

高压气瓶结构与仿真及试验研究

江晨,丁森,朱鲲捷,胡攀辉,陈风,吴丹,郁佳敏

(上海航天精密机械研究所,上海 201600)

摘要: 高压制冷装置通过管路给红外探测器供气制冷,将探测器元件冷却至低温或深低温,使热成像系统正常工作。高压气瓶为高压制冷装置储存和提供高压气体,是高压制冷装置的主要组件。详细阐述了高压气瓶的结构设计方法并进行不同载荷的仿真试验,同时根据拉梅公式对气瓶的爆破形态进行理论分析,最后通过瓶体爆破试验加以验证。

关键词: 红外探测技术;制冷气瓶;拉梅公式;爆破形态;仿真验证

中图分类号: TP391.9 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2023)05-0181-04

Structural Design and Simulation and Experiment Study of High Pressure Refrigeration Cylinder

JIANG Chen, DING Sen, ZHU Kunjie, HU Panhui, CHEN Feng, WU Dan, YU Jiamin

(Shanghai Spaceflight Precision Machinery Institute, Shanghai 201600, China)

Abstract: Through pipeline, high-pressure refrigeration device supplies gas to infrared detector cooling the detector elements down to low or lower temperatures, which enables the thermal imaging system to run normally. High-pressure gas cylinder, the main component of the high-pressure refrigeration device, stores and provides the device with high-pressure gas. This paper elaborates the structural design method of the high-pressure gas cylinder and carries out the simulation tests of different loads. Meanwhile, the blasting form of the gas cylinder is theoretically analyzed according to lame formula, and verified by the blasting test of gas cylinder body.

Keywords: infrared detection technology; refrigeration cylinder; lame formula; blasting form; simulation verification

0 引言

红外热成像制冷技术是指通过物理或化学的手段将探测器元件冷却至低温或深低温的技术^[1],其目的方面能够保证电子器件与系统功能的正常,提高元器件的灵敏度,另一方面可以屏蔽或减少来自热成像系统的滤光片、挡板及光学系统本身带来的热噪声^[2]。

高压制冷装置是红外热成像制冷技术的一种常用的物理制冷方法,能够给红外探测器制冷,低温环境可降低红外探测器的噪声,提高探测器的灵敏度和分辨率^[3]。高压制冷装置的主要结构为高压制冷气瓶,瓶体内部储存着高压气体。

1833年法国巴黎大学教授G.拉梅(Lame)和克拉伯龙(Clapeyron)根据弹性理论,推导出了厚壁圆筒在受到内外压强作用时任意半径处的三向应力计算公式,即拉梅公式(Lame formula),为压力容器的结构设计提供了理论基础,促进了压力容器的发展,使得压力容器广泛应用于各个行业^[4]。

高压容器的可靠性设计越来越受到人们的重视^[5-7],在设计过程中应保证结构强度的可靠性与安全性、高压气体流通部位的密封性以及气瓶材料的综合力学性能等。为了保证和满足高压容器设计、生产和检验等方面的一致性和基本要求,国内现行的国家标准有GB150—1998《钢制压力容器》以及JB4732—1995《钢制压力容器分析设计

标准》,其中GB150—1998要求设计压力小于35 MPa,而JB4732—1995的设计压力要求小于100 MPa,设计压力范围更加广泛^[8-10]。在失效设计准则方面,GB150—1998采用弹性失效设计准则,而JB4732—1995采用塑性失效准则。弹性失效设计准则要求压力容器任一位置的材料不允许达到屈服极限,而塑性失效设计准则是以内外壁的整体屈服作为容器达到极限承载能力的一种强度设计准则,该设计准则认为容器的某一部分发生屈服而其他部分仍处于弹性状态时,依然可以继续提高承载能力。因此在相同条件下,依据JB4732—1995设计的压力容器瓶体结构较薄,质量较轻。

由于高压气瓶内部储存着高压气体,具有一定的危险性,因此在设计瓶体结构时不仅需要保证瓶体在工作压力作用下的强度,还需考虑瓶体在发生爆破时的爆破形态。通常要求高压气瓶在发生爆破时无碎片产生,爆破位置处成撕裂状,以有效降低安全事故发生的概率。

本文参照压力容器设计标准对高压制冷装置的气瓶结构展开设计,并进行瓶体仿真试验以保证瓶体在工作压力作用下结构强度的可靠性与安全性,同时针对气瓶的爆破形态进行理论分析,并加以试验验证。

1 高压气瓶的结构设计

本文拟定气瓶在20℃温度下工作,工作压力为50 MPa,容积为(200±5) mL,气瓶发生爆破时爆破口呈撕

第一作者简介:江晨(1992—),男,安徽歙县人,工程师,硕士研究生,研究方向为航天飞行器装配工艺、航天飞行器结构与仿真,chenjiang05006@163.com。

裂状且无碎片产生。瓶体材料选择 0Cr17Ni4Cu4Nb, 该材料的屈服极限为 1 000 MPa, 强度极限 1 070 MPa。高压制冷装置的循环使用次数较少, 忽略疲劳破坏对结构强度的影响, 气瓶结构主要为前后两个半瓶体零件采用电子束焊接^[11]成型, 气瓶结构如图 1 所示。本文对气瓶的充气 and 放气等结构暂不作设计说明。

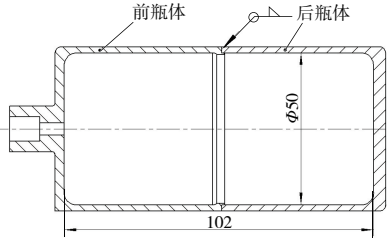


图 1 气瓶结构简化示意图

1.1 高压气瓶瓶身厚度设计

气瓶瓶身厚度设计依据钢制气瓶设计标准 JB4732—1995 进行, 即

$$\delta_1 = \frac{p_c D_1}{2K\sigma_c - p_c} \quad (1)$$

式中: δ_1 为气瓶瓶身厚度, mm; p_c 为计算压力, $p_c = 50$ MPa; D_1 为瓶体内径, $D_1 = 50$ mm; K 为载荷组合系数, 取 $K = 1$; σ_c 为设计应力强度, MPa。

根据气瓶设计标准 JB4732—1995, 设计应力强度为下列各值的最低值:

- 1) 常温下抗拉强度最低值的 1/2.6, MPa;
- 2) 常温下屈服极限最低值的 1/1.5, MPa;
- 3) 设计温度下屈服极限的 1/1.5, MPa。

因此可以得到设计应力强度的计算表达式为

$$\sigma_c = \frac{\sigma_b}{2.6} = \frac{1\ 070}{2.6} = 411.5$$

将以上数值带入式(1)中进行计算得到

$$\delta_1 = \frac{50 \times 50}{2 \times 1 \times 411.5 - 50} = 3.23$$

根据上述计算可以得到气瓶瓶身设计厚度为 3.23 mm, 由于气瓶内部充入高纯度氩气, 因此可以忽略腐蚀裕量, 故最终取瓶身厚度为 3.5 mm。

1.2 高压气瓶端盖厚度设计

高压气瓶端盖厚度设计仍参照钢制气瓶标准 JB4732—1995 进行, 气瓶端盖采用如图 1 所示结构, 由设计公式:

$$\delta_2 = D_1 \sqrt{\frac{K_s p_c}{K \sigma_c}} \quad (2)$$

式中: δ_2 为气瓶端盖厚度, mm; K_s 为结构特征系数, 根据气瓶设计标准 JB4732—1995 取 $K_s = 0.11$ 。

将上述各相关数据带入式(2)中进行计算, 可以得到:

$$\delta_2 = 50 \times \sqrt{\frac{0.11 \times 50}{1 \times 411.5}} = 5.78$$

经过上述计算得到气瓶端盖设计厚度为 5.78 mm, 与气瓶瓶身相同忽略腐蚀裕量, 故最终取气瓶端盖厚度为

6.0 mm。根据瓶身及端盖的设计尺寸, 取内部圆角 $R = 6.0$ mm。

2 高压气瓶的仿真分析

对瓶体的三维设计图进行适当的简化, 对充放气口结构进行了封堵。为了保证气瓶在充入高压气体时的安全性与可靠性, 对瓶体分别进行 1.5 倍和 2.5 倍工作压力试验, 要求瓶体在 2.5 倍工作压力作用下不允许发生破裂失效, 因此仿真载荷工况包括: 气瓶在 50 MPa、75 MPa 以及 125 MPa 内压作用下的使用极限静载条件。应用 ABAQUS Static 求解器, 在高压气瓶内壁面施加均匀压强进行仿真分析。

2.1 瓶体 50 MPa 内压载荷工况分析

气瓶在 50 MPa 内压载荷作用下最大 Mises 应力出现在如图 2 所示的上端结构与瓶体主结构连接处, 最大应力值为 922 MPa, 接近瓶体材料屈服极限 1 000 MPa。主要原因是上端结构与瓶体端盖刚度不匹配, 存在着较大的应力集中现象。根据图 2 可以得到上端结构与瓶体主结构连接处的高应力区域分布在倒角的表层局部, 并未穿透整个瓶壁。高压气瓶在 50 MPa 内压作用下焊缝连接区域如图 3 所示, Mises 应力最大值为 370 MPa, 未达到材料的屈服极限。因此可以保证瓶体在工作压力下的安全性与可靠性。

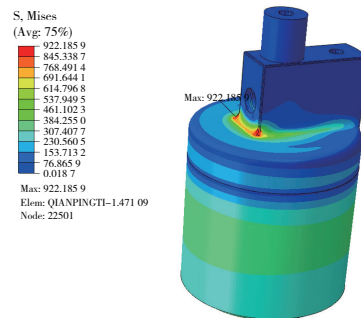


图 2 连接倒角处剖面图(50 MPa)

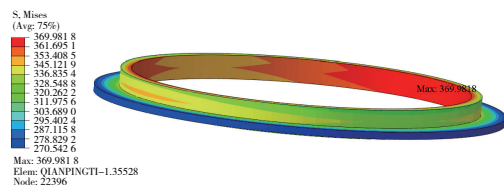


图 3 焊接位置处剖面图(50 MPa)

2.2 瓶体 75 MPa 内压载荷工况分析

在 75 MPa 压力作用下的气瓶最大 Mises 应力出现在如图 4 所示的上端结构与瓶体主结构连接处, 最大应力值为 1 125 MPa, 已达到材料的屈服极限。上端结构与瓶体主结构连接处的塑性区域分布在倒角的表层局部, 并未穿透整个瓶壁。焊缝连接区域如图 5 所示, 应力最大值为 555 MPa, 未达到材料的屈服极限, 因此根据塑性失效设计准则, 瓶体在 75 MPa 载荷作用下, 具有一定的安全性与可靠性。

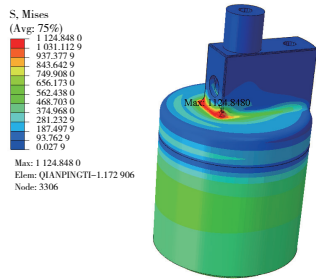


图4 连接倒角处剖面图(75 MPa)

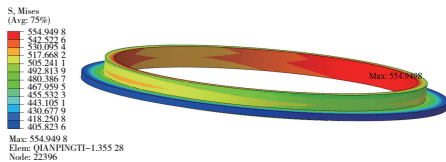


图5 焊接位置处剖面图(75 MPa)

2.3 瓶体 125 MPa 内压载荷工况分析

瓶体在 125 MPa 内压载荷作用下如图 6 所示, 上端结构与瓶体主结构连接处, 最大应力值为 1 170 MPa, 超过材料屈服极限。如图 7 所示上端结构与瓶体主结构连接处的塑性区域分布未穿透整个瓶壁。焊缝连接区域如图 7 所示 Mises 应力最大值为 925 MPa。

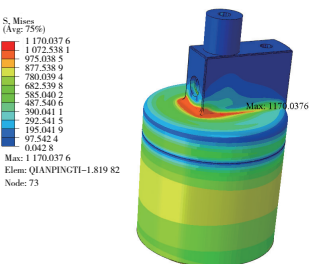


图6 连接倒角处剖面图(125 MPa)

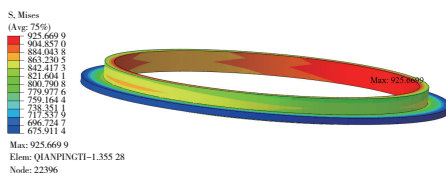


图7 焊接位置处剖面图(125 MPa)

经过以上仿真分析, 可以得到瓶体在 50 MPa 工作压力作用下, 瓶体结构最大应力未达到材料的屈服极限, 可以满足可靠性与安全性要求。而在 75 MPa 和 125 MPa 内压作用时, 均在瓶体上端结构与瓶体主结构连接位置处出现最大应力, 且已超过材料的屈服极限, 但由于塑性区域仅仅存在于倒角位置的表层, 未能穿透整个气瓶壁面。因此根据塑性失效设计准则气瓶结构设计满足要求。

气瓶在 50 MPa、75 MPa 与 125 MPa 这 3 种内压载荷工况下, 瓶体焊接区域的 Mises 应力最大值分别为 370 MPa、555 MPa 和 925 MPa。

3 高压气瓶的爆破形态分析

G.拉梅基于弹性理论推导得到了气瓶瓶壁的三向应力计算公式, 即周向应力 σ_θ 、径向应力 σ_r 和轴向应力 σ_z 。拉梅公式为高压气瓶的爆破形态分析提供了有效的方法。

3.1 瓶体爆破形态的理论分析

拉梅公式如式(3)所示。

$$\begin{cases} \sigma_\theta = \frac{P_i D_i^2 - P_o D_o^2}{D_o^2 - D_i^2} + \frac{(P_i - P_o) D_i^2 D_o^2}{(D_o^2 - D_i^2) d^2} \\ \sigma_r = \frac{P_i D_i^2 - P_o D_o^2}{D_o^2 - D_i^2} - \frac{(P_i - P_o) D_i^2 D_o^2}{(D_o^2 - D_i^2) d^2} \\ \sigma_z = \frac{P_i D_i^2 - P_o D_o^2}{D_o^2 - D_i^2} \end{cases} \quad (3)$$

式中: P_i 为瓶体内部压强; P_o 为外部压强, 取 $P_o = 0$; D_i 为瓶体内直径; D_o 为瓶体外直径; d 为瓶体的任意直径。

由式(3)可以得到, 瓶体任意位置处的周向应力和径向应力的大小不仅仅与瓶体内外压强和内外直径有关, 还受到具体位置的影响, 而轴向应力仅与瓶体内外压强和内外半径有关。同时根据式(3)可以得到, 同一位置处周向应力数值最大, 轴向应力位于周向应力和径向应力两者之间, 并且可以得到:

$$\sigma_z = \frac{\sigma_\theta + \sigma_r}{2}$$

首先对气瓶在工作载荷作用下的应力情况进行理论分析, 将 $P_o = 0$ 、 $D_i = 50$ mm 和 $D_o = 57$ mm 带入式(3)得到三向应力计算式:

$$\begin{cases} \sigma_\theta = 3.3 P_i + \frac{10\ 844.5 P_i}{d^2} \\ \sigma_r = 3.3 P_i - \frac{10\ 844.5 P_i}{d^2} \\ \sigma_z = 3.3 P_i \end{cases} \quad (4)$$

式(4)即为任意直径 d 处的三向应力与内部压强之间的关系, 由于本文基于塑性失效设计准则, 即瓶体在发生爆破时, 要求瓶体某部位整个壁面应力均达到屈服极限, 即塑性区域穿透整个壁面。根据式(4)中周向应力计算式可以得到, 瓶体内部材料在内压载荷作用下应力值较外部材料大, 率先达到屈服极限, 而随着内压载荷的增加塑性区域逐渐扩大, 直至瓶体最外部材料也达到屈服极限, 丧失继续承载能力, 瓶体发生爆破失效。因此, 取直径 $d = D_o = 57$ mm, 屈服强度 $\sigma_s = 1\ 000$ MPa 带入式(4), 可以得到瓶体爆破压强为

$$P_i = \frac{\sigma_s}{6.6} = \frac{1\ 000}{6.6} = 151.5\ \text{MPa}$$

经过以上分析计算, 可以得到瓶体在内压 151.5 MPa 工况时发生爆破, 且理论爆破形式为周向撕裂状, 与设计要求相同。

3.2 瓶体爆破形态的仿真实验验证

气瓶在继续加压的过程中, 当内压达到 152.4 MPa 左右时, 瓶壁整体出现了穿透壁面的整体塑性变形, 瓶壁失去进一步的承载能力, 如图 8 所示。Mises 应力的最大值

出现在气瓶瓶顶与瓶壁的弯折处,这将导致气瓶在此处出现与理论计算一致的横向撕裂裂口。上端结构与瓶体主体结构连接处的 Mises 应力数值依然较高,约为 1 196 MPa,但塑性区域分布未穿透整个瓶壁,此处仍可以继续承受载荷。焊缝连接区域如图 9 所示, Mises 应力最大值为 1 007 MPa,也已超过材料的屈服极限。

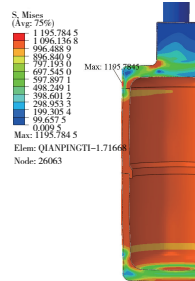


图 8 瓶体剖面图

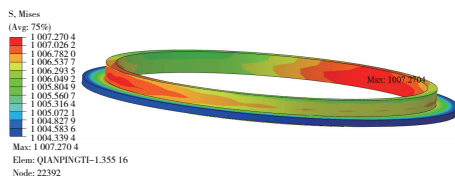


图 9 焊接位置处剖面图(152.4 MPa)

综合以上仿真结果可以得到,气瓶瓶体在 152.4 MPa 内压作用时,瓶壁整体达到屈服极限,无法继续承受载荷,瓶体发生爆破。表 1 为理论结果与仿真计算的对比情况。

表 1 理论与仿真计算对比情况

理论压力/MPa	仿真压力/MPa	误差/%
151.5	152.4	0.59

根据表 2 可以得到,仿真结果与理论计算完全相同。

3.3 气瓶瓶体爆破试验

经过以上设计及仿真过程,同时考虑充放气嘴结构对实际瓶体爆破试验的影响,开展高压气瓶结构的爆破验证试验。

利用爆破耐压试验台开展瓶体爆破试验,试验流程如下:

1)通过试验台向瓶体内注入自来水,至瓶体内水压达到 75 MPa(1.5 倍工作压力);

2)保压 10 min;

3)继续注入自来水进行加压至瓶体发生爆破。

加压过程如图 10 所示。

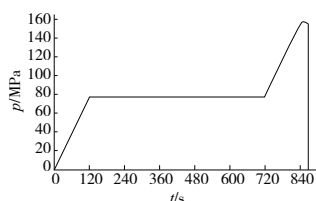


图 10 加压过程

从加压曲线可以看出,当瓶体内压力达到 75 MPa(1.5 倍工作压力)后保压 10 min 过程中,压力稳定,表明瓶体的密封性和强度满足要求;当瓶体内压力达到某一值后,压力迅速降为 0,表明瓶体已经发生破裂,压力释放。瓶体爆破后如图 11 所示。

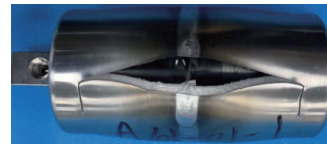


图 11 瓶体爆破图

根据瓶体爆破图可以得到,气瓶在高压载荷作用下发生爆破,爆破无碎片产生,爆破口成撕裂状,满足设计与安全性要求。

根据表 2 中 4 个气瓶的理论爆破载荷与试验的对比情况,可以得到实际瓶体爆破载荷与理论计算载荷基本相同,在考虑瓶体尺寸加工误差的允许范围之内,可以认为基于拉梅公式的爆破载荷分析方法是正确的。

表 2 理论与实际爆破载荷对比情况

气瓶序号	理论压力/MPa	试验压力/MPa	误差/%
1	151.5	154.14	1.74
2	151.5	155.00	2.31
3	151.5	155.02	2.32
4	151.5	154.86	2.22

4 结语

本文针对高压制冷气瓶的结构进行设计,应用 ABAQUS 有限元分析软件对气瓶结构的 3 种载荷工况进行仿真试验。另外,基于拉梅公式对高压气瓶的爆破形态进行理论分析,并开展仿真与爆破试验进行验证,为高压气瓶产品的设计与分析提供一种快速、有效的方法。

参考文献:

- [1] 任宁. 红外成像制导技术的发展[J]. 红外与激光工程, 2007, 36(增刊 2): 99-102.
- [2] 汪中贤,樊祥. 红外制导导弹的发展及其关键技术[J]. 飞航导弹, 2009(10): 14-19.
- [3] 迟国春,孙浩,王亮,等. 红外探测器组件制冷参数分析[J]. 红外技术, 2019, 41(7): 683-688.
- [4] 朱秋尔. 高压容器设计[M]. 上海:上海科学技术出版社, 1986.
- [5] RAHMAN S, CHEN G, FIRMATURE R. Probabilistic analysis of off-center cracks in cylindrical structures[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2000, 77: 3-16.
- [6] CHEN G H, SHUHO D. Study on the reliability assessment methodology for pressure vessels containing defects[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 1996, 69(3): 273-277.
- [7] 赵亚凡,宋明大. 可靠性方法在压力容器设计中的应用及探讨[J]. 化工设计, 2002, 12(5): 24-26.
- [8] GB 150—1998 钢制压力容器[S].
- [9] JB 4732—1995 钢制压力容器分析设计标准[S].
- [10] 蒋伟华. 基于 O 形橡胶圈密封的高压容器设计和研究[D]. 杭州:浙江大学, 2006.
- [11] GJB1718A—2005 电子束焊接[S].

收稿日期: 2022-04-08