

• 化学工程与材料工程 •

DOI:10.15961/j.jsuese.202000518



本刊网刊

# 基于分形理论的机械密封干摩擦时端面接触特性的研究

陈 志, 蔡 垚, 顾灿鸿

(四川大学 化学工程学院, 四川 成都 610065)

**摘 要:**针对碳石墨与碳化钨配对机械密封在干摩擦时端面的接触特性进行研究,在考虑动、静环材料属性,端面微凸体之间的相互作用,摩擦运动方向及摩擦热流的基础上,建立了3维粗糙实体与理想光滑刚体的转动摩擦热-力耦合模型,采用ABAQUS有限元分析软件对其瞬时干摩擦过程进行数值模拟。研究结果表明:粗糙端面的真实接触面积随外载荷的增大近似线性增加;随着外载荷与滑动速度的增加,粗糙端面最大接触压力保持在415~432 MPa范围内,表现出“自限性”;粗糙端面温度分布不均匀,外载荷与速度增加会导致端面整体温度增加。端面最高温度的位置受到局部接触压力和局部滑动速度及局部热传递的共同影响;API682标准中提出抑制机械密封的介质压力 $\leq 0.07$  MPa是有必要的,可以防止干摩擦时密封环温升过高。研究可为探索机械密封摩擦端面热损伤、摩擦磨损研究及机械密封设计提供借鉴。

**关键词:**机械密封;干摩擦;接触特性;真实接触面积;接触压力;分形;回转模型

中图分类号:TH117.1

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2021)03-0188-09

## Study on Contact Characteristics of End-face in the Mechanical Seals Under Dry Operating Condition Based on Fractal Theory

CHEN Zhi, CAI Yao, GU Canhong

(School of Chemical Eng., Sichuan Univ., Chengdu 610065, China)

**Abstract:** The contact characteristics of end-face in the carbon graphite and tungsten carbide matched mechanical seal under dry operating condition were investigated. Taking account of the effects of the material properties of the seal ring and the mating ring, interaction between the end faces of contact asperities, direction of friction motion and frictional heat-flow, a three-dimensional thermo-mechanical coupling model of rotational friction between a rough entity and a smooth rigid entity was established. The instantaneous dry friction processes were numerically simulated by the ABAQUS finite element analysis software. The results showed that the true contact area of the rough face increased approximately linearly with the increase of the external load. Moreover, with the increase of external load and sliding velocity, the maximum contact pressure of the rough face was maintained in the range of 415~432 MPa, which is “self-limiting”. The temperature distribution on the sealing end face was uneven, the increase of external load and velocity will lead to the increase of the overall temperature of the end face. The position of the maximum temperature on the rough surface was affected by the local contact pressure, the local sliding velocity and the local heat transfer. It is necessary for the containment seal in API682 that the medium pressure should be less than or equal to 0.07 MPa, which could prevent the temperature rise of the sealing ring from being too high during dry friction. The studies provides a reference for exploring the thermal damage, friction and wear problems of the end faces of a mechanical seal, and may help the design of the mechanical seal under dry operating condition.

**Key words:** mechanical seal; dry friction; contact characteristics; real contact area; contact pressure; fractal; rotation model

机械密封为端面密封,其依赖两个固体表面间的接触和相对运转,以防止流体泄漏。常规设计中通

常按照接触端面的名义面积来计算其端面比压。然而,机械加工表面在本质上都是粗糙的,动、静环端

收稿日期:2020-06-20

作者简介:陈 志(1962—),女,教授。研究方向:流体密封技术。E-mail: chen\_zhi19@sina.com

网络出版时间:2021-04-20 10:12:01

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1773.TB.20210419.1011.001.html>

<http://jsuese.ijournals.cn>

<http://jsuese.scu.edu.cn>

面的实际接触仅发生在部分微凸体上,导致实际接触面积仅占名义接触面积很小的一部分<sup>[1]</sup>。干摩擦是机械密封最恶劣的润滑状态,其接触状态直接决定了密封的性能与寿命<sup>[2]</sup>。张永振<sup>[3]</sup>指出在干摩擦状态下,摩擦热量与速度、接触压力存在幂函数的关系,外载荷和速度对端面的接触、摩擦磨损行为的影响尤为突出。所以,研究外载荷和速度对机械密封干摩擦时端面接触特性的影响对了解其密封机理和端面磨损具有重要意义。

目前,对相对运动摩擦端面的动态过程的研究仍然缺乏直接观察和检测评估的手段,因此,为了准确描述摩擦端面的接触特性,需要建立合理的接触模型,前人对此进行了大量研究。Majumdar等<sup>[4-5]</sup>首先基于2维W-M分形函数建立了弹塑性接触分形模型,探究了总载荷与真实接触面积的关系式;Wang等<sup>[6-7]</sup>在M-B模型的基础上进行改进,得到了M-B分形接触修正模型;孙见君<sup>[8]</sup>、魏龙<sup>[9]</sup>、丁雪兴<sup>[10]</sup>等参照M-B模型建立了机械密封摩擦端面的分形模型,通过2维理论计算对密封端面泄漏、真实接触面积、温度分布进行了研究。基于分形理论建立的接触模型在各个领域都得到了广泛运用<sup>[11-16]</sup>。可见,利用分形理论可以实现对粗糙面的唯一表征,不受尺度的影响。

干摩擦的宏观表现为是众多接触摩擦学行为耦合作用的结果<sup>[3]</sup>。粗糙表面上的接触压力、热应力、温度场是相互影响的,因此,考虑微凸体间的相互作用及热-力耦合对分析摩擦端面的接触特性尤为重要。孙星星等<sup>[17]</sup>考虑密封动静环的热力变形,数值求解了密封环的温度分布,但忽略了粗糙面微凸体的影响。房桂芳等<sup>[18]</sup>依据分形理论提出了机械密封端面摩擦热的耦合计算方法。Li等<sup>[19]</sup>提出了考虑磨损和热变形的接触机械密封分形泄漏模型。黄健萌<sup>[20-21]</sup>、丁雪兴<sup>[22]</sup>等建立了粗糙面/平面的1维滑移接触模型,通过有限元模拟求解了滑动摩擦过程中微凸体变形及热-力耦合对粗糙面应力、温度变化的影响。总的来说,对于机械密封摩擦端面接触的研究主要在理论计算方面,模拟计算也仅采用了直线滑动摩擦的方式;对于相互接触的表面而言,直线运动与回转运动的摩擦学特性是不同的<sup>[3]</sup>,因此采用3维回转接触模型进行仿真将更符合实际。

针对碳石墨与碳化钨配对的机械密封,首先,作者基于W-M分形函数建立了模拟其摩擦副端面的3维粗糙实体与理想光滑刚体的转动摩擦接触模型;然后,在考虑热-力耦合及微凸体间相互作用的基础上,通过ABAQUS有限元分析软件求解了其瞬时干摩擦时密封端面间的接触特性,并讨论不同外载荷、

滑动速度对其特性的影响,并针对API682中串联式机械密封的第2级接触式干摩擦机械密封(抑制机械密封)进行了分析,以期探索机械密封在干摩擦时的发热、摩擦行为和密封设计提供借鉴。

## 1 计算模型的建立

### 1.1 粗糙表面及转动接触模型的建立

表征粗糙接触界面的形貌是摩擦学的热点,Yan等<sup>[23]</sup>的研究给出了能够描述粗糙表面微观特征的3维W-M函数:

$$Z(x,y) = L \left( \frac{G}{L} \right)^{(D-2)} \left( \frac{\ln \gamma}{M} \right)^{1/2} \times \sum_{m=1}^M \sum_{n=0}^{n_{\max}} \gamma^{(D-3)n} \times \left\{ \cos \varphi_{m,n} - \cos \left[ \frac{2\pi \gamma^n (x^2 + y^2)^{1/2}}{L} \times \cos \left( \tan^{-1} \left( \frac{y}{x} \right) - \frac{\pi m}{M} \right) + \varphi_{m,n} \right] \right\} \quad (1)$$

式中: $Z(x,y)$ 为3维粗糙表面形貌的高度; $D$ 和 $G$ 分别为分形维数和分形粗糙度; $L$ 为取样长度; $\gamma$ 为表面轮廓频率密度的特征参数,通常取1.5; $M$ 为曲面褶皱的重叠数,值为10; $\varphi_{m,n}$ 为随机相位; $n_{\max}$ 为最大频率,其值为:

$$n_{\max} = \text{int} \left[ \lg \left( \frac{L}{L_s} \right) / \lg \gamma \right] \quad (2)$$

式中, $L_s$ 为截止长度(近似取材料的原子间距)。

对于同一粗糙表面, $Z(x,y)$ 可由与尺度无关的分形参数 $D$ 与 $G$ 唯一确定,因此式(1)具有在不同长度尺度上描述粗糙表面的能力<sup>[23]</sup>,并且随着 $D$ 增大, $G$ 减小,表面粗糙度降低,趋于光滑<sup>[24-25]</sup>。本文中, $D$ 取2.35, $G$ 取 $2.45 \times 10^{-9}$  m,此时表面粗糙度 $Ra$ 的大小为0.8  $\mu\text{m}$ 。

由于接触问题属于典型的边界非线性问题,且粗糙表面的特征尺度在微米级,考虑到计算成本,研究中将微元体的模型尺寸也控制在微米级,其中,静环模型:外径 $D_{A_i}=260 \mu\text{m}$ ,内径 $D_{A_o}=380 \mu\text{m}$ ,厚度 $h_A=60 \mu\text{m}$ ;动环模型:外径 $D_{B_i}=250 \mu\text{m}$ ,内径 $D_{B_o}=390 \mu\text{m}$ ,厚度 $h_B=60 \mu\text{m}$ 。通过增大转速的数量级可以实现模型微元体的真实线速度 $V$ ,根据文献<sup>[26]</sup>粗糙表面轮廓曲线的局部与整体的自相似性可知,微元体的接触行为可以反映实际端面之间的接触行为。

机械密封中,动、静环材料常采用硬软配对,摩擦副为硬质合金(WC)对碳石墨(M106K),两者的弹性模量相差1~2个数量级<sup>[22]</sup>,见表1。因此,研究中将静环(实体A)与动环(实体B)的接触简化为分形粗糙表面与刚性理想光滑平面的接触<sup>[9]</sup>;同时,由于密封环模型轴对称,为了减少计算时间,静环采用1/8周期模型,如图1所示。其中:实体A中, $A_2$ 为顶面, $A_1$

为底面(分形粗糙面),  $A_3$ 、 $A_4$ 为侧面,  $A_5$ 为内圆柱面,  $A_6$ 为外圆柱面; 实体B中,  $B_1$ 为顶面(接触面),  $B_2$ 为底面,  $B_3$ 为内圆柱面,  $B_4$ 为外圆柱面;  $RP$ 为参考点; 径向  $X$ 、周向  $Y$ 、轴向  $Z$ (实体A、B厚度方向)为坐标系。

表 1 摩擦副材料参数<sup>[22]</sup>

| Tab. 1 Material parameters of friction pair <sup>[22]</sup> |                          |          |      |                           |                                            |                                           |
|-------------------------------------------------------------|--------------------------|----------|------|---------------------------|--------------------------------------------|-------------------------------------------|
| 参数                                                          | 密度/(kg·m <sup>-3</sup> ) | 弹性模量/GPa | 泊松比  | 热膨胀系数/ $\mu\text{K}^{-1}$ | 比热容/(J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ) | 热导率/(W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ) |
| 动环WC                                                        | 14 500                   | 600      | 0.24 | 5.1                       | 875                                        | 80                                        |
| 静环M106K                                                     | 1 650                    | 16       | 0.20 | 6.5                       | 710                                        | 15                                        |

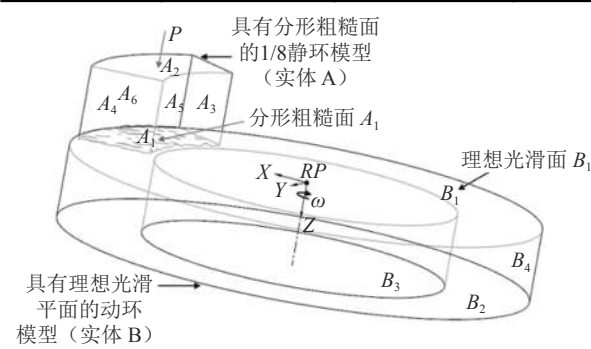


图 1 分形接触模型

Fig. 1 Fractalcontact model

1.2 位移边界条件

计算时设置两个时间段: 在第1个时间段内, 将均布载荷由0线性增加到 $P$ , 加载到实体A的 $A_2$ 面上, 同时对其4个侧面施加沿 $X$ 、 $Y$ 方向的位移约束。对于实体B, 约束其 $Z$ 方向的位移, 同时将实体B用参考点 $RP(0, 0, 0)$ 进行刚性约束(设置实体B为刚性体, 同时可以通过 $RP$ 的运动控制实体B的运动), 通过约束 $RP$ 的6个自由度使B保持静止, 让两实体建立稳定的接触关系。在第2个时间段内, 保持 $A_2$ 面上载荷 $P$ 不变, 同时给定实体B的参考点 $RP$ 绕 $Z$ 轴的转动速度 $\omega$ , 使两实体间发生转动摩擦。

1.3 模型假设

由于计算条件的限制, 本文在计算中做出如下假设:

- 1) 滑动摩擦过程遵循库仑定律, 在计算时间范围内认为摩擦系数保持不变, 不受外载荷、滑动速度变化的影响。
- 2) 构成实体A、B的材料各向同性, 且在瞬态计算中, 由于温升不大, 假设材料的热物性参数不会改变。
- 3) 忽略材料磨损的影响, 认为摩擦消耗的功全部转化为热能, 并被摩擦副吸收, 则局部热流密度可表示为:

$$q(r, \varphi, t) = fP_b(r, \varphi, t)V(r, \varphi, t) \tag{3}$$

式中,  $q$ 为热流密度,  $f$ 为摩擦系数,  $P_b$ 为粗糙表面微元体的接触压力,  $V$ 为相对滑动速度,  $t$ 为时间,  $r$ 为半径。

- 4) 考虑摩擦热在两实体间的分配, 认为接触区域为理想热传导, 即接触点处两实体的瞬时温度相

等, 这样摩擦热流密度就能根据材料的热物性参数及散热环境在两实体间自由分配<sup>[20]</sup>, 同时忽略热辐射的影响。

1.4 热边界条件

实体A、B的热传导方程可表示为:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( k \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \tag{4}$$

式中,  $\rho$ 为实体A、B材料的密度,  $c$ 为比热容,  $k$ 为热导率,  $T$ 为温度,  $t$ 为时间,  $r$ 为半径。

初始条件:  $T_A = T_B = 298 \text{ K}$ ,  $t = 0$ 。

耦合条件(假设4):  $T_A = T_B$ ,  $q_A + q_B = q$ (实体A、B接触点)。

接触面( $A_1$ 、 $B_1$ )的热边界条件为: 忽略热辐射, 非接触区域的传热为对流换热; 接触区域为摩擦热流的输入<sup>[21]</sup>:

$$\begin{cases} k_A \frac{\partial T_A}{\partial z} = -(1 - g(m))h_{A1}(T_A - T_m) + g(m)q_A, \\ k_B \frac{\partial T_B}{\partial z} = -(1 - g(m))h_{B1}(T_B - T_m) + g(m)q_B \end{cases} \tag{5}$$

式中, 接触点处 $g(m) = 1$ , 非接触点处 $g(m) = 0$ 。

由于本文研究的是瞬态问题, 在很短的时间内, 热量只在两实体接触面的表层及亚表层传递, 因此可以认为密封环非接触面( $A_2$ 、 $B_2$ )是绝热的; 同样地, 干摩擦条件下可以认为实体A及实体B的侧面 $A_3 \sim A_6$ 、 $B_3 \sim B_4$ 是绝热的。

1.5 求解方法

采用ABAQUS/Explicit求解计算模型, 对于复杂的接触问题, 显示方法求解效率较高且结果可靠。其采用中心差分的方法求解运动方程, 用一个时间段的运动学条件计算下一个时间段的运动学条件, 通过自动划分足够小的时间增量段来确保模型状态稳定, 从而获得高精度的解<sup>[27]</sup>。求解前需要设置接触对, 将刚性光滑面 $B_1$ 设置为主面, 分形粗糙面 $A_1$ 设为从面, 采用罚函数法作为求解接触问题的算法, 两表面间的相对滑动通过有限滑移公式描述。

考虑热-力耦合计算, 使用C3D8T六面体热-力耦合单元对整个计算模型进行网格划分, 并对实体A的粗糙面( $A_1$ )的表层及亚表层进行网格细化, 对光

滑实体B使用较粗的网格划分方式。为了证明求解结果与网格大小无关,对模型进行网格无关性验证分析,由于主要研究对象是粗糙表面,所以采用调整粗糙表面网格大小的方式验证接触面积的变化。定义无量纲接触面积为 $A_r/A_a$ ,其中, $A_r$ 为真实接触面积, $A_a$ 为粗糙面 $A_1$ 的名义接触面积。ABAQUS软件中可设置接触面积的监控,计算完成后输出 $A_r$ 随时间的变化,则无量纲接触面积随网格尺寸的变化如图2(a)所示。可以发现,随着网格尺寸减小,无量纲接触面积趋于稳定,实际粗糙面网格尺寸为 $1.736\text{ }\mu\text{m}$ ,可以较好地保证计算结果的准确性。网格划分完成后,光滑实体单元数目为10 400,粗糙实体单元数为20 475,如图2(b)、(c)所示。

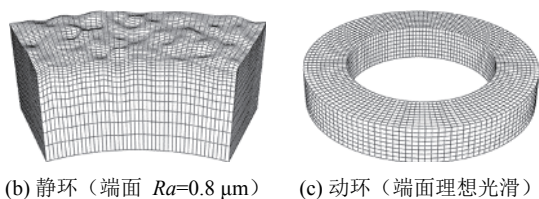
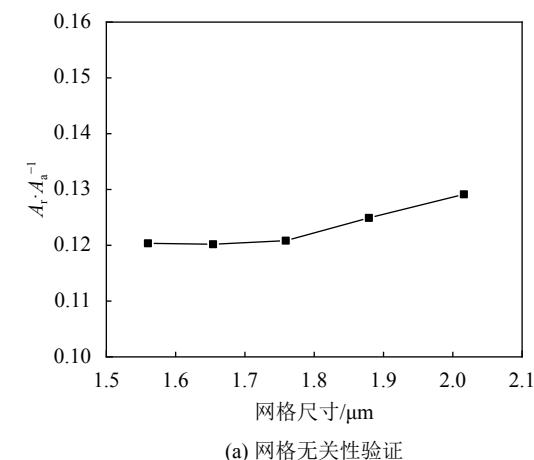


图2 网格划分

Fig. 2 Mesh generation

## 2 算例分析

### 2.1 计算参数选择

动环、静环的材料如表1所示,两实体的干摩擦系数选择为 $f=0.25$ <sup>[28]</sup>,静环材料的屈服强度为 $\sigma_y=200\text{ MPa}$ <sup>[9]</sup>。在初期计算中,外载荷 $P$ 过小时,数据变化不明显,故 $P$ 选取变化范围为 $0.2\sim 40.0\text{ MPa}$ ;滑动速度 $V$ 为光滑实体B外径处的线速度,变化范围为 $20\sim 50\text{ m/s}$ 。

在模拟计算过程中不考虑材料非线性问题,只考虑几何非线性与接触边界非线性,由于计算过程难以收敛,同时粗糙表面实际处于不断磨损的状态中,表面形貌也不断更新<sup>[24]</sup>,因此,只求解转动发生

后 $60\text{ }\mu\text{s}$ 以内的瞬态过程。为了使两实体发生平稳接触,将转动前的计算时间设置为 $40\text{ }\mu\text{s}$ ,外载荷以线性增加的方式施加在 $A_2$ 面上直到载荷等于 $P$ 为止,之后保持载荷不变使两实体发生相对转动,速度为 $V$ ;密封环初始温度与环境温度设置为 $298\text{ K}$ 。每次计算改变外载荷 $P$ 、滑动速度 $V$ 两个参数中的一个值,计算得到密封环不同工况下的7组摩擦数据。

### 2.2 结果分析与讨论

#### 2.2.1 真实接触面积

定义无量纲载荷为 $P/E'$ ,其中:

$$E' = \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (6)$$

得到本文分形模型与魏龙分形模型<sup>[9]</sup>、M-B分形模型<sup>[5]</sup>理论值的对比如图3所示。

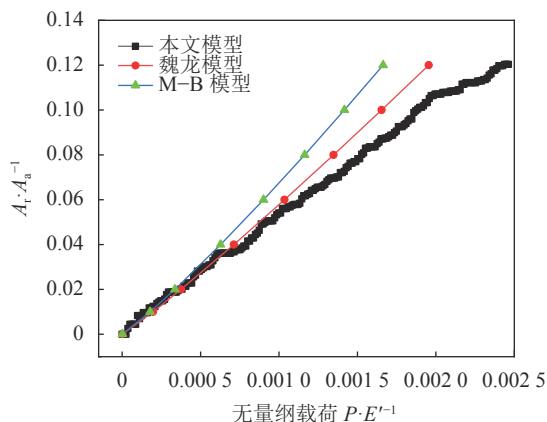


图3 本文分形模型与其他模型理论值的对比

Fig. 3 Comparison of the theoretical values of fractal model in this paper with other models

从图3中可以发现,随着外载荷增大,真实接触面积近似呈线性增大,外载荷增加3倍时,接触面积增大了2.33倍,这是因为外载荷的增加导致粗糙表面受力增加,接触面主峰微凸体发生弹塑性变形,次峰微凸体逐渐参与接触,增加了接触面积。同时,可以看出:随着载荷的增大,模拟分析的结果与理论值之间具有相同的变化趋势,在载荷较低时,它们间差异较小(串联式机械密封第二级接触式干运转机械密封恰恰是在低载荷下工作);随着载荷的进一步增大,它们间的误差也逐渐增大(无量纲载荷为0.0015时,M-B模型计算得到的无量纲接触面积是本文模拟计算的1.364倍,是魏龙模型的1.186倍)。产生这一差异的原因在于:魏龙分形模型、M-B分形模型的建立是基于2维粗糙轮廓的,而不是真实的3维粗糙表面,它们未考虑粗糙表面相邻微凸体之间的相互作用。文献<sup>[29]</sup>的研究表明,魏龙分形模型、M-B分形模型计算得到的真实接触面积与实验值相比较。本文所采用的3维有限元模拟考虑了粗糙表面相邻微凸体

之间的相互作用, 所以其结果更接近实际, 从而验证了模拟分析的正确性。

图4为 $P=30\text{ MPa}$ 时, 不同滑动速度下, 滑动 $0.3\text{ }\mu\text{s}$ 及 $60.0\text{ }\mu\text{s}$ 时粗糙面的无量纲接触面积。可以发现, 不同滑动时间下, 接触面积随速度增加的斜率相同, 速度越大, 接触面积越大。但在滑动速度增加1.5倍的情况下, 接触面积仅增大为原来的1.002倍, 因此, 粗糙面的真实接触面积的大小主要取决于外载荷, 而滑动速度影响较小。

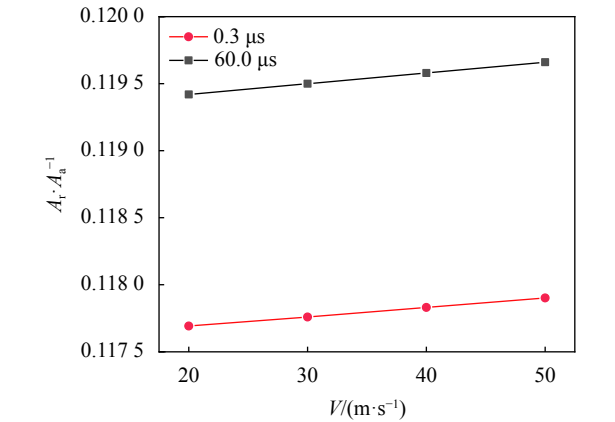
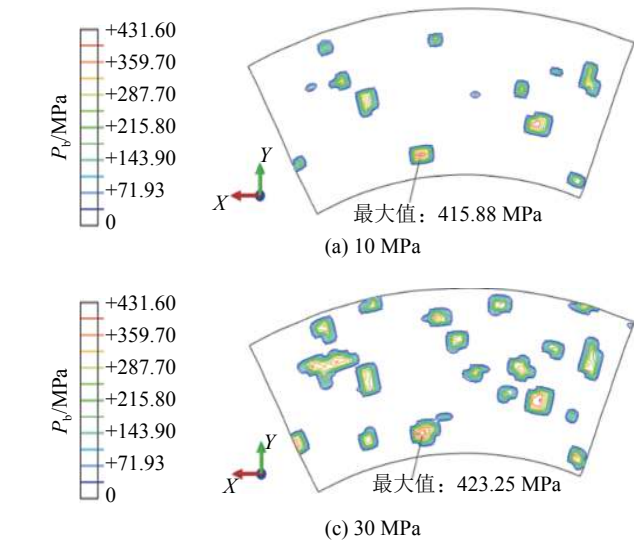


图 4 滑动阶段无量纲接触面积随滑动速度的变化  
Fig. 4 Non-dimensional contact area vs sliding velocity when ring sliding

2.2.2 接触压力

摩擦磨损是表面行为, 因此, 研究粗糙表面的真实



接触面积、接触压力、温度的分布极其重要。图5(a)~(d)所示为 $V=30\text{ m/s}$ 时,  $P=10、20、30、40\text{ MPa}$ 下, 滑动 $60\text{ }\mu\text{s}$ 时刻分形粗糙面的接触压力分布云图。由图5可以看出: 随着外载荷增大, 真实接触面积 $A_r$ 上较高的接触压力节点在增加, 粗糙表面上最大接触压力值位于节点13538; 当外载荷为10、20、30、40 MPa时, 节点13538的接触压力分别为415.88、416.64、423.25和431.59 MPa。对比不同载荷下各个接触区域上接触压力的变化, 可以发现外载荷增大3倍后, 节点13538上接触压力值增加的幅度并不是很大, 这说明相对运动的摩擦副的接触压力峰值达到一定值后变化缓慢, 该值对外载荷的变化不敏感, 应与摩擦副的材料力学特性有关。

粗糙表面节点13538的接触压力随载荷增加变化缓慢, 其原因是接触压力在达到一定值后, 材料发生弹塑性变形, 次峰微凸体进入接触并承担了额外的载荷, 使得节点13538所在微凸体受力得到缓解。表现为粗糙表面的接触压力峰值维持在一个定值范围内, 而其他接触节点的接触压力继续增加。换句话说, 在本文的研究参数范围内, 接触压力峰值是“自限性”的, 这种特征保证端面在较大的外载荷下的接触是由点接触到局部面接触、一个节点接触到众多节点接触。更多的节点参与接触, 端面受力条件得到改善, 这种“自限性”对于密封环端面微凸体受力状况的改善是有利的。

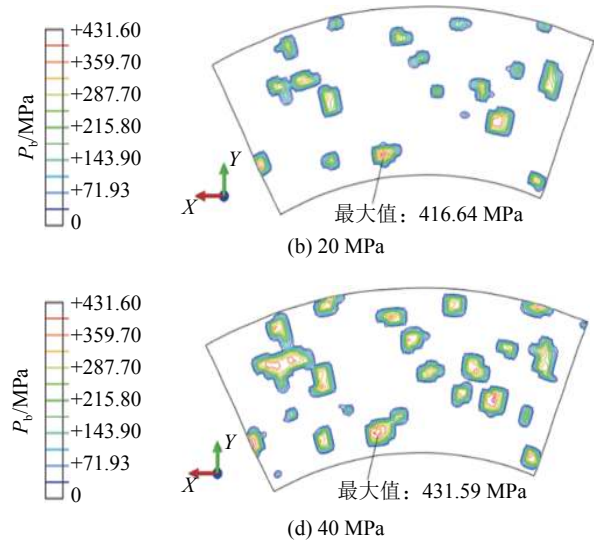


图 5 不同外载荷下滑动 $60\text{ }\mu\text{s}$ 时粗糙表面接触压力 $P_b$ 云图  
Fig. 5 Contourmap of contact pressure on the rough surface when sliding at  $60\text{ }\mu\text{s}$  under different external loads

图6(a)~(d)所示为 $P=30\text{ MPa}$ 时,  $V=20、30、40、50\text{ m/s}$ 下, 滑动 $60\text{ }\mu\text{s}$ 时刻分形粗糙面的接触压力分布云图。

由图6可以发现, 在外载荷相同时, 接触压力的分布基本相同, 最大接触压力分别为430.34、423.25、

428.86、420.26 MPa, 均位于粗糙表面节点13538, 并随着速度增加具有微小的下降趋势, 这是因为滑动期间速度增大时引起的微凸体局部摩擦热流密度变大, 微凸体热变形更大使接触节点局部接触面积略微增大, 导致节点最大接触压力略有减小。

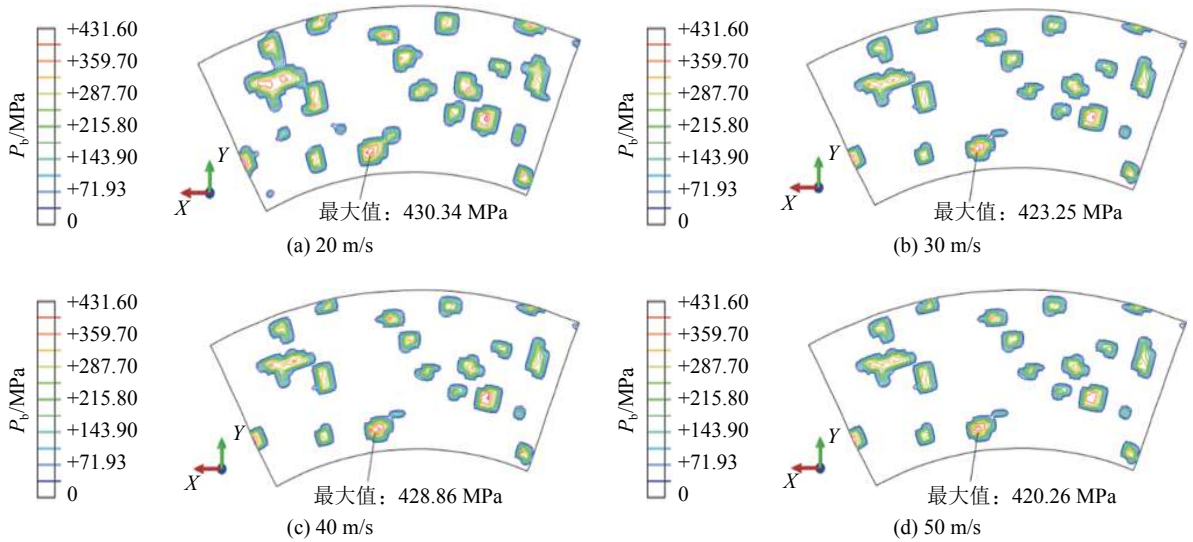


图 6 不同速度下滑动60  $\mu\text{s}$ 时粗糙表面接触压力 $P_b$ 云图

Fig. 6 Contourmap of contact pressure on rough surface when sliding at 60  $\mu\text{s}$  under different sliding velocity

2.2.3 温度分布

图7(a)~(d)所示为 $V=30\text{ m/s}$ ,  $P=10、20、30、40\text{ MPa}$ 下,滑动60  $\mu\text{s}$ 时刻分形粗糙面的温度分布云图。由于粗糙表面微凸体的形状大小、高低不一,滑动接触正是发生在这些不连续的接触微凸体上。摩擦所引起的热量产生、释放也发生这些区域,使得接触节点处温度较周围较高,形成“热点”。

由图7可以看出,  $P=10\text{ MPa}$ 时高温区主要分布在粗糙表面微凸体接触点位置,且端面上存在明

显的温度梯度分布,会有热应力产生。随着载荷增大,粗糙表面接触微凸体及接触点越多,在滑动瞬间形成的“热点”也越多,接触中心区域的温度也越高,粗糙表面整体温度也增高。另外,可以发现,不同载荷下最高温度值所在的节点不同,不是单纯地位于接触压力最大的位置。这表明粗糙表面的最高温度还受到局部热流密度的影响;即最高温度受到局部接触压力和局部滑动速度和局部热传递的共同影响。

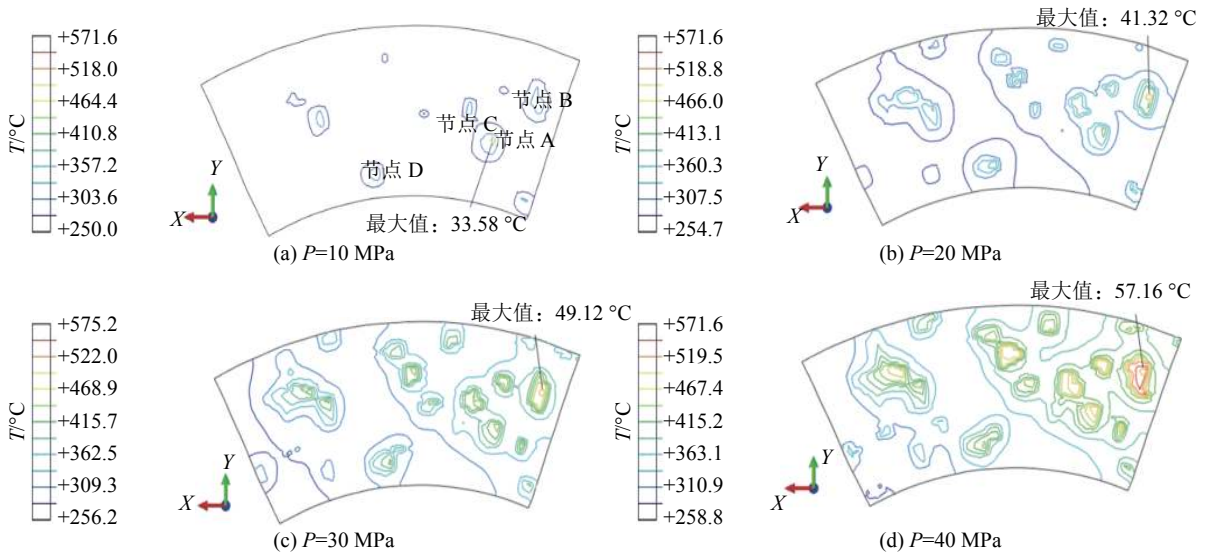


图 7 不同外载荷下滑动60  $\mu\text{s}$ 时粗糙表面温度云图

Fig. 7 Contourmap of temperature on rough surface when sliding at 60  $\mu\text{s}$  under different external loads

随着外载荷的增加,虽然粗糙表面最大接触压力改变较小,但载荷变化使得粗糙表面接触点的数量明显增多,滑动过程中粗糙表面上的摩擦热源增多,导致了端面整体温度升高,故材料的耐摩擦磨损

性能也受到影响。

图8所示为外载荷为10 MPa、滑动速度为30 m/s,摩擦滑动300  $\mu\text{s}$ 条件下的粗糙面各节点的温度变化曲线(节点分布如图7(a)所示)。由图8可以看出:0~40  $\mu\text{s}$

为外载荷加载阶段,粗糙面各节点温度保持不变;当两表面开始滑动,40~42  $\mu\text{s}$ 内由于速度突增及热传导的滞后性出现了温度急升;随后42~340  $\mu\text{s}$ ,在自身热传导的作用下,各节点温度开始缓慢上升,温度上升斜率也是一致的,且滑动60  $\mu\text{s}$ 的温升斜率与滑动300  $\mu\text{s}$ 的温升斜率也相同。这也验证了本文采用摩擦滑动60  $\mu\text{s}$ 的计算时间进行研究是可行的。

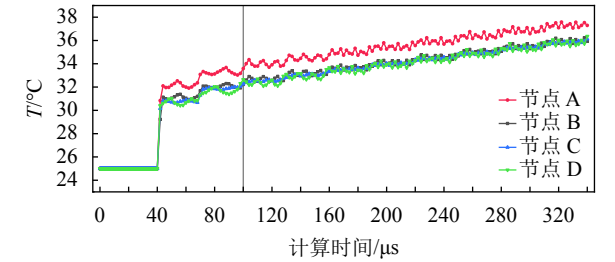


图 8 摩擦滑动300  $\mu\text{s}$ 内粗糙面节点温度随时间的变化  
Fig. 8 Temperature change of rough surface node with time within 300  $\mu\text{s}$  of friction sliding

API682中规定串联式机械密封第2级接触式干运转机械密封的介质压力应控制在0.07 MPa以内。为了阐释该密封在有气体冷却的配合下实现25 000 h运转的可能性,本文模拟计算了外载荷0.2 MPa、滑动速度30 m/s条件下滑动60  $\mu\text{s}$ 时粗糙面温度分布云图,如图9所示。由图9可以看到,摩擦滑动60  $\mu\text{s}$ 后,粗糙面的最高温度仅从环境温度25  $^{\circ}\text{C}$ 升高到25.42  $^{\circ}\text{C}$ ,温升仅有0.42  $^{\circ}\text{C}$ ,粗糙面温度变化不明显。图10为滑动速度30 m/s时,不同外载荷下粗糙面最高温度的变化,随着外载荷的增加,最高温度是线性增大的,与式(3)描述的规律相符。可见降低机械密封的外载荷可以有效防止其干摩擦时石墨环温升过高,API682标准中建议介质压力 $\leq 0.07$  MPa是有必要的。

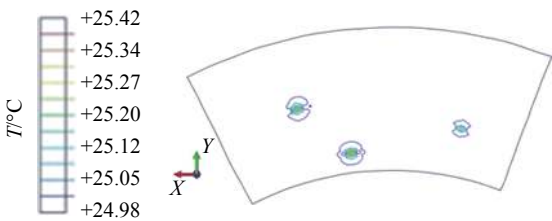


图 9 0.2 MPa下摩擦滑动60  $\mu\text{s}$ 时粗糙表面温度云图  
Fig. 9 Contourmap of temperature on rough surface when sliding at 60  $\mu\text{s}$  under 0.2 MPa

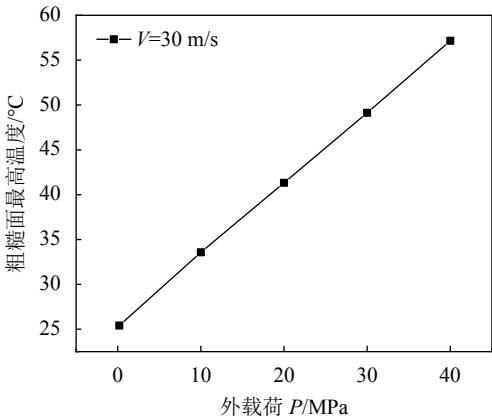


图 10 不同外载荷下滑动60  $\mu\text{s}$ 时粗糙面最高温度的变化  
Fig. 10 Change of maximum temperature on rough surface under different load when sliding at 60  $\mu\text{s}$

图11(a)~(d)所示为 $P=30$  MPa,  $V=20$ 、30、40、50 m/s下,滑动60  $\mu\text{s}$ 时刻分形粗糙面的温度分布云图。由图11可以发现,在相同的外载荷下,对应的粗糙表面最高温度值分别为44.84、49.12、52.99和57.52  $^{\circ}\text{C}$ ,随着滑动速度增加温度呈上升趋势,粗糙表面的温度不均匀趋势明显加剧,各区域温度值均有所提高。

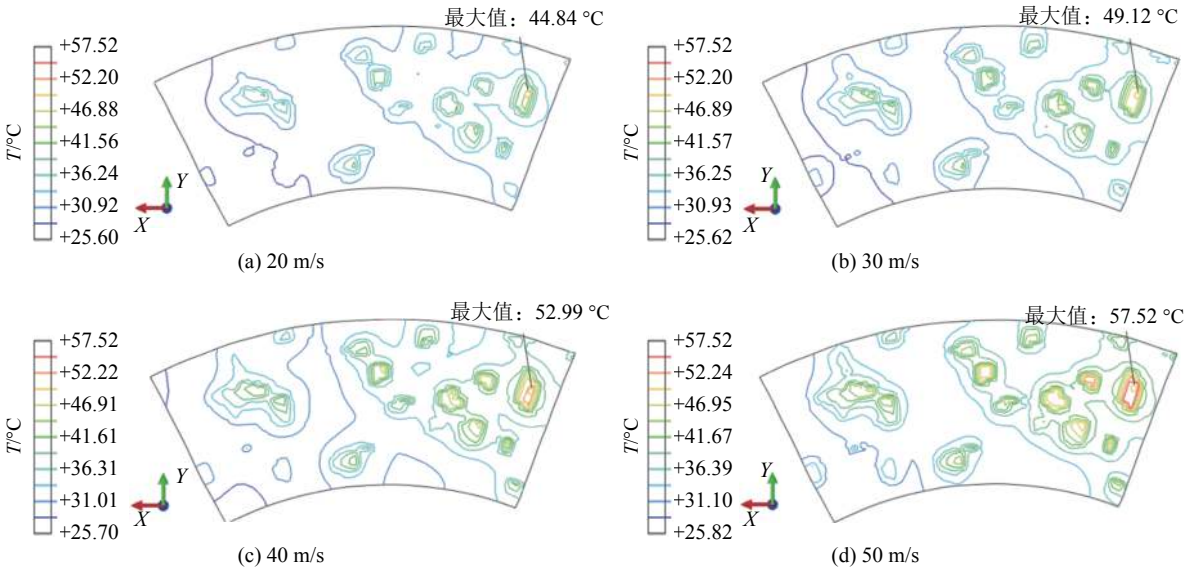


图 11 不同速度下滑动60  $\mu\text{s}$ 时粗糙表面温度云图  
Fig. 11 Contourmap of temperature on rough surface when sliding at 60  $\mu\text{s}$  under different sliding velocity

根据式(3),速度增加,摩擦发热增加,粗糙表面的温度梯度也随之变大,热应力也会加剧。

### 3 结 论

在 $P=0.2\sim 40\text{ MPa}$ 、 $V=20\sim 50\text{ m/s}$ 、 $f=0.25$ 和粗糙表面 $Ra=0.8\text{ }\mu\text{m}$ 的工况下,针对碳石墨-硬质合金配对摩擦副在干摩擦状态下的接触特性进行了分析,研究发现:

1)粗糙端面真实接触面积的大小主要取决于外载荷。外载荷增加真实接触面积近似线性增大,但滑动速度影响较小。

2)随着外载荷与滑动速度的增加,石墨粗糙表面微凸体接触压力峰值在 $415\sim 432\text{ MPa}$ 范围内,表现出一种“自限性”。

3)粗糙端面温度分布不均匀,局部温度较高;端面最高温度并非位于接触压力最大的位置,而是受到局部接触压力和局部滑动速度及局部热传递的共同影响。

4)外载荷、速度增大均会使端面整体温度增加。

5)API682标准中要求抑制机械密封的介质压力 $\leq 0.07\text{ MPa}$ 是有必要的。降低介质压力可以降低外载荷,从而可以有效防止干摩擦时密封环温升过高。

#### 参考文献:

- [1] Wei Long,Gu Boqin,Sun Jianjun,et al.Friction mechanism and friction state of end faces of mechanical seals[J].*Lubrication Engineering*,2008,33(6):38-41.[魏龙,顾伯勤,孙见君,等.机械密封端面摩擦机制与摩擦状态[J].*润滑与密封*,2008,33(6):38-41.]
- [2] Ding Xuexing,Yan Ruqi,Yu Shurong,et al.Simulation and analysis of contact state of friction end-face in contacting mechanical seals[J].*Journal of Lanzhou University of Technology*,2015,41(3):45-48.[丁雪兴,严如奇,俞树荣,等.接触式机械密封摩擦端面接触状态的仿真分析[J].*兰州理工大学学报*,2015,41(3):45-48.]
- [3] 张永振.材料的干摩擦学[M].2版.北京:科学出版社,2012.
- [4] Majumdar A,Bhushan B.Role of fractal geometry in roughness characterization and contact mechanics of surfaces[J].*Journal of Tribology*,1990,112(2):205-216.
- [5] Majumdar A,Bhushan B.Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces[J].*Journal of Tribology*,1991,113(1):1-11.
- [6] Wang S,Komvopoulos K.A fractal theory of the interfacial temperature distribution in the slow sliding regime:Part I—Elastic contact and heat transfer analysis[J].*ASME Journal of Tribology*,1994,116(10):812-823.
- [7] Wang S,Komvopoulos K.A fractal theory of the interfacial temperature distribution in the slow sliding regime:Part

II—Multiple domains,elastoplastic contacts and applications[J].*ASME Journal of Tribology*,1994,116(4):824-832.

- [8] Sun Jianjun,Gu Boqin,Wei Long.Leakage model of contacting mechanical seal based on fractal geometry theory[J].*CIESC Journal*,2006,57(7):1626-1631.[孙见君,顾伯勤,魏龙.基于分形理论的接触式机械密封泄漏模型[J].*化工学报*,2006,57(7):1626-1631.]
- [9] Wei Long,Gu Boqin,Feng Xiu,et al.Contact fractal model for friction faces of mechanical seals[J].*CIESC Journal*,2009,60(10):2543-2548.[魏龙,顾伯勤,冯秀,等.机械密封摩擦副端面接触分形模型[J].*化工学报*,2009,60(10):2543-2548.]
- [10] Ding Xuexing,Yan Ruqi,Chen Jinlin,et al.Fractal model of temperature distribution of frictional interface in contacting mechanical seals[J].*CIESC Journal*,2014,65(11):4543-4550.[丁雪兴,严如奇,陈金林,等.接触式机械密封摩擦界面温度分布分形模型[J].*化工学报*,2014,65(11):4543-4550.]
- [11] Xiao Qiangming,Li Peilin,Wang Wai,et al.Reconstruction and extraction standard for rough surface of service parts based on fractal and gauss filter[J].*Machinery Design & Manufacture*,2011(11):253-255.[肖强明,李培林,王巍,等.基于分形和高斯滤波的维修件粗糙表面重构与基准提取[J].*机械设计与制造*,2011(11):253-255.]
- [12] Liu Liyan,Chen Fuqiang,Yang Wei,et al.Establish and validate of the model between fractal dimension and milling parameters[J].*Machinery Design & Manufacture*,2015(5):122-126.[刘丽艳,陈富强,杨薇,等.分形维数与铣削参数的模型关联及验证[J].*机械设计与制造*,2015(5):122-126.]
- [13] Liu P,Zhao H,Huang K,et al.Research on normal contact stiffness of rough surface considering friction based on fractal theory[J].*Applied Surface Science*,2015,349(15):43-48.
- [14] Liu Y,Meng Q,Yan X,et al.Research on the solution method for thermal contact conductance between circular-arc contact surfaces based on fractal theory[J].*International Journal of Heat and Mass Transfer*,2019,145:118740.
- [15] Li L,Tian H,Yun Q,et al.Study on temperature rise distribution of contact surface under cyclic load[J].*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers(Part J:Journal of Engineering Tribology)*,2020,235(1):138-148.
- [16] Yu R,Chen W.Fractal modeling of elastic-plastic contact between three-dimensional rough surfaces[J].*Industrial Lubrication and Tribology*,2018,70(2):290-300.
- [17] Sun Xingxing,Meng Xiangkai,Zhou Guozhong,et al.Study on temperature field of side-entry single face mechanical seals[J].*Fluid Machinery*,2017,45(7):1-6.[孙星星,孟祥铠,周国忠,等.侧入式单端面机械密封摩擦副温度场的研究[J].*流体机械*,2017,45(7):1-6.]

- [18] Fang Guifang, Wei Long, Zhang Penggao. Simulation calculation of frictional heat of the end face of contact mechanical seals based on fractal theory[J]. *Fluid Machinery*, 2020, 48(5): 38–43. [房桂芳, 魏龙, 张鹏高. 基于分形理论的接触式机械密封端面摩擦热模拟计算[J]. *流体机械*, 2020, 48(5): 38–43.]
- [19] Li Xiaopeng, Yang Zemin, Xu Jinchi, et al. The fractal leakage model of contact mechanical seals considering wear and thermal deformation[J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2019, 41(11): 1–12.
- [20] Huang Jianmeng, Gao Chenghui. Thermo-mechanical research on frictional sliding between elasto-plastic rough solid and rigid flat[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(11): 87–92. [黄健萌, 高诚辉. 弹塑性粗糙体/刚体平面滑动摩擦过程热力耦合分析[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(11): 87–92.]
- [21] Huang Jianmeng, Gao Chenghui, Zhou Chao. Influence of different contact deformation between a rough solid and a flat one on the VonMises stress under the thermo-mechanical coupling[J]. *Journal of Basic Science and Engineering*, 2013, 21(6): 1187. [黄健萌, 高诚辉, 周超. 粗糙面/平面接触不同变形特性对热力耦合下 VonMises 等效应力的影响[J]. *应用基础与工程科学学报*, 2013, 21(6): 1187.]
- [22] Ding Xuexing, Wang Wending, Jin Haijun, et al. A numerical simulation study of frictional characteristics of seal faces on the starting and stopping process of a dry gas seal[J]. *Journal of Petrochemical Universities*, 2017, 30(2): 91–96. [丁雪兴, 王文鼎, 金海俊, 等. 干气密封摩擦副启停阶段摩擦特性的仿真研究[J]. *石油化工高等学校学报*, 2017, 30(2): 91–96.]
- [23] Yan W, Komvopoulos K. Contact analysis of elastic-plastic fractal surfaces[J]. *Journal of Applied Physics*, 1998, 84(7): 3617–3624.
- [24] Wei Long, Gu Boqin, Zhang Penggao, et al. Average film thickness prediction of end faces in contacting mechanical seals in running-in period[J]. *CIESC Journal*, 2013, 64(11): 4137–4142. [魏龙, 顾伯勤, 张鹏高, 等. 接触式机械密封端面磨合过程平均膜厚预测[J]. *化工学报*, 2013, 64(11): 4137–4142.]
- [25] Deng Keyue, Liu Zheng, Deng Jujun, et al. Variation of surface profile topography based on W–M function model[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2017(1): 47–50. [邓可月, 刘政, 邓居军, 等. W–M 函数模型下表面轮廓形貌的变化规律[J]. *机械设计与制造*, 2017(1): 47–50.]
- [26] Mandelbrot B B, Ness J W V. Fractional Brownian motions, fractional noises and applications[J]. *Siam Review*, 1968, 10(4): 422–437.
- [27] Hibbitt, Karlsson Sorensen, INC. ABAQUS/Standard 有限元软件入门指南[M]. 庄茁等, 译. 北京: 清华大学出版社, 1998.
- [28] Gu Yongquan. Friction coefficient of mechanical seal[J]. *Fluid Machinery*, 1998(4): 19–24. [顾永泉. 机械密封的摩擦系数[J]. *流体机械*, 1998(4): 19–24.]
- [29] Wei Long, Liu Qihe, Zhang Penggao. Sliding friction surface contact mechanics model based on fractal theory[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(17): 106–113. [魏龙, 刘其和, 张鹏高. 基于分形理论的滑动摩擦表面接触力学模型[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(17): 106–113.]

(编辑 黄小川)

引用格式: Chen Zhi, Cai Yao, Gu Canhong. Study of contact characteristics of end-face in the mechanical seals under dry operating condition based on fractal theory[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2021, 53(3): 188–196. [陈志, 蔡垚, 顾灿鸿. 基于分形理论的机械密封干摩擦时端面接触特性的研究[J]. *工程科学与技术*, 2021, 53(3): 188–196.]