

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.09.002

螺旋槽动压密封液膜汽化相变性能优化分析*

马润梅,冯瑞鹏,李双喜*,王佳星,刘志伟,宋仁龙
(北京化工大学 流体密封技术研究中心,北京 100029)

摘要:针对螺旋槽动压密封液膜发生汽化相变后,严重影响密封运行的可靠性和稳定性的问题,基于密封端面液膜汽化相变,建立了其数值计算模型。采用了以泄漏量和开启力两个密封性能参数为优化目标,螺旋角、槽数、槽深、槽坝比和槽堰比 5 个密封端面结构参数为变量的五因素、五水平的正交优化试验方案;研究了密封端面液膜汽化相变下,不同密封端面结构参数对密封性能的影响规律。研究表明:密封结构参数对泄漏量和开启力的影响灵敏度不同,设计的正交试验方案可以有效地对密封性能进行优化,可为此类工况下的密封装置的结构优化设计和实际操作提供参考。

关键词:动压密封;汽化相变;润滑方式;密封性能;正交优化

中图分类号:TH117.2;TB42

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)09-0999-07

Optimum analysis of vaporization and phase change performance of spiral groove hydrodynamic seal liquid film

MA Run-mei, FENG Rui-peng, LI Shuang-xi, WANG Jia-xing, LIU Zhi-wei, SONG Ren-long
(Research Center for Fluid Sealing Technology, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aiming at the problem of the reliability and stability of the seal operation are seriously affected, after the vapor-phase change of the spiral groove dynamic pressure sealing liquid film, a numerical calculation model considering the vaporization phase change of the liquid film on the sealing end face was established. A five-factor and five-level orthogonal optimization test plan was designed with the performance parameters of leakage amount and opening force as the optimization objectives, and the five sealing end face parameters as the variables, including helix angle, number of grooves, groove depth, groove-dam ratio and groove-dam ratio. The influence of different structural parameters of seal face on sealing performance was studied under the condition of liquid film vaporization. The results indicate that the sensitivity of the sealing structure parameters to the leakage and opening force is different. The designed orthogonal test scheme can effectively optimize the sealing performance. It provides a reference for the structural optimization design and practical operation of the sealing device under such working conditions.

Key words: dynamic pressure seal; vaporization phase change; lubrication mode; sealing performance; orthogonal optimization

0 引言

随着工业技术的高速发展,各类设备运行在极端工况下逐渐变得普遍化,这对密封性能提出了更加苛刻的要求。

目前,对极端工况下两相或多相流体动压密封技术的研究已经逐步成熟,与之对应的密封结构也已经逐渐完善。但对于液膜发生汽化相变的动压密封研究还处于探索阶段,主要原因是密封端面流体膜流动的状态复杂和流体膜汽化相变后密封介质性质的多变。

收稿日期:2019-12-10

基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFB2000800)

作者简介:马润梅(1968-),女,北京人,博士,讲师,主要从事过程流体机械方面的研究。E-mail:fengrp1010@126.com

通信联系人:李双喜,男,博士,副教授。E-mail:buctlsx@126.com

在动压密封液膜汽化相变机理方面,已经有不少学者对其进行了大量的研究。在 20 世纪 90 年代, HUGHES W F^[1] 分析研究发现,密封端面间的汽化相变现象容易引起密封端面轴向失稳,导致密封振荡; BEATTY P A^[2] 考虑了密封间隙内液体汽化相变导致汽液两相分层流动,通过计算分析得到了密封泄漏受密封间隙内两相分布的影响程度; SAADAT N 等^[3] 对汽化相变过程中混合物的粘度公式进行了实验验证; ETSION I 等^[4] 对动、静环偏斜状态下液膜的汽化现象进行了研究; RUAN B 等^[5] 提出了一种混合润滑模型,考虑了物理机制如粘性和摩擦加热引起液膜相变,进而对密封性能产生影响;宋立群等^[6] 对变工况下的泵用机械密封进行了实验研究,讨论了密封端面流体膜的汽化相变半径;刘录等学者^[7-9] 通过液膜汽化相变动压密封试验发现了,液膜汽化会增大端面间开启力,同时引起密封端面间隙形状变化,降低了密封运行稳定性;王涛等学者^[10] 提出了密封端面液膜汽化是由液膜压力分布不均匀和粘性耗散生热耦合作用的结果; MIGOUT 等^[11] 对液膜汽化相变现象进行研究时发现了,平衡比对相变有重要的影响;陈汇龙等学者^[12] 研究发现了,当液膜发生适当程度空化时,对密封端面间流体动压效果的生成、泄漏量和摩擦功耗的减小是有利的;曹恒超^[13] 研究上、下游泵送动压密封时发现了,液膜汽化相变将会导致流体膜中平均粘度下降,影响密封性能参数的变化。

动压密封端面间的微流动以及液膜的汽化相变受密封端面结构的直接影响。在端面结构对密封性能影响方面,曹恒超等学者^[14] 对内压型螺旋槽液膜密封性能进行了分析,通过对各结构参数合理地选择与组合,可有效地控制相变进程;李欢^[15] 对油气两相动压密封端面结构进行了优化分析,获得了泄漏量随不同结构参数的变化情况,得到了定工况条件下,单性能最优端面结构参数组合,并进行了实验验证;雷晨辉^[16] 对应用在低温液氮下的雷列槽动压密封性能进行了研究,探究了不同操作参数和结构参数对密封性能及相变半径的影响规律。

目前,关于密封结构参数对密封性能的研究还主要集中在单结构参数对性能的影响上,没有考虑各参数共同作用下的影响。而密封的性能是多种因素下的共同结果,因此,对多种参数下密封性能的变化情况进行研究具有重要意义。

对此,为研究密封多结构参数共同作用对密封性能的影响,笔者以螺旋槽端面结构为例,对螺旋槽螺旋角、槽数、槽深、槽坝比和槽堰比 5 个结构参数进行正

交分析试验研究,以期得到多参数共同作用下,密封性能最优的端面结构。

1 数值计算

螺旋槽动压密封是依靠流体在螺旋槽中旋转时产生的动压效应将密封端面推开,其降低了摩擦磨损,减小了密封端面发热,增强了润滑性能,延长了使用寿命^[17-18]。

笔者通过建立密封端面液膜汽化相变的数值计算模型,对不同结构参数下的密封性能进行了分析计算。

1.1 模型建立及网格划分

利用 Pro/E 软件,笔者采用自定义方程绘制密封微流场流体域模型,导入 ANSYS Workbench 软件中进行模型的进一步优化。

密封及动环结构简图如图 1 所示。

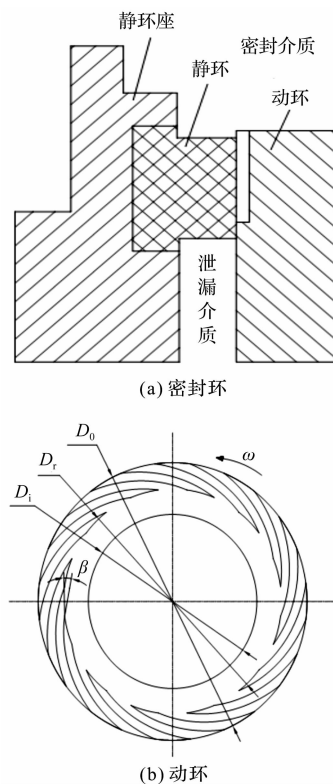


图 1 密封及动环结构简图

图 1 中,密封环外径 $D_o = 40 \text{ mm}$, 内径 $D_i = 25 \text{ mm}$;螺旋槽直径 $D_r = 32.4 \text{ mm}$,螺旋角 $\beta = 15^\circ$;密封端面槽深 $h_g = 5 \text{ }\mu\text{m}$,槽坝比 $\gamma = 0.5$,槽堰比 $\delta = 0.5$,槽数 $N_g = 12$;

密封转速 $n = 10\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,密封外侧入口压力 $P_i = 0.5 \text{ MPa}$, $P_o = 0.01 \text{ MPa}$,密封介质温度 $T_1 = 90 \text{ K}$,密封动静环壁面温度 $T_2 = 105 \text{ K}/115 \text{ K}$ 。

考虑到密封动环端面上螺旋槽分布均匀且呈中心对称,因此笔者采用周期性模型,即 $1/N_g$ 进行数值模

拟;按照结构化网格划分原则,将单周期模型分为两大部分(槽区和膜区),采用 sweep 方法,进行网格划分。

流体域网格划分情况如图2所示。

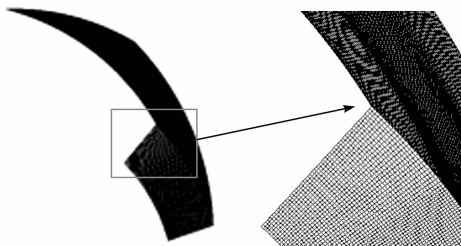


图2 流体域网格划分情况

为减少计算量,保证计算的准确性,需要对模型网格进行了无关性验证。

网格无关性验证情况如图3所示。

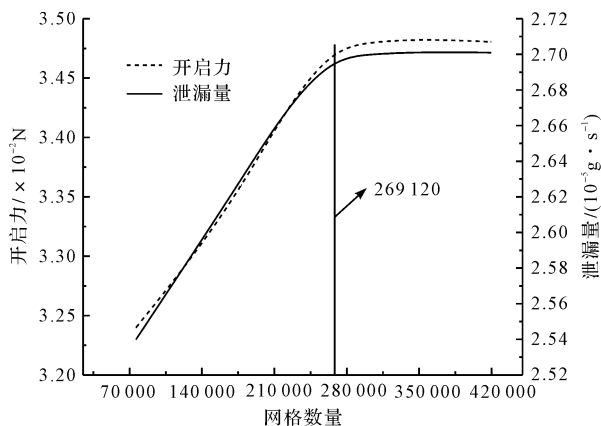


图3 网格无关性验证

由图3可知:当网格数量超过269 120后,端面开启力和泄漏量变化很小,可以据此认为此时的计算结果不受网格数量的影响。最终,笔者选取采用此种网格划分方式的模型进行计算。

1.2 求解设置

密封端面间液膜汽化相变是一个复杂过程,在定常状态下,为方便对密封端面间液膜汽化相变情况进行研究,笔者作如下简化:

- (1) 动、静环端面平行且光滑,忽略粗糙度的影响;
- (2) 采用文献[19]中复合雷诺数公式计算得复合雷诺数 $Re_M = 719.73 < 2\,000$,因此流态模型采用层流模型;
- (3) 液膜发生汽化相变后为蒸汽形态,且不考虑非冷凝气体的影响;
- (4) 忽略轴向方向上流体特性变化;
- (5) 忽略流体的惯性效应。

采用密封介质为液氮,在 Fluent 自带数据库中选择液氮和氮气两种物质,氮气属性修改为理想气体,其他属性保持默认。

考虑到当密封间隙流体发生相变后,流体介质的粘度数值变化较大,而流体的粘度对于动压效应有直接的影响,故需要考虑液氮的粘度变化情况。

根据文献[20]中氮气粘度随温度和压力的变化关系,笔者利用 MATLAB 软件进行液氮的温度压力关系拟合,即:

$$T_{\text{sat}} = 1.362 \times P_{\text{sat}}^{0.270} + 46.55 \quad (1)$$

式中: T_{sat} —液氮饱和温度, K; P_{sat} —液氮饱和压力, MPa。

因 Fluent 数据库中并没有关于液氮饱和温度和饱和压力的关系,笔者通过 Fluent user-defined Function 功能,将式(1)编译进软件中。

准确计算螺旋槽动压密封内部流场情况,需对数值模型进行合适的边界条件设置。

周期性流域边界条件设置如图4所示。

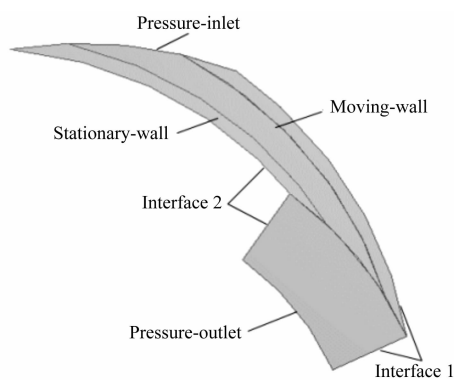


图4 边界条件

图4中,分别将密封环内径处、外径处定义为:压力出口,即 $P = P_o$ (表压);压力入口,即 $P = P_i$ (密封介质表压)。

本文采用周期模型,为使得数据传递,定义周期性边界 (Interface1 和 Interface2), 即 $P(\theta + 2\pi/N_g) = P(\theta)$, 膜区定义为静止壁面 (Stationary-wall), 槽区定义为旋转壁面 (Moving-wall)。进口设定为纯液相入口,即液相体积分数为1,出口相为混合相。

采用可以求解多相流问题的 (Mixture) 模型。两相之间的变化选用蒸发冷凝模型,蒸发冷凝特性通过 UDF 功能进行定义。求解器选择 SIMPLE 算法,压力松弛因子调整为0.5,其他保持默认,收敛精度设置为 10^{-6} 。

1.3 密封性能参数

动压密封的性能参数有端面开启力、泄漏量、摩擦功耗、液膜刚度等。笔者主要以开启力和泄漏量为优化目标,考虑密封螺旋角、槽堰比、槽坝比、槽数和槽深5个结构因素对优化目标的影响程度。

端面流体膜开启力与端面压力场分布有着直接关系,它反映了动压密封开启的难易程度。通过对端面压力场积分,可求得端面开启力。开启力 F 可由下式求得:

$$F = \int_0^{2\pi} \int_{r_0}^{r_i} p r dr d\theta \quad (2)$$

密封泄漏量是密封主要的性能参数,其量值高低代表着密封性能的优劣。泄漏量 q 可由下式求得:

$$q = \int_0^{2\pi} q_r d\theta = - \int_0^{2\pi} \frac{\rho h^2}{12\mu} \frac{dp}{dr} r d\theta \quad (3)$$

2 正交试验设计

作为多因素的优化设计方法,正交试验(orthogonal experimental design, OED)方法是一种经济、高效的试验设计方法。

本研究中的螺旋槽端面结构参数共有螺旋角 α 、槽堰比 δ 、槽坝比 γ 、槽数 N_g 和槽深 h_g 等 5 个变量因素,分别用字母 A、B、C、D、E 表示;每个因素取 5 个不同的水平值。

变量因素代号及水平如表 1 所示。

表 1 变量因素代号及水平表

水平	因素 A 螺旋角 $\alpha/(\circ)$	因素 B 槽堰比 δ	因素 C 槽坝比 γ	因素 D 槽数 N_g	因素 E 槽深 h_g
1	14	0.3	0.4	8	3
2	15	0.4	0.5	10	4
3	16	0.5	0.6	12	5
4	17	0.6	0.7	14	6
5	18	0.7	0.8	16	7

根据研究实际,笔者选用 L25(5⁵) 正交表,对 25 组不同密封结构组合进行性能分析。正交试验因素组合见文献[21]。

3 正交分析

3.1 数值分析

按照正交试验设计,笔者对 25 组不同密封结构进行数值计算模拟,得到计算工况下的开启力和泄漏量,如表 2 所示。

表 2 设定工况下的计算结果

方案	开启力 F/N	泄漏量 $q/$ $(\times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1})$	方案	开启力 F/N	泄漏量 $q/$ $(\times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1})$
1	322.962	7.508	14	451.728	18.611
2	399.494	13.999	15	475.063	25.704
3	426.594	19.125	16	382.237	12.745
4	436.347	26.249	17	410.276	16.764
5	488.876	42.911	18	410.646	20.969
6	360.200	12.385	19	436.062	30.402
7	404.845	20.325	20	481.383	16.523
8	423.598	29.013	21	372.313	18.134
9	452.625	13.751	22	387.778	20.304
10	454.277	16.338	23	429.338	14.214
11	368.229	17.539	24	423.973	17.705
12	416.127	12.705	25	503.647	23.121
13	455.610	16.744			

3.2 单性能结构参数最优组合分析

分析各个参数对密封性能的影响,一般采用极差法。极差分析法是处理正交数据的一种常用方法,它通过计算质量指标的极差值,找出最优方案。

根据表 2 中含有 A₁(螺旋角为 14°)的试验方案,通过计算得到的开启力结果,如表 3 所示。

表 3 含 A₁ 的不同试验方案中开启力数值表

试验方案	1	2	3	4	5
代号	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ_5
开启力 F_0/N	322.96	399.49	426.59	436.34	488.87

表 3 中,将得到的开启力求和。

K_1 为:

$$K_1 = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5 \quad (4)$$

平均值 k_1 为:

$$k_1 = \frac{K_1}{5} \quad (5)$$

每组变量参数下,密封性能参数平均值的极差为:

$$\Delta R = (k_m)_{\max} - (k_n)_{\min} \quad (6)$$

同理,求得各变量因素下的各密封性能的极差值,如图 5 所示。

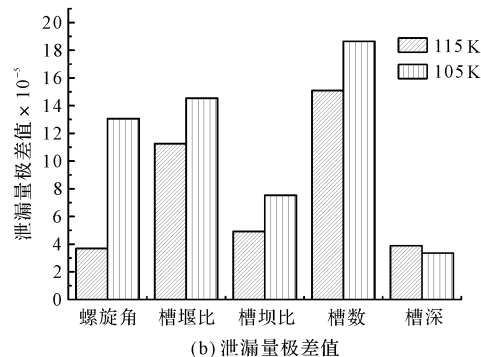
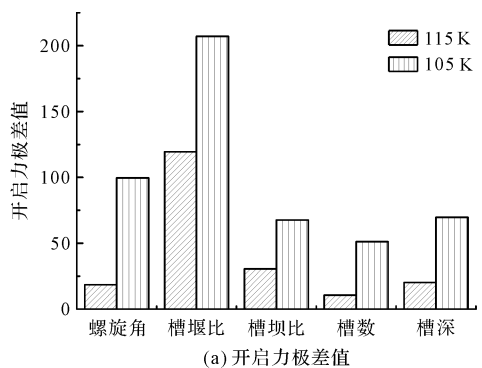


图 5 密封性能参数极差值

图 5 反映了单性能结构参数对液膜发生汽化相变下动压密封性能的影响程度强弱对比。

由图 5 可知:(1)槽堰比在不同汽化相变程度下的极差值都是最大,其对泄漏量的影响排在第一位;

(2)槽数的极差值在所有因素中最大,对泄漏量的影响排在第一位。

对各个因素按照极差值大小进行排序。
单性能结构参数优化组合如表 4 所示。

表 4 单性能结构参数优化组合

性能参数	主次顺序		最优组合	
	105 K	115 K	105 K	115 K
开启力	BAECD	BCEAD	B5A4E4C4D3	B5C5E5A3D3
泄漏量	DBACE	DBCEA	D1B1A5C1E2	D1B1C1E2A3

由表 4 可知:各因素对密封装置开启力的影响主次顺序分别为 B>A>E>C>D(低汽化程度,即 105 K),B>C>E>A>D(高汽化程度,即 115 K)。

根据指标大小,得到仅考虑开启力时,最佳参数组合方案分别为 B5A4E4C4D3(低汽化程度),B5C5E5A3D3(高汽化程度);各因素对密封泄漏量影响的主次顺序为 D>B>A>C>E(低汽化程度),D>B>C>E>A(高汽化程度)。

根据指标大小,得到仅考虑泄漏量时各参数最佳组合方案分别为 D1B1A5C1E2(低汽化程度),D1B1C1E2A3(高汽化程度)。

计算分析结果表明:槽堰比对密封的开启力影响最大。槽堰比的增大,螺旋槽体积的增大,进液量增大,流体动压效应增强,开启力增大;槽数对泄露量的影响最大,槽数的增加,密封端面接触面积减小,进液量增大,泄露量增大。

3.3 多结构参数最优组合分析

在动压密封实际运转时,单个端面结构影响因素并不能决定其实际的密封性能关键参数,应综合考虑所有端面结构参数对密封性能的影响。

根据表 4,以 A(螺旋角)因素在 105 K 工况为例,在对开启力、泄漏量的影响指标中,A 因素对开启力的影响排第二位,对泄漏量的影响排第三位。可见 A 因素对开启力的影响起主要作用,对泄漏量的影响为次要作用。所以笔者选择 A4 为对象进行下一步计算。

A4 与 A1、A2、A3 和 A5 之间的差异百分比,通过下式计算:

$$H = \frac{a - b}{b} \times 100\%$$
 (7)

其中:a = A(i)(i = 2,3,4,5);b = A1。

不同参数水平差异百分比(105 K)和(115 K)如表(5~6)所示。

表 5 差异百分比 H 表(105 K)

不同水平参数		开启力/(%)	泄漏量/(%)
相对于 A4 的 H	A1	-2.968	-4.443
	A2	-3.242	-5.671
	A3	-1.794	-3.644
	A5	-0.028	6.413
	B1	-3.781	-2.804
相对于 B5 的 H	B2	0.314	1.005
	B3	-0.129	3.289
	B4	0.262	2.239
	C1	-7.515	-26.035
相对于 C4 的 H	C2	-5.442	-21.839
	C3	-1.920	-10.446
	C5	1.022	15.657
	D2	0.263	0.542
相对于 D1 的 H	D3	1.837	5.014
	D4	3.314	9.316
	D5	2.159	3.134
	E1	-11.478	-25.851
相对于 E4 的 H	E2	-5.215	-9.746
	E3	-3.274	-7.397
	E5	2.733	22.741

表 6 差异百分比 H 表(115 K)

不同水平参数		开启力/(%)	泄漏量/(%)
相对于 A3 的 H	A1	-6.009	-28.836
	A2	-1.756	-25.128
	A4	-2.641	-24.232
	A5	-4.074	-4.008
	B1	25.381	10.346
相对于 B5 的 H	B2	-2.145	3.687
	B3	0.290	3.529
	B4	-9.069	-36.515
	C1	-5.580	-29.742
相对于 C5 的 H	C2	-6.053	-25.807
	C3	-1.277	-13.383
	C4	25.339	33.334
	D2	-24.303	-37.239
相对于 D1 的 H	D3	-27.407	38.960
	D4	27.711	-38.980
	D5	-12.342	-29.224
	E1	-8.417	-20.505
相对于 E5 的 H	E2	-6.904	-12.583
	E3	-2.453	-5.840
	E4	-6.009	-28.836

综合分析表(4~6)可知:可以得到密封端面多参数最优组合。

105 K 和 115 K 端面结构最优组合表 7 所示。

表 7 105 K 和 115 K 端面结构最优组合

汽化相变程度	最优参数组合				
	A	B	C	D	E
105 K	4	5	4	1	4
115 K	3	5	5	1	5

由表 7 可知:

(1) 在 105 K, 动压密封微流场内汽化程度较低时, 选择螺旋角为 17° 、槽堰比为 0.7、槽坝比为 0.7、槽数为 8 个、槽深为 $6\ \mu\text{m}$ 的端面结构;

(2) 在 115 K, 即动压密封微流场内汽化程度较高时, 选择螺旋角为 16° 、槽堰比为 0.7、槽坝比为 0.8、槽数为 8 个、槽深为 $7\ \mu\text{m}$ 的端面结构。

计算分析结果表明: 考虑多结构参数对多性能的综合影响时, 在不同的汽化相变程度下, 相比较其他结构参数, 槽堰比和槽数对密封性能的影响程度最大。

槽堰比和槽数改变了密封端面的接触面积, 直接影响泄漏量和开启力, 导致密封的性能发生直接变化。因此, 选择合适的结构参数组合, 可以提高开启力, 从而降低泄漏量。

4 正交试验结果分析

为进一步验证优化情况, 笔者对优化后的模型再次进行数值计算。

以高汽化相变程度 (115 K) 为例子, 优化前、后压力和相态分布云图如图 6 所示。

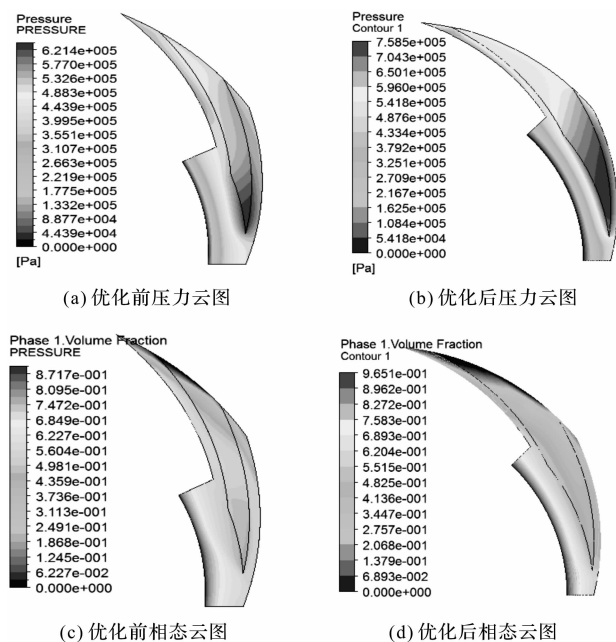


图 6 115K 优化前后相态云图

由图 6(a~b) 可知: 结构优化后, 密封端面的最大压力有所提升, 动压效应增强, 开启力增强, 高压区压

力大于进口压力, 减弱了因压差导致的密封泄漏;

由图 6(c~d) 可知: 因高压区压力与出口压差变大, 压力急剧降低, 流体膜在出口区域发生剧烈的汽化相变, 出口相中汽相成分增多。优化后的密封环在出口区域, 相态分布梯度更加均匀, 密封环的受力更加均衡稳定, 密封性能更加可靠。

笔者提取优化前后密封端面开启力和泄漏量数据, 并进行对比分析。

密封结构优化前后性能对比情况如图 7 所示。

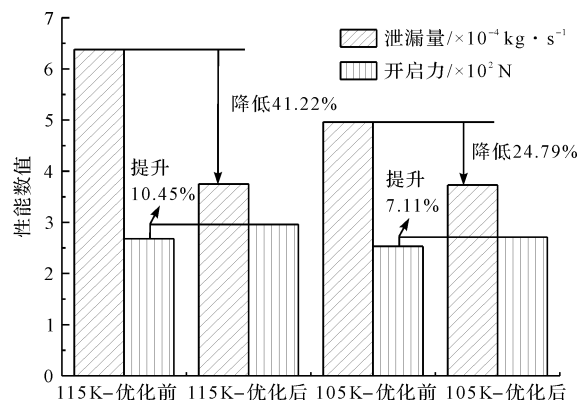


图 7 密封结构优化前后性能对比图

分析图 7 可知: 优化后的密封性能参数有明显的提高, 泄漏量降低了 41.22% (高汽化程度) 和 24.79% (低汽化程度), 开启力分别提升了 10.45% (高汽化程度) 和 7.11% (低汽化程度)。

5 结束语

为研究密封多结构参数共同作用对密封性能的影响, 笔者以螺旋槽端面结构为例, 对螺旋槽螺旋角、槽数、槽深、槽坝比和槽堰比 5 个结构参数进行了正交分析试验研究, 得到结论如下:

(1) 数值计算结果表明, 流体膜发生汽化相变, 结构参数对密封性能的灵敏性发生变化。槽数对泄露量影响最大, 槽堰比对开启力影响最大, 其他因素处于次要地位;

(2) 正交分析表明, 当动压密封微流场内汽化程度较低时, 选择螺旋角为 17° 、槽堰比为 0.7、槽坝比为 0.7、槽数为 8 个、槽深为 $6\ \mu\text{m}$ 的端面结构参数, 密封性能较好; 当动压密封微流场内汽化程度较高时, 选择螺旋角为 16° 、槽堰比为 0.7、槽坝比为 0.8、槽数为 8 个、槽深为 $7\ \mu\text{m}$ 的端面结构, 密封的性能较好;

(3) 结构优化前后的密封性能对比表明, 优化后的泄漏量分别降低了 41.22% (高汽化程度) 和 24.79% (低汽化程度), 开启力分别提升了 10.45%

(高汽化程度)和7.11%(低汽化程度),密封性能有很大提升,有效利用和控制了相变;

目前,该研究开展的优化分析主要基于软件计算模拟。在下一阶段,笔者将开展相应实验,对上述研究结果进行实验验证。

参考文献(References):

- [1] HUGHES W F, WINOWICH N S, BIRCHAK M J. Phase change in liquid face seals [J]. **Journal of Lubrication Technology**, 1978, 100(1): 74-79.
- [2] BEATTY P A, HUGHES W F. Stratified two-phase flow in annular seals [J]. **Journal of Tribology**, 1990, 112(2): 372.
- [3] SAADAT N, FLINTW L. Expressions for the viscosity of liquid/vapor mixtures: predicted and measured pressure distributions in a hydrostatic bearing [J]. **Journal of Engineering Tribology**, 1996, 210(1): 75-79.
- [4] ETSION I, PASCOVICI M D. Hydrodynamic effects on the boiling interface in a misaligned mechanical seal: a qualitative study [J]. **Tribology Transactions**, 1996, 39(4): 922-928.
- [5] RUANB, SALANT R F, GREEN I. A mixed lubrication model of liquid/gas mechanical face seals [J]. **Tribology Transactions**, 1997, 40(4): 647-657.
- [6] 宋立群,刘 录. 抗变机械密封实验研究及在 100Y II—120 泵上的应用 [J]. 石油化工设备技术, 1999(3): 30-32.
- [7] 刘 录. 变工况下汽液两相机械密封端面膜压的计算与试验研究 [J]. 水泵技术, 1996(4): 42-45, 48.
- [8] 刘 录,沈齐英,邵予工. 变工况时气液两相机械密封端面动压实验分析 [J]. 石油机械, 2002(8): 11-13, 25.
- [9] 刘 录,沈齐英,邵予工. 变工况条件下汽液两相机械密封端面稳定性探讨 [J]. 润滑与密封, 2002(3): 15-18.
- [10] 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): 8-15.
- [11] MIGOUT F, BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B. Study of the fluid film vaporization in the interface of a mechanical face seal [J]. **Tribology International**, 2015, 92(1): 84-95.
- [12] 陈汇龙,吴强波,左木子,等. 机械密封端面液膜空化的研究进展 [J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(2): 138-144.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 李 欢,李双喜,李小芬,等. 油气两相动压密封端面结构多参数正交优化及试验研究 [J]. 北京化工大学学报: 自然科学版, 2017, 44(1): 76-84.
- [16] 雷晨辉. 低温易汽化介质雷列槽非接触式密封性能的研究 [D]. 北京: 北京化工大学机电工程学院, 2018.
- [17] 匡良明,吴影杰,罗国良. 考虑热膨胀差影响的双锥密封性能研究与应用 [J]. 压力容器, 2019, 36(4): 30-39.
- [18] 张 季,赵国忠,张 皓,等. 基于精细螺栓模型的爆破阀热固耦合密封性能分析 [J]. 压力容器, 2018, 35(2): 13-23.
- [19] 付朝波,宋鹏云. 非接触机械密封端面间流体膜流动状态临界雷诺数的讨论 [J]. 润滑与密封, 2019, 44(7): 63-68, 77.
- [20] 邓强国,宋鹏云,毛文元,等. 气体黏度与温度和压力关系的拟合表达式 [J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(2): 144-151.
- [21] 李 欢. 油气两相回流泵送密封的性能研究 [D]. 北京: 北京化工大学机电工程学院, 2017.

[编辑:方越婷]

本文引用格式:

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 Run-mei, FENG Rui-peng, LI Shuang-xi, 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.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>