

文章编号: 1000-8055(2021)12-2474-08

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210445

涨圈密封挤压油膜阻尼器流场与阻尼特性

崔颖, 罗乔丹, 邱凯, 黄宇熙

(大连海事大学 船舶与海洋工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘 要: 为研究两端密封型挤压油膜阻尼器流场与阻尼特性, 建立了涨圈密封挤压油膜阻尼器三维非定常流场数值仿真模型。基于 Fluent 软件中的 Mixture 多相流模型和 Schnerr-Sauer 空化模型数值模拟得到动态油膜压力与气相体积分数的周向分布规律。将计算得到的阻尼器油膜压力与文献中的试验数据对比, 结果显示: 两者具有较高的一致性。由动态油膜力导出的平均等效阻尼系数与试验采用阻抗法识别的结果相比仅有 0.6% 的偏差, 从而验证了该数值模型与预测方法的有效性。进一步的数值计算表明增大进动半径、进动频率、涨圈密封的狭缝宽度均会使挤压油膜阻尼器流场中的空化现象加重, 同时等效阻尼系数降低。

关键词: 挤压油膜阻尼器; 涨圈密封; 空化模型; 动态油膜压力; 等效阻尼系数

中图分类号: V232.2

文献标志码: A

Flow field and damping characteristics of piston ring sealed squeeze film damper

CUI Ying, LUO Qiaodan, QIU Kai, HUNAG Yuxi

(Naval Architecture and Ocean Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: In order to study the flow field and damping characteristics of squeeze film damper sealed at both ends, a three-dimensional unsteady flow field numerical simulation model of squeeze film damper with piston ring seal was established. The circumferential oil film pressure distribution at different times was calculated based on the Mixture multiphase flow model and Schnerr-Sauer cavitation model in Fluent software, and compared with the experimental data in literature. The results showed that both were in good agreement. The average equivalent damping coefficient derived from the dynamic oil film force had only a deviation of 0.6% compared with the results identified by the impedance method, which verified the effectiveness of the numerical model. Further numerical calculations demonstrated that increasing the whirl amplitude, whirl frequency and the width of piston ring gap can aggravate the cavitation phenomenon in the flow field of the squeeze film damper and reduce the equivalent damping coefficient.

Key words: squeeze film damper; piston ring seal; cavitation model; dynamic oil film pressure; equivalent damping coefficient

收稿日期: 2021-08-12

基金项目: 辽宁省自然科学基金指导计划(201602070)

作者简介: 崔颖(1977-), 女, 副教授, 博士, 主要从事转子动力学与润滑力学研究。

引用格式: 崔颖, 罗乔丹, 邱凯, 等. 涨圈密封挤压油膜阻尼器流场与阻尼特性[J]. 航空动力学报, 2021, 36(12): 2474-2481. CUI Ying, LUO Qiaodan, QIU Kai, et al. Flow field and damping characteristics of piston ring sealed squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(12): 2474-2481.

作为一种被动减振元件,挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)有助于降低转子过临界转速时的不平衡响应并且抑制转子不稳定。航空发动机通常采用一个或多个挤压油膜阻尼器为轴系提供外部阻尼^[1]。相比于开口型 SFD,两端密封型 SFD 的空化现象减弱,使得在有限的空间内具有更大的阻尼系数,减振能力显著提高,并且所需滑油流量更低,因而更利于在航空发动机轴系中应用。

针对密封型 SFD 结构的动力特性,国内外学者开展了一些试验研究工作。Zeidan 等^[2]利用高速摄像机观察到涨圈密封 SFD 流场在高转速下存在油蒸汽空化和空气吸入现象。继而,Levesley 等^[3]试验对比了转子上安装不同密封型式的 SFD 的振动响应,观察到采用涨圈密封相比于端板密封能够减弱阻尼器的空化现象,产生更高的阻尼。Defaye 等^[4]试验发现涨圈密封型式下狭缝间隙的增加会使 SFD 的阻尼降低。Jager 等^[5]发现涨圈在槽内产生周期性振动,并认为涨圈对挤压油膜阻尼器性能影响较大。张澄源^[6]试验研究了涨圈在槽内不同位置对 SFD 流阻和动力特性的影响。Jeung 等^[7]在试验中发现涨圈密封挤压油膜阻尼器的动力特性系数与不同供油压力下的气穴有关,并在涨圈的狭缝处发现低压进油下呈现乳状油,在高压进油下为泡沫状。Andrés 等^[8]试验表明相同结构和工况情况下 O 型环密封较涨圈密封阻尼器泄油量更小,产生更高的阻尼。同时进油口对流场压力的影响会使得利用单测点动态压力与机械阻抗法得到的阻尼系数存在较大偏差。上述研究表明:气穴现象、进油孔和涨圈及其狭缝宽度均对 SFD 阻尼特性产生较大影响。

目前挤压油膜阻尼器的理论研究大多基于雷诺方程求解压力分布,进而预测 SFD 动力特性系数^[9-11]。基于长、短轴承假设与 π 和 2π 油膜边界条件对雷诺方程进行求解,得到油膜压力的稳态解和阻尼系数^[12-13]。受蒸汽空化和空气吸入的影响,SFD 内的两相流动复杂,瞬态流场的求解十分必要。对于具有复杂几何结构的 SFD,基于二维雷诺方程的理论预测仍存在一定的局限性^[14]。

随着 CFD 技术不断发展成熟,一些学者采用商用软件对 SFD 开展数值模拟研究^[15-18]。然而,对涨圈密封 SFD 流场 CFD 数值模拟工作鲜见报

道。本文针对文献[8]中试验研究的涨圈密封 SFD 结构,基于 Fluent 软件建立其三维非定常数值模型,计算各个时刻 SFD 的周向位置压力分布与数值油膜力导出的平均等效阻尼系数,并与试验进行了对比分析。进一步分析进动半径、进动频率、涨圈狭缝宽度对涨圈密封 SFD 流场特性和阻尼特性的影响。

1 涨圈密封 SFD 数值建模

1.1 SFD 几何建模

建立文献[8]中试验研究采用的涨圈密封型挤压油膜阻尼器结构的数值模型,其几何参数如表 1 所示。

表 1 挤压油膜阻尼器结构参数

Table 1 Structural parameters of the SFD

参数	数值
内环直径 D/mm	127
径向间隙 c/mm	0.373
油膜宽度 L/mm	25.4
进油孔半径 R/mm	1.25
涨圈狭缝宽度 S/mm	1.0

采用 Gambit 软件对 SFD 进行三维几何建模,如图 1 所示。润滑油经内环 3 个均匀分布的进油孔流入油腔,从两端涨圈狭缝处流出。

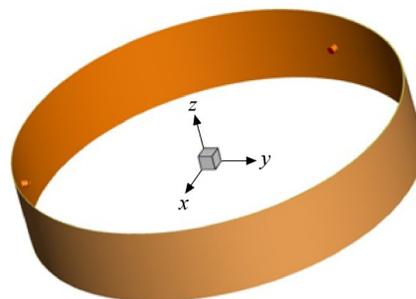


图 1 挤压油膜阻尼器流场三维物理模型

Fig.1 Three-dimensional geometrical model of the SFD flow field

如图 2 所示,阻尼器外环进动初始位置为 x 轴负方向,外环中心 O' 绕内环中心 O 做作逆时针同心进动。

1.2 涨圈密封 SFD 边界条件

本文基于文献[8]中的第 9 组试验工况设置边界条件。设进油孔为入口边界,进油压力 $p_m=10^5$

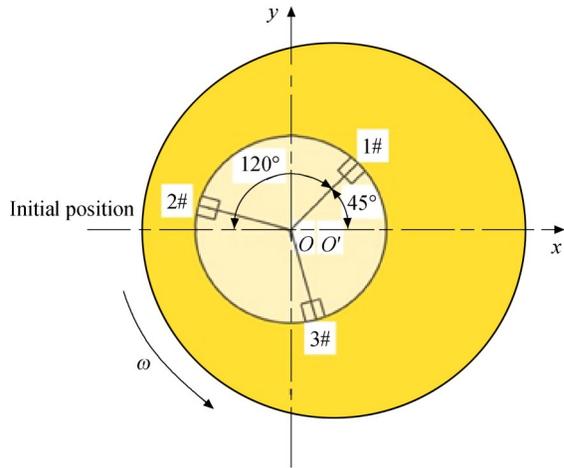


图2 挤压油膜阻尼器外环进动示意图

Fig.2 Schematic diagram of outer ring whirl of the SFD

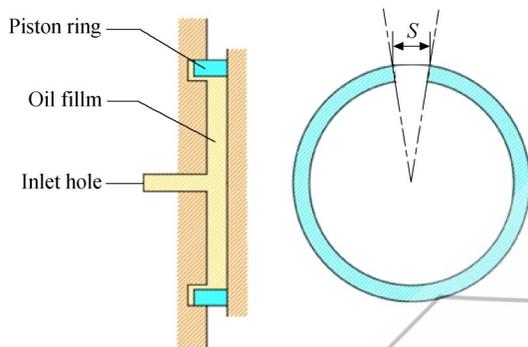


图3 涨圈密封结构示意图

Fig.3 Schematic diagram of piston ring sealing

Pa; SFD 两端采用涨圈密封,如图3所示,阻尼器两端仅在周向 345° 处留有涨圈夹缝宽度 $S=1$ mm的出口,将此出口端面设定为压力出口边界,出口背压为标准大气压,采用的滑油黏度 $\mu=0.027$ Pa·s。挤压油膜阻尼器的内环面为静止刚体边界,外环面为运动刚体边界,外环的进动频率和进动半径由Fluent中的UDF(user defined function)编辑代码定义。

采用六面体单元对模型进行网格划分,其中,沿周向分布690个结点,轴向分布30个结点,油膜厚度方向分布5个结点,总计10万数量网格。

1.3 涨圈密封SFD两相流模型

Fluent软件中Mixture模型是一种简化的多相流模型,具有计算收敛性好、效率高等优点。本文选用Mixture模型,忽略流体的可压缩性和温度的影响,假设流体靠近固体壁面时无滑移速度,并不考虑相间相对速度。控制方程如下:

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

$$\frac{\partial (\rho_m \mathbf{V}_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{V}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \mathbf{V}_m + \nabla \mathbf{V}_m^T)] + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\varphi_v \rho_v)}{\partial t} + \nabla \cdot [\varphi_v \rho_v \mathbf{V}_v] = R_e - R_c \quad (3)$$

$$\frac{\partial [(1 - \varphi_v) \rho_l]}{\partial t} + \nabla \cdot [(1 - \varphi_v) \rho_l \mathbf{V}_l] = R_c - R_e \quad (4)$$

式中 \dot{m} 为质量源, ρ_l 为液相密度, ρ_v 为气相密度, ρ_m 为混合相密度; \mathbf{V}_l 为液相速度, \mathbf{V}_v 为气相速度, \mathbf{V}_m 为质量平均速度; φ_v 为气相体积分数; \mathbf{F} 是体积力; R_e 和 R_c 分别表示气相生成率和气相凝结率。其中^[15]

$$\rho_m = \varphi_v \rho_v + (1 - \varphi_v) \rho_l \quad (5)$$

$$\mu_m = \varphi_v \mu_v + (1 - \varphi_v) \mu_l \quad (6)$$

式中 μ_m 为混合黏度, μ_v 为气相黏度, μ_l 为液相黏度。

空化流动的研究主要在于确定气液相之间的质量交换率 R_e 和 R_c 。本文选用Schnerr-Sauer(S-S)模型用于SFD空化流场的计算。S-S模型忽略气泡间的相互影响,将气、液两相流视为包含大量球形蒸汽泡的混合物,其气、液两相的相变率表达式如下:

$$R_e = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \varphi_v (1 - \varphi_v) \frac{3}{R_b} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}} \quad (7)$$

$$p \leq p_v$$

$$R_c = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \varphi_v (1 - \varphi_v) \frac{3}{R_b} \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_l}} \quad (8)$$

$$p > p_v$$

其中 p 为流体压力, p_v 为饱和蒸汽压力, R_b 为气泡半径。

2 动态油膜压力数值结果验证

采用Fluent软件对进动频率 $f=60$ Hz、进动半径 $r=0.05595$ mm工况下的SFD流场进行计算,分析一个进动周期 T 内的流场特性。得到 $T/2$ 时刻和 T 时刻阻尼器外环的周向油膜压力分布,并和文献[8]中的试验结果进行对比,结果如图4和图5所示。可见,两种时刻下,试验结果和数值计算结果都有着较高的一致性,仅在进油孔附近存在较小的差异,验证了所采用的数值计算方法的准确性。

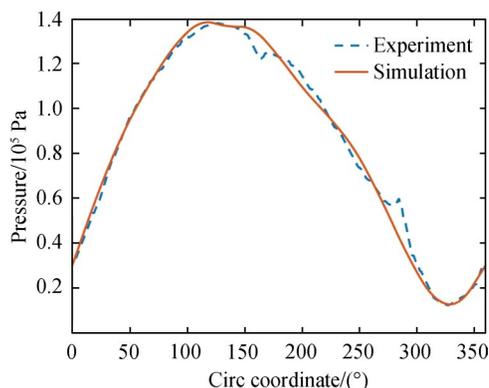


图4 $T/2$ 时刻周向压力分布的数值与试验对比
Fig.4 Numerical and experimental comparison of circumferential pressure distribution at $T/2$

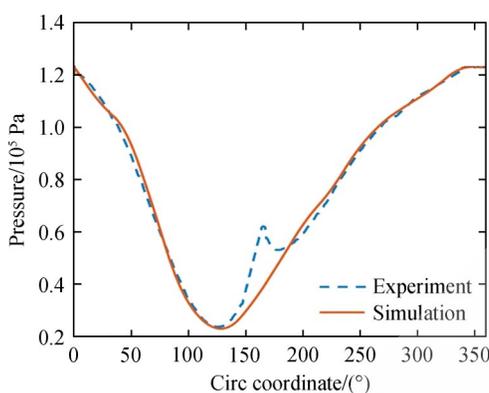


图5 T 时刻周向压力分布的数值与试验对比
Fig.5 Numerical and experimental comparison of circumferential pressure distribution at T

3 SFD 阻尼系数

当 SFD 外环中心绕内环中心作稳态圆进动 ($\Omega = \omega, \dot{\epsilon} = 0$) 时, 等效阻尼系数 C 为

$$C = -\frac{F_r}{r\Omega} \quad (9)$$

其中 r 和 Ω 分别代表进动半径和进动速度, 周向阻尼力 F_r 是通过外环 x, y 方向上的油膜力为 F_x, F_y 转化求得。

$$F_r = -F_x \sin(\omega t) + F_y \cos(\omega t) \quad (10)$$

本文采用 Fluent 软件求解出外环进动下各时刻外环油膜力 F_x, F_y , 如图 6 所示。将油膜力代入到式 (10) 中得到周向阻尼力 F_r , 再将其代入到式 (9) 中得等效阻尼系数 C , 如图 7 所示, 为 3 个周期内的瞬时等效阻尼系数, 再对 3 个周期内的等效阻尼系数取平均, 得平均等效阻尼系数 $\bar{C} = 12722.8 (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$, 将该值与文献 [8] 中试验值 $\bar{C}_1 = 12800.0 (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$ 作比较, 两者仅有 0.6% 的偏差, 表明所采用的阻尼系数识别方法准确

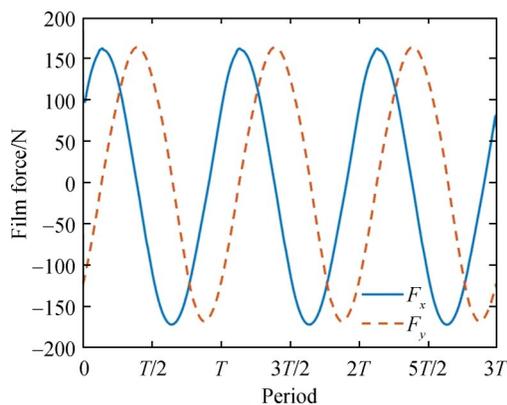


图6 不同时刻下外环油膜力
Fig.6 Oil film force of outer ring at different times

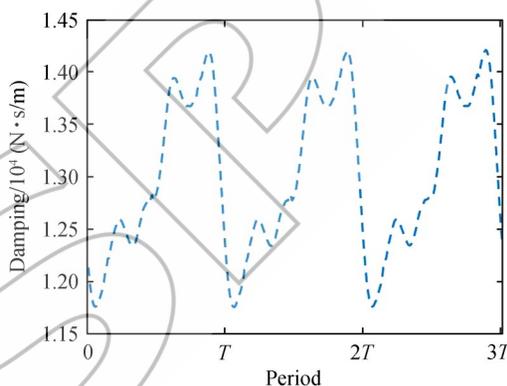


图7 瞬时等效阻尼系数
Fig.7 Instantaneous equivalent damping coefficient

有效。

4 SFD 流场与阻尼系数影响因素分析

基于本文建立的涨圈密封型 SFD 三维非定常流场数值仿真模型, 分析了进动半径、进动频率以及涨圈狭缝宽度对 SFD 流场和阻尼的影响。

4.1 进动半径影响分析

给定 SFD 的进动频率 $f = 90 \text{ Hz}$, 涨圈狭缝宽度 $S = 1 \text{ mm}$, 对比分析不同进动半径下 SFD 流场的压力与气相体积分数云图。由图 8 可知, 随着进动半径不断增大, SFD 流场高压区压力不断升高, 流场压力的过渡区域不断减小, 低压区的气相体积分数不断升高。增加进动半径加强了阻尼器外环对高压区润滑油的挤压作用, 从而使得高压区油膜压力升高, 而低压区的挤压作用减弱, 油膜压力不断降低, 从而引起空化现象加重。

不同进动半径下的 SFD 外环 x 方向和 y 方向的油膜力曲线如图 9 所示。可见, 进动半径越大, 油膜力曲线尖峰现象越多且尖峰越突出。这是因为, 进动半径越大, SFD 流场中的空化现象越严

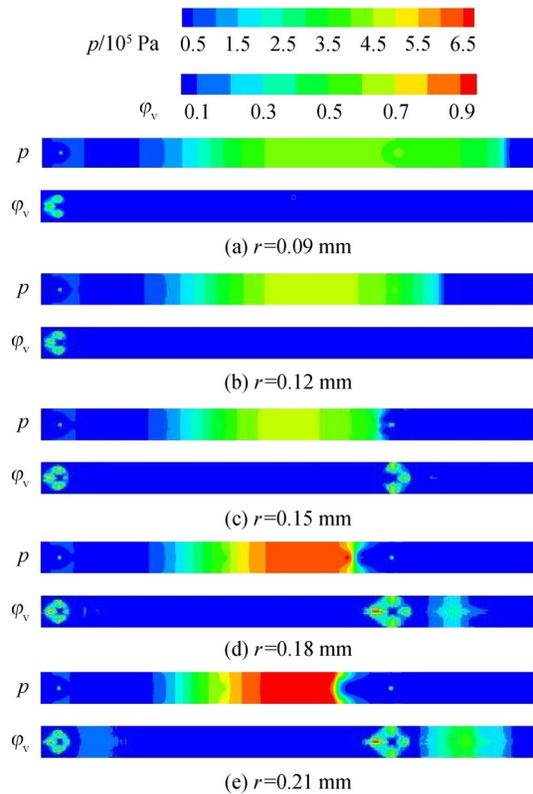
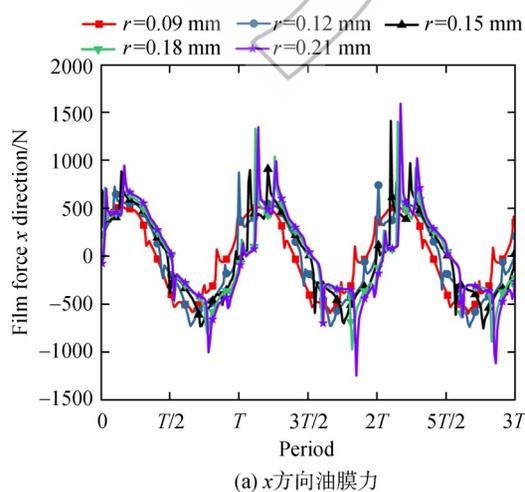


图8 $T/2$ 时刻不同进动半径下的油膜压力和气相体积分数
Fig.8 Oil film pressure and volume fraction of gas under different whirl amplitudes at $T/2$

重,而空化引发的气泡破裂会产生一定的能量,从而会影响监测到的压力数值。

如图10所示,为不同进动半径下的平均等效阻尼系数。可见,平均等效阻尼系数随进动半径的增大而不断减小。增加进动半径虽然会增大油膜力,但同时也使得进动半径和速度的乘积变大,即阻尼计算公式中分母值增大,由于油膜力的增长速率小于进动半径和速度乘积的增长速率,使平均等效阻尼系数呈现减小趋势。



(a)x方向油膜力

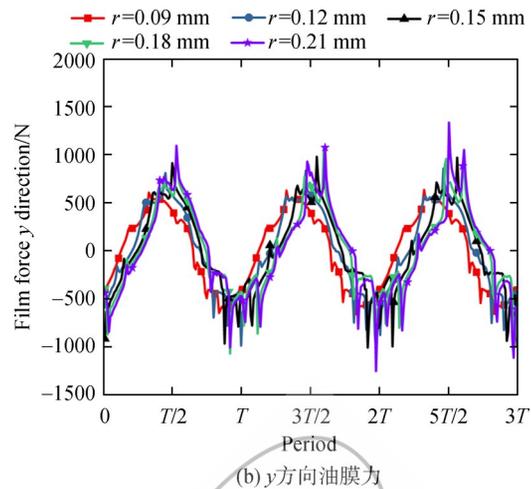


图9 油膜力与进动半径的关系曲线

Fig.9 Oil film force versus whirl amplitudes

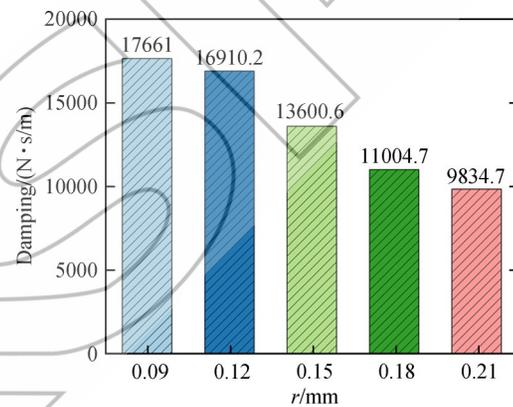


图10 不同进动半径下的平均等效阻尼

Fig.10 Average equivalent damping under different whirl amplitudes

4.2 进动频率影响分析

给定SFD的进动半径 $r=0.15$ mm, 涨圈狭缝宽度 $S=1$ mm, 对比分析不同进动频率下SFD流场的压力与气相体积分数云图, 如图11所示。随着进动频率不断增大, SFD流场高压区范围不断缩减, 油膜压力大小总体上呈减小趋势, 流场中气穴范围越来越广。这是因为增大进动频率加快了外环对流场的扰动速率, 同时也加快了流场对外界低压空气的摄入速率, 使得流场中的气相体积分数逐渐增大。

不同进动频率下的SFD外环 x 方向和 y 方向的油膜力化规律与不同进动半径下较为相似。图12为不同进动频率下的平均等效阻尼, 可见, 平均等效阻尼随进动频率的增大而不断减小, 从90 Hz到210 Hz, 其数值减小了73.9%。这是因为, 增加进动频率使得油膜力变得不稳定, 同时也使

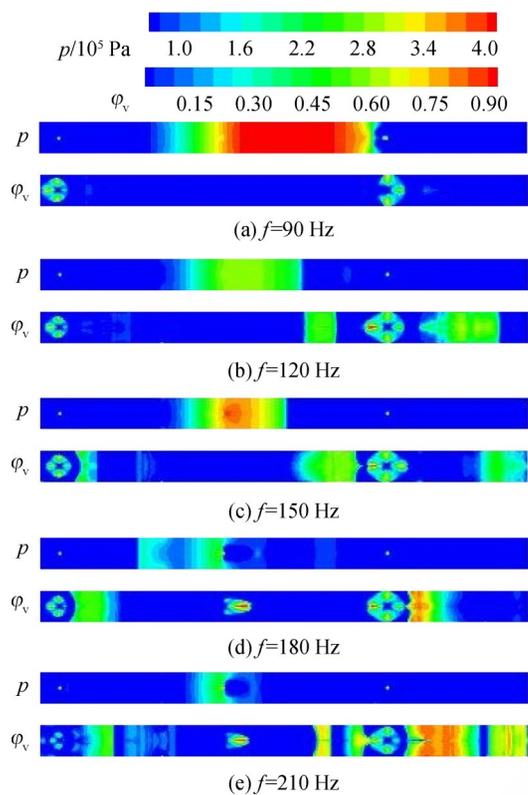


图 11 $T/2$ 时刻不同进动频率下的油膜压力和气相体积分数

Fig.11 Oil film pressure and volume fraction of gas under different whirl frequencies at $T/2$

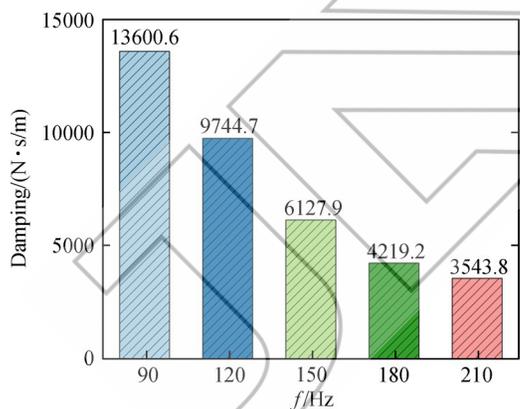


图 12 不同进动频率下的平均等效阻尼

Fig.12 Average equivalent damping under different whirl frequencies

得进动半径和速度乘积的值变大,即阻尼计算公式中的分母增大,两者对比,使得平均等效阻尼系数呈现减小的趋势。

4.3 涨圈狭缝宽度影响分析

给定SFD的进动半径 $r=0.15$ mm,进动频率 $f=90$ Hz,对比分析不同涨圈狭缝宽度下SFD流场的压力与气相体积分数的云图,如图13所示。可见,油膜压力对涨圈狭缝宽度的改变并不敏感,而

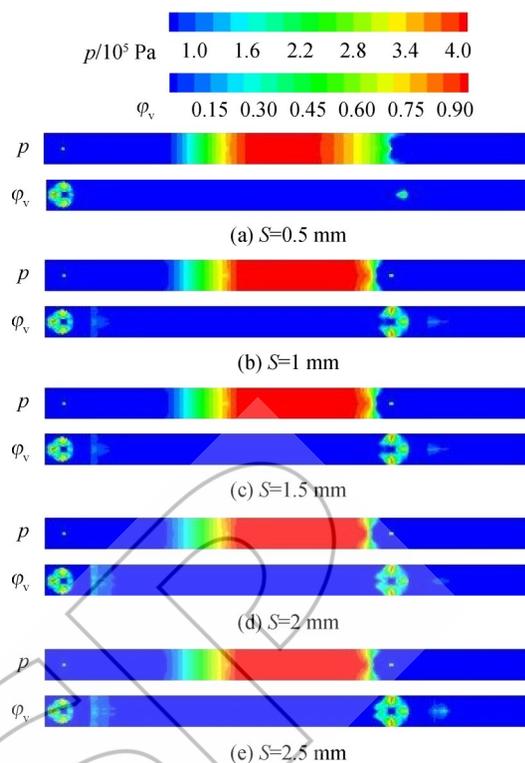


图 13 $T/2$ 时刻不同涨圈狭缝宽度下的油膜压力和气相体积分数的云图

Fig.13 Oil film pressure and volume fraction of gas under different gap widths of piston ring at $T/2$

随着涨圈狭缝宽度不断增大,流场空化现象逐渐加重。这是由于增加涨圈狭缝宽度扩大了流场与外界低压空气的接触面积,从而引起流场气相体积分数的升高。

如图14所示,为不同涨圈狭缝宽度下的平均等效阻尼。可见,随着涨圈狭缝宽度不断增大,平均等效阻尼不断降低,且下降的幅度不断减小,这表明当涨圈狭缝宽度增大到一定程度时,继续增大该因素对平均等效阻尼系数影响有限。

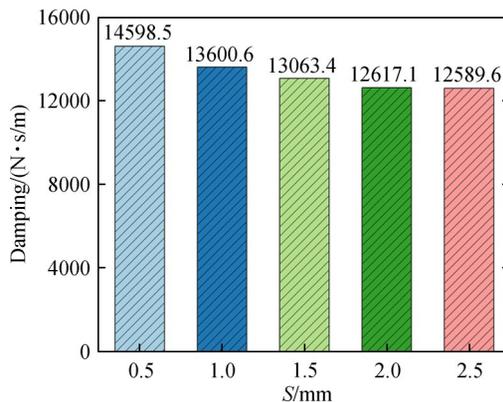


图 14 不同涨圈狭缝宽度下的平均等效阻尼

Fig.14 Average equivalent damping versus different gap widths of piston ring

5 结 论

1) 基于 Fluent 软件中的 Mixture 多相流模型和 Schnerr-Sauer 空化模型和动网格技术建立了涨圈密封三维非定常空化流场数值仿真模型, 计算得到周向动态油膜压力与试验测试数据基本一致, 并且由动态油膜力导出的等效阻尼系数与试验机械阻抗法识别结果仅有 0.6% 的误差, 表明本文采用的数值计算方法能有效预测涨圈密封挤压油膜阻尼器的空化流场与阻尼特性。

2) 涨圈密封挤压油膜阻尼器进动半径的增大使得流场压力的过渡区减小, 进动频率的增大使高压区范围减小, 总体上均使得低压区增大, 空化现象逐渐加重, 阻尼器的平均等效阻尼系数减小。

3) 随着涨圈狭缝宽度增大, SFD 流场中的气穴逐渐增多, 而油膜压力对涨圈狭缝宽度并不敏感; 平均等效阻尼随涨圈狭缝宽度增加而降低, 而降低的幅度逐渐减小。因而, 在涨圈密封挤压油膜阻尼器设计中可适当减小涨圈狭缝宽度以减弱空化现象, 增大阻尼。

参考文献:

- [1] PIETRA D, ADILETTA L. The squeeze film damper over four decades of investigations: Part I characteristics and operating features[J]. Shock and Vibration Digest, 2002, 34(1): 3-26.
- [2] ZEIDAN F Y, VANCE J M. Cavitation leading to a two phase fluid in a squeeze film damper[J]. Tribology Transactions, 1989, 32(1): 100-104.
- [3] LEVESLEY M C, HOLMES R. The effect of oil supply and sealing arrangements on the performance of squeeze-film dampers: an experimental study[J]. Journal of Engineering Tribology, 1996, 210(4): 221-232.
- [4] DEFAYE C, ARGHIR M, BONNEAU O, et al. Experimental study of the radial and tangential forces in a whirling squeeze film damper[J]. Tribology Transactions, 2007, 49(2): 271-278.
- [5] JAGER S, BRUCHMULLER T, ALBERS A. Dynamic behaviour and sealing performance of piston rings used in squeeze film dampers[J]. Sealing Technology, 2012, 2012(11): 9-13.
- [6] 张澄源. 考虑端封因素的挤压油膜阻尼器动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
ZHANG Chengyuan. Study on dynamic characteristics of squeeze film damper considering end-seal factor[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020. (in Chinese)
- [7] JEUNG S H, ANDRES L S, DEN S, et al. Effect of oil supply pressure on the force coefficients of a squeeze film damper sealed with piston rings[J]. Journal of Tribology, 2019, 141(6): 061701.1-061701.11.
- [8] ANDRÉS L S, KOO B, JEUNG S H. Experimental force coefficients for two sealed ends squeeze film dampers (piston rings and o-rings): an assessment of their similarities and differences[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(2): 021024.1-021024.13.
- [9] 刘雍, 朱均, 薛中擎. 挤压油膜阻尼器结构参数对气穴现象影响的实验研究[J]. 航空动力学报, 1995, 10(4): 399-401.
LIU Yong, ZHU Jun, XUE Zhongqing. Experimental study on the influence of structural parameters of squeeze film damper on cavitation[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(4): 399-401. (in Chinese)
- [10] FAN T, BEHDINAN K. Investigation into the effect of piston ring seals on an integrated squeeze film damper model[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(2): 559-569.
- [11] KEIR H G, PHILIP B. Improved identification of squeeze film damper models for aeroengine vibration analysis[J]. Tribology International, 2010, 43(9): 1639-1649.
- [12] 沈心敏, 李其汉, 杜立杰. 挤压油膜阻尼器性能的油气两相流分析与试验[J]. 航空动力学报, 1992, 7(4): 355-358, 396-397.
SHEN Xinmin, LI Qihan, DU Lijie. Analysis and test of performance of squeeze film damper by two phase flow of oil and gas[J]. Journal of Aerospace Power, 1992, 7(4): 355-358, 396-397. (in Chinese)
- [13] ZHANG J X, ROBERTS J B. Solutions for the combined motion of finite length squeeze film dampers around the bearing center[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(3): 617-622.
- [14] GEHANNIN J, ARGHIR M, BONNEAU O. A volume of fluid method for air ingestion in squeeze film dampers[J]. Tribology Transactions, 2016, 59(2): 208-218.
- [15] 崔颖, 李婷, 江齐, 等. 基于两相流模型的挤压油膜阻尼器空化流场特性数值模拟[J]. 航空动力学报, 2019, 34(8): 1781-1787.
CUI Ying, LI Ting, JIANG Qi, et al. Numerical simulation on cavitation flow field characteristics of squeeze film damper based on two-phase flow model[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1781-1787. (in Chinese)
- [16] 崔颖, 王清智, 王永亮, 等. 非同心型挤压油膜阻尼器空化流场特性数值模拟[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2020, 38(9): 140-147.
CUI Ying, WANG Qingzhi, WANG Yonliang, et al. Numerical simulation of cavitation flow field characteristics of non-

- concentric squeeze film damper[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2020, 38(9):140-147. (in Chinese)
- [17] 王清智, 崔颖, 吴照, 等. 三种空化模型下挤压油膜阻尼器空化流场特性对比[J]. 大连海事大学学报, 2020, 46(1): 124-130.
- WANG Qingzhi, CUI Ying, WU Zhao, et al. Comparison of cavitation flow field characteristics of squeeze film dampers under three cavitation models[J]. Journal of Dalian Maritime University, 2020, 46(1):124-130. (in Chinese)
- [18] 周海仑, 张明, 成晓鸣, 等. 供油条件对挤压油膜阻尼器等效阻及周向位置阻尼的影响[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 215-223.
- ZHOU Hailun, ZHANG Ming, CHENG Xiaoming, et al. Effects of oil supply conditions on equivalent damping and circumferential position damping of squeeze film damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6):215-223. (in Chinese)

(编辑:王碧珺)

