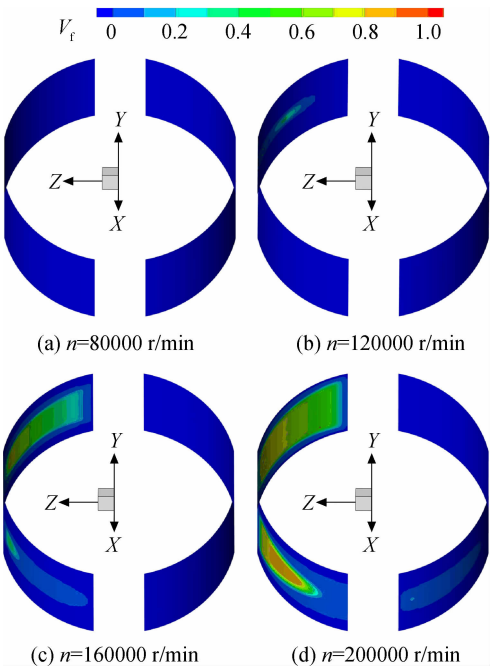


图 19 两相流油膜汽化比率云图
($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)
Fig. 19 Two-phase flow oil film V_f color map
($p_{oil}=0.4\text{ MPa}$, $t_{oil}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon=0.5$)

3.4 压力对油膜特性的影响

图 20~图 23 给出了不同轴颈转速下膜特性随供油压力变化曲线,结果表明,供油压力对摩擦功耗的影响基本可以忽略,与文献[16]结论一致。随着油压的升高,最大油膜压力略微增大,但由于高油压时两相流油膜相对气穴空化比率低(如图 23),所以油膜承载力呈增加趋势。

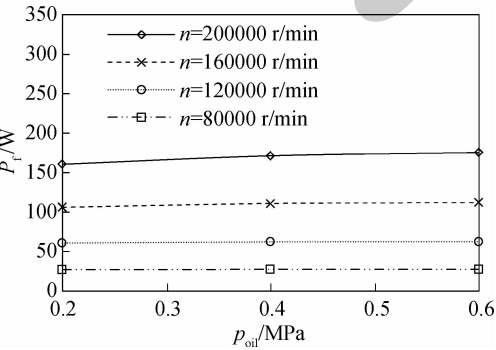


图 20 摩擦功耗随供油压力变化
Fig. 20 Friction power losses vs. oil supply pressure

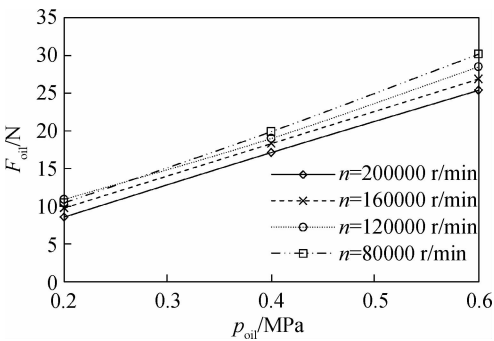


图 21 油膜承载力随供油压力变化
Fig. 21 Oil film capacity vs. oil supply pressure

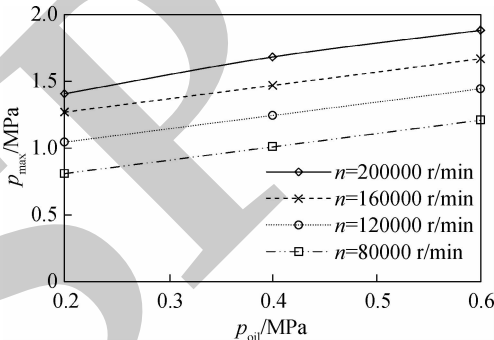


图 22 最大油膜压力随供油压力变化
Fig. 22 Peak oil film pressure vs. oil supply pressure

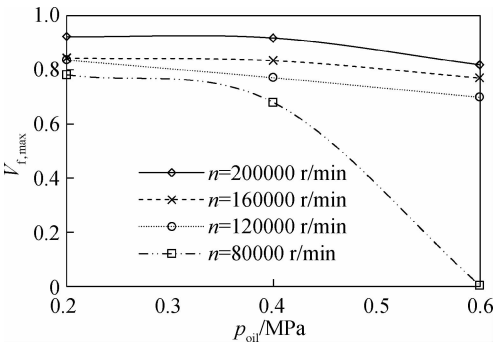


图 23 最大汽化比率随供油压力变化
Fig. 23 $V_{f,max}$ vs. oil supply pressure

4 验证分析

涡轮增压器转子系统摩擦功耗试验通常采用热量平衡原理,假设忽略传热损失,摩擦功耗可以通过润滑油的温升推算

$$P_f = m_{oil} c_p (t_2 - t_1) \tag{9}$$

式中 m_{oil} 为润滑油流量, c_p 为润滑油比定压热容, t_1 和 t_2 分别为润滑油进口和出口温度。

具体实施方法参考文献[21],在宁波威孚天

力增压技术股份有限公司的 TT104 试验台架进行,准确测量的关键在于试验过程中尽可能的减小增压器两端的热量传递,使得润滑油的温升仅源于摩擦损失。图 24 为不同供油温度下摩擦功耗计算和测量结果对比,试验测得的结果总体上要大于分别采用两种流体模型计算结果,分析原因主要有两方面:一是计算分析结果仅为增压器压端和涡端两个浮动轴承内油膜摩擦功耗之和,而测量结果则包含了增压器浮动轴承、止推轴承及密封环等整个部件的摩擦功耗,尤其在高速时,较大轴向力引起较大的止推轴承摩擦功耗;二是试验时很难实现绝热条件,增压器润滑油的温升不仅源于转子系统摩擦损失,还包括了涡端的高温热传导部分,因此温升会有所增大。

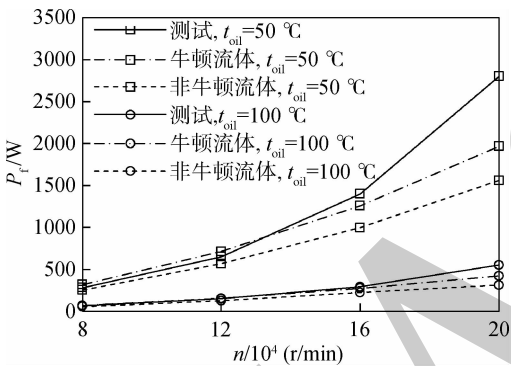


图 24 摩擦功耗结果对比

Fig. 24 Comparison of friction power losses

5 结 论

- 1) 本文所研究的带有轴向油槽的涡轮增压器半浮动轴承内油膜摩擦功耗大小与油槽位置分布无关。
- 2) 本文所研究的两相流油膜承载力随着偏心率的增加、油温的降低和油压增大而有不同程度的增大。
- 3) 但本文所研究的两相流油膜承载力随转速的变化规律并不一致,主要受到偏心率和润滑油温度的影响。当偏心率较小温度较高时,低速油膜不容易发生气穴空化,其承载力随转速上升会略有下降;当偏心率增大油温降低时,转速增大使得油膜受到挤压的影响占主导作用,导致承载力随转速上升显著增加。
- 4) 本文所研究的两相流摩擦功耗主要影响因素为温度,其次为转速,偏心率和油压对其影响甚微。

5) 偏心率、油温和油压对两相流油膜汽化比率的影响不可忽略。减小偏心率、提高油压、降低油温有利于减轻所研究的轻载两相流油膜发生气穴空化的比率。

6) 计算分析的涡轮增压器整机摩擦功耗小于实测结果,有待进一步计入止推轴承摩擦功耗计算分析,再与试验结果进行验证比较。

参考文献:

[1] 朱大鑫. 涡轮增压与涡轮增压器[M]. 北京:机械工业出版社,1992.

[2] DOWSON A D, TAYLOR C M. Cavitation in bearings[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2003, 11(1): 35-65.

[3] NGUYEN-SCHÄFER H. Rotordynamics of automotive turbochargers[M]. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2012.

[4] SZERLI A Z. Fluid film lubrication[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1980.

[5] NAGARAJU T, SHARMA S C, JAIN S C. Study of orifice compensated hole-entry hybrid journal bearing considering surface roughness and flexibility effects[J]. Tribology International, 2006, 39(7): 715-725.

[6] ALMQVIST T, ALMQVIST A, LARSSON R. A comparison between computational fluid dynamic and Reynolds approaches for simulating transient EHL line contacts[J]. Tribology International, 2004, 37(1): 61-69.

[7] CHASALEVRIS A. Finite length floating ring bearings: operational characteristics using analytical methods[J]. Tribology International, 2016, 49(3): 571-590.

[8] ROY L. Thermo-hydrodynamic performance of grooved oil journal bearing[J]. Tribology International, 2009, 42(8): 1187-1198.

[9] LIANG Feng, ZHOU Ming, XU Quanyong. Effects of semi-floating ring bearing outer clearance on the subsynchronous oscillation of turbocharger rotor[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(5): 901-910.

[10] GUO Zenglin, HIRANO T, KIRK 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.

[11] 张楚. 基于 CFD 方法的滑动轴承动特性分析[D]. 南京:东南大学, 2011.

ZHANG Chu. Research on the dynamic characteristics of journal bearing based on CFD analysis[D]. Nanjing: Southeast University, 2011. (in Chinese)

[12] 于桂昌. 基于 CFD 的滑动轴承瞬态流场计算[D]. 杭州:浙江大学, 2010.

[13] SOLGHAR A A, BRITO F P, ABDOLZADEH M, et al. Numerical study of twin groove journal bearings performance under steady-state condition[J]. Lubrication Science, 2013, 27(2): 83-102.

[14] YIN Song, GU Chunwei. Development and validation of a three-dimensional computational fluid dynamics analysis for journal bearings considering cavitation and conjugate heat transfer[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(12): 122502.

[15] LIN Qiyin, WEI Zhengying, WANG Ning, et al. Analysis on the lubrication performances of journal bearing system using computational fluid dynamics and fluid-structure interaction considering thermal influence and cavitation[J]. Tribology International, 2013, 46(3): 8-15.

[16] DELIGANT M, PODEVIN P, DESCOMBES G. CFD model for turbocharger journal bearing performances[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(5): 811-819.

[17] TAYLOR R I. The inclusion of lubricant shear thinning in the short bearing approximation[J]. Journal of Engineering Tribology, 1999, 213(1): 35-46.

[18] SINGHAL A K, ATHAVALLE M M, LI Huiying, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617-624.

[19] MERUANE V, PASCUAL R. Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings[J]. Tribology International, 2008, 41(8): 743-754.

[20] 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, 2015, 39(2): 105-110.

LI Qiang, XU Weiwei, ZHAO Yue, et al. Solution of static equilibrium position of journal bearing based on transient flow calculation[J]. Journal of China University of Petroleum, 2015, 39(2): 105-110. (in Chinese)

[21] SJÖBERG E. Friction characterization of turbocharger bearing[D]. Stockholm: Kungliga Tekniska Högskolan, 2013.

(编辑: 叶 青)