

# 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\*

姜乐, 刘振侠, 吕亚国

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129)

**摘要:** 为研究环下供油润滑系统中的流动过程和收油环收油效率的影响因素及其影响规律, 基于VOF (Volume of fluid) 两相流模型和滑移网格模型的数值计算方法, 建立了环下润滑系统内部流场的计算模型。通过数值计算, 获得了收油环的收油效率并验证了数值计算结果的有效性, 分析和探讨了不同结构参数对收油效率的影响。计算结果表明: 利用本文数值计算方法得到的收油效率和流动现象与已有实验和数值计算结果均一致; 供油喷嘴角度和收油环外径均主要影响滑油射流冲击收油叶片的飞溅量和收油叶片切割滑油量, 收油效率取决于二者的相对大小,  $\theta = 0^\circ$ ,  $\theta = 9^\circ$  和  $r_0 = 2\text{mm}$ ,  $r_0 = 6\text{mm}$  时收油效率取极大值; 收油叶片数量和供油喷嘴与收油叶片间距离分别影响收油叶片切割滑油射流的时间间隔和滑油射流在到达收油叶片前的流动, 不影响滑油射流冲击收油叶片的飞溅量和收油叶片切割滑油射流的量, 对收油效率的影响较小。

**关键词:** 两相流; 流动分布; 计算流体力学; 收油效率; 润滑系统

**中图分类号:** V233.4      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4055 (2020) 06-1387-09

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.190108

## Numerical Investigation for Effects of under-Race Lubrication Structure on Oil Capture Efficiency of Radial Oil Scoop

JIANG Le, LIU Zhen-xia, LYU Ya-guo

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

**Abstract:** In order to study the flow process in the under-race lubrication system and the influencing factors of the oil capture efficiency of the oil scoop, based on the VOF (Volume of Fluid) two-phase flow model and the numerical calculation method of the slide mesh model, the calculation model of the internal flow field of the under-race lubrication is established. Through the numerical calculation, the oil capture efficiency of the oil scoop was obtained and the validity of the numerical calculation results was verified. The effects of different structural parameters on the oil capture efficiency were analyzed and discussed. The calculation results show that the oil capture efficiency and flow phenomenon obtained by this paper numerical method are consistent with the existing experimental and numerical calculation results. The angle of the oil jet nozzle and the radius of the oil scoop mainly affect the splash volume of the oil jet impinging oil scoop blade and the amount of oil that is cut by oil scoop blade. The oil capture efficiency depends on the relative values of the above two reasons.  $\theta = 0^\circ$ ,  $\theta = 9^\circ$

\* 收稿日期: 2019-02-21; 修订日期: 2019-04-03。

**作者简介:** 姜乐, 博士生, 研究领域为航空发动机润滑系统部件实验与数值计算。E-mail: ljiang@mail.nwpu.edu.cn

**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:** 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 Le, LIU Zhen-xia, LYU Ya-guo. 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.)

and  $r_0 = 2\text{mm}$ ,  $r_1 = 6\text{mm}$ , the oil capture efficiency has reached a maximum value. The number of oil scoop blades and the distance between the oil jet nozzle and the tip of the oil blade affect the time interval of the oil scoop blade cutting oil jet and the flow of oil jet before it reaches the oil scoop blade, respectively. This does not affect the splashing amount of the oil jet impinging the oil scoop blade and the cutting oil jet by the oil scoop blade, which has little effect on the oil capture efficiency.

**Key words:** Two-phase flow; Flow distribution; Computational fluid dynamics; Oil capture efficiency; Lubrication system

## 1 引言

随着航空发动机性能和输出功率的不断提高, 主轴转速明显增加, 轴承内径(mm)和转速(r/min)的乘积值 $DN$ 随之增大<sup>[1]</sup>。航空发动机的滑油系统为支撑转子的轴承和提取功率的齿轮等提供适量滑油, 以减少各部件间的摩擦和磨损, 并及时带走产生的热量<sup>[2]</sup>。航空发动机主轴承常用的供油方式是喷射和环下供油, 前者主要适用于转速较低、主轴传入热量较少的轴承; 后者主要适用于转速较高、主轴传入热量较多且轴承腔空间较充裕的轴承。在结构空间允许的情况下优先采用环下润滑, 且当 $DN \geq 2.5 \times 10^6 \text{mm} \cdot \text{r/min}$ 时, 必须采用环下供油润滑<sup>[3]</sup>。

图1为Simmons等<sup>[4]</sup>给出的环下润滑工作原理示意图, 环下供油润滑是指与主轴同步旋转的收油环(轴向收油环<sup>[5]</sup>或径向收油环<sup>[6]</sup>)捕获由供油喷嘴喷出的滑油, 进入收油环内的滑油将沿输油槽输送至轴承内环处, 滑油在轴承内环的径向油孔处由于高速旋转离心力的作用被甩入轴承内, 对轴承内外圈、保持架和滚子进行充分冷却和润滑。由于结构及空间上的原因, 环下润滑收油环不能将供油喷嘴喷出的滑油全部收入轴承。因此, 就会有收油效率的问题, 收油效率即收油环收入轴承的滑油流量与喷嘴供油流量之比<sup>[7]</sup>。

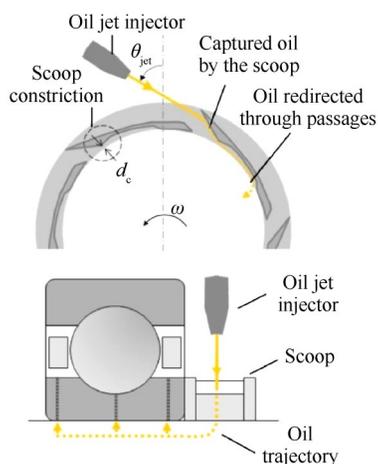


Fig. 1 Oil scoop working principle<sup>[4]</sup>

随着环下润滑装置在航空发动机轴承腔中的应用, 研究人员已经对环下润滑装置开展了实验和数值计算方面的研究<sup>[8]</sup>。徐从儒<sup>[7]</sup>总结了环下润滑结构和影响收油环收油效率的影响因素。陈军<sup>[9]</sup>在不考虑滑油周向流动情况下, 根据轴承的需油量和供油喷嘴方位及滑油流速可估算喷嘴数量; 并给出轴承内环上油孔孔径和数量的约束关系。李炎军等<sup>[10]</sup>以环下供油润滑系统为研究对象, 基于有限体积法建立了润滑介质在分相流动状态下的计算模型, 得到了分相流动情况下两相分布及含气率、喷嘴喷射流量和系统转速等工况参数对轴承环下出口滑油平均速度及平均压力的影响。刘鲁等<sup>[11]</sup>对发动机的叶轮式收油装置建立 CFD 计算模型, 计算了不同参数对收油效率的影响, 分析计算结果后对各参数进行优化组合, 最终得到一个经过优化的收油装置模型。文献[10-11]的计算研究中均对环下润滑装置做了较大的简化处理, 直接将收油环叶片间通道作为滑油入口, 与真实环下润滑装置的工作过程有较大差别。Prasad等<sup>[12]</sup>建立了高速旋转收油环内部油气两相流动的 CFD 计算模型, 采用 VOF (Volume of fluid) 方法和滑移网格模型对收油环内部流动开展了数值模拟计算, 探究了主轴转速、滑油流量、收油环轴向宽度和收油环外径对收油效率的影响规律。Korsukova等<sup>[13]</sup>采用 CFD 方法和基于 Lagrangian 的 SPH (Smoothed particles hydrodynamics) 方法分别计算了收油环捕获滑油的过程, 计算结果表明两种方法得到的收油效率有很好的 consistency, 两者最大误差小于 10%, 且与实验测得的收油效率误差均小于 15%。Prabhakar等<sup>[8]</sup>采用 CFD 方法对环下润滑二维模型的数值计算结果表明, 收油叶片叶尖涡的产生导致滑油射流偏转和飞溅, 相同工况条件下收油叶片采用钝体叶尖收油效率可提高 2%, 同时通过数值计算还得到当射流方向与转动方向一致时收油效率约降低 10%。Simmons等<sup>[4]</sup>采用 CFD 方法计算了串联喷嘴结构和脉动喷嘴二维计算模型的收油效率, 可通过控制串联喷嘴的滑油流量比提高收油效率, 同时计算

表明应用脉动供油喷嘴收油效率可提高10%。Prabhakar等<sup>[14]</sup>通过理论分析和CFD方法计算了收油效率随转速的变化特性,实验获得的收油效率与CFD方法计算得到的收油效率间最大误差为5.5%,二者有很好的 consistency。Cageao等<sup>[15]</sup>实验研究了收油环转速、滑油流速、供油喷嘴角度和喷嘴布置形式(双喷嘴和串列喷嘴)对收油环收油效率的影响规律,并用高速相机拍摄了不同条件及不同时刻的滑油流动情况,对实际收油环内部流动有更为深刻的理解。Yaguo等<sup>[16]</sup>采用CFD方法计算了三维收油环模型的收油效率,分析了主轴转速、滑油流量和供油喷嘴数量对收油效率的影响规律。

由上可以看出,国内外对环下供油润滑的研究都取得了一些进展,对于环下润滑的研究手段主要是试验测量和数值模拟计算。本文在总结现有公开研究成果的基础上,根据环下供油润滑结构的工作过程和工作特点,建立二维计算模型并采用CFD数值模拟方法研究不同工况和结构条件下的空气场及油-气两相流场的流动状态并获得收油效率,分析供油喷嘴角度、收油环外径、收油叶片数量和供油喷嘴到收油叶片叶尖距离对收油效率的影响规律,为进一步研究和设计环下润滑结构提供参考。

## 2 数学模型

环下供油润滑工作过程涉及高速旋转体通道内的油气两相流动,建立合理的两相流模型、湍流模型和运动模型非常关键。

### 2.1 两相流模型

用于研究多相流动的方法有欧拉-拉格朗日方法和欧拉-欧拉方法,赵静宇等<sup>[17]</sup>采用DPM(Discrete Phase Model)双向耦合方法对轴承腔内的油膜进行了非稳态数值计算;任国哲等<sup>[18]</sup>采用DPM方法和VOF方法对轴承腔内的两相流动进行了非稳态数值计算,获得了不同转速情况下内壁面油膜厚度和滑油体积分数的动态变化过程。环下润滑工作过程中滑油射流与气流间有明显的相间界面,同时收油环内部分相流动的滑油与气流间也有明显的相间界面,因此采用VOF方法计算环下润滑结构中的两相流动过程。

VOF方法通过求解单独的动量方程并计算不同流体体积分数来模拟互不相溶的不同流体。相函数在VOF方法中表示某一相占据网格单元面积或网格单元体积的百分数,任一网格单元上的相函数之和为1,气-液相间界面存在于相函数取0~1之间的网格

单元处,通过界面重构可以精确捕捉气液相间界面。VOF方法可用于喷嘴射流、液体中气泡的运动和堤坝溃败等计算,VOF方法的体积输运方程为

$$\frac{1}{\rho_q} \left( \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) \right) = 0 \quad (1)$$

式中 $t$ 为时间; $\mathbf{v}_q$ ,  $\alpha_q$ 和 $\rho_q$ 分别为第 $q$ 相流体的速度、相体积分数和密度。

相体积分数方程通常不直接求解第一相,而根据下式计算

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (2)$$

在应用VOF方法的多相流计算中,密度和粘度的计算如下

$$\rho = \sum \alpha_q \rho_q \quad (3)$$

$$\mu = \sum \alpha_q \mu_q \quad (4)$$

### 2.2 湍流模型

环下润滑结构内部流动涉及旋转湍流流动,流动非常复杂,综合考虑所需计算机资源和湍流模型使用范围后选用Realizable  $k-\varepsilon$ 湍流模型,湍动能和湍动能耗散率输运方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (6)$$

$$\rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon$$

式中

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (7)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}}$$

$G_k$ 和 $G_b$ 分别表示由平均速度梯度和浮力引起的湍动能生成项; $Y_M$ 表示可压湍流中波动对耗散率的影响; $C_2$ ,  $C_{1\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 均为常数; $\sigma_k$ 和 $\sigma_\varepsilon$ 为湍动Prandtl数; $S_k$ 和 $S_\varepsilon$ 为自定义源项。湍流粘性由下式计算

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

式中 $C_\mu$ 不再是常数,根据下式计算

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (9)$$

式中 $U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \Omega_{ij} \Omega_{ij}}$ ,  $\Omega_{ij}$ 是以角速度为 $\omega_k$ 旋转的坐标系中经时均化后得到的速度张量,引入该参数主要为了在数值计算中加入转动的影响。

Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型中计算湍流粘度时引入了旋转和曲率相关的参数,从而可以很好地描述带有旋转的流动,适用于环下润滑结构内部流动计算。

### 2.3 运动模型

环下润滑结构中供油喷嘴静止而收油环高速旋转,且数值计算为非定常计算,动网格模型在计算过程中需要对计算域中的网格进行检查,当网格变形超过限定时会重新划分网格,该过程会占用一定的计算时间,相应的计算速度会受到网格重新划分的影响,同时动网格模型在计算过程中网格重新划分后往往会导致网格变形过大而影响计算精度。滑移网格在计算过程中不需要对网格进行重新划分,因此其计算速度较快可以减少整体的计算时间,同时还可以得到准确的计算结果。因此本文采用滑移网格并取与径向收油环同心的圆作为外部静止计算域和内部转动计算域的交界面,在计算域交界面处通过反距离加权插值方法传递交界面两侧的流动。

## 3 数值计算

### 3.1 计算域与参数设置

图2为环下润滑结构二维数值计算区域,供油喷嘴和外部出口边界位于静止计算域,径向收油环和内部出口位于转动计算域,图2中灰色线为外部静止计算域和内部转动计算域的交界位置。

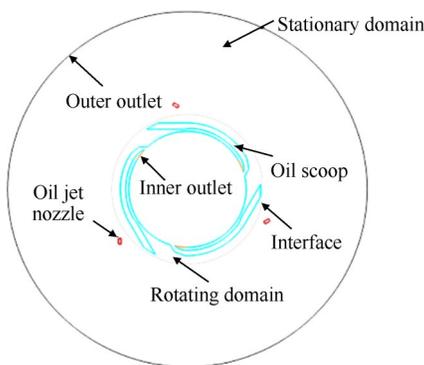


Fig. 2 Computational domain

采用“控制变量法”研究环下润滑结构参数对收油效率的影响规律,研究某一结构参数的影响规律时其它结构参数均固定,本文研究的主要结构参数如图3所示。

供油喷嘴角度变化为 $\theta$ ,当供油喷嘴下边延长线与收油叶片相切时 $\theta = 0^\circ$ ,沿逆时针方向变化时角度为正,沿顺时针方向变化时角度为负;径向收油环外径为轴心与收油叶片叶尖的距离,记外径增加的变化量为 $r_0$ ,基准外径 $r_0 = 0\text{mm}$ ;供油喷嘴与径向收油

环叶尖距离的增加量记为 $d_0$ ,最小距离 $d_0 = 0\text{mm}$ ;径向收油环收油叶片数量分别为2,3,4和5,各结构参数变化如表1所示。

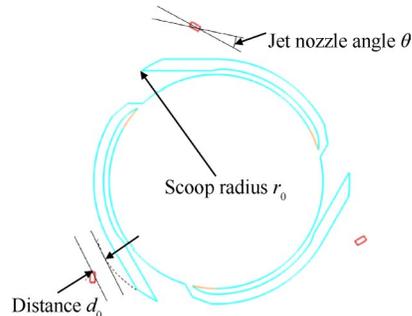


Fig. 3 Illustration of the under-race lubrication system structural parameters

Table1 Under-race lubrication structural parameters

Fixed parameters	Change parameters
Blade 3, $d_0 = 0\text{mm}$ , $r_0 = 0\text{mm}$	$\theta = -5^\circ, -3^\circ, -1^\circ, 0^\circ, 2^\circ, 3.5^\circ, 5^\circ, 6^\circ, 7^\circ, 8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$
Blade 3, $d_0 = 4\text{mm}$ , $\theta = 0^\circ$	$r_0 = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8(\text{mm})$
$\theta = 0^\circ$ , $d_0 = 0\text{mm}$ , $r_0 = 0\text{mm}$	Blade 2, 3, 4, 5
Blade 3, $\theta = 0^\circ$ , $r_0 = 2\text{mm}$	$d_0 = 0, 4, 9, 14, 19(\text{mm})$

图4为数值计算网格,数值计算中内外计算域均采用四边形结构化网格,在收油叶片叶尖处适当加密网格,计算网格总数量为712055,最小网格单元间距为 $8\mu\text{m}$ ,能够准确捕捉滑油射流冲击收油叶片的过程。

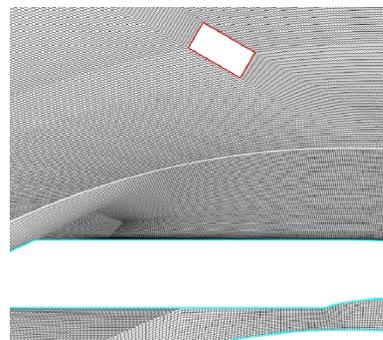


Fig. 4 Computational grid

数值计算中径向收油环转速分别为 $n_1$ 和 $n_2$ ,且 $n_1 < n_2$ ;供油喷嘴出口为速度边界条件,该速度经实际供油喷嘴流量和孔径计算得到,且滑油体积分数为1;供油喷嘴流量分别为 $Q_1$ 和 $Q_2$ ,且 $Q_1 < Q_2$ ;本文计算工况为 $n_1 - Q_1, n_2 - Q_1$ 和 $n_2 - Q_2$ ,径向收油环转速与滑油流量比的关系为: $\frac{n_2}{Q_1} > \frac{n_1}{Q_1} > \frac{n_2}{Q_2}$ 。空气物性参数均取自于室温 $25^\circ\text{C}$ ,滑油密度为 $936\text{kg/m}^3$ ,滑

油粘性为  $5\text{mm}^2/\text{s}$ , 表面张力为  $0.036\text{N}/\text{m}$ 。各边界条件如表2所示, 操作压力为  $101.325\text{kPa}$ , 供油喷嘴出口和内、外部计算域出口表压力均为  $0\text{Pa}$ , 且初始计算时计算域中滑油体积分数为0。

**Table 2 Boundary conditions**

Description	Condition
Oil jet inlet	Velocity inlet
Inner outlet	Pressure outlet
Outer outlet	Pressure outlet
Oil scoop	No slip wall

### 3.2 数值计算结果

#### 3.2.1 收油效率计算及计算模型验证

由于径向收油环高速旋转捕获滑油射流的过程是非连续的, 因此计算收油环的平均收油效率较为合理, 在数值模拟计算过程中监测内部出口滑油的质量流量, 如图5所示。内部出口处滑油质量流量随时间变化具有一定的规律性, 对径向收油环转过整数转时间间隔内出口滑油质量流量进行积分, 与相同时间间隔内供油喷嘴出口的滑油总质量之比即为收油环的平均收油效率, 计算式为

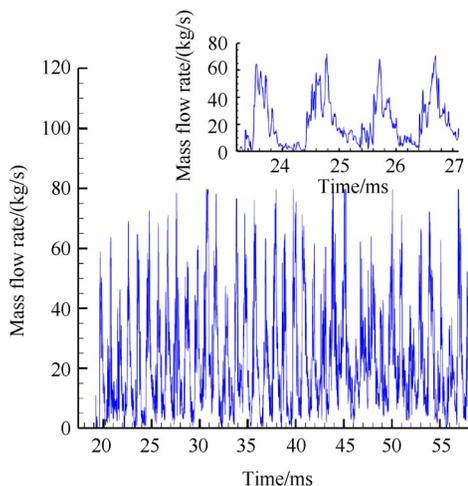
$$m_{\text{out, total}} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_{\text{out}} dt \quad (10)$$

$$m_{\text{jet, total}} = \rho_{\text{oil}} Q_{\text{oil}} \Delta t \quad (11)$$

$$\eta_{\text{ave}} = m_{\text{out, total}} / m_{\text{jet, total}} \quad (12)$$

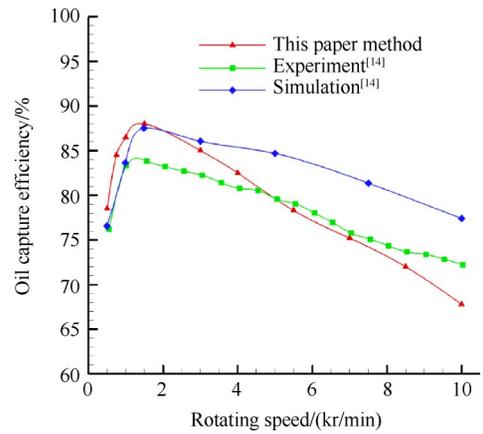
式中  $m_{\text{out, total}}$  为  $\Delta t$  时间间隔内部出口滑油总质量 (kg),  $\dot{m}_{\text{out}}$  为内部出口滑油质量流量 (kg/s),  $\Delta t = t_2 - t_1$  为滑油流量积分时间间隔 (s),  $m_{\text{jet, total}}$  为  $\Delta t$  时间间隔内供油喷嘴出口滑油总质量 (kg),  $Q_{\text{oil}}$  为供油喷嘴滑油流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $\rho_{\text{oil}}$  为滑油密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )。

环下润滑结构内部滑油射流受高速气流影响会



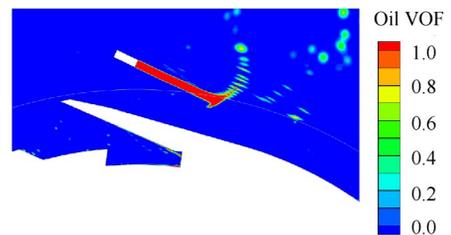
**Fig.5 Mass flow rate in the inner outlet**

发生破碎, 且滑油射流冲击收油叶片的飞溅等现象也很复杂, 为确保数值计算的有效性, 利用本文数值计算方法对与 Prabhakar 等<sup>[14]</sup> 相同几何模型及相同工况进行数值计算并得到收油效率随转速的变化关系, 如图6所示, 本文数值计算结果与文献[14]中的数值计算和实验结果在各工况下有一定的偏差, 在高转速下由于空气压缩性的影响误差较大, 但其总体变化规律符合较好。

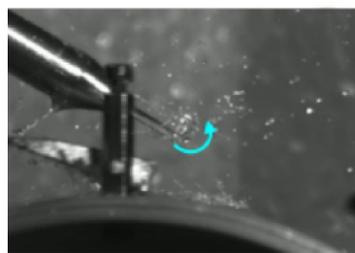


**Fig.6 Variation in oil capture efficiency with rotating speed**

图7为本文数值计算结果与实验流动现象的对比, 滑油射流冲击收油叶片后的滑油流动现象一致, 以上验证了本文中用于环下润滑结构内部流动数值计算模型的有效性。



(a) This paper method



(b) Experiment<sup>[15]</sup>

**Fig.7 Simulation and visualization of oil distribution**

#### 3.2.2 供油喷嘴角度的影响

在环下润滑结构中, 改变供油喷嘴角度较改变

其它结构更易操作,且供油喷嘴角度变化对收油效率的影响较大,当供油喷嘴角度变化时,滑油射流的破碎情况以及滑油射流与收油叶片的冲击位置和冲击角度均有明显差异。图8为不同工况条件下径向收油环收油效率随供油喷嘴角度的变化曲线,各工况下收油效率随供油喷嘴角度变化趋势基本一致,在本文研究的供油喷嘴角度变化范围内,随着供油喷嘴角度的增加,收油效率在 $\theta = 0^\circ$ 时达到最大,供油喷嘴角度进一步增加时,收油效率逐渐下降,此后收油效率还会出现下一个极大值点,但其对应收油效率小于 $\theta = 0^\circ$ 时的收油效率。

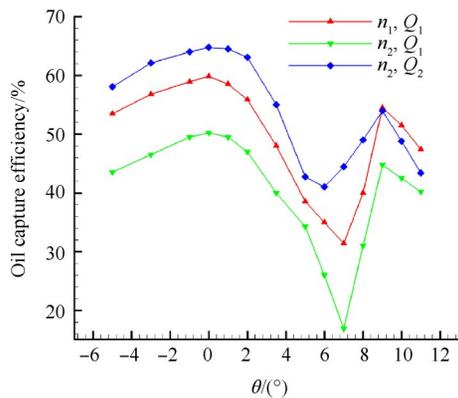
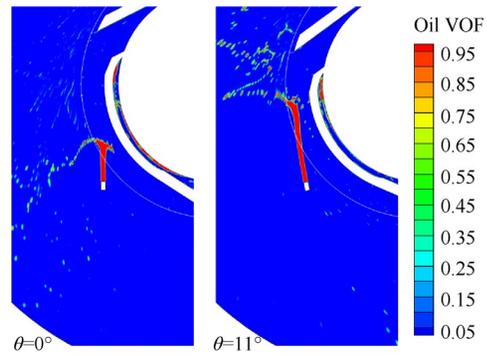


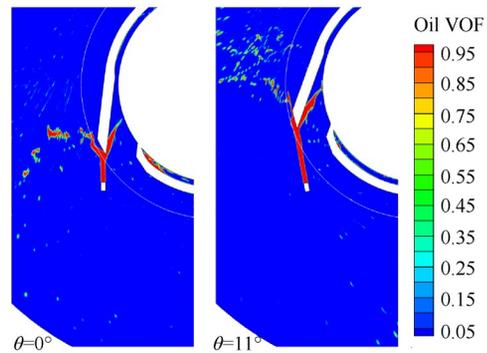
Fig. 8 Variation of the oil capture efficiency with the angle of oil jet nozzle

图9(a)和9(b)分别为不同角度、 $n_2, Q_2$ 条件下,滑油射流冲击收油叶片前和冲击收油叶片时的滑油分布图,随着供油喷嘴角度增加,滑油射流穿透深度增加且破碎点远离供油喷嘴出口位置,同时滑油射流在冲击收油叶片叶尖时的飞溅量也减少,但是收油叶片也难以充分“切割”滑油射流,会直接导致收油量的减少。收油效率在第一个极大值处滑油的损失总量最小,随着供油喷嘴角度的增加,收油叶片切割滑油射流的量减小,此时滑油射流冲击收油叶片

的飞溅损失对收油效率的影响小于收油叶片切割滑油射流减少量的影响;当继续增加供油喷嘴角度时,滑油射流冲击收油叶片飞溅量下降很明显,此时飞溅量减少对收油效率的影响占据主导地位,收油效率会有所增加,但进入收油环内部的滑油总量明显下降,收油效率的极大值小于 $\theta = 0^\circ$ 时的收油效率。



(a) Before the oil jet impinging oil scoop blade



(b) When the oil jet impinging oil scoop blade

Fig. 9 CFD contours of oil volume fraction under different oil jet nozzle angle ( $n_2, Q_2$ )

### 3.2.3 径向收油环外径的影响

改变径向收油环外径直接影响收油叶片叶尖的气流速度,图10给出了 $n_2$ 转速下,不同收油环外径结构中的气流速度分布,随着收油环外径的增加,收油

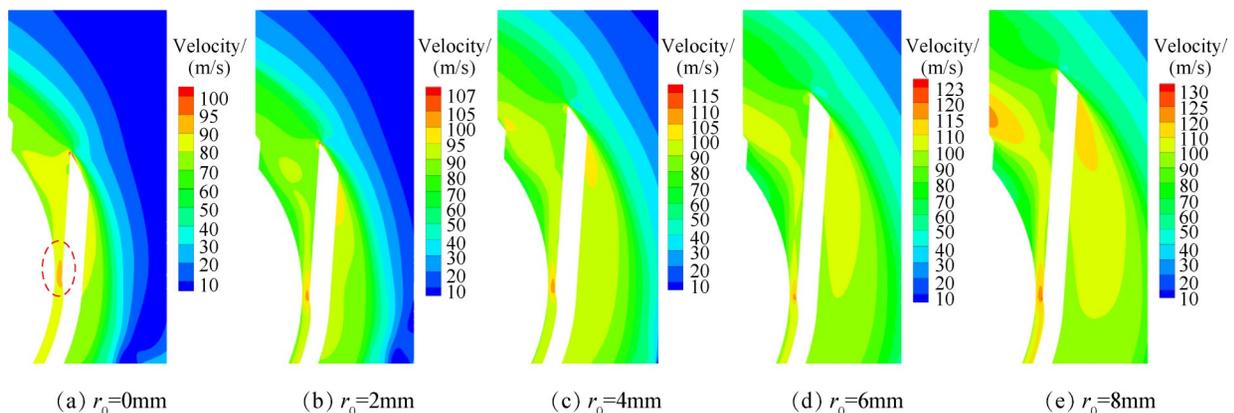


Fig. 10 Distribution of air field velocity at different scoop radius ( $n_2$ )

叶片叶尖和收油叶片通道间气流速度明显增加,各结构中的速度分布规律一致,收油通道“喉部”位置、收油叶片叶尖及叶尖背部处气流速度均较高,这将对滑油射流的飞溅量和切割滑油射流的量产生较大影响。

图 11 为径向收油环收油效率随收油环外径的变化规律,不同工况条件下的收油效率变化规律一致。增加收油环外径时,收油叶片叶尖气流速度增加,滑油射流在收油叶片叶尖处的偏转量增加,同时滑油射流飞溅量增加,但收油叶片可切割滑油射流的量也增加。本文改变径向收油环外径的计算中收油效率在  $r_0 = 2\text{mm}$  和  $r_0 = 6\text{mm}$  时出现极大值,图 12 给出了转速为  $n_2$ 、滑油流量为  $Q_1$  条件下不同收油环外径结构中滑油射流冲击收油叶片时的滑油分布,收油环外径较小时,随着径向收油环外径的增加,收油叶片切割滑油射流的增加量大于滑油射流冲击收油叶片的飞溅量,收油效率出现第一个极大值;随着径向收油环外径的进一步增加,滑油射流冲击收油叶片的飞溅量增加非常明显,此时收油效率主要受滑油飞溅量的影响并随着收油环外径的增加而减小;继续增加收油环外径,收油叶片切割滑油射流的增加量又重新占据主导影响,收油效率逐渐增加并出现第二个极大值,此后由于收油叶片难以切割滑油射流,收油效率将会大幅下降,收油叶片切割滑油射流增加量和滑油射流冲击收油叶片时的飞溅量均为非线性变化。由图 11 还可以看出在收油效率出现第一个极大值前,径向收油环转速与滑油流量比越大收油效率增加幅度越小,而在收油效率出现第二个极大值时,径向收油环转速与滑油流量比越大收油效率的增加幅度越大,收油效率在不同收油环转速与滑油流量比下对收油环外径变化的敏感程度不同。

### 3.2.4 收油叶片数量的影响

图 13 为径向收油环收油效率随收油叶片数量的

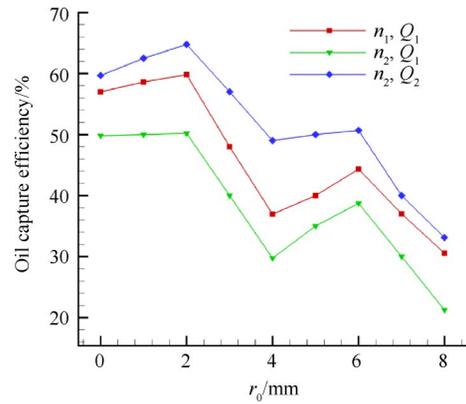


Fig. 11 Variation of the oil capture efficiency with the radius of oil scoop

变化曲线,不同工况条件下,收油效率均随着收油叶片数量的增加而增加,滑油射流在环下润滑结构中的破碎位置(穿透深度)主要由滑油射流与气流的动量比决定,收油环转速决定气流动量,相同工况条件(收油环转速与滑油流量均相同)下滑油射流的破碎位置几乎不变,图 14 为两个收油叶片且转速为  $n_2$ 、滑油流量为  $Q_2$  条件下不同时刻滑油分布图,由于收油叶片数量较少,收油叶片两次切割滑油射流的时间间隔较长,滑油射流破碎飞溅损失量增加;收油叶片数量增加后,收油叶片连续两次切割滑油射流的时间间隔缩短,但收油环在旋转一周时间内滑油射流与收油叶片的冲击次数增加,滑油射流冲击收油叶片的飞溅量会随之增加,收油效率的增加趋势随收油叶片数量的增加逐渐变缓。

### 3.2.5 供油喷嘴与收油叶片间距离的影响

图 15 为径向收油环收油效率随供油喷嘴与收油叶片间距离的变化关系,该距离最大值受实际轴承腔结构的限制,在本文研究距离范围内,不同工况条件下收油效率均随供油喷嘴与收油叶片间距离的增大而减小。

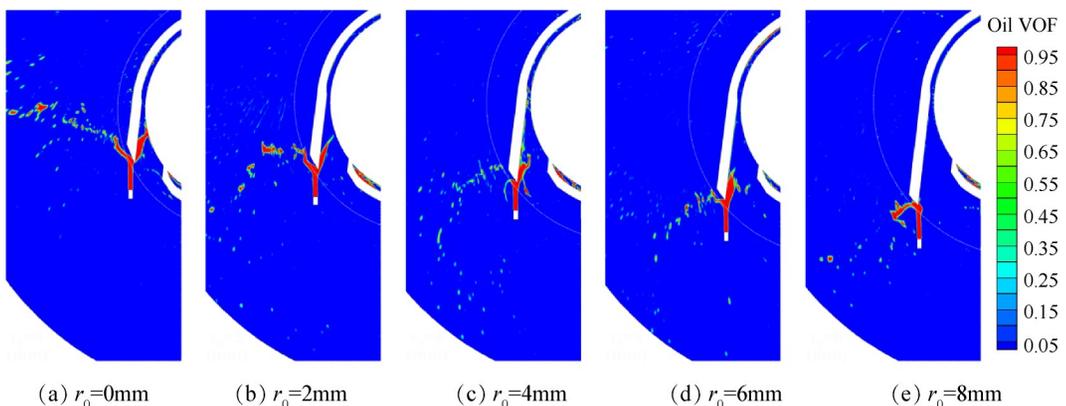


Fig. 12 When the oil jet impinging oil scoop blade under different scoop radius ( $n_2, Q_1$ )

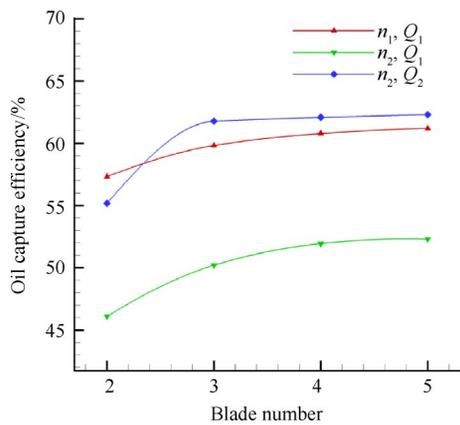


Fig. 13 Variation of the oil capture efficiency with the number of oil scoop blade

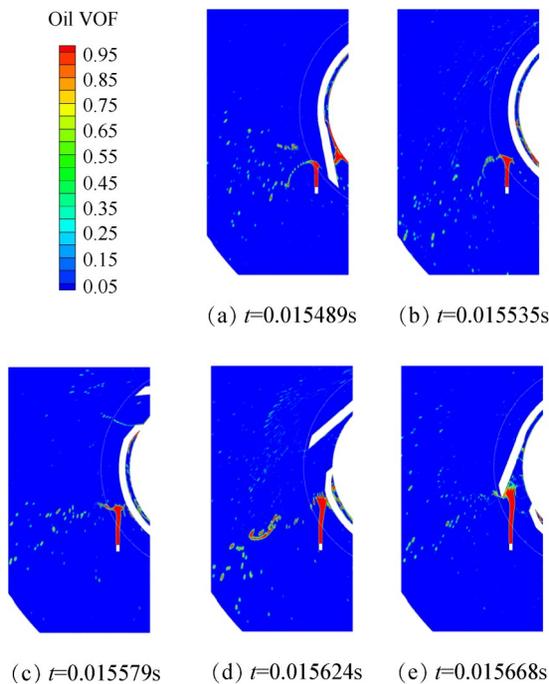


Fig. 14 Image sequence illustrating oil distribution at different times by CFD ( $n_2, Q_2$ )

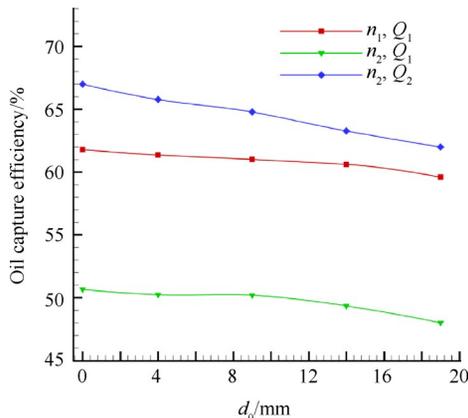


Fig. 15 Variation of the oil capture efficiency with the distance from oil jet nozzle to the tip of oil scoop blade

图 16 为  $n_2, Q_2$  工况下, 供油喷嘴与收油叶片间距离为  $d_0 = 4mm$  和  $d_0 = 14mm$  结构中滑油射流冲击收油叶片前的滑油分布, 供油喷嘴与收油叶片间距离越大, 滑油射流到达收油叶片叶尖处经过的空间距离越长, 受高速气流的影响, 图 16 中  $d_0 = 14mm$  结构中滑油射流的波动更大, 同时滑油射流的动量下降更为明显, 滑油射流在高速气流作用下飞溅的小液滴数量明显增加, 因此收油效率随供油喷嘴与收油叶片间距离的增加而减小。

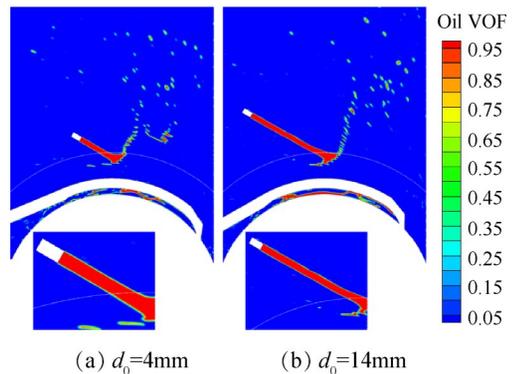


Fig. 16 Oil distribution under different distance ( $n_2, Q_2$ )

### 4 结论

采用 VOF 方法、Realizable  $k-\epsilon$  湍流模型和滑移网格方法对环下润滑结构内部流动过程及不同结构对收油效率的影响开展了研究, 得出的主要结论如下:

(1) 滑移网格可以实现收油环的转动计算, VOF 两相流方法和 Realizable  $k-\epsilon$  湍流模型可以有效地捕捉滑油在环下润滑结构中的流动过程, 与公开文献中的数值计算和实验的变化规律及滑油流动现象一致, 尤其是滑油射流在高速气流中破碎等物理过程。

(2) 径向收油环内部流动为非稳态计算, 径向收油环转过整数转时间间隔内出口滑油质量流量积分值与供油喷嘴出口滑油总质量之比作为收油环平均收油效率。

(3) 供油喷嘴角度和收油环外径主要影响滑油射流冲击收油叶片的飞溅量和收油叶片切割滑油射流的量, 收油效率由二者的相对大小决定,  $\theta = 0^\circ, \theta = 9^\circ$  和  $r_0 = 2mm, r_0 = 6mm$  时收油效率出现极大值; 收油叶片数量主要影响收油叶片切割滑油射流的时间间隔, 收油环转速与滑油流量之比在一定范围内时, 收油效率将随收油叶片数量的增加而增加; 供油喷嘴与收油叶片间距离主要影响滑油射流在到达收油

叶片前的流动,增加该距离滑油射流流动量下降且液滴飞溅量增加,收油效率随供油喷嘴与收油叶片间距离的增加而减小。

根据环下润滑结构中的流动过程及特点建立了有效的数值计算方法,将其应用于环下润滑二维计算模型,计算结果可以反映收油效率的变化规律并定性分析了产生该规律的原因,对滑油射流冲击收油叶片及液滴飞溅的定量分析可以作为下一步的工作。

### 参考文献

- [ 1 ] Walsh P P, Fletcher P. Gas Turbine Performance [M]. New Jersey: John Wiley & Sons, 2004.
- [ 2 ] 李国权. 航空发动机滑油系统的现状及未来发展[J]. 航空发动机, 2011, 37(6): 49-52.
- [ 3 ] 王振岭, 葛泉江, 林国昌. 航空发动机主轴轴承润滑与冷却技术研究[J]. 航空发动机, 2012, 38(3): 15-17.
- [ 4 ] Simmons K, Harrison L, Korsukova E, et al. CFD Study Exploring Jet Configurations and Jet Pulsing for an Aero-engine Scoop-Based Oil Delivery System[R]. ASME GT 2018-76182.
- [ 5 ] Demitraszek A, Messerschmidt D E. Axial Oil Scoop for a Gas Turbine Engine[P]. US: 189588, 2014-08-28.
- [ 6 ] Kovaleski S K. Radial Scoop Construction [P]. US: 4648485, 1987-03-10.
- [ 7 ] 徐从儒. 航空发动机主轴轴承润滑冷却的设计与试验研究[J]. 航空发动机, 1999, (3): 8-14.
- [ 8 ] Prabhakar A, Abakr, Y A, Simmons K. Effect of Vortex Shedding on the Performance of Scoop Based Lubrication Devices[R]. ASME GT 2017-63444.
- [ 9 ] 陈 军. 涡扇发动机主轴轴承环下供油方法分析研究[D]. 西安:西北工业大学, 2007.
- [ 10 ] 李炎军, 陈国定, 刘亚军, 等. 航空发动机主轴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.
- [ 11 ] 刘 鲁, 杨 宇, 郑 凯, 等. 叶轮式径向收油装置收油效率分析[C]. 贵阳:中国科协年会:航空发动机设计、制造与应用技术研讨会, 2013.
- [ 12 ] Prasad S K, Sangli P, Buyukisik O, et al. Prediction of Gas Turbine Oil Scoop Capture Efficiency [R]. ASME GT 2014-8329.
- [ 13 ] Korsukova E, Kruisbrink A, Morvan H, et al. Oil Scoop Simulation and Analysis Using CFD and SPH[R]. ASME GT 2016-57554.
- [ 14 ] Prabhakar A, Abakr Y A, Simmons K. Numerical Investigations to Assess the Impact of Shaft Speed on the Performance of Scoop Devices[R]. ASME GT 2018-76177.
- [ 15 ] Cageao P P, Simmons K, Prabhakar A, et al. Assessment of the Oil Scoop Capture Efficiency in High Speed Rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(1).
- [ 16 ] Yaguo L, Le J, Zhenxia L, et al. Simulation and Analysis of Oil Scoop Capture Efficiency[R]. ASME GT 2018-75989.
- [ 17 ] 赵静宇, 刘振侠, 胡剑平, 等. 轴承腔内壁油膜运动特性的数值研究[J]. 推进技术, 2014, 35(1): 25-32. (ZHAO Jing-yu, LIU Zhen-xia, HU Jian-ping, et al. Numerical Study on Motion Characteristics of Lubricating Oil Film of Bearing Chamber Wall[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(1): 25-32.)
- [ 18 ] 任国哲, 刘振侠, 赵静宇, 等. 基于DPM与VOF方法轴承腔内滑油瞬态特性对比[J]. 航空计算技术, 2016, 46(1): 11-15.

(编辑:史亚红)