

高温泵用液膜密封流热固耦合分析*

杨丹丹¹, 郝木明¹, 张元¹, 章大海¹, 庄媛¹, 王选盈²

(1. 中国石油大学(华东)化学工程学院, 山东 青岛 266580;
2. 东营海森密封技术有限责任公司, 山东 东营 257000)

摘要: 利用 Mesh 软件建立动环、静环周期模型, 基于 Workbench 对动环、静环进行了三维力耦合和力热耦合计算, 探究了力耦合和力热耦合对端面变形的影响, 探讨了影响端面变形的操作参数(转速、压差), 并分析了力热耦合产生的应力, 得出: 力耦合引起周向波度变形和收敛型径向锥度变形, 有利于间隙流体的稳定; 力热耦合变形中热载荷引起的变形占主导地位; 转速对力热耦合变形影响较明显。

关键词: 高温油泵; 液膜密封; 耦合; 变形; 应力

中图分类号: TB42 **文献标志码:** A

doi: 10.3879/j.issn.1000-0887.2015.03.005

引言

因机械密封端面的过量变形会引起密封工作的不稳定甚至密封失效等诸多问题, 因此, 国内外学者对机械密封装置的变形和耦合进行了研究, Zhu^[1]提出了一个力变形的理论模型, 并且将数值模拟与实验结果做了比较, 但未分析设计和运行参数对密封性能的影响, 廖传军等^[2]在圆环变形理论的基础上发展了密封装置机械变形的解析计算方法, 得到了流体静压型核主泵机械密封的解析式流固强耦合模型, 彭旭东等^[3]对核主泵用双锥度端面流体静压型机械密封的密封环及液膜分别进行热、流、固耦合分析, 综合分析了热弹变形对密封性能的影响, Galenne 等^[4-5]利用有限元采用全数值分析的方法, 考虑间隙流场与密封环变形的相互影响, 计算其耦合效应, 从已有文献中看出: 对机械密封流固耦合方面研究发展较为缓慢, 目前密封流固耦合研究主要侧重于静压式非接触密封以及接触式密封, 对于动压式非接触式密封研究相对较少; 窄槽理论假设槽数无限多而在实际设计中槽数有限, 所以其在计算中存在缺陷; 对于高温介质用机械密封的研究主要集中在对密封结构形式的改进, 欠缺对其理论系统性分析。

对新型串联式波纹管机械密封, 由于密封环内外侧存在较大温差, 密封环产生热变形; 同时, 密封环在工作时, 受到其它部件的约束以及流体的作用产生力变形, 在两种变形的耦合以及间隙流体受粘温特性影响下, 密封间隙发生变化, 密封性能发生改变, 因此有必要研究在此

* 收稿日期: 2014-09-18; 修订日期: 2015-01-13

基金项目: 国家自然科学基金(51375497); 山东省自主创新及成果转化专项(2014ZZCX10102-4)

作者简介: 杨丹丹(1990—), 女, 河北沧州人, 硕士(E-mail: 1039772921@qq.com);

郝木明(1964—), 男, 山东泰安人, 教授, 博士, 博士生导师(通讯作者, E-mail: haomm@upc.edu.cn; haommupc@sina.com)。

情况下密封的特性,为高温情况下密封的设计提供理论依据。

1 数学模型

流固耦合分析就是将流体计算结果和固体结构计算结果通过界面相互传递,运算过程包含有流体控制方程、固体控制方程和流固耦合方程^[6]。

1.1 流体控制方程^[6]

流体流动要遵循物理守恒定律。

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{v}) = 0. \quad (1)$$

动量守恒方程

考虑到机械密封膜间流体为层流,且径向、周向尺寸远大于轴向尺寸,做如下假设:①忽略体积力的作用;②忽略惯性力的作用;③流体在界面上无滑动,液膜与动环贴合面处速度与动环相同,液膜与静环贴合面处速度为0;④液膜表面的曲率半径相对于液膜厚度很大,故忽略曲率对液膜流场的影响,做出简化,利用平动代替转动;⑤忽略膜厚方向(即轴向)压力变化;⑥假定为层流;⑦由于 z 很小,而 u (x 轴速度分量), v (y 轴速度分量)是主要速度分量,所以它们与其它速度梯度相比很大,故忽略其它速度梯度。

将 N-S 方程化简并代入连续性方程得到动量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho_f \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{v} \mathbf{v} - \boldsymbol{\tau}_f) = \mathbf{f}_f, \quad (2)$$

其中, t 表示时间, \mathbf{f}_f 是体积力矢量, ρ_f 是流体密度, \mathbf{v} 是流体速度矢量, $\boldsymbol{\tau}_f$ 是剪切力张量,可表示为

$$\boldsymbol{\tau}_f = (-p + \mu \nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{e},$$

其中, p 是流体压力, μ 是动力粘度, \mathbf{e} 是速度应力张量, $\mathbf{e} = (\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)/2$ 。

能量方程

$$\frac{\partial (\rho_f h_{\text{tot}})}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{v} h_{\text{tot}}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{v} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{v} \cdot \rho_f \mathbf{f}_f + S_E, \quad (3)$$

其中, λ 为流体导热系数, h_{tot} 为流体部分总焓, S_E 为能量源项, T 为温度。

1.2 固体区域的方程^[6]

应用于固体区域的守恒方程:

$$\rho_s \ddot{\mathbf{d}}_s = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_s + \mathbf{f}_s, \quad (4)$$

式中, ρ_s 是固体密度, $\ddot{\mathbf{d}}_s$ 是当地加速度矢量, $\boldsymbol{\sigma}_s$ 是 Cauchy 应力张量, \mathbf{f}_s 是体积力矢量。

固体区域能量方程,在式(3)的基础上增加了由温差引起的热变形式:

$$\mathbf{f}_T = \alpha_T \cdot \nabla T, \quad (5)$$

其中, α_T 是与温度相关的热膨胀系数。

1.3 流固耦合方程^[6]

在流体和固体耦合界面处,流体和固体应满足:应力($\boldsymbol{\tau}$)、位移(d)、热通量(q)、温度(T)等变量的守恒,即满足以下方程:

$$\boldsymbol{\tau}_f \cdot \mathbf{n}_f = \boldsymbol{\tau}_s \cdot \mathbf{n}_s, \quad d_f = d_s, \quad q_f = q_s, \quad T_f = T_s. \quad (6)$$

本课题耦合模拟中,对所建立的密封环模型假设如下:①弹簧力和液压力为面力;②流

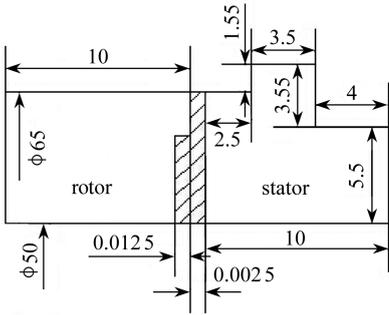
体与密封环之间的传热按对流边界处理。

在本次模拟中,对于温度场的求解采用直接耦合式解法,不需要考虑摩擦热的分配问题,计算过程简单,精度高.对于变形的耦合采取分离解法进行求解.对于温度的耦合求解主要采取双向耦合,对于变形的求解主要采用单向耦合。

2 密封几何参数及物料的确定

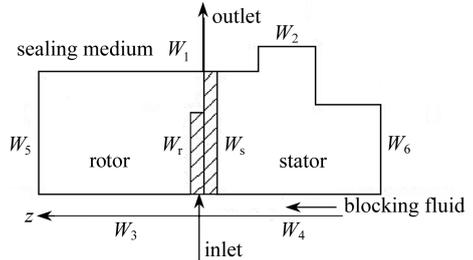
2.1 几何模型的建立

本文以动环、流体膜和静环作为研究对象,动环内径开槽,其端面结构根据文献[7]确定.螺旋槽尺寸:内径 $R_i = 25$ mm,外径 $R_o = 32.5$ mm,根径 $R_g = 30$ mm,螺旋槽数 $N = 12$,螺旋角 $\varphi = 20^\circ$,槽深 $h_g = 12.5$ μ m,膜厚 $h = 2.5$ μ m,台宽比 $\gamma = 1$.密封结构剖面如图 1 所示。



(a) 几何尺寸

(b) The geometrical sizes

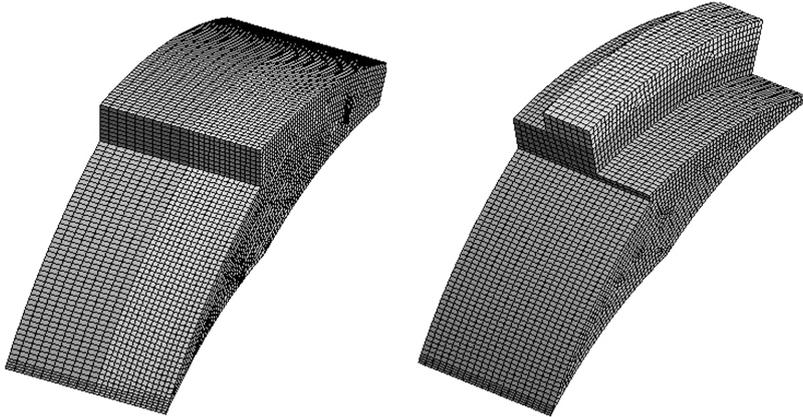


(b) 边界条件设置

(b) The boundary condition

图 1 螺旋槽密封结构剖面图(单位: mm)

Fig. 1 The section of the spiral groove seal structure(unit: mm)



(a) 动环

(a) The rotor ring

(b) 静环

(b) The stator ring

图 2 动环、静环网格划分结果

Fig. 2 The meshes of the rotor ring and the stator ring

利用 static structural 模块中的 geometry 将模型进行切片操作(静环切成 4 块,动环切成 6 块),每个实体块均采用了 SWEEP 的方法划分网格并为适当的实体选定源面(源面网格尺寸设为 0.4 mm),设定扫掠方向网格密度,共生成 58 122 个网格.利用检查结果可知动、静环的网格质量等级为 good,满足计算要求.动、静环网格如图 2 所示。

2.2 边界条件

2.2.1 热边界条件的确定

结合密封结构剖面图 1(b) 中所示,详细边界条件如表 1 所示。

表 1 热边界条件

Table 1 The thermal boundary conditions

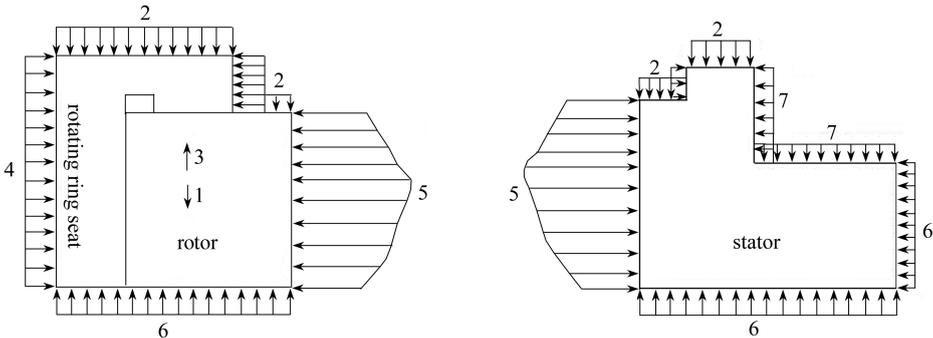
item	type	thermal boundary condition
inlet	pressure-inlet	$P_i = 0.6 \text{ MPa}, T = 513 \text{ K}$
outlet	pressure-outlet	$P_o = 0.4 \text{ MPa}, T = 573 \text{ K}$
W_s	wall, interface	-
W_r	wall, interface	-
W_1	wall, convective heat transfer	$H_1 = 2390 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}), T = 573 \text{ K}$
W_2	wall, convective heat transfer	$H_2 = 1480 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}), T = 573 \text{ K}$
W_3	wall, convective heat transfer	$H_3 = 1092 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}), T = 513 \text{ K}$
W_4	wall, convective heat transfer	$H_4 = 292 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}), T = 513 \text{ K}$
W_5	wall, heat insulation	-
W_6	wall, heat insulation	-

对于动、静环密封端面采用耦合边界条件,即流体放出热量等于固体吸收热量,其余边界的热边界条件采用对流边界条件的方式进行确定。

对于对流传热系数的计算,由于密封腔内流较为复杂,大多数情况利用经验公式进行确定,具体设置参考文献[8-9]。

2.2.2 力学边界条件的确定

力学边界条件主要有 3 类:应力边界条件、位移边界条件以及混合边界条件,对动、静环主要采用应力边界条件及位移边界条件,其主要受力情况如图 3 所示。



1 gravity, 2 outer liquid pressure, 3 centrifugal force, 4 elastic element force,

5 film force, 6 inner liquid pressure, 7 graphite gasket force

图 3 封环受力图

Fig. 3 The force diagrams of the seal rings

如图 3 所示,动、静环在运转过程中主要受重力、外侧介质压力、离心力、弹性元件作用力、液膜作用力、内侧液体压力、石墨垫片作用力等。在低转速下,做如下简化:1) 由于转速较低,忽略离心力的影响;2) 石墨垫片及动环座看作刚体。

边界约束条件:动环镶嵌在动环座上,动环与动环座贴合外径不能发生径向变形和位移,与密封流体接触外径受密封流体压力;动环背面与动环座贴合不能发生径向位移和变形;动、静环内径受阻塞流体压力;静环与密封流体接触的外径受密封流体压力,与卡环接触处不能发

生轴向移动,轴向发生刚性位移;动、静环端面受液膜压力。

除施加在动、静环端面的液膜压力,其它位移及力边界条件均为定值,可直接在 ANSYS Mechanical APDL 中进行设定。在 ANSYS Workbench 平台中,可实现 Fluent 对 ANSYS Mechanical APDL 的数据传输,直接将端面压力施加到动、静环端面,将动、静环温度施加到动、静环中。

2.3 相关参数及计算方法

密封环材料的选择对密封工作性能具有重要影响。通常密封环材料主要有:金属浸渍石墨、镍铸铁、碳化钨、碳化硅和氧化铝 5 种。考虑到 SiC 导热系数大、热膨胀系数小、硬度大、弹性模量高的特点,以小变形为原则,本文主要采用 SiC-SiC 配对的密封环进行计算^[10]。

由参考文献[11-12]可知低转速下密封环间隙流体的流动状态为层流。本课题模拟最大转速为 5 500 r/min,故其所有模型均处于层流状态。层流模型对壁面的要求相对于湍流来说较低,故本文采取了贴近液膜的动、静环区域划分层数密集网格。本文采用 Workbench 进行力耦合及力热耦合变形计算时,直接采用 Fluent 中的压力和温度计算结果进行加载。在力变形中仅对流体进行如下假设:① 密封间隙中流体具有连续性;② 密封间隙中流体密度不发生变化。此外,对密封环做如下假设^[13]:① 密封环材料是连续的;② 发生在密封环上的变形均为弹性变形;③ 密封环材料各项性能具有各向同性,且和温度无关;④ 密封环无预应力;⑤ 不考虑一些动力学因素引起的附加外力,只分析动、静环处于静力平衡状态时的受力和变形情况。

实现流程:利用 Gambit 建立了适用于 Fluent 的动环-静环-液膜的整体周期模型,在 Fluent 中利用能量方程、动量方程、耦合方程等对模型进行三维流场和温度场的数值求解。利用 Mesh 软件建立适用于 Mechanical APL 的动环-静环周期模型,再基于 ANSYS Workbench 协同仿真平台采用 Fluent 和 Mechanical APL 联合对动环、静环进行了三维的力耦合、力热耦合计算。以动环力热耦合为例,Workbench 中流程如图 4 所示。

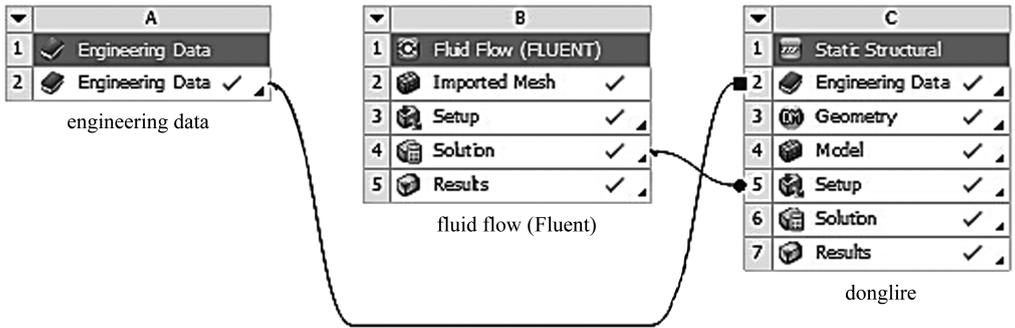


图 4 Workbench 中的流程图

Fig. 4 The flow chart in Workbench

3 结果分析

机械加工及组装产生的残余变形、工作运行中产生的力变形和热变形是机械密封环变形的 3 种主要方式。本文对力耦合变形及力热耦合变形进行了计算分析。

3.1 不同材料动、静环力热耦合变形分析

对于不同的动、静环材料,在相同的工况下,其变形不相同。如图 5~8 为动、静环变形放大 100 倍后的图形(本文中所有动、静环径向截面均上侧为外径,下侧为内径),以 SiC 作为材料的动、静环其变形量明显小于以 Fe 作为材料的动、静环,其原因在于 SiC 的弹性模量大于 Fe

的弹性模量, SiC 的热膨胀系数小于 Fe 的热膨胀系数. 相同力载荷下, 力变形与弹性模量呈负相关; 相同温度载荷下, 热变形与热膨胀系数呈正相关. 故相同的力热载荷下, SiC 变形小于 Fe 的变形. 因此选择弹性模量大且热膨胀系数小的 SiC 材料有利于减小端面变形.

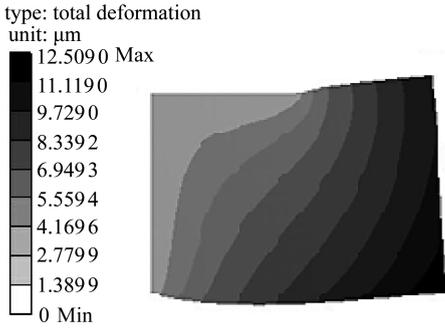


图 5 动环力热变形图(SiC)

Fig. 5 Force-heat deformation of the rotor ring(SiC)

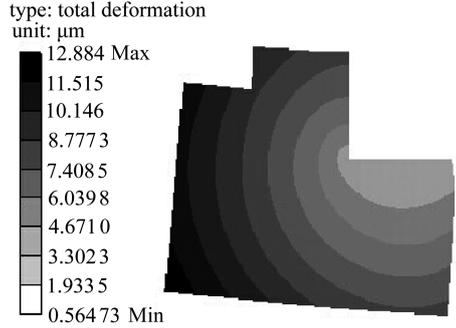


图 6 静环力热变形图(SiC)

Fig. 6 Force-heat deformation of the stator ring(SiC)

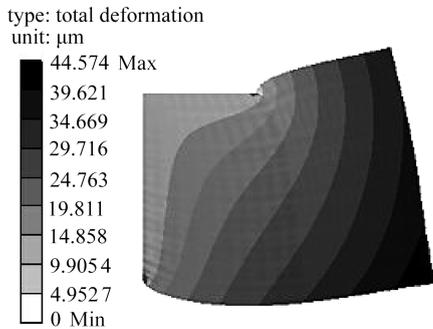


图 7 动环力热变形图(Fe)

Fig. 7 Force-heat deformation of the rotor ring(Fe)

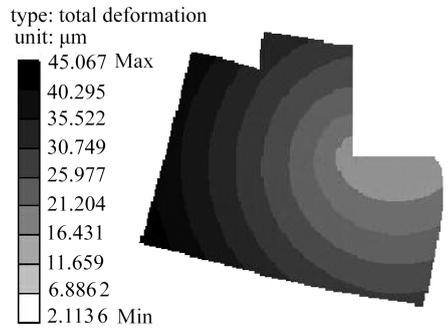


图 8 静环力热变形图(Fe)

Fig. 8 Force-heat deformation of the stator ring(Fe)

3.2 力耦合及力热耦合引起的变形分析

图 9~12 为动、静环上力耦合及力热耦合引起的变形分析图.

由图 9、11 可知(以动环为例), 动、静环端面力变形并非如陈小宁等^[14]假设的沿轴向完全对称, 其变形除轴向变形、径向变形外还存在周向变形. 端面变形与端面压力分布呈现对应关系, 动、静环端面在槽根处出现最大变形. 力变形使动、静环发生周向波度变形, 有利于端面液膜的稳定.

密封环总变形为轴向变形、周向变形及径向变形的合成, 由于动、静环力变形主要受端面载荷和边界约束的影响, 故如图 11 和图 12 所示, 在总变形中, 轴向变形所占比重很大, 周向变形及径向变形所占比例较小. 下述讨论中, 所述力变形均为总力变形.

由图 9、10 和图 11、12 对比可发现, 由端面载荷和约束引起的变形处于 $10^{-2} \mu\text{m}$ 级别, 而力热耦合所引起的变形数量级约为 $0.9 \mu\text{m}$. 在本课题中其端面膜厚为 $2.5 \mu\text{m}$, 变形量为其 36%, 故在后续的流固耦合计算中应考虑力热耦合变形对液膜流场的影响. 同时可以得出密封环端面变形主要由热载荷和约束引起.

3.3 转速对力耦合变形及力热耦合变形的影响

图 13~16 为转速对力耦合变形及力热耦合变形的影响关系图.

已知端面压力随转速增大而增大, 由图 13 和图 15 可得, 在力耦合变形中变形量随着端面

压力增大而增大.由于约束和几何结构的不同,转速的增大使得同一工况下静环比动环径向锥度变形大.动环相对静环转动,稳定工况下,动环端面每个节点处所受力载荷不发生变化,而静环发生周期性变化.因而,静环周向波度变形小于动环.

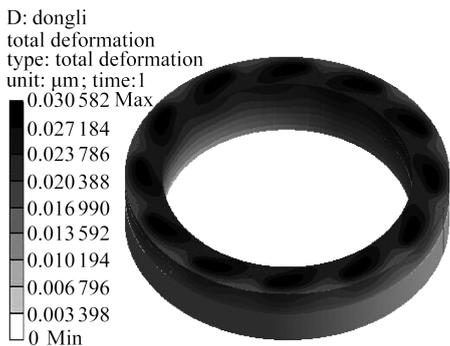


图9 动环力变形图

Fig. 9 Force deformation of the rotor ring

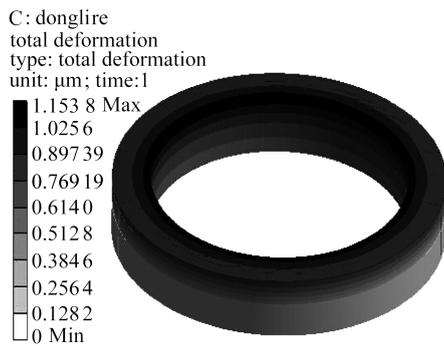


图10 动环力热耦合变形示意图

Fig. 10 Force-heat deformation of the rotor ring

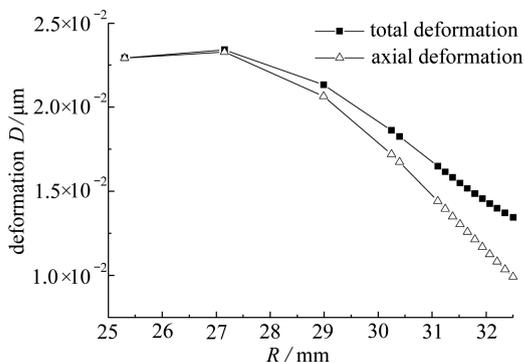


图11 沿半径方向下总力变形与轴向变形图

Fig. 11 The radial total deformation and axial deformation by force

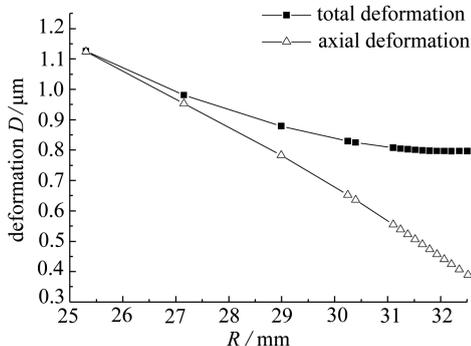


图12 沿半径方向下总力热变形与轴向变形图

Fig. 12 The radial total deformation and axial deformation by force and heat

转速在一定范围内增大导致泵送量增大,带走热量增多,端面温度呈下降趋势,故如图14和16所示动、静环力热耦合变形成下降趋势,且不同位置变形量改变相同.故转速的变化主要对动、静环整体变形产生影响,而对动、静环的变形形状不产生影响.观察图16可发现,转速为3000 r/min与转速为4000 r/min时,相同位置处变形量接近,转速的增加对力热耦合变形的影响越来越小.由于转速的增大,流体带走的热量增多,但同时间隙流体的摩擦热增大,故导致端面温降放缓,故其变形增量的减少亦放缓.

通过图13和图14、图15和图16比较可发现:转速对力热耦合变形的影响与转速对力变形的影响显著不同,力热耦合变形量随着转速的增大而减小,可见改变转速,主要通过其对热变形的影响来影响力热耦合变形.

3.4 压差对力耦合变形及力热耦合变形的影响

如图17~19所示,压差主要影响动、静环的径向锥度变形,对周向波度变形影响不明显.在力耦合变形中,由于采取保证出口压力不变,改变入口处压力来改变压差,故随压差增大,动环内径处变形增大,外径处变形基本不变,总体近似锥度变形(如图17).由于在动环上开槽,静环相对螺旋槽旋转,其端面压力发生周期性变化,受力更加均匀,故端面总体变形较动环均

匀,端面节点变形随压差变化而基本同等程度改变(如图 19),改变量在 $3 \times 10^{-3} \mu\text{m}$ 左右。

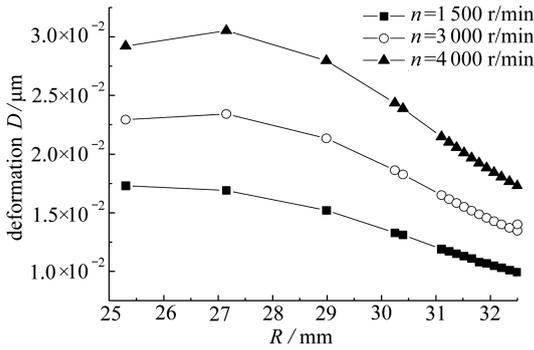


图 13 转速对动环端面总变形影响关系图(力耦合)

Fig. 13 Influence of rotation rate on the rotor end face's total deformation (force coupling)

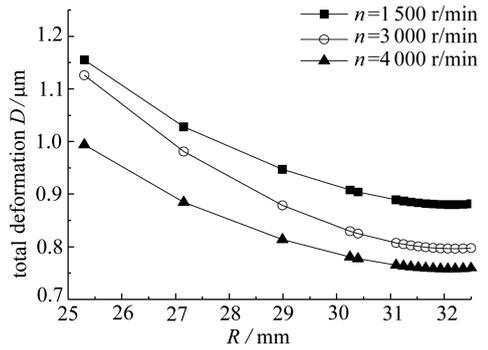


图 14 转速对动环端面总变形影响关系图(力热耦合)

Fig. 14 Influence of rotation rate on the rotor end face's total deformation (force-heat coupling)

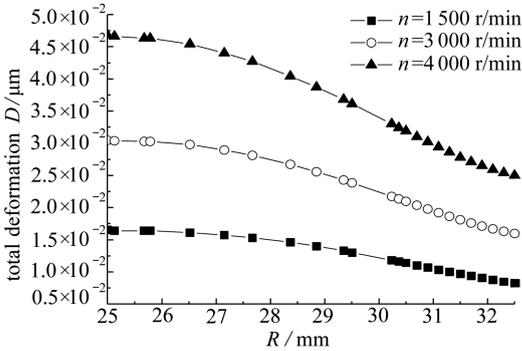


图 15 转速对静环端面总变形影响关系图(力耦合)

Fig. 15 Influence of rotation rate on the stator end face's total deformation (force coupling)

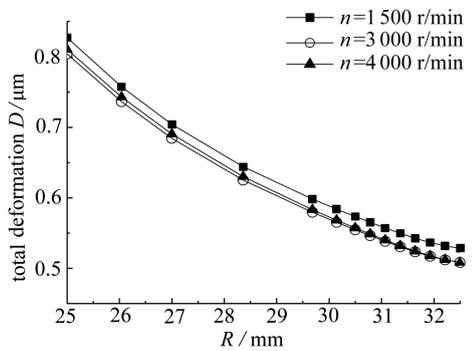


图 16 转速对静环端面总变形影响关系图(力热耦合)

Fig. 16 Influence of rotation rate on the stator end face's total deformation (force-heat coupling)

由对流传热系数计算公式可知,压差对对流传热系数没有影响,动、静环及液膜平均温度基本不随压差发生变化,故压差对热变形无明显影响。结合上文分析发现,在力热耦合变形中,热变形占主导地位,故如图 18、20 所示,压差的改变对力热耦合变形没有明显影响。因此低转速条件下,可忽略(一定范围内)压差对力热耦合变形的影响。

3.5 密封环力热耦合应力分析

图 21 为动环耦合应力切片图,可发现最大应力出现在动环座与动环接触分界点处,属于二次应力(由于结构的自身约束或相邻部件的约束而产生的应力),具有自限性,且其值小于材料屈服强度,属于弹性变形。图 22 为静环耦合应力切片图,其最大应力发生在石墨垫片安装拐角处以及外径安装卡环处,属于二次应力,具有自限性,且其值小于材料屈服强度,属于弹性变形。

在实际工况中由于动环座对动环的约束并非绝对刚性,在此处会发生少量变形,缓解应力,该点应力应比图中所示数值小。对于静环,可采用在石墨垫片安装拐角处、外径安装卡环处倒角等方法来减小该点处应力。

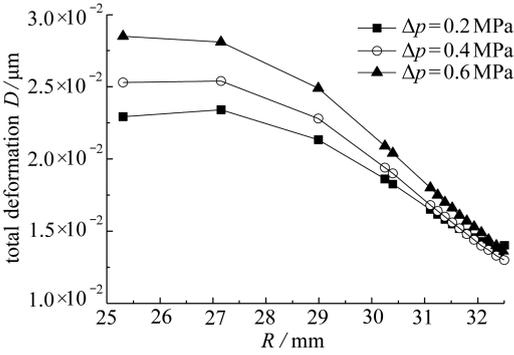


图 17 压差对动环端面变形影响关系图(力耦合)

Fig. 17 Influence of pressure difference on the rotor end face's total deformation (force coupling)

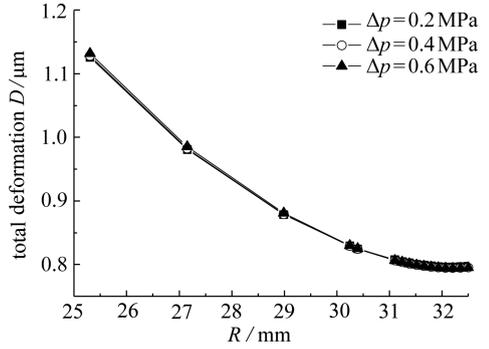


图 18 压差对动环端面变形影响关系图(力热耦合)

Fig. 18 Influence of pressure difference on the rotor end face's total deformation (force-heat coupling)

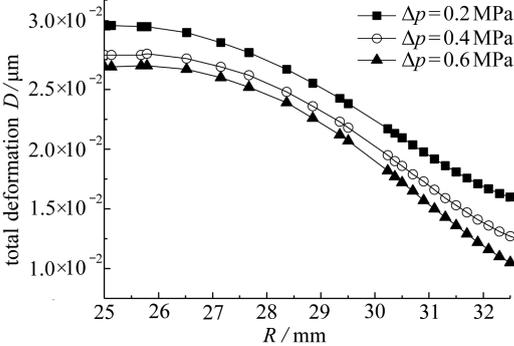


图 19 压差对静环端面变形影响关系图(力耦合)

Fig. 19 Influence of pressure difference on the stator end face's total deformation (force coupling)

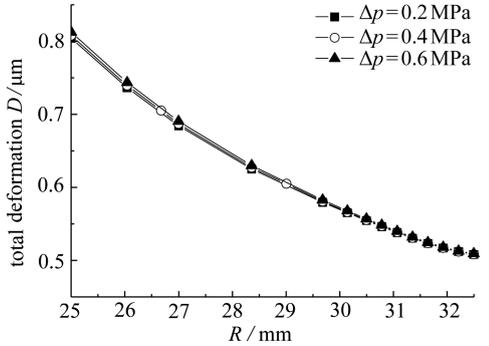


图 20 压差对静环端面变形影响关系图(力热耦合)

Fig. 20 Influence of pressure difference on the stator end face's total deformation (force-heat coupling)

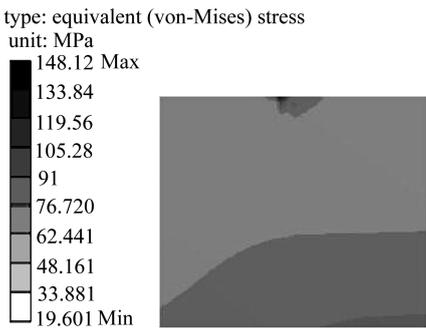


图 21 动环耦合应力切片图

Fig. 21 The coupling stress profile of the rotor ring

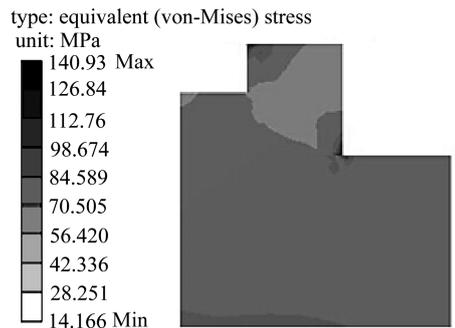


图 22 静环耦合应力切片图

Fig. 22 The coupling stress profile of the stator ring

4 结 论

通过力耦合计算可发现,在端面的变形呈现出周向波度和径向锥度的叠加,密封环端面呈现收敛型锥度,有利于端面的稳定.变形量随着转速增大而增大,并且同一工况下静环比动环径向锥度变形大.压差主要影响动、静环的径向锥度变形,对周向波度变形影响不明显.

在力热耦合计算中,径向变形和轴向变形为主要因素,转速的变化主要影响动、静环整体变形,而对其变形形状无影响。低转速条件下,可忽略(一定范围内)压差对力热耦合变形的影响。动、静环因力热耦合而产生的应力总体分布均匀且远小于屈服强度,仅在某些局部区域出现较大应力,为二次应力,具有自限性。

通过力耦合与力热耦合计算可知热载荷引起的变形远大于力载荷的影响,热载荷占主导作用。因此在高温油泵用液膜密封中,主要应考虑热载荷对密封环的作用,消除热应力、减少热变形为改进密封性能的主要方向,对此,可通过优化几何结构(例如在直角处采用圆弧过渡等),选用导热性良好、热膨胀系数更小的材料来作为密封环加工制造材料。

参考文献(References):

- [1] Zhu G. Computer prediction of mechanical seal performance and experimental validation[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 1999, **213**(6): 433-449.
- [2] 廖传军, 黄伟峰. 核主泵机械密封的流固强耦合模型[J]. 中国科学: 技术科学, 2011, **41**(12): 1649-1657. (LIAO Chuan-jun, HUANG Wei-feng. Fluid-solid strong-interaction model of mechanical seals in reactor coolant pumps[J]. *Scientia Sinica: Technologica*, 2011, **41**(12): 1649-1657. (in Chinese))
- [3] 彭旭东, 刘鑫, 孟祥铠, 盛颂恩, 李纪云. 核主泵用双锥度端面流体静压机械密封热弹流效应研究[J]. 摩擦学学报, 2012, **32**(3): 244-250. (PENG Xu-dong, LIU Xin, MENG Xiang-kai, SHENG Song-en, LI Ji-yun. Thermo elasto hydrostatic effect analysis of a double tapered hydrostatic mechanical seal in reactor coolant pumps[J]. *Tribology*, 2012, **32**(3): 244-250. (in Chinese))
- [4] Galenne E, Pierre-Danos I, Brunetiere N, Tournier B. Influence of secondary O-rings on hydrostatic mechanical seals in PWR reactor coolant pumps[C]//*Proc Advanced Topics and Technical Solutions in Dynamic Sealing Workshop*, Poitiers, France, 2005: 45-57.
- [5] Galenne E, Pierre-Danos I. Thermo-elasto-hydro-dynamic modeling of hydrostatic seals in reactor coolant pumps[J]. *World Tribology Congress III*, 2005, **2**(9): 211-212.
- [6] 宋学官, 蔡林, 张华. ANSYS 流固耦合分析与工程实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012: 3-4. (SONG Xue-guan, CAI Lin, ZHANG Hua. *The Fluid-Structure Interaction Analysis and Engineering Examples*[M]. Beijing: China Water & Power Press, 2012: 3-4. (in Chinese))
- [7] 胡丹梅, 郝木明. 螺旋槽上游泵送机械密封端面参数结构优化[J]. 润滑与密封, 2003, **4**(1): 35-37. (HU Dan-mei, HAO Mu-ming. Geometry optimization of spiral groove upstream pumping mechanical seals[J]. *Lubrication Engineering*, 2003, **4**(1): 35-37. (in Chinese))
- [8] 周剑锋. 机械密封中的热流体动力效应研究[D]. 博士学位论文. 南京: 南京工业大学, 2006: 67-70. (ZHOU Jian-feng. Research on thermal hydrodynamic effect of mechanical seal[D]. PhD Thesis. Nanjing: Nanjing University of Technology, 2006: 67-70. (in Chinese))
- [9] Salant R F, Key W E. Development of an analytical model for use in mechanical seal design [C]//*Tenth International Conference on Fluid Sealing*, 1984: 325-343.
- [10] Orcutt F K. An investigation of the operation and failure of mechanical face seals[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1969, **91**(4): 713-725.
- [11] 陈汇龙, 王强, 李雯瑜. 基于 Fluent 的螺旋槽上游泵送机械密封三维微间隙流场数值模拟[J]. 润滑与密封, 2012, **37**(2): 16-18. (CHEN Hui-long, WANG Qiang, LI Wen-yu. Numerical simu-

- lation of 3-D flow in upstream pumping mechanical seals with spiral grooves based[J]. *Lubrication Engineering*, 2012, **37**(2): 16-18. (in Chinese))
- [12] 陈利海, 葛培琪, 程建辉. 机械密封温度场的可视化计算[J]. 流体机械, 2001, **29**(5): 28-31. (CHEN Li-hai, GE Pei-qi, CHENG Jian-hui. Visual calculation of temperature field of mechanical seal[J]. *Fluid Machinery*, 2001, **29**(5): 28-31. (in Chinese))
- [13] 厉晓英. 高温油泵气膜密封流场与变形数值研究[D]: 硕士学位论文. 青岛: 中国石油大学(华东), 2012: 12-14. (LI Xiao-ying. Numerical study on flow field and deformation of gas film seal used on high temperature pumps[D]. Master Thesis. Qingdao: China University of Petroleum (East China), 2012: 12-14. (in Chinese))
- [14] 陈小宁, 郝木明. 非接触式气体润滑机械密封温度场研究[J]. 通用机械, 2007, **6**(12): 54-56. (CHEN Xiao-ning, HAO Mu-ming. Research on temperature field of non-contact gas lubricated mechanical seal[J]. *General Machinery*, 2007, **6**(12): 54-56. (in Chinese))

Fluid-Solid-Heat Coupling Study on Liquid Film Seal for High Temperature Oil Pumps

YANG Dan-dan¹, HAO Mu-ming¹, ZHANG Yuan¹, ZHANG Da-hai¹,
ZHUANG Yuan¹, WANG Xuan-ying²

(1. College of Chemical Engineering, China University of Petroleum(East China),
Qingdao, Shandong 266580, P.R.China;

2. Dongying Hiscien Sealing Technology Co., Ltd., Dongying, Shandong 257000, P.R.China)

Abstract: A periodical model for rotor-stator rings was constructed with the meshing software, and the 3D force coupling and force-heat coupling behaviors of the rotor-stator system were computed by means of ANSYS Workbench 15.0. The influences of the force coupling and force-heat coupling on the ring end face deformation were investigated. The operation parameters (speed, pressure difference) affecting the end face deformation were discussed and the stresses caused by the force-heat coupling were analyzed. It is concluded that the circumferential wavy deformation and radial tapering deformation generated by the force coupling are beneficial to stability of the interstitial fluid, the deformation generated by the thermal load plays a major role in the total deformation by the force-heat coupling, and the rotation rate has noticeable influence on the deformation by the force-heat coupling.

Key words: high temperature oil pump; liquid film seal; coupling; deformation; stress

Foundation item: The National Natural Science Foundation of China(51375497)