

DOI: 10.3901/JME.2022.13.166

瑞利台阶型机械密封端面环形槽的空化诱导机理分析*

马学忠¹ 孟祥铠²

(1. 兰州理工大学石油化工学院 兰州 730050;

2. 浙江工业大学机械工程学院 杭州 310032)

摘要: 为提升瑞利台阶型机械密封的泄漏控制能力和丰富其零/负泄漏设计方法,通过建立有限元数值模型,对比研究了端面环形槽的空化诱导机理及诱导空化区对密封性能的影响规律与水平。结果表明环形槽在较大槽深下仅存在流体静压效应且静压力较低,可极大改变端面流体膜压分布,限制并分离正向瑞利台阶处液膜高压区从而在反向瑞利台阶区域诱导生成空化效应,其量纲一化深度超过 20 后限制分离作用水平趋于稳定。环形槽诱导作用最大使空化区长度增加 82%从而有效提升密封空化抽吸水平,扩大负泄漏工况区域。反向瑞利台阶主槽深度显著影响环形槽诱导作用,其优选范围为 8~15,该范围内空化长度比与反向抽吸率的相对改变量均小于 2%,这使密封在一定端面磨损量下仍具有良好的泄漏控制能力。

关键词: 机械密封; 环形槽; 空化诱导; 负泄漏; 有限元分析

中图分类号: TH117

Analysis of Cavitation Induction Mechanism of Annular Groove at Sealing Face in Mechanical Seals with Rayleigh Steps

MA Xuezhong¹ MENG Xiangkai²

(1. College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050;

2. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032)

Abstract: To improve the leakage controlling capability and enrich the design method of zero/negative leakage in mechanical seals with Rayleigh steps, it was comparatively studied by developing the finite element numerical model that the cavitation induction mechanism of annular groove at sealing face and the influencing law and level of induced cavitation zone on sealing performance. The results indicate that there is only the hydrostatic effect and the hydrostatic pressure is lower at the annular groove zone under the larger groove depth. it greatly changes the film pressure distribution at sealing face, namely, restricts and separates the high-pressure zone of liquid film at forward Rayleigh steps, thus the cavitation effect is induced significantly in the reverse Rayleigh steps. The restriction and separation level tends to be stable when its dimensionless depth exceeds 20. The length of cavitation zone is increased by up to 82% due to the induction effect of annular groove, which effectively improves the cavitation suction level and increases the operating range with negative leakage. The main groove depth of reverse Rayleigh step significantly affects the induction effect of annular groove and its optimum range is 8~15, in which the relative changes of cavitation length ratio and reverse suction rate are less than 2%. It makes the mechanical seals remain a good leakage-controlling capability in a certain amount of wear for end faces.

Key words: mechanical seal; annular groove; cavitation induction; negative leakage; finite element analysis

0 前言

机械密封是旋转机械中控制流体泄漏的关键基

础件,在其发展历程中,继填料密封演化而来的接触式机械密封之后,依赖表面型槽与织构技术形成微尺度压力流体润滑膜而维持端面分离的非接触式机械密封获得了蓬勃的发展。中国机械工程学会与中国液压气动密封件工业协会明确提出低泄漏性能是密封技术和产品面临的新挑战^[1-2],故在当前绿色

*国家自然科学基金(52005236)和兰州理工大学博士科研启动基金(02-061907)资助项目。20210325 收到初稿,20210712 收到修改稿

经济战略和环境保护主题下, 研究机械密封零/负泄漏控制机理, 拓宽零/负泄漏操作工况范围尤为重要。

空化抽吸式机械密封^[3-7]是一种新型的零/负泄漏非接触式机械密封技术, 其主要利用了表面型槽与织构的负流体动压效应, 即在发散间隙为主要特征的表面型槽与织构的剪切作用下生成液膜空化区并对周围流体产生低压抽吸作用从而实现泄漏控制, 可见产生围绕密封端面的液膜空化区是实现零泄漏的关键。流体动压作用导致局部的压力降低是液膜空化的主要原因^[8-9], 因此前述文献[3-7]主要针对瑞利台阶和螺旋槽空化抽吸式机械密封反向型槽内如何降低局部压力生成空化区开展了研究。但事实上, 反向型槽周围的流体压力也会显著影响该槽内的液膜空化现象, 即反向型槽上游侧来流流体压力越低, 流体流经反向型槽时也更容易发生液膜空化现象, 这与动压轴承或密封的介质压力越低就越容易发生液膜空化现象是一致的^[10-11]。

环形槽被广泛应用于轴承^[12]、密封^[13-15]、活塞^[16]、分配器^[17]、泵^[18-19]、水下航行体^[20]等领域以改变流体压力分布, 影响流量或泄漏, 控制流体空化现象等。大量的研究工作聚集于动静压混合轴承和密封^[12-14]中, 在其端面常设有称为均压槽的环形槽, 其可延缓节流孔以外区域流体膜压力的衰减从而提高平均膜压分布。关于泄漏或流量, 在径向密封中设置系列环形槽可有效降低流体泄漏率^[15], 类似地, 在活塞表面设置环形槽也可显著减少活塞间隙泄漏量^[16], 上述两项研究工作中环形槽的主要工作机理是流体流经环形槽时产生了显著的节流降压^[15-17]。此外, 环形槽具有导流作用, 半开式离心泵叶轮后盖板设置环形槽可以有效地抑制或消除逆流, 其主要机理是环形槽为泄漏流提供了通道^[18]; 而在空化抽吸式机械密封中抽吸区域的流体通过环形槽的导流作用可运输回上游侧^[3-7]。另外, 环形槽可控制流体空化的分布, 在离心泵诱导轮产生汽穴部位开设环形槽, 通过其对汽穴区域的分割作用, 将大汽穴分割为小汽穴, 改变叶轮表面汽穴分布规律从而提高流场稳定性^[19]; 而对于水下航行体, 其在出水过程中肩部存在自然空化现象, 在排气孔下游设置环形槽可改变航行体表面的流场分布, 对气泡的发展融合具有改善作用^[20]。上述文献表明, 当流体流经环形槽时由于空间尺寸的变化会影响流场压力、流量和空化现象。

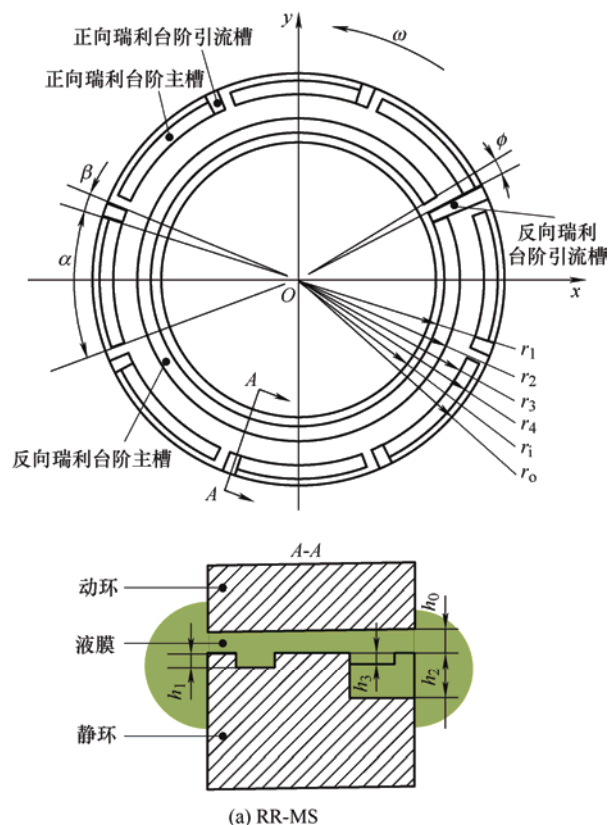
本文针对瑞利台阶型空化抽吸式机械密封, 结合 Reynolds 润滑理论与质量守恒的 JFO 空化理论建

立流体动压润滑有限元数值分析模型, 对比研究端面环形槽对密封间隙内润滑液膜空化效应的诱导生成机理和空化抽吸效应的作用关系, 揭示环形槽诱导空化对密封性能的影响规律与水平, 以期高性能零/负泄漏机械密封的工程设计与应用提供理论依据进而丰富其设计方法。

1 理论模型

1.1 几何模型

图 1 所示为机械密封几何模型, 图 1a 中所示机械密封静环端面外径侧为呈周期性分布的八个正向瑞利台阶(Rayleigh step, RS), 内径侧为一个反向瑞利台阶(Reverse Rayleigh step, RRS), RS 和 RRS 均由主槽和引流槽组成且引流槽均通向高压介质侧。图 1b 所示机械密封静环端面中部另设有与 RS 和 RRS 引流槽贯通的环形槽, 除该环形槽外其他结构与图 1a 完全一致。图 1a 和 1b 所示瑞利台阶机械密封分别简称为 RR-MS 和 ARR-MS, 密封动环均沿逆时针方向以角速度 ω 旋转运动, 在卷吸作用下密封端面间隙充满压力流体形成润滑膜, 其中符号 h_0 、 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_a 分别表示密封间隙、RRS 主槽深度、RRS 和 RS 引流槽深度、RS 主槽深度、环形槽深度。后续仿真分析所需的几何结构与操作工况参数见表 1。



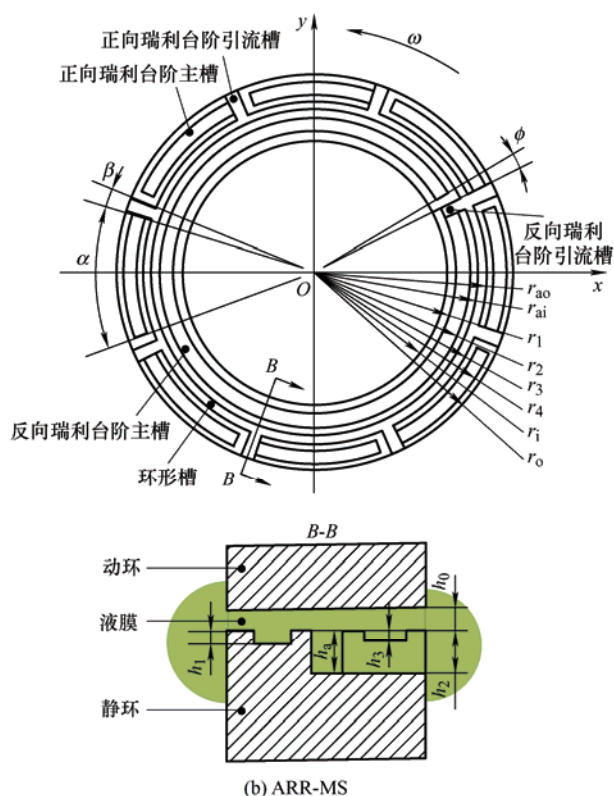


图 1 几何模型

表 1 几何与操作参数

参数名称	数值
密封环内径 r_i/mm	47
动力黏度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.8×10^{-3}
环境压力 p_a/Pa	1×10^5
空化压力 p_c/Pa	4×10^3
量纲一化环境压力 P_a	1
量纲一化密封压力 P_o	1.5
量纲一化密封数 Λ	1 000
量纲一化密封环外径 R_o	1.255
RS 主槽圆周角 $\alpha/(\circ)$	39
RS 和 RRS 引流槽圆周角 $\beta/(\circ)$	2
RRS 堰区圆周角 $\phi/(\circ)$	6
RS 主槽量纲一化外径 R_4	1.234
RS 主槽量纲一化内径 R_3	1.170
RS 主槽量纲一化深度 H_3	5
RS 和 RRS 引流槽量纲一化深度 H_2	25
环形槽量纲一化外径 R_{ao}	1.160
环形槽量纲一化内径 R_{ai}	1.138
环形槽量纲一化深度 H_a	25
RRS 主槽量纲一化外径 R_2	1.106
RRS 主槽量纲一化内径 R_1	1.043
RRS 主槽量纲一化深度 H_1	6

1.2 数学模型

建立数值模型时作如下假设: ① 两密封端面平

行且对中, 忽略表面粗糙度的影响; ② 密封介质为牛顿流体, 间隙内液膜流动处于等温层流状态; ③ 膜厚方向流体压力变化极小, 可忽略不计。则, 根据 JFO 空化理论, 机械密封润滑液膜压力分布与空化区可通过求解下列量纲为一的 Reynolds 方程获得。

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \Lambda Y \frac{\partial(\theta H)}{\partial X} + \Lambda X \frac{\partial(\theta H)}{\partial Y} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \theta = 1, P > 0, & \text{液膜完整区} \\ 0 < \theta < 1, P = 0, & \text{液膜空化区} \end{cases} \quad (2)$$

式(1)、(2)中量纲一化参数定义如下

$$X = \frac{x}{r_i} \quad Y = \frac{y}{r_i} \quad H = \frac{h}{h_0} \quad P = \frac{p - p_c}{p_a - p_c}$$

$$\theta = \frac{\rho}{\rho_l} \quad \Lambda = \frac{6\mu r_i^2 \omega}{(p_a - p_c) h_0^2}$$

式中, h 表示膜厚, p 表示膜压, p_a 表示环境压力, p_c 表示空化压力, θ 是流体膜密度与液态密封介质密度之比, μ 是密封介质动力黏度, Λ 是量纲一化密封数。

为求解 Reynolds 方程(1)、(2), 在密封端面内外径施加如下强制性压力边界条件

$$\begin{cases} P = P_a & X^2 + Y^2 = 1 \\ P = P_o & X^2 + Y^2 = R_o^2 \end{cases} \quad (3)$$

采用有限单元法进行数值编程求解, 采用三角形网格离散流体膜计算域, 数值求解方法详见参考文献[21-22]。

机械密封量纲一化泄漏率和液膜承载力采用下列表达式计算

$$Q = \int_0^{2\pi} H^3 \frac{\partial P}{\partial n} \bigg|_{R=R_i} dS \quad (4)$$

$$F = \iint_{\Omega} P dX dY \quad (5)$$

为了评价 RRS 主槽区域液膜空化程度, 引入参数空化长度比 C_r , 定义为空化区长度 L_c 与 RRS 主槽长度 L_g 的比值, 即

$$C_r = \frac{L_c}{L_g} \quad (6)$$

C_r 的范围为 0~1, $C_r=0$ 表示未发生空化, $C_r=1$ 表示整个主槽区域圆周方向均存在液膜空化现象。

2 结果与讨论

图 2 对比给出了表 1 所列几何结构和操作工况参数下有无环形槽对液膜压力 P 与密度比 θ 分布的影响。由图 2a 和 2c 可见在周期性正向瑞利台阶 RS 区域液膜压力分布类似, 在环形槽作用下量纲为一的压力峰值从 13.1 下降到 9.7, 这表明 RS 区域流体动压效应部分减弱。另可见在反向瑞利台阶 RRS 主槽区域流体压力分布较低, 在环形槽作用下其低压区周向分布更长, 对应地, 由图 2b 和 2d 可见在 RRS 主槽区域低压区均发生了液膜空化现象, 在环形槽作用下空化区周向长度显著增加, 空化长度比 C_r 从 0.42 上升为 0.73。这表明环形槽可诱导加剧 RRS 主槽区域的液膜空化效应, 其主要原因由图 2a 和 2c 对比可知, RRA-MS 环形槽区域的液膜压力明显低于 RR-MS 对应位置的液膜压力, 图 6c 中沿径向的液膜压力分布也证明了这一点, 从而 RRA-MS 机

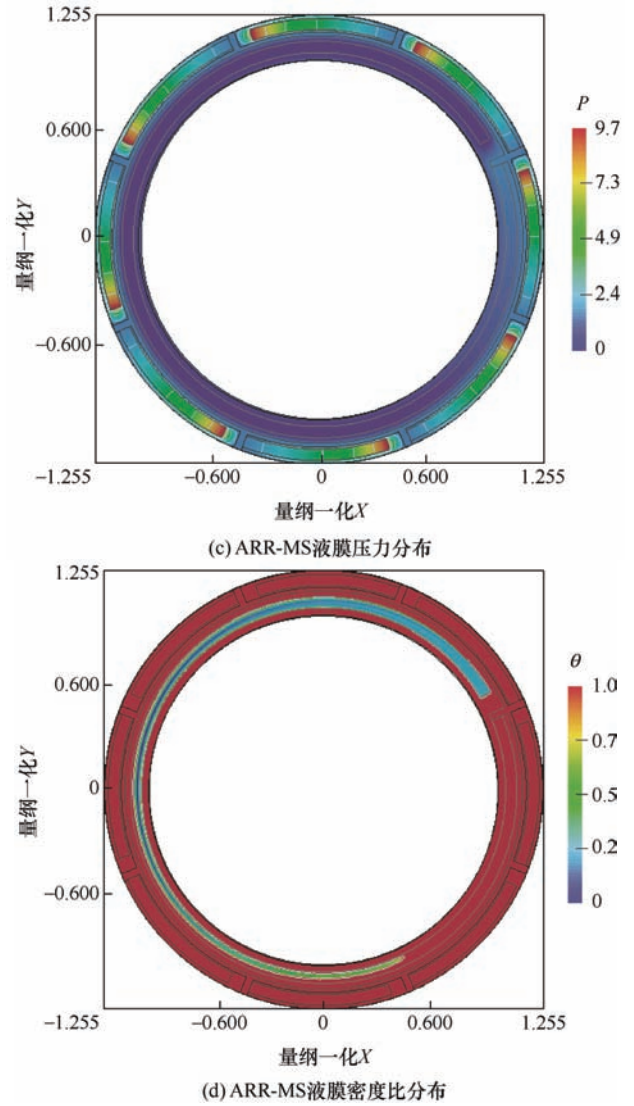
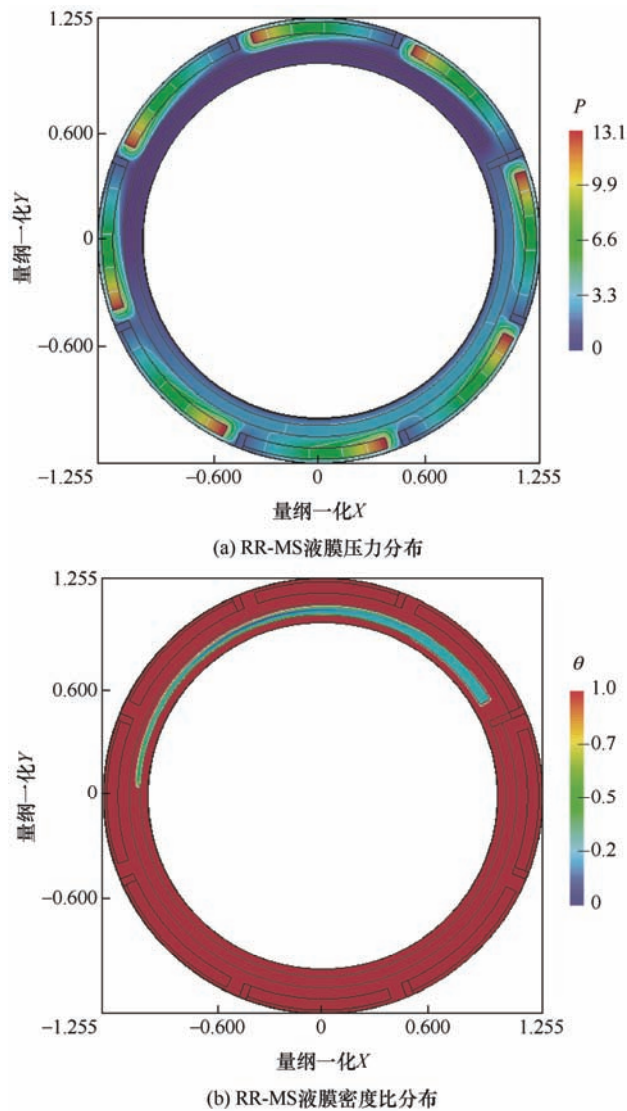


图 2 环形槽对液膜压力 P 与密度比 θ 的影响

械密封 RRS 主槽周围流体压力较低, 在相同工况下液膜空化更易发生^[10-11]。综上所述, 环形槽是 RS 液膜高压区和 RRS 液膜低压区的分离区, 其可限制 RS 区域较高的流体压力对 RRS 主槽区域液膜压力的影响。

图 3 所示为量纲为一的环形槽深度 H_a 在不同密封数 Λ 和密封压力 P_0 下对反向瑞利台阶 RRS 主槽区域液膜空化长度比 C_r 的影响规律。当 H_a 相对较小时环形槽对液膜空化现象有抑制作用, 随着 H_a 的增大, 环形槽表现出限制分离作用且该影响增强导致 C_r 增大, 当 H_a 超过 20 后, 环形槽的限制分离作用达到稳定的水平, 因此, 较大的 H_a 有利于促进 RRS 主槽区域的液膜空化效应。其主要原因是当 H_a 较小时环形槽区域流体静压效应较强, 该区域液膜压力较高即 RRS 主槽区域周围液膜压力较高故主槽区域液膜空化不易发生, 当随着 H_a 的增大流体静压效应减弱, 环形槽区域液膜压力降低即

RRS主槽区域周围液膜压力降低,液膜较易空化,环向空化区加长。同时也表明较大的 Λ 和较小的 P_0 也有利于促进液膜空化效应。在后续仿真分析中 H_a 均选为25即表1所列值,此时其限制分离作用已达稳定水平。

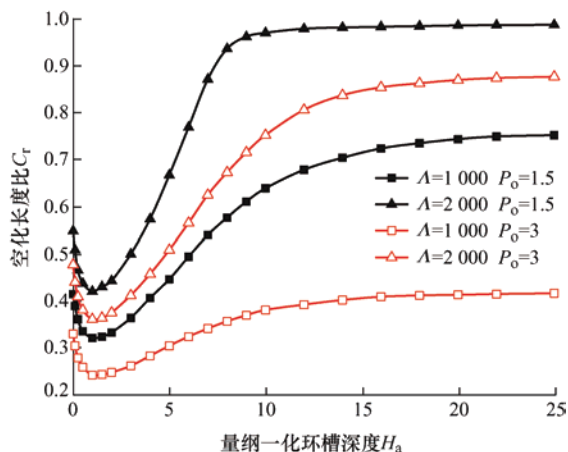


图3 不同工况下环形槽深度 H_a 对ARR-MS反向瑞利台阶空化长度比 C_r 的影响

在文献[3-7]中仿真和实验揭示了液膜空化抽吸效应及其机理,如图4所示对液膜空化抽吸一般过程进行了总结,当动环沿逆时针方向旋转时,由于端面剪切和介质压力作用高压流体被卷吸到密封端面间隙,静环端面设有发散构型比如RRS,在发散构型区域产生液膜空化效应,空化区流体压力 P_c 低于高压介质压力 P_0 和环境压力 P_a ,故介质侧和环境侧与液膜空化区之间存在压差 P_0-P_c 和 P_a-P_c ,从而由于压差驱动密封端面外径侧和内径侧流体流入低压空化区。空化抽吸效应减弱了高压密封介质沿径向的泄漏流,且沿密封端面周向液膜空化区越长,空化抽吸效应越强,密封泄漏控制能力也越强,当密封端面剪切作用达到一定程度时,周向空化区长度趋于稳定,空化抽吸水平不再增强,即泄漏控制能力达到最强且保持稳定水平。

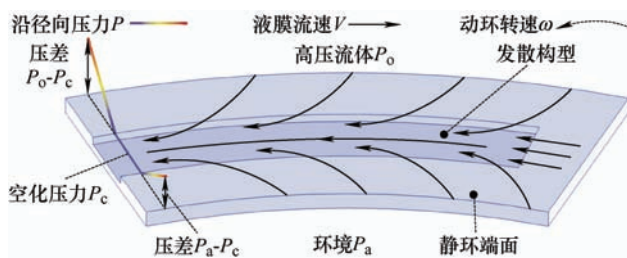
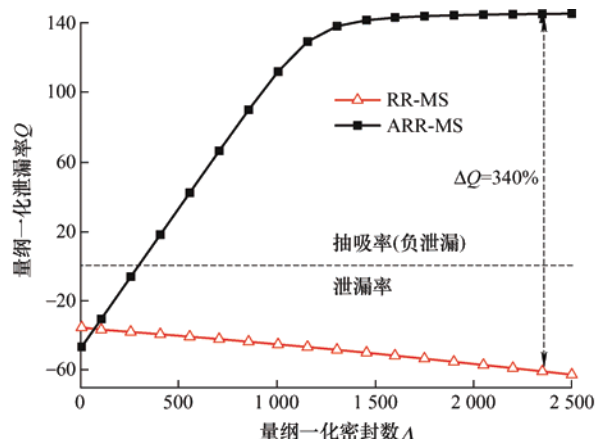


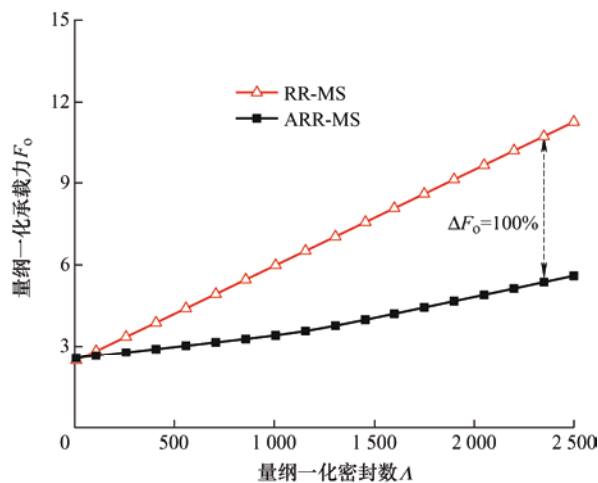
图4 空化抽吸机理图解

图5对比给出了有无环形槽对密封泄漏率 Q 和液膜承载力 F_0 的影响规律。在图5a中 $Q<0$ 表示泄

漏率, $Q=0$ 表示零泄漏, $Q>0$ 表示抽吸率(负泄漏)即环境侧流体被抽吸到高压介质侧。由于RR-MS密封反向瑞利台阶RRS主槽区域液膜空化区较小,空化抽吸效应较弱,故密封仍然存在一定的泄漏,且随着量纲一化密封数 Λ 的增大泄漏率增大。ARR-MS密封在较小的密封数 Λ 下存在流体泄漏,但随着 Λ 的增大,空化抽吸效应迅速增强,泄漏率迅速减小表现为抽吸率,且其值迅速增大,当 $\Lambda>1500$ 后RRS主槽区域发生了充分的液膜空化效应,空化长度比 C_r 趋于稳定,抽吸率基本保持不变。可见在环形槽的限制分离作用下,RRS主槽区域液膜空化效应显著增强导致密封泄漏特性得到了极大的改善, $\Lambda=2350$ 时泄漏率减小量为原来泄漏率值的3.4倍。如图5b所示,随着 Λ 的增大RR-MS和ARR-MS密封液膜承载力 F_0 快速增加,这是外径侧周期性正向瑞利台阶RS流体动压效应增强的结果。在环形槽限制分离作用下,RS流体动压效应被部分削弱且环形槽区域液膜压力也较低,故 F_0 降低为原值的一半,相比于泄漏率的减小幅值承载力减小幅值较小。



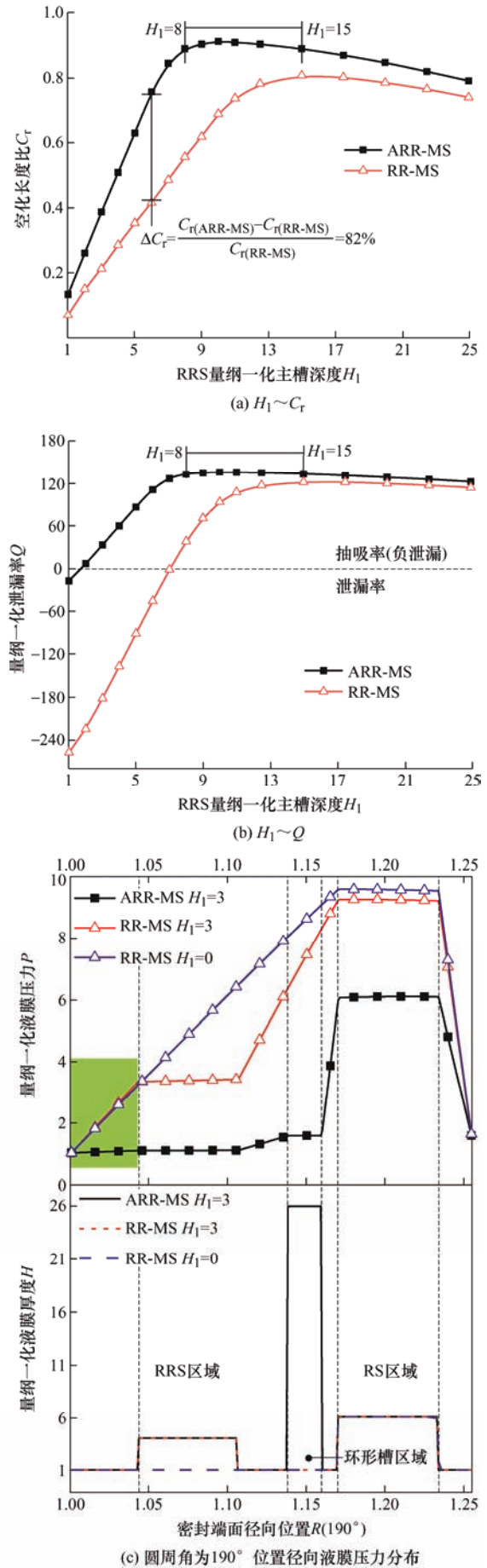
(a) $\Lambda \sim Q$



(b) $\Lambda \sim F_0$

图5 不同 Λ 下环形槽对 Q 和 F_0 的影响

如图 6 所示对比给出了在反向瑞利台阶 RRS 的不同主槽深度 H_1 下有无环形槽对空化长度比 C_r 和密封泄漏率 Q 的影响规律。由图 6a 可见, 随着 H_1 增大 RR-MS 和 ARR-MS 密封 C_r 先迅速增大后缓慢减小。在不同 H_1 下 ARR-MS 密封 C_r 均较大, H_1 最优值约为 10, 此时 C_r 达到最大值, RR-MS 密封该最优值约为 15。可见, 在不同 H_1 下环形槽均表现出限制分离作用, 其限制分离水平受 H_1 大小的影响, 当 H_1 为 6 时空化长度比 C_r 增加 82%, 此时增幅最大。如图 6b 所示, 随着 H_1 增大 RR-MS 和 ARR-MS 密封泄漏率均迅速减小且表现为抽吸率, 当 H_1 为 C_r 的最优值时即分别为 15 和 10 时抽吸率也分别达到最大值, 随着 H_1 进一步增大, 抽吸率略有降低。在不同 H_1 下 ARR-MS 密封泄漏率较低或抽吸率较大, 这是环形槽限制分离作用诱导生成了大面积液膜空化区的结果。其中值得注意的一点是, H_1 在 1~6 范围内增大时, 两种密封 C_r 差值增大而 Q 差值减小。为分析其原因, 图 6c 对比给出了 ARR-MS 密封在 H_1 为 3、RR-MS 密封在 H_1 为 3、0 时的径向(图 1 所示端面 190°位置)液膜压力与厚度分布。 $H_1=3$ 时 ARR-MS 和 RR-MS 密封在 RRS 主槽区域均未发生空化($P>0$, $\theta=1$), 但在密封坝区即浅绿色方框区域内 ARR-MS 密封液膜压力分布极为平缓即压差极小, 因此虽未发生空化但径向泄漏不明显, 而 RR-MS 密封压差较大, 与 $H_1=0$ (即不设反向瑞利台阶 RRS)时极为一致, 故在该区域存在显著压差流因而径向泄漏明显, H_1 在 1~6 范围内时 RR-MS 密封 C_r 小于 0.5, 即空化区长度小于 RRS 主槽长度的一半, 非空化区占主导故其泄漏率较大。当 $H_1>6$ 时, C_r 和 Q 变化趋势一致, 这是液膜空化区增大抽吸效应增强的结果。可见, 在较小的 H_1 下环形槽的限制分离作用对泄漏率的影响更为显著。值得注意的是, 由图 6a、6b 可知 RRS 主槽深度存在一个较大的优选范围即 8~15, 该优选范围内空化长度比与抽吸率的相对变化量均小于 2%即其对 RRS 主槽深度的变化不敏感, 实际上密封在启停和稳定运行过程中均存在一定程度的磨损, 该优选范围的存在使得密封在一定的端面磨损范围内仍具有良好的泄漏控制能力。图 6c 也表明环形槽诱导生成低压液膜空化区并降低密封泄漏量是通过改变整个圆周方向的液膜压力分布得以实现的。

图 6 不同 H_1 下环形槽对 C_r 和 Q 的影响分布

如图7所示对比给出了在反向瑞利台阶RRS的不同主槽深度 H_1 下有无环形槽对密封零泄漏工况

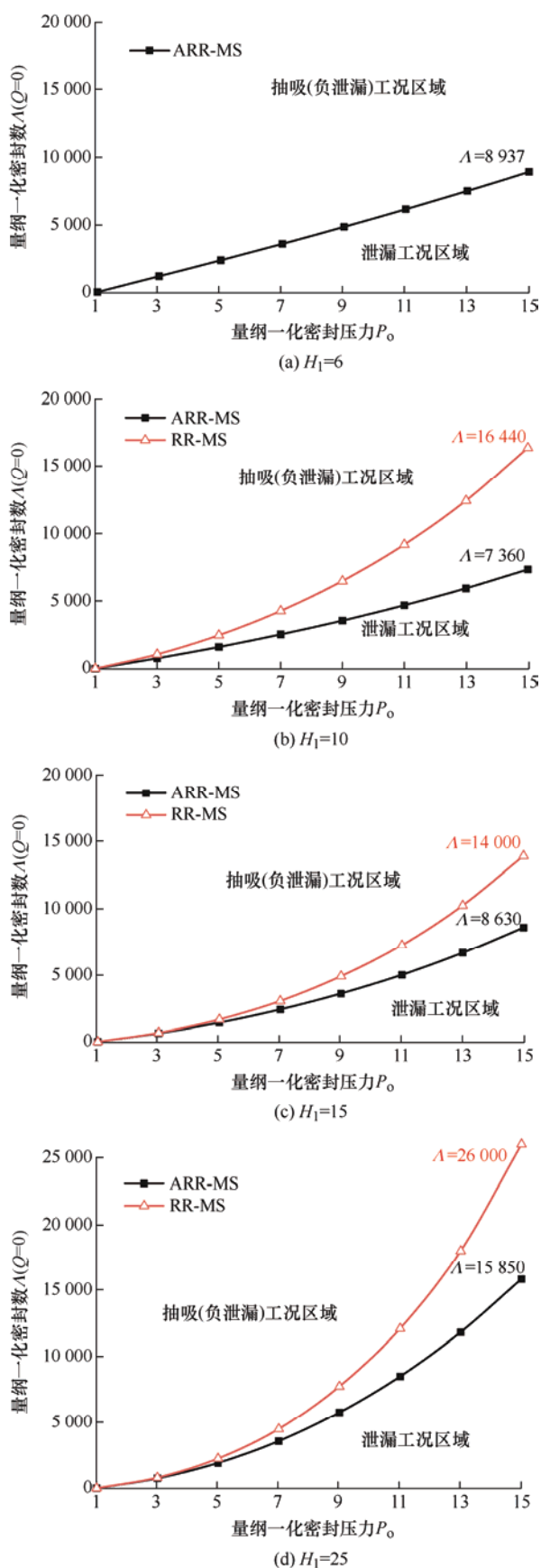


图7 环形槽作用下不同 H_1 对应的密封零泄漏工况分布

曲线的影响规律。图中曲线上各点表示在对应量纲为一的密封数 Λ 和密封压力 P_0 。下密封泄漏率或抽吸率 $Q=0$ ，在曲线上方各点均表现为抽吸率即 $Q>0$ ，在曲线下方各点均表现为泄漏率即 $Q<0$ 。由图7a可见， $H_1=6$ 时RR-MS密封在所有工况下均发生泄漏，不存在零泄漏工况点；ARR-MS密封零泄漏工况点近似呈线性分布， $P_0=15$ 时 Λ 的阈值为8 937。如图7b、7c、7d所示， H_1 分别为10、15、25时两种密封均存在零泄漏工况点，但ARR-MS密封可在更小的 Λ 阈值下实现零泄漏，故抽吸率工况区域范围更大，泄漏控制能力更强，这是环形槽限制分离作用的贡献。ARR-MS密封在4种工况下当 $H_1=10$ 时抽吸区域最大，因为该 H_1 下其空化长度比 C_r 获得最优值，当 $P_0=15$ 时 Λ 的阈值为7 360最小； $H_1=25$ 时其抽吸区域最小，当 $P_0=15$ 时 Λ 的阈值为15 850最大。RR-MS密封在 $H_1=15$ 时抽吸区域最大，此时其 C_r 也获得最优值， $P_0=15$ 时 Λ 的阈值为14 000最小， $H_1=25$ 时其抽吸区域也最小，当 $P_0=15$ 时 Λ 的阈值为26 000最大。可见，环形槽的限制分离作用下密封具有更优良的泄漏控制能力从而具有更大的抽吸率工况区域，而不同的RRS主槽深度 H_1 对环形槽的限制分离作用有显著的影响。

3 结论

(1) 在正反向瑞利台阶间开设环形槽，当其深度较小时在该区域流体静压效应较强，对液膜空化效应有抑制作用，当其深度较大时在该区域仅存在流体静压效应且静压力较低，可极大地改变端面流体膜压力分布，即具有限制并分离正向瑞利台阶处液膜高压区的作用从而在反向瑞利台阶区域诱导生成空化效应，当其量纲一化深度超过20时限制分离作用水平趋于稳定，从而使反向瑞利台阶成为相对独立的液膜空化生成单元。

(2) 由于环形槽的限制分离作用可在反向瑞利台阶主槽区域诱导生成更为充分的液膜空化效应进而强化了空化抽吸效应，使密封具有更强的泄漏控制能力，可在更小的密封数下实现零泄漏，密封抽吸工况(负泄漏工况)区域显著扩大。环形槽限制分离作用较强时该区域液膜压力较低，且其可削弱正向瑞利台阶主槽区域的流体动压效应，故密封液膜承载性能部分降低，但其减小幅值远小于泄漏率的减小幅值。

(3) 反向瑞利台阶主槽深度显著影响环形槽的限制分离作用且存在优选范围。在当前参数下其无

量纲优选范围为 8~15, 该优选范围较大, 但空化长度比与反向抽吸率的相对改变量均小于 2%。实际上, 密封在启停过程和稳定运行过程中均存在一定程度的磨损, 该优选范围的存在使得密封在一定的端面磨损范围内仍具有良好的泄漏控制能力, 这对于工程实践具有显著的积极意义。

参 考 文 献

- [1] 中国机械工程学会. 中国机械工程技术路线图. 第 2 版[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2016.
Chinese Mechanical Engineering Society. Technology roadmaps of Chinese mechanical engineering. 2nd Edition[M]. Beijing: China Science and Technology Press, 2016.
- [2] 中国液压气动密封件工业协会. 流体动力传动与控制技术路线图[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2012.
China Hydraulics Pneumatics & Seals Association. Fluid power transmission and control technology roadmap[M]. Beijing: China Science and Technology Press, 2012.
- [3] 马学忠, 孟祥铠, 张伟政, 等. 反向瑞利台阶构型液膜空化性能与机械密封空化抽吸效应评价[J]. 化工学报, 2020, 71(12): 5715-5724.
MA Xuezhong, MENG Xiangkai, ZHANG Weizheng, et al. Evaluation on liquid film cavitation capacity in reverse Rayleigh step and cavitation suction effect in its mechanical seals[J]. CIESC Journal, 2020, 71(12): 5715-5724.
- [4] MA Xuezhong, MENG Xiangkai, WANG Yuming, et al. Suction effect of cavitation in the reverse-spiral-grooved mechanical face seals[J]. Tribology International, 2019, 132: 142-153.
- [5] 马学忠. 高速螺旋槽端面密封流体空化与惯性效应研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2019.
MA Xuezhong. Fluid cavitation and inertia effects in spiral-grooved face seals under high-speed conditions[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2019.
- [6] 马学忠, 孟祥铠, 王玉明, 等. 机械端面密封反向螺旋槽空化效应与泄漏控制机理[J]. 化工学报, 2018, 69(4): 1558-1568.
MA Xuezhong, MENG Xiangkai, WANG Yuming, et al. Cavitation effect and leakage control mechanism of reverse spiral grooves mechanical end face seals[J]. CIESC Journal, 2018, 69(4): 1558-1568.
- [7] 马学忠, 孟祥铠, 王玉明, 等. 雷列台阶-环槽端面密封机理与性能研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(5): 585-591.
MA Xuezhong, MENG Xiangkai, WANG Yuming, et al. Mechanism and performance of end face seal of Rayleigh steps and annular grooves[J]. Tribology, 2016, 36(5): 585-591.
- [8] BRAUN M J, HANNON W M. Cavitation formation and modelling for fluid film bearings: A review[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(9): 839-863.
- [9] GEVARI M T, ABBASIASL T, NIAZI S, et al. Direct and indirect thermal applications of hydrodynamic and acoustic cavitation: A review[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 171(5): 115065.
- [10] JIANG S, JI H, FENG D, et al. Analysis and optimisation of grooved parallel slider bearings with cavitation[J]. Meccanica, 2020, 55(6): 1379-1391.
- [11] LI Z, LI Y, CAO H, et al. Investigation of cavitation evolution and hydrodynamic performances of oil film seal with spiral groove[J]. Tribology International, 2021, 157: 106915.
- [12] ZHAO X, ZHANG J, DONG H, et al. Numerical simulation and experimental study on the gas-solid coupling of the aerostatic thrust bearing with elastic equalizing pressure groove[J]. Shock and Vibration, 2017, 2017: 1-11.
- [13] 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.
- [14] JIANG J, PENG X, ZONG C, et al. Enhancing film stiffness of spiral groove dry gas seal via shape modification at low speed: numerical results and experiment[J]. Tribology Transactions, 2019, 62(6): 931-942.
- [15] CAO X, WANG Y. Optimized design of thermal insulation and fluid drag reduction for circumferentially grooved annular seal with MMA and perturbation methods[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2020, 62(2): 873-914.
- [16] ZHENG N, TONG B, YANG W, et al. Study on pressure balance and clearance flow characteristics of composite-grooved piston-copper pair[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and

- Engineering, 2020, 42(6): 1-11.
- [17] ZHANG Y, WANG J, GAO L, et al. Numerical simulation of allocator annular flow field[C]// Asian Union of Information Technology. 3rd International Conference on Fluid Mechanics and Industrial Applications, June 29-30, 2019, Taiyuan, China. United Kingdom: IOP Publishing, 2019, 1300(1): 012086.
- [18] WANG L, LU J, LIAO W, et al. Numerical analysis of the formation mechanism and suppression method of the reverse flow in a semi-open centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020, 34(9): 3667-3678.
- [19] 李惠敏, 王晓锋, 赵瑞国, 等. 高速诱导轮离心泵的汽蚀振荡与控制[J]. 导弹与航天运载技术, 2019, 5(2): 44-48.
- LI Huimin, WANG Xiaofeng, ZHAO Ruiguo, et al. Cavitation oscillations and it's control of high-speed centrifugal pump[J]. Missiles and Space Vehicles, 2019, 5(2): 44-48.
- [20] 孙龙泉, 颜皓, 马贵辉, 等. 环形槽对通气空泡融合的促进作用分析[J]. 力学学报, 2021, 53(2): 386-394.
- SUN Longquan, YAN Hao, MA Guihui, et al. Analysis of the promoting effect of annular groove on the coalescence of ventilated cavity[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2021, 53(2): 386-394.
- [21] MENG X, BAI S, PENG X. Lubrication film flow control by oriented dimples for liquid lubricated mechanical seals[J]. Tribology International, 2014, 77: 132-141.
- [22] MENG X, BAI S, PENG X. An efficient adaptive finite element method algorithm with mass conservation for analysis of liquid face seals[J]. Journal of Zhejiang University Science, 2014, 15(3): 172-184.
-
- 作者简介: 马学忠(通信作者), 男, 1991 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为流体密封技术与润滑理论。
E-mail: maxz222@163.com
- 孟祥铠, 男, 1980 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为流体密封技术与润滑理论。
E-mail: mengxk@zjut.edu.cn