

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.03.003

磁流体轴承的磁场与润滑特性分析研究^{*}

徐咏梅¹, 李 婷², 李银银², 马吉恩², 方攸同^{2*}

(1. 杭州市特种设备检测研究院, 浙江 杭州 310003; 2. 浙江大学 电气工程学院, 浙江 杭州 310027)

摘要:针对电机轴承高速化载荷高的需求以及磁流体轴承具有的自润滑密封、可靠性高、高速、低摩擦润滑等一系列优点,对磁流体轴承在不同条件下的性能开展了研究。首先从理论上推导了磁流体粘度的相关公式,通过采用 Matlab 软件在外加磁场的条件下,对磁流体的粘度进行了修正,并给出了磁流体轴承润滑的粘温、粘压特性。其次,采用有限元分析方法设计了外加磁场,并对轴承内部的磁场分布进行了分析。研究表明,在外加磁场的作用下,磁流体轴承润滑的粘度发生变化,同时,相较于传统普通轴承,磁流体轴承的承载能力得到提高,能在高温、高速的工况下工作。

关键词:磁流体;轴承;润滑;粘度

中图分类号:TH133.33;TH117;TM271

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)03-0259-06

Analysis of magnetic field and lubrication characteristic of magnetic fluid bearings

XV Yong-mei¹, LI Ting², LI Yin-yin², MA Ji-en², FANG You-tong²

(1. Hangzhou Special Equipment Inspection and Research Institute, Hangzhou 310003, China;

2. College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Aiming at the requirement of high speed and heavy duty bearings, and the advantages of the magnetic fluid bearing in terms of self-lubricating sealing, high reliability, high-speed, low-friction lubrication, the performance of the magnetic fluid bearing was evaluated. Firstly, the theoretic analysis of viscosity of the magnetic fluid were carried out. An external magnetic field was applied and the viscosity-pressure and viscosity-temperature characteristics were obtained by using Matlab. The magnetic field distribution was designed and obtained using the finite element analysis. The results indicate that under the influence of external magnetic field, the viscosity of the magnetic fluid bearing lubricant changes, meanwhile, compared to the conventional bearing, the bearing capacity of the magnetic fluid bearing is improved, and therefore, it can work in conditions of high temperature and high speed.

Key words: magnetic fluid; bearing; lubricant; viscosity

0 引 言

磁流体(Magnetic Fluid)是通过人工合成的一种具有强磁化性能的新型材料。磁流体的主要组成部分包括基液、纳米级直径的磁性固体颗粒以及表面活性

剂^[1],它将纳米技术、现代磁学技术以及液态体系有机结合,因此,它具备其他常规材料缺乏的优异性能,目前已被应用于润滑、机械、电子、冶金、医疗等诸多领域^[2]。

磁流体轴承润滑是指轴承以含有磁性固体颗粒的载液作为润滑介质。由于磁流体中的磁性固体颗粒大

收稿日期:2015-07-24

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51177144,51477149)

作者简介:徐咏梅(1969-),女,安徽宿州人,工程师,主要从事磁流体轴承方面的研究. E-mail:hz_yongmei@sina.com

通信联系人:方攸同,男,博士,教授,博士生导师. E-mail:youtong@zju.edu.cn

小为纳米级,远低于表面粗糙度,其造成的摩擦损耗极小。

和传统润滑剂相比,磁流体润滑不仅具有更好地润滑效果,同时能够使轴承、齿轮等部件的机械效率得到提高。此外,磁流体润滑也具有高可靠性、少污染和低摩擦损耗等优点。

磁流体轴承润滑需要外加磁场的作用才能正常工作。通常情况,可采用直流励磁或永磁体来产生磁场。直流励磁可通过励磁电流的大小控制磁场强度,以改进磁流体的分布,但是存在一定的铜耗。永磁体可以产生比较稳定的磁场,但是其对结构设计和控制的要求较高^[3]。这两种方式各有优劣。

关于外加磁场对磁流体轴承的影响,国内外很多专家学者作了而很多研究论证,主要包含两个方面:一是产生磁场力,二是引起粘度的变化。温诗铸^[4]指出,相较于传统流体润滑,整个磁流体润滑都收到磁场力作用,且不同流动方向的磁流体受到磁场作用的影响不同。对磁场力的大小计算结果显示,磁场力较小,在较高转速时,磁场力还将进一步减小^[5]。另外,理论推导和实验验证均指出,无外加磁场时,和普通润滑剂相同,磁流体的粘度随温度的升高而降低;但是当环境温度一定时,磁流体的粘度会随外加磁场的强度发生改变^[6-10]。

本研究将重点分析在磁场作用下,粘度变化对轴承的影响。由于磁场力的影响较小,可忽略。

1 磁流体润滑粘度特性计算

1.1 磁流体润滑粘温、粘压特性

影响润滑油粘度的两个方面分别是温度和压力。三者的关系可以用下式表示:

$$\eta_t(T, P) = \eta_0 \exp \left\{ \left[\begin{array}{l} (\ln \eta_0 + 9.67) \times \\ (1 + 5.1 \times 10^{-9} P)^z \\ \times \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-S_0} - 1 \end{array} \right] \right\} \quad (1)$$

式中: η_0 —在 T_0 温度下,零压力时润滑油的初始粘度, Pa·s; S_0, z —无量纲粘温系数以及无量纲粘压系数,均为实验值,通常可取 0.1~1.5,表示压力和温度对粘度的影响程度; $T = t + 273.15$,单位为 K, t —摄氏温度。由此可得磁流体润滑粘度和温度、压力的关系图如图 1 所示。

由图 1 可知,随着温度的上升,磁流体润滑的粘度呈指数下降。其主要原因是温度升高导致布朗运动加速,使得磁性固体颗粒与基液粒子之间的速度差减小,

从而导致粘度降低。另外,磁流体润滑的粘度随着压力的增大呈缓慢的线性上升趋势。相较可知,温度对磁流体润滑的粘度影响更为显著。

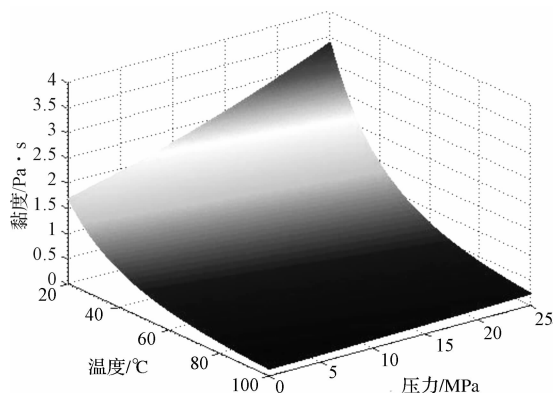


图 1 磁流体润滑粘度与温度、压力的关系

1.2 磁流体润滑的粘度-转速特性

润滑膜的温度与轴承的转速相关。随着转速的增大,温度升高,且转速越大,温度上升速率越快。其关系可用下式近似表示:

$$t(n) = 14.5 \ln(n+1) + 0.0017n - 25 \quad (2)$$

根据 $T = t + 273.15$,将式(2)代入式(1)中,整理可得到不同转速下润滑膜的粘度-转速关系式(见下式):

$$\eta_n(n, P) = \eta_0 \exp \left\{ \left[\begin{array}{l} (\ln \eta_0 + 9.67) \times \\ (1 + 5.1 \times 10^{-9} P)^z \\ \times \left(\frac{14.5 \ln(n+1) + 0.0017n + 110}{14.5 \ln(n_0+1) + 0.0017n_0 + 110} \right)^{-S_0} \\ - 1 \end{array} \right] \right\} \quad (2)$$

由式(3),易得磁流体润滑粘度随着轴承转速的增大而逐渐降低。其原因是转速的增加会导致磁流体润滑温度上升,进而使得粘度降低。

1.3 外加磁场下磁流体润滑的粘度特性

磁流体轴承需在外加磁场的作用下才能正常工作。而外加磁场会对磁流体润滑的粘度特性产生很大的影响。

外加磁场对磁流体润滑粘度的影响,是磁场作用对磁流体中磁性颗粒产生力矩的结果^[11]。外磁场将磁流体中的磁性固体颗粒磁化,磁性颗粒在粘性力的驱动下旋转,从而使基液和磁性粒子见的旋转速度差增加,摩擦阻力增大,粘度增大。

在外加磁场的作用下,对磁流体的粘度进行修正,

得到下式,

$$\eta_h(T, P, H) = (\eta + \Delta\eta_h(H)) \cdot k_1 \quad (4)$$

式中: η —无外加磁场作用时的磁流体润滑膜的粘度, Pa·s; $\Delta\eta_h$ —外加磁场作用时磁流体润滑膜粘度的增量, Pa·s; k_1 —粘度增量实验值与粘度增量理论值的比值, 可通过实验得到, 通常取 $k_1 = 0.5 \sim 3$ 。

根据转动粘度理论, 在方向上, 管流涡旋矢量 ω 与管流流速 v 符合右手螺旋法则, 且外磁场矢量 H 对磁流体粘度的影响与管流涡旋矢量方向和外加磁场强度方向的夹角 β 有关^[12]。通过推导, 可得在外加磁场作用下, 磁流体润滑膜的粘度增量 $\Delta\eta_h$ 与基液粘度 η_t 的关系满足下式,

$$\frac{\Delta\eta_h}{\eta_t} = \frac{3}{2}\phi \frac{0.5\alpha L(\alpha)}{1 + 0.5\alpha L(\alpha)} \sin^2\beta \quad (5)$$

根据 Langevin 定律:

$$\begin{aligned} M &= \phi M_p L(\alpha) \\ \alpha &= \frac{\pi d_p^3 \mu_0 M_p}{6k_0 T} \\ L(\alpha) &= \coth\alpha - \frac{1}{\alpha} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: ϕ —磁流体中磁性固体颗粒的体积浓度; H —外磁场强度, A/m; M —磁流体的磁化强度, A/m; μ_r —相对磁导率; d_p —团聚体分子的平均直径, nm; k_0 —玻尔兹曼常数。

由式6整理得:

$$0.5\alpha L(\alpha) = \frac{\pi d_p^3 \mu_0 H M}{12\phi k_0 T} \quad (7)$$

当 $\beta = 90^\circ$, 即外磁场强度 H 的方向和基载液涡旋矢量 ω 方向垂直时, 可得:

$$\frac{\Delta\eta_h}{\eta_t} = \frac{3}{2} \frac{1}{\frac{1}{\phi} + \frac{12k_0 T}{\pi d_p^3 \mu_0 H M}} \quad (8)$$

在无外加磁场作用时, 磁流体润滑膜的粘度 η 与基液粘度 η_t 的关系满足下式^[13-14]:

$$\frac{\eta}{\eta_t} = \frac{1}{1 - 2.5\phi + 1.55\phi^2} \quad (9)$$

当考虑表面活性剂厚度时, 式(9)修正为:

$$\frac{\eta}{\eta_t} = \frac{1}{1 - 2.5(1 + c/r_p)^3 \phi + 1.55(1 + c/r_p)^6 \phi^2} \quad (10)$$

式中: r_p —团聚体分子的平均半径, mm; c —表面活性剂的厚度, mm。

联立式(2~10), 整理可得外加磁场作用下的磁流体润滑膜粘度方程:

$$\eta_h(T, P, H) = \eta_0 \exp \left\{ (\ln\eta_0 + 9.67) \left[\frac{(1 + 5.1 \times 10^{-9} P)^2}{\left(\frac{T-138}{T_0-138} \right)^{-s_0} - 1} \right] \times \left[\frac{1}{1 + 2.5(1 + c/r_p)^3 \phi - 1.55(1 + c/r_p)^6 \phi^2} + \frac{1.5k_1}{\frac{1}{\phi} + \frac{3k_0 T}{2\pi r_p^3 \mu_0 (\mu_r - 1) H^2}} \right] \right\} \quad (11)$$

取 $r_p = 5 \text{ nm}$, $\phi = 12.5\%$, $c = 4.65 \text{ nm}$, 并给定压力 10 MPa 和温度 25°C , 可得磁流体润滑膜的粘度 η_H 随磁感应强度 B 变化的曲线如图2所示。

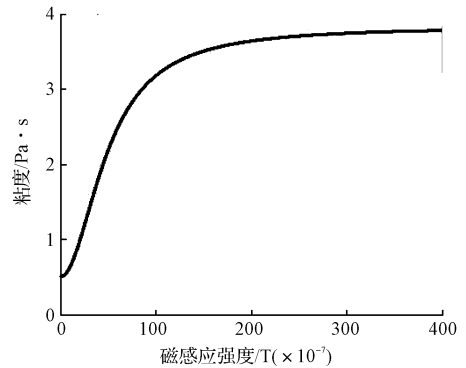


图2 磁流体润滑粘度与磁感应强度的关系曲线

由图2可知, 当外界环境和磁流体的温度保持一定时, 磁流体润滑粘度随着磁场强度的增加而增大。当磁感应强度较小时, 磁流体粘度随磁感应强度的变化较大; 当磁感应强度增大到一定数值后, 磁流体润滑粘度的变化较小, 并趋于稳定。这主要是因为, 在磁场梯度的影响下, 基液中的磁性颗粒分布状态趋于稳定, 因此, 磁流体的粘度变化较小。

根据式(1)和式(11), 假定 $P = 10 \text{ MPa}$, 可得无磁场作用下及磁感应强度 $B = 300 \times 10^{-7} \text{ T}$ 时的磁流体粘温曲线如图3所示。在两种情况下(无外加磁场和有外加磁场), 磁流体的粘温曲线变化趋势类似, 但是有外加磁场时, 粘温曲线变化更快。当温度相同, 外加磁场使磁流体的粘度有所提高, 因而润滑性能更好。

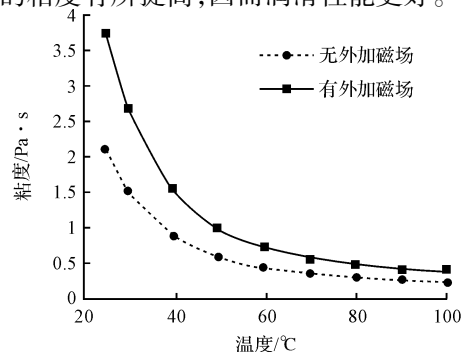


图3 无磁场作用及磁感应强度 $B = 300 \times 10^{-7} \text{ T}$ 时磁流体粘温特性曲线

1.4 外加磁场对润滑膜压力的影响

滑动轴承在稳定运行工况下的润滑膜压力表达式见下式,

$$p = -\frac{\mu\omega_0 L^2}{8R_2^2} \left(\begin{array}{l} 3\varepsilon \frac{\sin\theta}{(1+\varepsilon\cos\theta)} \\ + \frac{2\varepsilon \sin\theta}{\lambda(1+\varepsilon\cos\theta)^2} \\ - \frac{6\varepsilon \sin\theta}{\lambda^2(1+\varepsilon\cos\theta)^3} \end{array} \right) \quad (12)$$

式中: R_2 —轴颈半径; μ —润滑膜的粘度; ω_0 —轴颈转速; ε —偏心率; λ —轴承的间隙比, $\lambda = c/R_2$; c_2 —半径间隙, $c = R_1 - R_2$; b —轴承宽度。

本研究将式(11)所得的外加磁场作用下的磁流体粘度变化关系代入式(12)中。并给定转速 $\omega_0 = 3\ 000\text{r}/\text{min}$, 温度 $25\text{ }^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 0.5$, 间隙比为 $\lambda = 1.41\%$, 可以画出在该稳定运转工况下, 磁流体润滑膜所受压力随外加磁场磁感应强度变化的曲线图如图 4 所示。

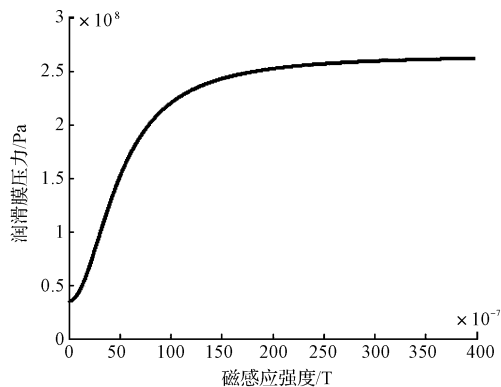


图 4 润滑膜压力与外加磁场的变化曲线

当温度、转速等条件保持一定时, 随着磁感应强度的增大, 磁流体轴承润滑膜的压力逐渐增大; 当磁感应强度增加到一定数值后, 压力的变化趋于稳定。其变化趋势与图 2 类似, 易知, 磁流体轴承润滑膜的压力与粘度成正相关。由此, 在外加磁场的作用下, 磁流体润滑的粘度增大, 同时磁流体轴承润滑膜的压力和承载能力也随之提高。

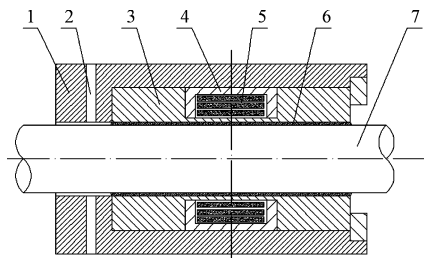
2 磁流体轴承磁场分布的仿真

上节分析了外加磁场对磁流体的粘度特性的影响。为确保外加磁场强度能满足磁流体对粘度的需求, 还需分析具体磁场的分布情况。

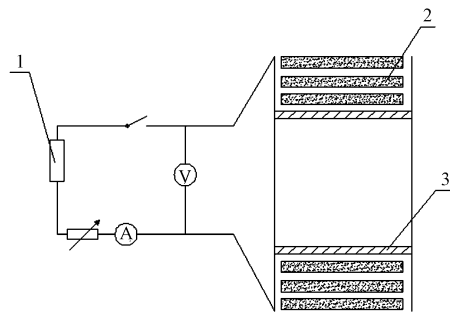
2.1 外加磁场设计

如前文所述, 磁流体轴承润滑通常选用直流励磁或永磁体来产生磁场, 这两种方式各有优、缺点。为方便调节磁流体轴承润滑的磁场, 本研究选用直流励磁

的方式提供磁场。结合磁流体轴承润滑的结构、特点及对外加磁场的期望, 本研究设计磁流体轴承润滑的外加磁场的结构原理图如图 5 所示。



1—外壳; 2—磁流体注入孔; 3—轴承内套; 4—衬套; 5—螺线管; 6—磁流体; 7—轴
(a) 磁流体轴承的直流励磁结构



1—直流电源; 2—线圈; 3—轴承内套
(b) 外加磁场的控制电路

图 5 磁流体轴承润滑外加磁场方案结构图

如图 5 所示, 通过改变线圈中流过的电流, 即可调节外加磁场的磁场强度, 从而将磁流体中的磁性固体微粒磁化, 并有序排列, 产生的粘性力矩驱动磁性颗粒旋转, 使得磁性固体颗粒与基液之间的速度差增加, 从而增大摩擦阻力, 以提高磁流体的粘度。

由此, 有效地控制外加磁场的大小以控制磁性颗粒的旋转, 对磁流体轴润滑具有重要意义。

2.2 模型建立

本研究采用有限元的方式对磁场分布进行分析计算。本研究所选取的磁流体轴承的基本参数如表 1 所示。

表 1 磁流体轴承的基本参数

名称	数值
轴套外径 R/mm	40.55
轴颈半径 R_2/mm	35.5
半径间隙 c/mm	0.05
轴承宽度 b/mm	23
轴颈转速 $\omega_0/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 000 ~ 5 000
偏心率 ε	0.1 ~ 0.95
偏心距 e	—

由于磁场沿轴承轴向的变化梯度较小,可忽略,故本研究采用二维模型,以分析外加磁场沿纵向平面分布的情况。笔者采用有限元的方法对轴承平面网格剖分。

2.3 静态磁场仿真分析

为观察磁流体轴承的磁力线的分布情况,本研究先对轴承进行二维静态仿真。此时,轴承转速为零。静态场时轴承纵向平面上磁力线分布和磁感应强度分布情况的仿真结果如图6所示。

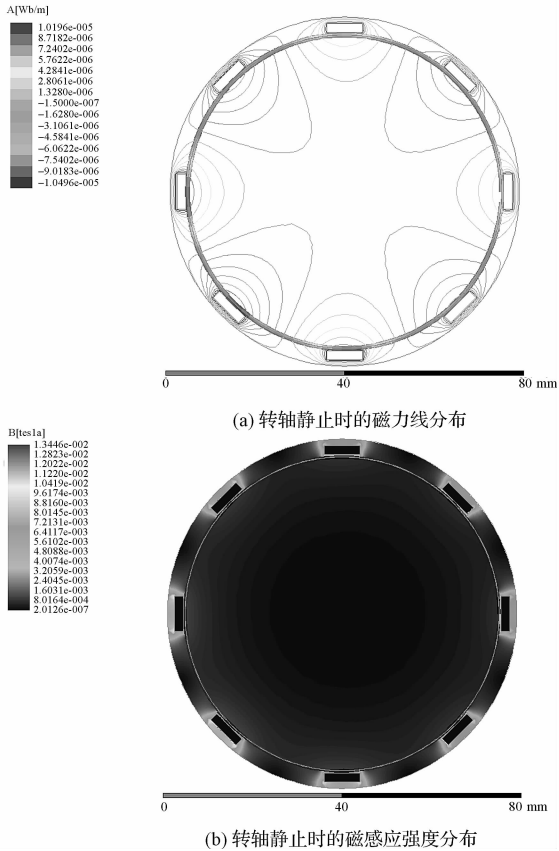


图6 静止时,轴承的磁力线和磁感应强度分布

由图6可以看出,在润滑区域附近,磁力线分布比较密集,磁感应强度较其他区域大,故这种轴承模型能较好的发挥外加磁场对磁流体润滑的控制作用。

从图6中只能得到大致的磁场分布趋势,这是因为磁流体润滑膜的厚度很小。磁流体沿圆周的磁感应强度的分布情况如图7所示。由图7可看出,磁流体的磁感应强度的分布不是均匀的。且由于存在偏心,磁感应强度的最大值出现在润滑膜最薄处,使得润滑膜在此处有一定的聚集,以达到提高润滑膜最薄处的承载能力。

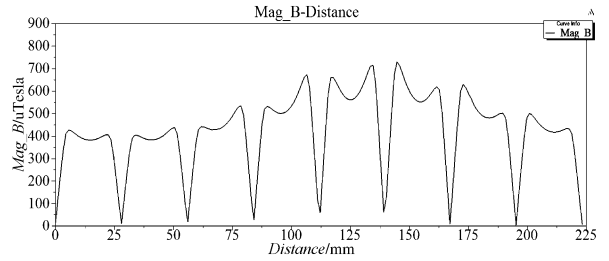


图7 磁流体沿圆周的磁感应强度的分布图

2.4 瞬态磁场仿真分析

轴承正常工作时,轴颈由于处于高速状态,内部产生涡流。故需对此时的磁场分布进行瞬态求解分析。

在静态场的基础上,调整转速到最大值。因为涡流效应会在旋转的过程中逐步稳定,且力矩相关,当轴颈力矩趋向稳定时,涡流场也趋向稳定。经过较短时间后,轴颈力矩趋向稳定,这意味着涡流场也趋向稳定。涡流效应稳定后的磁力线和磁感应强度的分布情况如图8所示。

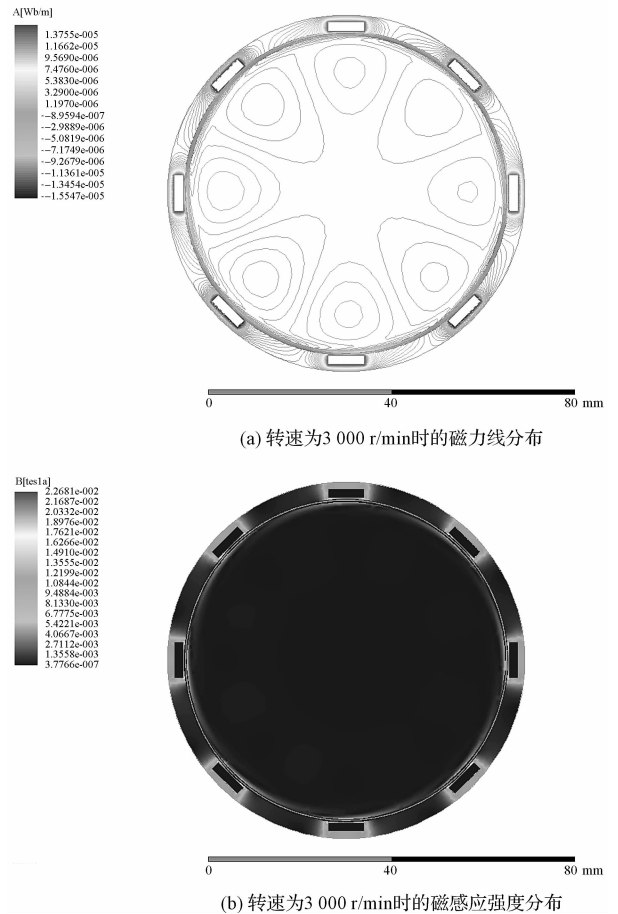


图8 高速运转时,轴承的磁力线和磁感应强度分布图

由图8可以看出,高速运转时,磁力线的分布发生了变化,在轴颈处产生了涡流场。为进行定量分析,稳

定后的磁流体沿圆周的磁感应强度分布情况如图 9 所示。与图 7 比较可得,相较于静态场,高速运转时,在每个励磁线圈的趋于附近都出了幅值较大的波峰,厚度较小处,峰值较大。

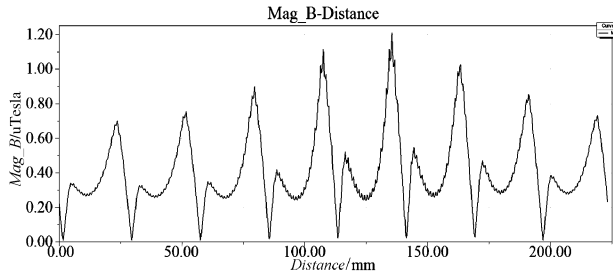


图 9 高速运转时,磁流体沿圆周的磁感应强度分布情况

3 结束语

磁流体润滑较传统轴承润滑具有自润滑密封、可靠性高、高速、低摩擦润滑等一系列优点。通过本研究的对磁流体粘度特性的理论计算和 Matlab 仿真分析可得,在外加磁场的影响下,磁流体润滑的粘度增大,同时磁流体轴承润滑膜的压力和承载能力也随之提高。

此外,本研究对外加磁场进行了设计分析,由于外加磁场的存在,磁流体轴承的承载能力强于同等传统轴承,能在高速高温的工况下工作。该特性使得磁流体轴承适用于速度高载荷大的场合,例如高速铁路的牵引电机中,因此有着非常广泛的应用前景。

参考文献 (References):

- [1] 滕荣厚,浅谈磁性液体[J]. 粉末冶金工业,2001,11(4): 42-46.
- [2] RAJ K, Moskowitz B, CASCIARI R. Advances in ferrofluid technology[J]. **Journal of magnetism and magnetic materials**,1995(1):174-180.
- [3] 安琦,孙林,楼豪生,等. 磁流体润滑滑动轴承的研制和性能研究[J]. 机械科学与技术,2004,23(4):461-463.
- [4] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[Z]. 北京:清华大学出版社有限公司,2002.
- [5] 杨文明,李德才,蔡玉强,等. 磁流体密封中转轴偏心时磁场和轴受力的数值计算[J]. 润滑与密封,2010,34(12): 48-51.
- [6] REN Z, HAN Y, HONG R, et al. On the viscosity of magnetic fluid with low and moderate solid fraction[J]. **Partic-uology**,2008(3):191-198.
- [7] SHLIOMIS M I, MOROZOV K I. negative viscosity of ferrofluid under alternating magnetic field[J]. **Physics of fluids** (1994-present). 1994,6(8):2855-2861.
- [8] WAGH D K, AVASHIA A. On the viscosity of a magnetic fluid[J]. **Journal of magnetism and magnetic materials**, 1996,153(3):359-365.
- [9] 胡建辉,赵猛,邹继斌,磁场作用下磁流体粘度特性的研究[J]. 机械工程材料,2006(8):64-65.
- [10] 王利军,郭楚文,杨志伊. 磁流体粘度特性研究[J]. 润滑与密封. 2006(8):46-48.
- [11] 池长青,王之珊,赵丕智. 铁磁流体力学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1993.
- [12] 魏永田,孟大伟,温嘉斌. 电机内热交换[M]. 北京:机械工业出版社,1998.
- [13] B. A. 沃斯克列辛斯基. 滑动轴承计算和设计[M]. 陈金宝,包传福书,译. 北京:国防工业出版社,1986.
- [14] TAYLOR G I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders[J]. **Proceedings of the Royal Society A**,1923,102(605-615):541-542.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

徐咏梅,李婷,李银银,等. 磁流体轴承的磁场与润滑特性分析研究[J]. 机电工程,2016,33(3):259-264.

XU Yong-mei, LI Yin-yin, LI Ting, et al. The analysis of magnetic field and lubrication characteristic of magnetic fluid bearings[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2016,33(3):259-264.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>