

低温安全阀密封设计研究

于京平, 赵益春, 代立民
(北京航天动力研究所, 北京 100176)

摘 要: 低温安全阀是一种自动阀门。正常工作时低温安全阀应能在长期超低温环境下利用自身的弹簧力形成良好的密封, 但由于密封材料在低温环境发生不可避免的变形导致阀门容易出现泄漏。为了解决上述问题, 根据低温安全阀的设计要求提出密封结构方案, 并运用 ANSYS 有限元软件对低温安全阀结构方案、锥面密封结构等进行了数值仿真和应力分析, 研究了密封块与阀座之间夹角、密封面锥角和密封中径对密封面接触应力和密封块强度的影响, 并从中得出了低温安全阀密封材料的选择、密封结构的设计规范和关键尺寸的设计准则, 根据该规范设计加工出的低温安全阀通过了标准规定的常温和低温试验, 满足设计要求, 该阀门已应用于液化天然气、空分、乙烯等工程领域。

关键词: 低温安全阀; ANSYS; 弹性密封; 试验

中图分类号: V433-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 06-0055-06

Study on sealing design of cryogenic safety valve

YU Jingping ZHAO Yichun DAI Limin

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100176, China)

Abstract: Cryogenic safety valve is an automatic valve, which may form good sealing relying on its own spring force in the long-term ultralow temperature environment. However, its sealing material is inevitably deformed in the low temperature environment, which may make the valve to be prone to leakage. In order to solve the above problem, the sealing structure scheme is put forward in this article according to the design requirements of cryogenic safety valve. The ANSYS finite element software is used to conduct the numerical simulation and stress analysis for the structure scheme and cone seal structure of cryogenic safety valve. According to the research on the effect of the angle between the valve seat and sealing block, and sealing cone angle and seal pitch diameter on the contact stress and strength of the sealing block, the design specification of the sealing structure, Key dimensions and sealing materials selection specification of cryogenic safety valve were concluded. The cryogenic safety valves manufactured with the specification mentioned above passed through the normal atmospheric temperature and the cryogenic tests based on standard provisions. It meets the design requirements. This valve has been used in engineering fields of liquefied natural gas, ethylene, air engineering, etc.

Keywords: cryogenic safety valve; ANSYS; elastic seal; test

收稿日期: 2015-03-10; 修回日期: 2015-08-05

作者简介: 于京平 (1963—), 女, 工程师, 研究领域为阀门开发与设计

0 引言

低温安全阀是航天、石油化工、煤化工、空分及多晶硅等行业的重要设备之一，其可靠性直接影响到大型成套设备的安全和经济运行。低温安全阀通常用于易燃、易爆及渗透性强等低温介质场合，工作温度为-200℃左右，工作压力为10 MPa左右，在空分装置液氧、液氮冷箱中使用的低温安全阀长期工作温度低于-200 ℃。设计低温安全阀时，需要注意以下3个问题：即阀门启闭过程中残留在中腔的低温介质急速汽化引起的异常升压问题；非金属材料低温环境下的变形失效问题；金属材料低温环境下的脆化和低温冲击问题。

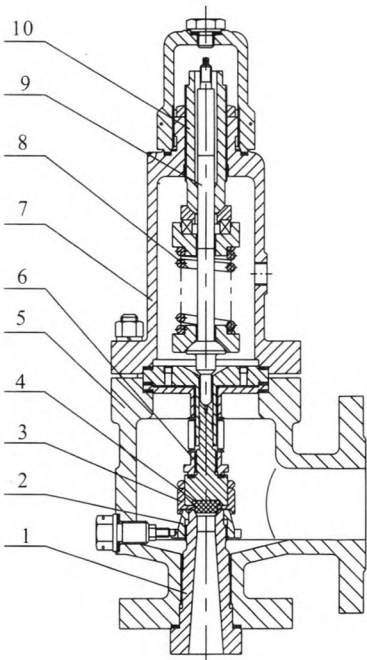
1 低温安全阀设计要求与密封结构方案

低温安全阀是一种自动阀门，正常工作时，低温安全阀应能在长期超低温环境下利用自身的弹簧力形成良好的密封。当介质超压时，低温安全阀将自动开启并排出额定数量的流体；当介质压力恢复正常后，低温安全阀将自行关闭并阻止介质泄漏。低温安全阀设计要求见表1。

表 1 低温安全阀设计要求

Tab. 1 Design requirements of cryogenic safety valve				
工作介质	工作温度 /℃	工作压力 /MPa	公称通径	密封要求 /(泡/min)
液氮、 液氧或 乙烯等	-150 ~-210	0.1~10	DN15~ DN100	40

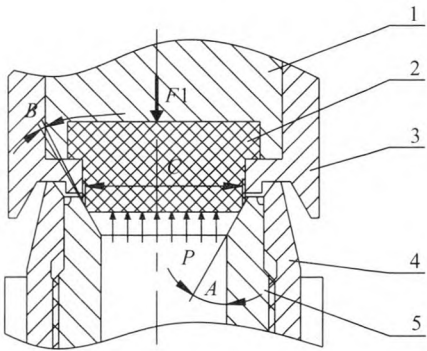
低温安全阀密封分为外密封和内密封。外密封和中法兰垫片密封材料一般选择热膨胀系数低的密封材料，如增强型聚四氟乙烯。外密封设计时，适当增加垫片密封处的密封比压，即可实现低温密封效果。内密封选择弹性密封型式，密封块材质选用耐低温改性聚四氟乙烯。图1为低温安全阀典型结构示意图。图2为低温安全阀密封结构示意图。



1-阀座；2-下调节圈；3-导向杆；4-密封块；5-阀体；
6-反冲盘；7-阀盖；8-弹簧；9-阀杆；10-调整螺钉

图 1 低温安全阀典型结构示意图

Fig. 1 Typical structure of cryogenic safety valve



1-反冲盘；2-密封块；3-导向杆；4-下调节圈；5-阀座

图 2 低温安全阀密封结构示意图

Fig. 2 Sealing structure of cryogenic safety valve

2 锥面密封结构的数值仿真

ANSYS 软件是融结构、热、流体、电、磁及声学于一体的大型通用有限元软件。该软件功能强大、兼容性好、使用方便、计算速度快，广泛应用于一般工业及科学研究领域。在机械结构系统中，主要在于分析机械结构系统受到负载后产生的反应，如位移、应力及变形等，根据该反应判

断是否符合设计要求。本文利用 ANSYS 有限元分析方法计算锥面结构强度和密封比压，ANSYS 有限元分析的建模及分析流程框图见图 3。

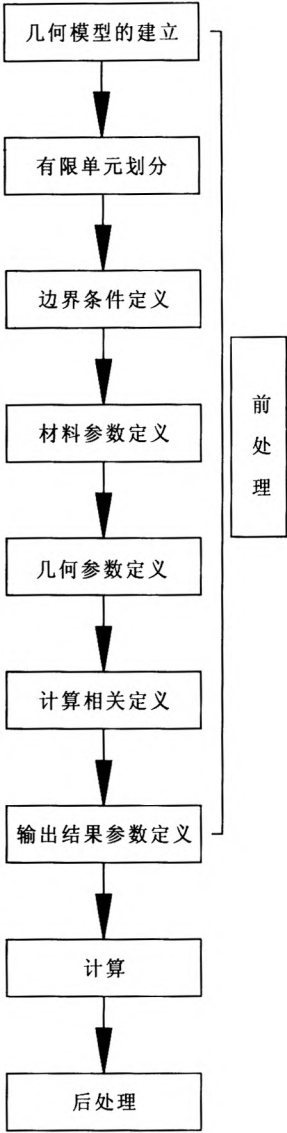


图 3 ANSYS 有限元分析流程框图

Fig. 3 Flow chart for finite element analysis of ANSYS

2.1 物理模型和有限元模型

仿真计算中的物理模型见图 2，其中 C 为安全阀密封中径； A 为阀座密封面处的锥角； B 为密封面处阀座密封面和密封块密封面的夹角； P 为介质压力，根据 API527 的要求在做密封试验时 P 为整定压力的 90%； $F1$ 为作用在反冲盘上的弹簧力，此弹簧力为整定压力与安全阀密封面积的乘积。密封块和阀座材料见表 2。

表 2 密封块与阀座材料

Tab. 2 Material of sealing block and valve seat

	材料	泊松比	弹性模量/ MPa	强度/MPa
密封块	PTFE	0.38	503	22.7
阀座	304	0.3	2×10^5	250

将改性聚四氟乙烯密封块材料模型作为与时间无关的各向同性的弹塑性材料来处理。考虑到密封结构是轴对称的，且反冲盘的流道结构对密封面的受力没有影响，在仿真计算中，对反冲盘的结构适当简化，采用二维轴对称计算模型，建立的锥面密封轴对称有限元模型见图 4。

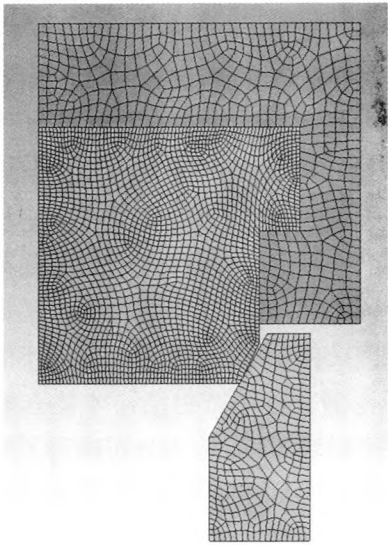


图 4 锥面密封的有限元模型

Fig. 4 Finite element model of cone sealing structure

模型中在密封块和阀座之间建立了 1 个接触对，采用面面接触单元 TARGE169 和 CONTA172 模拟阀座与密封块之间的接触。模型中阀座刚度远远大于密封块刚度，阀座被视为刚性材料，可以不考虑其变形。模型中的实体单元均采用 PLANE42。

当量 Von Mises 应力为：

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (1)$$

式中： σ_1 、 σ_2 及 σ_3 为构件受力条件下任意一点的

3 个主应力; σ_m 为按第四强度理论计算得到的构件受力条件下任一点的当量应力。

根据 ANSYS 仿真流程, 建立物理模型, 划

分网格, 创建接触对, 设置边界条件和载荷后, 方可计算密封块的应力和密封面的接触应力。仿真结果见图 5。

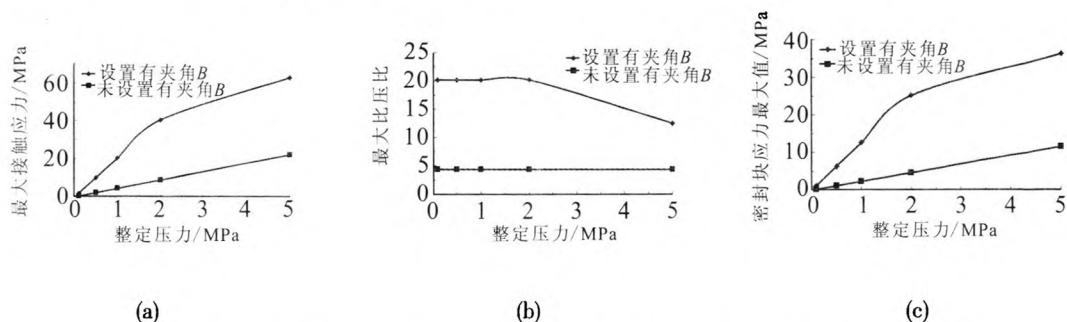


图 5 最大接触应力、密封面最大相对比压和密封块最大 Mises 应力随整定压力的变化曲线

Fig. 5 Variation of maximum contact stress, maximum specific pressure on sealing surface and maximum Mises stress with set pressure

2.2 密封面夹角 B

国内外安全阀以锥面密封作为密封型式的结构中, 有些在密封面上设置有夹角 B , 见图 2; 有些没有夹角 B , 阀座和密封块的密封面是平行的。夹角 B 是否有利于密封目前是学者们正在研究的问题。锥面密封结构的密封性能受截面应力分布、接触面应力分布和改性聚四氟乙烯材料等因素影响, 只有改性聚四氟乙烯材料不失效且密封结构不泄漏, 锥面密封结构才是有效和可靠的。锥形密封块 Mises 应力分布确定了塑料材料的应力状态, 过大的应力分布会导致改性聚四氟乙烯材料塑性变形, 这种塑性变形对密封不利, 通常会引起阀门泄漏。接触面应力分布确定了最大密封压应力、平均密封应力和密封面有效宽度, 其中密封面有效宽度为密封面实际接触的宽度, 理论上是 0 但会随着整定压力的增加而增加。当最大密封压应力低于最小比压值时, 锥面密封结构会发生泄漏而失效。最小比压值与材料弹性模量、密封表面光洁度、密封面压差等因素有关。

定义:

$$\sigma_{\text{相对比压}} = \frac{\sigma_{\text{最大}}}{\Delta p} \quad (2)$$

式中: $\sigma_{\text{相对比压}}$ 为密封面最大相对比压; $\sigma_{\text{最大}}$ 为密封面最大接触应力值; Δp 为密封面内外压差。

在密封面结构不变和材料不失效的前提下, 密封面最大相对比压越大, 密封面越易密封。整定压力为 1 MPa, 密封压力取该值的 90%, 图 5(a) 为设有夹角 B 和未设有夹角 B 的 2 种密封结构中, 密封面接触应力的最大值与整定压力之间的关系曲线。由图 5(a) 可知, 设有夹角 B 的密封结构, 在整定压力较低时, 密封面最大接触压力随整定压力的增加而快速增加, 但随着整定压力继续增加这种变化趋势却逐渐缓慢。设有夹角 B 和未设有夹角 B 两种结构的密封中, 密封面最大相对比压随着整定压力的变化规律见图 5(b)。由图 5(b) 可知, 设有夹角 B 的密封结构的最大相对比压明显比未设有夹角 B 的密封结构大, 这样有利于阀门在中低压时获得良好的密封效果。对于塑料密封的安全阀来说, 塑料材质比氟橡胶 O 形圈材质硬, 低压工况时, 塑料密封结构密封效果是很差的。通过有限元强度分析可知, 采用带有夹角 B 的锥面密封结构可以有效弥补塑料块材质硬的问题, 而且可以取得有效密封结果。

图 5(c) 为 2 种结构密封块最大 Mises 应力随整定压力的变化曲线。由图 5(c) 可知, 整定压力较低时 Mises 应力增加较明显, 整定压力较高时 Mises 应力增加较缓慢。这样的变化规律既能确保低压时阀门的密封性, 又能确保在高压时材料不会失效。

2.3 密封面锥角 A

有限元模型仿真时边界条件为: 整定压力 1 MPa, 密封压力 0.9 MPa, 通过有限元仿真计算, 计算结果见表 3。

表 3 不同锥角的密封面最大接触应力
Tab. 3 Maximum contact stress on sealing surfaces with different taper angel

锥角	30°	45°
密封块最大应力/MPa	11.88	6.75
密封面最大接触应力/MPa	19.15	11.7

改性聚四氟乙烯 (PTFE) 的最大许用应力为 22.7 MPa, 密封块最大应力不能大于该值, 密封面最大接触应力值决定着密封面的密封比压, 密封比压越大密封效果越好。由表 3 可知, 锥角 A 越小, 密封块最大密封比压越大。

2.4 密封中径 C

有限元模型仿真时的边界条件为: 整定压力 1 MPa, 密封压力 0.9 MPa。通过有限元仿真计算, 计算结果见表 4。

表 4 不同密封中径的计算结果
Tab. 4 Calculated results of different seal pitch diameter

密封中径/mm	9	10.5
密封块最大应力/MPa	11.03	11.88
密封面最大接触应力/MPa	17.14	19.15

由表 4 可知, 密封中径越大, 密封块最大接触应力亦越大。为了提高密封性能, 在小口径低压阀门设计中, 密封面的密封中径应尽可能取较大设计值。

3 低温安全阀密封设计规范

3.1 材料选择

低温安全阀不仅要求在常温条件下能正常工作, 而且要求在低温条件下也能正常工作, 所以低温安全阀使用的材料不仅要满足常温机械性能, 同时也要求满足低温所需要的机械性能, 为

防止低温安全阀使用的材料在低温条件下发生低应力脆断, 一般选用奥氏体材料。此外, 低温安全阀使用的材料还要求与低温介质相容, 即低温安全阀使用的材料不能与低温介质发生任何物理化学反应, 不能被低温介质腐蚀, 与低温介质接触不会发生爆炸等, 如在液氧介质中工作的阀门, 某些材料可能会与氧接触发生燃烧和爆炸, 此时不允许使用碳钢材料; 在低温介质压力超过 2 MPa 时, 低温安全阀使用奥氏体不锈钢, 低温介质流速不能太高。

目前低温安全阀使用较多的金属材料有: 不锈钢、铜合金、铝合金及镍合金等; 非金属材料有: 改性聚四氟乙烯和增强聚四氟乙烯等。

3.2 密封结构设计规范

根据低温安全阀工作机理, 推导出的低温安全阀密封面上的作用力计算公式如下:

$$F_{\text{介}}=0.9 \times p_s \times 0.25 \times \pi \times C^2 \tag{3}$$

$$F_{\text{弹}}=p_s \times 0.25 \times \pi \times C^2 \tag{4}$$

$$F_{\text{密}}=F_{\text{弹}}-F_{\text{介}}=0.1 \times p_s \times 0.25 \times \pi \times C^2 \tag{5}$$

式中: $F_{\text{弹}}$ 为密封面上的弹簧力; p_s 为安全阀整定压力; C 为安全阀密封中径; $F_{\text{介}}$ 为介质在密封面上的作用力; $F_{\text{密}}$ 为密封面上的作用力合力。

由公式 (5) 可知, 低温安全阀密封面上的作用力仅与整定压力和密封中径有关, 通常低温安全阀的密封比压是较小的, 当密封面泄漏时不能像通用阀门那样通过施加外力来提高密封, 而只能通过调整密封结构提高密封面的接触应力和相对密封比压 $\sigma_{\text{相对比压}}$ 的途径来实现有效密封。本文采用带有夹角 B 的弹性锥面密封结构, 见图 2, 由有限元分析可知, 该密封结构可以提高阀门密封面接触应力和相对密封比压 $\sigma_{\text{相对比压}}$ 。根据有限元仿真结果和工程实际经验, 应通过优化密封面夹角 B 、密封面锥角 A 及密封中径 C 的取值, 使 $\sigma_{\text{相对比压}}$ 满足公式 (6), 同时密封块最大 Mises 应力应小于密封块材料的许用应力, 由此, 方可取得良好的密封效果:

$$\sigma_{\text{相对比压}}=\frac{\sigma_{\text{最大}}}{\Delta p} \geq 10 \tag{6}$$

4 低温安全阀密封试验

按照上述密封结构和密封设计规范，设计出了一台入口通径为 DN40、出口通径为 DN50 的低温安全阀密，并进行常温和低温密封试验。

4.1 低温试验

低温试验满足 TSG ZF001，BS EN 13648 和 GB/T 29026 中的规定。将低温安全阀安装在低温介质的试验容器的接管上，观察低温安全阀整定压力，及其开启后和压力释放后能否回座及阀门的低温密封性能。低温试验介质为液氮，低温安全阀工作温度为-196 ℃，整定压力为 1 MPa，密封压力为 0.9 MPa，试验结果见表 5。

表 5 研制样阀的低温试验结果

Tab. 5 Cryogenic test results of prototype valve				
整定压 力/MPa	密封压 力/MPa	是否有可 见的泄漏	低温密封试 验结果 /(泡/min)	GB/T 29026 密封要求 /(泡/min)
1	0.9	否	32	40
2	1.8	否	25	40

由表 5 可知，低温安全阀常温密封性能满足表 1 低温安全阀设计要求。

4.2 常温试验

低温安全阀常温密封性能试验结果见表 6。

表 6 低温安全阀常温密封试验结果

Tab. 6 Sealing test results of cryogenic safety valve at normal temperature			
整定压力/ MPa	密封压力/ MPa	试验次数	密封试验结果 (泡/3 min)
2	1.8	2 次后	0
2	1.8	20 次	0
1	0.9	2 次后	0
1	0.9	20 次	0
0.1	0.07	2 次后	0
0.1	0.07	20 次	0

由表 6 可知，低温安全阀常温密封性能满足表 1 低温安全阀设计要求。

5 结论

本文基于 ANSYS 有限元软件研究了低温安全阀弹性密封机理、密封结构方案，研究了密封块与阀座之间夹角、密封面锥角和密封中径对密封面接触应力和密封块强度的影响，得出了低温安全阀密封材料选择和密封结构设计规范。该规范为：1) 在密封性能要求较高时，低温安全阀可采用弹性密封结构型式；2) 相比平面弹性密封结构，锥形弹性密封的阀门能获得更好的常温和低温密封性能；3) 密封面夹角 B 、密封面锥角 A 和密封中径 C 是影响密封性能的关键结构因素，它们之间应满足 $\sigma_{\text{相对比压}} = \frac{\sigma_{\text{最大}}}{\Delta p} \geq 10$ 。根据该设计规范设计出的低温安全阀通过了常温和低温试验，满足设计要求，已广泛应用于空分、多晶硅行业，乙烯、尿素及液化天然气等工业领域。

参考文献：

[1] 秦永涛,沈继彬,李建军,等. 低温气动阀动态响应特性的非线性分析方法[J]. 火箭推进, 2013 39(6): 23-28.
QIN Yong-tao, SHEN Ji-bin, LI Jian-jun, etc. Nonlinear analysis method for dynamic responding characteristics of cryogenic pneumatic valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2013, 39(6): 23-28.

[2] 路兰卿. 低温截止阀设计[J]. 低温工程, 2005 (6): 56-59.

[3] 潘英朋,伍永生,高汉平. 低温气动阀的设计与分析[J]. 液压气动与密封, 2011 (3): 55-58.

[4] 吴堂荣,唐勇,孙晔,等. LNG 船用超低温阀门设计研究[J]. 船舶工程, 2010 (2): 73-78.

[5] 吴狄. 低温阀密封结构的分析[J]. 阀门, 2014 (2): 28-29.

[6] 鹿彪,张立红. 低温阀门设计制造与检验[J]. 阀门, 1999 (3): 6-10.

[7] 张教超,王敏庆,李海飞. 齿形滑环式组合密封的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2011 (5): 59-64.

(编辑：马 杰)