

化工容器的设计方法*

许琦

丁传安

(盐城工学院化学工程系, 江苏 盐城 224003 扬州化工学校化工机械系, 扬州 225002)

摘要 目前, 化工容器常规设计采用静载荷、高安全系数和规定具体的结构形式, 具有很大的不合理性, 原因是化工容器大多数受变载荷作用, 加之材料本身的缺陷, 以及结构的不连续, 因此, 按疲劳设计更符合工程实际。

关键词 化工容器; 静载荷设计; 疲劳设计

分类号 TQ05

文献标识码 A

文章编号 1008-5092(2000)02-0025-03

在以往的工程设计中, 化工容器的设计大多都是采用常规设计方法, 即按受静载荷的条件考虑。但在实际生产过程中, 频繁的间断操作, 压力波动, 流体通过设计产生的振动, 周期性的温度变化, 强迫振动等都将使容器中的应力随时间呈周期性的变化。在这种交变载荷的作用下, 加之金属材料本身存在的气孔、杂质等缺陷及结构上的不连续等因素形成的裂纹而最终导致疲劳破坏。据国外统计, 从20世纪60年代以来, 压力容器的破坏事故中, 有40%左右是由于疲劳裂纹的扩展引起的, 所以许多国家对压力容器设计规范增加了以疲劳分析为基础的设计方法。我国在1987年以ASME-VIII-2为主要参考材料, 拟定了行业标准, 但在我国工程设计中还没有得到很好的应用和执行。

1 化工容器的常规设计方法及举例

常规设计方法认为化工容器中所受的应力是不随时间而变化的, 设计应力较低, 选材有严格的规定, 选用一定的安全系数, 采用规定的结构和对制造工艺有一定的要求等为前提。这种设计方法简单、方便。下面举一算例加以说明。

设计一台出料罐。当含有固体颗粒的气体经过出料罐的过滤管后, 固体颗粒则积留在出料罐的下部, 定期排放。该出料罐主要有标准椭圆型上封头, 筒体和带折边的锥形封头(如图1), 其设

计参数为: 公称直径1000 mm, 设计压力为2.5 MPa, 材料用16 MnR, 工作温度为0~150℃, 加工条件为焊后进行热处理并对焊缝进行100%射线探伤, 焊缝系数 $\Phi=1$, 压力循环条件为每30 min, 操作压力由40 kPa~2.23 MPa波动一次, 设备设

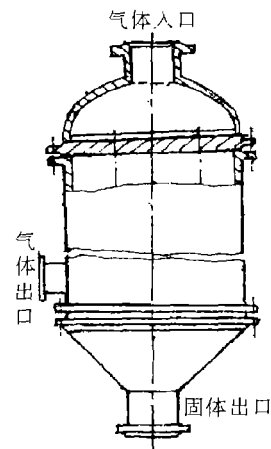


图1 产品出料罐示意图

Fig.1 Showing Figure of Product Output Container
计寿命10年。试确定薄壁化工容器的理论壁厚。

1.1 化工容器常规设计的设计步骤

化工容器常规设计方法的设计步骤包括工艺条件分析, 确定化工容器的设计参数, 根据工艺参数按国家有关化工容器标准, 选择合理的化工容器材料、结构型式, 进行强度计算和校核。

1.2 工艺参数的确定

根据国家有关化工容器的设计标准^[1], 其设

* 收稿日期: 1999-11-21

第一作者简介: 许琦(1965-), 男, 硕士, 讲师, 主要从事化工机械结构强度的研究。

计压力 $P = 2.5 \text{ MPa}$, 材料的主要机械性能为 $\sigma_b = 510 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 350 \text{ MPa}$, $[\sigma]^{150} = 170 \text{ MPa}$, $\Psi = 14.5\%$, $\delta_5 = 17\%$, $E^{20} = 2.07 \times 10^5 \text{ MPa}$, $E^{150} = 2.0 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。

1.3 筒体的上下封头壁厚的设计

由无力矩理论方程^[2-4], 得到筒体的理论壁厚计算公式:

$$\delta = \frac{PD_t}{2[\sigma] \cdot \varphi - P}$$

代入各参数解得其理论壁厚为:

$$\delta = 7.4 \text{ mm}$$

标准椭圆封头的理论壁厚小于筒体壁厚, 但考虑到和筒体之间联接处的加工方便和应力集中等影响因素, 一般取封头和筒体的壁厚相同。

下封头采用标准的大端折边锥形封头, 其锥壳半顶角为 $\alpha = 45^\circ$, 其壁厚计算公式为:

$$\delta = \frac{PD_c}{2[\sigma]^{150} \cdot \varphi - P} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$$

其中 $D_c = D \cdot [1 - 0.34 \times (1 - \cos \alpha)]$, 代入各参数解得其理论壁厚为:

$$\delta = 9.6 \text{ mm}$$

2 以疲劳分析为基础的设计方法

2.1 化工容器筒体部分的设计

此化工容器的工作状况和上例相同, 属于薄壁容器, 根据疲劳破坏的机理, 破坏是以剪切为主要特征, 因而应用最大剪应力理论, 最大交变应力强度为交变应力作用的周向应力, 据筒体的周向应力 S_{θ} (这里的周向应力符号的变化, 主要是为了保持和 ASMB-VIII-2 标准符号相一致) 计算公式为^[5]:

$$S_{\theta} = \frac{\Delta PD}{2\delta} + 0.5\Delta P$$

式中 ΔP 应采用操作压力变化范围, 故 $\Delta P = 2.23 - 0.04 = 2.19 \text{ MPa}$

其应力幅为:

$$S_{\text{alt}} = 0.5 S_{\theta}$$

在 150°C 时, $E^{150} = 2.0 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。而 ASMB-VIII-2 规范所提供的 S_a 曲线规定 $E^{20} = 2.07 \times 10^5 \text{ MPa}$, 必须进行修正得:

$$S'_{\text{alt}} = E^{20} S_{\text{alt}} / E^{150}$$

循环次数 $N_f = 10 \times 2 \times 24 \times 365 = 1.75 \times 10^5$

由 S_a-N_f 曲线, 当 $N_f = 1.75 \times 10^5$ 可查得 $S_a = 93.6 \text{ MPa}$

对于筒体, 在筒体和管板的连接处, 由于结构上的不连续所引起的最大轴向应力可达周向应力的 2.05 倍, 故可认为在边缘应力集中系数 $K_t = 2.05$, 在壳体上开椭圆孔, 最大应力在长轴的两端, 应力集中系数 $K_t = 2.57$; 根据设计规范, 许用应力幅与最大交变应力幅之比应小于 K_t , 即:

$$\frac{S_a}{S'_{\text{alt}}} \leq K_t$$

代入各参数解得: $\delta = 15.6 \text{ mm}$

2.2 化工容器上下封头部分的设计

2.2.1 顶部椭圆封头的计算

标准椭圆封头上的最大应力为:

$$S_{\theta} = \frac{\Delta PD}{2\delta} + 0.25\Delta P$$

其应力幅为:

$$S_{\text{alt}} = 0.5 S_{\theta}$$

在封头顶部的径向接管按 ASMB-VIII-2 规范的应力指数法, 当椭圆顶点经向接管时, K_t 的取大值为 2.25, 小于 2.57, 因而椭圆封头的理论壁厚小于筒体的理论壁厚。

下部锥形封头的设计:

在大端折边过渡区切线处, 锥体上的周向应力最大, 其数值为:

$$S_{\theta} = \frac{PD_c}{2[\sigma]^{150} \cdot \varphi - P} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$$

其应力幅为:

$$S_{\text{alt}} = 0.5 S_{\theta}$$

锥体下方出料管按 ASMB-VIII-2 规范的应力指数法, 当椭圆顶经向接管时, K_t 的取大值为 3.3, 即:

$$\frac{S_a}{S'_{\text{alt}}} \leq K_t$$

代入各参数解得:

$$\delta = 23.9 \text{ mm}$$

3 结束语

从常规设计法和疲劳分析设计法的结果可以看出, 按常规设计法设计的薄壁压力容器的理论壁厚比疲劳分析设计法小得多, 因为常规设计法都是按静载荷的条件来考虑的, 且认为容器中所受的应力是不随时间而变化的。实际上, 压力容器本身结构的不连续等原因, 会形成应力集中, 在循环应力作用下, 易形成裂纹与扩展, 因而用低循环疲劳设计更符合实际情况, 所以按疲劳设计的

容器,虽然壁厚较厚,但能满足寿命及安全、可靠 许多方面还需要进一步完善,研究和运用疲劳分
性的要求。但是,由于对疲劳寿命的研究较晚,有 析设计法,已成为化工容器设计的客观要求。

参 考 文 献

- 1 中国标准出版社第三编辑室.1998 压力容器国家标准[M].北京:中国标准出版社,1998.
- 2 孙志国,许琦.化工设备机械基础[M].徐州:中国矿业大学出版社,1996.118 ~ 119.
- 3 余国宗.化工容器及设备[M].北京:化学工业出版社,1987.271 ~ 283.
- 4 陈国理.压力容器及化工设备[M].广州:华南理工大学出版社,1990.371 ~ 377.
- 5 全国压力容器标准化技术委员会.钢制压力容器—另一规程[M].北京:中国标准出版社,1987.

Inquire of Fatigue Design Method about Chemical Vessel

*Xu Qi*¹⁾ *Ding Chuanan*²⁾

(1)Department of Chemical Engineering of Yancheng Institute
of Technology, Jiangsu Yancheng 224003, PRC
(2)Department of Chemical Equipment of Yangzhou
chemical school, Jiangsu Yangzhou 225002, PRC

Abstract Dead load and higher safe coefficient are used in pressure vessel of conventional design. Specific structurives are alloted, The design method is shortage in science. Fatigue design is more corresponding with real condition because loads to pressure vessel are change, Material defect exist and structures are discontinue.

Keywords Chemical vessel; Dead load design; Fatigue design