

金属硬密封球阀粗糙接触平面的密封性能研究

偶国富,贺亮,王超,赵露露,金浩哲,肖定浩

(浙江理工大学流动腐蚀研究所,杭州 310018)

摘要:以煤气化系统中锁渣阀的主密封结构为研究对象,采用不可压缩平均流动模型,建立了球面缝隙流动的泄漏量模型;提出了粗糙平面下的平均泄漏量计算方法,通过等效接触方程计算粗糙平面的接触压力,揭示了球阀表面粗糙度、表面纹理结构对阀门泄漏量的影响规律,以及阀门泄漏量与密封比压的对应关系。结果表明:在满足密封的前提下,横向纹理特征所需密封比压远小于纵向纹理特征表面;密封宽度越大,所需密封比压越小;相同泄漏量情况下,高温所需的密封比压明显大于常温时的密封比压。该研究结果对工程中球阀表面加工精度、纹理结构及密封比压的选择具有一定的参考价值。

关键词:球阀;球面缝隙流动;泄漏量模型;密封比压;密封性能

中图分类号: TK730.2

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851(2017)01-0047-07

0 引言

煤炭的清洁利用有助于调整我国能源结构,缓解石油资源紧缺的现状^[1-3]。煤气化是煤炭资源高效、清洁利用的有效途径之一。煤气化锁渣阀主要用于定期收集和排放来自气化炉激冷室底部的渣水混合物,需要在高温、高压工况下连续运行。此外,由于锁渣阀调节频繁,启闭扭矩大,介质中高含量的灰渣颗粒会对密封面造成严重的摩擦磨损,导致阀内泄漏^[4]。

已有很多学者对球阀表面的接触状态和密封性能进行了理论分析和数值计算。Wang等^[5]采用快速傅里叶变换和平均流动模型得到了粗糙峰间的接触压力分布;Song等^[6]建立浮动球阀的有限模型,分析了阀座接触面上密封比压分布规律;赫刘峰等^[7]采用有限元软件,分析了固定球阀密封面上密封比压的分布规律;汪家道等^[8]结合椭圆弹性接触模型,提出流量因子模型,认为流量因子主要取决于表面综合属性和弹性变形量;孙见君等^[9]提出了基

于分形理的接触式机械密封泄漏模型。上述球阀接触端面的泄漏量模型主要是基于光滑表面提出的,粗糙表面对阀座泄漏量影响还有待进一步研究。

本文以金属球阀硬密封进口端结构为研究对象,根据N-S方程推导出流体介质在球面缝隙中的流动模型,对泄漏量进行分析求解。主要研究不同表面纹理、粗糙度下的泄漏量 Q 与密封比压 q 之间的关系,预测阀门的微泄漏。在此基础上,分析在不同表面纹理度下的阀门泄漏量,并比较不同泄漏等级下所需的比压值,探索球阀表面粗糙度、表面纹理结构对阀门泄漏量的影响规律,为阀门设计及加工制造提供参考。

1 不可压缩介质在球面缝隙中的流动模型

1.1 不可压缩平均流动模型

图1为两个粗糙表面的接触状态示意图。图1中虚线表示基准表面,名义膜厚度 h_0 为两基准表面间的距离, δ_1 、 δ_2 为符合高斯分布的表面粗糙度幅值。由图1可知,由于表面粗糙度的存在,相邻粗糙

收稿日期:2016-04-14 网络出版日期:2016-12-09

基金项目:国家自然科学基金委员会-神华集团有限公司煤炭联合基金项目(U1361107);高等学校博士学科点专项科研基金项目(20133318120004)

作者简介:偶国富(1965-),男,江苏太仓人,教授,博士,主要从事流动腐蚀预测及特种设备安全保障技术方面的研究。

通信作者:金浩哲,E-mail:haozhe2007@163.com

表面的实际接触状态为两表面局部峰之间的接触。两个弹性表面的无摩擦接触可采用一个固体表面和一个平的刚性平面的接触来代替,那么表面粗糙度可定义为:

$$\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \quad (1)$$

因此,局部膜厚度 $h_t = \delta + h_0$ 。定义膜厚比 $H = h_0/\delta$,用于描述表面的粗糙程度。当 H 远大于 3 时,固体表面非常光洁,表面粗糙度基本可忽略;当膜厚比 H 趋近于 3 时,粗糙度对固体表面的接触影响逐渐增加^[10]。

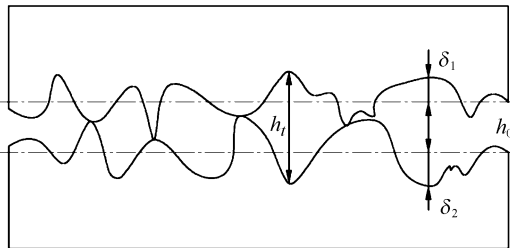


图1 粗糙表面之间的接触状态示意图

针对等温、不可压缩润滑的情况,弹性接触中的压力分布满足雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h_t^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h_t^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial h_t}{\partial x} + \frac{\partial h_t}{\partial t} \quad (2)$$

其中: p 为接触压力,MPa; μ 为流体动力粘度,Pa·s; U_1 、 U_2 为接触表面速度,m/s。

将粗糙表面间平均压力流量与光滑表面间的压力流量之比定义为压力流量因子 Φ ,用于表征表面粗糙度对泄漏量的影响。针对不可压缩介质的静密封间隙流动,可拟合得到压力流量因子 Φ 与膜厚比 H 的关系^[11]:

$$\begin{cases} \Phi = 1 + CH^{-r}, \gamma > 1 \\ \Phi = 1 - Ce^{-\gamma H}, \gamma \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

其中: r 表示 C 、 H 、 γ 对应的常数, $\gamma = \lambda_x/\lambda_y$ 表示表面纹理参数, λ_x 、 λ_y 分别表示 x 、 y 方向上的相关长度。通过调节 λ_x 、 λ_y 的比值,改变 γ 的值,可模拟不同纹理表面特征。

图2为不同表面纹理特征^[12]示意图。当 $\gamma > 1$ 时,表面纹理具有纵向特征, γ 值越大,纵向纹理越明显,如图2(a)所示;当 $\gamma = 1$ 时,表面纹理具有各向同性特征,如图2(b)所示;当 $\gamma < 1$ 时,表面纹理具有横向特征, γ 趋于零时,横向纹理越明显,如图2(c)所示。

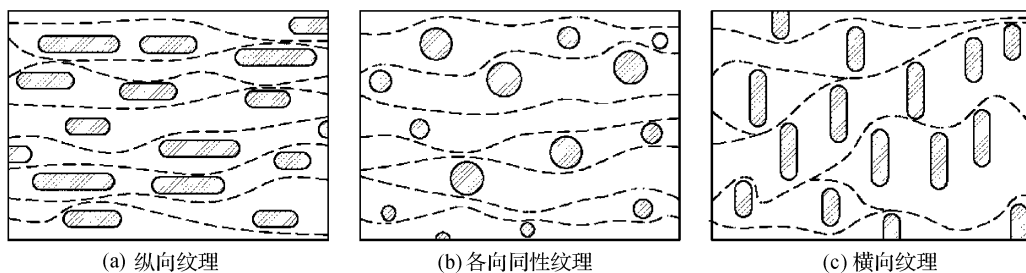


图2 不同表面纹理特征示意图

不同粗糙度特征下的压力流量因子计算结果如图1所示。从图3可知:a)随着膜厚比增加, Φ 值都

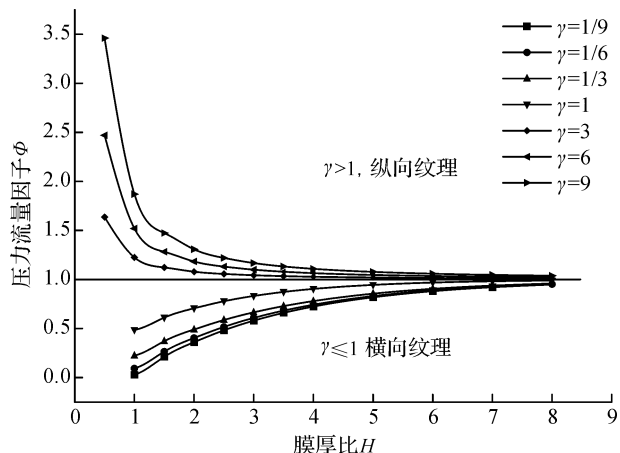


图3 不同粗糙度特征下压力流量因子 Φ 与膜厚比 H 关系曲线

趋近于1。在 $\gamma > 1$ 的条件下,当膜厚比 $H > 3$ 时,随着 H 值的增加, Φ 值的变化不明显;b)针对不同的表面纹理特征, Φ 值在低膜厚比时变化敏感;c)当时 $\gamma > 1$, Φ 值都大于1,非常不利于密封;d)当 $\gamma < 1$ 时, Φ 值均小于1,有利于密封。

1.2 球面缝隙流动的泄漏量模型

球阀密封副泄漏流动模型示意图如图4所示。图4(a)中阀芯与阀座的缝隙高度为 h ,如果考虑接触表面粗糙度的影响,则缝隙高度 $h(R_0, \theta)$ 随着 θ 角度的改变而改变。图4(b)中球阀中心为流道通孔,阀座的曲面与球体构成密封副。

根据 N-S 方程,可推导得到介质流经光滑球面缝隙过程中流量 Q_0 与压力降 Δp 关系:

$$Q_0 = \frac{\pi h (6R_0^2 - h^2)}{6\mu(\theta_2 - \theta_1)} h \Delta p \approx \frac{\pi h^3 \Delta p}{\mu(\theta_2 - \theta_1)} = \frac{\pi h^3}{\mu} \frac{\Delta p}{\Delta \theta} \quad (4)$$

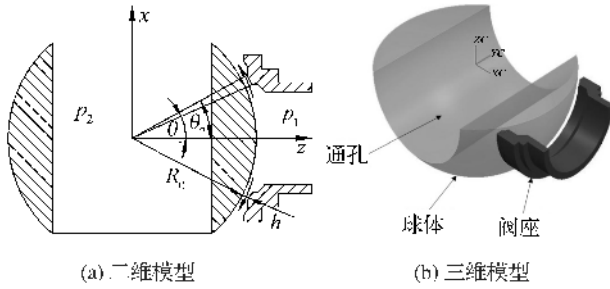


图 4 球阀密封副泄漏流动模型示意图

其中: Q_0 为流量, m^3/s ; h 为缝隙高度, mm ; R_0 为球阀半径, mm ; θ_1 、 θ_2 为角度, $^\circ$; Δp 为压力降, MPa 。

结合压力流量因子 Φ , 粗糙球面缝隙流的介质平均泄漏量可用式(5)表示:

$$Q = \Phi Q_0 = \Phi \frac{\pi h^3}{\mu} \frac{\Delta p}{\Delta \theta} \quad (5)$$

其中: Q 为平均泄漏量, m^3/s 。

1.3 粗糙面承载能力计算

粗糙表面的接触压力 P_c 可通过如下等效接触方程^[13] 得到:

$$P_c = K'E' \times 4.4086 \times 10^{-5} \times (4.0 - h/\sigma)^{6.804}, \quad h/\sigma < 4.0 \quad (6)$$

其中: K' 为常数, 取值范围为 $0.0003 \sim 0.0030$, 当施加的预紧力较大时, K' 取最大值 0.0030 ; 两个粗糙峰接触时的等效弹性模量 E' 可用式(7)表示:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (7)$$

阀门两密封接触表面材料为 304 不锈钢, 弹性模量 $E_1 = E_2 = 210 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu_1 = \nu_2 = 0.25$ 。

1.4 密封比压的计算

弥宁等^[14] 通过实验研究发现, 金属材料摩擦副之间的摩擦磨损率与载荷之间存在一个临界区域, 当载荷处于临界载荷以下时, 磨损率较小, 一旦大于临界载荷, 磨损率迅速增加。因此为了避免锁渣阀在频繁的启闭过程中出现严重的摩擦磨损, 在锁渣阀阀座泄漏量满足不同等级阀座泄漏量标准时, 密封面的密封比压须尽量小, 从而提高阀门的使用寿命。阀门密封面实际接触时密封比压 q 的计算公式如下:

$$q = \frac{F}{A} = \frac{F}{2\pi R h} \quad (8)$$

其中: F 为球体对阀座密封面的法向力, N ; A 为密封圈环带面积, m^2 ; h 为密封面宽度沿轴向投影长度, mm ; R 为球体半径, mm 。

2 球阀泄漏模型构建

下面将以锁渣阀(图 5) 为研究对象, 计算分析其在不同加工精度下的泄漏量。阀座材料为 ASTM A182 F304, 弹性模量 $E = 190 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu = 0.3$, 屈服强度 $\sigma_s = 205 \text{ MPa}$, 布氏硬度 $HB = 160 \text{ MPa}$ 。其中进口压力 $P_1 = 20 \text{ MPa}$, 中腔压力为一个标准大气压 $P_2 = 0.1 \text{ MPa}$ 。

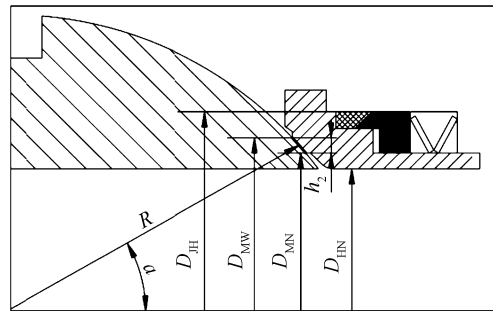


图 5 锁渣阀二维模型示意图

计算过程中所采用的锁渣阀的工艺和结构参数如下: 工作压力 $P = 20 \text{ MPa}$, $D_{JH} = 187 \text{ mm}$, $D_{MN} = 160 \text{ mm}$, $D_{MW} = 170 \text{ mm}$, $R = 125 \text{ mm}$, $\alpha = 41.34^\circ$, 表面纹理参数 $\gamma = 1/6$ 、 $\gamma = 1$ 与 $\gamma = 6$, 当温度 $T = 25$ 和 100°C 时, 水的动力粘度 $\mu_{\text{水}}$ 分别为 $8.937 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 和 $2.84 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

在阀门制造过程中, 不同加工精度下密封面的粗糙程度具有很大差异^[15]。本文重点研究当表面粗糙度 Ra 分别为 0.1 、 $0.2 \mu\text{m}$ 和 $0.4 \mu\text{m}$ 时阀门密封性能。文中锁渣阀阀门尺寸为 203 mm , 工作压力差为 20 MPa 。根据美国 ASME B16.104 阀门阀座泄漏标准 (ANSI/FCI 70-2-2006, Control Valve Seat Leaking), 计算得到 V 级阀座允许最大泄漏量为 11.6 mL/min 、VI 级阀座允许最大泄漏量 6.75 mL/min 。

3 结果分析

3.1 各向同性表面泄漏量分析

当 $T = 25^\circ\text{C}$ 、 $\gamma = 1$ 时, 不同 Ra 值下密封比压 q 与泄漏量 Q 的关系曲线如图 6(a)–(c) 所示。密封比压 q 与泄漏量 Q 呈反比例函数关系, 密封比压 q 与泄漏量 Q 的变化趋势不随密封宽度 h_2 的改变而变化。

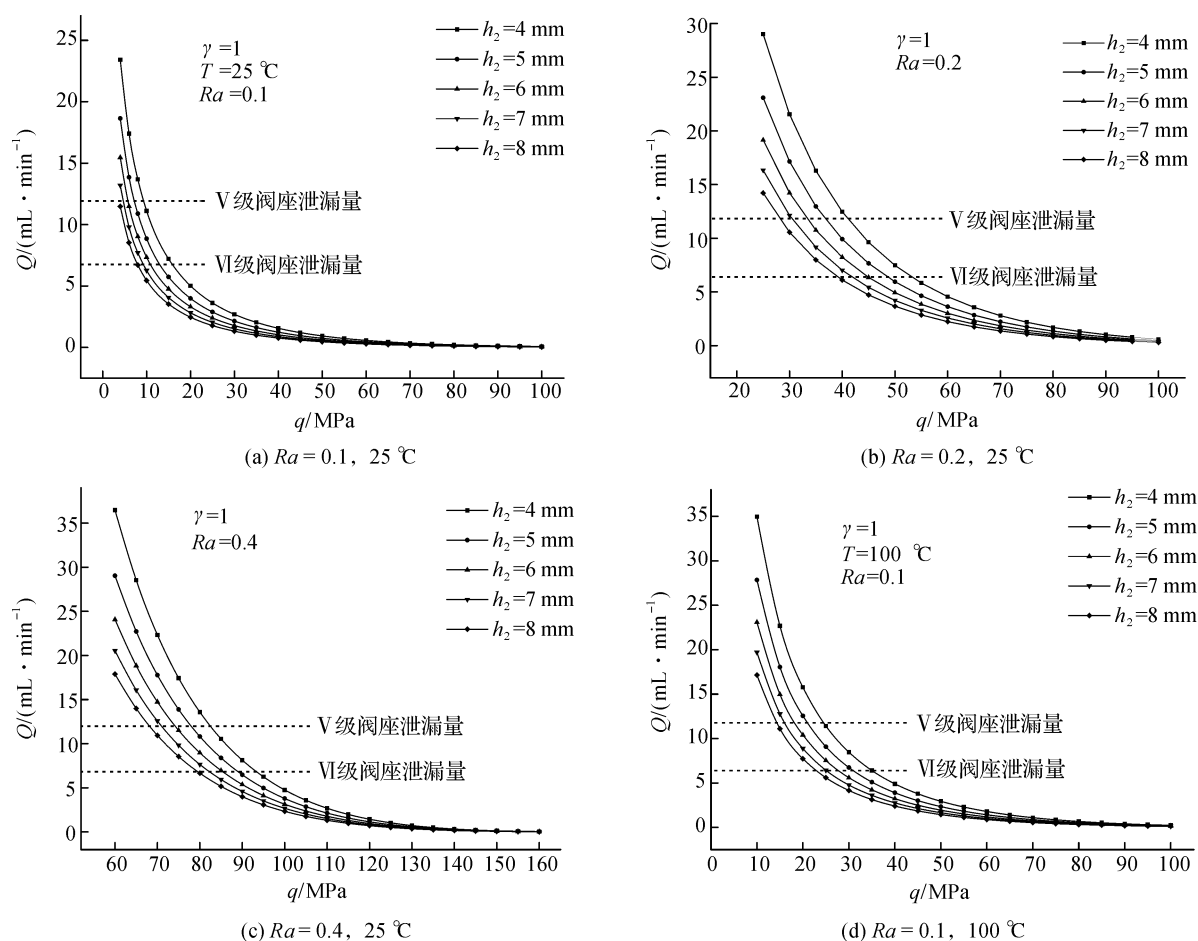


图6 当 $\gamma = 1$ 时不同粗糙度下密封比压与泄漏量之间的关系曲线

由图 6(a) 中曲线可知:当 $Ra = 0.1 \mu\text{m}$, 密封比压在 $10 \sim 30 \text{ MPa}$ 区间变化时, 泄漏量 Q 随密封比压 q 的变化比较明显; 当 $q > 30 \text{ MPa}$ 时, 泄漏量 Q 随密封比压 q 的变化不明显; 在相同的泄漏条件下, 密封宽度 h_2 越大, 所需要的密封比压 q 越小, 因为随着密封宽度的增加, 介质在密封面间的流动距离延长, 泄漏通道堵塞的可能性越大, 泄漏阻力也随之增加, 从泄漏的角度来说有利于密封。

分析图 6(b) 中密封宽度 $h_2 = 4 \text{ mm}$ 与 $h_2 = 6 \text{ mm}$ 时密封比压与泄漏量的曲线, 可以发现, 当密封宽度 $h_2 = 4 \text{ mm}$ 时, 即使密封比压 q 达到 50 MPa , 仍然达不到 VI 级阀座泄漏量的标准, 增加密封宽度 h_2 至 6 mm 时, 完全可以达到 VI 级阀座泄漏量的标准。

分析图 6(c) 中密封比压 q 与泄漏量 Q 的关系曲线: 当密封比压 q 至少达到 80 MPa 时, 才足以达到最低要求下的泄漏量标准; 即使当 $q < 100 \text{ MPa}$ 时, 粗糙度 ($Ra = 0.4 \mu\text{m}$) 泄漏量远远大于粗糙度

($Ra = 0.1 \mu\text{m}$) 及粗糙度 ($Ra = 0.2 \mu\text{m}$) 的泄漏量。

对比分析图 6(a) 与 (d) 中阀座泄漏量 Q 与密封比压 q 关系曲线可以发现: 在 $Ra = 0.1 \mu\text{m}$, 密封宽度 h_2 相同的情况下, 要达到相同的泄漏量标准, $T = 100^\circ\text{C}$ 时所需的密封比压值明显大于 $T = 25^\circ\text{C}$ 下的密封比压值, 因为液体介质随着温度升高粘度降低, 液体介质在两接触表面的通道中更易泄漏。

比较图 6(a) — (c) 中 V 级阀座泄漏量与 VI 级阀座泄漏量与 $Q(q)$ 曲线之间的关系, 可以发现: 在密封宽度相同的情况下, 图 6(a) 中密封比压 q 微小的增加, 就能使阀座的泄漏量标准从 V 级提高到 VI 级。而图 6(b) 与图 6(c) 则需要大幅增加。因为随着粗糙度的增加, 所需密封比压 q 也大幅度增加, 加大了技术方面的困难。综上可知, 表面粗糙度对阀门泄漏量的影响较大。随着粗糙度的增加, 若要达到相同

的密封等级,则需要施加更大的密封比压,但是实际阀门设计中,由碟簧力提供的预紧比压达到较大的值比较困难,即使可以施加这么大的预紧比压,那么势必增加碟簧尺寸,使得密封腔体积超过常规阀门设计,增加阀门制造成本,更有可能压溃阀座密封面,产生塑性变形,影响密封可靠性。

3.2 各向异性表面密封比压与泄漏量分析

当 $\gamma = 1/6$ 时,不同 Ra 值下密封比压 q 与泄漏量 Q 关系曲线如图 7(a) — (c) 所示。由图 7(a) 可知,泄漏量在低比压时变化明显,当密封比压 q 增加到 10 MPa 时,泄漏量 Q 随着密封比压 q 变化趋势减缓,因此存在一个临界密封比压值使得泄漏量稳定

在一定范围内,以泄漏量 Q 在 $10 \sim 20 \text{ mL/s}$ 这个区间作为分析样本。

对比图 7(a) — (c) 可以发现,不同表面加工精度下,密封比压 q 随泄漏量 Q 的变化程度不一样,表面精度越高,变化越快,曲线越陡,如图 7(a) 所示。表面精度越低,变化越缓慢,曲线越平缓,如图 7(b) — (c) 所示。因为粗糙度较小的表面,粗糙峰曲率半径小,在受到较少的载荷时就可以产生较大的形变,使得接触面积增加,更有利于实现密封,而曲率半径较大的粗糙峰在受到同等载荷时形变不明显。因此加工精度较高的表面,只需施加较小的密封比压就可以实现有效密封。

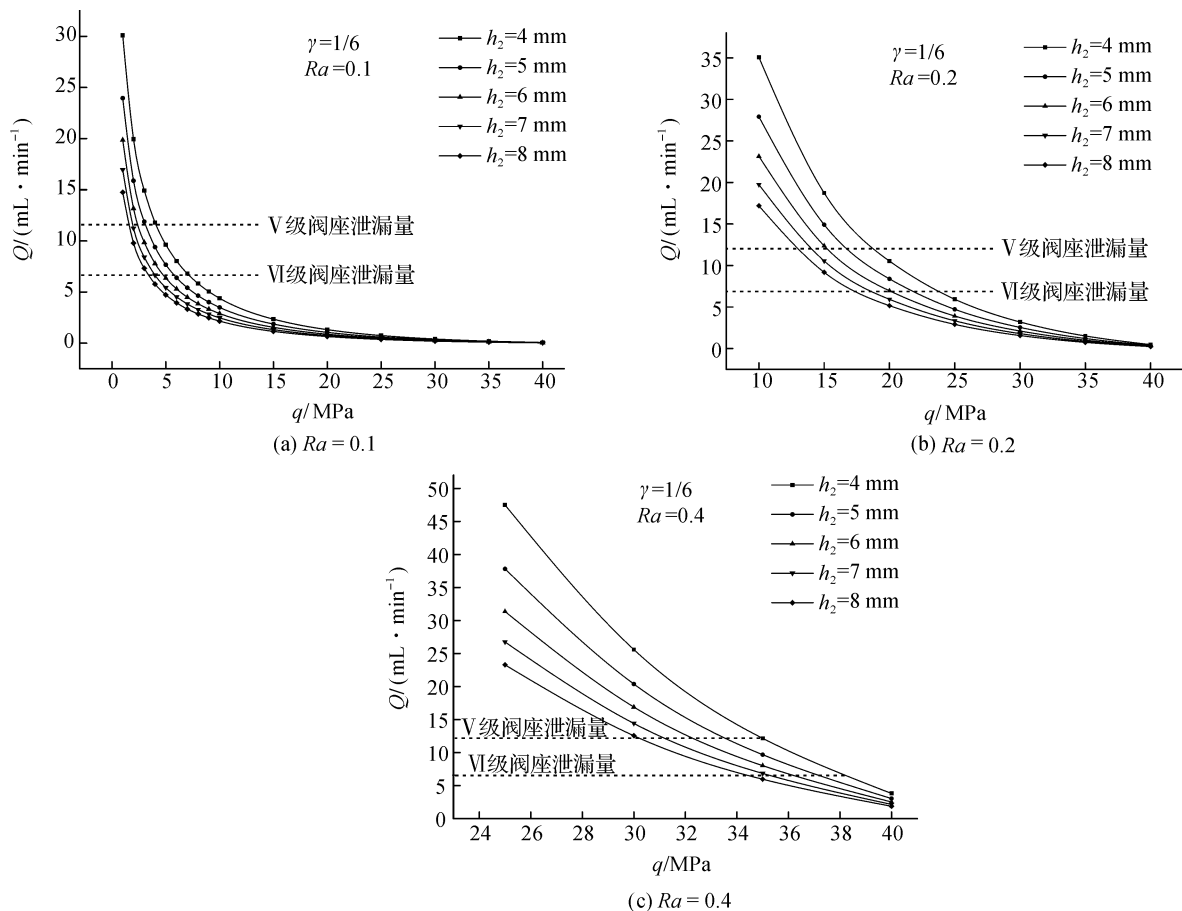


图 7 当 $\gamma = 1/6$ 时不同密粗糙度下密封比压与泄漏量之间的关系曲线

当 $\gamma = 6$ 时,不同 Ra 值下密封比压 q 与泄漏量 Q 关系曲线如图 8(a) — (c) 所示。此时压力流量因子 Φ 大于 1,表面呈现纵向纹理特征,原则上不选择此种表面加工纹理,因为此时泄漏方向与纹理方向平行,由于表面的凹凸不平形成的泄漏通道更难实现密封。

由图 8(a) 可知,当 $Ra = 0.1 \mu\text{m}$ 时,满足 V 级和 VI 级泄漏量标准时,所需密封比压在实际工况时可以达到;随着粗糙度的增加,如图 8(b) 与 (c) 中所示,满足相同密封等级,所需密封比压远远超过实际中密封比压,由碟簧预紧力及流体介质产生的比压难以达到这样的数值。因此,理论上不选择 $\gamma > 1$ 的情形。

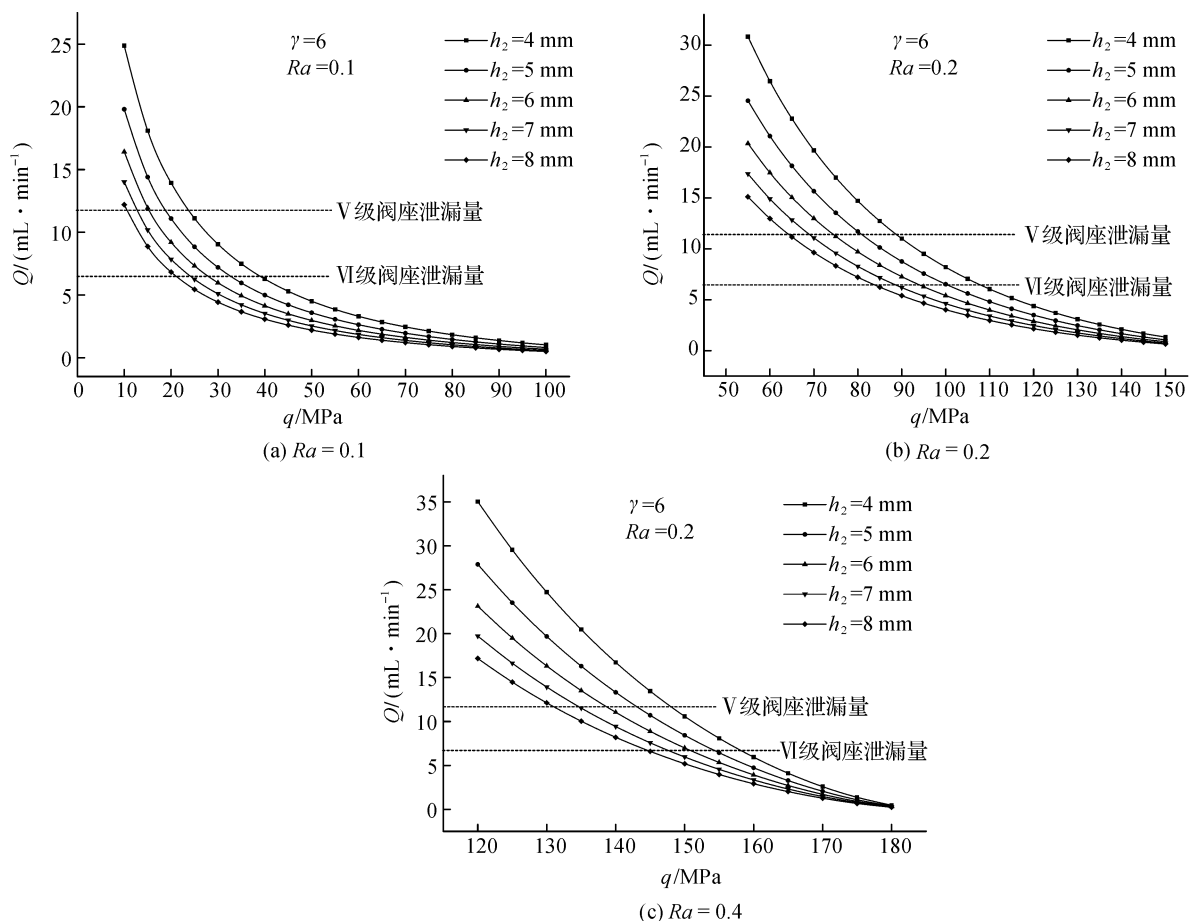


图8 当 $\gamma=6$ 时不同粗糙度下密封比压与泄漏量之间的关系曲线

4 结 论

本文建立了金属硬密封球阀间隙流动的泄漏量模型,并提出了计算方法,通过有限元软件,分析阀门在不同粗糙度与加工纹理下阀门泄漏量与密封比压间的关系,得到以下结论:

a) 表面粗糙度对泄漏量具有重要影响。对于各向同性表面,轮廓算术平均偏差越小,越有利于密封,实现V级与VI级阀座泄漏量标准所需的密封比压越小;综合加工的经济角度和密封条,选择二级密封条件既能实现可靠密封,又能降低生产成本。

b) 对粗糙表面的接触压力与实际阀座表面密封比压平均值进行比较,随着密封宽度的增加,实现密封所需的比压减小,但随之能够达到的阀座泄漏量标准也降低,对于一些密封等级要求不是特别严的阀门可以满足要求。

c) 对于呈现横向纹理特征的表面,达到相同泄漏等级所需的密封比压小于各向同性表面;对于呈现纵向纹理特征的表面,要实现可靠的密封只能选

择一级密封的加工精度,否则实际阀门难以提供所需阀座泄漏量等级对应的密封比压,因此一般不宜采用具有纵向纹理特征的表面加工方式。

参考文献:

- [1] LEUNG G C K. China's energy security: perception and reality[J]. Energy Policy, 2011, 39(3): 1330-1337.
- [2] WANG Q, LI R R. Journey to burning half of global coal: Trajectory and drivers of China's coal use [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2016, 58: 341-346.
- [3] 杨嵘. 中国石油资源可持续发展对策研究[J]. 石油地质与工程, 2008, 22(3): 118-119.
- [4] 胡志威, 聂松林, 阮俊. 先导式水压溢流阀内泄漏量的研究[J]. 液压与气动, 2010(5): 80-83.
- [5] WANG Q J, ZHU D, CHENG H S, et al. Mixed lubrication analyses by a macro-micro approach and a full-scale mixed EHL model[J]. Journal of Tribology,

- 2004,126(1):81-91.
- [6] SONG R, ZHENG F. Analysis of ball valve sealing pressure ratio based on UG Nastran[J]. Advanced Materials Research,2013,703:204-207.
- [7] 郝刘峰,彭龔,秦立林. 固定球阀密封比压分析[J]. 阀门,2009(6):27-31.
- [8] 汪家道,陈大融,孔宪梅. 粗糙峰微接触及其对润滑的影响[J]. 摩擦学学报,1999,19(4):362-367.
- [9] 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]. 化学学报,2006,57(7):1626-1631.
- [10] 任晓,吴承伟,周平. 粗糙表面的气体密封性能研究[J]. 机械工程学报,2010,46(16):176-181.
- [11] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. ASME Journal of Lubrication Technology,1978,100(1):12-17.
- [12] 胡兆稳,刘焜,刘小君,等. 静态接触中表面纹理对塑性变形界面微凸体平坦化的影响[J]. 机械工程学报,2016,52(3):93-100.
- [13] 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.
- [14] 弥宁,王建吉,黄建龙. 载荷、时间、温度对 GCr15/35GrMo 摩擦副摩擦磨损特性的影响[J]. 热加工工艺,2015,4:113-115.
- [15] 殷静凯,李文斌. 电火花线切割电参数对 Cr12MoV 材料去除率与表面粗糙度的影响[J]. 机床与液压,2016(3):147-150.

Research on Sealing Performance of Rough Interface of Hard-Sealed Metal Ball Valve

OU Guofu, HE Liang, WANG Chao, ZHAO Lulu, JIN Haozhe, XIAO Dinghao

(Institute of Flow Induced Corrosion, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Main sealing structure of lock hopper valve in coal gasification system served as the object of study. Incompressible average flow model was applied to establish leakage model of spherical gap flow. This paper put forward the average leakage calculation method in rough surface, calculated the contact pressure of rough surface by means of equivalent contact equation, and revealed the influence law of surface roughness and surface texture of ball valve on valve leakage and the corresponding relationship between valve leakage and sealing pressure. The results show that: under the premise of meeting sealing, the sealing pressure of transverse texture feature is far less than that of longitudinal texture feature. The larger the sealing width is, the less the sealing pressure will be. Under the same leakage condition, the sealing pressure at high temperature is significantly larger than that at room temperature. The results of the study have certain reference value for the surface machining accuracy, texture structure and sealing pressure of ball valve in engineering practice.

Key words: ball valve; spherical gap flow; leakage model; sealing pressure; sealing performance

(责任编辑:康 锋)