涡动诱发液膜密封径向剪切流泄漏特性研究

李勇凡[1,2],周 坤[3],李 强[2],任宝杰[2],毕浩程[2],郝木明[2]
(1. 青岛农业大学 机电工程学院,山东 青岛 266109;2. 中国石油大学(华东) 新能源学院,山东 青岛 266580;3. 中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002)

摘 要:针对涡动工况造成航空领域用液膜密封泄漏量异常的问题,在考虑密封动力学特性、涡动特征、端面径向相对运动等因素的条件下,通过求解机械密封动力学方程、计入径向速度效应雷诺方程等模型,分析了涡动对密封泄漏量演变及泄漏量特征值的影响。结果表明,同步涡动下,椭圆形涡动仅造成流体膜膜厚特性和承载特性的微小变化,但会导致密封端面发生剪切流泄漏。随着涡动轨迹长轴短轴比从1开始逐渐增大,剪切流泄漏量由0开始明显增大,且趋于某一定值。椭圆形涡动工况下的径向剪切流效应是液膜密封泄漏异常的潜在诱因。

关键词:螺旋槽液膜密封;涡动工况;径向剪切流;泄漏量演变;瞬态特性;动力学方程
中图分类号:V233.1;TB42 **文献标识码**:A **文章编号**:1672-2620(2026)02-0073-09
DOI:10.3724/j.GTER.20260005

Leakage characteristics induced by radial shear flow under whirling conditions for liquid film seal

LI Yongfan[1, 2], ZHOU Kun[3], LI Qiang[2], REN Baojie[2], BI Haocheng[2], HAO Muming[2]
(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China; 2. College of New Energy, China University of Petroleum (East China), Qingdao 266580, China; 3. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: For abnormal leakage of liquid film seals in the aviation field caused by whirling conditions, considering factors such as seal dynamics, whirling characteristics, and radial relative motion of the faces, the influence of whirling conditions on the evolution of seal leakage and leakage characteristic values was analyzed by solving the dynamics equations and the Reynolds equation with the radial velocity effect. The results indicate that under synchronous whirling motions, an elliptical whirling motion only causes minor changes in the fluid film thickness and load-bearing capacity, but it leads to shear flow leakage at the sealing faces. As the long axis to short axis ratio of the whirling trajectory increases from 1, the shear flow leakage starts to increase significantly from 0 and then tends to a certain value. The radial shear flow effect under elliptical whirling conditions is a potential cause of abnormal leakage in liquid film seals.

Key words: spiral groove liquid film seal; whirling conditions; radial shear flow; leakage evolution; transient characteristics; kinetic equations

0 引言

非接触式液膜润滑流体动压型机械密封(简称液膜密封)具有可实现零泄漏、摩擦功耗低、寿命长等优势,在诸多领域展现出巨大的应用潜力[1-5]。航空领域流体动密封应用场景的工况特殊性,对液膜密封使用提出了挑战。例如,航空发动机附件系

收稿日期:2025-05-29
基金项目:中国航发集团产学研合作项目(HFZL2023CXY016);国家自然科学基金面上项目(52176050,51975585)
作者简介:李勇凡(1991-),男,河北保定人,讲师,博士,主要从事机械端面密封、液膜密封领域研究工作。
引用格式:李勇凡,周 坤,李 强,等. 涡动诱发液膜密封径向剪切流泄漏特性研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2026,39(2):73-81. LI Yongfan,ZHOU Kun,LI Qiang,et al. Leakage characteristics induced by radial shear flow under whirling conditions for liquid film seal[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2026,39(2):73-81.

统、飞机传动系统旋转轴端的轴承腔部位，在使用期间因轴系转速高、轴系及机壳激振源丰富[6-9]，液膜密封会遭遇转轴涡动等动态扰动工况，是密封异常泄漏的诱因之一[10-11]。

部分学者研究了涡动工况对液膜密封性能的影响。曹恒超等[12-13]利用Fluent软件的多重参考模型，通过适当的模型坐标系设置来模拟液膜密封涡动工况，分析了偏心距和涡动速度等参数对密封性能的影响，发现涡动对泄漏量的影响较小。汪艳红[14]、李振涛等[15-16]利用相同方法研究了涡动对液膜密封空化特性的影响。王明洋[17]、孙鑫晖等[18]针对柔性转子在特定振型下造成机械密封动环偏心的情况，分析了稳态偏心条件下偏心距对螺旋槽液膜密封流场特性的影响。张菊华等[19]通过建立柔性转子-液膜密封稳态分析模型，研究了偏心量对液膜密封的影响规律，发现偏心量增大会显著增加密封泄漏量。

随着航空发动机、飞机传动系统等装备向高参数、多重动态扰动工况方向发展，涡动工况对液膜密封性能的影响已引起以上述研究为代表的广泛关注。然而，在涡动工况对密封泄漏量的影响方面，上述研究基于不同假设、采用不同方法，得到了不同的研究结果。本文重点考虑动、静环端面间径向相对速度分量对密封泄漏量的影响，通过联立求解机械密封动力学方程和计入径向速度效应雷诺方程，研究涡动工况对密封性能的影响。

1 机械密封结构与参数设定

机械密封结构如图1所示，动环端面开槽，静环为补偿环，弹性元件为波形弹簧，端面外径侧为介质侧、内径侧为环境侧。端面内径侧开设螺旋槽，槽型结构如图2所示（D_i为静环端面内径，D_o为静环端面外径，D_g为槽根直径，α为螺旋角），结构参数如表1所示（N为槽数；h_g为槽深）。

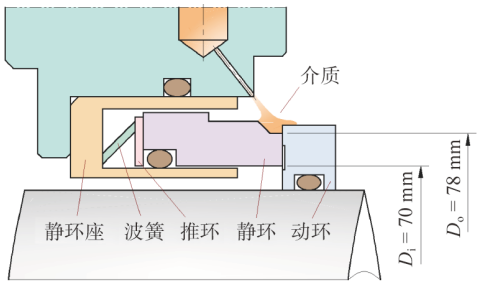


图1 密封组件结构
Fig.1 Structure of the seal assembly

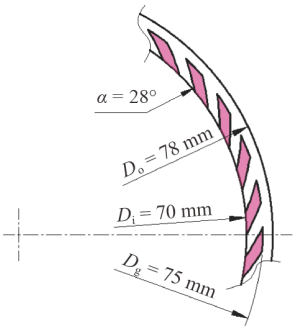


图2 端面槽型结构
Fig.2 Structure of spiral grooves

表1 端面结构参数
Table 1 Structural parameters of the seal face

D_i/mm	D_o/mm	D_g/mm	α/(°)	N	h_g/μm
70	78	75	28	32	6

静环材质为碳石墨，动环材质为不锈钢。弹簧力取值为30 N，密封平衡比取值为1。动环轴系转速为19 000 r/min。介质为某型合成润滑油，介质温度设定为100 ℃，该温度下的动力黏度约为0.004 7 Pa·s。端面内、外径压力分别设定为0.100 MPa和0.105 MPa。

2 理论模型

2.1 流体动压润滑模型

流体动压润滑理论模型采用极坐标系下的雷诺方程，包含径向速度项和挤压膜效应项[20]：

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\rho h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{1}{r}\frac{\rho h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)=\frac{u}{2r}\frac{\partial(r\rho h)}{\partial r}+\frac{v}{2r}\frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta}+\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \tag{1}$$

式中：μ为等效动力黏度；p为压力；ρ为密度；h为流体膜厚度；r为径向距离；θ为极角。

对于流体膜中的气液混相特征，采用两相流均值模型进行表征。该模型中的密度表达式[21]为

$$\rho=\rho_M\frac{p}{p+p_t} \tag{2}$$

式中：ρ_M为气液混合物可以达到的理论最大密度；p_t为过渡压力。

相应的气体体积分数α_g为

$$\alpha_{\mathrm{g}}=\frac{p_{\mathrm{t}}}{p+p_{\mathrm{t}}} \tag{3}$$

在已知气体体积分数的条件下,等效动力黏度由下式计算:

$$\mu=\left(1-\alpha_{\mathrm{g}}\right)\mu_{\mathrm{l}}+\alpha_{\mathrm{g}}\cdot\mu_{\mathrm{g}} \tag{4}$$

式中:μ_{l}和μ_{g}分别为液相和气相介质的动力黏度。

2.2 机械密封动力学模型

对于静环补偿型机械密封,其三自由度运动学方程[22]为

$$\begin{aligned}&m\cdot\ddot{z}_s+D_{\mathrm{ax}}\cdot\dot{z}_s+K_{\mathrm{ax}}\cdot z_s=\sum F\\&I_{\mathrm{t}}\cdot\ddot{\gamma}_{sx}+D_{\mathrm{an}}\cdot\dot{\gamma}_{sx}+K_{\mathrm{an}}\cdot\gamma_{sx}=\sum M_x\\&I_{\mathrm{t}}\cdot\ddot{\gamma}_{sy}+D_{\mathrm{an}}\cdot\dot{\gamma}_{sy}+K_{\mathrm{an}}\cdot\gamma_{sy}=\sum M_y\end{aligned} \tag{5}$$

式中:m为静环质量,kg;D_{ax}为静环支承元件轴向阻尼,N·s/m;K_{ax}为支承元件轴向刚度,N/m;$\ddot{z}_s$、$\dot{z}_s$、z_s分别为轴向加速度、速度和位移,m/s^2、m/s、m;$\sum F$为作用在静环上的合力,N;I_{t}为静环横向转动惯量,kg·m^2;D_{an}为支承元件角向阻尼,N·s·m;K_{an}为支承元件角向刚度,N·m;$\ddot{\gamma}_{sx}$、$\ddot{\gamma}_{sy}$、$\dot{\gamma}_{sx}$、$\dot{\gamma}_{sy}$、γ_{sx}、γ_{sy}分别为x、y向的角加速度、角速度和角向位移,rad/s^2、rad/s、rad;$\sum M_x$和$\sum M_y$分别为作用在静环上的x、y向合倾覆力矩,N·m。

2.3 动环涡动模型

设定动环为同步涡动形式,其涡动轨迹设定为椭圆形。涡动模型如图3所示,O点为静环中心、理想轴心、动环涡动(公转)中心,O_w点为动环中心、动环转动(自转)中心,$\boldsymbol{u}_w$为动环涡动瞬时速度,ω_w为动环涡动角速度,$\boldsymbol{r}_w$为动环涡动瞬时半径。在动环端面上任意一点A处,其瞬时速度由动环涡动速度$\boldsymbol{u}_w$和动环转动速度$\boldsymbol{u}_r$合成,而该点相对于O点的径向速度分量和周向速度分量分别为$u_{wr}+u_{rr}$和$u_{w\theta}+u_{r\theta}$[23]。

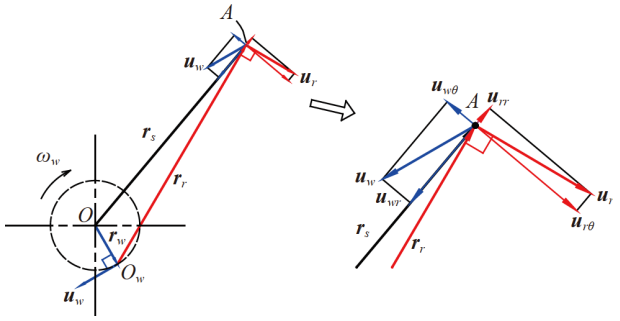


图3 涡动模型

Fig.3 Whirling model

2.4 粗糙表面接触模型

使用粗糙表面接触模型表征密封端面间的固相接触特征,以获得端面间的接触压力。采用K−E接触模型描述单个微凸体与刚性平面间的弹塑性接触压力[24−25],进而根据统计学理论获得整个面上的接触压力。名义接触面积上的接触压力p_{ct}可由以下积分公式计算:

$$\begin{aligned}p_{\mathrm{ct}}=\eta\cdot\Bigg[&\int_d^{d+w_{\mathrm{cr}}}P_{\mathrm{cr}}\left(\frac{w}{w_{\mathrm{cr}}}\right)^{1.5}g_s(z)\mathrm{d}z+\\&\int_{d+w_{\mathrm{cr}}}^{d+6w_{\mathrm{cr}}}P_{\mathrm{cr}}\cdot1.03\left(\frac{w}{w_{\mathrm{cr}}}\right)^{1.425}g_s(z)\mathrm{d}z+\\&\int_{d+6w_{\mathrm{cr}}}^{d+110w_{\mathrm{cr}}}P_{\mathrm{cr}}\cdot1.40\left(\frac{w}{w_{\mathrm{cr}}}\right)^{1.263}g_s(z)\mathrm{d}z+\\&\int_{d+110w_{\mathrm{cr}}}^{\infty}2\pi RwH\cdot g_s(z)\mathrm{d}z\Bigg]\end{aligned} \tag{6}$$

式中:η为粗糙峰面密度,1/m^2;d为以表面粗糙峰平均高度线为基准的两表面平均距离,m;w=z−d为粗糙峰法向变形量,m;w_{cr}为粗糙峰临界法向变形量,m;P_{cr}为临界接触载荷,N;z为相对于表面微凸体平均高度线的微凸体高度,m;$g_s(z)$为粗糙峰高度分布的概率密度函数;R为粗糙峰顶部曲率半径,m;H为软材料硬度,Pa。其中,w_{cr}和P_{cr}与两表面材质的弹性模量和泊松比相关。

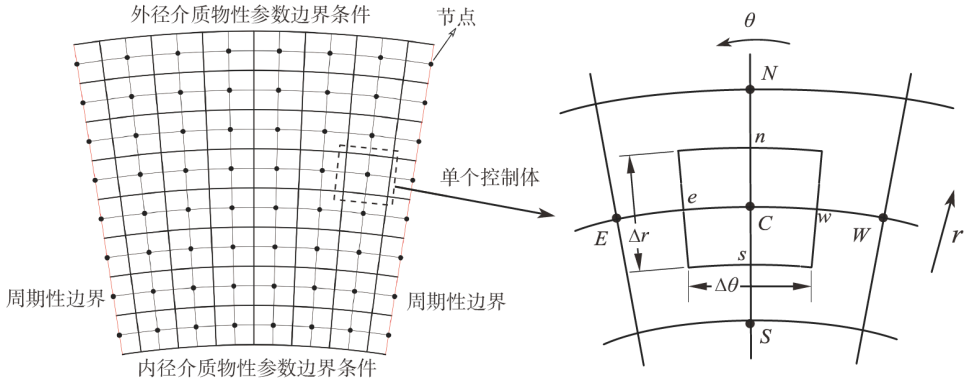
3 数值计算方法

3.1 雷诺方程数值离散方法

描述流体动压润滑的雷诺方程为偏微分方程,采用有限体积法在计算域上对方程进行数值离散[26−27]。基于有限体积法的计算域控制体划分如图4所示。4处边界条件分别为内、外径介质物性参数边界条件及左、右周期性边界条件。采用该方法对雷诺方程进行离散,即可得到对流体膜压力进行求解的迭代方程。

3.2 仿真计算流程

采用的仿真计算流程如图5所示。在时间维度上采用离散方法,设定微小时间步长,逐次在每个时间节点对理论模型进行求解,得到所需的性能参数,从而实现对密封瞬态特性的求解。当瞬态过程趋于



(a) 计算域及控制体划分 (b) 单个控制体

图4 基于有限体积法的流体膜计算域控制体划分

Fig.4 Discretization of fluid film computational domain based on finite volume method

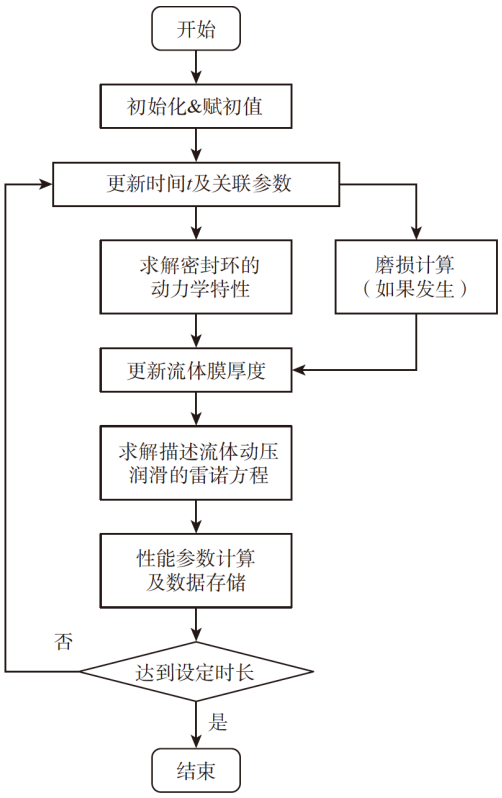


图5 仿真计算流程

Fig.5 Flowchart of numerical simulation

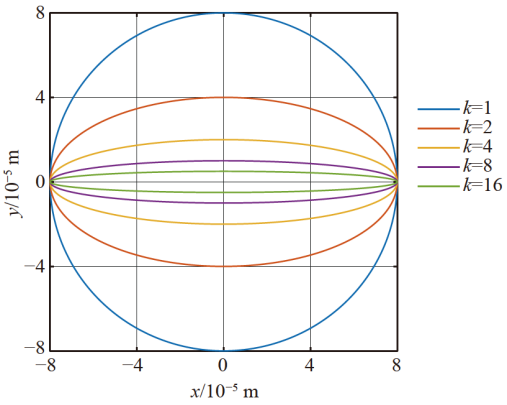


图6 设定的涡动轨迹

Fig.6 Given whirling trajectory

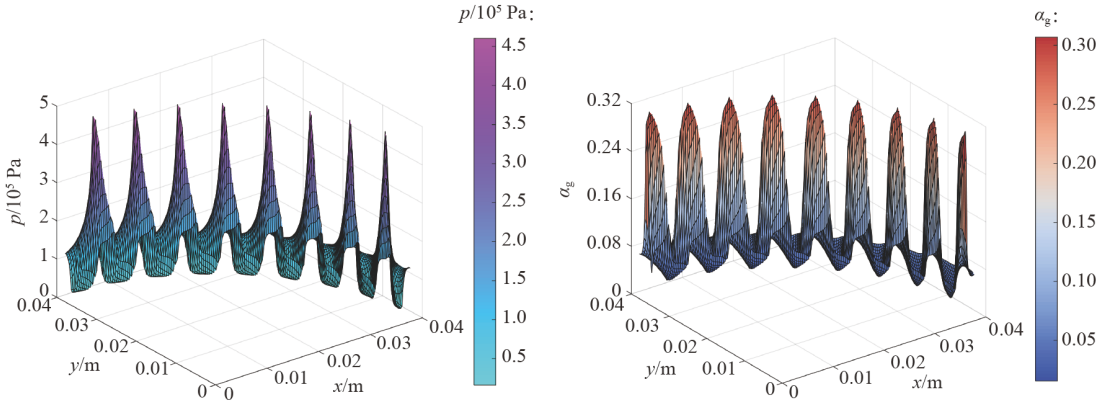
稳定时,即为稳态结果。任一时间节点下的求解均涉及密封运动学特性与界面承载特性的耦合,且涉及密封性能参数的计算。在仿真计算流程的指导下,分别确定机械密封动力学模型、流体动压润滑模型、粗糙表面接触模型等。

4 结果分析

设定动环涡动轨迹如图6所示,其椭圆形轨迹的长轴均为0.080 mm,短轴分别为0.080,0.040,0.020,0.010,0.005 mm,对应的长轴短轴比k分别为1,2,4,8,16。

图7为流体膜压力分布和气体体积分数分布。由图可知,在螺旋槽作用下,流体膜可形成明显的高、低压区分布,而低压区的气体体积分布显著升高,形成了与空化效应对应的结果。

图8为流体膜对静环端面产生倾覆力矩矢量的轨迹,M_x、M_y分别指绕x、y轴的倾覆力矩分量。由图可知,倾覆力矩矢量轨迹呈现显著的非规则形状,即随着k的增大,其倾覆力矩幅值越大,且M_y的幅值越发大于M_x的幅值。这是由于k值较大时,转轴旋转中心的x向偏移距离明显大于y向偏移距离,导致流场相对于y轴的非对称性越发明显,从而形成相对较大的y向倾覆力矩。同时,涡动造成的流体膜非线性瞬态演化历程使倾覆力矩矢量轨迹呈现非规则性。



(a) 流体膜压力分布　　(b) 气体体积分数分布

图7 流体膜压力分布及气体体积分数分布

Fig.7 Distributions of the fluid film pressure and gas volume fraction

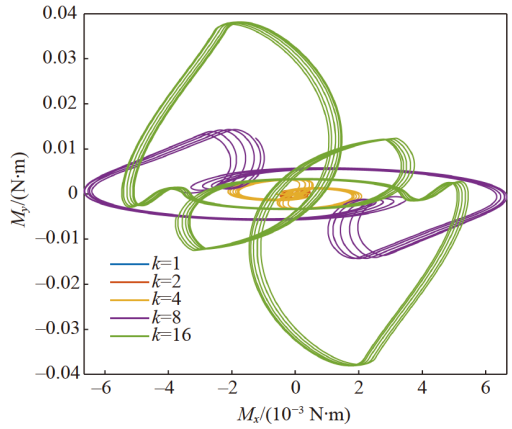


图8 流体膜造成的倾覆力矩

Fig.8 Overturning moment caused by the fluid film

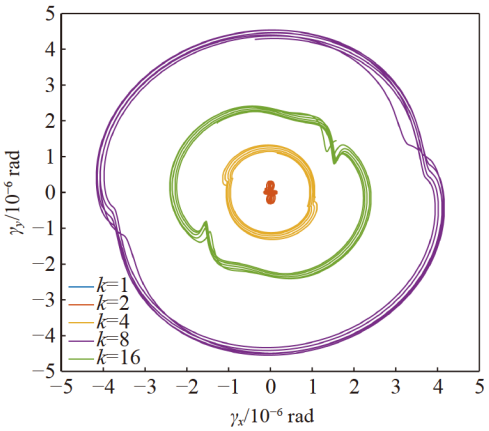


图9 补偿环端面角向位移

Fig.9 Angular displacement of the stator face

图9为在流体膜倾覆力矩作用下,补偿环(即静环)端面的角向运动矢量(即角偏差)轨迹,γ_x、γ_y分别代表补偿环端面绕x轴和y轴的角偏差。由图可知,虽然诱发补偿环角向运动的倾覆力矩矢量轨迹具有明显的非对称性和显著的非规则性,但角偏差矢量轨迹近似呈圆形,仅在特定位置处呈相对较小波动,体现了倾覆力矩非规则性的影响。在给定的k值下,角偏差轨迹在k=8时幅值最大,在k=16时反而相对较小,表明k值增大对角向运动幅度的影响呈非线性。

图10、图11分别为涡动对流体膜膜厚及其承载力的影响。图中,h_{min}为最小膜厚,h_o为端面中心间距,F_{fl}为膜承载力。涡动轨迹为圆形(即k=1)时,未造成参数波动。原因在于,在圆形轨迹同步涡动下,涡动线速度与动环自转线速度的合成结果不会造成流体膜状态的周期性变化,同时也不会在端面内径处造成动、静环端面的相对径向位移。随着k值增大,最小膜厚和膜承载力均开始发生波动,但其波动范围均十分微小,表明涡动仅造成了流体膜膜厚特性和承载特性的微小变化。

图12为涡动对泄漏量的影响。由于涡动的存在,动、静环端面除周向相对运动外,在任意位置必然还会有不同程度的径向相对运动。该径向运动如果发生在端面内径处,则会产生剪切流泄漏。因此在涡动工况下,需同时考虑流体膜压力径向分布不均造成的压差流泄漏量(反输量)Q_p,以及端面径向相对运动造成的剪切流泄漏量Q_s,二者相加即为最终的泄漏量Q。

图12(a)为Q_p演变。可以看出,在涡动工况下,在螺旋槽作用下虽然能够实现反输,但反输能力较

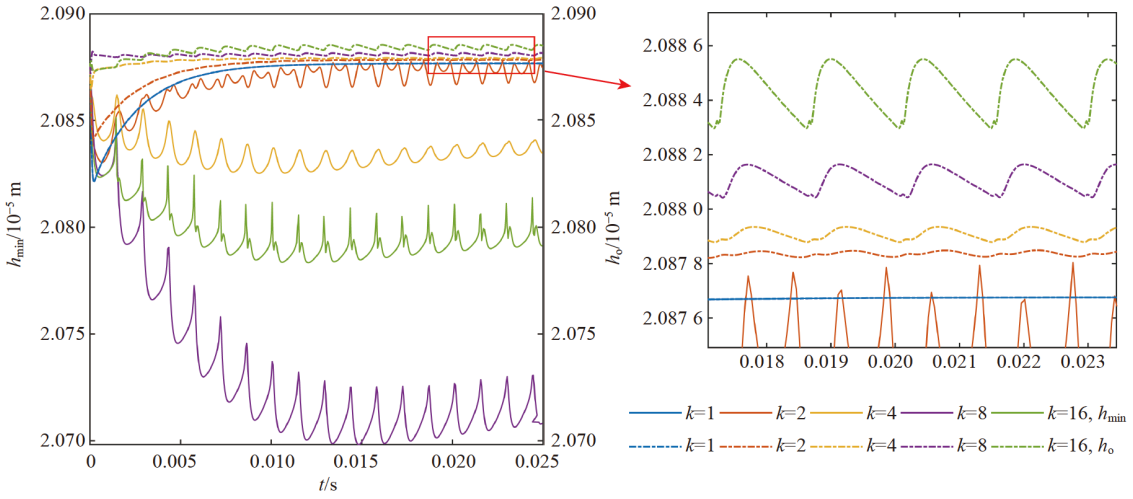


图10 涡动对流体膜膜厚的影响

Fig.10 Influence of whirling on the fluid film thickness

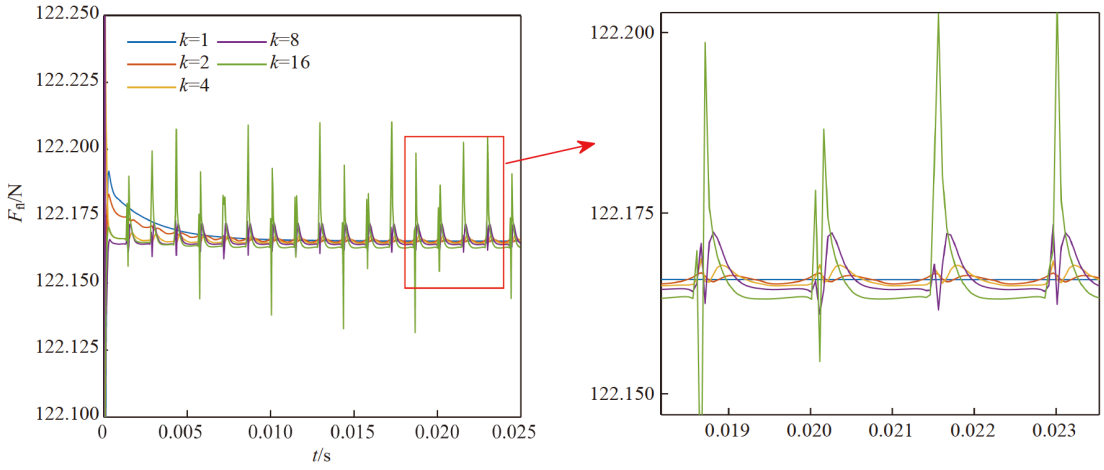


图11 涡动对流体膜承载力的影响

Fig.11 Influence of whirling on the load-carrying capacity of the fluid film

弱,达到稳态时不足0.150 0 g/min。k>1时开始发生小幅度波动,k=16时波动过程开始出现负值。图12(b)为Q_s演变。可以看出,当k>1时Q_s开始出现并呈现周期性波动,且k值越大波动幅度越大。

为进一步量化分析泄漏量,对其后半程的演变数据作均值处理,分析k对压差流平均泄漏量(反输量)$Q_{p,av}$、剪切流平均泄漏量$Q_{s,av}$、综合平均泄漏量Q_{av}的影响,结果如图12(c)所示。可以看出,随着k从1增大至16,$Q_{p,av}$受涡动的影响较小,由0.142 0 g/min降至0.045 7 g/min;$Q_{s,av}$从0开始向负向迅速增大(即发生泄漏),之后趋于某一定值,k=16时,$Q_{s,av}$为−4.480 0 g/min;Q_{av}结果表明,在给定条件下,涡动会造成密封发生泄漏。

5 结论

针对航空发动机或飞机传动系统用液膜密封在转速高、激振源丰富工况下,动环随转轴涡动,造成密封泄漏量等参数异常的问题,建立了考虑密封动力学特性、涡动特征、端面径向相对运动等因素的数值计算模型,分析了涡动对密封泄漏量演变及泄漏量特征值的影响,得到以下主要结论:

(1) 当动环为同步涡动形式,且涡动轨迹为椭圆形时,最小膜厚和膜承载力均发生一定波动,但其波动范围均十分微小,即涡动仅造成了流体膜膜厚特性和承载特性的微小变化。

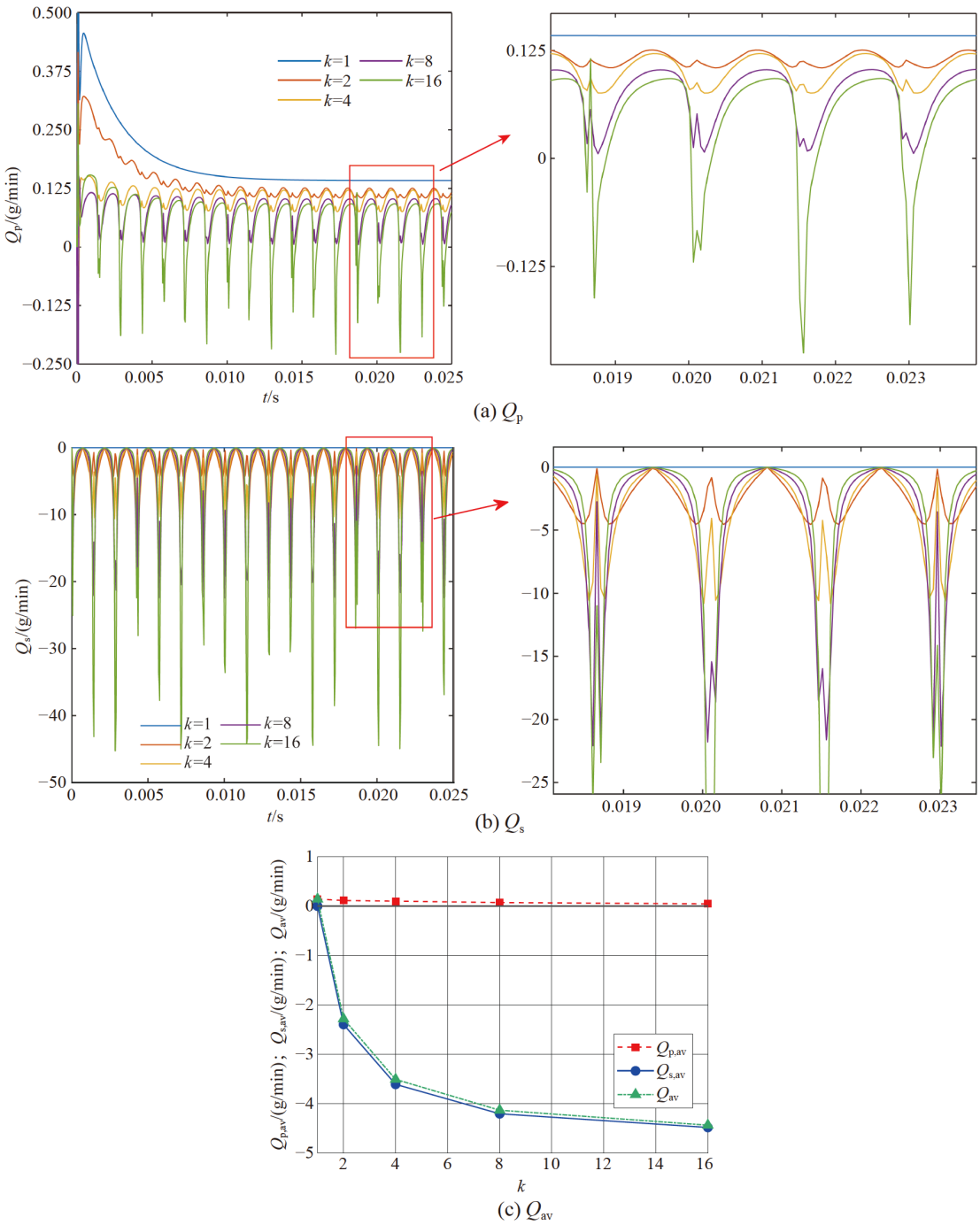


图12　涡动对泄漏量的影响

Fig.12　Influence of whirling on the leakage

（2）椭圆形涡动会造成额外的剪切流泄漏量。随着涡动轨迹长轴短轴比从1开始逐渐增大,剪切流泄漏量由0开始明显增大,而后趋于某一定值。椭圆形涡动工况下的径向剪切流效应是液膜密封泄漏量异常的潜在诱因。

（3）本文针对性地分析涡动对泄漏特性的影响,探究涡动是否会诱发泄漏、如何诱发泄漏的问题,未考虑端面机加跳动、角向摆动、热变形等影响因素。未来可以此为基础,进一步研究涡动与其他因素共同作用的结果,以揭示复杂工况下的液膜密封服役机理。

参考文献:

［1］　郝木明,庄　媛,章大海,等. 考虑空化效应的螺旋槽

液膜密封特性数值研究[J]. 中国石油大学学报(自然科学版),2015,39(3):132−137.
HAO Muming,ZHUANG Yuan,ZHANG Dahai,et al. Numerical study on sealing performance of spiral groove liquid film seal considering effects of cavitation[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science),2015,39(3):132−137. (in Chinese)

[2] 李振涛,郝木明,杨文静,等. 螺旋槽液膜密封端面空化发生机理[J]. 化工学报,2016,67(11):4750−4761.
LI Zhentao,HAO Muming,YANG Wenjing,et al. Cavitation mechanism of spiral groove liquid film seals[J]. CIESC Journal,2016,67(11):4750−4761. (in Chinese)

[3] 李勇凡,郝木明,孙鑫晖,等. 动环补偿型液膜密封三自由度动力学响应特性分析[J]. 振动与冲击,2019,38(1):50−57.
LI Yongfan,HAO Muming,SUN Xinhui,et al. 3-DOF dynamic response characteristics of rotor compensated liquid film seal[J]. Journal of Vibration and Shock,2019,38(1):50−57. (in Chinese)

[4] 孟祥铠,江莹莹,赵文静,等. 螺旋槽液膜密封热流体动力润滑性能分析[J]. 化工学报,2019,70(4):1512−1521.
MENG Xiangkai,JIANG Yingying,ZHAO Wenjing,et al. Analysis of thermohydrodynamic lubrication performance of spiral-grooved liquid film seals[J]. CIESC Journal,2019,70(4):1512−1521. (in Chinese)

[5] 任宝杰,郝木明,胡广阳,等. 基于多物理场耦合的航空发动机燃油泵液膜密封仿真分析与试验[J]. 润滑与密封,2022,47(12):75−82.
REN Baojie,HAO Muming,HU Guangyang,et al. Simulation analysis and experiment of herringbone groove liquid film seal based on multi-physics coupling[J]. Lubrication Engineering,2022,47(12):75−82. (in Chinese)

[6] 力 宁,彭最花,贺 玲,等. 航空发动机高温高速密封试验台研制[J]. 润滑与密封,2014,39(6):121−123.
LI Ning,PENG Zuihua,HE Ling,et al. Development of high-temperature and high-speed seal test rig of aeroengine[J]. Lubrication Engineering,2014,39(6):121−123. (in Chinese)

[7] 胡广阳. 航空发动机密封技术应用研究[J]. 航空发动机,2012,38(3):1−4.
HU Guangyang. Application research of seal technologies for aeroengine[J]. Aeroengine,2012,38(3):1−4. (in Chinese)

[8] 殷 缘,杨 劼,信 琦,等. 附件机匣振动力学行为及寿命分析[J]. 航空发动机,2018,44(1):52−57.
YIN Yuan,YANG Li,XIN Qi,et al. Analysis of vibration mechanics and lifetime of accessory gearbox [J]. Aeroengine,2018,44(1):52−57. (in Chinese)

[9] MA Yanhong,SHI Chenglong,WANG Yongfeng,et al. Gyroscopic effect evaluation and resonance speed prediction of complex high-speed rotor system based on energy[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2023,198:110423.

[10] 孙电锋,徐晓华,胡 琼,等. 面向突变工况的航空发动机端面密封稳定性机理研究[J/OL]. 摩擦学学报,1−17. [2026-02-26]. https://link.cnki.net/urlid/62.1095.O4.20250408.1453.002.
SUN Dianfeng,XU Xiaohua,HU Qiong,et al. Stability mechanism of face seals in aero-engines under mutation conditions[J/OL]. Tribology,1−17. [2026-02-26]. https://link.cnki.net/urlid/62.1095.O4.20250408.1453.002. (in Chinese)

[11] 李双喜,黄柏淇,廖浩然,等. 航空发动机轴承腔气液两相润滑机械密封性能分析[J]. 润滑与密封,2023,48(3):30−39.
LI Shuangxi,HUANG Baiqi,LIAO Haoran,et al. Performance analysis of aero-engine bearing chamber gas-liquid two-phase lubrication mechanical seal[J]. Lubrication Engineering,2023,48(3):30−39. (in Chinese)

[12] 曹恒超. 液膜润滑机械密封相变特性及其动态行为研究[D]. 山东 青岛:中国石油大学(华东),2018.
CAO Hengchao. Study on phase change characteristics and dynamic behavior of liquid film lubrication mechanical seals[D]. Qingdao:China University of Petroleum (East China),2018. (in Chinese)

[13] 曹恒超,郝木明,李振涛,等. 基于相变效应的内压型螺旋槽液膜密封性能分析[J]. 化工学报,2017,68(9):3532−3540.
CAO Hengchao,HAO Muming,LI Zhentao,et al. Performance analysis of internal pressure type spiral groove liquid film seals based on phase change [J]. CIESC Journal,2017,68(9):3532−3540. (in Chinese)

[14] 汪艳红. 基于蝙蝠翼翅的液膜密封槽型设计及性能研究[D]. 山东 青岛:中国石油大学(华东),2019.
WANG Yanhong. Groove design and performance study of liquid film seal based on bat wings[D]. Qingdao:China University of Petroleum (East China),2019. (in Chinese)

[15] 李振涛,曹 惠,汪艳红,等. 涡动对液膜密封空化及动压性能影响[J]. 润滑与密封,2020,45(10):7−13.
LI Zhentao,CAO Hui,WANG Yanhong,et al. Effects of whirling on cavitation and hydrodynamic performance of the liquid film seals[J]. Lubrication Engineering,2020,45(10):7−13. (in Chinese)

[16] 李振涛,汪艳红,刘馥瑜,等. 考虑涡动工况的螺旋槽液膜密封性能分析[J]. 机床与液压,2020,48(22):1−5.
LI Zhentao,WANG Yanhong,LIU Fuyu,et al. Performance analysis of the spiral groove liquid film seals considering whirling of rings[J]. Machine Tool & Hydraulics,2020,48(22):1−5. (in Chinese)

[17] 王明洋. 柔性转子振动特性对液膜密封的影响研究[D]. 山东 青岛:中国石油大学(华东),2021.
WANG Mingyang. Study on the influence of vibration characteristics of flexible rotor on liquid film seal[D]. Qingdao:China University of Petroleum (East China),2021. (in Chinese)

[18] 孙鑫晖,王明洋,刘怀顺,等. 转子涡动工况下螺旋槽液膜密封性能研究[J]. 润滑与密封,2022,47(3):16−23.
SUN Xinhui,WANG Mingyang,LIU Huaishun,et al. Performance of spiral groove liquid film seal under rotor whirling condition[J]. Lubrication Engineering,2022,47(3):16−23. (in Chinese)

[19] 张菊华,郝木明,李天照,等. 基于柔性转子的液膜密封稳态性能研究[J]. 流体机械,2024,52(6):90−98.
ZHANG Juhua,HAO Muming,LI Tianzhao,et al. Study on steady-state performance of liquid film seal based on flexible rotor[J]. Fluid Machinery,2024,52(6):90−98. (in Chinese)

[20] WEN Shizhu,HUANG Ping. Principles of tribology[M]. 2rd ed. Hoboken:John Wiley & Sons Inc.,2017:22−26.

[21] BRUNETIÈRE N. A general model for liquid and gas lubrication,including cavitation[J]. Journal of Tribology,2018,140(2):021702.

[22] LI Yongfan,HAO Muming,SUN Xinhui,et al. Dynamic response of spiral groove liquid film seal to impact conditions[J]. Tribology International,2020,141:105865.

[23] 袁惠群. 转子动力学分析方法[M]. 北京:冶金工业出版社,2017:25.
YUAN Huiqun. Rotor dynamics analysis methods[M]. Beijing:Metallurgical Industry Press,2017:25. (in Chinese)

[24] KOGUT L,ETSION I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat[J]. Journal of Applied Mechanics,2002,69(5):657−662.

[25] MILLER B A,GREEN I. Semi-analytical dynamic analysis of spiral-grooved mechanical gas face seals[J]. Journal of Tribology,2003,125(2):403−413.

[26] MILLER B A,GREEN I. Numerical formulation for the dynamic analysis of spiral-grooved gas face seals[J]. Journal of Tribology,2001,123(2):395−403.

[27] KOGURE K,FUKUI S,MITSUYA Y,et al. Design of negative pressure slider for magnetic recording disks[J]. Journal of Lubrication Technology,1983,105(3):496−502.