

摩擦学学报

TRIBOLOGY



双尖槽干气密封特性对比研究

王和顺, 刘小明, 张车宁, 王泽平, 朱维兵

A Comparative Research on the Characteristics of Dry Gas Seal with Double Pointed Grooves

WANG Heshun, LIU Xiaoming, ZHANG Chening, WANG Zeping, ZHU Weibing

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2020149>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

干气密封螺旋槽衍生结构演变规律与工况适用性

Evolution Rule and Working Applicability of Typical Derived Structures of Spiral Groove Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2018, 38(3): 264 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.03.003>

考虑空化效应的螺旋槽机械密封液膜动力学特性研究

Fluid Film Dynamic Characteristics of Spiral-Grooved Mechanical Seals with Cavitation Effect

摩擦学学报. 2019, 39(2): 171 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018091>

似叠罗汉槽干气密封的结构优选与性能研究

Geometric Optimization and Seal Performance of a Pyramid-Like-Groove Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2017, 37(1): 121 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.01.016>

经典曲线型槽干气密封稳动态密封特性数值分析

Numerical Analysis of Steady-State and Dynamic Characteristics of Typical Molded Line Groove Dry Gas Seals

摩擦学学报. 2018, 38(5): 584 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.05.012>

基于湍流模型的高速螺旋槽机械密封稳态性能研究

Steady Performance on High Speed Spiral-Grooved Mechanical Seals Based on Turbulent Model

摩擦学学报. 2020, 40(2): 260 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019162>



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

DOI: 10.16078/j.tribology.2020149

双尖槽干气密封特性对比研究

王和顺^{1*}, 刘小明², 张车宁², 王泽平², 朱维兵¹

(1. 西华大学 机械工程学院, 四川 成都 610039;
2. 中密控股股份有限公司, 四川 成都 610046)

摘要: 提出一种新型双尖槽端面密封, 具体由两个开槽深度不同、径向长度相同的螺旋槽及1个圆弧槽组合而成。建立了该双尖槽与燕尾螺旋槽端面密封的数学模型, 并运用有限差分法进行了数值计算。结果表明: 在小间隙区域, 双尖槽具有更大的开启力、泄漏量、刚度及刚漏比, 且间隙越小, 双尖槽较燕尾螺旋槽其端面的开启力、刚度及刚漏比差值越大; 在间隙(h_0)小于 $3.0\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽开启力整体大于燕尾螺旋槽; 在间隙小于 $6.0\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽气膜刚度整体大于燕尾螺旋槽; 在间隙小于 $6.8\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽刚漏比整体大于燕尾螺旋槽; 特别是在间隙为 $3.0\sim 5.0\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽较 $10\ \mu\text{m}$ 和 $8\ \mu\text{m}$ 槽深燕尾螺旋槽刚度有显著增大, 较 $5\ \mu\text{m}$ 槽深燕尾螺旋槽增幅也达到6%左右; 在间隙约小于 $3.0\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽较燕尾螺旋槽的泄漏量值虽有所增大, 但其值没超过泄漏量的设计值, 密封基本性能指标合格。故双尖槽在泄漏量不超标的情况下, 具有更优的综合性能。

关键词: 密封; 机械密封; 干气密封; 双尖槽; 螺旋槽; 数值计算

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2021)06-0974-09

A Comparative Research on the Characteristics of Dry Gas Seal with Double Pointed Grooves

WANG Heshun^{1*}, LIU Xiaoming², ZHANG Chening², WANG Zeping², ZHU Weibing¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xihua University, Sichuan Chengdu 610039, China
2. Sichuan Nikki Seal Co Ltd, Sichuan Chengdu 610046, China)

Abstract: A new type of Double Pointed Groove (DPG) seal face was proposed, which was composed of two spiral grooves with different groove depth and the same radial length and one circular arc groove. The mathematical model of the DPG and the Dovetail Spiral Groove (DSG) face seal was established, and the numerical calculation was carried out by using the finite difference method. In the small clearance area, the DPG had larger opening force, leakage, stiffness and ratio of stiffness to leakage, and the smaller the clearance, the greater the difference. When $h_0 < 3.0\ \mu\text{m}$, the DPG had larger opening force; when $h_0 < 6.0\ \mu\text{m}$, the film stiffness of the DPG was larger than that of the DSG; when $h_0 < 6.8\ \mu\text{m}$, the DPG had larger stiffness leakage ratio. In the area with a clearance of $3.0\sim 5.0\ \mu\text{m}$, the stiffness of DPG had a significant increase compared to the DSG with the depth of $10\ \mu\text{m}$ and $8\ \mu\text{m}$. And the relative change (RC) was about 6% compared with the DSG of $5\ \mu\text{m}$. When $h_0 < 3.0\ \mu\text{m}$, the leakage of the DPG was higher than that of the DSG, but the leakage value did not exceed the design value, and the basic sealing performance index was qualified. Therefore, the DPG had better comprehensive performance under the condition that the leakage did not exceed the standard.

Received 17 July 2020, revised 27 September 2020, accepted 7 December 2020, available online 28 November 2021.

*Corresponding author. E-mail: wangheshun@mail.xhu.edu.cn, Tel: +86-18030802010.

The project was supported by the key R&D projects of Science and Technology Department of Sichuan Province (2019YFG0351), the National Natural Science Foundation of China (52079118) and the Key Laboratory of Fluid and Power Machinery, Ministry of Education.

四川省科技厅重点研发项目(2019YFG0351), 国家自然科学基金面上项目(52079118)和流体及动力机械教育部重点实验室资助。

Key words: seals; mechanical seals; dry gas seals; double pointed grooves; spiral grooves; numerical calculation

随着节能减排的深入实施,对广泛应用于石化等领域的密封装置性能提出了更高的要求.干气密封作为一种性能优良的旋转机械轴端密封,提高其端面流体膜刚度和控制泄漏量是其研究的要点和热点,而其中密封端面槽型结构研究一直是干气密封研究的重要方向之一^[1].

长期以来,研究人员对干气密封端面开槽展开了广泛研究.干气密封的理论源于止推轴承,继Gumbel之后,Muijderman^[2]进一步完善并建立了螺旋槽止推轴承理论模型,并开展了试验研究.Gardner^[3]研制了圆弧面螺旋槽及平面螺旋槽气体端面密封,并投入应用.Gabriel^[4]基于止推轴承理论,对螺旋槽端面密封展开了研究.Ruan^[5]提出考虑滑移流效应的修正雷诺方程,建立了气体端面密封的有限元模型,并进行了数值研究.Zirkelback等^[6]分析了刚度和阻尼力系数对螺旋槽密封泄漏量的影响.Wang等^[7]对上游泵送密封端面流体膜特性进行了研究.Etsion等^[8]对端面微孔干气密封结构及其特性展开了研究.Qiu等^[9]对槽深、螺旋角对螺旋槽密封面的摩擦系数和流体膜特性进行试验研究.彭旭东等^[10-12]提出并研究了多种端面槽型,主要包含带底部环槽的螺旋槽、雁型槽和仿生集束螺旋槽,研究表明在一定条件下这些端面槽型气体密封较普通干气密封具有更好的性能.蒋小文等^[13]对螺旋槽干气密封端面气膜特性进行了数值模拟分析.Hashimoto等^[14]对端面槽型边缘线进行改进,获得了一种具有更大气膜开启力和更低端面摩擦的槽型结构.丁雪兴等^[15]提出一种新型柱面螺旋槽气膜密封,并对其进行了计算分析,给出了优化的结构参数.王衍等^[16]研究了一种有序微造型密封端面,并将其与传统槽型密封

进行了对比分析.徐奇超等^[17]对四种经典端面槽型干气密封进行了计算分析.江锦波等^[1]研究了高压低速和高速低压条件下,端面槽型结构的变化及其特性.沈伟等^[18]在考虑介质惯性效应的情况下,对超高速密封端面气膜进行了分析.Fairuz等^[19]探讨了降低超临界二氧化碳(SCO₂)干气密封变形的趋势和方法,特别是由非均匀温度引起的热变形,认为减小对流换热的表面积是减小热变形的有效途径.白少先等^[20]研究了端面“T”型槽密封气膜特性,认为在一定条件下,密封端面将形成发散间隙,从而影响气膜稳定性.Du等^[21]采用热-流-固耦合方法研究了不同深度螺旋槽超临界二氧化碳干气密封的性能,得到了五种不同槽型密封的性能参数,分析了进气温度、进气压力、进气速度和气膜厚度等因素对性能的影响.

本文作者通过不同深度的螺旋槽组合,并结合底部开设圆弧槽,获得一种新型双尖槽端面密封(DPG),并建立该密封数学模型,使用编程进行数值计算,获得了端面气膜特性,并与燕尾螺旋槽(DSG)进行对比分析.所研究的双尖槽端面密封已获国家专利授权^[22],并应用于中密控股股份有限公司部分干气密封产品中.

1 双尖槽端面模型

1.1 端面槽型

双尖槽干气密封端面槽型结构是在燕尾螺旋槽端面结构的基础上,由原来的单螺旋槽改进为2个螺旋槽与1个圆弧槽组合而成的结构,如图1所示,图1(a)为双尖槽干气密封端面槽型结构的平面示意图,图1(b)为双尖槽干气密封端面槽型的立体结构示意图.

在由图1双尖槽结构为迎风侧螺旋槽(Upwind spiral

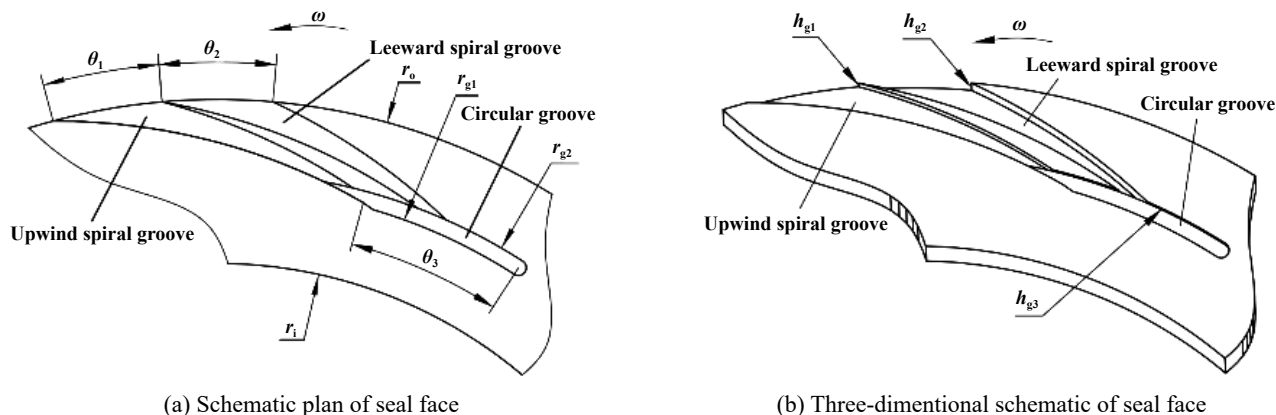


Fig. 1 Double pointed groove

图1 双尖槽示意图

groove) 1、背风侧螺旋槽(Leeward spiral groove) 2和底部圆弧槽(Circular groove) 3整合在一起构成双尖槽。两螺旋槽的迎风侧螺旋线与背风侧螺旋线的螺旋角分别相等,且螺旋槽1和螺旋槽2迎风侧螺旋线的螺旋角不小于其背风侧螺旋线的螺旋角。整体沿径向和周向,端面槽深呈由深变浅的类台阶状分布,螺旋槽1和螺旋槽2由入口至出口呈收敛状。其目标及效果是获得更强的挤压效应和剪切效应。

燕尾螺旋槽结构为将螺旋槽1和螺旋槽2整体连通(槽1的背风侧型线和槽2的迎风侧型线保持,其他两型线之间的堰区连通),并控制槽区深度相同,形成1个完整螺旋槽,底部圆弧槽3不变,此即形成与双尖槽对比的燕尾螺旋槽。

1.2 数学模型

端面槽边缘型线为对数螺旋线,在密封端面不同区域,随着开槽深度的变化,气膜厚度如下:

$$\text{坝区: } h = h_0 \quad (1)$$

$$\text{螺旋槽区: } h = h_0 + h_{g1} \text{ 或 } h = h_0 + h_{g2} \quad (2)$$

$$\text{圆弧槽区: } h = h_0 + h_{g3} \quad (3)$$

其中: h 为任一位置处端面气膜厚度; h_0 为端面间隙; h_{g1} 为槽1深; h_{g2} 为槽2深; h_{g3} 为槽3深。

为简化计算,基于理论和结构的核心特征进行如下假设:

1)忽略介质体积力和惯性力;2)气膜厚度方向上压力不变;3)端面介质为层流;4)气体分子在密封间隙内不存在相对滑移;5)忽略振动和扰动的干扰;6)忽略端面粗糙度的影响^[23]。

获得其端面气膜压力方程为^[23]:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (4)$$

式中: μ 为气体黏度, ω 为角速度, p 为端面任一点处压力。

进一步,可得到双尖槽密封环端面开启力计算公式^[23]为

$$F = \iint r p dr d\theta \quad (5)$$

泄漏量 Q 的计算式^[23]为

$$Q = - \frac{h^3 \left(\int_0^{2\pi} p d\theta - 2\pi p_i \right)}{12\mu \ln \left(\frac{r}{r_i} \right)} \quad (6)$$

气膜刚度^[23]为

$$K = - \frac{\Delta F}{\Delta h_0} \quad (7)$$

刚漏比^[23]为

$$K_q = \frac{K}{Q} \quad (8)$$

双尖槽及经典燕尾螺旋槽干气密封的核心差别在于端面微结构形状和参数不同,而理论计算方法和控制方程是相同的,故对二者采用相同的压力控制方程进行求解。

2 计算条件及流程

2.1 密封几何及工况参数

根据某压缩机干气密封运行条件,确定双尖槽与燕尾螺旋槽槽型密封端面相关参数列于表1中。

表1 密封几何参数

Table 1 Sealing ring geometric and operating parameters

Parameter	DSG	DPG
Inside radius, r_i /mm	60	60
Outside radius, r_o /mm	81	81
Inside/outside radius of circular arc groove, r_{g1}, r_{g2} /mm	$r_{g1}=71, r_{g2}=73$	$r_{g1}=71, r_{g2}=73$
Groove number, N	12	12
Spiral angle, β /°	Upwind side 18, leeward side 20	Upwind side 18, leeward side 20
Groove depth/ μm	$h_{g1}=5/8/10, h_{g3}=2$	$h_{g1}=10, h_{g2}=5, h_{g3}=2$
Circumferential angle/°	$2\theta_1=2\theta_2=\theta_3=15$	$2\theta_1=2\theta_2=\theta_3=15$
Pressure outlet, p_o /MPa	0.2	0.2
Pressure inlet, p_i /MPa	2	2
Speed, ω /(rad/s)	1 047.2	1 047.2
Medium	CO ₂	CO ₂
Viscosity, μ /(Pa·s)	1.494×10^{-5}	1.494×10^{-5}

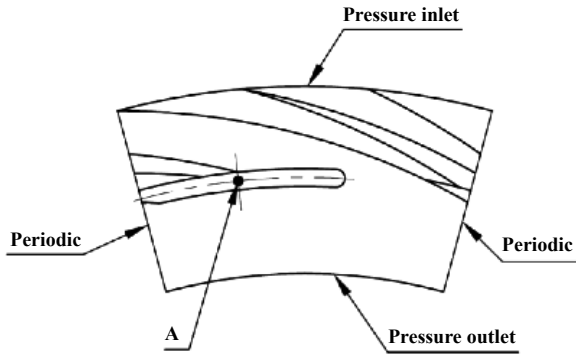


Fig. 2 Diagram of regional difference grid
图 2 密封端面周期计算示意图

2.2 数值计算

选取密封端面上一个开槽周期, 用有限差分法对式(4)进行离散求解, 通过压力分布获得端面开启力、泄漏量、刚度和刚漏比等参量。

就选定的压缩机工况及参数, 如图2所示, 计算区域各边界条件如下:

径向进、出口端有:

$$r = r_o, \quad p = p_o(\text{进口端})$$

$$r = r_i, \quad p = p_i(\text{出口端})$$

周向边界处有:

$$p|_{\theta=0} = p|_{\theta=\alpha}$$

其中: $\theta=0$ 是周向起始处边界; $\theta=\alpha$ 是周向结束处边界, 两边界周期性重合, 故其压力值应相等, 其中: $\alpha=2\pi/N$, N 为端面槽数。

3 结果分析

选择一种双尖槽和三种燕尾螺旋槽进行分析研究, 先对双尖槽和一种燕尾螺旋槽(螺旋槽槽深为5 μm)压力分布进行对比, 然后以开启力、泄漏量、刚度和刚漏比作为密封性能考查指标, 设置端面间隙在0.5~15 μm 范围内变化, 对四种槽型各指标量的值及相对增幅进行对比分析。其中双尖槽结构参数完全如表1如示, 而三种燕尾螺旋槽槽深分别选定为5、8和10 μm , 其他参数相同, 所获得的具有不同槽深的三种结构(因双尖槽中两个螺旋槽的槽深分别为5和10 μm , 为了探求与双尖槽性能差距最小的燕尾螺旋槽槽深, 故选取了两个槽深分别为5和10 μm , 和1个中间附近槽深8 μm 的燕尾螺旋槽进行了计算)。

通过对比4组槽型的计算结果, 发现槽深为5 μm

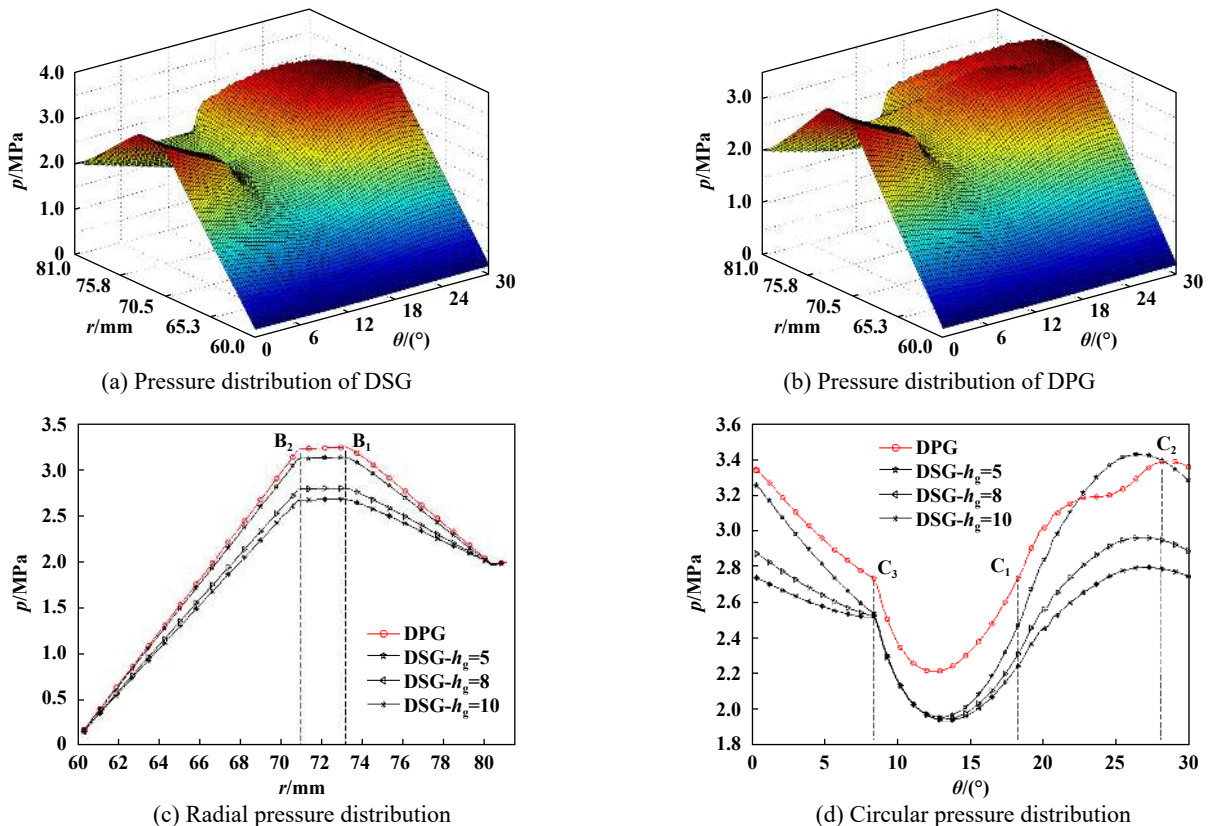


Fig. 3 Diagram of face pressure distribution

图 3 密封端面压力分布示意图

的燕尾螺旋槽性能参数跟双尖槽最为接近,故下文除压力分布的对比中,只给出了双尖槽性能指标量相对槽深为5 μm 的燕尾螺旋槽相对变化量,下图中分别以 R_F 、 R_Q 、 R_K 以及 R_{Kq} 来进行标识,并将相对变化量(RC曲线)置于右侧纵坐标处.

3.1 压力分布

双尖槽和燕尾螺旋槽在端面间隙为2 μm 时的压力分布情况如图3所示,其中图3(a)为燕尾螺旋槽的端面压力分布(螺旋槽深 $h_g=5 \mu\text{m}$),图3(b)为双尖槽的端面压力分布,图3(c)为两种槽型沿径向压力分布,图3(d)为两种槽型沿周向压力分布.径向和周向设定位置为经过图2中A点的径向线和周向线,A点位于经螺旋槽迎风侧型线与圆弧槽相交点,沿径向的圆弧槽中间位置处,因为在A点附近压力数值大且变化剧烈.图3(c)中, B_1 和 B_2 为双尖槽上压力曲线上的2个拐点,燕尾螺旋槽上相应拐点由过 B_1 和 B_2 的竖直线对应获得;图3(d)中, C_1 、 C_2 和 C_3 为双尖槽上压力曲线上3个拐点,燕尾螺旋槽上相应拐点由过 C_1 、 C_2 和 C_3 的竖直线对应获得.

由图3可见:1)两种槽型端面气膜压力均在圆弧槽区域出现峰值,峰值区域位于图2中A点附近.在外径侧至圆弧槽区域,端面气膜压力受螺旋槽的影响逐渐增大,特别是在槽区的迎风侧型线附近和螺旋槽尾部,气体受挤压和剪切从而压力显著增大,出现局部峰值.而在圆弧槽至内径侧区域,端面气膜压力近似呈线性迅速下降至出口压力.2)经A点沿径向,两种槽端面压力由外径至圆弧槽外侧 B_1 点处是逐渐升高的,在圆弧槽外侧 B_1 点和内侧 B_2 点之间,压力基本不变,由圆弧槽内侧 B_2 点至端面内径压力逐渐降低至出口压力.可见圆弧槽起到了均压的作用.双尖槽端面气膜压力稍大于燕尾螺旋槽,螺旋槽深为5 μm 的燕尾螺旋槽端面压力分布最接近双尖槽.3)经A点沿周向两种槽型端面气膜压力大小交替变化.在螺旋槽与圆弧槽相交区域附近(周向 C_1 和 C_2 点之间区域,背风侧型线与圆弧槽交于 C_1 点,迎风侧型线与圆弧槽交于 C_2 点),端面气膜压力逐渐升高,并在A点附近出现极大值;在螺旋槽根收尾后的圆弧槽区域附近(周向 C_2 和 C_3 点之间区域,圆弧槽尾部 C_3 点),气膜压力缓慢降低;在无圆弧槽区域附近(周向 C_3 和 C_1 点之间区域),气膜压力在 C_3 位置处开始急剧下降至谷值,然后迅速回升.可见气膜压力的变化基本与端面轮廓的变化吻合,说明此时由浅槽产生的流体膜压效应显著,对端面压力分布产生了重要的影响.4)双尖槽在其槽1与槽2之间, C_2 点稍前的区域,压力出现缓慢上升的一段区

域[图3(d)中约22~25°区域],而槽深为5 μm 的燕尾螺旋槽端面在 C_2 点稍前的区域,压力变化平稳,且迅速达到峰值,该峰值略大于双尖槽气膜压力峰值.这是因为燕尾螺旋槽只有1个螺旋槽,单槽周向幅度较大,沿径向由外向内气体挤压效应没有双尖槽显著,但在螺旋槽与圆弧槽交界的A点附近,燕尾螺旋槽在槽台交界处气体挤压和剪切效应显著加强.5)双尖槽在更大的区域(约占整个端面区域的80%)获得了较大的端面气膜压力,这有助于促进气膜开启力和刚度的增加,从而进一步提升其端面气膜的综合特性.

3.2 开启力

双尖槽和燕尾螺旋槽的端面开启力变化情况如图4所示.

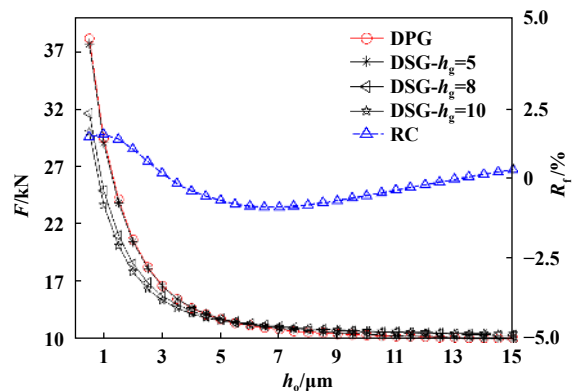


Fig. 4 The curve of opening force with clearance

图4 开启力随端面间隙变化曲线

由图4可以看出:1)两种槽型端面气膜开启力均随端面间隙增大而减小.在端面间隙较小区域(约小于7 μm),开启力随端面间隙增大而迅速减小,且双尖槽开启力变化幅度大于燕尾螺旋槽;在端面间隙较大区域(约大于7 μm),开启力随端面间隙增大而呈缓慢下降,且两种槽型开启力下降幅度逐渐趋同.这是由于在间隙较小时,端面流体膜在槽型根部附近产生显著的挤压和剪切效应,形成充分的流体动压力,且此时动压力较静压显著占优,从而在小间隙区域形成了对间隙变化非常敏感的动压占优的开启力.而在间隙较大区域槽型边沿的流体动效应显著下降,由此形成的流体膜动压力远低于介质沿端面静压力,从而在大间隙区域形成了对间隙变化不敏感的静压占优的开启力.2)在端面间隙小于3.0 μm 区域,双尖槽开启力整体大于燕尾螺旋槽,在端面间隙大于3.0 μm 区域,双尖槽开启力整体小于燕尾螺旋槽.说明在间隙较小时,双尖槽较燕尾螺旋槽有略高的端面介质动压效应.3)双尖槽开启力整体与5 μm 槽深燕尾螺旋槽接近.如间隙分别为

0.5、1.0和1.5 μm 时,双尖槽开启力较燕尾螺旋槽增幅分别为1.30%、1.38%和1.23%。

一般干气密封正常工作时平衡间隙都在3 μm 左右^[3,10],而在小间隙区双尖槽稍大的开启力有助力提升端面气膜的稳定性。

3.3 泄漏量

双尖槽和燕尾螺旋槽的端面泄漏量变化情况如图5所示。

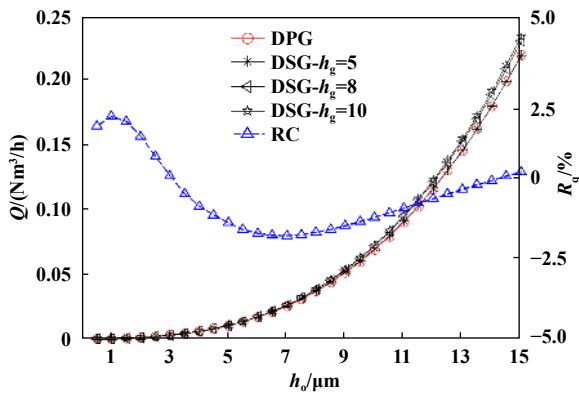


Fig. 5 The curve of leakage with clearance
图5 泄漏量随端面间隙变化曲线

由图5可知:1)两种槽型密封泄漏量均随端面间隙增大而呈近似指数关系上升.理论上由式(6)可知,密封泄漏量与端面间隙的三次方成正比关系变化.虽然干气密封在端面开设了不同结构的浅槽,显著影响了端面槽区及附近的介质流动情况,但在坝区介质流动逐渐与平行端面密封靠近,特别是在间隙较大时,端面浅槽对介质泄漏量的影响就更低.2)在端面间隙小于3.0 μm 区域,双尖槽泄漏量整体大于燕尾螺旋槽,在端面间隙大于3.0 μm 的区域,双尖槽泄漏量整体小于燕尾螺旋槽.且随着端面间隙的增加,具有较深端面燕尾螺旋槽(10 μm)的密封面泄漏量增幅最大.这是由于双尖槽在端面间隙小于3.0 μm 区域的底部圆弧槽区形成了更高的动压力,介质在经圆弧槽向内径流动时,因较高的压差形成了稍大的泄漏量.3)双尖槽泄漏量整体与5 μm 槽深燕尾螺旋槽接近,在各间隙状态下,两者相对差不超过2%.如间隙为0.5、1.0和1.5 μm 时,双尖槽泄漏量较燕尾螺旋槽增幅分别为1.62%、1.91%和1.77%.4)双尖槽泄漏量在小间隙状态下的增加量,远小于干气密封泄漏指标控制量,不会导致密封泄漏量超标。

3.4 刚度

双尖槽和燕尾螺旋槽的端面气膜刚度变化情况如图6所示。

由图6可知:1)两种槽型端面气膜刚度均随端面间隙增大而减小.在端面间隙较小区域(约小于6.0 μm),气膜刚度随端面间隙增大而迅速减小,且双尖槽气膜刚度变化幅度整体大于燕尾螺旋槽;在端面间隙较大区域(约大于6.0 μm),气膜刚度随端面间隙增大而呈缓慢下降,且两种槽型气膜刚度下降幅度逐渐趋同.这是由于在间隙较小时,开启力的构成中对间隙变化非常敏感的介质动压力占优,在间隙较大时,开启力的构成中对间隙变化不敏感的介质静压力占优.2)在端面间隙小于6.0 μm 区域,双尖槽气膜刚度整体大于燕尾螺旋槽,在端面间隙大于6.0 μm 区域,双尖槽气膜刚度整体小于燕尾螺旋槽.这是由于小间隙时双尖槽具有较显著的端面动压效应,而在间隙较大时,双尖槽周向两个深度不同的槽一定程度上降低了介质压力沿径向随间隙的变化幅度.3)双尖槽气膜刚度整体与5 μm 槽深燕尾螺旋槽较接近,在各间隙状态下,两者刚度相对差大约在6%~30%之间变化.如间隙分别为3.5、4.0和4.5 μm 时,双尖槽刚度较5 μm 槽深燕尾螺旋槽增幅分别为4.90%、5.19%和5.30%,而间隙分别为14.0、14.5和15.0 μm 时,双尖槽刚度较5 μm 槽深燕尾螺旋槽增幅分别为-28.72%、-28.87%和-28.88%.4)双尖槽气膜刚度整体大于10 μm 和8 μm 槽深的燕尾螺旋槽,特别是在3~5 μm 区域,双尖槽刚度较10 μm 和8 μm 槽深的燕尾螺旋槽有显著增大。

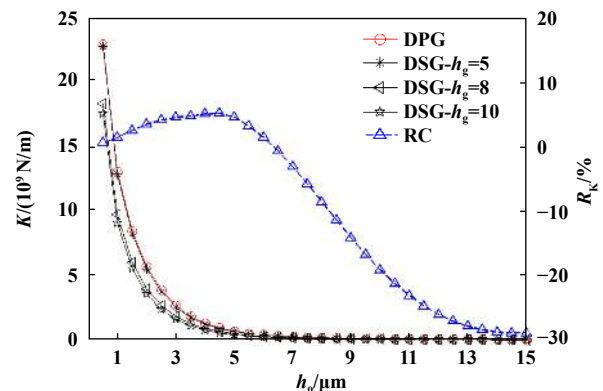


Fig. 6 The curve of stiffness with clearance
图6 刚度随端面间隙变化曲线

小间隙状态下,双尖槽相对于5 μm 槽深的燕尾螺旋槽接近6%左右的刚度增加值,能有效提升端面流体膜稳定性。

3.5 刚漏比

双尖槽和燕尾螺旋槽的端面气膜刚漏比变化情况如图7所示。

由图7可知:1)随着端面间隙的增大,双尖槽和燕

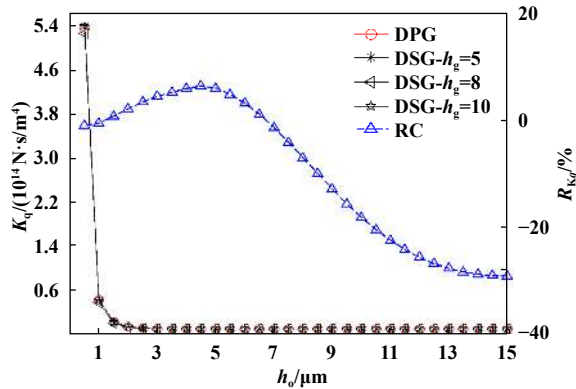


Fig. 7 The curve of rigid-leakage ratio with clearance
图7 刚漏比随端面间隙变化曲线

尾螺旋槽的刚漏比均迅速下降. 在端面间隙小于 $2.5\ \mu\text{m}$ 区域, 刚漏比随端面间隙增大而迅速减小; 在端面间隙大于 $2.5\ \mu\text{m}$ 区域, 刚漏比随端面间隙增大而呈缓慢下降, 且两种槽型刚漏比下降幅度逐渐趋同. 从刚度和泄漏量数值上看, 间隙较小时, 刚度值大且变化剧烈, 而泄漏量小且相对稳定, 刚漏比在间隙较小时其变化趋势主要受刚度值影响. 2) 在端面间隙小于 $6.8\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽刚漏比整体大于燕尾螺旋槽, 在端面间隙大于 $6.8\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽刚漏比整体小于 $5\ \mu\text{m}$ 深燕尾螺旋槽. 表明在小间隙区域, 双尖槽就泄漏量和刚度具有较优的综合性能. 3) 双尖槽气膜刚漏比整体与 $5\ \mu\text{m}$ 槽深燕尾螺旋槽较接近, 在各间隙状态下, 两者相对差大约在 $7\%\sim 30\%$ 之间变化. 如间隙分别为 3.5 、 4.0 和 $4.5\ \mu\text{m}$ 时, 双尖槽刚漏比较 $5\ \mu\text{m}$ 槽深的燕尾螺旋槽增幅分别为 5.42% 、 6.12% 和 6.52% , 而间隙分别为 14.0 、 14.5 和 $15.0\ \mu\text{m}$ 时, 双尖槽刚漏比较 $5\ \mu\text{m}$ 槽深的燕尾螺旋槽增幅分别为 -28.67% 、 -28.92% 和 -29.01% .

综上, 以较大刚度、刚漏比、开启力以及泄漏量不超标, 来整体考查以上分析的四种槽型结构发现: 双尖槽在间隙较小时刚度、刚漏比和开启力整体大于燕尾螺旋槽, 具体是较 $10\ \mu\text{m}$ 和 $8\ \mu\text{m}$ 槽深的燕尾螺旋槽显著增大, 而较 $5\ \mu\text{m}$ 槽深的燕尾螺旋槽有小幅增大.

4 结论

a. 当间隙 h_0 为 $2\ \mu\text{m}$ 时, 端面气膜压力均在圆弧槽区域出现峰值, 双尖槽在更大的端面区域(约占整个端面的 80%)获得了较大的端面气膜压力.

b. 双尖槽具有更大的开启力、刚度及刚漏比. 在间隙小于 $3.0\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽开启力整体大于燕尾螺旋槽; 在间隙小于 $6.0\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽气膜刚度整体大于燕尾螺旋槽; 在间隙小于 $6.8\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽刚漏比

整体大于燕尾螺旋槽. 特别是在 $3\sim 5\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽刚度较 $10\ \mu\text{m}$ 和 $8\ \mu\text{m}$ 槽深的燕尾螺旋槽显著增大, 较 $5\ \mu\text{m}$ 槽深的燕尾螺旋槽增幅也达到 6% 左右.

c. 在间隙约小于 $3.0\ \mu\text{m}$ 区域, 双尖槽较燕尾螺旋槽的泄漏量值虽有所增大, 但其值没超过泄漏量的设计值, 密封基本性能指标合格.

d. 双尖槽端面密封的泄漏量略有增加, 而其端面气膜的刚度、开启力和刚漏比均显著优于燕尾螺旋槽型密封.

符号说明

A —压力峰值参考点, 径向/周向压力分布对比基准点;

B_1 —径向圆弧槽外边沿侧分界点;

B_2 —径向圆弧槽内边沿侧分界点;

C_1 —周向圆弧槽中间位置与螺旋槽背风侧型线交点;

C_2 —周向圆弧槽中间位置与螺旋槽迎风侧型线交点;

C_3 —周向圆弧槽尾部位置;

F —开启力/N;

h —密封端面气膜厚度, 单位 μm ;

h_0 —密封端面间隙, 单位 μm ;

h_g —燕尾螺旋槽槽深, 单位 μm ;

h_{g1} —槽1槽深, 单位 μm ;

h_{g2} —槽2槽深, 单位 μm ;

h_{g3} —槽3/燕尾螺旋槽尾部圆弧槽槽深, 单位 μm ;

K —端面流体膜刚度, 单位N/m;

p —端面任一点处压力, 单位MPa;

p_o —出口压力, 单位MPa;

p_i —入口压力, 单位MPa;

Q —泄漏量, 单位 Nm^3/s ;

R_f —双尖槽开启力较燕尾螺旋槽增幅, %;

R_q —双尖槽泄漏量较燕尾螺旋槽增幅, %;

R_k —双尖槽刚度较燕尾螺旋槽增幅, %;

R_{kq} —双尖槽刚漏比较燕尾螺旋槽增幅, %;

r —端面任一位置处半径, 单位mm;

r_{g1} —槽3内径, 单位mm;

r_{g2} —槽3外径, 单位mm;

r_o —密封面外径, 单位mm;

r_i —密封面内径, 单位mm;

α —单槽区周向角, 单位($^\circ$);

β —螺旋角, 单位($^\circ$);

θ —极角, 单位($^\circ$);

θ_0 —燕尾螺旋槽入口处周向角,单位($^\circ$);

θ_1 —槽1入口处周向角,单位($^\circ$);

θ_2 —槽2入口处周向角,单位($^\circ$);

θ_3 —槽3/燕尾螺旋槽尾部圆弧槽中径处周向角,单位($^\circ$);

μ —气体黏度,单位Pa·s;

K_q —刚漏比,单位 $N\cdot s/m^4$;

ω —开槽端面密封环角速度,单位rad/s

参考文献

- [1] Jiang Jinbo, Chen Yuan, Xu Qichao, et al. Evolution rule and working applicability of typical derived structures of spiral groove dry gas seal[J]. Tribology, 2018, 38(3): 264–273 (in Chinese) [江锦波, 陈源, 徐奇超, 等. 干气密封螺旋槽衍生结构演变规律与工况适用性[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(3): 264–273]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.03.003.
- [2] Muijderman E A. Spiral groove bearings, thesis, 1964[J]. Wear, 1964, 7(6): 560–561. doi: 10.1016/0043-1648(64)90217-0.
- [3] Gardner JF. Rotary mechanical seal of the gap type: US, US3499653 A[P]. 1970.
- [4] Gabriel R P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals. Lubrication Engineering[J], 1994. 50(3): 215–224.
- [5] Ruan Bo. Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions-slip flow consideration[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(3): 411–418. doi: 10.1080/10402000008982357.
- [6] Zirkelback N. Parametric study of spiral groove gas face seals[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(2): 337–343. doi: 10.1080/10402000008982349.
- [7] Wang Bing, Zhang Huiqiang, Cao Hongjun. Flow dynamics of a spiral-groove dry-gas seal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(1): 78–84. doi: 10.3901/cjme.2013.01.078.
- [8] Etsion I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing[J]. Tribology Letters, 2004, 17(4): 733–737. doi: 10.1007/s11249-004-8081-1.
- [9] Qiu Y, Khonsari M M. Investigation of tribological behaviors of annular rings with spiral groove[J]. Tribology International, 2011, 44(12): 1610–1619. doi: 10.1016/j.triboint.2011.05.008.
- [10] Peng Xudong, Tan Lili, Sheng Songen, et al. Static analysis of a spiral-groove dry gas seal with an inner annular groove[J]. Tribology, 2008, 28(6): 507–511 (in Chinese) [彭旭东, 谭丽丽, 盛颂恩, 等. 带内环槽的螺旋槽干式气体端面密封的静压性能[J]. 摩擦学学报, 2008, 28(6): 507–511]. doi: 10.16078/j.tribology.2008.06.008.
- [11] Peng Xudong, Huang Li, Bai Shaoxian, et al. Numerical analysis of sealing performance of dry gas seal with goose-grooves[J]. CIESC Journal, 2010, 61(12): 3193–3199 (in Chinese) [彭旭东, 黄莉, 白少先, 等. 雁型槽干式气体端面密封性能的数值分析[J]. 化工学报, 2010, 61(12): 3193–3199].
- [12] Jiang Jinbo, Peng Xudong, Bai Shaoxian, et al. Numerical analysis of characteristics of a bionic cluster spiral groove dry gas seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(15): 20–26 (in Chinese) [江锦波, 彭旭东, 白少先, 等. 仿生集束螺旋槽干式气体密封特性的数值分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(15): 20–26]. doi: 10.3901/JME.2015.15.020.
- [13] Jiang Xiaowen, Gu Boqin. Characteristic of gas film between spiral groove dry gas seal faces[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering (China), 2005, 56(8): 1419–1425 (in Chinese) [蒋小文, 顾伯勤. 螺旋槽干气密封端面间气膜特性[J]. 化工学报, 2005, 56(8): 1419–1425]. doi: 10.3321/j.issn:0438-1157.2005.08.008.
- [14] Hashimoto H, Namba T. Optimization of groove geometry for a thrust air bearing according to various objective functions[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(4): 041704. doi: 10.1115/1.3201860.
- [15] Ding Xuexing, He Zhenhong, Zhang Weizheng, et al. Parameters analysis of steady micro-scale flow of cylindrical spiral groove dry gas seal[J]. CIESC Journal, 2018, 69(4): 1537–1546 (in Chinese) [丁雪兴, 贺振泓, 张伟政, 等. 柱面螺旋槽气膜密封微尺度流动场稳态特性分析[J]. 化工学报, 2018, 69(4): 1537–1546]. doi: 10.11949/j.issn.0438-1157.20170873.
- [16] Wang Yan, Sun Jianjun, Hu Qiong, et al. Numerical analysis of dry gas seal flow orderliness based on microstructure modeling[J]. Tribology, 2018, 38(6): 673–683 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 胡琼, 等. 基于微尺度造型的干气密封流动有序性数值分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(6): 673–683]. doi: 10.16078/j.tribology.2018098.
- [17] Xu Qichao, Jiang Jinbo, Chen Yuan, et al. Numerical analysis of steady-state and dynamic characteristics of typical molded line groove dry gas seals[J]. Tribology, 2018, 38(5): 584–594 (in Chinese) [徐奇超, 江锦波, 陈源, 等. 经典曲线型槽干气密封稳态密封特性数值分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(5): 584–594]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.05.012.
- [18] Shen Wei, Peng Xudong, Jiang Jinbo, et al. The influence of inertia effect on steady performance and dynamic characteristic of super high-speed tilted gas face seal[J]. Tribology, 2019, 39(4): 452–462 (in Chinese) [沈伟, 彭旭东, 江锦波, 等. 惯性效应对超高速倾斜端面气膜密封稳态特性影响[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(4): 452–462]. doi: 10.16078/j.tribology.2018165.
- [19] Fairuz Z M, Jahn I, Abdul-Rahman R. The effect of convection area on the deformation of dry gas seal operating with supercritical CO₂[J]. Tribology International, 2019, 137: 349–365. doi: 10.1016/j.triboint.2019.04.043.
- [20] Bai Shaoxian, Wei Jia, Zhu Delei, et al. Thermoelastohydrodynamic gas lubrication of T-groove face seals: stability of sealing film[J]. Tribology, 2019, 39(2): 131–139 (in Chinese) [白少先, 魏佳, 朱得

- 磊,等. T型槽端面密封气膜热弹流润滑动态稳定性[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(2): 131–139]. doi: [10.16078/j.tribology.2018073](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018073).
- [21] Du Qiuwan, Zhang Di. Research on the performance of supercritical CO₂ dry gas seal with different deep spiral groove[J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(3): 547–558. doi: [10.1007/s11630-019-1139-z](https://doi.org/10.1007/s11630-019-1139-z).
- [22] Wang Zeping, Zhang Chening, Liu Xiaoming. Non-contact mechanical seal ring with combined hydrodynamic grooves[P]. CN106812947A (in Chinese) [王泽平, 张车宁, 刘小明. 组合式流体动压槽的非接触机械密封环[P]. CN106812947A].
- [23] Zuo Songqi, Wang Heshun, Zhang Chening, et al. Study on sealing characteristics of dry gas seal with new combination groove end face[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(3): 77–81 (in Chinese) [左松奇, 王和顺, 张车宁, 等. 新型组合槽端面干气密封特性研究[J]. 润滑与密封, 2020, 45(3): 77–81]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2020.03.013](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2020.03.013).

本刊关于加强学术诚信的声明

《摩擦学学报》编辑部

为了营造优良的学术出版环境,进一步提升期刊质量,本刊依据国家相关法律法规和学术伦理规范等,要求所有投稿作者充分尊重和维护知识产权,保证论文具有足够的学术创新或实践应用价值,与本刊一起共同规范科研行为,净化学术环境,推动科技道德和科研诚信建设.现将需要共同抵制的主要学术不端行为列举如下:

1. 稿件撰写和投稿中的不端行为

(1) 数据资料造假. 捏造、伪造、篡改数据资料或其他研究成果信息等.

(2) 内容抄袭和剽窃. 将他人已发表或未发表作品的全部或片段(含文字、图、表、数据等)据为己有,照抄或变相照抄;将合作研究成果作为自己独立成果发表/出版等.

(3) 重复发表. 在不做任何说明的情况下,将自己(或自己作为作者之一)已经发表的论文,原封不动或进行微小修改或调整后,再次投稿.

(4) 一稿多投. 将同一篇论文同时投给多个期刊;在约定的审稿期或回复期内,将论文再次投给其他期刊.

2. 参考文献引用和标注中的不端行为

(1) 用而不引. 引用文献内容而不注明文献. 使用、引用他人或本人已发表的观点、论据、资料、数据、图表、公式等,不注明出处;将他人或本人已发表的论点、论据与自己论点、论据混在一起,不进行明确区分标注,使用他人未发表的成果或从外文资料中摘译的部分,不注明出处等.

(2) 虚假引用. 未引用他人文献而进行虚假引用标注.

(3) 转引文献. 未阅读核实而转引文献. 未阅读原文,而从其他文献的参考文献中转引文献.

(4) 引用不完整. 因学术观点分歧、语言障碍等原因,故意不引与论文相关的重要研究成果或文献,或对他人研究进行断章取义性引用.

3. 作者署名中的不端行为

(1) 未按作者贡献署名. 作者署名及顺序未能反映作者对文章的贡献及责任,在稿件处理过程中无故增减作者或调整署名次序.

(2) “挂名”和“被署名”. 将无贡献人员列为作者的馈赠性署名,或未经他人本人同意而被列为作者.