

一种球形端盖结构容器的优化设计与研究

丁秀山 刘丰 林伟

(武汉第二船舶设计研究所 湖北 武汉 430064)

摘要: 文章根据球形端盖结构容器的设计需要,提出了在长颈对焊法兰的基础上通过增加封头厚度、改变锥颈形状和降低法兰厚度以得到球形端盖的设计方案。然后运用 ANSYS Workbench 15.0 对球形端盖在承压工况下的应力情况进行了详细的计算分析。样机的实际应用情况验证了方案的正确性。

关键词: 球形端盖; 长颈对焊法兰; 应力

0 引言

某项目中需设计一款内部结构为球形的承压容器,其设计压力为 10MPa,容器内径为 1300mm,容积为 1100L,设计温度为 60℃,介质为海水和甲烷。承压容器上下壳体间采用法兰联接,法兰间设有密封结构和隔膜组件,以便将上下法兰间不同的物质进行隔绝。

该项目的主要难点是在承压容器内部结构确定情况下,上下联接端盖结构的优化设计。

1 设计思路

按常规设计思路,该要求的承压容器首先考虑法兰+无折边的球形封头的端盖结构形式。可参考的法兰结构有长颈对焊法兰和带无折边球形封头法兰。

按照 GB 150-2011《压力容器》相关要求:选用国标法兰时,可免除计算。然而 NB/T 47027-2012《压力容器法兰》所规定的法兰压力等级最高仅为 6.4MPa;HG/T 20592-2009《钢制管法兰(PN 系列)》也没有同时满足内径和压力等级的标准法兰。

长颈对焊法兰与封头间的联接结构圆滑过渡,但锥颈部的直边段导致结构中心高较大,不符合本项目的要求。而带无折边球形封头法兰结构中心高较小,但存在结构不连续处,也不符合项目要求。因此,本项目所用的球形端盖结构需结合两种结构的优点来进行全新设计。

本项目拟以满足要求的长颈对焊法兰为基础,先采用过程设备设计计算软件包 SW6-2011 进行设计及校核计算,设计出一型满足承载

能力要求的长颈对焊法兰,以确定球形端盖中法兰的主体结构尺寸。然后在主体关键结构尺寸不变的情况下,对法兰进行优化。其优化的思路是将长颈对焊法兰的锥颈结构变为球锥结构,通过提高封头的厚度来降低直边段取消后对封头的不良影响,同时减小法兰的厚度,得到优化后的球形端盖。利用 ANSYS Workbench 15.0 进行优化结构的应力应变校核计算,待校核通过后进行液压验证试验,以期获得最终满足要求的产品。

2 长颈对焊法兰+球形封头端盖结构设计及其影响因素分析

2.1 长颈对焊法兰+球形封头端盖设计及应力状况

法兰主体材料选择 16Mn III 级锻件,密封面采用堆焊 S22053 的方式进行防腐;球形封头材料选 Q356R 板制压制成形。利用 SW6 软件,采用试设计而确定出来的端盖结构参数见图 1。

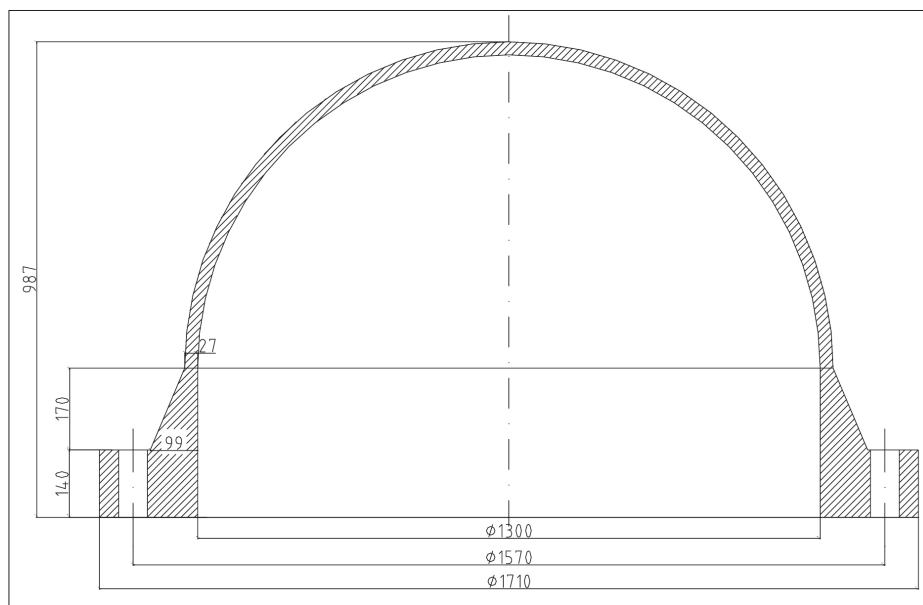


图 1 长颈对焊法兰+球形封头端盖图

封头厚度 27mm, 法兰厚度 140mm, 颈部小端厚度 27mm, 大端厚度 99mm, 锥颈高度 170mm, 操作状态下, 螺栓的最小预紧载荷为 15085644N。

轴向应力许用值为 261MPa, 计算值为 223MPa; 径向应力许用值为 174MPa, 计算值为 122MPa; 切向应力许用值为 174MPa, 计算值为 78MPa; 综合应力许用值为 174MPa, 计算值为 173MPa; 其刚度系数为 0.823。

2.2 影响因素分析

根据法兰的计算方法及其结果

分析可知, 该结构轴向应力和径向应力的大小是影响法兰强度的主要因素。而轴向应力影响较大的因素是法兰厚度和内压产生的轴向力引起的弯矩值; 径向应力的主要影响因素是法兰厚度。理论上讲, 稍微减少法兰厚度, 但通过改变轴向力的方向和位置来降低弯矩值的方法来降低轴向应力和径向应力有一定可行性。

3 球形端盖结构设计及其影响因素分析

3.1 球形端盖结构设计

根据承压容器内部呈球形圆滑过渡的要求, 主体材料选择 16Mn Ⅲ级锻件 +Q345R 板材的情况下, 将长颈对焊法兰端盖结构转化为球形端盖结构。

球形端盖中的球形法兰外径、密封面结构及螺栓中心圆尺寸均保持不变, 先将法兰内侧的直边段变为球形段。根据 HG/T 20583-2011《钢制化工容器结构设计规定》可知: 如采用球形法兰结构, 过短的筒体直边长度会对两端封头的受力造成不利影响, 实际设计中应充分考虑。考虑到球形法兰对封头受力的不利影响, 设计时将封头采取整体加强的形式, 即厚度由 27mm 增加至 32mm, 并保持球形法兰与封头对接外的壁厚为 32mm。锥颈的大端厚度按大于 1.5 倍小端厚度选取, 本例取值为 86mm。锥颈高度参照 2.5 倍左右大小端厚度差选取, 本例取值为 130mm。最后将法兰厚度减小至 120mm。设计的球形法兰 + 球形封头的结构见图 2。

此时, 球形法兰的受力较为复杂, 特别是因内压力引起的轴向力作用在球形法兰上的分力和力臂等均有较大变化, 不能直接套用 SW6 的计算过程, 需进行应力分析计算。

3.2 球形端盖的建模及应力分析

3.2.1 模型建立

本项目采用 ANSYS Workbench 15.0 对球形承压容器进行 3D 建模及应力应变分析。

由于球形容器共用 36 个 M60 的螺栓通过法兰面联

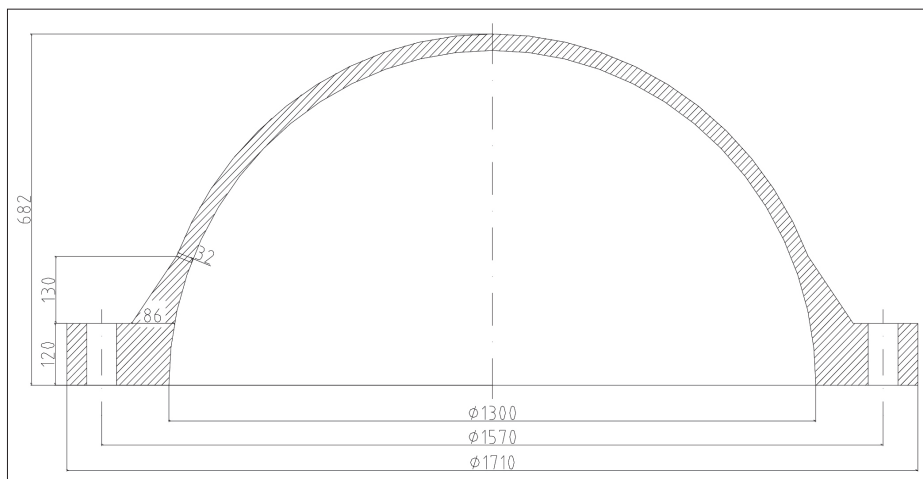


图2 球形端盖结构图

接, 属于全回转轴对称结构。本 3D 建模取整个容器的 1/36 建立三维模型。在模型的两个侧面施加对称约束, 内表面施工压力载荷 10MPa, 单个螺栓上施加预紧力 800000N (按工作状态最小预紧力 2 倍值添加载荷)。法兰与封头焊接处存在结构突变, 因此在法兰与封头的焊缝处建立应力线性化路径 1 见图 3。

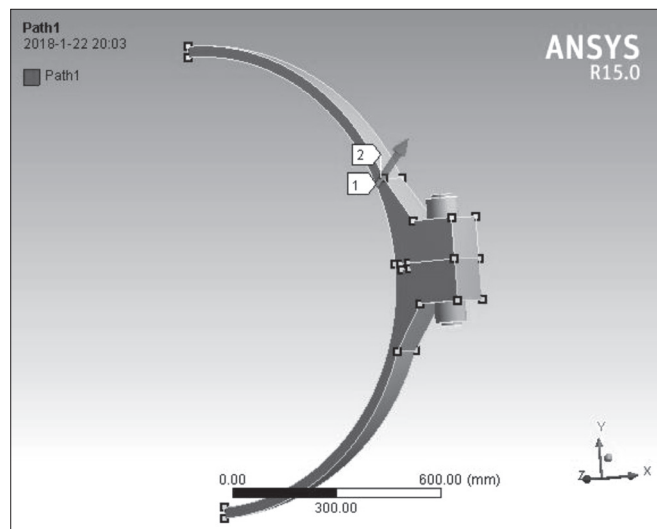


图3 球形承压容器 3D 模型图

3.2.2 应力情况及分析

承压容器的应力应变情况见图 4, 其中路径 1 应力线性化的结果见图 5。

根据应力分布云图可知, 应力最大点出现在螺母与法兰面接触的地方, 对于这种局部应力集中现象可以通过圆滑过渡结构减少应力集中, 故本例中可忽略。另一处应力较高的地方在法兰与封头焊接处 (即路径 1), 该点也符合球形封头应力分布规律。按照分析设计的应力评定准则, 对路径 1 的应力线性化分析可知: 薄膜应力 P_L 值为 130MPa, 许用应力为 174MPa, 最大弯曲应力 Q 值为 208MPa, 而此时的许用应力为 261MPa, 均满足

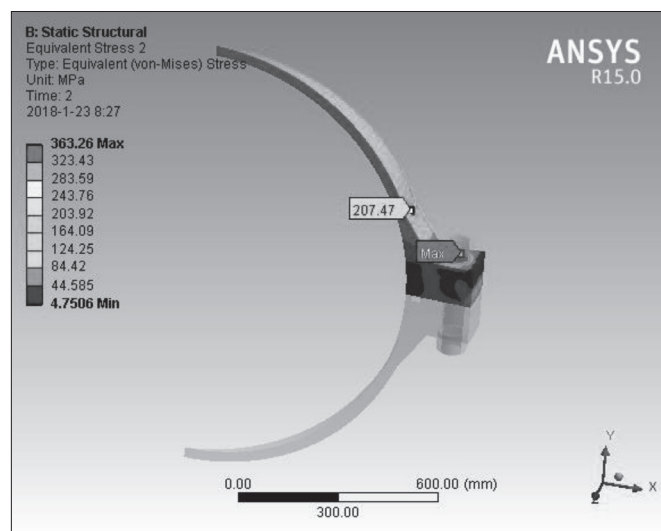


图 4 应力分布图

指标要求。

通过上述情况可知,所设计的球形端盖的结构满足强度指标要求。

4 水压试验结果验证

按照球形端盖的设计尺寸进行球形容器的实物制造。相比较于按常规设计的长颈对焊法兰结构,仅球形端盖的中心高由 987mm 降至 682mm,减小设备对空间的要求,便于设备操作;容器整体重量减少约 350kg 至 4660kg,节约材料的同时提高了材料的利用率。

进行 12.5MPa 耐压试验。经验证,该结构满足耐压试验要求。其实物见图 6。

5 结语

通过上述实例,得到以下结论:

(1) 球形端盖的结构较传统的长颈对焊法兰 + 球形



图 6 球形承压容器图

封头的端盖结构尺寸更紧凑,材料利用率更高。

(2) 球形端盖的设计可以先根据长颈对焊法兰的主体尺寸确定优化后得到,其主要步骤分为提高封头厚度、改变锥颈形状和优化法兰厚度三步得到。

本文所述的球形端盖设计方法适当改进后,可应用于更多空间尺寸、内部结构和重量受限的承压容器。

参考文献:

- [1]GB 150-2011, 压力容器 [S].
- [2]NB/T 47027-2012, 压力容器法兰 [S].
- [3]HG/T 20592-2009, 钢制管法兰 (PN 系列) [S].
- [4] 苏进玲, 陈鹏. 带无折边球形封头法兰强度计算探讨 [J]. 石油化工设备, 1999(7): 22-23.
- [5] 蔡暖姝. 法兰计算方法和垫片性能参数 [J]. 石油化工设备, 2014, 35(2): 57-61.
- [6]HG/T 20583-2011, 钢制化工容器结构设计规定 [S].
- [7] 丁伯民, 黄正林. 高压容器——化工设备设计全书 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [8] 曾宪锐. 球形封头与筒体不等厚连接过渡结构设计 [J]. 计算机应用, 2013(4): 67-71.
- [9] 高炳军, 程伟. 高压容器球形封头与筒体连接区优化设计 [J]. 石油化工设备, 2005(5): 21-23.
- [10] 付磊, 罗云蓉, 付伶. 球形封头的应力分布与研究 [J]. 机械设计与制造, 2013(10): 209-212.
- [11]JB 4732-1995, 钢制压力容器—分析设计标准 (2005 年确认) [S].

作者简介: 丁秀山 (1990-), 男, 湖北武汉人, 本科, 工程师, 研究方向: 压力容器产品设计。

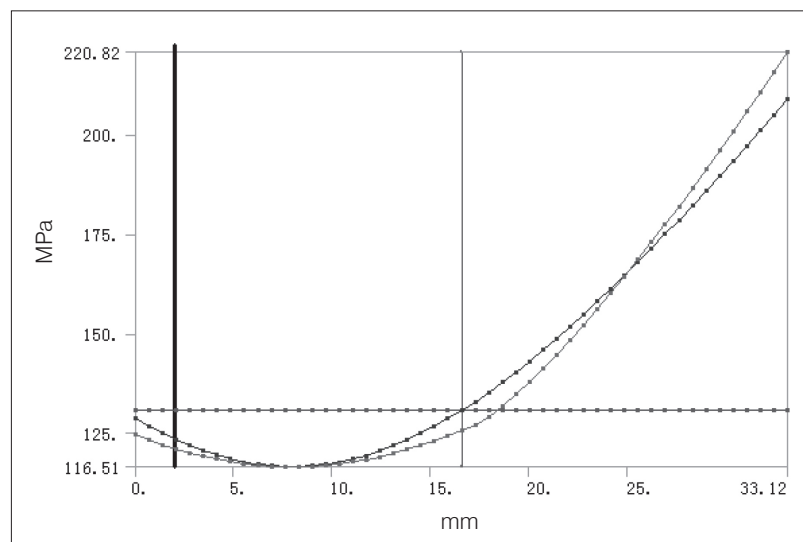


图 5 路径 1 应力线性化图