

摩擦学学报

TRIBOLOGY



机械密封动环外周表面织构换热机理及结构优化

周宇坤 彭旭东 赵文静 江锦波 孟祥铠

Heat Transfer Mechanism and Optimization of Circumferential Texture of Mechanical Seal

ZHOU Yukun PENG Xudong ZHAO Wenjing JIANG Jinbo MENG Xiangkai

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019192>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

表面织构化机械密封热弹流润滑性能分析

A TEHD Lubrication Analysis of Surface Textured Mechanical Seals

摩擦学学报. 2018, 38(2): 204 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.02.011>

高速涡轮泵机械密封端面温度变化规律研究

Analysis of Face Temperature in Mechanical Seal Applied in the High Speed Turbo pump

摩擦学学报. 2019, 39(3): 313 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018095>

机械密封织构化表面粗糙度效应的有限元模型与摩擦学特性分析

Finite Element Model and Tribological Properties Analysis of Textured Mechanical Seals Considering Roughness Effect

摩擦学学报. 2019, 39(5): 523 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019004>

汽液两相流机械密封的研究进展

Research Progress on the Liquid Face Seal of Vapor-Liquid Two-Phase Flow

摩擦学学报. 2019, 39(5): 643 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018093>

涉海装备用机械密封技术研究现状及发展趋势研究

State of the Art and Development Trend of Mechanical Seal for Marine Equipment

摩擦学学报. 2019, 39(6): 792 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018172>



关注微信公众号，获得更多资讯信息

DOI: 10.16078/j.tribology.2019192

机械密封动环外周表面织构换热机理及结构优化

周宇坤¹, 彭旭东^{1,2*}, 赵文静^{1,2}, 江锦波^{1,2}, 孟祥铠^{1,2}

(1. 浙江工业大学机械工程学院, 浙江 杭州 310014;

2. 浙江工业大学过程装备及其再制造教育部工程研究中心, 浙江 杭州 310014)

摘要: 本文中接触式机械密封为研究对象, 考虑端面摩擦热, 建立了包含密封环及密封腔的三维轴对称传热模型, 并采用Fluent软件进行了传热分析, 得到了密封环及密封腔的流场、温度场、速度场和Nusselt Number(Nu数)分布情况。通过分析织构及其周边的流场、流态和温度场, 揭示了织构的对流换热机理, 主要研究了等边三角形织构的深径比、排数、排间距、排列方式和方向角等几何因素对端面温度的影响, 并对等边三角形的结构参数进行了优选。结果表明: 动环外周表面织构具有增强对流换热效果和降低密封环整体温度的能力; 织构的型式、深径比、个数以及排列方式均会对其换热效果产生影响, 其中织构个数和旋转角影响较大, 且三角形织构具有较强的换热能力, 为今后高性能机械密封的优化设计及应用提供了理论依据。

关键词: 接触式机械密封; 圆周面织构; 对流换热; 结构优化; 端面温度

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)04-0538-13

Heat Transfer Mechanism and Optimization of Circumferential Texture of Mechanical Seal

ZHOU Yukun¹, PENG Xudong^{1,2*}, ZHAO Wenjing^{1,2}, JIANG Jinbo^{1,2}, MENG Xiangkai^{1,2}

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310014, China

2. The MOE Engineering Research Center of Process Equipment and Its Remanufacture, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310014, China)

Abstract: In this paper, the contact mechanical seal was taken as the research object. Considering the friction heat of the end face, a three-dimensional axisymmetric heat transfer model including the sealing ring and the seal chamber was established. The heat transfer analysis was carried out by Fluent software. The flow field, temperature field, velocity field and Nusselt Number (Nu) distribution of the sealing ring and the seal chamber were obtained. By analyzing the flow field, flow pattern and temperature field of the texture and its surroundings, the convective heat transfer mechanism of the texture was revealed. The influence of geometric factors such as depth-to-diameter ratio, row number, row spacing, arrangement and direction angle of the equilateral triangle texture on the temperature of the end face were studied, and the structural parameters of the equilateral triangle were optimized. The results showed that the texture of outer circumferential surface of the rotating ring enhanced the convective heat transfer and reduce the overall temperature of the sealing ring. The type, depth-to-diameter ratio, number and arrangement of the texture affected the

Received 21 October 2019, revised 19 December 2019, accepted 18 February 2020, available online 28 July 2020.

*Corresponding author. E-mail: xdpeng@126.com, Tel: +86-13805766526.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (U1737202, 51605436) and National Key Research and Development Program (2018YFB2000800).

国家自然科学基金-航天先进制造技术研究联合基金重点项目(U1737202), 国家自然科学基金青年项目(51605436)和国家重点研发计划(2018YFB2000800)资助。

heat transfer effect, among which the number of textures and the rotation angle had a great influence, and the triangular texture had a strong heat transfer ability, which provided a theoretical basis for the optimization design and application of high performance mechanical seals in the future.

Key words: contact mechanical seal; circumferential texture; convective heat transfer; structural optimization; face temperature

机械密封作为一种轴封装置在反应釜、压缩机、离心机和离心泵等旋转机械设备上得到了广泛的应用. 机械密封的优点是可靠性高、寿命长且密封性能较好, 但随着运行工况的高参数化要求, 多数机械密封件在达到其额定寿命之前就会失效, 而密封端面温度过高被认为是导致密封失效的主要原因之一[1-5]. 端面温度过高不仅会导致密封环产生变形, 加大磨损和泄漏[6], 而且还会引起润滑液膜的汽化, 影响密封性能[7]. 此外, 高温还会致使石墨的磨损率增大[8]. 因此, 如何在多数工作场合下有效地控制或抑制端面温升一直是机械密封研究者和拥护追求的目标, 目前通过在密封摩擦副端面上或动环外周面上加工织构实现端面温升的控制已经引起了密封领域国内外研究者的重视.

多数研究者[9-15]通过在密封端面上设计加工微织构的方法来改善端面润滑状态, 降低端面温升, 并在现场获得成功应用; Khonsari[16]通过在机械密封环内部设置导热管的方式对端面进行冷却; Drumm等[17] Murray等[18]和 Winkler等[19]通过设计一些特殊的结构与机械密封配合来实现对端面的降温处理; Xiao等[20]通过在静环外周表面上设计织构来强化对流换热目的, 效果良好, 且消除了启动时端面温度的波动现象, 但是作者并没有对环周表面织构的换热机理以及在动环外周表面设计织构的效果进行详细研究, 也没有考虑织构几何参数和工况参数等对环周表面织构换热效果的影响.

本文中以图1所示的动环外周面加工织构的接触式机械密封(简称: 织构型机械密封)为研究对象, 采用 Fluent软件建立了三维轴对称模型, 并通过对机械密封环进行传热分析, 揭示了动环外周面织构换热机

理; 并通过分析外周面织构的形状、深径比、行间距及排列方式等对端面温度的影响, 丰富了表面织构型机械密封的设计思想, 可为织构型机械密封的设计及应用提供指导.

1 物理模型

1.1 几何模型

分析采用的机械密封几何模型如图2所示. 其中, 动环材料选用碳石墨, 静环材料为马氏体不锈钢17-4PH, 机械密封环和密封介质的有关参数列于表1中. 鉴于机械密封结构的对称性, 选取动环的1/36为研究对象, 在模型两侧施加周期性边界. 在动环的外周面上加工织构, 第一排织构距离端面 $l_1=1.2$ mm, 截面呈圆柱状, 半径为 $d=0.9$ mm, 深度取 $h=0.12$ mm, 排间间距为 $l_2=0.85$ mm, 研究对象动环外周面中共加工4排, 并且相邻之间的织构呈交错排列, 如图3所示. 织构分析所采用的相关参数, 其定义如图4和表2所示. 以下分析过程中, 织构尺寸 h 、 l_2 和 α 可以在表2所示的范围内改变, 以获得这些参数对端面温度的影响规律.

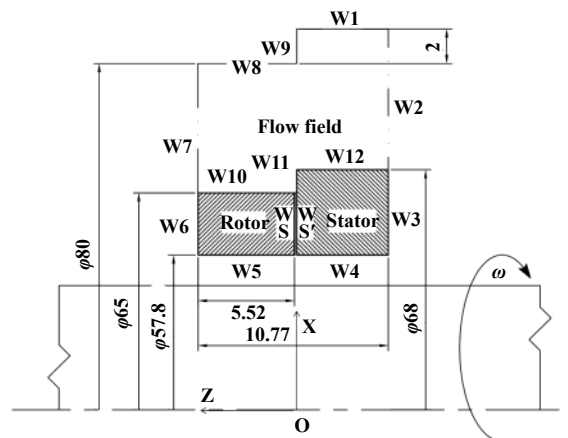


Fig. 2 Geometric model and boundary conditions
图2 几何模型及边界条件

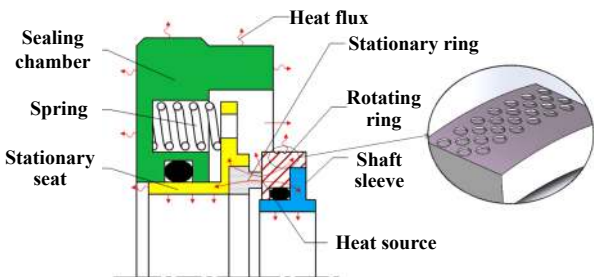


Fig. 1 Schematic diagram of contact mechanical seal
图1 接触式机械密封示意图

1.2 网格无关性验证

网格是数值模拟计算中十分重要的环节, 网格的生成对计算结果影响很大. 本文中采用Gambit软件对密封环和密封腔内的流体域进行网格划分, 均采用六面体结构性网格. 通过对比分析, 并对织构附近及织

表1 密封环和密封介质的物理性能^[20]

Table 1 Material properties of the sealing ring and sealing medium

Materials	$k/(W/m \cdot K)$	$\rho/(kg/m^3)$	$c/(J/kg \cdot K)$	$\mu/(Pa \cdot s)$
17-4PH(Stator)	18	7 900	419	-
Carbon graphite(Rotor)	14	1 825	670	-
$C_3H_8O_2$	0.29	1 018.42	3 200	0.007 05

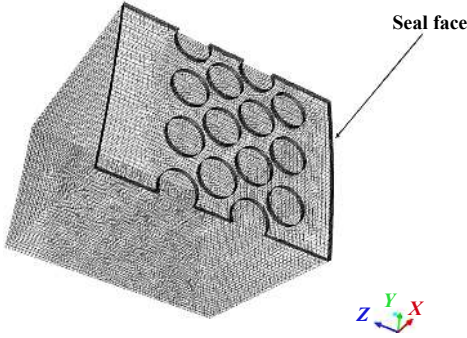


Fig. 3 Schematic diagram of the textured torus

图3 织构环面示意图

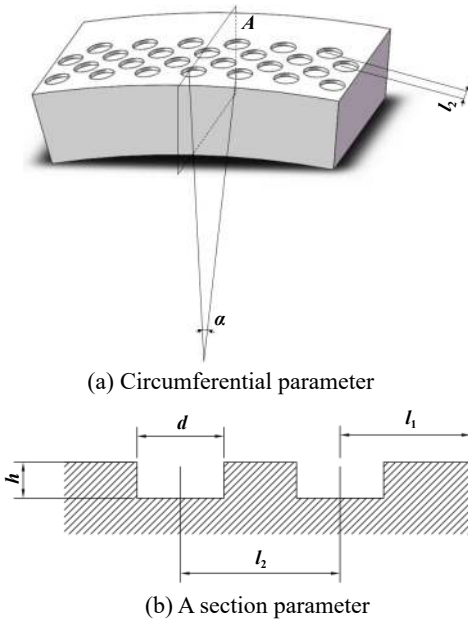


Fig. 4 Diagram of related parameters

图4 相关参数设置图

表2 参数符号

Table 2 Parameter symbol

Related parameters	Definition	Value range
d/mm	Diameter (Texture circumscribed diameter)	0.9
l_1/mm	First line texture distance from the end face	1.2
l_2/mm	Line spacing between textures	0.6~1.3
h/mm	Texture depth	0.03~0.18
n/min	Rotating speed	1 800
$\alpha(^{\circ})$	Wing distance (the angle of the adjacent texture of the same row)	2~6

构内部进行网格局部加密,进行了网格无关性验证,结果详见表3.可以看出,网格数量的不同会对计算结果产生一定的影响,若以最后1组网格为对比基准,其他组不同网格数与基准之间存在的偏差,综合计算精度和计算时间的考虑,本文中采用的网格数为507 342.

表3 网格无关性验证

Table 3 Grid independence verification

Number of grids	Face average temperature/K	Deviation/%
99 761	334.184 72	5.35%
310 325	331.741	1.13%
507 342	331.228 49	0.25%
709 479	331.125 32	0.07%
913 234	331.084 81	-

2 边界条件及计算方法确定

2.1 基本假设

不失一般性,为简化计算,在满足计算精度的前提下,作出如下假设:

- (1) 远离密封端面的表面温度与密封流体来流温度相同,如图2中的W8、W9表面等;
- (2) 由于密封端面附近的对流换热系数远大于密封环其他部位,故假设远离密封端面的表面为绝热面;
- (3) 由于本案例泄漏小于有关标准,因此忽略因介质泄漏导致热量被带走的情况,即热量全部由冷却液带走;
- (4) 假设动环外周表面不存在滑移现象,即外周面上某点处流体与该点面的速度相等;
- (5) 不考虑冲洗介质的物性随温度变化的影响,不考虑热辐射的影响,不考虑流体相态变化.

2.2 边界条件

依据密封实际操作条件设工作介质以0.2 m/s的速度进入密封腔体,入口温度为25 °C,密封腔体内壁温度取入口温度(25 °C),出口压力为0.8 MPa,其他边界条件详见表4.

表4 边界条件

Table 4 Boundary conditions

W1	Velocity inlet	W7	Pressure outlet
W2, W8~W9	Isothermal boundary	W10~W13	Coupling surface
W3~W6	Adiabatic boundary	WS	Heat generating surface

2.3 计算方法与计算流程

雷诺数是1种流体密度、速度和特征长度以及流体动力黏度的函数,表征流体流动情况;鉴于密封腔

冲洗介质流速较低, 这里忽略轴向雷诺数得影响, 仅仅考虑动环外周面的周向雷诺数, 其计算公式如下:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (1)$$

式中: ρ 为介质密度, kg/m^3 ; v 为流体速度, m/s ; D 为特征长度, 取值为动环加工织构的外圆直径^[21], m ; μ 为流体动力黏度, $Pa \cdot s$. 由此不难计算出 1 800 r/min 的转速下 $Re \approx 33\ 594$, 远大于流态门槛值 2 300, 即为湍流, 因此本文中分析采用湍流模型.

湍流模型采用 RNG k- ϵ 模型, 同时考虑黏性剪切热, 为了减少数值误差, 采用二阶空间离散方案, 离散守恒方程(如能量方程)在所有单元中都满足特定的容差. 一旦收敛, 解决方案不再改变, 平衡方程式得到满足. 计算残差中能量方程的残差设置为 10^{-6} , 其余方程均为 10^{-3} . 图 5 所示为计算流程图, 通过考虑流场、温度场和压力场来分析织构的换热机理.

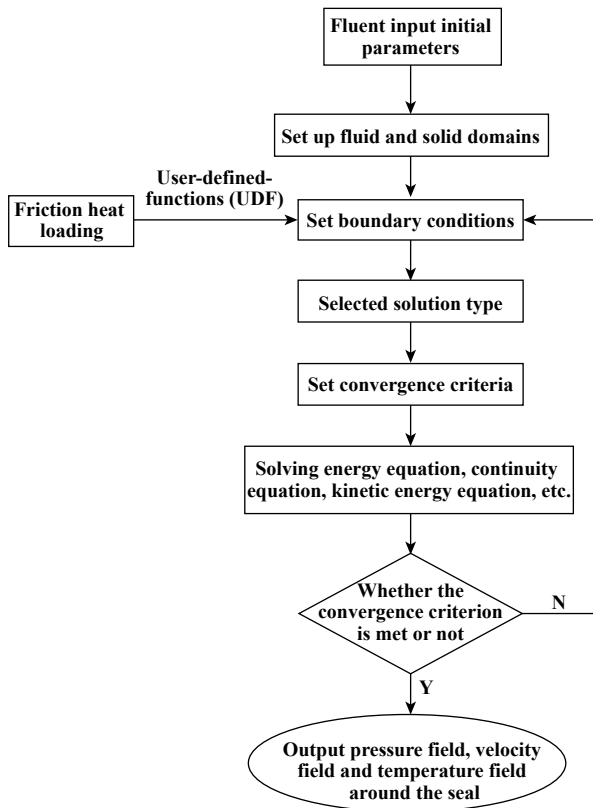


Fig. 5 Flow chart of calculation
图 5 计算流程图

2.4 热源计算

接触式机械密封在运行过程中, 其端面一般处于混合摩擦或边界摩擦, 动、静环端面的相对运动所产生的摩擦热可采用 Luan^[22] 的表达式(2)进行计算.

$$Q_F = p_m V A_f f \quad (2)$$

式中: p_m 为端面平均膜压, V 为端面的平均线速度, A_f 为端面面积, f 为端面平均摩擦系数. 端面平均膜压由下式计算:

$$p_m = 2p_c \left(\frac{r - r_i}{r_o - r_i} \right) \quad (3)$$

式中: p_c 为端面比压, r_o 为端面外径, r_i 为端面内径. 其中 p_c 由下式得出:

$$p_c = \Delta p (B - K_m) + p_{sp} \quad (4)$$

式中: Δp 为端面两端介质压差, p_{sp} 为弹簧压力, B 为密封平衡比, K_m 为膜压系数.

联立式(2)~(4)三式, 得到端面单位面积上的摩擦热计算表达式:

$$q_F = 2 [\Delta p (B - K_m) + p_{sp}] \cdot \left(\frac{r - r_i}{r_o - r_i} \right) \cdot V \cdot f \quad (5)$$

将式(5)编入 UDF 并加载到密封端面, 将此面当作摩擦热源来模拟生热; 分析时, 式(5)中有关参数数值列于表 5 中.

表 5 摩擦热相关计算数值
Table 5 Related parameters of friction heat

Parameter	Specification
Δp	0.8 MPa
B	75%
K_m	50%
p_{sp}	0.3 MPa
f	0.1

3 结果分析

3.1 对流换热系数的求解

采用 Fluent 自带函数及温度自设参考值计算对流换热系数会带来一定的误差, 因此本文计算采取输入参考值的方法, 由牛顿冷却定律可知, 对流换热系数公式为式(6).

$$\bar{h}_c = \frac{q}{\bar{T}_w - \bar{T}_{ref}} \quad (6)$$

式中: \bar{h}_c 为密封介质与密封环外周表面接触部分面(W10)之间的平均对流换热系数, \bar{T}_w 为与密封介质接触的密封环固体表面的平均温度, \bar{T}_{ref} 为参考温度, 这里取距离固体接触面无限远处的温度, 即 298 K (25 °C), q 为单位面积的固体表面与流体之间在单位时间内交换的热量, 为式(5)中 q_F 热量值中的一部分.

经过与机械密封常用的对流换热系数计算经验

公式^[23]对比,发现式(6)的预测误差可控制在5%以内,因此式(6)可作为对流换热系数的计算式.表6为与文

献[16]中试验对比的结果,可以看出,模拟的误差不超过2%,满足精度要求.

表6 模拟值与文献试验数值对比结果

Table 6 Comparison of simulated values with experimental values

Rotating speed/(r/min)	Experimental/K			Simulation/K		
	Non-textured ring	Textured ring	Deviation/%	Non-textured ring	Textured ring	Deviation/%
1 800	335.95	330.05	0.84	338.78	334.05	1.2
2 700	347.8	339.98	1.9	354.65	350.08	2.89

3.2 结果分析

基于上述几何结构参数和操作条件($n=1\ 800\ \text{r/min}$),采用商业软件Fluent对机械密封及密封腔体的温度场进行数值模拟,动环外周面无加工织构机械密封即普通型机械密封的动、静环和密封腔内介质的温度场如图6所示.

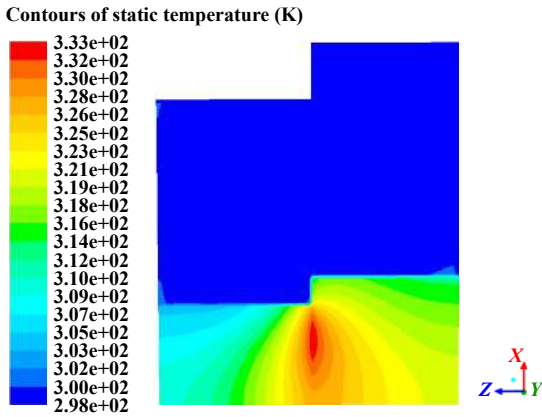


Fig. 6 Temperature distribution of stator and rotor
图6 动、静环的温度场分布

可以看出,在相同半径且距离端面相同轴向尺寸的不同密封环温度,动环温度明显低于静环,端面温度最高处在密封面中间靠近外径处;相对于动、静环内较大梯度的温度场,密封腔内流体的温度变化很小,只是在接近密封环时才有明显温度变化.

将图6所示端面上的径向温度数值取出,作端面温度沿半径方向的变化曲线,如图7所示,其中,红色曲线为相同结构尺寸、相同工况下织构型机械密封的端面温度径向变化曲线.

对比结果表明:两种机械密封的端面温度最高点均在端面距离内径65%处,这是由于外径处的线速度大于内径处的线速度,即摩擦热外径处要大于内径处,而且在密封腔内流场的作用下,密封环外径处一部分热量会被带走^[22].与相同条件下普通型机械密封对比,相同半径处织构密封环的端面温度值要比普通

环最高降低7℃左右.此外,在端面热量分配方面,通过监控热源表面的热量流通,在产热量相同的前提下,普通型机械密封动、静环的热量分配比是51:49,而织构型机械密封则是58:42,而通过研究,在静环外周面开设织构所带来的的换热效果不及这个程度,其相对普通环的温降为4.7℃.因此织构的存在致使动环分配到更多的热量,且热量在密封运行过程中由密封腔内流体带走.

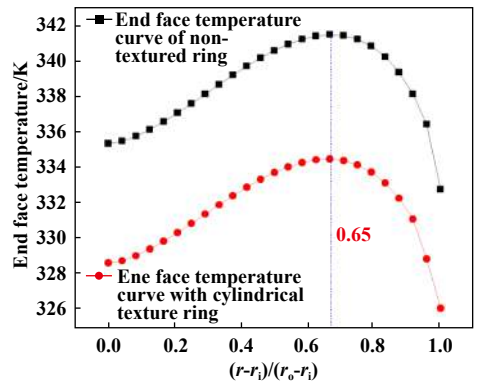
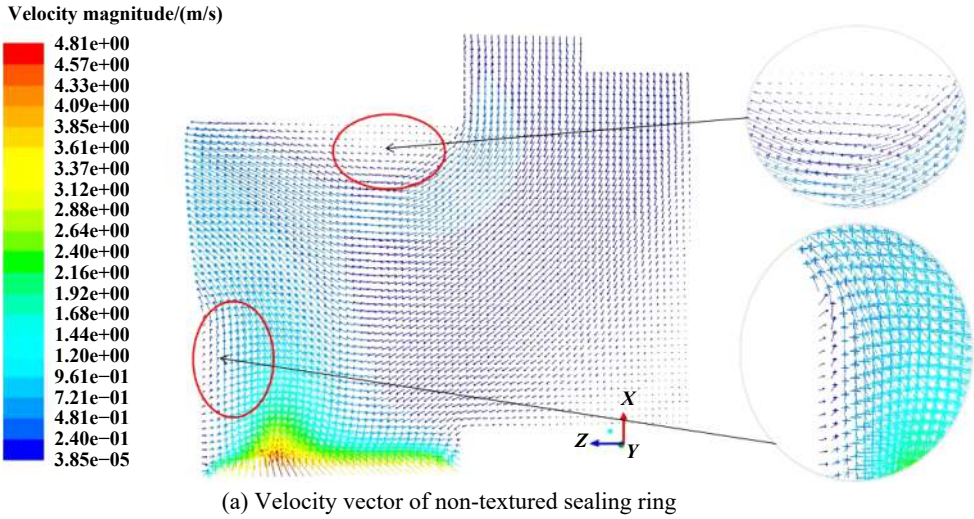


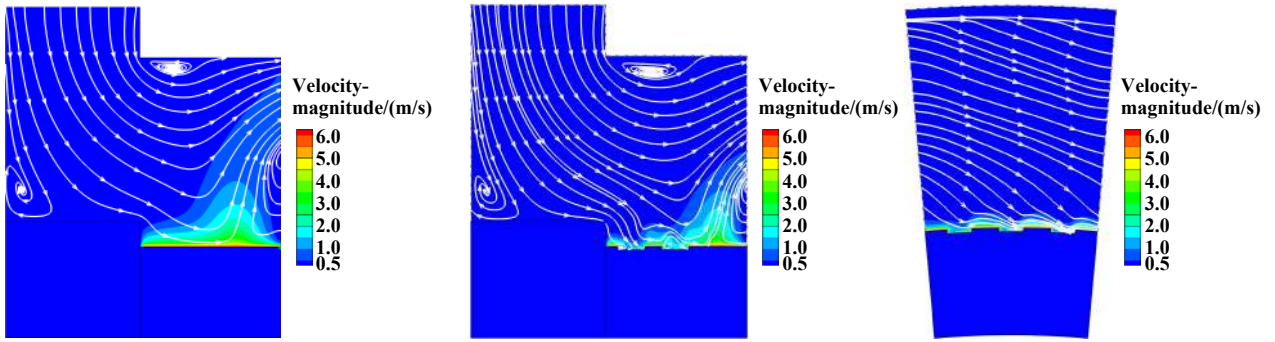
Fig. 7 Comparison of temperature between textured ring end face and non-textured ring end face at 1 800 r/min
图7 1 800 r/min转速下织构环与普通环端面间温度变化比较

图8示出了普通型机械密封和织构型机械密封两者的速度场分布情况.可以看出,普通型和织构型密封环接触流体的最高速度都接近密封腔的介质出口速度,由于此处的速度变化大,因此产生的压力差致使流场在出口处存在1个回流^[22],而在密封腔的介质入口附近因结构突变流体产生涡旋.在织构型密封的织构附近,流场中的最大速度点靠近出口,此处的速度梯度也最大,导致流体与织构面及织构本体产生充分接触的现象.

图9示出了普通型和织构型两种机械密封的动环外周面上的Nu数分布.可以看出,织构型机械密封在织构处的Nu数明显大于普通型机械密封相同位置处



(a) Velocity vector of non-textured sealing ring



(b) Velocity of non-textured sealing ring

(c) Velocity of textured sealing ring

Fig. 8 Velocity of non-textured sealing ring and textured sealing ring

图 8 普通密封环和织构密封环的速度场

的Nu数,尤其是在织构与织构之间Nu数更大,且随着织构远离端面该处的Nu数逐渐下降.表明织构型机械密封近动环端面处织构的对流换热能力明显强于远离端面处织构,因此从加工成本和换热构效来看,推荐在近动环端面的外周面而不是动环全部外周面加工织构.此外,普通型和织构型两种机械密封接近出口处的区域,Nu数均呈现明显提升,这是上述的出口回流现象使得密封环与流体间的充分接触概率增加,并且在此处产生了高速流场而导致的.由于织构的存在导致外周面Nu数不同的根本原因是织构附近的湍流动能受织构的影响增大以及涡旋的产生增大了局部雷诺数,并导致换热系数也随之增大,从而影响了Nu数.

3.3 换热机理分析

3.3.1 织构形状

织构几何因素对对流换热强度与机理的影响,其中织构形状是关键因素之一.在对比研究不同形状织构的影响时采取等体积法.若设织构深度不变,则织

构的截面积是恒等的.本文中共研究了截面形状分别为圆形、等边三角形、椭圆形、正方形等4种不同形状通过不同摆放下构成的织构.图10所示在两种不同转速下对比了上述的织构型和普通型两种机械密封的动环端面平均温度.可以看出,在不同转速下,两种机械密封的端面平均温度具有相似的变化趋势.其中,除普通型机械密封外,换热效果最差的是菱形和正方形织构,换热效果最好的是其中一种某边平行端面且对应的角即顶角位于该边与端面间的等边三角形织构,这种织构型机械密封的端面平均温度要比普通环的端面平均温度低7.2℃左右.下面将会对这种等边三角形织构展开研究,揭示织构的换热机理.

3.3.2 换热机理分析

织构型机械密封动环外周表面织构的对流换热机理分为织构内部和织构外部两个部分,从1 800 r/min下的流场与温度场着手开展分析研究.

(1) 织构内部对流换热机理分析

由图9所示结果可知,织构内部的Nu数要远高于

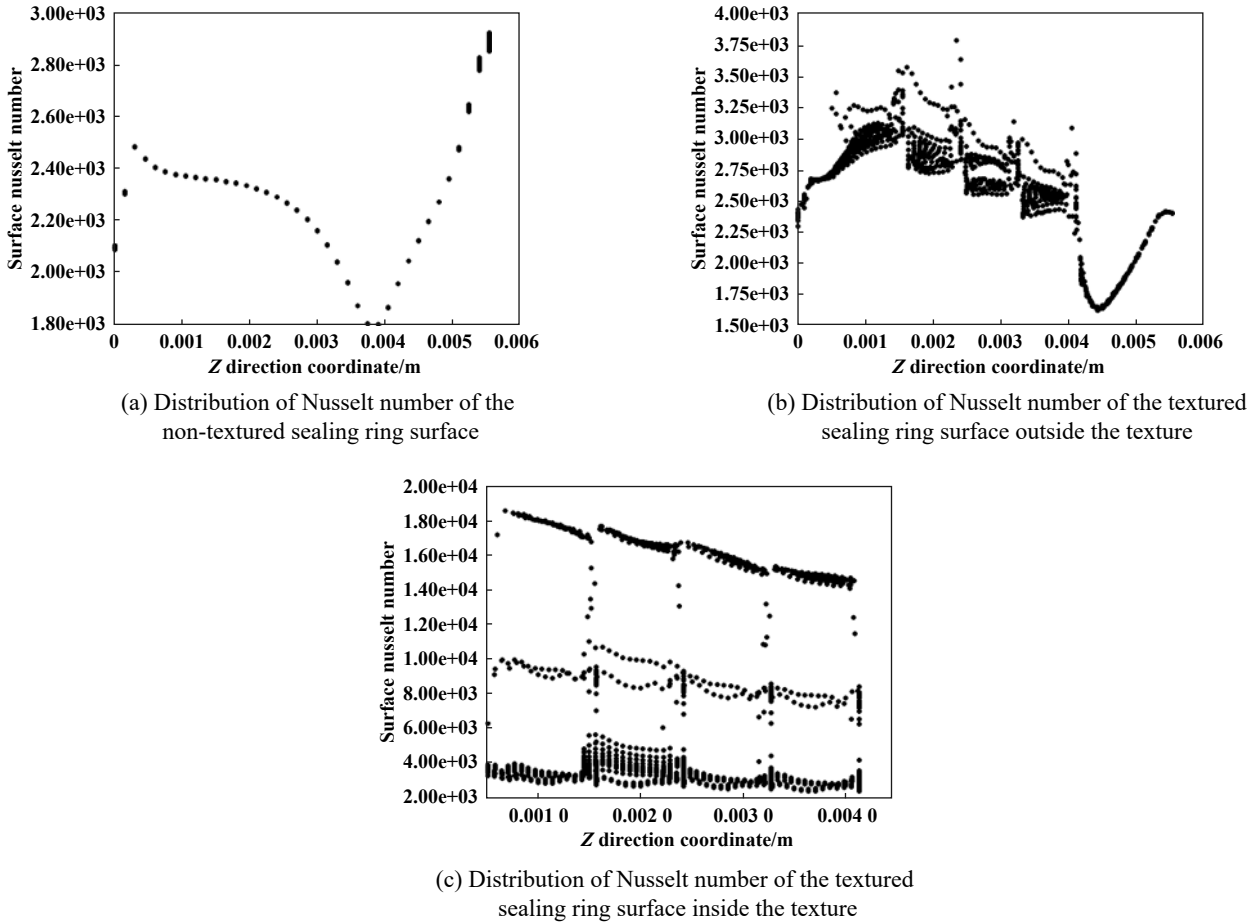


Fig. 9 Distribution of Nusselt number on the outer side of non-textured and textured sealing ring

图9 普通型、织构型机械密封的动环外周面Nu数分布

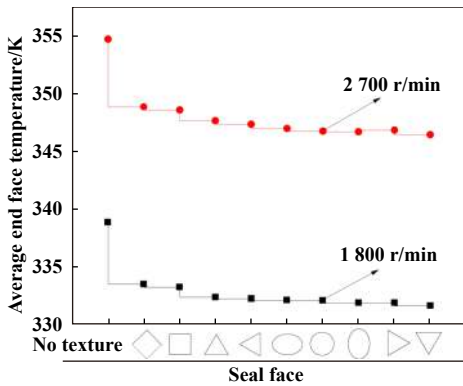


Fig. 10 Comparison of heat transfer performance of different textures

图10 不同织构换热性能对比

织构外部的Nu数,而就织构内部的Nu数分布来比较,则是紧靠密封端面织构的Nu数平均值高于离端面较远织构的Nu数平均值.对织构内部的流场和温度场放大,结果如图11所示.

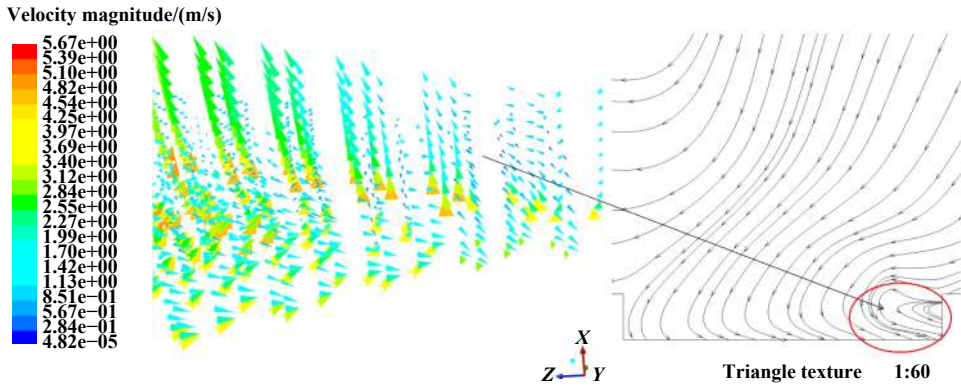
图11(a)中织构的流场分布局部图为图8(c)中的织构放大图,可以看出:处于织构底部的流速很高,而远

离织构底部的流速则会急剧降低,因此形成了非常大的速度梯度,并在织构尖端到外周面的过渡部分产生明显大涡流,涡流的存在对织构处的局部流态存在较大影响,呈现明显的湍流态.在图11(b~d)的Y-Z平面中,流线显示在进入织构时偏向三角形顶角侧,而离开织构的边壁时又偏离顶角侧,流线呈V型,因此造成顶角处Nu数相对其他位置较高,与图11(a)所示涡流区域对应.综上,织构内部的换热主要是湍流造成的涡流与流体在织构内的变向流动共同作用下的结果,而且在靠近端面的织构顶角处热对流交换效率较低,因此造成该处的温度较高[见图11(e)],这与文献[24]的结论一致.此外,由于织构的存在,致使换热面积的增大,同时改变了密封环外周面的形貌,也在一定程度上加强了对流换热效果.

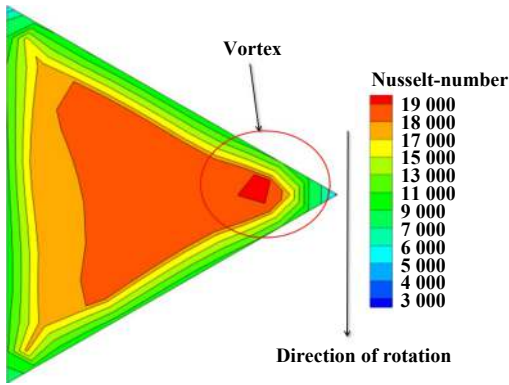
(2) 织构外部对流换热机理分析

单个织构产生的类似绕流效应的作用,在一定程度上影响了织构周围的流场分布,但总体上织构外围的换热效果要低于织构内部,如图12所示.

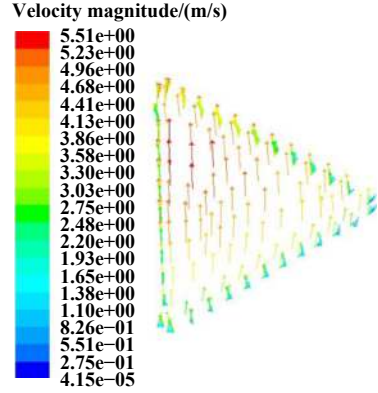
由图12(a1)中所示关于动环外周换热织构之间区



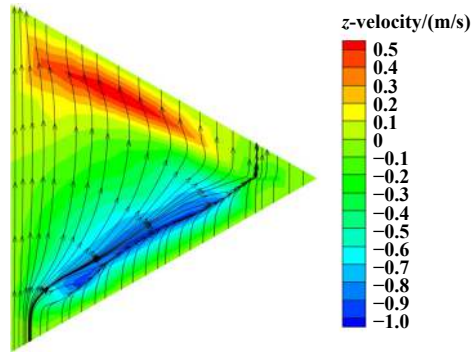
(a) Velocity of triangular textures in X-Z plane



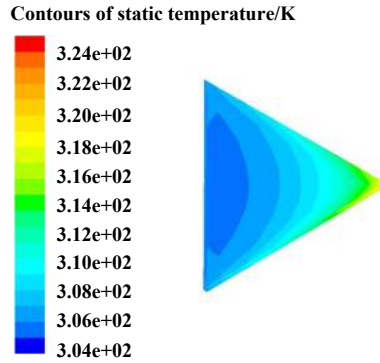
(b) Distribution of Nusselt number in Y-Z Plane



(c) Velocity vector inside the texture in Y-Z Plane



(d) Streamline diagram in Y-Z Plane



(e) Temperature distribution of triangular texture in Y-Z plane

Fig. 11 Distribution of velocity and Nusselt number of triangular texture

图 11 织构内部的场分布和Nu数分布

域的分析发现, 流体在刚离开织构时因流通截面积的减小存在1个短暂的加速过程, 形成抛物线状的流线, 而由图12(a2)中所示可知这个区域的湍动能相比其他区域高, 比值最高超过3倍; 随着流体脱离该区域, 流速迅速减速并形成小范围的低速区, 造成压力差增大, 如图12(a3)和图12(a4)所示, 直到临近下一织构时, 流体再加速进入织构^[25], 因此织构的存在形成了织构内外的压力差, 加强了织构内外部的流体交换, 从而影响流体在织构附近的流动. 综上分析, 织构的存在

使得织构附近压力值和湍动能会有明显变化, 同时在此处速度会有明显变化, Nu数明显增大, 进而增大了流体换热效能.

3.4 织构几何参数优化

以下分析在1 800 r/min的转速下, 保持三角形织构表2中的其他参数不变的前提下, 研究其中某一参数变化的影响.

3.4.1 深径比

假设织构外接圆直径不变, 得到由深度(即深径

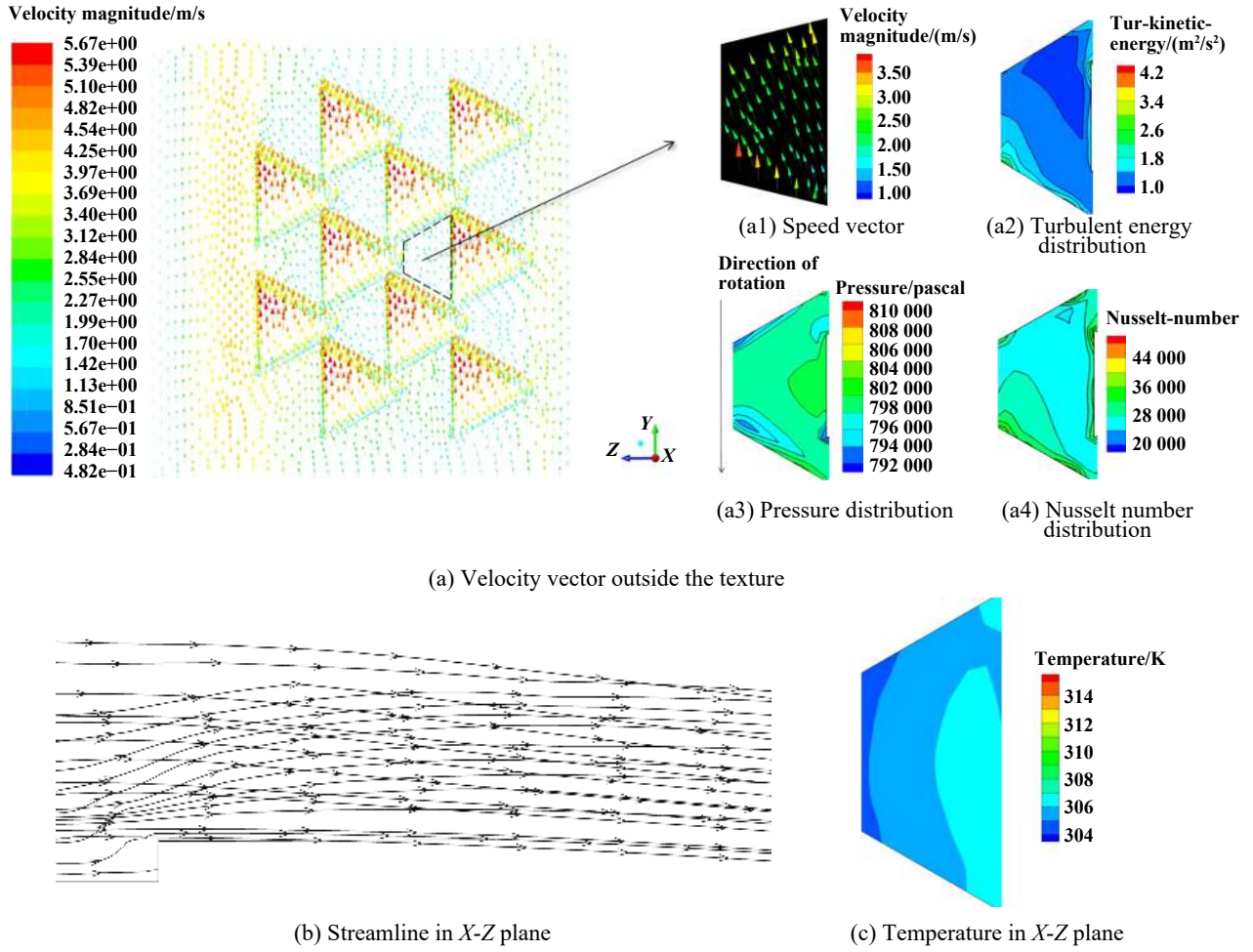


Fig. 12 Flow field outside the texture

图 12 织构外部的场分布

比)变化引起的端面平均温度变化曲线,如图13所示.其中,曲线1为不同深径比下的平均温度曲线,曲线2为不同深径比下的换热效果曲线.

换热效果随深径比增加而减弱,减弱的幅度在深径比增大到0.15左右时已变得很小,端面平均温度随深径比增大而升高,究其原因,是当深径比增大时,织构内外流场的叠加效果差甚至出现断裂带^[20];相反,当深径比过小时,由于织构引起的涡漩区和加速区的影响也会减弱,因此削弱对流换热能力.

3.4.2 织构排数

在模拟分析中,保持其他结构参数不变,通过改变织构排数获得的端面平均温度变化曲线,如图14所示.可以看出,动环外周面有无织构对端面温度影响很大,单排织构型机械密封的端面温度要比普通型机械密封低近5℃;织构排数对端面温度的影响也比较明显,4排织构数相比于1排织构数其端面温度下降近2℃,但是当织构排数达到5排后,端面温度降幅趋于平缓.从图8~9和图12所示流场及Nu数分布图中可以

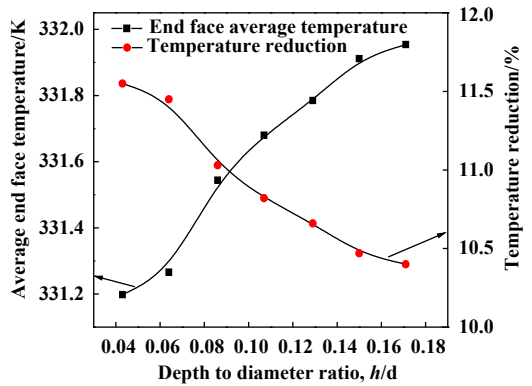


Fig. 13 Relationship between the temperature and the depth to diameter ratio

图 13 深径比对温度的影响

得出,靠近端面的织构在换热过程中承担更重要的角色,这个结论在后面的排列方式部分也得到了证明.

3.4.3 旋转角度

已有研究表明,类似等边三角形这种方向性织构,其旋转角度对流场进而对温度场影响是不可忽略

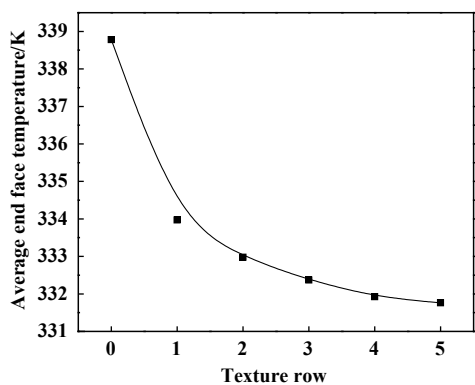


Fig. 14 Relationship between average temperature of the end face and the row number of texture

图 14 织构排数对端面平均温度的影响

的^[13-15]. 等边三角形的旋转角可定义为当三角形的高所在的直线DA与密封环旋转方向完全重合时, 设旋转角为 0° , 当DA以等边三角形的形心E逆时针旋转时, 设旋转角 β 值为正, 反之则为负. 给出 $\beta=0^\circ, 90^\circ, 270^\circ$ 三种角度下的角度如图15所示. 因此, 在保持其他结构参数不变的前提下, 图16示出了不同旋转角度下等边三角形织构型密封的端面平均温度变化曲线.

由图16看出, 其中当旋转角为 90° 时, 端面温度达到最高值. 当旋转角度等于 270° 时端面温度最低, 而旋转角大于或小于 270° 时端面的温度均呈现较高趋势, 为了对上述现象做出解释, 图16给出了针对这两个旋转角度的速度场分布情况.

由图17看出, 当旋转角等于 90° 时, 动环外周织构面靠近密封腔出口产生了回流, 尽管这种回流产生的涡旋使得每排织构周围的流速加大, 但是同时也严重阻碍了冷流与动环外周织构面之间的充分接触与对流换热效应, 冷热流之间的换热发生在远离织构面的地方, 因此换热效果不佳, 导致出现最高端面温度. 而

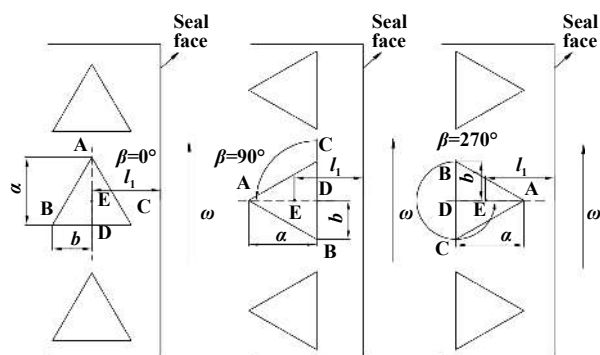


Fig. 15 Definition of the angle of rotation

图 15 旋转角的定义

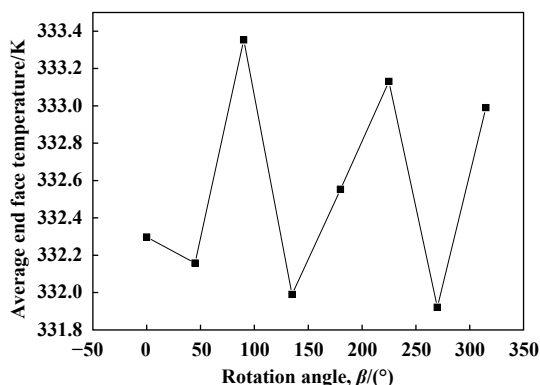


Fig. 16 Relationship between the temperature and the rotation angle of texture

图 16 织构旋转角度对温度的影响

当旋转角等于 270° 时, 动环外周织构面附近均呈现出最高的流速, 而且每排织构附近均被冷流所覆盖, 因此每排织构均起到强制对流换热作用; 与此同时, 每排织构周围冷热流的交互作用最终将摩擦热通过密封腔来流顺利带出腔体, 起到了很好的对流换热作用, 因此端面温度最低.

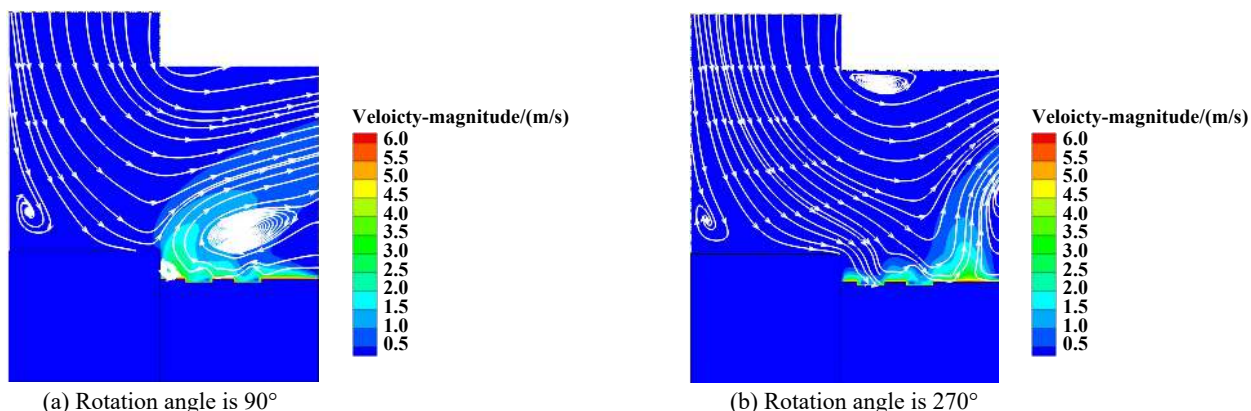


Fig. 17 Flow field of equilateral triangular texture at the rotation angle of 90° and 270°

图 17 等边三角形织构在旋转角 90° 、 270° 时的流场云图

3.4.4 织构排间距

图18给出了织构排间距 l_2 (如图4所示)对端面温度的影响. 可以看出, 随着织构行排间间距的增大, 织构换热效果就越差, 端面温度越高, 其原因是行排间距越大, 相邻织构排之间的湍流效果以及织构间的耦合作用将被削弱, 减小行间距致使两排织构间的低Nu数区域减小, 致使换热效果上升. 图19针对两种排间距

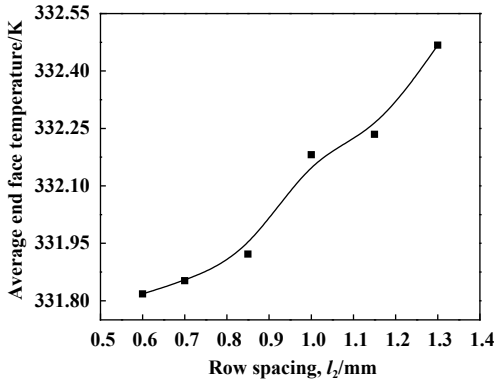


Fig. 18 Relationship between the temperature and the row spacing

图 18 排间距对温度的影响

进行了流场分析.

由图19看出, 当排间距为0.6 mm时, 相邻排间织构的耦合作用导致织构间速度梯度大, 织构内部涡漩规模大, 强耦合作用将摩擦热通过密封腔来流带出腔体^[26]; 当排间距为1.3 mm时, 相邻织构的耦合作用受到排间距距离较大而减弱, 导致织构内部涡漩程度小, 同时还影响了回流流场与离开织构流场的汇合, 减小了流体离开腔体的速度.

3.4.5 织构排列方式

除了以上的因素, 三角形织构的排列方式也是不可回避的因素. 在排除其他的因素影响且保持相应参数不变的前提下, 只考虑排列方式方面, 采取如表7所示的模型进行了分析.

由图20可知, 增加翼展距离 α 即同一排相邻织构相隔角度(图4)可以提升换热效果, 但提升程度有限, 而在排列方式方面, 交错排列要比直线排列提供的换热效果好, 通过设置每行织构数目不等(距离端面最近的织构为第一排, 最远的为第四排), 且偶数层织构数少, 奇数层不变的情况下, 换热效果要好于行织构数目相等的情况, 而且偶数层的织构翼展距离适当扩

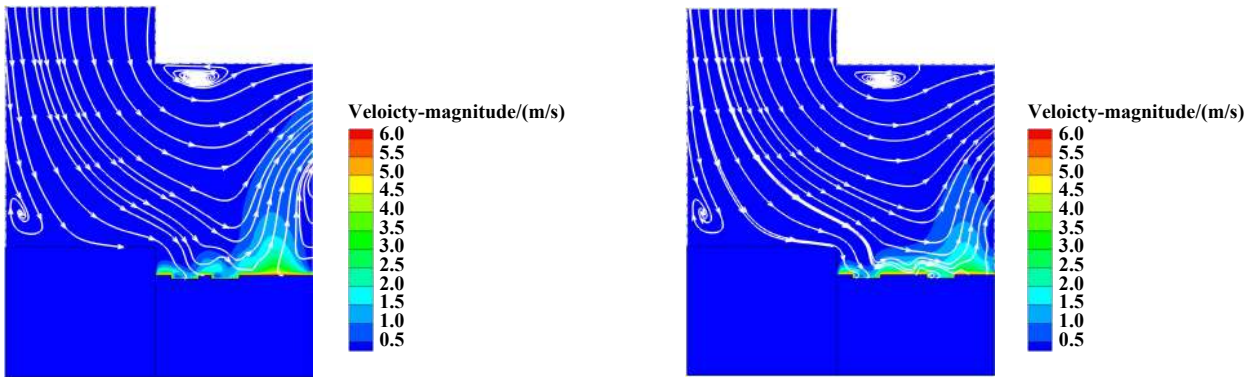


Fig. 19 Velocity distribution of triangular texture at row spacing of 0.6 and 1.3 mm

图 19 三角形织构在0.6 h和1.3 mm排间距时的速度场分布情况

表 7 不同织构排列的描述

Table 7 Description of different texture arrangements

Number	Arrangement	Wing distance α (the texture closest to the end face is the first row)	Row number	Line spacing /mm
1	Staggered	2°	4	0.85
2	Straight line	1,3 rows of 2° , 2,4 rows of 6°	4	0.85
3	Straight line	3°	4	0.85
4	Straight line	1,3 rows of 3° , 2,4 rows of 6°	4	0.85
5	Straight line	3.25°	4	0.85
6	Straight line	3.5°	4	0.85
7	Straight line	3.75°	4	0.85
8	Straight line	4°	4	0.85
9	Straight line	1,3 rows of 6° , 2,4 rows of 3°	4	0.85
10	Straight line	1,3 rows of 6° , 2,4 rows of 2°	4	0.85

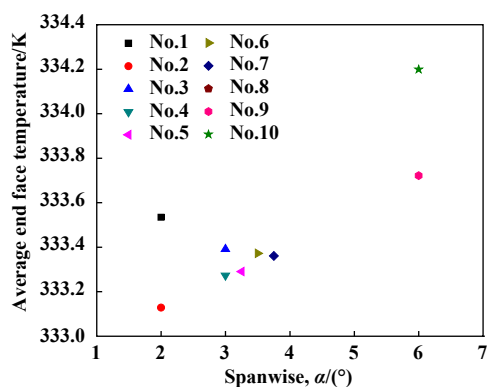


Fig. 20 Relationship between the temperature and different arrays

图 20 不同排列方式对温度的影响

大,将有助于换热效果提高。但是在奇数层织构数目减少的时候,其换热效果要差于行织构数目相等的情况。通过对比2、4、9和10组,可以看出靠近端面的织构在换热过程中承担更重要的角色。

同时,通过设立织构的途径去增加换热效果而降低密封环的端面温度,需要考虑织构在旋转时在流场中搅拌所产生的功耗。通过Fluent软件计算可得出包含织构的织构旋转面和普通旋转面的扭矩,随后通过下列公式^[27]计算搅拌功率:

$$W = \frac{Mn}{9549} \quad (7)$$

式中: M 为扭矩, n 为转速。

在满足计算精度的基础上,通过计算得到织构型机械密封相对普通型机械密封的搅拌功耗增加不到7%,具体数值为增加 3.3×10^{-3} W,而在设立织构后密封环端面温度相比普通环端面温度降低11%,此效果考虑了织构对流体的搅动升温影响。通过物理热量公式^[28]计算为减小了1.06 W的冲洗降温功率,保证了在功耗增加不大的情况下达到了显著降低端面温升的目的,改善了密封性能。

4 结论

a. 动环外周面织构具有增强对流换热效果的能力,而这种能力起因于流体在织构内部的变向流动和涡流效应以及织构外部的流体湍动与高压差区域形成。

b. 在研究的圆形、椭圆形、矩形和等边三角形等不同织构中,顶角正对密封端面的等边三角形的具有最强换热能力最好。矩形织构效果最差,圆形和椭圆形居中;织构型机械密封相比于普通型机械密封,其搅拌功耗增加,但是端面温度下降明显,因此密封性

能得到改善。

c. 等边三角形织构的几何参数取如下值具有最佳对流换热效果:旋转角为 90° ,深径比为0.04~0.15,织构排数3~5排,排间距0.6~1.2 mm,偶数排织构数少于奇数排织构数且相邻两排的织构错位排列。

参考文献

- [1] Brunetière N, Tournerie B, Frêne, et al. A simple and easy-to-use TEHD model for non-contacting liquid face seals[J]. Tribology Transactions, 2003, 46(2): 187–192. doi: 10.1080/10402000308982615.
- [2] Tetsuya T, Ishiaku U S, Mizoguchi M, et al. The effect of heat sealing temperature on the properties of OPP/PPP heat seal I. Mechanical properties[J]. Journal of Applied Polymer Science, 2005, 97(3): 753–760. doi: 10.1002/app.21320.
- [3] Peng X D, Xie Y B, Gu Y Q. Evaluation of mechanical face seals operating with hydrocarbon mixtures[J]. Tribology International, 2003, 36(3): 199–204. doi: 10.1016/S0301-679X(02)00172-X.
- [4] Hu Qiong, Sun Jianjun, Ma Chenbo, et al. Theoretical prediction of mixed frictional heat of mechanical seals based on shoulder-shoulder contact model of asperities[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(21): 102–108 (in Chinese) [胡琼, 孙见君, 马晨波, 等. 基于微凸体侧接触模型的机械密封端面混合摩擦热理论预测[J]. 机械工程学报, 2017, 53(21): 102–108]. doi: 10.3901/JME.2017.21.102.
- [5] Gao Binchao, Meng Xiangkai, Li Jiyun, et al. Thermal-mechanical coupled finite element model and seal performance analysis of mechanical seal[J]. Tribology, 2015, 35(5): 550–556 (in Chinese) [高斌超, 孟祥铠, 李纪云, 等. 机械密封热力耦合有限元模型与密封性能分析[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(5): 550–556].
- [6] Yang Q, Gao C F. An experimental and theoretical study of pressure and thermal distortions in a mechanical seal[J]. ASLE Transactions, 2016, 29(2): 151–159.
- [7] 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: 84–95. doi: 10.1016/j.triboint.2015.05.029.
- [8] Yan Yutao, Li Xuejuan, Hu Guangyang, et al. Friction/wear behaviors and prediction of graphite seal material under high temperature[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(2): 314–320 (in Chinese) [闫玉涛, 李雪娟, 胡广阳, 等. 石墨密封材料高温摩擦磨损行为及预测[J]. 航空动力学报, 2014, 29(2): 314–320].
- [9] Etsion I, Halperin G. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal[J]. Tribology Transactions, 2002, 45(3): 430–434. doi: 10.1080/10402000208982570.
- [10] Etsion I. State of the art in laser surface texturing[J]. Journal of Tribology, 2005, 127(1): 248–253. doi: 10.1115/1.1828070.
- [11] Yuan S H, Huang W, Wang X L. Orientation effects of micro-grooves on sliding surfaces[J]. Tribology International, 2011, 44(9):

- 1047–1054. doi: [10.1016/j.triboint.2011.04.007](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.04.007).
- [12] Peng Xudong, Jin Jie, Li Ding, et al. Analysis of face temperature in mechanical seal applied in the high speed turbo pump[J]. Tribology, 2019, 39(3): 313–318 (in Chinese) [彭旭东, 金杰, 李定, 等. 高速涡轮增压机械密封端面温度变化规律研究[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(3): 313–318].
- [13] Yang Xiao, Meng Xiangkai, Peng Xudong, et al. A THED lubrication analysis surface textured mechanical seals[J]. Tribology, 2018, 38(2): 204–212 (in Chinese) [杨笑, 孟祥铠, 彭旭东, 等. 表面织构化机械密封热弹流润滑性能分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(2): 204–212].
- [14] Peng Xudong, She Baoying, Meng Xiangkai, et al. Sealing performance of liquid-lubricated mechanical seals with different arrangements inclined elliptical dimples[J]. Journal of Tribology, 2013, 33(5): 481–487 (in Chinese) [彭旭东, 余宝瑛, 孟祥铠, 等. 不同排布方向性椭圆孔液体润滑机械密封性能的研究[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(5): 481–487].
- [15] Liu Xin, Peng Xudong, Meng Xiangkai, et al. Theoretical study of collective effect of laser surface textured mechanical seal with oblique distributed pore face[J]. CIESC Journal, 2010, 61(2): 444–449 (in Chinese) [刘鑫, 彭旭东, 孟祥铠, 等. 斜排微孔端面机械密封富集效应的理论研究[J]. 化工学报, 2010, 61(2): 444–449].
- [16] Khonsari N X. Recent development on heat transfer augmentation design for reducing surface temperature in a lubrication system[J]. Recent Patents on Mechanical Engineering, 2015, 8(2): 148–153. doi: [10.2174/2212797608666150619174823](https://doi.org/10.2174/2212797608666150619174823).
- [17] Drumm K R. Mechanical seal with heat exchanger[P]. US4872689, 1989.
- [18] Murray S G, Smith J C. Circumferential flow channel for carbon seal runner cooling[P]. 5593165, 1997.
- [19] Winkler A, Otschik J, Schicktanz R. Mechanical seal assembly with integrated heat transfer unit[P]. US2011/0169225 A1, 2011.
- [20] Xiao N, Khonsari M M. Thermal performance of mechanical seals with textured side-wall[J]. Tribology International, 2012, 45(1): 1–7. doi: [10.1016/j.triboint.2011.09.002](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.09.002).
- [21] Brunetiere N, Tournerie B, Ne J F, et al. TEHD lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode: Part 2-parametric study[J]. Journal of Tribology-transactions of The ASME, 2003, 125(3): 617–627. doi: [10.1115/1.1510886](https://doi.org/10.1115/1.1510886).
- [22] Luan Z, Khonsari M M. Analysis of conjugate heat transfer and turbulent flow in mechanical seals[J]. Tribology International, 2009, 42(5): 762–769. doi: [10.1016/j.triboint.2008.10.011](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.10.011).
- [23] Becker K M. Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1963, 6(12): 1053–1062. doi: [10.1016/0017-9310\(63\)90006-1](https://doi.org/10.1016/0017-9310(63)90006-1).
- [24] Isaev S A, Leont 'Ev A I. Numerical simulation of vortex enhancement of heat transfer under conditions of turbulent flow past a spherical dimple on the wall of a narrow channel[J]. High Temperature, 2003, 41(5): 665–679. doi: [10.1023/A:1026100913269](https://doi.org/10.1023/A:1026100913269).
- [25] Chyu M K, Yu Y, Ding H, et al. Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passage[C]. In: ASME 42nd international gas turbine and aero congress, ASME paper No. 97-GT-437, Orlando, FL, 1997.
- [26] Afanasyev V N, Chudnovsky Y P, Leontiev A I, et al. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 1993, 7(1): 1–8.
- [27] Huang Xiaoping, Chen Lifang, He Tinghui. Mechanics of materials[M]. Guangzhou: South China University of Technology Press, 2007(in Chinese) [黄小清, 陈丽芳, 何庭蕙. 材料力学[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 2007].
- [28] Ye Weiguo, Yu Guoxiang. College physics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2012(in Chinese) [叶伟国, 余国祥. 大学物理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012].