

外压力容器有关问题的探讨

刘小峰

上海电气核电设备有限公司 上海 201306

摘要: 本文对标准GB/T150中有关外压力容器的问题进行探讨,结合美国ASME规范,对椭圆封头或蝶形封头的外压计算内容提出了补充建议,深度剖析外压力容器进行内压试验时可能引起的问题,指出标准中外压力容器筒体圆度控制要求欠妥之处,并提供了解决思路。

关键词: GB/T150; 外压力容器; 压力试验; 探讨

引言

石油、化工、核电等生产装置中的设备,有不少属于外压力容器,如真空设备,带夹套的反应釜等。不同于内压力容器,外压力容器的失效方式主要为失稳与屈曲。关于外容器的设计、制造及检验规范,现行的主要国家标准为GB/T150。本文就GB/T150中外容器的外压计算、压力试验、圆度控制等方面进行探讨。

1 外压计算有关问题的探讨

椭圆或蝶形封头受外压时,由受力分析可知,封头球冠区承受压缩应力,在过渡转角区的周向则承受拉伸应力,过渡区域也存在强度问题。而GB/T150在计算外压椭圆封头或蝶形封头时,只考虑了屈曲失效,未考虑强度失效。相比之下,ASME规范对此问题早有规定,在ASME UG-33中要求,对于受外压的椭圆形或碟形封头,应按两种方法同时计算其厚度,并取其较大者。第一种方法,取1.67倍的设计外压作为设计压力,并由内压封头椭圆或蝶形封头的厚度计算公式确定厚度(计算时焊接接头系数 E 取1)。第二种方法,封头承受外压时,计算封头球冠区的厚度。

以上第一种方法,实际上是考虑过渡转角区的拉伸强度,ASME规范中取1.67倍设计外压作为设计压力,国内有关学者认为,可能是考虑了封头上的焊缝,并取最小焊接接头系数为0.6($E = 0.60 = 1/1.67$)。

建议我国标准规范,在后续升版时,也将外压椭圆或蝶形封头过渡转角区的强度校核内容纳入标准中,确保外压封头的安全可靠。

2 外压力容器压力试验问题的探讨

对于外压力容器,现行的GB/T150规定,外压力容器制作完成后,以内压试验进行耐压试验。此规定解决了压力试验可操作性问题,特别是大型真空容器,如进行外压试

验,试验前需制作一个更大的容器,将被试验真空容器放入其中,这将极大的增加工程造价成本及项目周期。

在GB/T150-2011标准释义中提到,外容器的主要失效模式是失稳,对于完全依据标准建造的外压力容器,在设计外压作用下不会产生失稳失效,因此没有必要进行外压试验以考察其稳定性。只需要通过内压进行耐压试验,检查密封结构的密封性能和发现容易扩展为穿透性缺陷的隐患。尽管标准释义作出了以上解释,仍有以下几个问题值得探讨。

2.1 外压力容器进行外压试验有无必要

考虑到外容器的主要失效模式为失稳,外容器进行内压试验时,设备的稳定性其实未进行直接考核。特别是对于外压较高的设备,如深海领域的某些外压力容器,设计外压高达几十兆帕,不进行外压试验,正式使用后恐存潜在的风险。例如上文中提到的椭圆封头过渡转角区,在受外压时,转角区受拉应力,而进行内压试验时,此处承受压缩压力。故外容器进行内压试验时,该区域的强度没有进行考核。

某些用于深海领域的外压力容器,项目技术文件已经要求,设备完成之后,要专门进行外压试验。笔者认为,一些用于特殊领域的设备,外压试验还是有必要进行。

2.2 外压力容器进行内压试验可能面临的困境

2.2.1 管口螺栓强度不足

当容器上管口用螺栓连接时,承受外压时,需要的螺栓比较少,只要满足初始密封即可。但做内压试验时,可能导致原有的螺栓强度不足。

2.2.2 开孔补强计算通不过

由于内容器与外容器的失效方式不同,开孔补强计算时,所需的开孔补强面积亦不相同。故外容器进行内压试验时,原有的开孔补强面积不一定满足内压试验的要求。特别是设计外压较大的外压力容器。

2.2.3 O形橡胶圈密封结构困境

作者简介: 刘小峰(1981—),高级工程师,学士,从事压力容器设计及制造工作。

O形橡胶圈是压力容器常用的密封元件,在很多领域均有着广泛的应用。如果选用O形橡胶圈,设计沟槽时,内压工况与外压工况是有区别的。设备承受内压时,O形圈的外侧贴着沟槽外壁,O形圈内侧与沟槽内壁有一定间隙,如下图1所示。设备承受外压时,则为O形圈的内侧与沟槽内壁紧贴,O形圈外侧与沟槽外壁有一定间隙,如下图2所示。如果外压容器用的O形橡胶圈结构,用原设计图中的O形圈进行内压试验时,O形圈的外侧未贴着沟槽外壁,之间尚有一定间隙,内压试验过程时在密封部位可能产生泄漏。

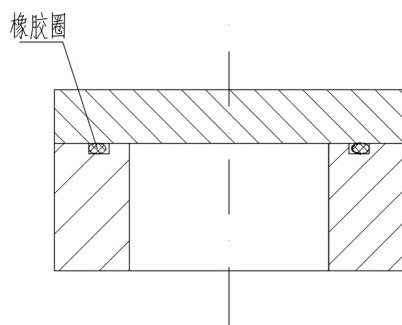


图1 受内部压力的沟槽与橡胶圈安装位置

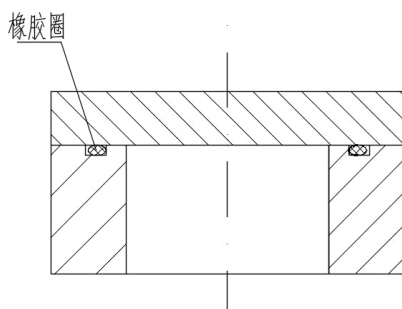


图2 受外部压力的沟槽与橡胶圈安装位置

基于以上讨论,建议在GB/T150标准中增加一条,对于外压容器,当制造单位条件允许时,可以进行外压试验代替内压试验。给设计及制造单位更多的选择权。

2.3 外压试验压力值如何选择

当设备进行外压试验时,外压试验的压力值,国内各标准没有统一要求。

对比内压容器的液压试验压力值公式,该公式中考虑了设计温度对试验压力值的影响。考虑到材料设计温度下的许用应力与试验温度下的许用应力不同,公式中引入了材料许用应力比值这个系数。

外压容器抵抗失稳的能力与材料的许用应力无关,但与材料的弹性模量有关,而多数金属材料的弹性模量又会随着温度的升高而下降。笔者建议,在确定外压试验的试验压力值时,也可以考虑引入一个不同温度下弹性模量的比值系数。

3 外压容器筒体圆度控制值问题的探讨

现行GB/T150.4中规定,外压容器筒体的圆度检查包括两部分,一是检查壳体同一断面上最大内径与最小内径之差,控制要求按GB/T150.4中的6.5.10章节。二是用样板沿壳体径向测量最大正负偏差 e 值,即在一定周长范围内筒体实际形状和真正圆形之间的向内或向外的偏差。所测量的 e 值不应大于GB/T150.4图10中查得的最大允许偏差值。如下图3所示。

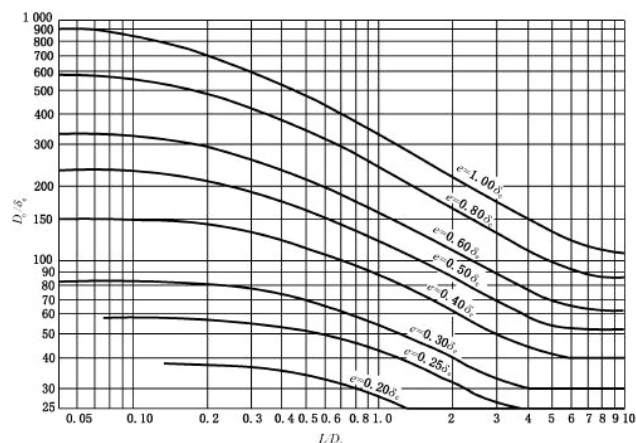


图3 外压壳体圆度最大允许偏差值(引自GB/T150.4图10)

根据上图不难看出,同样直径,同样材质,不同长度的外压筒体,其圆度最大允许偏差值要求完全不同。在外径、有效厚度相同的情况下,长度 L 越长,允许的圆度最大允许偏差值越大。长度 L 越短,圆度最大允许偏差值越小。我们都知道,在外径、有效厚度一样的情况下,长度越短,筒体刚度越好,越不容易失稳,为什么标准对短筒体的圆度偏差要求反而更苛刻了呢?

设想一个,假如有两个材料相同的外压筒体,外径均为500mm,有效厚度均为5mm。筒体Ⅰ长度为1500,筒体Ⅱ长度为300mm,同样承受-0.1MPa的外压。如果按照上图规定,筒体Ⅰ的圆度最大允许偏差值为3.5mm,而筒体Ⅱ的圆度最大允许偏差值为1.9mm,二者相差近一倍。但从安全及筒体失稳的角度考虑,筒体Ⅱ长度更短,其稳定性及抗外压能力肯定要优于筒体Ⅰ。也就是说,在本例中,筒体Ⅱ的圆度最大允许偏差即使达到3.5mm,其也是安全的,但按照标准规定,筒体Ⅱ的圆度最大允许偏差却只有1.9mm。

笔者推测,GB/T150标准之所以这样规定圆度最大允许偏差值,是为了与GB/T150.3外压筒体设计部分相呼应,从设计部分可以看出,直径、厚度、材料都筒体的情况下,筒体长度越短,其对应的外压应变系数 A 越大,允许承受的外压也就越大。对于短的筒体,因为允许承受的外压更大,为防止失稳,对圆度最大允许偏差值提

高要求也就好理解了。但却忽略一个关键因素,即筒体实际工作时承受的外压,并不是该筒体的最大允许承受外压,甚至远小于最大允许承受外压。图3中用的是有效厚度 δ_n ,而非外压计算厚度 δ_e 。在工程实践中,出于产品制造、多种工况、起吊运输等因素考虑,设计出的产品,有效厚度均大于计算厚度。当有效厚度远大于计算厚度时,再按照标准中要求的圆度最大允许偏差值来控制该筒体的圆度偏差,是过于保守的,体现不出标准的先进性。

笔者提供以下思路,供业内同行讨论。当外压筒体有效厚度远大于外压计算厚度时,在筒体外径、有效厚度、设计载荷不变的情况下,将外压筒体计算长度虚拟加长,并可以算出筒体的最大计算长度,不妨将该长度命名为虚拟计算长度。然后用虚拟计算长度代替实际长度 L ,在GB/T150.4图10中,去查筒体圆度最大允许偏差值,该方法虽然还显保守,但也有不小的进步。

4 结语

笔者结合多年从业经验,将外压容器有关问题进行探讨,起抛砖引玉之用,供广大同行借鉴与指正,共同推进国内相关标准进一步完善。

参考文献

- [1]GB/T150.1~GB150.4-2024压力容器[S].
- [2]ASME VIII压力容器建造规则[S].
- [3]寿比南等. GB150-2011《压力容器》标准释义[M]. 新华出版社,2012.
- [4]丁伯民. ASME VIII压力容器规范分析[M]. 化学工业出版社,2014.
- [5]段瑞等. GB150-2011压力容器耐压试验压力取值探讨[J]. 石油化工设备技术,2014,35(5):26-27.
- [6]桑如苞. 关于压力容器试验压力的讨论[J]. 压力容器, 1997: 6,57-65 丁伯民