

轴心射流收油环内部油气流动特性的数值模拟研究*

朱泽韬, 吕亚国, 朱鹏飞, 姜乐, 刘振侠

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129)

摘要: 为研究环下润滑结构内部油膜迁移及流动特性, 针对轴心射流收油环采用VOF (Volume of fluid) 方法开展了数值计算, 获得了收油环端面油膜动态形成过程, 在分析流场特征的基础上, 讨论了收油环运转工况及结构参数对内部油膜形态、滑油体积分数、油膜速度和供油孔输油能力的影响规律。结果表明: 收油环端面油膜呈圆盘状迁移, 边缘破碎形成油滴、油带甩至侧壁面, 在供油孔内以“月牙形”分布加速流动, 收油环端面油膜厚度随主轴转速增大而减小, 随喷嘴流量上升而增加; 提高转速降低了供油孔内滑油含量, 使孔内油膜加速流动, 孔内滑油含量随喷嘴流量的上升而增大, 随供油孔径的增加而下降; 喷嘴流量与供油孔径的改变对孔内流速影响较小; 增加孔径与提高收油环转速可加强供油孔输运能力, 8 kr/min下提高喷嘴流量使无量纲输油量 C_q 平均降低了40.71%, 提高孔径使 C_q 最大提高了57.14%, 转速的增加使 C_q 平均增加25.87%。

关键词: 环下润滑; 收油环; 轴心射流; 两相流动特性; VOF方法

中图分类号: V233.4

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2024) 02-2211011-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2211011

1 引言

先进航空发动机多采用环下润滑方式对内部主轴轴承进行润滑与冷却^[1]。滑油经收油环收集, 在输油通道内流动后通过供油孔进入轴承。在轴承内由于受到复杂气流作用, 油膜发生脱落、破碎, 最终形成液滴、液块, 带走热量降低温度^[2]。发动机工况改变时, 收油环内两相分布、流动参数特征的变化将影响到收油环对滑油的输运能力, 进而直接影响供给至轴承滑油量, 同时对甩出供油孔的滑油液滴破碎及轴承内部油气分布存在较大影响, 因此收油环内部流场情况关系到轴承的润滑与冷却效果。准确获得其内部油气流动特性是进一步研究环下润滑轴承性能的基础, 对优化环下供油结构设计、提高润滑系统工作可靠性有着重要意义。

Parker^[3]在1980年的研究报告中提出了包含轴向收油结构的环下润滑系统, 该系统分为喷嘴、收油环、轴向输油通道等结构, 通过实验说明环下润滑对球轴承内环的冷却效果显著优于喷射润滑。Atkin-

son等^[4]和Daiber等^[5]公开了带有轴向收油环的环下润滑结构, 重点阐述了收油环、输油通道和径向供油孔的结构形式及布置细节。Prabhakar^[6]采用Volume of Fluid (VOF) 方法对一种环下润滑结构进行了数值计算, 发现供油孔尺寸为2 mm与3 mm时会产生堵塞现象, 收油效率下降, 且流通能力与流阻有关。Adeniyi等^[7]采用CFD方法研究了径向供油孔与保持架之间的流场情况, 通过计算发现保持架与内环的径向间隙间均未充满滑油, 滑油甩至保持架后向两侧铺展, 铺展面积约为供油孔面积3~5倍。Krug等^[8]试验研究了转速、供油流量、喷嘴直径和供油角度对收油过程的影响, 并观测了滑油射流冲击收油环内壁面的流动情况。研究表明, 滑油射流冲击主轴壁面后破碎成液滴, 且随着流速的提高收油效率上升, 同时喷嘴角度显著影响了滑油破碎情况。Korsukova等^[9]针对特定收油环开展了实验及数值计算研究, 探究了收油环转速、收油环方向、喷嘴角度等对收油效率的影响规律。

在国内, 覃经文等^[10]针对某型发动机的轴向环

* 收稿日期: 2022-11-04; 修订日期: 2023-01-19。

基金项目: 国家科技重大专项 (J2019-III-0023-0067)。

作者简介: 朱泽韬, 博士生, 研究领域为航空发动机润滑系统两相流。

通讯作者: 吕亚国, 博士, 副教授, 研究领域为航空发动机润滑系统。E-mail: yglu@nwpu.edu.cn

引用格式: 朱泽韬, 吕亚国, 朱鹏飞, 等. 轴心射流收油环内部油气流动特性的数值模拟研究[J]. 推进技术, 2024, 45(2): 2211011. (ZHU Z T, LYU Y G, ZHU P F, et al. Numerical simulation study of oil-air flow characteristics in axis jet oil receiving scoop[J]. Journal of Propulsion Technology, 2024, 45(2):2211011.)

下润滑结构开展了实验研究。研究表明,供油压力越大、供油喷嘴与收油环内壁面的距离越远,相应的收油效率越低。李炎军等^[11]对发动机主轴承环下供油系统进行了计算,得到了油气两相分布情况及含气率、喷嘴喷射流量和转速等工况参数对径向供油孔出口处滑油的平均速度及平均压力影响。陈军^[12]对某发动机环下供油方式下轴承腔进行了热计算,得到了轴承腔内热量的主要产生部位,并理论分析了滑油在径向供油孔中的运动机理。Yaguo等^[13]采用CFD方法计算了三维径向收油环的收油效率,并与试验进行验证,分析了工况参数对收油效率的影响规律。在此基础上,姜乐等^[14]研究了二维环下润滑结构的内部流动和收油结构参数对收油效率的影响规律。朱冬磊等^[15]提出考虑滑油输出时变性影响的集成分析方法,基于环下供油孔和滚动体相对位置变化,确定供油孔出口的时变边界条件,并将其利用到收油效率修正计算当中。强轲等^[16]建立环下润滑输油结构模型,分析了输油通道内的油气两相流分布,得到了滑油运动规律和收油效率损失机制,并研究了供油流量对收油效率的影响。

可以看出,目前研究多集中环下润滑收油效率方面,而涉及工况及结构参数对流动特征和滑油输运性能影响的研究较为有限。在实际轴承工作中,收油环输运滑油能力不足时,易导致进入轴承滑油流量难以及时带走所有热量;而滑油过多时则导致搅拌生热量增加,发动机功耗上升^[17],而收油环内油气流动状态直接影响到进入轴承的滑油流量。因此,开展收油环内两相流动特性研究具有重要实际应用价值。

针对以上问题,本文基于轴心射流收油环建立了结构模型,在验证数值方法的基础上开展了计算研究,得到了收油环端面油膜铺展过程及迁移流动特征,并进一步分析了工况及结构参数对收油环内部油膜形态、径向供油孔内滑油体积分数对油膜流动速度的影响规律,最后结合不同因素对无量纲输油量的影响对供油孔输油能力进行了量化分析。

2 方法

2.1 原始结构

图1为研究的某型航空发动机环下润滑原始结构,图1(a)为整体结构,图1(b)为其剖面示意,该结构由喷嘴、轴向收油环与滚动轴承组成。滑油经喷嘴射流被收油环收集,沿周向90°布置的四个供油孔进入轴承。喷嘴孔径为1.2 mm,收油环主要结构参数如表1所示。

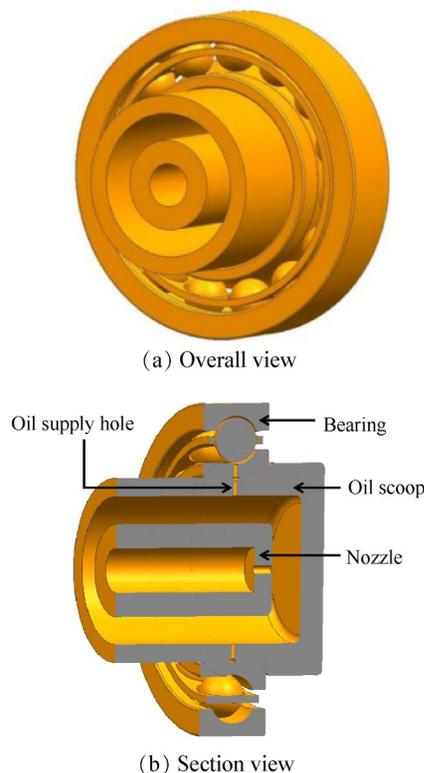


Fig. 1 Under-race lubrication model

Table 1 Structure parameters of the oil receiving scoop

Parameter	Value
Inner diameter/mm	40
Outer diameter/mm	50
Oil hole diameter/mm	1.0
Oil hole length/mm	5.0

2.2 计算方法

本文使用 ANSYS FLUENT 进行计算,由于收油环的高速旋转使得滑油与空气发生强烈的搅拌、挤压作用,流动状态复杂,因此选择欧拉-欧拉方法处理,油气两相均视为连续相,同时为了更好地获得两相交界面,选择VOF方法通过相界面重构的方法对进行界面捕捉^[18]。

由于 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型在湍流黏度计算中,引入了曲率以及旋转相关参数,对带旋转流动有着更好的适用性^[14],因此选取该模型处理计算中的湍流流动。

2.3 计算模型及边界条件

由文献[2]可知,滚子周期性旋转对供油孔背压与油气流动的影响可忽略,因此建立收油环内部流场模型时不考虑轴承。同时由于轴心射流收油环结构在周向具有周期性,因此选取流体域周向1/4部分(包含一个供油孔)进行建模。计算模型与边界条件如图2所示。

需指出的是,发动机主轴轴承处于复杂的热环

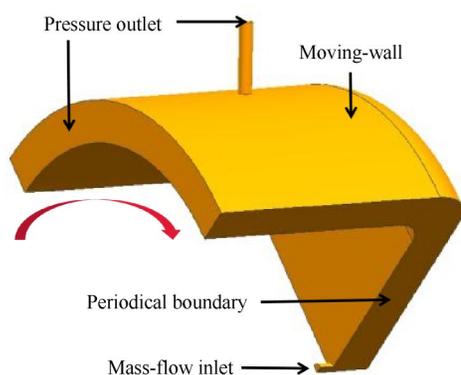


Fig. 2 Fluid domain and boundary condition

境之中,其热源有滚动体与内、外环和保持架之间的滑动摩擦功率损失、滚动体公转的滑油拖曳阻力损失以及自转引起的搅油阻力矩损失等^[19]。环下润滑结构通过收油环上的径向供油孔输运滑油,从而带走轴承内部的热量以进行冷却,实际工作中,由于轴承内部存在产热热源,因而会对进入轴承内部的滑油温度造成影响。而本文计算时仅针对收油环结构进行建模,忽略轴承内部产热及热传导的影响,不考虑引起的收油环工作环境及滑油温度变化,计算时认为滑油温度为恒温。

喷嘴入口设置为质量流量入口,收油环前端口和径向供油孔出口均为压力出口,数值为标准大气压。采用多重参考系方法(MRF方法)模拟收油环旋转,计算模型两侧为周期边界。计算所采用滑油温度为60℃,该温度下滑油密度为968.8 kg/m³,黏度系数为12.936 mm²/s,表面张力系数为0.036 N/m。

2.4 网格划分及计算设置

对流体域划分四面体网格,射流流路及供油孔附近进行网格加密,在壁面附近生成第一层高度0.01 mm,生长率1.1,共计12层的网格以准确捕捉近壁面流动,计算网格如图3所示,总数量为160万。

采用有限体积法对控制方程进行离散,扩散项和压力项采用中心差分 and PRESTO! 格式进行离散,对流项、湍动能和湍动能耗散率均采用二阶迎风格式进行离散,以残差曲线和进出口边界通量守恒作为计算收敛的依据:湍动能和湍流耗散率残差设为10⁻⁶,出口流量不随时间发生剧烈波动且与喷嘴流量误差在1%以内。时间步长取1 μs以保证CFL<1,避免计算中的发散。

2.5 滑油流动状态分析

滑油流动中受压差力、表面张力、黏性剪切力、重力、惯性力作用^[20],由于高速旋转离心作用巨大,滑油受到压差力与惯性力作用不可忽略。衡量各作用

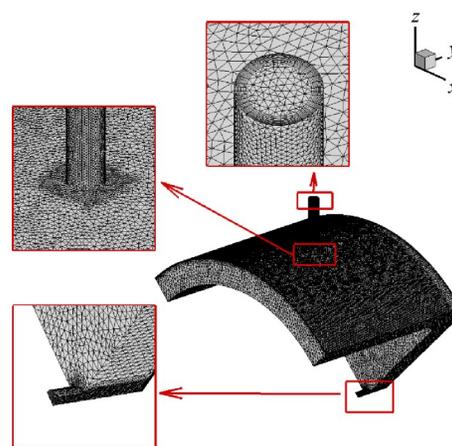


Fig. 3 Computational mesh

力与惯性力相对大小的无量纲准则数有以下三种^[21]:

弗雷德数 Fr : 惯性力与重力之比。

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \quad (1)$$

雷诺数 Re : 惯性力与黏性力之比。

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (2)$$

韦伯数 We : 惯性力与表面张力之比。

$$We = \frac{\rho v^2 L}{\sigma} \quad (3)$$

式中 v 为特征流速(m/s); L 为特征长度(m); μ 为动力黏度系数(Pa·s); σ 为表面张力系数(N/m)。

计算工况范围内, $Fr > 496$, 因此高速旋转时,重力对流动的影响可以忽略; 旋转雷诺数 $Re > 388570$, 远远大于转捩雷诺数, 因此滑油流动状态为湍流。当 $Re \gg 1$ 时, 表面张力影响程度主要取决于 We : 若 $We \gg 1$, 表面张力效应则可以忽略^[22]。通过计算当 $We = 1$ 时, 对应轴承转速 $\omega = 4.6$ rad/s, 而本文计算范围内转速均远大于4.6 rad/s。综上, 本文忽略重力及滑油表面张力对流动的影响以简化计算, 提高计算效率。

2.6 计算方法及模型准确性验证

在公开文献中, 对于轴心射流环下润滑结构的研究较为缺乏, 相关试验研究较少。因此本文以文献[23]中旋转圆盘表面油膜流动分析结果为基础, 对建立的数值计算方法进行验证。文献所采用的旋转圆盘计算模型剖面如图4所示, 该结构直径为120 mm, 供油喷嘴孔径为2.5 mm。其中喷嘴入口为质量流量入口, 圆盘边缘为压力出口, 射流冲击端面为旋转壁面。表2为数值方法验证计算中的滑油参数。

对文献圆盘转速4~8 kr/min的工况开展计算, 计算得到的表面油膜厚度与文献中厚度对比如图5所示。计算值与理论值沿圆盘半径变化趋势具有较好

一致性,且各工况下计算值与理论值相对误差的平均值 $\eta=4.3\%$,因此一定程度上说明数值方法的准确性与可靠性。

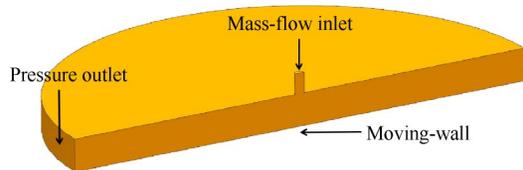


Fig. 4 Rotating disk model

Table 2 Main parameters of oil

Parameter	Value
Oil temperature/ $^{\circ}\text{C}$	60
Oil flow rate/(L/min)	2.5
Density/(kg/m^3)	953.5
Viscosity/($\text{mPa}\cdot\text{s}$)	27.6

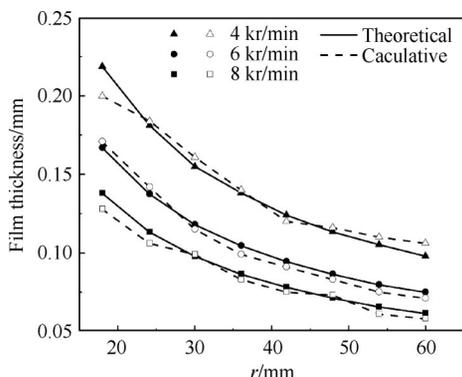


Fig. 5 Comparison between simulation results and theoretical results

数值方法验证采用的旋转圆盘模型与实际收油环结构存在差异,因此在验证数值方法准确性的基础上,需对计算模型准确性进行对比验证。在图 4 模型周向布设与研究对象收油环结构相同的壁面,侧壁面与射流冲击端面设置为旋转壁面,建立的带侧壁面的旋转圆盘如图 6 所示。

图 7 所示为相同滑油物性条件下,供油流量 2.5 L/min 时,不同模型表面油膜厚度随转速的变化。由图可以看出,两种计算模型下端面滑油分布规律

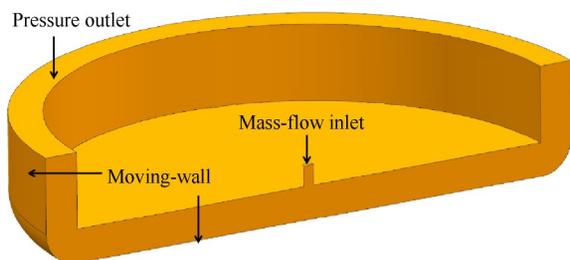


Fig. 6 Rotating disk model with wall

类似,油膜厚度沿径向逐渐降低,且油膜表面非完全平滑,存在“波动”现象。同时可以看出,具有侧壁面的旋转圆盘模型油膜平均厚度较大,在 4~8 kr/min 下具有侧壁面的模型较无壁面模型油膜平均厚度相对增加了 9.45%,8.61% 及 6.54%。

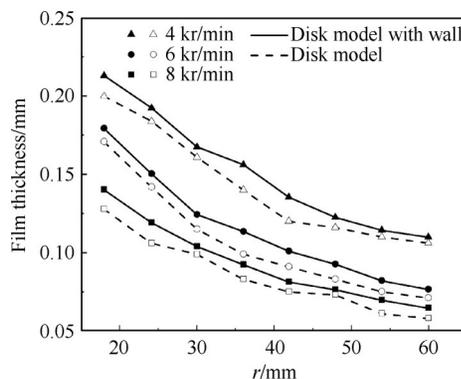


Fig. 7 Comparison between results of disk model and disk model with wall

通过计算模型准确性对比验证发现,由于侧壁面对滑油的聚集作用,端面油膜厚度存在差异,但两种模型油膜厚度总体差异在 10% 以内且分布规律类似,侧壁面对端面油膜分布的影响较小。因此建立的旋转圆盘模型可用以进行计算方法验证,具有一定的模型准确性。

3 计算结果与讨论

在验证了数值方法的基础上开展数值计算,获得了收油环内部两相流动情况并对多因素影响规律开展分析。

3.1 收油环轴心射流两相流动分析

图 8 给出了转速 8 kr/min,供油流量 1.0 L/min 时,收油环内部滑油流动过程。滑油射流在端面中心形成类圆盘状油膜,由于冲击壁面油滴发生飞溅反弹与吸附铺展,油膜边缘两相交界面呈锯齿状分布(图 8(a)),此时流动主要驱动力来自射流冲击产生的较高动量。油膜沿径向迁移时所受离心力增大,与空气相互搅拌、掺混作用加强,流动稳定性受到破坏,边缘锯齿形态更加明显(图 8(b))。同时在收油环端面表面拖曳力作用下,油膜断裂形成油滴、油带甩至收油环侧壁面(图 8(c))。油滴、油带以高动量挤压、碰撞收油环内空气,在局部位置产生拖曳现象(图 8(d),图 8(e))。随着持续供油油膜铺满整个收油环壁面,最终流动稳定(图 8(f))。

图 9 为收油环剖面滑油分布与速度流线图。由图所示,射流中心油膜厚度较大,沿径向方向减小,

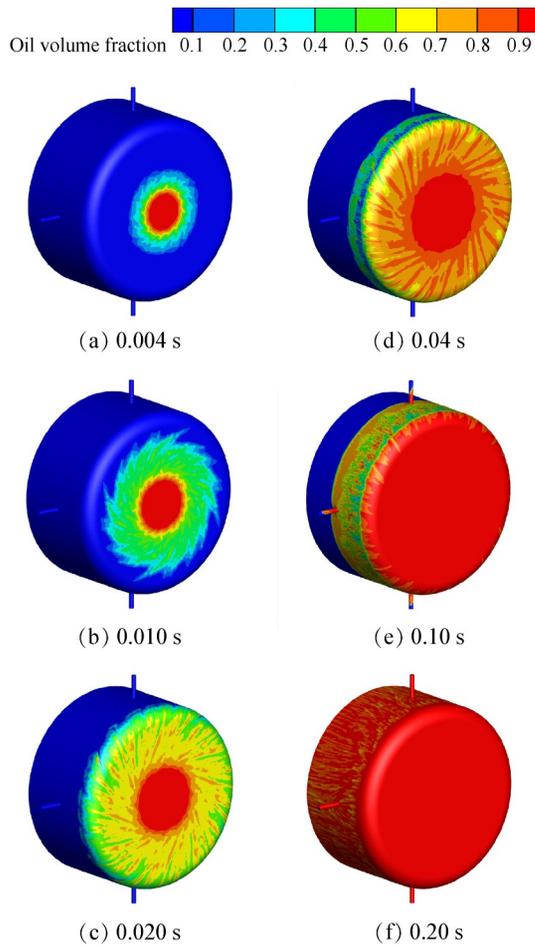


Fig. 8 Distribution of oil in the oil receiving scoop at different time

经过弧面倒圆后,滑油在侧壁面又形成较厚稳定油膜。在收油环腔体内存在复杂气流形成的空气漩涡,且漩涡区域流动方向与油膜流动方向有较好吻合性,空气涡对滑油的刮削与挤压加速了滑油流动,利于端面油膜的铺展与迁移。

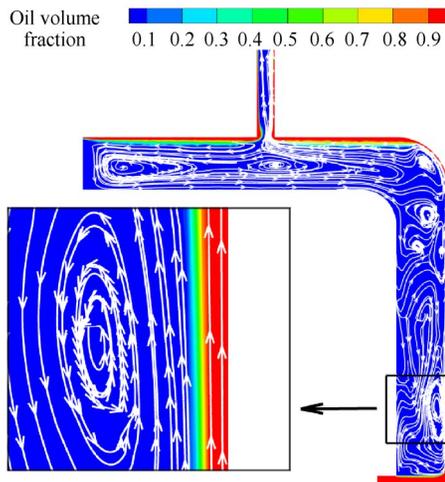


Fig. 9 Distribution of oil and air streamlines in the cross section

图10为端面油膜厚度随转速的变化。油膜厚度沿径向减小,同时整体厚度随转速增加而减小。这是由于滑油沿径向迁移时流通面积逐渐增大,同时转速的增大也使得滑油流速增加,故油膜厚度降低。从图中亦可发现,油膜表面非完全平滑,这是由于收油环内部空气涡的复杂流动对油膜存在卷吸与刮削,使油膜表面小幅波动。

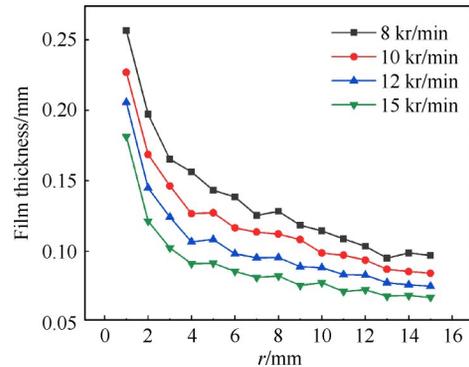


Fig. 10 Film thickness at different positions with the rotational speed

图11给出了收油环转速为8 kr/min时,供油流量对端面油膜厚度的影响。可以看出壁面油膜厚度随着供油流量的增加而上升,收油环端面处的滑油量增加。

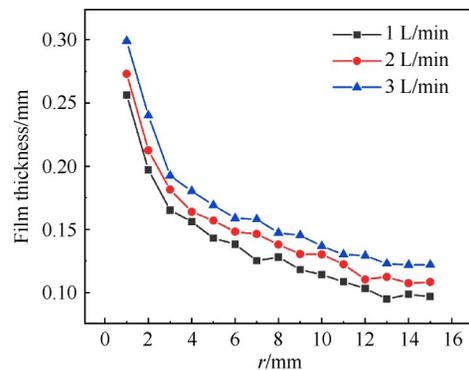


Fig. 11 Film thickness at different positions with the flow rate

3.2 转速对供油孔内流动影响

图12给出了供油流量1.0 L/min时,8 kr/min,10 kr/min,12 kr/min和15 kr/min转速下供油孔出口处的油膜分布。

可以看出孔中心存在大量空气,滑油形成“月牙形”的不等厚环状流贴壁流动。这是由于高速旋转壁面(左侧壁面)产生的推动与挤压使油膜在惯性的作用下厚度周向不均,且转速越低“月牙形”分布效应越明显。随着收油环转速的上升,周向油膜厚度

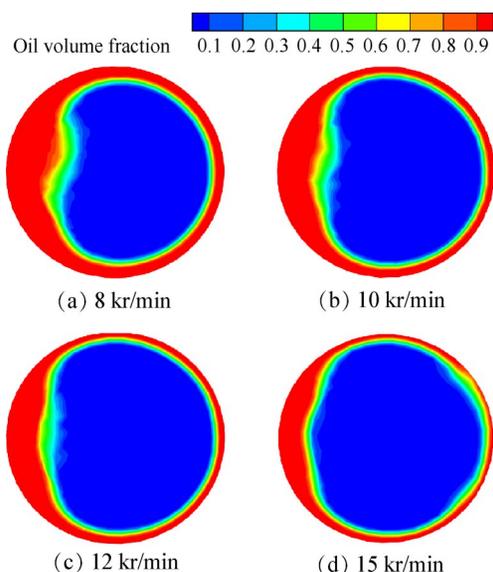


Fig. 12 Distribution of oil in the radial hole at different rotational speed

下降,这是由于转速加强了空气与滑油的动量交换,孔内油气两相交界面更加平滑。

各转速下滑油体积分数与速度沿供油孔径向的分布如图 13 所示,其中横坐标为供油孔径向长度。由图 13(a)可知孔内滑油呈底部较多、出口较少的分布特征,且随着转速增加,孔内各处滑油含量呈下降趋势,这是由于转速升高加剧了两相间搅拌作用,更多空气进入孔内,滑油流速增大,油膜厚度变薄。图 13(b)为各转速下孔内油膜速度沿径向分布,可以看出油膜在径向孔中加速流动,更高的转速使滑油甩出供油孔的初速度更大,流速与径向距离基本呈线性相关。

出现上述现象的原因如下,转速产生的巨大离心效应是孔内油膜迁移的主导因素,线速度与旋转半径成正比,因此径向位置越大滑油流速则越快。同时,流速的增加导致油膜有效流动面积不断减小,孔内滑油体积分数降低。

3.3 喷嘴流量对供油孔内流动影响

图 14 给出了转速 8 kr/min 时,喷嘴流量 1 L/min 至 3 L/min 下供油孔出口处的油膜分布。流量增加使“月牙形”分布效应更加明显,孔中心空气量降低,周向油膜厚度均有所上升。此外由于转速较低,油气动量交换强度较低,两相交界面呈波动状。

各供油流量下滑油体积分数与速度沿供油孔径向的分布如图 15 所示,其中横坐标为供油孔径向长度。由图 15(a)可以看出,与转速影响规律相反,提高喷嘴流量使得孔内滑油含量上升,这是由于转速不变时,收油环无法及时将孔内滑油输送至轴承,造成滑油堆积。供油量 3.0 L/min 时,供油孔底部滑油含量已

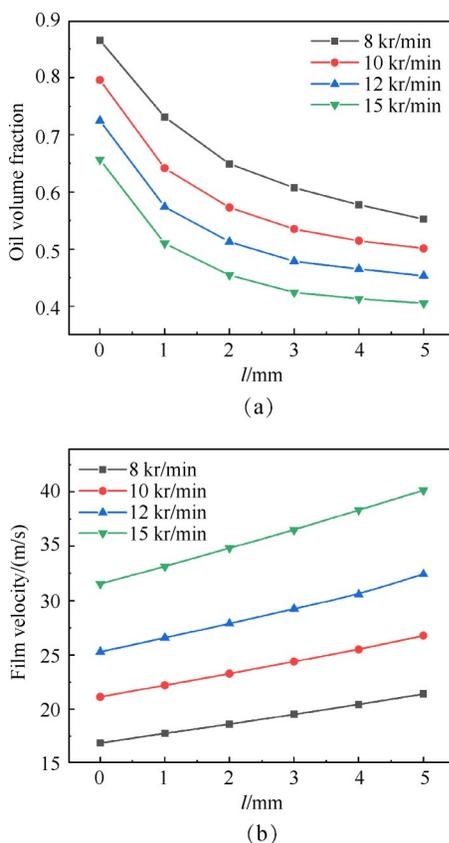


Fig. 13 Oil volume fraction and film velocity at different positions with the rotational speed

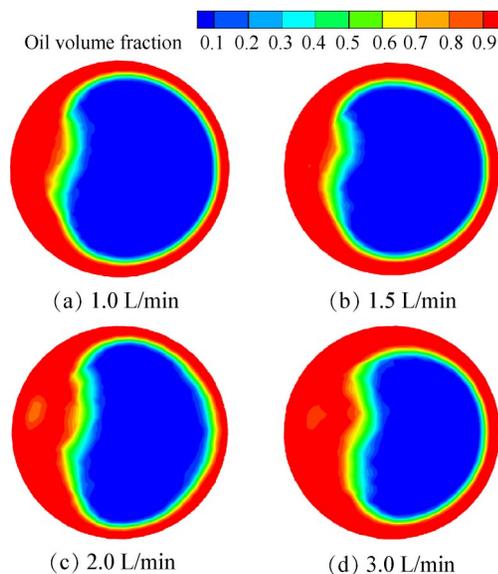


Fig. 14 Distribution of oil in the radial hole at different oil flow rate

达到 96%,这种情况下的供油孔堵塞不利于滑油的运输与供给。图 15(b)为各转速下孔内油膜速度沿径向分布,可以看出,速度与径向长度呈良好的线性关系,流量几乎不改变孔内流速分布。这是由于高速旋转的切向动量远大于滑油沿径向的流动动量,巨大的切

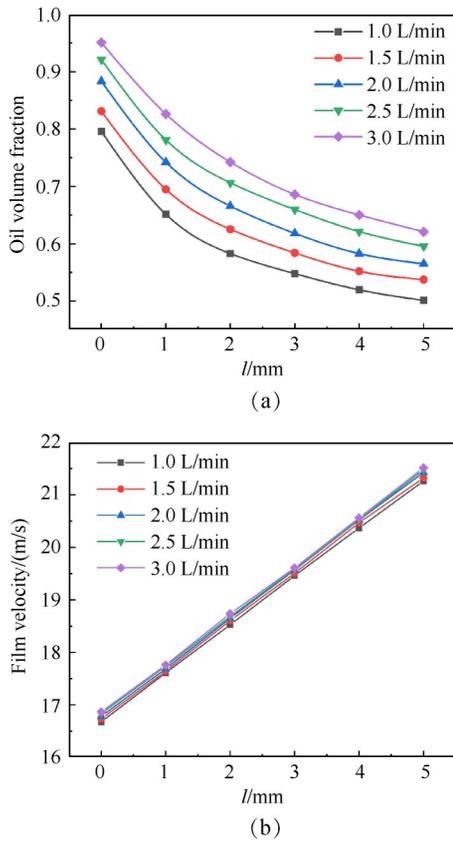


Fig. 15 Oil volume fraction and film velocity at different positions with the flow rate

向动量主导孔内油膜流动,而提升供油量的动量增益不明显,孔内油膜迁移对喷嘴流量变化敏感度较低。

3.4 供油孔径对供油孔内流动影响

图 16 为转速 8 kr/min 与供油量 1.0 L/min 时,各孔径供油孔出口处的油膜分布。由图可以看出,油膜厚度随着孔径的增大有所下降,孔内空气含量明显增加。

图 17 为各孔径下滑油体积分数与速度沿供油孔径向的分布,其中横坐标为供油孔径向长度。由图 17(a) 滑油体积分数的变化可以看出,随着孔径增加孔内滑油含量下降明显,由 0.6 mm 时的 71% 下降至 1.2 mm 时的 45%,相对降幅达 36.6%。这是由于转速及喷嘴流量不变时,增加孔径使得更多空气进入孔内,供油孔内滑油相对含量降低。因此增加供油孔径可有效解决孔内滑油堆积问题,避免供油孔堵塞导致收油环滑油输运性能下降,从而保障轴承工作性能。由图 17(b) 油膜流速的变化可以看出,相同位置处油膜流动速度几乎相等,孔径变化对于滑油流速的改变影响较小,基本可忽略。这种现象的原因为主导油膜流动的因素为收油环转速,而非供油孔径。

3.5 供油孔滑油输运能力分析

对于环下润滑结构,只有经收油环供油孔收集的滑油才能进入轴承内部,发动机工况变化会对供

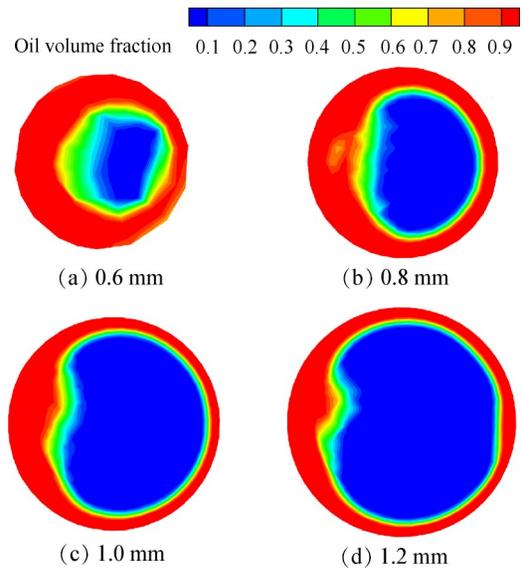


Fig. 16 Distribution of oil in the radial hole at different hole diameter

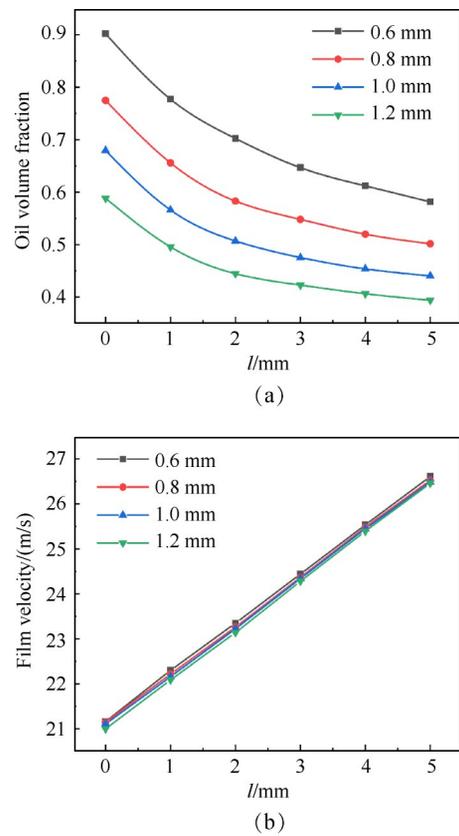


Fig. 17 Oil volume fraction and film velocity at different positions with the hole diameter

油孔内部流动情况造成影响,从而改变实际输送至轴承的滑油量。因此,供油孔对滑油的输运能力直接决定了轴承的润滑冷却效果。

喷嘴喷出的滑油经收油环流动,一部分被供油孔收集进入轴承,剩余部分滑油由收油环前端流出。为分析供油孔输油能力,将供油孔出口滑油量与喷

嘴流量之比定义为无量纲输油量 C_q , 即

$$C_q = \frac{q_{\text{hole}}}{q_{\text{nozzle}}} \quad (4)$$

式中 q_{hole} 为供油孔出口流量 (L/min); q_{nozzle} 为喷嘴流量 (L/min)。该无量纲参数不仅可以表征实际输送轴承的流量大小, 也可以量化描述供油孔对滑油的输运能力。

将计算范围内喷嘴流量进行无量化表示, 定义无量纲喷嘴供油量 Q 为

$$Q = \frac{q_{\text{nozzle}}}{q_{\text{min}}} \quad (5)$$

式中 q_{min} 为计算工况范围内的最小喷嘴流量, 即 1.0 L/min。在本文计算范围内, 无量纲喷嘴供油量 Q 分别为 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0。

图 18 为不同转速时, 各孔径 D 下无量纲输油量 C_q 随无量纲喷嘴流量 Q 的变化。可以看出固定转速下, 随着无量纲喷嘴流量的增大, 无量纲输油量呈下降趋势; 当供油孔径增加时, 无量纲输油量增大。转速 8 kr/min 下, Q 由 1.0 提高至 3.0 时各孔径供油孔平均 C_q 由 0.253 降低至 0.150, 相对下降了 40.71%; 而 D 由 0.6 mm 增至 1.2 mm, 在 $Q=1.0$ 时 C_q 增幅最大, C_q 由 0.196 增加至 0.308, 相对提升了 57.14%。

该趋势对应供油孔中的流动现象为: 随着喷嘴流量的增加, 孔内输送至轴承的流量增幅小于喷嘴流

量增幅, 因此导致供油孔的输运能力下降 (C_q 下降), 此时孔内滑油出现堆积, 不利于滑油的循环与输送。在转速 8 kr/min, $D=0.8$ mm, 喷嘴流量由 1.0 L/min 提升至 3.0 L/min 时, 供油孔输油量由 0.23 L/min 增至 0.42 L/min, 相对提高 82.61%, 增幅远小于喷嘴流量增幅; 当增加供油孔径时, 供油孔得以收集输运更多滑油, 供油孔出口处滑油流量增大, 供油孔的输运能力增加 (C_q 上升)。

同时观察图 18 可以发现, 在供油孔径与无量纲输油量不变的情况下, 随着收油环转速的增加, 无量纲输油量均有所上升。当转速由 8 kr/min 增加至 15 kr/min, 各工况点的无量纲输油量 C_q 平均值由 0.193 增加至 0.243, 相对增加 25.87%。这种现象是由于转速的提升使得孔内滑油流速加快, 在相同的喷嘴流量下, 供油孔可输送更多的滑油进入轴承, 此时供油孔的输运能力增加 (C_q 上升)。

综上所述, 运转工况与供油孔结构尺寸直接影响到收油环对滑油的输运能力, 进而影响轴承实际获得滑油流量。设计时, 应通过工况与结构参数的匹配关系合理布设供油孔, 提高滑油输送性能, 实现对轴承的精准供油, 从而避免轴承润滑不当, 保证轴承运转的安全与可靠。

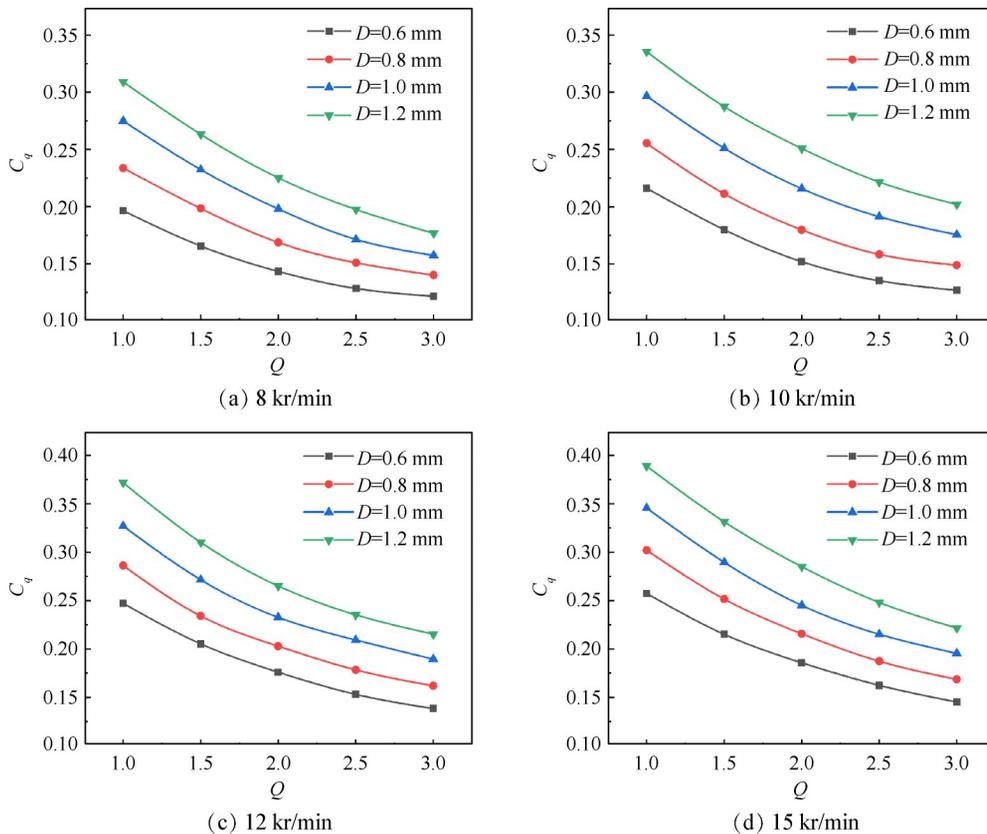


Fig. 18 Effects of Q on C_q at different rotational speed

4 结 论

本文通过研究,得到以下结论:

(1)射流至收油环端面的滑油在旋转表面拖曳力及离心力共同作用下,铺展成油膜沿径向迁移,油膜边缘形成锯齿状分布。油膜破碎后形成油滴、油带甩至侧壁面,随着持续供油收油环内形成稳定油膜流动。收油环端面油膜厚度随着转速的增加而降低,随着供油流量的上升而增大。

(2)供油孔内滑油以“月牙形”油膜进行流动,孔内滑油含量沿径向减少。低转速下“月牙形”油膜分布效应较为明显,随着转速的增加,孔内滑油含量下降。油膜迁移速度分布与径向位置呈线性增加关系,增大收油环转速则会加快孔内滑油流速。

(3)增加喷嘴流量使得“月牙形”油膜分布效应更加明显,孔内滑油含量上升。增加供油孔径降低了孔内油膜厚度与滑油含量,更多的空气进入供油孔。喷嘴流量与供油孔径的改变对孔内速度分布影响较小,滑油流速几乎不变化。

(4)无量纲输油量 C_q 可量化衡量供油孔的滑油输运能力, C_q 随着无量纲喷嘴流量 Q 的增加而降低,随着供油孔径与转速的增加而增大,8 kr/min下提高喷嘴流量使 C_q 平均降低了40.71%,提高孔径使 C_q 最大提高了57.14%,转速的增加使各工况点 C_q 平均增加25.87%。增加孔径与提高收油环转速可加强供油孔输运能力。

因此应结合发动机运转工况合理设计供油孔孔径,以保证轴承运转安全与可靠。

致 谢:感谢国家科技重大专项的资助。

参考文献

- [1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册: 传动及润滑系统: 第12分册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002: 504-508.
- [2] 王西名. 航空发动机对转轴间集油结构收油效率分析[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2019.
- [3] PARKER R J. Lubrication of rolling-element bearings [C]. San Francisco: International Lubrication Conference, 1980.
- [4] ATKINSON E, SALAMA E E. Multi-plane lubricated bearing assembly[P]. US: 5106209, 1992-04-21.
- [5] DAIBER P C, GREENWOOD A P, BAILEY T E. Lubricated bearing assembly[P]. US: 5183342, 1993-02-02.
- [6] PRABHAKAR A. Numerical simulations to assess the performance of scoop based lubrication devices for use in aero engines [D]. Nottingham: University of Nottingham, 2019.
- [7] ADENIYI A A, MORVAN H, SIMMONS K. Oil-air flow between the cage and inner race of an aeroengine bearing[C]. Seoul: ASME Turbo Expo, 2016.
- [8] KRUG M B, PEDUTO D, KURZ W, et al. Experimental investigation into the efficiency of an aero-engine oil jet supply system [C]. Dusseldorf: ASME Turbo Expo, 2014.
- [9] KORSUKOVA E, KRUISBRINK A, MORVAN H, et al. Oil scoop simulation and analysis using CFD and SPH [C]. Seoul: ASME Turbo Expo, 2016.
- [10] 覃经文, 曾广乐, 郭 晖, 等. 某涡轴发动机轴承环下润滑结构试验研究[J]. 润滑与密封, 2019, 44(7): 138-142.
- [11] 李炎军, 陈国定, 刘亚军, 等. 航空发动机主轴承环下供油系统两相分相流动分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(5): 58-61.
- [12] 陈 军. 涡扇发动机主轴承环下供油方法分析研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
- [13] LYU Y G, JIANG L, LIU Z X, et al. Simulation and analysis of oil scoop capture efficiency [C]. Oslo: ASME Turbo Expo, 2016.
- [14] 姜 乐, 刘振侠, 吕亚国. 环下润滑结构对径向收油环收油效率影响的数值计算研究[J]推进技术, 2020, 41(6): 1387-1395. (JIANG L, LIU Z X, LYU Y G. Numerical investigation for effects of under-race lubrication structure on oil capture efficiency of radial oil scoop [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(6): 1387-1395.)
- [15] 朱冬磊, 陈国定, 李炎军, 等. 中介轴承环下流道滑油流动及润滑效率分析[J]. 航空学报, 2019, 40(11): 309-323.
- [16] 强 轲, 徐让书, 戴海宁, 等. 某型航空发动机轴间轴承集油结构内的两相流动数值计算[J]. 润滑与密封, 2020, 45(11): 118-124.
- [17] GAO W, NELIAS D, BOISSON N. Model formulation of churning losses in cylindrical roller bearings based on numerical simulation [J]. Tribology International, 2018, 121: 420-434.
- [18] CROUCHEZ-PILLOT A, MORVAN H P. CFD simulation of an aeroengine bearing chamber using an enhanced volume of fluid (VOF) method: an evaluation using adaptive meshing [C]. Dusseldorf: ASME Turbo Expo, 2014.
- [19] 朱鹏飞, 刘振侠, 高文君, 等. 反转圆柱滚子轴承生热特性研究[J]. 推进技术, 2016, 37(12): 2329-2335. (ZHU P F, LIU Z X, GAO W J, et al. Research on heat generation characteristics of counter-rotating cylindrical roller bearing [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(12): 2329-2335.)
- [20] HARLOW F H, WELCH J E. Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow of fluid with

- free surface[J]. *The Physics of Fluids*, 1965, 8(12): 2182–2189.
- [21] HUILGOL R R. *Fluid mechanics of viscoplasticity*[M]. Cham: Springer, 2015.
- [22] 熊 钊. 行星变速机构润滑系统旋转油道通流特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [23] 孙恒超. 轴承腔油气两相介质流动和热效应理论分析与试验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2015.

(编辑:梅 瑛)

Numerical simulation study of oil-air flow characteristics in axis jet oil receiving scoop

ZHU Zetao, LYU Yaguo, ZHU Pengfei, JIANG Le, LIU Zhenxia

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: In order to study the internal oil film migration and flowing characteristics of the under-race lubrication structure, the numerical calculations were carried out by using the VOF (volume of fluid) method for the axis jet oil receiving scoop and the dynamic formation process of oil film on the end face of the scoop is obtained. Based on the analysis of flow field characteristics, the effects of the scoop working conditions and structural parameters on the film shape, oil volume fraction, film velocity and the transportation capacity in the oil supply hole are discussed. Results show that, the oil film migrates in the form of disc at the end face of the scoop, and the oil droplets and the oil belts formed by the broken film edge are thrown to the side wall. The oil film accelerates in the form of crescent shape in the radial hole, and the film thickness on the end face of the scoop decreases with the increase of the rotational speed and increases with the increase of the nozzle oil flow. Increasing the rotational speed reduces the oil retention in the oil supply hole and accelerates the film flow in the hole, and the oil content in the hole ascends with the increase of nozzle flow and decreases with the increase of oil supply hole diameter. The change of nozzle oil flow and hole diameter has little effect on the film flow velocity in the hole. Increasing the hole diameter and the rotational speed can improve the transportation capacity of the oil supply holes. Increasing the nozzle flow rate reduces the dimensionless oil flow C_q by 40.71% on average, and increasing the diameter increases C_q by 57.14% at most on 8 kr/min. The increase of rotation speed increases C_q by an average of 25.87%.

Key words: Under-race lubrication; Oil receiving scoop; Axis jet; Two-phase flow characteristics; VOF method

Received: 2022-11-04; Revised: 2023-01-19.

Foundation items: National Science and Technology Major Project of China (J2019-III-0023-0067).

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2211011

Corresponding author: LYU Yaguo, E-mail: yglu@nwpu.edu.cn