

文章编号: 1005-8893 (2004) 04-0036-04

大口径球阀的结构设计和强度计算

张锁龙¹, 何云松¹, 裴峻峰¹, 殷舜时², 邓学风², 秦志坚²

(1. 江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016; 2. 江苏省金湖石油机械有限公司)

摘要:介绍了大口径球阀的口径 500 mm 以上中压球阀的结构设计, 并按照 ASME Ⅷ 标准对阀体进行强度计算, 认为阀体的厚度主要有其安定性决定, 对其中结构复杂的球体进行了 ANSYS 应力和变形分析计算, 最终按照 API Spec. 6D (22 版)《管线阀门规范》进行试验验收, 各项指标均达到设计要求。

关键词:球阀; 结构设计; 计算

中图分类号: TE 974

文献标识码: B

目前天然气长输管线常用的截断阀主要有通孔板式闸阀和全通径球阀。球阀的球形阀心上有一个与管道直径相同的通道, 将阀心相对转动 90°, 就可使球阀关闭或开启。因球阀具有启闭速度快, 密封条件好的优点, 在长输管线上应用最为普遍。

随着西气东输工程的逐步实施, 工程对管道及阀门的需求将急剧增加。西气东输管道横贯我国东西, 从新疆到上海历经九个省区市。天然气长输管线间隔一段距离需设置截断阀, 主要目的是便于控制和当管道发生破坏时, 及时关闭阀门, 尽可能减少损失, 防止事故扩大。 D_N 1 100 mm、 P_N 10 MPa 的干线管道线路长为 4 167 km, 干线共设置 190 座线路截断阀室; D_N 250~700 mm、 P_N 6.4~10 MPa 的支线设 62 座支线截断阀室。

由于大口径球阀在西气东输工程中的大量应用, 且每个球阀单价在 800 万元左右, 仅阀门一项就有数百亿元的产值, 目前 D_N 500 mm 以下的球阀, 国内生产厂家较多, 但是 D_N 500 mm 以上的大口径球阀, 因其对技术、工艺装备水平要求较高, 生产基本上还是一片空白。所以开发科技含量高, 满足工程参数需要的、安全性好、可靠性高、耐恶劣环境能力强的具有易于管道清扫、启闭迅速的大口径球阀具有广阔的市场和重要的经济价值。

1 大口径球阀的结构设计

球阀的结构简图如图 1 所示, 主要有阀体、球体、启闭传动机构、支撑结构和密封结构组成。

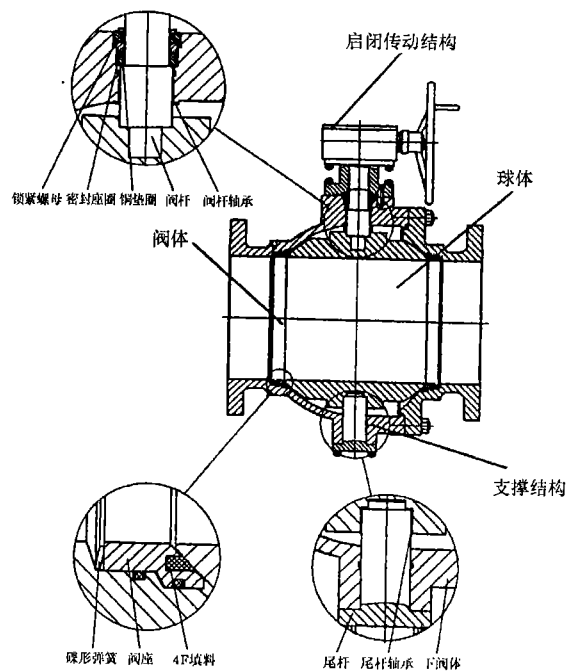


图 1 球阀的结构简图

Fig. 1 Structure of the ball valve

收稿日期: 2004-09-07

基金项目: 江苏省工业攻关项目 (BE2003321)

作者简介: 张锁龙 (1964—), 男, 江苏丹阳人, 副教授, 主要从事化工设备的教学和研究工作。

1.1 整体结构的设计

由于阀门的口径较大,考虑到铸造方面的因素和加工的难度,本球阀阀体设计成两个分体通过螺栓连接、“O”型圈密封连接而成的形式,这种结构形式对于阀体的铸造加工、装配都比较方便。

1.2 密封形式的设计

此球阀属于中压大口径阀门,为保证阀门的密封和良好的开关性能,球阀的球体处于固定状态,阀座设计成进口密封形式,同时阀座后部带预紧弹簧,保证球阀的初始密封。

阀座带有补注密封脂装置,可随时补充密封脂。

带有防火措施,万一发生火灾或由于异常升温使特氟隆阀座软化烧损时,为防止火灾扩大,阀门操作仍然可靠,同时阀座支承可以和球体接触起瞬时密封作用。

阀杆填料函采用“O”型圈密封。

1.3 球体直径的确定及内腔的结构形式

由于球阀的公称通径为 500 mm,工作压力为 5.0 MPa,根据球孔直径和介质的工作压力确定出了球的直径为 740 mm。此时球体在介质进入密封时,球体的变形量为 8~9 丝。球体加工成形后,质量达到 1.5 t,这样重的球在阀门密封时处于浮动状态是不行的,必须将球在轴方向上固定起来。

阀杆与球体之间采用阀杆方型头插入球体的连接方式。由于球阀的球体被固定在轴向方向上,当阀门关闭时,介质作用在球体力上的力通过球体的固定轴传到了球阀的阀体上,这样,阀杆开启球阀的力只剩下纯粹的阀门开关的摩擦力矩了。

1.4 减轻阀门开关力矩的措施

考虑到在阀门关闭时,介质进口端阀座,初始密封借助于弹簧组的预紧而形成,当介质进入时,阀座靠密封外圆直径和阀座密封圈内径所形成的环面积上的介质作用力压紧球体,以达到球阀的密封。密封的可靠性很大程度上取决于阀座密封外圆直径和阀座密封圈内径之比,如果比值不够大时,球阀将不能保证可靠密封,另一方面如果比值过大,将引起阀座和密封圈过载,而使阀门的开关扭矩增加及磨损加快。

球体固定轴的轴承在选择时,考虑到球体自身

质量达到 1.5×10^3 kg,而当阀门关闭时,介质作用在球体上的力达到 1.1×10^5 kg,为了减轻阀门的开关力矩,就必须降低轴承摩擦系数,本球阀采用的是以金属为本体,内外镀四氟的自润滑轴承,这种轴承承载力矩大,摩擦系数小,能较好的满足要求。

球体表面需进行镍或铬的电镀处理,一方面提高球体的耐腐蚀、耐磨损性能,另一方面降低了摩擦系数。

1.5 阀门打开机构的设计

由于阀门的开关力矩比较大,力矩达到 5.5×10^5 N·m,阀门的开关必须带有驱动装置,考虑到现场操作环境的不同,阀门的阀杆采用统一的转换结构,可根据客户的要求配置手动驱动装置或电动驱动装置。

1.6 阀门使用安全性的措施

阀门在使用过程中有可能发生异常(高温或尖火)导致阀座密封受影响,这时可以从阀体两端的密封脂注入阀注入密封脂,通过阀座小孔均匀的布满在阀座密封圈下部的球面上,可以使阀座在短时间内保持良好的密封。即使阀座密封圈全部失效,阀座金属密封座仍可起瞬时密封作用。

阀体带有泄压装置,当阀体内腔出现压力异常时,可通过泄压安全阀,泄掉阀腔内的压力,保护阀体的安全。

2 大口径球阀的设计计算及优化

2.1 阀体强度计算

大口径球阀的阀体是一内径为 $\phi 754$ mm,承受工作压力为 5.0 MPa 的内压球形容器,且开设有 $\phi 489$ mm 的大开孔。另外,阀体上还开有启闭传动结构和支撑结构等其它开孔。阀体材料的强度极限为 $\sigma_b \geq 485$ MPa,屈服极限为 $\sigma_s \geq 275$ MPa。由于球阀不仅仅要承压满足强度的要求,还要满足截断达到密封的要求,球阀体本身除强度外还需满足变形的要求,也就是整个阀体只能处于弹性变形的范围。

根据 ASME VIII 标准设计准则^[1]

$$S_t = 0.83 S_y = 0.83 \times 275 = 228.25 \text{ (MPa)}$$

$$S_m = \frac{2}{3} S_y = \frac{2}{3} \times 275 = 183.2 \text{ (MPa)}$$

式中: S_t —静液压试验时的许用最大一次总体薄膜应力强度, MPa; S_m —额定工作压力下的设计许用一次薄膜应力强度, MPa; S_y —材料规定的最低屈服强度, MPa。

由 ASMEⅧ第三分册中径公式

$$S = \frac{P \cdot R}{2t} + \frac{P}{2}$$

得在额定工作压力下:

$$t = \frac{PR}{2(S_m - 0.5P)} = 5.2 \text{ (mm)}$$

式中: S —总体一次薄膜应力强度, MPa; P —工作压力, MPa; t —壳体厚度, mm; R —壳体内半径, mm。

中径公式属于爆破失效准则, 如果仅仅从强度的角度出发, 球阀只要 5.2 mm, 开孔接管只需 6.8 mm, 但此时球体上与接管连接处的应力集中系数达 14.4, 由于基础应力较大, 球体与接管连接处的应力远远超过了安定的要求^[2]。

为了使球阀本体整体处于弹性状态, 运用能量原理(即第四强度理论)进行计算:

$$t = \frac{D_{TN}(K_0 - 1)}{2} + C \text{ (mm)}$$

式中: D_{TN} —阀体内腔最大内径; C —附加裕量, 取 $C=0.5$ mm; K_0 —阀体外径与内径之比, 可按下式计算

$$K_0 = \left[\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1.732P} \right]^{0.5}$$

式中: $[\sigma]$ —材料许用应力, MPa, $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s}$ 。

n_s —安全系数, 取 $n_s=2.0$ 。

$$K_0 = \left[\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1.732P} \right]^{0.5} = 1.033$$

由此可求得 $t=12.9$ mm。

此时, 虽然阀体整体处于弹性状态, 但是球体与接管连接处的应力仍超过了屈服极限的要求, 即处于弹塑性状态。局部的塑性变形可能导致压紧面密封压力的变化, 从而使密封失效。从密封要求的角度出发, 要求阀体在使用过程中始终处于弹性状态, 即使是在水压试验条件下也应满足, 所以需通过整体补强的形式使最大应力控制在许用应力的范围以内。

在阀体厚度达 27 mm, 开孔接管厚度达 36 mm 时, 此时的应力集中系数为 4.5, 最大应力为 165.78 MPa, 即使在水压试验时, 最大应力也仅为 182.35 MPa, 仍小于阀体材料的许用应力

183.2 MPa。此时阀体既能满足强度的要求, 又能满足密封性能的要求, 符合设计要求。

2.2 球体的应力校核

所选球体的材料的屈服强度为 206 MPa, 抗拉强度为 517 MPa, 它的工作密封压力为 5.0 MPa。由于实心球体的自身质量太大, 制造加工难度大成本高, 实际球体采用空心结构: 由两个半圆壳和一个圆筒焊接组成, 制造加工难度的下降导致结构的复杂化, 给强度计算带来了困难, 故采用 ANSYS 有限元算法对其进行强度和变形位移的计算进行分析。

2.2.1 边界条件

在球阀与轴承接触处为对称约束; 阀杆与轴承接触处也为对称约束; 球阀底部支撑处限制垂向位移; 球阀在关闭时还受到介质对它的工作压力 5.0 MPa; 由于球阀的质量达到 1.5 t, 必须考虑重力的影响, 在垂向施加重力加速度, 见图 2。

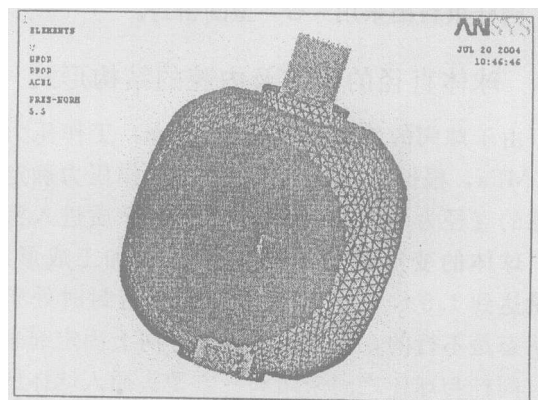


图 2 有限元模型边界条件

Fig. 2 Boundary condition of limited element model

2.2.2 计算结果

由 Von Mises 应力云图可知, 球体主体所受的 Von Mises 应力(等效应力)最大为 331 MPa, 由强度理论知, 满足强度的要求。

由 x 方向最大位移云图可知, 球体在受工作压力面的 x 轴方向最大位移为 0.7 mm, 在不受工作压力面在 x 轴方向的最大位移为 1.1 mm。

3 大口径球阀的试验

为了验证产品设计及加工尺寸是否正确, 主要支承件的强度是否达到设计要求, 球阀的密封能否达到预定要求, 需通过试验进行检验。试验装置如图 3 所示, 试验采用如下标准: ① API Spec 6D (22 版)《管线阀门规范》5.1 壳体试验^[3]; ② API

Spec 6D (22 版)《管线阀门规范》5.2 水压密封试验。

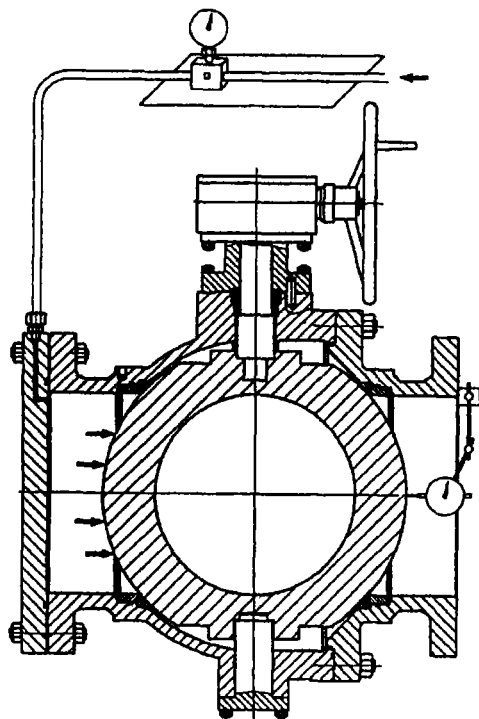


图 3 球阀试验装置

Fig. 3 Ball valve test set-up

3.1 壳体强度试验

领取上下壳体及相关配件, 将壳体拧合, 侧出口用盲板联接, 配齐丝堵, 按标准进行壳体强度试验, 试验压力 7.7 MPa, 稳压 30 min。

3.2 水压密封及开关力矩试验

将阀门关闭, 从一端进压 5.6 MPa, 稳压 5 min, 带压打开, 考察开关力矩是否正常。

初次试验时, 加压的同时, 用百分表测量另一端球面移动情况, 按 1.5—2.5—3.5—4.5—5.6

MPa 分阶段升压, 每次均卸压至零再重新升压。观察球体移动是否呈线性变化, 并且在卸压后能够回复 (应排除配合间隙的干扰)。

初装时, 阀杆及尾杆轴颈处出现干涉, 通过测量, 返工阀杆及尾杆配合轴颈。密封座圈与阀体配合间隙为 0.07 mm, 即各处间隙值为 0.1 mm 左右 (铜垫圈砂光外圆, 控制间隙 ≤ 0.05 mm, 并倒内外倒角以利装配), 一次装配成功, 后续试验证明这种间隙值的选取是合理的。

初始密封不能稳压。通过改变阀座的装夹方式, 减少装夹变形, 修正了阀座的形状精度; 改变主密封面四氟的接触宽度 (减至 5.5~6 mm) 提高比压, 增加变形, 解决了密封问题。

4 结 论

研制高中压球阀是天然气输送管线所急需的, 笔者按照 ASME VIII 标准完成了 $D_N 500$ mm 中压球阀的设计, 并对其中结构复杂的球体进行了 ANSYS 应力和变形分析计算, 在结构设计中, 充分考虑了球阀的密封、防火、启闭传动及制造工艺的要求。在此设计基础上完成了产品试制, 最终按照 API Spec 6D (22 版)《管线阀门规范》进行试验验收, 其各项指标均达到设计要求, 为该球阀的最终定型提供了可靠依据。

参考文献:

- [1] ASME BPV Code Section VIII, Division 3 [S].
- [2] 余国综. 化工容器及设备 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1989.
- [3] API Specification 6D, Twenty-second Edition [S].

Structure Design and Strength Calculation of Large Caliber Ball Valve

ZHANG Suo-long¹, HE Yun-song¹, PEI Jun-feng¹, YIN Shun-shi², DENG Xue-fen², QIN Zhi-jian²
(1. Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016, China)

Abstract: Structure design of large caliber ball valve above $\phi 500$ mm caliber under middle pressure is introduced in detail, and strength calculation of valve body has been made according to ASME VIII code. The thickness of valve body is primarily determined by its rigidity. Stress and deformation analysis of ball body is made by ANSYS. The experiment has been made according to the API Spec. 6D code, and results show that the design requirement of valve is satisfied.

Key words: ball valve; structure design; calculation