

# 变压吸附器的设计计算及 疲劳设计的几个问题

饶 威 姜 放

(四川石油管理局勘察设计研究院)

**摘 要** 承受交变载荷的容器已在天然气综合利用工程中得到越来越多的应用,本文介绍了分析设计的规程。通过对吸附器的设计计算,阐明了疲劳设计的要点,并对疲劳设计在天然气综合利用工程中的问题进行了讨论。

**主题词** 压力容器 疲劳 分析设计

## 前 言

在天然气综合利用的某些装置中,利用操作压力的变化,实现化工过程的单元操作。在这些装置中,承受交变载荷的压力容器,常常是装置中的关键设备,决定着整个装置的效果。如轻烃回收装置中的分子筛干燥器、液化器脱硫器、变压吸附装置中的吸附器等就是典型的例子。

承受交变载荷的设备设计,不同于常规压力容器的设计,而应采用应力分析的方法进行设计。我国尚未有应力分析的压力容器设计规范(标准)<sup>[1][2]</sup>,因此采用先进技术国家的设计规范,结合我国的具体情况,进行承受交变载荷的压力容器设计是压力容器设计人员十分关心的问题。本文设计的吸附器已成功地使用于生产装置中,证明该设备的设计是成功和可靠的。

## 设计规范的选择

据国外的资料统计,六十年代以来在压力容器的破坏事故中,由于疲劳裂纹扩展而引起的破坏约占40%<sup>[3]</sup>,因此必须引起足够

的重视。合理地选用设计规范是保证这类压力容器安全的非常重要的一环。

在我国的压力容器设计中,普遍使用的国家标准 GB150-89《钢制压力容器》是压力容器设计的常规规范。在常规设计中,对受压元件采用弹性失效的准则,限制最大拉应力,这种方法未对受压元件作详细地计算,因此在规范给出受压元件的计算公式,材料的许用应力以及强度限制条件的同时,作出了配套的各种规定:

1. 为了保证压力容器的可靠性和材料的加工工艺性能,对受压元件材料的化学成分,机械性能作了必要的规定,并列出了常用的压力容器材料,而使用新的材料,必须经过全国压力容器标准化技术委员的批准。

2. 对于影响受压元件强度的其他因素,采用给出受压元件材料安全系数和常用材料许用应力值的方法,综合而较含糊地考虑这些无法作详细计算的因素。

3. 结构形式对受压元件应力的影响很大,却常由工艺条件等其他因素确定,某些规则的结构已有较为成熟的公式,而更多的结构却没有较切合实际的计算公式。因此常规设计规范给出了常用结构的计算公式、并限制受压元件仅能采用这些结构。

4. 为了保证制造的设备与理论模型比较一致,不致产生太大的附加应力,通过检验、验收等环节,对制造提出了要求<sup>[1]</sup>。

通过这些规定,使常规设计规范形成了比较完整和科学的系统,但这些规定也表现出常规设计规范的不足和使用上的限制。受压元件的结构,在实际生产中遇到的是多种多样的,如牙嵌式快开盲板,超标法兰等,这些都不属常规设计规范中的结构,不能用其进行设计。承受交变载荷的压力容器也是不能用常规设计规范设计的。

压力容器的分析设计规范弥补和改善了常规设计规范的不足。

分析设计采用更适合塑性材料的最大剪应力理论,将应力进行了较详细的分析、分类,按各类应力的重要程度,分别进行限制,因而较为合理地使用了金属材料的承压性能,并能设计温差应力较大的压力容器和承受交变载荷的压力容器。

但分析设计仍采用材料的安全系数来考虑,无法定量分析影响压力容器安全寿命的各个因素,且安全系数较常规设计的安全系数小。相似于常规设计、分析设计对选材、制造、检验也提出了要求,且因设备的工作条件更为苛刻,这些要求较常规设计更为严格。

分析设计规范仅规定了进行应力分析的方法及判据,可以据此对不同的结构进行分析和判定,因此扩大了压力容器使用的结构范围。

分析设计的这些特点,使我们能更为合理地、接近实际地进行压力容器的设计,且能解决常规设计所不能解决的问题。所以先进技术国家都制订了分析设计的规范(标准)。美国 ASME 规范中,专门有一分篇 ASME VIII-2 是压力容器的分析设计规范。英国的 BS 5500 标准将分析设计列入附录之中。日本制订了工业标准 JIS B8250《压力容器构造——另一标准》。联邦德国 AD 压力容器规范于 1982 年颁布了 S2 篇“考虑脉动应力的设计”。<sup>[5][6]</sup>

其中 ASME VIII-2 是世界上最早出现的应力分析规范,也是世界上公认的规范。现在的国际贸易大多以 ASME 规范为标准,加拿大、瑞士、比利时等国明确规定压力容器疲劳设计可直接采用 ASME 规范。有的国家虽有自己的分析设计规范,如日本的 JIS B8250,澳大利亚的 AS1210,但实际内容和 ASME 基本一样。美国一些单位用实物容器进行疲劳试验所获得的结果表明,只要计算峰值应力的位置和位置正确,ASME VIII-2 具有足够的安全裕度。多年的使用经验也说明 ASME 的疲劳设计规范安全可靠<sup>[5]</sup>。

全国压力容器标准化技术委员会也推荐“在我国以应力分析为基础的压力容器设计标准颁布之前,可采用美国标准 ASME VIII-2 和日本 JIS B8250 规定的方法进行评定”。

因此,本文设计的吸附器采用 ASME VIII-2 进行分析和设计。

### 吸附器的设计计算<sup>[6]</sup>

吸附器是分离气体变压吸附装置的关键设备,在被分离的气体被吸附和解析时,需要不同的操作压力,设备因此而承受交变的载荷,所以,不能按常规设计规范设计,而用 ASME VIII-2。

设计条件:

工作压力:在 0.4MPa 和 1.7MPa 间周期性变化、变化的周期 16 分钟。

设计温度:50℃

盛装的介质:易燃、易爆、中度危害的精炼气。

腐蚀裕量: $C_2=1\text{mm}$  内径: $D_i=1200\text{mm}$

1. 静压强度设计

据经验选用 20g 钢板,其  $\sigma_b=400\text{MPa}$ ,  $\sigma_s=245\text{MPa}$ , 据规范  $n_b=3$ ,  $n_s=1.5$ , 所以许用应力  $s=133\text{MPa}$

取静压设计压力  $P=1.1 \times 1.7=1.9\text{MPa}$

在筒体和封头远离接管区域,仅有总

体一次薄膜应力。

$$S = \frac{PR}{t} + \frac{P}{2}$$

$$t = 2PR / (2S - P)$$

$$t = 2 \times 1.9 \times 600 / (2 \times 133 - 1.9)$$

$$= 8.6 \text{ mm}$$

取钢板负偏差  $C_1 = 0.8 \text{ mm}$   $C = 1.8 \text{ mm}$

筒体的计算壁厚  $8.6 + 1.8 = 10.4 \text{ mm}$

筒体的名义厚度取为  $12 \text{ mm}$

选用标准椭圆形封头

$$P/S = 19/133 = 0.0143 < 0.08$$

$$L = 0.9Di = 0.9 \times 1200 = 1080 \text{ mm}$$

据图 AD-204.1 查得  $t/L = 0.0094$

$$\text{所以 } t = 0.0094L$$

$$= 0.0094 \times 1080$$

$$\approx 10.2 \text{ mm}$$

取  $C = 1.8 \text{ mm}$ , 所以封头的名义厚度取为  $12 \text{ mm}$ 。

### 2. 是否进行疲劳校核的判断

在 ASME VIII-2 的 AD-160.2 节中列出了判断条件 A 和 B, 规定“若符合全部条件 A 或全部条件 B, 就不需要进行疲劳分析”。其中条件 A 直观、实用, 得到大量的使用, 摘录如下:

条件 A, 对于具有规定性的最小抗拉强度不超过  $550 \text{ MPa}$  的材料, 当下面说明的 (a) 加上 (b) 加上 (c) 加上 (d) 的预计循环总数不超过  $10000$  次, 则疲劳分析不是规定性的。

(a) 是全幅度压力循环的预期 (设计) 次数包括启动及停车。

(b) 是预期的操作压力循环次数, 其中压力变化幅度超过设计压力百分之二十。(压力变化不超过设计压力百分之二十的循环不限次数, 大气状态波动造成的压力循环不需考虑)。

(c) 是在受压容器上包括接管的任何相邻两点间金属温度变化的有效次数。(略)

(d) 对于焊缝位于膨胀系数不同的材料之间的部件, 造成  $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T$  的数值超过  $0.00034$  的温度循环次数。(略)

在吸附器中, 操作压力的波动  $\Delta P = 1.7$

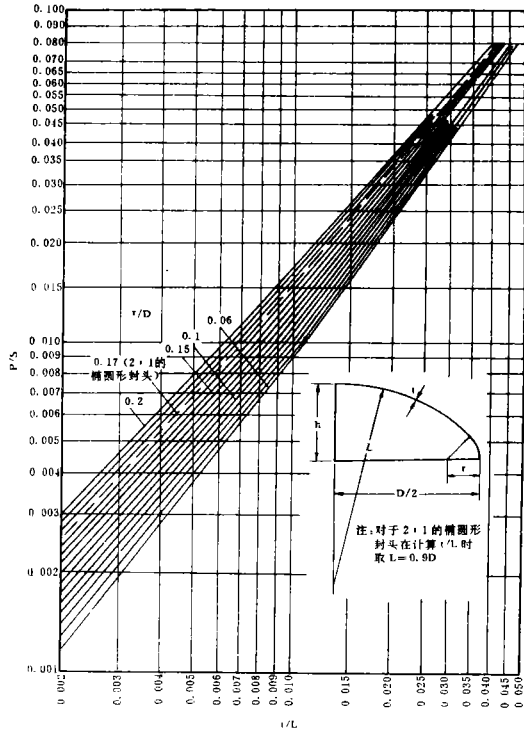


图 AD-204.1 与 AD-204.2 和 AD-204.3 一起采用时, 碟形封头和 2:1 椭圆形的的设计曲线

$-0.4 = 1.3 \text{ MPa}$  大于静压设计压力  $1.9 \text{ MPa}$  的  $20\%$ , 所以适合条件 A 中的 (b) 条。

设备的设计寿命为  $10$  年, 则压力波动循环的总次数  $N = 60/16 \times 24 \times 330 \times 10 = 3 \times 10^5$  次, 考虑开停车因素, 取  $N = 3.1 \times 10^5$  次。

其已大于条件 A 的判断值  $10000$  次, 所以本设备须进行疲劳分析。

### 3. 疲劳校核

#### (1) 筒体的疲劳校核

筒体的总体一次薄膜应力强度  $S$

$$S = \Delta PR/t + \Delta P/2$$

取筒体的名义厚度  $16 \text{ mm}$

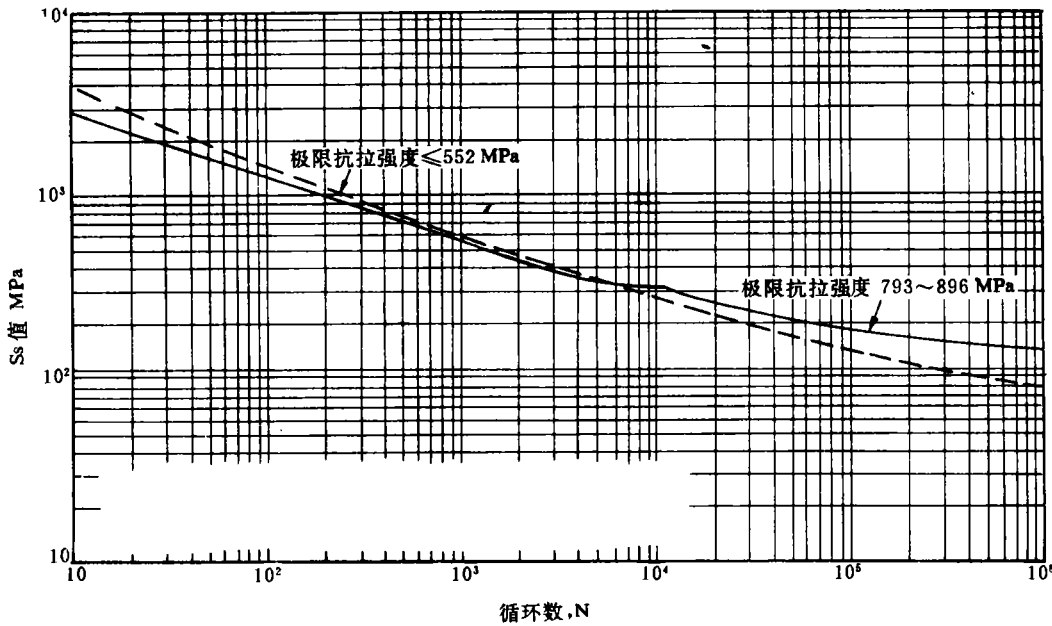
$$S = 1.3 \times 600 / (16 - 1.8) + 1.3/2$$

$$S = 55.6 \text{ MPa}$$

交变压力的强度值  $S_a = S/2$

$$S_a = 27.8 \text{ MPa}$$

$50^\circ \text{C}$  时,  $20\text{g}$  的弹性模量  $E' = 1.9 \times 10^5 \text{ MPa}$



注 (1) $E=210 \times 10^3 \text{ MPa}$ ; (2)对极限抗拉强度552~896 MPa 用内插法;  
 (3)在表5-110.1上有制成表的数值和这些曲线的精确插值公式

图5-110.1 温度不超过375℃的碳钢,低合金钢,系列4××,高合金钢和高强钢的设计疲劳曲线

进行温度修正  $S'_a = S_a E / E'$

$$S'_a = 27.8 \times 2.1 \times 10^5 / (1.9 \times 10^5) = 30.7 \text{ MPa}$$

查图5-110.1得到循环次数  $N_r$  大于  $10^6$  次,在筒体的非接管区疲劳校核合格。

在筒体上有径向接管,在接管区,据应力指数法,应力指数  $K_t$  的最大值为3.3,该区的交变应力强度  $S_a = 55.6 \times 3.3 / 2 = 91.74 \text{ MPa}$

进行温度修正  $S'_a = 91.74 \times 2.1 \times 10^5 / 1.9 \times 10^5 = 101.4 \text{ MPa}$

据此查图5-110.1得到  $N_r = 3.7 \times 10^5$  次,其大于设备设计寿命内的交变循环次数  $N$ ,所以在筒体的接管区疲劳校核合格。

(2)椭圆封头的疲劳校核

取标准椭圆封头和筒体具有相同的名义厚度16mm。

$$\begin{aligned} t/L &= t / (0.9D_i) \\ &= (16 - 1.8) / (0.9 \times 1200) \\ t/L &= 0.01315 \end{aligned}$$

查图 AD 204.1,得  $\Delta P/S = 0.017$

所以封头因压力波动的薄膜应力强度  $S$

$$S = P / 0.017 = 1.3 / 0.017$$

$$S = 76.5 \text{ MPa}$$

$$\text{交变应力强度值 } S_a = \frac{1}{2} S = 38.2 \text{ MPa}$$

$$\text{进行温度修正 } S'_a = S_a E / E' = 38.2 \times 2.1 \times 10^5 / 1.9 \times 10^5$$

$$S'_a = 42 \text{ MPa}$$

查图5-110.1 得到  $N_r > 10^6$  次,在非接管区合格。

在椭圆封头的顶部布有一径向接管,在顶部  $\sigma_\varphi = \sigma_\theta = PD_i / (2\delta_c)$   $\sigma_r = 0$

所以在顶部因压力波动产生的薄膜应力强度  $S = \Delta\sigma_\varphi - \Delta\sigma_r = \Delta PD_i / (2\delta_c)$

$$S = 1.3 \times 1200 / (2 \times 14.2) \approx 55 \text{ MPa}$$

具应力指数法,在椭圆形封头顶部的应力指数  $K_t$  的最大值为2.2。

$$\text{所以该处的交变应力强度 } S_a = 2.2S / 2$$

$$S_a = 60.5 \text{ MPa}$$

$$\text{进行温度修正 } S'_a = 60.5 \times 2.1 \times 10^5 / 1.9$$

$\times 10^5 \approx 67 \text{ MPa}$

查图5-110.1得到  $N_r > 10^6 > N$ , 所以疲劳校核合格。

(3) 法兰的校核(略)

## 问题讨论及建议

1. 在椭圆封头的疲劳校核中, 非接管区采用图 AD-204.1 计算因压力波动产生的薄膜应力强度  $S$  值, 而在校核封头接管区时, 却根据封头顶点的  $\sigma_\phi$ 、 $\sigma_\theta$  和  $\sigma_r$  计算  $S$  值。这是因为图 AD-204.1 是在薄膜应力解的基础上, 考虑了封头与筒体连接的边缘应力进行修正而得出的曲线<sup>[7]</sup>, 因此从此图得到的  $S$  值应是代表离边缘焊缝较近的封头直边部分和曲边部分的实际薄膜应力强度值, 而在封头的顶部球形区(本设备的接管区)受力较这两部分好。如图3所示, 在顶点的  $S$  (这里  $S = \sigma_\phi$ ) 最大, 所以用该顶点的薄膜应力进行接管区的疲劳校核更为合理。

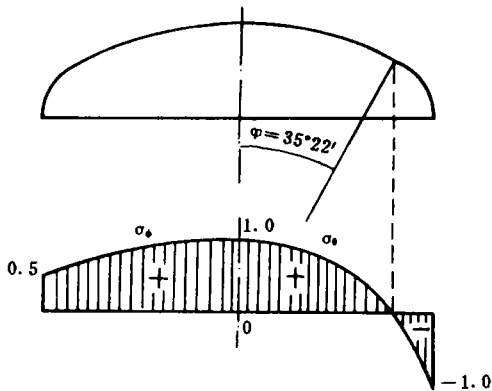


图3

2. 从上面的设计计算中可以看到, 如果不进行疲劳分析仅进行静强度设计, 无论是常规设计或是分析设计, 都只需要12mm, 而进行疲劳计算则需16mm。因此仅从分析设计规范的安全系数 ( $n_b = 3, n_s = 1.5$ ) 小于常规设计规范 ( $n_b = 3, n_s = 1.6$ ), 就认为用分析设计规范设计出的设备较薄的结论是不全面的。这个结论仅在既可采用常规设计规程, 又可采用分析设计规程设计的情况下才是正确

的。而对于承受交变载荷或有较大温差应力的设备, 是不能用常规设计规程设计, 更不能认为常规设计规程设计的设备更为安全。

3. 天然气综合利用中设备的一大特点是用于湿硫化氢环境, 这时采用了较大的腐蚀裕量  $C_2 = 4 \text{ mm}$ , 这是有利于设备承受交变载荷。在设备运行的初始阶段, 因壁厚的腐蚀裕量并未被腐蚀掉, 因而设备的交变应力强度得到降低, 根据线性累积损伤理论, 设备的寿命将得到延长。特别是在静压设计压力较小, 压力波动较小的情况下, 更为明显。但腐蚀性介质对疲劳寿命的影响, 在 ASME VIII-2 并未加以考虑。

4. 虽然进行疲劳设计并不一定会增加设备的壁厚, 但是否按分析设计规范进行疲劳设计, 必须依据规范的条件 A 或条件 B 进行判断。如设备有效压力波动的周期为24小时, 则十年内的变化次数  $N = 330 \times 10 = 3300$  次, 又如波动的周期为48小时, 十年内的变化总次数  $N = 1650$  次, 都大于条件 A 的判断值1000次, 因而都必须进行疲劳设计。

5. 分析设计规程是一个集选材、设计、制造、检验、使用等的综合整体。因此一旦采用分析设计的规程, 就必须有较常规设计更为严格的技术要求(本文未进行这方面的讨论), 而不能单独只采用该规程来设计, 设计出的设备在使用时也不能改作他用或改变操作条件。

6. 全国压力容器标准化技术委员会已规定“申报压力容器采用‘应力分析为基础的设计’的单位应具有相应的压力容器设计单位资格批准书”, 并“责成设计分委会组织申报文件的审查, 并提出评定认可意见, 报容委会审批, 同时抄报劳动部门锅炉压力容器安全监察局”。因此对压力容器进行疲劳设计, 应有组织、有程序地进行。

## 参 考 文 献

- 1 汪子云. 专业标准钢制压力容器——另一规程. 压力容器, 1988, 1
- 2 顾振铭. 中国压力容器标准化技术工作现状与前景(三)——以应力分析为基础(下转第52页)

陡坎等地形输入问题。该软件的开发是比较成功的,为整个基地运用计算机技术开展总图设计打下了坚实的基础。

其次要解决的问题是总图在竖向设计中土方平衡计算及用计算机绘制竖向设计图。由于该基地地形较低且起伏不大,这给整个基地的排水带来了困难,必须回填大量的土方才能解决基地的排水问题。而宁夏地区多沙少土,土方很贵且在附近取土也十分困难,如何用最少的土方量,最好地解决基地排水问题成了设计中的一大难题。面对这一问题和不借助计算机单凭人工计算,无论是从时间上还是经济上都是不允许的。我们充分利用原有的计算机软件,自行开发和研究了部分土方平衡及作图软件,妥善地解决了这一难题。在这次基地的竖向设计中,仅用了三天时间就用计算机连续做了三种土方平衡方案,经认真比选确定了一种最经济、最实用的方案,并一次成图,大大地提高竖向设计的速度和质量,使我院计算机辅助设计达到了一

个新的高度。

最后我们运用计算机 CAD 中已有的成熟技术全面展开总图设计。如各种建筑物单位的拼接、移动、镜像;用计算机确定建筑物的坐标位置(ID 技术);各种形状的面积及指标测算,同时还可以作出各种比例的总平面效果图(例如绿化、车辆、行人)等技术在设计中得到了广泛的应用。

### 结束语

通过对长庆银川综合基地的总图设计深深地体会到:随着我国市场经济的发展,人们生活水平在不断地提高,对居住环境的要求也越来越高,这就要求我们设计人员要不断地更新观念,用优良的服务质量来适应设计市场日益激烈的竞争,用新技术、新方法武装自己,只有这样才能更好地为用户服务。

(收稿日期 1994-09-20)

(上接第 38 页)

的中国钢制压力容器——另一规程概论. 压力容器, 1988, 5

3 丁伯民, 蔡仁良. 压力容器设计——原理及工程应用. 中国石化出版社, 1992

4 张康达, 洪起超. 压力容器手册. 劳动人事出版社, 1990

5 李培宁. 当代压力容器疲劳设计规范评述.

压力容器, 1989, 4

6 孙儒荣, 潘真微等译. ASME 锅炉及压力容器规范第Ⅶ篇第二分篇. 1983SI 版, 中国机械工程学会压力容器学会, 1986

7 刘中孚. 专业标准钢制压力容器——另一规程简介之二, 关于内压下的回转壳体. 压力容器, 1988, 2

(收稿日期 1994-08-31)