

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2013.07.002

# 气穴对滑动轴承摩擦学性能影响的 CFD 分析

孟凡明, 隆 涛, 高贵响, 陈志伟

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘 要:**气穴对滑动轴承性能影响一直为人们所关注,而传统的分析方法不能真实刻画气穴的作用。为寻求合理的气穴研究方法,并由之改进轴承的摩擦学性能,基于计算流体动力学(CFD)与 Rayleigh-Plesset(PRE)气穴理论,应用商业软件 ANSYS 中 CFX 模块分析了气穴现象对滑动轴承摩擦性能的影响。结果表明:随着偏心率、宽径比和转速的增加,考虑气穴模型后气穴现象会降低润滑剂粘度,轴承油膜的摩擦力和摩擦系数会减小;随着偏心率、宽径比和转速的增加,润滑剂的平均气化率变大。

**关键词:**气穴;摩擦性能;滑动轴承;CFD

**中图分类号:**TH 133.31 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-582X(2013)07-006-06

## Study on the effect of cavitation on tribological performances of sliding bearing by CFD Method

MENG Fanming, LONG Tao, GAO Guixiang, CHEN Zhiwei

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** Much attention has been paid to the influence of cavitation on the performance of a sliding bearing, but conventional analysis methods can not exactly describe the influence. Therefore, a reasonable cavitation method is desired, with which tribological performances of the bearing can be improved. Based on the computational fluid dynamics(CFD)and Rayleigh-Plesset(PRE)model, the influence of cavitation is studied by the commercial software CFX module. The numerical results show that both the friction force and the friction coefficient decrease, compared with the corresponding results without the consideration of cavitation effect, which is caused by the reduce in the lubricant viscosity due to the cavitation effect. With the increases in the eccentricity ratio, width diameter ratio and rotating speed, the mean vaporization ratio becomes severer.

**Key words:** cavitation; tribological performance; sliding bearing; CFD

滑动轴承是旋转机械中重要的传动件,它的性能的好坏对机械系统有很大的影响。在运转过程中由于油膜厚度变化,滑动轴承润滑区域常会出现正负压力区。其中在负压区产生气穴现象,这会对轴承摩擦性能产生不同程度的影响。

迄今为止,国内外对轴承气穴现象研究并不少见。早在 1979 年, Dowson 等<sup>[1]</sup>便提出气穴的产生是由于液态润滑剂连续相破坏的论断。1997 年, Lauterborn 等<sup>[2]</sup>研究得出在水中产生的气穴现象可

形成直径约为 2.58 mm 的气泡的结论。自气穴现象发现后,它对轴承摩擦性能的影响日益受到了人们的关注。1997 年,安琦等<sup>[3]</sup>利用数值方法研究了气液两相流对滑动轴承压力的影响,得出气液两相流对压力分布影响不大但能减小最大压力。2002 年, Hatakenaka 等<sup>[4]</sup>发现应用考虑气穴作用后的 Reynolds 方程研究得到浮动衬套轴承的稳定性更好。2007 年,熊滨生等<sup>[5]</sup>研究了气穴现象对动静压浮环径向轴承压力场的影响,得出在小偏心率下气

收稿日期:2013-03-06

基金项目:重庆市自然科学基金项目(CSTC,2011BB0003);教育部新世纪优秀人才项目(NCET-10-0881)

作者简介:孟凡明(1971-),男,重庆大学教授,博士生导师,研究方向:内燃机、摩擦学,(E-mail) fmmeng@cqu.edu.cn。

穴现象能使压力峰值下降的结论。2009 年, 郭红等<sup>[6]</sup>研究了气穴现象对径推联合动静压浮环轴承的动特性和稳定性的影响, 并提出在供油压力急剧变化下应考虑气穴的影响。以上研究主要集中在气穴现象对轴承压力和动特性的影响, 且大多研究采用 Reynolds 方程<sup>[3-6]</sup>求解轴承的摩擦学性能, 而 Reynolds 方程忽略了惯性项等作用, 不适用于精确求解小间隙或油膜惯性显著或轴承表面较为粗糙轴承的润滑问题<sup>[7]</sup>。于是, 通过商用软件全解 N-S 方程便成为必然。2012 年, 孟凡明等<sup>[8]</sup>运用商业软件 CFX 研究表面微造型对滑动轴承气穴的影响, 其主要集中在微造型的位置和尺寸对气穴现象的分析。而通过全解 N-S 方程研究气穴现象对普通滑动轴承摩擦学性能影响的文献尚少。

对于气穴现象的建模, 国内外的学者先后提出过 Half-Sommerfeld 气穴模型、Reynolds 气穴模型、Jakobsson-Floberg-Olsson(JFO)气穴模型和 Rayleigh-Plesset(PRE)气穴模型。在这些模型中 PRE 模型应用广泛, 如文献[9-13], 进一步文献[14]研究得出运用 PRE 模型计算能得到理想轴承性能。

综上所述, 同时使用全解 N-S 方程并使用 PRE 模型研究滑动轴承摩擦学性能的文献尚未被发现。商业软件 ANSYS 中 CFX 模块通过全解 N-S 方程来求解流体问题, 并可采用 PRE 模型来分析气穴作用, 这为运用该软件合理地分析轴承润滑性能提供了条件。为此, 笔者采用商业软件 CFX 研究不同偏心率、不同宽径比和不同转速工况下气穴现象对滑动轴承油膜摩擦学性能的影响。

## 1 物理模型

本研究的轴承模型如图 1 所示。轴颈中心  $O_1$  相对于轴承中心处  $O$  有一段偏心  $e$ 。在连心线  $O_1O$  的延长线上, 存在最大间隙  $h_{\max}$  和最小间隙  $h_{\min}$ 。轴承内半径  $R$  为 15 mm, 轴颈半径  $r$  为 14.97 mm。 $\theta$  表示轴承的起始角度, 从油膜最大间隙处沿轴承逆时针转向算起。

滑动轴承油膜的有限元模型见图 2, 采用六面体非结构网格。经研究表明当油膜所采用网格的周向尺寸为 0.22 mm, 轴向尺寸为 0.75 mm, 径向尺寸为 0.005 mm 时, 计算所引起的误差小于 5%, 计算结果较为可靠。边界约束设置如下: 在旋转轴外表面上, 润滑油与轴同速流动; 在轴承内表面上, 油膜速度设为 0; 润滑油膜内外表面设置成无滑移壁面条件。因轴承与空气接触, 温度变化较小, 同时轴旋转速度较快, 带走的热量较少<sup>[15]</sup>, 所以润滑油的温度通过两壁面传出的热量很少, 从而把壁面设置成绝热。油膜两端设置成 Opening 边界条件, 润滑

剂可以向外流出, 此处压强设置成大气压, 温度设置成环境温度 298 K, 同时入口油温设置成 320 K。为与参考文献[16]比较, 仿真研究中润滑油和润滑油蒸汽的主要物理参数与其相同。润滑油密度  $875 \text{ kg/m}^3$ , 润滑油蒸汽密度  $0.029 \text{ kg/m}^3$ , 润滑油蒸汽动力粘度为  $8.97\text{e}-6 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。润滑油的粘度会随着温度和压强变化, 本研究中采用 Reynolds 粘压-粘温关系<sup>[17]</sup>, 初始温度  $T_0$  为 320 K, 参考粘度  $\mu_0$  取  $0.04 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

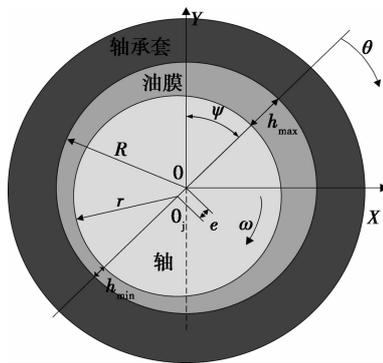


图 1 滑动轴承示意图

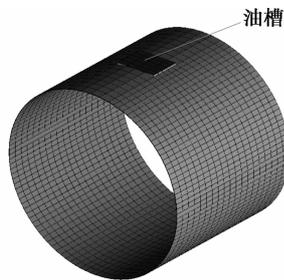


图 2 滑动轴承油膜有限元模型

## 2 计算方程

滑动轴承的润滑油膜中气穴主要形式为蒸汽气穴。蒸汽气穴是由于润滑油中压力下降到饱和压力以下时润滑油发生气化, 可用气穴方程来模拟这个过程。由于是气液两相流运动, 需要体积分数方程来保证质量恒定。同时它们还需满足多相流流体动量方程和能量方程。

### 2.1 气穴方程

在 CFX 中, 用 PRE 模型来描述气穴现象。对于一个在液态润滑剂中成核的蒸汽气泡, 其动态增长描述如下<sup>[18]</sup>:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{(p_v - p)}{\rho_l} \quad (1)$$

式中:  $R$  是气泡半径,  $\dot{R}$ 、 $\ddot{R}$  分别为气泡半径变化的速度和加速度;  $p_v$  是气泡中压力,  $p$  是气泡周围润滑剂的压力;  $\rho_l$  是液态润滑剂密度。

气穴过程涉及到两相系统:液态和气态润滑剂。每一个相的相对量用体积分数  $r$  (下标  $l$  代表液相,  $v$  代表气相) 来表示, 两者满足

$$r_l + r_v = 1. \quad (2)$$

本计算模型认为液态、气态两相拥有共同速度, 该模型的两相混合物质量方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (3)$$

式中:  $\mathbf{u}$  为润滑剂速度;  $\rho$  为混合物密度, 其定义如下:

$$\rho = \rho_l r_l + \rho_v r_v, \quad (4)$$

其中  $\rho_l, \rho_v$  分别为液态和气态润滑剂的密度。

气液混合物动量方程如下<sup>[18]</sup>:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \times \mathbf{u} - \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)) = -\nabla p, \quad (5)$$

其中混合粘度

$$\mu = \mu_l r_l + \mu_v r_v, \quad (6)$$

式中  $\mu_l, \mu_v$  分别为液态和气态润滑剂的粘度。

## 2.2 能量方程

本研究中气穴模型为均相模型, 液态润滑剂和气态润滑剂的温度场相同<sup>[17]</sup>, 它们都满足:

$$\frac{\partial(\rho \lambda)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \lambda) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \mathbf{u} \cdot (\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}). \quad (7)$$

式中  $\lambda$  为润滑剂的熵, 其与润滑剂的温度和压强的关系为

$$d\lambda = c_p dT + \frac{1}{\rho} \left[ 1 + \frac{T}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \right] dp, \quad (8)$$

其中  $c_p$  是润滑剂的比热容, 值为 5 000 J/(kg · K)。

$\boldsymbol{\tau}$  为润滑剂剪切强度, 其与粘度和速度的关系为

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left( \nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{u} \right). \quad (9)$$

为了求解上述方程, 需要采用一定的数值计算方法将微分方程离散化, 把偏微分格式控制方程转化为各个网格节点上的代数方程组。本研究借助 CFX 进行求解。

## 2.3 摩擦性能参数计算

轴承承载能力可以通过对轴承套上润滑油膜压力积分求得:

$$W =$$

$$\sqrt{\left( \int_0^l \int_0^{2\pi} pr \cos \theta d\theta dz \right)^2 + \left( \int_0^l \int_0^{2\pi} pr \sin \theta d\theta dz \right)^2}, \quad (10)$$

其中:  $r$  为轴承半径;  $\theta, z$  分别为周向、轴向坐标;  $l$  表示轴承宽度。

润滑油膜对轴承套的摩擦力可以通过在轴承套内表面上沿周向对粘性剪切力积分求得

$$F_r = \int_0^l \int_0^{2\pi} \left[ -\mu \frac{\mathbf{u}}{h} + \left( y - \frac{h}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] d\theta dz, \quad (11)$$

式中:  $\mu$  为润滑剂混合粘度;  $h$  为润滑剂的厚度

由上面计算得到的承载力和摩擦力计算摩擦系数为

$$f = \frac{F_r}{W}. \quad (12)$$

## 3 计算模型有效性验证

取与文献[16]中相同的输入参数: 轴承的宽度为 15 mm, 偏心率  $\epsilon$  为 0.8, 转速  $n$  为 2 750 r/min, 润滑油的饱和压强为 20 kPa, 润滑油的粘度为 0.04 Pa · s。图 3 是网格数为 50 400, 收敛精度为 1E4 时用软件 CFX 与文献[16]中计算得到的压力对比图。从图中可以看出它们的压力分布相同且数值相差很小(参考文献中无油槽, 且收敛精度未知), 这说明所建模型是合理的, 后续研究中将采用该网格数和收敛精度。

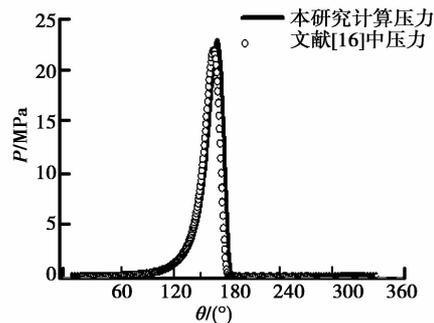


图 3 本研究压力与参考文献[16]得到的压力对比

## 4 气穴分析

润滑油的压强在 180°以后会急剧下降, 当降到润滑油的饱和压强以下时就产生了气穴现象。本研究中用平均气化率  $V_a$  表示气化强度:

$$V_a = \frac{\sum_1^N V_{in} \times V_o}{V} \times 100\%, \quad (13)$$

其中  $N$  表示划分成有限元单元的个数;  $V_{in}$  表示第  $i$  个单元处的气化率;  $V_o$  表示每个单元体积;  $V$  表示计算域体积。

图 4 是轴承润滑油气穴现象分布图, 从图中可以看出气穴现象发生在 185°~315°区间, 有的润滑剂部分气化, 有的全部气化。在负压区域气穴现象能改变润滑油的物理状态, 这对轴承摩擦性能可能有影响, 接下来将研究其对轴承油膜承载力、摩擦力和摩擦系数的影响。

### 4.1 不同偏心率下气穴作用

在不同偏心率研究中, 轴承宽径比  $B/D$  为 0.8, 转速  $n$  为 2 500 r/min,  $\epsilon$  分别为 0.4、0.5、0.6、0.8 和 0.9。图 5 为不同偏心率下由气穴模型和非气穴

模型计算得到的轴承油膜的承载力、摩擦力和摩擦系数比较图。由图可以看出随着偏心率的增大, 轴承油膜的承载能力少许增加、摩擦力减小明显, 摩擦系数减小。这是因为偏心率的增大会使油膜的最小厚度减小, 动压效果越明显, 所以承载力会增大。同一偏心率下, 相对于非气化模型, 由气化模型得到的承载力较大, 而摩擦力和摩擦系数变小。由图 4 可知气穴现象使润滑剂发生气化, 部分润滑剂变薄, 从而动压效应增强, 轴承的承载能力增加。

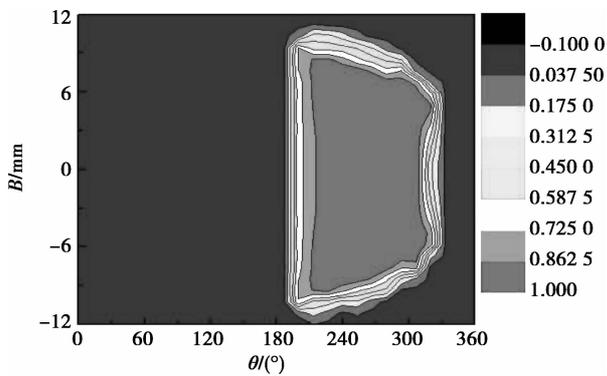


图 4 润滑油气化率等值线图

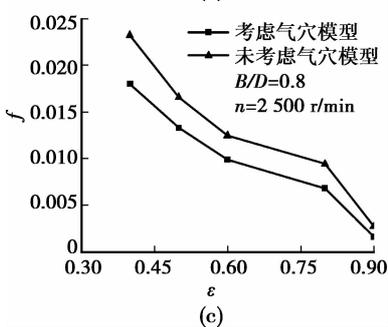
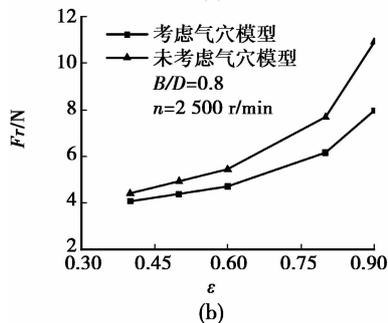
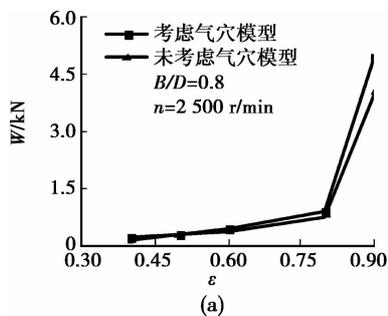


图 5 不同偏心率下气穴对轴承摩擦性能的影响

同时, 气化现象会使部分油膜粘度变稀 (见图 6), 由式(11)知气化模型的摩擦力会减小。并且随着偏心率的增大, 粘度变得越来越稀, 这是因为平均气化率增加的缘故 (见图 7)。既然气化模型得到的承载力增大, 由式(12)可知, 气化模型的摩擦系数会变小。

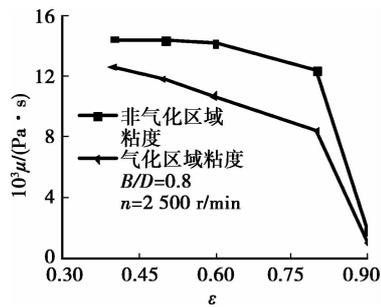


图 6 不同偏心率下气穴对润滑剂粘度的影响

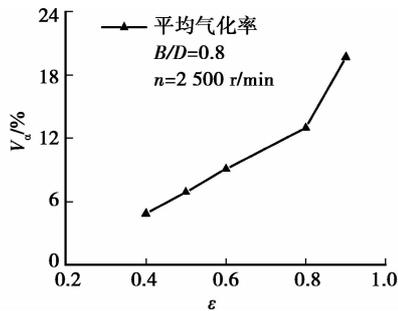


图 7 不同偏心率下平均气化率

#### 4.2 不同宽径比下气穴作用

轴承偏心率  $\epsilon$  取为 0.9, 转速  $n$  为 2 500 r/min, 宽径比分别取为 0.5、0.6、0.7、0.9 和 1.0。图 8 给出了不同宽径比下由气穴模型和非气穴模型计算得到的轴承油膜的摩擦力和摩擦系数。由图可以看出随着宽径比的增大, 轴承油膜的摩擦力增大, 摩擦系数减小。由图 9 可以看到, 随着宽径比的增大, 气穴区粘度变得越来越稀, 这是因为平均气化率随宽径比增加而增加 (见图 10) 的缘故。由式(11)可知摩擦力显著减小, 进一步由式(12)可知摩擦系数变小。

#### 4.3 不同转速下气穴作用

不同转速研究中, 轴承宽径比  $B/D$  为 0.8, 偏心率  $\epsilon$  为 0.9, 改变轴的转速  $n$ 。由图 11 可以看出, 随着转速的增大, 轴承油膜的承载能力和摩擦力增大, 摩擦系数减小。相对非气化模型, 在同一转速下, 气化模型得到的承载力变大, 而摩擦力和摩擦系数变小。当转速增大时, 润滑油的动压作用增强, 相应的

承载能力会增大。由于气穴的出现导致气穴区油膜粘度明显变稀(见图 12), 这样为平衡稳定的外载荷(偏心率一定)润滑油膜会总体变薄, 所以气化模型的承载力比非气化模型要大。并且随着转速的增大, 平均气化率增加(见图 13)使得混合粘度变的越来越稀, 这会导致摩擦力和摩擦系数减小。

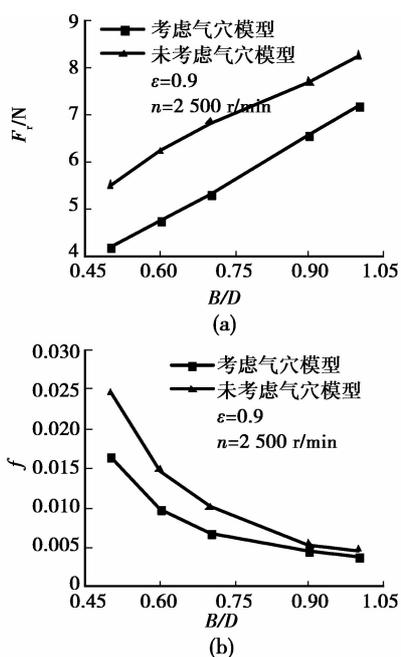


图 8 不同宽径比下气穴对轴承摩擦性能的影响

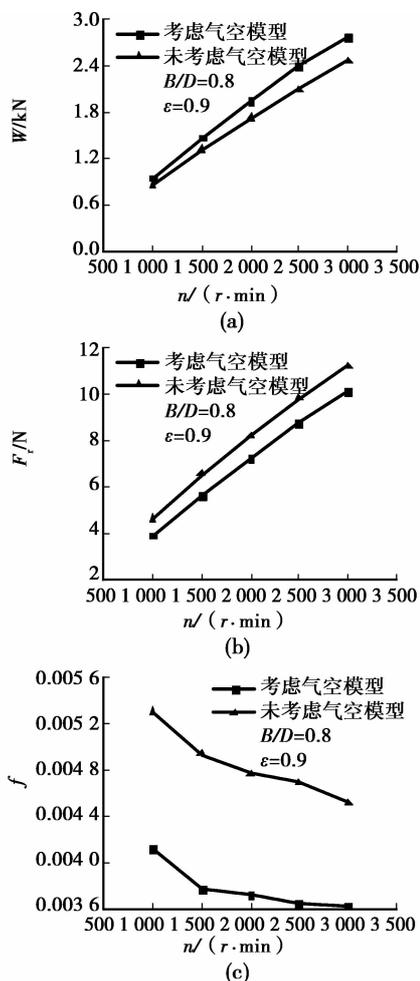


图 11 不同转速下气穴对轴承摩擦性能的影响

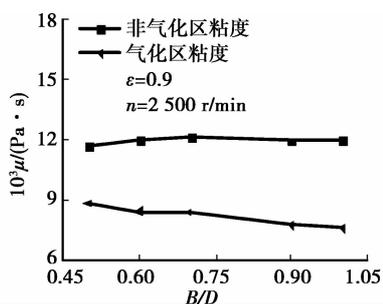


图 9 不同宽径比下气穴对润滑剂粘度的影响

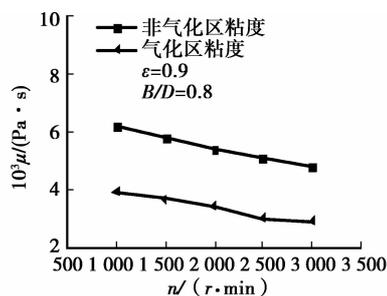


图 12 不同转速下气穴对润滑剂粘度的影响

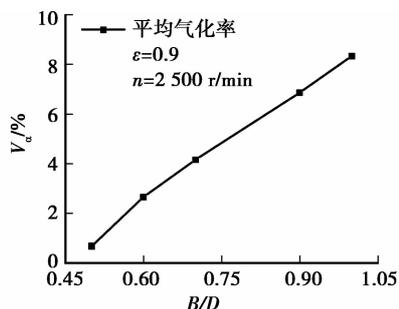


图 10 不同宽径比平均气化率

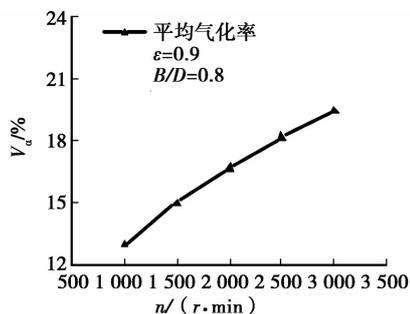


图 13 不同转速下平均气化率

## 5 结 论

笔者应用 ANSYS 中 CFX 模块中的多相流理论通过全解 N-S 方程,研究了不同偏心率、不同宽径比和不同转速的滑动轴承油膜的摩擦性能,其结论如下:

1)在不同偏心率、不同宽径比和不同转速工况下气穴模型能使轴承油膜的摩擦力和摩擦系数减小,从而改善轴承的摩擦性能。

2)随着偏心率、宽径比和转速的增加,轴承的平均气穴率增大。

3)使用 CFX 研究轴承油膜的摩擦性能不仅能弥补使用雷诺方程求解轴承性能的不足,而且能够避免或减少人工编写计算程序的工作量。这为滑动轴承摩擦学性能研究提供了一个新的研究手段。

4)本文研究了气穴对轴承摩擦性能的影响,后续工作中会沿用此方法研究气穴对轴承套的弹塑性力学性能的影响。

### 参考文献:

[1] Dowson D, Taylor C M. Cavitation in bearings[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1979, 11(1): 35-65.

[2] Lauterborn W, Ohi C D. Cavitation bubble dynamics[J]. Ultrasonics Sonochemistry, 1997, 4(2): 65-75.

[3] 安琦,周银生,顾大强. 气油两相流对滑动轴承油膜压力分布的影响[J]. 石油学报, 1997, 13(3):105-110. AN Qi, ZHOU Yinsheng, GU Daqiang. Influence of bubbly oil on the oil film pressure distribution of journal-bearing[J]. Acta Petroleum Sinica, 1997, 13(3):105-110.

[4] Kiyoshi H, Masato T, Kenji S. A theoretical analysis of floating bush journal bearing with axial oil film rupture being considered[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(3): 494-505.

[5] 熊滨生,郭红,胡松峰. 气穴现象对动静压浮环径向轴承压力场的影响研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(9): 1-5. XIONG Binsheng, GUO Hong, HU Songfeng. Influence on pressure field of hybrid floating ring journal bearing with cavitations[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(9): 1-5.

[6] 郭红,来新民,岑少起. 计入气穴影响的径推联合动静压浮环轴承稳定性研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(9): 10-15. GUO Hong, LAI Xinmin, CEN Shaoqi. A stability analysis for a journal-thrust hybrid floating ring bearing with the cavitations influence[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(9):10-15.

[7] Etsion I, Halperin G. A laser surface textured

hydrostaic mechanical seal[J]. Tribology Transactions, 2002,45(3): 430-434.

[8] 孟凡明,杨涛,秦洁. 表面微造型对滑动轴承气穴影响的探究[J]. 四川大学学报:工程科学版, 2012, 44(5): 213-219. MENG Fanming, Yang Tao, QIN Jie. Study on influence of dimple upon cavitation of sliding bearing [J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2012, 44(5): 213-219.

[9] Someya T. On the development of negative pressure in oil film and the characteristics of journal bearing[J]. Meccanica, 2003, 38(6): 643-658.

[10] Gehannin J, Arghir M, Bonneau O. Evaluation of Rayleigh-Plesset equation based cavitation models for squeeze film dampers[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(2): 1-4.

[11] Geike T, Popov V L. A bubble dynamics based approach to the simulation of cavitation in lubricated contacts[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(1):1-6.

[12] Boedo S. Mass conserving cavitation effects in squeeze-film journal bearings subjected to sinusoidal loads[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(1): 21-35.

[13] 孟凡明,陈原培,杨涛. CFX 和 Fluent 在径向滑动轴承润滑计算中的异同探讨[J]. 重庆大学学报, 2013, 36(1): 7-14. MENG Fanming, CHEN Yuanpei, YANG Tao. Discussion on similarities and differences between CFX and Fluent software in calculating journal bearing lubrication[J]. Journal of Chongqing University, 2013, 36(1): 7-14.

[14] Li X S, Song Y, Hao Z R, et al. Cavitation mechanism of oil-film bearing and development of a new gaseous cavitation model based on air solubility[J]. Journal of Tribology, 2012, 134(3): 031701.

[15] 孟凡明. 水润滑轴承系统三维热弹流性能有限元分析[J]. 重庆大学学报, 2013, 36(2):121-126. MENG Fanming. Three-dimensional finite element analysis for thermo-elasto-hydrodynamic performances for a water lubricated bearing system[J]. Journal of Chongqing University, 2013, 36(2): 121-126.

[16] Liu H P, Xu H H, Ellison P J, et al. Application of computational fluid dynamics and fluid-structure interaction method to the lubrication study of a rotor-bearing system[J]. Tribology Letters, 2010, 38(3): 325-336.

[17] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京:国防工业出版社, 1998.

[18] ANSYS Europe, Ltd. Ansys CFX, release 12.1 [EB/OL]. [2012-04-10]. <http://ebookuniverse.net/ansys-cfx,-release-121-pdf-d91483745>.