

扩压式自泵送机械密封端面的液膜汽化及其结构优化研究

饶远¹ 孙见君^{1*} 闻兰²

1.南京林业大学机械电子工程学院,南京,210037

2.江苏华青流体科技有限公司,苏州,215600

摘要:针对扩压式自泵送机械密封的液膜汽化问题,建立了基于 Mixture 两相流模型、黏温方程、饱和汽化压力和温度关系式的液膜汽化计算模型,研究了中高温工况下密封界面间液膜相变的主要区域和原因,并通过均匀实验法和 NSGA-II 算法求得 393 K 工况下的最优端面结构参数。研究表明:相变主要产生于扩压环槽和密封面内径侧;随着介质温度的升高,气相体积分数增大以及介质的黏度降低,泵送效应减弱,高压区和低压区面积都减小;在保证密封运行稳定的前提下,求得刚漏比的最优解为 257.17 GN·h/(m·L),此时的端面结构参数螺旋角 β 、密封坝坝长 w_d 、螺旋槽槽长 w_g 、螺旋槽槽深 h_g 、扩压环槽宽 w_k 分别为 34.4°、5.2 mm、8.9 mm、43.3 μm 、5 mm。研究结果对端面结构优化设计、控制液膜相变和提高扩压式自泵送机械密封的密封性能具有指导意义。

关键词:机械密封;汽化;流体动压;密封性能;多目标优化

中图分类号: TB42

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.05.005

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Research on Liquid Film Vaporization and Structural Optimization of End Faces for Diffuser Self-pumping Mechanical Seals

RAO Yuan¹ SUN Jianjun^{1*} WEN Lan²

1.Department of Mechanical and Electronic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing, 210037

2.Jiangsu Huaqing Fluid Technology Co., Ltd., Suzhou, Jiangsu, 215600

Abstract: For the issues of liquid film vaporization in the diffuser self-pumping mechanical seals, a fluid film vaporization calculation model was established based on the Mixture two-phase flow model, viscosity-temperature equation, saturation vapor pressure-temperature relationship. The main regions and reasons were investigated for the phase transition of the liquid films between the sealing interfaces under medium and high temperature conditions. Through uniform experimentation and the NSGA-II algorithm, the optimal sealing face structural parameters were obtained at a temperature of 393 K. The results show that phase transition mainly occurs on the inner diameter side of the sealing faces and the diffuser grooves. As the temperature of the medium increases, the vapor phase volume fraction increases and the viscosity of the medium decreases, the pumping effect weakens, and both the areas of the high and low pressure regions decrease. Under the premise of ensuring the stable operations of the seals, the optimal solution of the ratio of stiffness to leakage is as 257.17 GN·h/(m·L), and the sealing face structural parameters of helix angle β , sealing dam length w_d , spiral groove length w_g , spiral groove depth h_g and diffuser groove width w_k are as 34.4°, 5.2 mm, 8.9 mm, 43.3 μm and 5 mm respectively. These research results provide guidance for the optimization of sealing face structure design, control of liquid film phase transition, and enhancement of the sealing performance of the diffuser self-pumping mechanical seals.

Key words: mechanical seal; vaporization; fluid dynamic pressure; sealing performance; multi-objective optimization

0 引言

作为非接触式机械密封典型结构的液膜机械密封,工作时能在动静环间产生一层极薄的流体膜,使动静环保持非接触状态,减少端面磨损,有

效延长密封寿命,因此得以广泛应用。然而,端面液膜的汽化^[1-2]会破坏液膜的完整性,引发端面表面微凸体接触、摩擦发热和磨损,从而导致密封失效^[3-5]。由此可见,液膜汽化问题直接影响到密封的稳定运行。

国内外学者对液膜汽化问题进行了广泛深入的研究。王涛等^[6]分别从理论和试验两方面对端面密封间的液膜汽化相变进行了讨论,认为机械密封端面液膜汽化现象是端面压力降低与液膜剪切升温共同作用的结果。LEBECK^[7]认为影响汽化的主要因素是温度和压力,研究必须综合考虑液膜的温度分布与压力分布。顾永泉^[8-9]提出气相体积比与膜压系数用作相态判据和相态稳定性判据,并用最大膜压系数下的气相体积比来区分气液混相下的相态稳定性。曹恒超等^[10-12]认为,对于双列螺旋槽机械密封,内侧螺旋槽产生的高压抑制了相变,保证了流体膜以液相存在,而外侧螺旋槽内相变区域较大,压力分布规律变化明显。陈汇龙等^[13-14]、李新稳^[15]认为压力对密封介质蒸发温度的影响及流体内摩擦在汽化分析中不可忽视,并基于实验数据拟合得到了密封介质蒸发温度随局部压力变化的关系方程。

不仅如此,人们还在结构优化设计方面作了许多研究以提升液膜密封的性能。LIU 等^[16]采用有限元分析法,选取槽深、槽数、槽坝比和螺旋角等结构参数,分析了它们对双螺旋槽端面密封的泄漏量和液膜刚度的影响,结果表明槽坝比为 0.5、螺旋角为 75° 时密封性能较好,但仅对刚漏比(液膜刚度与泄漏量的比值)这一优化目标来研究,并没有对两个密封性能指标进行双目标优化。张国渊等^[17]在高速、低温、高压、低黏度介质润滑等极端工况下,基于热流固力耦合模型,以载荷力和泄漏量最大以及液膜产生的温升和功耗较小为优化目标,得到槽数为 30、槽深为 3 μm 的优化结果,但还是以开漏比(开启力与泄漏量的比值)为主要优化目标,以温升或功耗为次要优化目标。马润梅等^[18]采用了正交优化试验,以螺旋角、槽数、槽深、槽坝比和槽堰比等参数为变量,以密封泄漏量和开启力为性能优化目标,建立密封性能影响指标,得到不同介质温度下的最优结构参数组合,但没有给出明确的评估指标。王琳娜等^[19]对中小轴径的扩压式自泵送机械密封进行研究,以开启力和泄漏率为优化目标,通过遗传算法和 TOPSIS 法得到不同权重下的最优结构参数。陈汇龙等^[20]基于人工神经网络建立上游泵送机械密封性能预测模型,以液膜刚度和泄漏量为优化

目标,分别采用穷尽搜索法和遗传算法优化端面结构,发现这两种优化方法都能提高密封性能,而 NSGA-II 算法能得到更好的优化效果。

综上所述,机械密封的优化方法大多都是以密封性能为优化目标对结构参数进行优化设计,但对于易汽化、易挥发密封介质及中高温工况,机械密封优化设计对液膜汽化特性的影响研究不足。为此,本文以扩压式自泵送流体动静压型机械密封^[21]为研究对象,建立基于 Mixture 两相流模型、黏温方程、饱和汽化压力和温度关系式的液膜汽化计算模型,利用均匀设计实验和 NSGA-II 算法分析端面结构参数,将以平均气相体积分数为液膜汽化特性参数、以刚漏比为密封性能参数作为综合目标来开展密封端面结构优化研究,旨在有效降低端面液膜汽化的不利影响,提高液膜刚度、降低泄漏量等密封性能,为流体输送设备的长周期低泄漏运行提供一定技术支撑。

1 几何模型

图 1 所示为扩压式自泵送流体动静压型机械密封的动环和静环结构。动环材料为碳化硅,静环材料为碳石墨。动环端面开设螺旋槽、扩压环槽,静环上设有集流环槽、引流孔。动环旋转时,密封界面间的流体在螺旋槽凸面推动和离心力的作用下形成较高的压力,流体从螺旋槽根部被泵送到扩压环槽外的过程中,随着流通截面的不断扩大,部分流体的动能转化为压力能,两者共同构成端面开启力;螺旋槽根部流体的流出降低了该处压力,密封腔内的流体在压差的作用下沿着静环上的引流孔流入集流环槽,再次进入螺旋槽根部,被螺旋槽凸面推动和离心力作用。如此往复循环,形成自泵送^[22-24]。

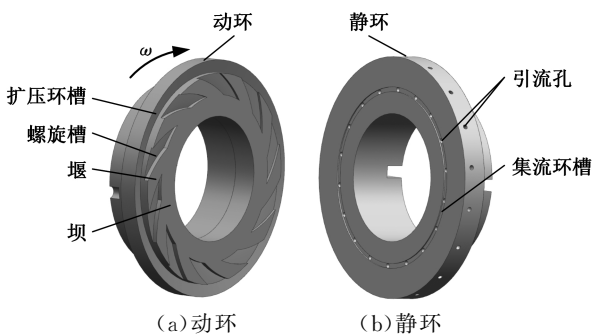


图 1 机械密封动环及静环结构

Fig.1 Mechanical seal structure of rotating ring and stationary ring

螺旋槽为对数螺旋线型,如图 2 所示,其线型极坐标表达式为

$$r = r_g \exp(\theta \tan \beta) \quad (1)$$

式中: r_g 为螺旋槽根径; θ 为对数螺旋线相对于圆心旋转的角度; β 为螺旋槽的螺旋角。

密封坝坝长 w_d 是螺旋槽根径 r_g 到密封端面内径 r_i 的距离, 即

$$w_d = r_g - r_i \quad (2)$$

螺旋槽槽长 w_g 指螺旋槽区域的长度, 是螺旋槽外径 r_o 与螺旋槽根径 r_g 之差, 即

$$w_g = r_o - r_g \quad (3)$$

扩压环槽槽宽 w_k 指扩压环槽区域的宽度, 是扩压环槽外径 r_k 与螺旋槽外径 r_o 之差, 即

$$w_k = r_k - r_o \quad (4)$$

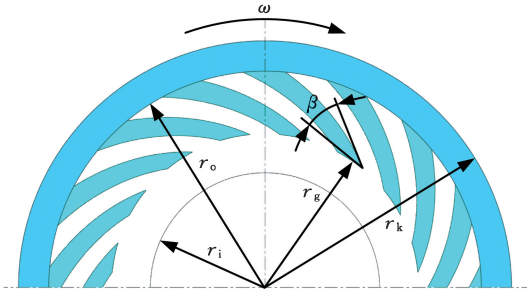


图2 动环端面型槽的结构参数

Fig.2 Structural parameters of end face groove of rotating ring

2 汽化计算模型

2.1 基本假设

针对扩压式自泵送机械密封端面流场的实际特点及研究重点, 为简化模型和计算过程, 对模型作以下假设^[25]: ① 密封端面光滑, 忽略其粗糙度对流体流动的影响; ② 不考虑因端面材料受热而导致端面发生的形变; ③ 不考虑重力的影响; ④ 密封间的流体流动为连续介质流动, 且介质温度和黏度不随时间而变化; ⑤ 膜厚很小, 在厚度方向上压力和密度保持不变; ⑥ 流体与密封端面之间无相对滑移。

通过液膜流动因子 ζ ^[26] 测算得知, $\zeta = 0.1962$ 小于 $9/16$, 因此密封间隙流体为层流。

2.2 计算域模型

考虑到以扩压式自泵送机械密封动环、静环端面结构以及密封界面流场具有对称性, 认为型槽内流场运动状态相同, 呈现周期性规律。为了缩短计算周期, 取其中任一型槽区域, 本文的机械密封共有 16 个型槽, 即对密封端面 $1/16$ 的流体域进行计算。计算流体域如图 3 所示。

2.3 控制方程

本文研究内容为液膜相变问题, 即膜内气泡的生成和溃灭问题, 两相相互混合, 且气相的体积分数远远超过 10%, 又考虑到两相分布较广, 因此

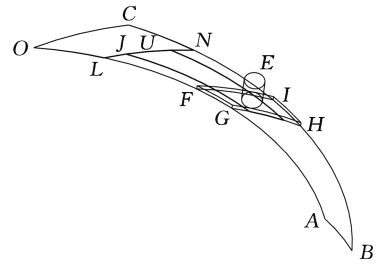


图3 计算流体域

Fig.3 The fluid domain

选用 Mixture 模型^[27] 作为两相流模型。Mixture 模型的连续性方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = \dot{m} \quad (5)$$

$$\mathbf{v}_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \mathbf{v}_k / \rho_m \quad \rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k$$

式中: \mathbf{v}_m 为质量平均速度矢量, m/s; ρ_m 为混合相密度, kg/m³; \dot{m} 为质量源的质量传递; α_k 、 ρ_k 、 \mathbf{v}_k 分别为第 k 相的体积分数、密度及速度矢量; n 为具体的相数。

Mixture 模型的能量方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^n (\alpha_k \rho_k E_k) + \nabla \cdot \sum_{k=1}^n [\alpha_k \mathbf{v}_k (\rho_k E_k + p)] = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + S_E \quad (6)$$

式中: E_k 为第 k 相的显焓; p 为压力, Pa; k_{eff} 为有效热导率, W/(m·K); T 为温度, K; S_E 为其他体积热源能量, J。

对于端面液膜的相变问题, 可以通过气相运输方程来求解, 其表达式如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{v}_v) = R_e - R_c \quad (7)$$

式中: α_v 、 ρ_v 、 \mathbf{v}_v 分别为气相的体积分数、密度及速度矢量; R_e 、 R_c 分别为蒸发项和冷凝项的传质率, kg/(s·m³)。

在蒸发冷凝模型中, 相变进程主要由温度进行控制。Lee 模型^[28] 被广泛使用于计算流体动力学中的冷凝或沸腾过程, 其中传质方程蒸发项和冷凝项可分别表示为

$$R_e = \lambda_c \alpha_l \rho_l \frac{T_l - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad T_l > T_{\text{sat}} \quad (8)$$

$$R_c = \lambda_c \alpha_v \rho_v \frac{T_v - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad T_v < T_{\text{sat}} \quad (9)$$

式中: T_{sat} 为饱和温度, K; λ_c 为相变传质系数, 可通过实验获得; α_l 、 ρ_l 分别为液相的体积分数和密度; T_l 、 T_v 分别为液相温度和气相温度。

沸腾及冷凝过程的相变传质系数 λ_c 可表示为

$$\lambda_c = \frac{6b}{d} \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} h_{\text{fg}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (10)$$

式中: d 为气泡直径, m; b 为适应系数, 在接近平衡条件下近似为 1.0; M 为摩尔质量, kg/mol; R 为通用气体常数, 取 $R = 8314$ J/(mol·K); h_{fg} 为汽化潜热, J/kg。

液膜出现相变之后, 部分液相会转变为气相, 液膜为气液混合物, 根据 WALLIS^[29] 对混合物的密度与黏度关系研究, 气相和液相两者间的联系

可通过下式表达：

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho_m} &= \varphi_v \frac{1}{\rho_v} + (1 - \varphi_v) \frac{1}{\rho_l} \\ \frac{1}{\mu_m} &= \varphi_v \frac{1}{\mu_v} + (1 - \varphi_v) \frac{1}{\mu_l} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中： μ_m 为混合动力黏度； μ_v, μ_l 分别为气相和液相的动力黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ； φ_v 为混合相中的气相质量分数。

在实际中，温度的变化对密封介质的黏度及饱和汽化压力有很大影响，气相的黏度远小于液相的黏度且气相受温度的影响较小，基本可以忽略不计。本文以液态水为密封介质，液态水的黏度与温度之间的关系式以及水的饱和汽化压力和温度的关系式由文献[15]可得。

扩压式自泵送机械密封在高温环境中运行时极易发生汽化相变，使用平均气相体积分数 α 可以直观地展现密封端面间流体膜的状态，即

$$\alpha = \sum_{i=1}^j \alpha_i V_i \quad (12)$$

式中： j 为网格单元数； α_i, V_i 分别为 i 位置的气相体积分数和网格单元体积。

扩压式自泵送机械密封属于非接触式机械密封，泄漏量是衡量其运行特性的重要参数，泄漏量数值与压差、流体黏度及密封面结构参数等因素有关，泄漏量可表示为

$$q_v = - \int_0^{2\pi} \int_0^{r_k} \frac{\rho h_c^3}{12\mu_r} \frac{dp}{dr} r d\theta \quad (13)$$

式中： ρ 为流体密度； h_c 为流体膜厚； μ_r 为半径 r 处的流体黏度； θ 为角度。

液膜刚度指由于每单位液膜厚度改变量所引起的端面液膜开启力的改变量，反映了动压型密封稳定运转时抵抗外界干扰的能力，液膜刚度通过对开启力求导可得。开启力 F_0 和液膜刚度 K 的计算公式分别如下：

$$F_0 = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_k} p(r) \cdot r dr d\theta \quad (14)$$

$$K = - \frac{dF_0}{dh_c} \quad (15)$$

式(15)中的负号表明随着液膜厚度的增大，开启力减小。

2.4 网格划分及验证

运用六面体结构网格划分计算域。膜厚为微米级，与模型其他尺寸参数相差数个量级，为达到计算精度要求，首先应满足膜厚方向的精度要求，然后采用分块功能对各区域边界进行节点数定义以保证整体网格质量到达良好的计算精度。

验证网格无关性，确定计算网格数量。为权衡网格质量、计算机运算能力和网格无关性，将膜厚方向划分为 3 层，螺旋槽深划分为 20 层，引流孔划分为 60 层，扩压环槽深划分为 21 层，集流环

槽深划分为 20 层，对面网格尺寸分别为 0.10、0.08、0.07、0.06、0.05、0.04、0.03 mm 时的平均气相体积分数和泄漏量进行了比较分析。网格无关性验证如图 4 所示，可以看出在面网格尺寸达到 0.05 mm 后(即面网络尺寸不超过 0.05 mm 时)，平均气相体积分数和泄漏量的变化趋势逐渐趋于平稳，面网格尺寸变化对平均气相体积分数和泄漏量的影响开始忽略不计。同时考虑到网格数量对计算成本的影响，决定将面网格尺寸为 0.05 mm 作为标准对计算域模型进行网格划分。

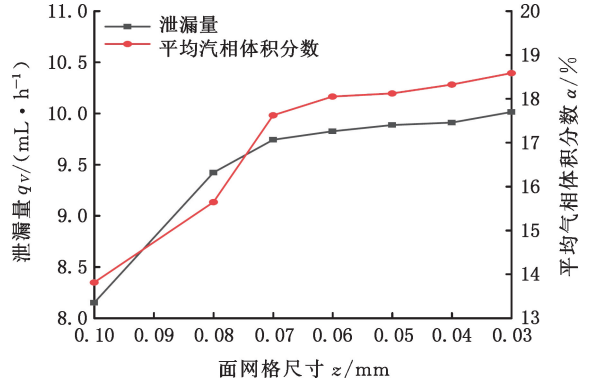


图 4 网格无关性验证

Fig.4 Grid independence verification

2.5 模型边界条件和求解器设置

针对图 3 所示的 1/16 流体域，Reynolds^[30-31] 边界条件较为接近真实的液膜分布情况，边界条件的设置如表 1 所示。

表 1 边界条件

Tab.1 Boundary conditions

边界	边界类型
引流孔道 E	压力入口 ($p E=p_i$)
内径 AB	压力出口 ($p AB=p_o$)
外径 CO	压力出口 ($p CO=p_i$)
集流环槽侧面 FG、HI	周期性边界 ($p EH=p FG$)
液膜侧面 AL、BN	周期性边界 ($p AL=p BN$)
扩压环槽侧面 LO、NC	周期性边界 ($p LO=p NC$)
引流孔底面与集流环槽上表面	交界面
集流环槽下表面与液膜上表面	交界面
液膜下表面与螺旋槽上表面	交界面
螺旋槽出口面 JU 与扩压环内径面 LN	交界面
扩压环槽底面	移动壁面
螺旋槽底面和侧面	移动壁面
其余壁面	固定壁面

利用有限体积法对控制方程进行离散，选择压力基求解器，流态为稳态层流，壁面选用对流换热。采用 SIMPLEC 算法，压力离散项选择 PRESTO! 格式，动量方程及能量方程选择二阶迎风格式，体积分数项选择一阶迎风格式，气相运输方程选择 QUICK 格式，收敛精度为 10^{-6} 。

2.6 模型验证

为验证模型的合理性,将螺旋槽液膜密封相变仿真模拟在密封介质压力为 1 MPa、角速度为 150 rad/s 时的计算结果与文献[12]中外槽式上游泵送的所得结果进行对比,如图 5 所示,可以看出本文模型计算出的平均气相体积分数与文献[12]中的平均气相体积分数比较吻合,仅略微有所差异,其主要原因是文献[12]中未考虑密封介质的饱和汽化压力与温度的关系,随着介质温度的升高,饱和汽化压力增大,导致汽化程度偏低。其次,文献[12]中假设不考虑膜温对黏度的影响,而实际上温度的升高会使水的黏度下降,导致流体内摩擦热减少,汽化程度偏低。

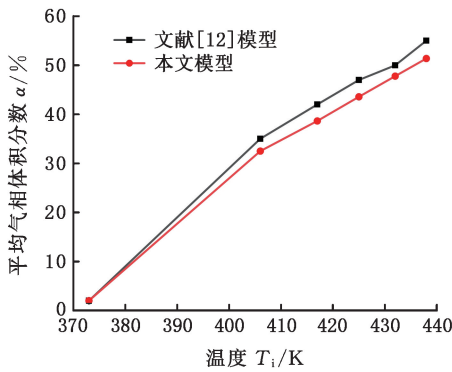


图 5 模型对比

Fig.5 Model comparison

为说明相变的必要性,将是否考虑相变的模型进行对比,如图 6 所示,研究发现相变对泄漏量的影响较大,相比于不考虑相变,考虑相变模型的泄漏量平均增加了 23.7%,远超过介质温度对泄漏量的影响。

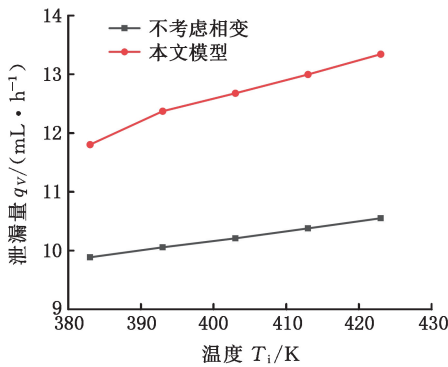


图 6 有无相变对比

Fig.6 Phase transition comparison

3 结果及讨论

3.1 相变现象分析

为方便对液膜气相分布和压力分布进行分析,数值仿真采用介质温度分别为 393 K 和 423 K 来讨论,密封环的结构参数和其他的工况参数如表 2 所示。

表 2 数值计算参数

Tab.2 Numerical calculation parameter

结构参数名称	参数值
密封环外径 r_k / mm	50
螺旋槽外径 r_o / mm	44.5
螺旋槽根径 r_g / mm	35.5
密封环内径 r_i / mm	26.5
扩压环槽深 $h_k / \mu m$	50
螺旋槽槽深 $h_g / \mu m$	50
液膜厚度 $h_c / \mu m$	3
槽扩宽比 γ	0.5
螺旋角 $\beta / (^\circ)$	30
集流环槽宽 L_h / mm	2
集流环槽深 H_h / mm	0.5
引流孔径 D / mm	2
介质压力 p_i / MPa	0.5
转速 $n_z / (r \cdot min^{-1})$	5000

图 7 为介质温度 393 K 和 423 K 下液膜压力云图,发现螺旋槽内压力分布变化明显,这是因为当动环旋转时,动静环密封界面间的密封介质在离心力和惯性的作用下从螺旋槽根部流向扩压环槽,螺旋槽流通截面扩大,流体流速降低;流体进入扩压环槽后,由于流通面进一步扩大,流速进一步降低,使得流体微团堆积在工作面,在工作面附近形成高压区,而在非工作面形成低压区。流体从引流孔进入,在螺旋槽槽根短暂堆积后向外径泵出,流体动压逐渐增大,并与流体膜剪切流共同构成压力流体屏障,再加上密封坝的阻力作用,密封腔内流体难以泄漏到密封面内径侧,从而可保证良好的密封性。

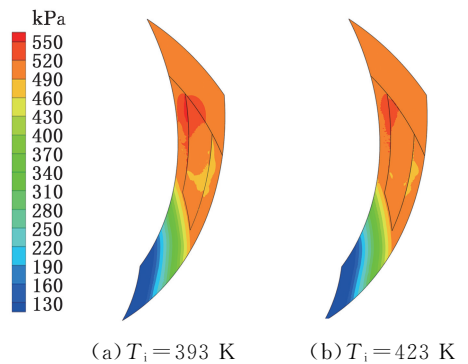


图 7 压力云图

Fig.7 Pressure nephogram

图 8 为介质温度 393 K 和 423 K 下的液膜气相云图,由于流体微团在工作面堆积形成高压区,液膜压力增大,有效地抑制了相变的产生。当从螺旋槽流向扩压环槽时液膜压力减小,促进了相变的产生,又因为周向速度增大,内摩擦热增加,进一步加快相变的进程,导致扩压环槽相变程度较高。由于压力流体屏障和密封坝的阻力作用,密封腔内流体难以泄漏到密封面内径侧,因此压力逐渐减小,相变产生。随着介质温度的升高,各

个区域的平均气相体积分数都增大。相变不仅受到温度的影响,也受到介质压力的影响,螺旋槽在高压区附近相变程度较低,而在低压区附近相变程度较高。

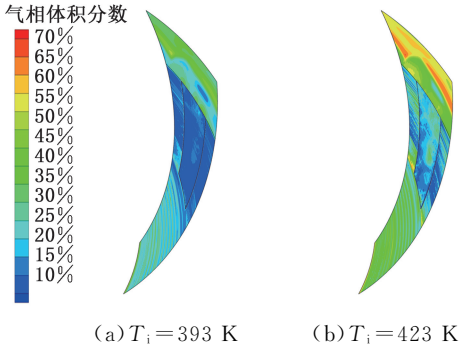


图 8 气相云图

Fig.8 Vapor phase nephogram

对比不同介质温度下的压力云图和相变云图发现,随着介质温度的升高,高压区和低压区面积都减小。这是因为温升会使气相体积分数增大以及介质的黏度降低,泵入到螺旋槽内的液相减少,泵送效应减弱,导致工作面附近形成的高压区面积减小。由于相变在一定程度上可以增大端面压力^[11],因此随着气相体积分数的增大,螺旋槽内非工作面形成的低压区面积减小。

3.2 均匀实验设计

为便于讨论及分析扩压式自泵送流体动静压

表 4 均匀实验表

Tab.4 Uniform experiment table

实验序号	结构参数					优化目标			
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$\alpha/\%$	$K/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	$q_v/(\text{mL} \cdot \text{h}^{-1})$	K/q_v
1	25.0	9.0	11.0	52	4.6	17.152	1.2793	10.1275	0.1263
2	25.5	13.5	6.5	42	4.0	18.552	18.7360	8.4154	2.2264
3	26.0	7.0	13.0	32	3.4	20.356	1032.7000	12.6421	81.6870
4	26.5	11.5	8.5	22	2.8	19.446	2505.5000	9.5868	261.3500
5	27.0	5.0	15.0	56	2.2	14.830	129.8700	16.4362	7.9015
6	27.5	9.5	10.5	46	1.6	14.893	236.7500	9.9054	23.9010
7	28.0	14.0	6.0	36	1.0	12.947	391.9100	8.2922	47.2620
8	28.5	7.5	12.5	26	4.8	21.360	1045.4000	12.2936	85.0360
9	29.0	12.0	8.0	60	4.2	11.916	24.6890	8.5673	2.8818
10	29.5	5.5	14.5	50	3.6	15.819	49.0480	14.9314	3.2849
11	30.0	10.0	10.0	40	3.0	16.964	89.0580	9.6484	9.2303
12	30.5	14.5	5.5	30	2.4	17.149	103.8600	11.0462	9.4023
13	31.0	8.0	12.0	20	1.8	17.675	7485.1000	11.5801	646.3800
14	31.5	12.5	7.5	54	1.2	10.938	31.0230	8.3099	3.7333
15	32.0	6.0	14.0	44	5.0	19.812	2.5629	14.6592	0.1748
16	32.5	10.5	9.5	34	4.4	20.250	15.0260	9.3344	1.6097
17	33.0	15.0	5.0	24	3.8	18.686	30.7100	7.7098	3.9832
18	33.5	8.5	11.5	58	3.2	12.484	12.8970	10.3036	1.2517
19	34.0	13.0	7.0	48	2.6	13.870	17.2640	8.0262	2.1510
20	34.5	6.5	13.5	38	2.0	15.781	149.2800	13.4791	11.0750
21	35.0	11.0	9.0	28	1.4	15.371	953.1800	9.2286	103.2900

3.3 多元回归分析

因为没有整齐可比性,所以均匀设计的分析结果不能采用一般的方差分析方法,通常要用回

型机械密封端面结构参数对平均气相体积分数 α 、液膜刚度 K 和泄漏量 q_v 的影响,考虑到工况参数的变化对汽化特性和密封性能的影响,取入口压力为介质压力 $p_i = 0.5 \text{ MPa}$,入口温度 T_i 为 393 K ,出口压力为标准大气压,出口温度 T_o 为环境温度 300 K 。端面结构参数变化范围如表 3 所示。

表 3 槽型结构参数变化范围

Tab.3 Variation range of trough structure parameters

结构参数	符号	参数范围
螺旋角 $\beta/(\text{°})$	x_1	25 ~ 35
密封坝坝长 w_d/mm	x_2	5 ~ 15
螺旋槽槽长 w_g/mm	x_3	5 ~ 15
螺旋槽槽深 $h_g/\mu\text{m}$	x_4	20 ~ 60
扩压环槽宽 w_k/mm	x_5	1 ~ 5

通过对端面结构的设计来提高密封性能,同时还需要考虑汽化导致端面液膜的完整性受到破坏,从而使得密封失效,因此要降低液膜汽化的影响,以期满足密封稳定运行的要求。将液膜汽化特性和密封性能作为综合优化目标,其中以平均气相体积分数 α 为液膜汽化特性参数,以液膜刚度 K 与泄漏量 q_v 之比(即刚漏比 η)为密封性能参数,将螺旋角 β 、密封坝坝长 w_d 、螺旋槽槽长 w_g 、螺旋槽槽深 h_g 、扩压环槽宽 w_k 分别记为 x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4 、 x_5 ,设计了 5 因素 21 水平的均匀实验方案。等水平均匀设计表 $U_{21}^*(21^5)$ 见表 4。

归分析或逐步回归分析的方法。由于机械密封各结构参数之间存在交互影响,故以采用多项式回归分析的方法,根据均匀实验结果列出描述多个

实验因素 (x_1, x_2, \dots) 与响应值 (y) 之间的二次多项式方程。本文所求的二次多项式回归方程的表达式为

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_5x_5 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{33}x_3^2 + a_{44}x_4^2 + a_{55}x_5^2 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{14}x_1x_4 + a_{15}x_1x_5 + a_{23}x_2x_3 + a_{24}x_2x_4 + a_{25}x_2x_5 + a_{34}x_3x_4 + a_{35}x_3x_5 + a_{45}x_4x_5 \quad (16)$$

式中: a 为不同试验因素对应的系数。

以表 4 中的平均气相体积分数 α 为目标函数, 对其数据进行二次多项式拟合, 所得平均气相体积分数 α 的预测模型为

$$\alpha = 0.01 \times (18.064 - 0.441x_1 + 1.2453x_3 - 0.0826x_4 + 0.00319x_1^2 - 0.00573x_4^2 + 0.1971x_5^2 - 0.0297x_1x_3 + 0.00976x_1x_4 + 0.0133x_2x_3 + 0.0921x_2x_5 + 0.00786x_3x_4 - 0.0552x_3x_5 - 0.00534x_4x_5) \quad (17)$$

预测模型中未出现的项因对 α 的显著性极低而被排除。然后对回归方程进行检验, 相关系数为 0.9855, 接近于 1, 且显著性为 0.0004, 小于 0.001, 说明该模型在实验参数范围内的回归分析结果非常显著。

同理可得到刚漏比 $\eta = K/q_v$ 的预测模型为

$$\eta = 1123.02 + 71.5467x_3 - 39.4617x_4 - 313.5601x_5 - 0.4001x_1^2 + 0.3301x_3^2 + 0.4641x_4^2 + 6.0578x_1x_5 - 1.4087x_3x_4 - 2.5554x_3x_5 + 3.0539x_4x_5 \quad (18)$$

对 η 回归方程进行检验, 相关系数为 0.9633, 接近于 1, 且显著性为 0.0029, 小于 0.005, 说明该模型在实验参数范围内的回归分析结果显著。

3.4 多目标优化

传统多目标优化中多采用加权法、整数规划和线性规划法等方法进行多目标优化, 其共同特点都是通过各种方式将多目标优化问题转化为单目标优化问题, 然后应用单目标优化方法进行求解。在单目标优化中是可以找到最优解的, 但是在多目标优化问题中是找不到唯一最优解的, 得到的通常是一个解集, 它们之间不能简单地比较优劣, 这组最优解被称为非支配解, 即 Pareto 最优解。NSGA-II 作为主流的多目标遗传算法, 引入非支配排序、提出拥挤度和拥挤度比较算子以及引入精英策略, 具有运行速度快, 解集的收敛性好等优点。NSGA-II 算法的具体流程如图 9 所示。

扩压式自泵送机械密封的多目标优化问题实际上就是在给定区域条件下, 降低相变程度的同时尽可能地提高液膜刚度、减少泄漏量, 其优化问

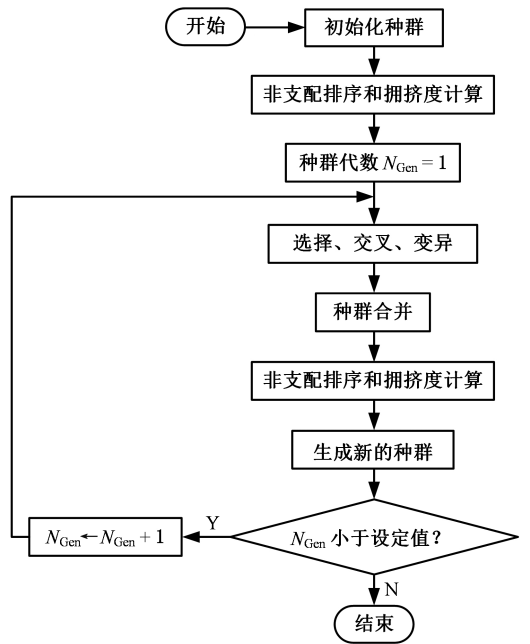


图 9 NSGA-II 算法流程图

Fig.9 Flowchart of NSGA-II algorithm

题的数学模型可表述为

目标函数

$$\min(\alpha(\mathbf{X}), -\eta(\mathbf{X})) \quad (19)$$

决策变量

$$\mathbf{X} = (\beta, w_d, w_g, h_g, w_k)$$

约束条件

$$\begin{aligned} \beta &\in [25^\circ, 35^\circ] & w_d &\in [5 \text{ mm}, 15 \text{ mm}] \\ w_g &\in [5 \text{ mm}, 15 \text{ mm}] & h_g &\in [20 \mu\text{m}, 60 \mu\text{m}] \\ w_k &\in [1 \text{ mm}, 5 \text{ mm}] \end{aligned}$$

经过 500 次迭代计算, 可求得最优的 Pareto 前沿解集, 如图 10 所示, Pareto 前沿解集组成了一条光滑的曲线, 具有良好的均匀性和散布性。

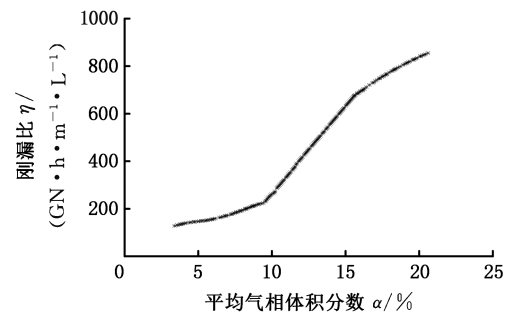


图 10 Pareto 前沿解集

Fig.10 Pareto frontier solution set

在机械密封中存在液相、气相和气液混相等状态的流体膜, 相变的程度会影响密封是否稳定运行。顾永泉^[8-9]提出用平均气相体积分数来判断相态是否稳定性。当平均气相体积分数 α 超过 α_{mk} (膜压系数最大时的平均气相体积分数) 时, 则密封处于似气相混相状态, 密封的相态不稳定, 最终会导致密封面开启失效。文献[8-9]给出的液

态水介质密封下最大膜压系数的平均气相体积分数为10%~25%。为保证机械密封能够稳态运行,本文选择平均气相体积分数不超过10%作为约束条件,即约束条件的表达式为

$$\alpha = 0.01 \times (18.064 - 0.441x_1 + 1.2453x_3 - 0.0826x_4 + 0.00319x_1^2 - 0.00573x_1^2 + 0.1971x_2^2 - 0.0297x_1x_3 + 0.00976x_1x_4 + 0.0133x_2x_3 + 0.0921x_2x_5 + 0.00786x_3x_4 - 0.0552x_3x_5 - 0.00534x_4x_5) \leq 10\% \quad (20)$$

根据图10所示的Pareto前沿解集,当平均气相体积分数不超过10%时,刚漏比 η 的最优解为257.17 GN·h/(m·L),此时的端面结构参数螺旋角 β 、密封坝坝长 w_d 、螺旋槽槽长 w_g 、螺旋槽槽深 h_g 、扩压环槽宽 w_k 分别为34.4°、5.2 mm、8.9 mm、43.3 μ m、5 mm。

4 结论

本文以扩压式自泵送流体动静压型机械密封为研究对象,对其相变现象进行了数值模拟,探讨了在中高温工况下密封界面间液膜相变的主要区域和原因,并通过均匀实验方法和NSGA-II算法对端面结构参数进行多目标优化,得出如下结论:

1)相变主要产生于扩压环槽和密封面内径侧。密封介质从螺旋槽流向扩压环槽时,液膜压力减小及周向速度增大,内摩擦热增加,导致扩压环槽相变程度提高。由于压力流体屏障和密封坝的阻力作用,密封面内径侧压力逐渐减小,使得相变程度较高。而螺旋槽内液膜压力较大,有效地抑制了相变的产生,相变程度较低。

2)密封介质堆积在螺旋槽工作面形成高压区,而在非工作面形成低压区。不同介质温度下,螺旋槽内压力分布变化明显,随着介质温度的升高,气相体积分数的增大以及介质黏度的降低,泵送效应减弱,高压区和低压区面积都减小。

3)在393 K的介质温度下,以平均气相体积分数和刚漏比为综合优化目标,求得液膜汽化特性与密封性能之间的Pareto前沿解集。在保证机械密封能够稳态运行的前提下,求得刚漏比的最优解为257.17 GN·h/(m·L),此时的端面结构参数螺旋角 β 、密封坝坝长 w_d 、螺旋槽槽长 w_g 、螺旋槽槽深 h_g 、扩压环槽宽 w_k 分别为34.4°、5.2 mm、8.9 mm、43.3 μ m、5 mm。

以上仅为中高温工况下对液膜汽化特性和密封性能影响的理论分析,下一步将开展扩压式自泵送机械密封汽化现象的实验研究。

参考文献:

- [1] ZHANG X M, SHI J, WANG S P, et al. Leakage Model and Factors Analysis of Mechanical Seals[C]//2016 IEEE 11th Conference on Industrial Electronics and Applications. Hefei, 2016:1359-1364.
- [2] MIGOUT F, BRUNETIERE N, TOURNERIE B. Study of the Fluid Film Vaporization in the Interface of a Mechanical Face Seal[J]. Tribology International, 2015, 92:84-95.
- [3] 顾永泉. 机械密封实用技术[M]. 北京:机械工业出版社, 2001.
GU Yongquan. Practical Technology of Mechanical Seal[M]. Beijing:China Machine Press, 2001.
- [4] HUGHES W F, WINOWICH N S, BIRCHAK M J, et al. Phase Change in Liquid Face Seals[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1):74-80.
- [5] HUGHES W F, CHAO N H. Phase Change in Liquid Face Seals II—Isothermal and Adiabatic Bounds with Real Fluids[J]. Journal of Lubrication Technology, 1980, 102(3):350-359.
- [6] 王涛, 黄伟峰, 王玉明. 机械密封液膜汽化问题研究现状与进展[J]. 化工学报, 2012, 63(11):3375-3382.
WANG Tao, HUANG Weifeng, WANG Yuming. Research and Progress of Mechanical Seals Operating with Vaporization Transition[J]. CIESC Journal, 2012, 63(11):3375-3382.
- [7] LEBECK A O. Principles and Design of Mechanical Face Seals [M]. New Jersey: Wiley-Interscience Publication, 1991.
- [8] 顾永泉. 机械密封的汽相体积比与膜压系数[J]. 石油大学学报(自然科学版), 1994, 18(2):52-58.
GU Yongquan. Vapor Phase Volume Fraction and Fluid Film Pressure Coefficient of Mechanical Face Seals[J]. Journal of the University of Petroleum (Natural Science), 1994, 18(2):52-58.
- [9] 顾永泉. 机械密封的相态判断及相态稳定性分析[J]. 华东石油学院学报(自然科学版), 1986, 10(4):29-42.
GU Yongquan. Identification of Phase State and Analysis of Phase Stability of Mechanical Face Seals [J]. Journal of the University of Petroleum, Natural Science, 1986, 10(4):29-42.
- [10] 曹恒超, 郝木明, 李振涛, 等. 双列螺旋槽液膜密封相变特性分析[J]. 润滑与密封, 2018, 43(1):16-19.
CAO Hengchao, HAO Muming, LI Zhentao, et al. Analysis of Phase Change Characteristics of Double Spiral Groove Liquid Film Seals[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(1):16-19.

- [11] 曹恒超, 郝木明, 杨文静, 等. 双列螺旋槽液膜密封相变现象及性能[J]. 化工学报, 2018, 69(5): 2110-2119.
CAO Hengchao, HAO Muming, YANG Wenjing, et al. Phase Change Phenomenon and Properties of Double Spiral Groove Liquid Film Seals[J]. CIESC Journal, 2018, 69(5):2110-2119.
- [12] 曹恒超, 郝木明, 李振涛, 等. 相变对螺旋槽液膜密封性能的影响[J]. 化工学报, 2017, 68(8): 3190-3201.
CAO Hengchao, HAO Muming, LI Zhentao, et al. Effect of Phase Change on Performance of Spiral Groove Liquid Film Seals[J]. CIESC Journal, 2017, 68(8):3190-3201.
- [13] 陈汇龙, 韩婷, 李新稳, 等. 密封液膜汽化及性能的内摩擦效应和黏温效应分析[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2020, 41(6):661-669.
CHEN Huilong, HAN Ting, LI Xinwen, et al. Analysis of Internal Friction and Viscosity-temperature Effect on Vaporization and Properties of Sealing Liquid Film[J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition), 2020, 41(6): 661-669.
- [14] 陈汇龙, 桂铠, 李新稳, 等. 工况参数对机械密封液膜汽化特性及性能的影响[J]. 中国机械工程, 2021, 32(1):2-11.
CHEN Huilong, GUI Kai, LI Xinwen, et al. Influences of Operating Parameters on Vaporization Characteristics and Properties of Liquid Films for Mechanical Seals[J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(1):2-11.
- [15] 李新稳. 动压型机械密封液膜汽化特性及性能研究[D]. 镇江:江苏大学, 2019.
LI Xinwen. Research on Vaporization Characteristics of Fluid Film and Performance in Hydrodynamic Mechanical Seals [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019.
- [16] LIU Z, LIU Y, LIU X F. Optimization Design of Main Parameters for Double Spiral Grooves Face Seal[J]. Science in China Press, 2007, 50(4):448-453.
- [17] 张国渊, 陈国忠, 赵伟刚, 等. 高速低温动静结合型机械密封结构优化及运转试验[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5):1093-1102.
ZHANG Guoyuan, CEHN Guozhong, ZHAO Weigang, et al. Optimization and Test of Parameters of the Cryogenic Hydrodynamic Mechanical Seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5):1093-1102.
- [18] 马润梅, 冯瑞鹏, 李双喜, 等. 螺旋槽动压密封液膜汽化相变性能优化分析[J]. 机电工程, 2020, 37(9):999-1005.
MA Runmei, FENG Ruipeng, LI Shuangxi, et al. Optimum Analysis of Vaporization and Phase Change Performance of Spiral Groove Hydrodynamic Seal Liquid Film[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(9):999-1005.
- [19] 王琳娜, 孙见君. 扩压式自泵送流体动压机械密封性能分析及双目标优化研究[J]. 摩擦学学报(中英文), 2024, 44(7):947-959.
WANG Linna, SUN Jianjun. Performance Analysis and Bi-objective Optimization Study on Diffuser Self-pumping Hydrodynamic Mechanical Seal[J]. Tribology, 2024, 44(7):947-959.
- [20] 陈汇龙, 桂铠, 赵斌娟, 等. 上游泵送机械密封多目标多工况优化研究[J]. 润滑与密封, 2020, 45(8):19-25.
CHEN Huilong, GUI Kai, ZHAO Binjuan, et al. Research on Multi-objective and Multi-condition Optimization of Upstream Pumping Mechanical Seal[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(8): 19-25.
- [21] 葛诚, 孙见君, 苏徐辰, 等. 扩压式自泵送流体动静压型机械密封性能分析[J]. 化工学报, 2020, 71(5):2202-2214.
GE Cheng, SUN Jianjun, SU Xuchen, et al. Performance Analysis on Diffuser Self-pumping Hydrodynamic and Hydrostatic Mechanical Seal[J]. CIESC Journal, 2020, 71(5):2202-2214.
- [22] 顾东升, 孙见君, 马晨波, 等. 基于数值模拟的自泵送机械密封正交试验[J]. 化工学报, 2015, 66(7):2464-2473.
GU Dongsheng, SUN Jianjun, MA Chenbo, et al. Orthogonal Test of Self-pumping Mechanical Seals Based on Numerical Simulation[J]. CIESC Journal, 2015, 66(7):2464-2473.
- [23] 陆建花, 孙见君, 陈卫, 等. 自泵送机械密封与螺旋槽机械密封的性能比较[J]. 化工学报, 2016, 67(10):4370-4377.
LU Jianhua, SUN Jianjun, CHEN Wei, et al. Performance Comparison of Self-pumping and Spiral Groove Mechanical Seals [J]. CIESC Journal, 2016, 67(10):4370-4377.
- [24] SUN Jianjun, MA Chenbo, YU Qiuping, et al. Numerical Analysis on a New Pump-out Hydrodynamic Mechanical Seal[J]. Tribology International, 2017, 106:62-70.
- [25] 黄伟峰, 潘晓波, 王子羲, 等. 上游泵送机械密封热-流固耦合建模与性能分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2020, 60(7):603-610.

- of Rail Acoustic Roughness[C]//Forum Acousticum. Lyon, 2020:2485-2491.
- [23] CARRIGAN T D, TALBOT J P. Extracting Information from Axle-box Acceleration; on the Derivation of Rail Roughness Spectra in the Presence of Wheel Roughness[C]//DEGRANDE G, LOMBAERT G, ANDERSON D, et al. Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems. Cham: Springer International Publishing, 2021:286-294.
- [24] ZHAI W. Vehicle-track Coupled Dynamics: Theory and Applications[M]. Beijing: Science Press, 2020.
- [25] CAI W, CHI M, WU X, et al. A Framework of High-order Wheel Polygonal Wear Mitigation for China's High-speed Trains [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 199:110487.
- [26] THOMPSON D. Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control [M]. Oxford: Elsevier, 2008.
- [27] WU X W, RAKHEJA S, AHMED A K W, et al. Influence of a Flexible Wheelset on the Dynamic Responses of a High-speed Railway Car due to a Wheel Flat[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(4):1033-1048.
- [28] TAO G, WEN Z, JIN X, et al. Polygonisation of Railway Wheels; a Critical Review[J]. Railway Engineering Science, 2020, 28(4):317-345.
- [29] CAI W, CHI M, WU X, et al. A long-term Tracking Test of High-speed Train with Wheel Polygonal Wear [J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(8):1156-1179.
- (编辑 胡佳慧)
-
- 作者简介:** 许文天,男,1994年生,博士研究生。研究方向为运载系统状态监测与故障诊断。蔡兵斌* (通信作者),男,1991年生,助理教授。研究方向为车辆系统动力学与铁道车辆智能运维。E-mail:wubin0410@hotmail.com。
- 本文引用格式:**
许文天,梁树林,池茂儒,等.基于频响函数的车轮多边形磨耗车载定量诊断方法[J].中国机械工程,2025,36(5):942-953.
XU Wentian, LIANG Shulin, CHI Maoru, et al. Wheel Polygonal Wear On-board Quantitative Diagnostic Method Based on Frequency Response Function[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(5):942-953.
-
- (上接第 941 页)
- HUANG Weifeng, PAN Xiaobo, WANG Zixi, et al. Thermal-fluid-solid Coupled Analyses of Upstream Mechanical(Seals in Pumps)[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology) 2020, 60(7):603-610.
- [26] BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B, FRÈNE J. Influence of Fluid Flow Regime on Performances of Non-contacting Liquid Face Seals [J]. Journal of Tribology: Transactions of the ASME, 2002, 124(3):515-523.
- [27] 陈懋章. 粘性流体动力学基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
CHEN Maozhang. Fundamentals of Viscous Fluid Dynamics [M]. Beijing: Higher Education Press, 2002.
- [28] LEE W H. A Pressure Iteration Scheme for Two-phase Flow Modeling [J]. Multiphase Transport Fundamentals, Reactor Safety, Applications, 1980, 1:407-431.
- [29] WALLIS G B. One-dimensional Two-phase Flow [M]. New York: Courier Dover Publications, 2020.
- [30] BASU P. Analysis of a Radial Groove Gas Face Seal[J]. Tribology Transactions, 1992, 35(1):11-20.
- [31] NICOLESCU B N, PETRESCU T C. Homogenization of the Reynolds Equation in the Radial Face Seals Case[J]. Asymptotic Analysis, 2013, 81(1):35-52.
- (编辑 胡佳慧)
-
- 作者简介:** 饶远,男,1999年生,硕士研究生。研究方向为机械密封技术。E-mail:870556457@qq.com。孙见君* (通信作者),男,1965年生,教授、博士研究生导师。研究方向为摩擦学、流体密封理论与技术。E-mail:sunjianjun@njfu.edu.cn。
- 本文引用格式:**
饶远,孙见君,闻兰.扩压式自泵送机械密封端面的液膜汽化及其结构优化研究[J].中国机械工程,2025,36(5):933-941.
RAO Yuan, SUN Jianjun, WEN Lan. Research on Liquid Film Vaporization and Structural Optimization of End Faces for Diffuser Self-pumping Mechanical Seals[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(5):933-941.